

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 ČTYRDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU O VÝKONU 225 KW

PISTON FOR 225 KW 4-STROKE SI-ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

ERIK BAUZA

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA

BRNO 2008

## Anotácia

Obsahom práce je spracovanie výpočtového návrhu a konštrukčného riešenia piestu pre štvordobý zážihový preplňovaný motor o výkone 225 kW. Práca sa zameriava na návrh základných rozmerov motora, kľukového mechanizmu a základných rozmerov piesta. Navrhnutý piest sa následne skontroluje v kritických prierezoch. V práci je stručne popísaná aj posledná tendencia vo vývoji a konštrukcii piestov ako aj stručný popis jednotlivých prvkov navrhovaného motora.

## Kľúčové slová

bočná krivka piestu, piest, kľukový mechanizmus, materiál piestu, piestne krúžky, teplotné pole piestu, preplňovanie, zážihový motor

## Annotation

Contents of this work is processing of computational suggestion and construction solution of piston for four- stroke SI turbocharged piston with power of 225 kW. This work is point to suggestion of basic dimension of engine, crankshaft mechanism and basic dimensions of piston. Designed piston is controlled in critical sections. In this work is also shortly describe last tendency on development and construction of pistons, also a shortly describe of single components of designed engine.

## Key words

side curve of piston, piston, crankshaft mechanism, material of piston, piston rings, temperature field of piston, turbo-charging, SI- engine

## Bibliografická citácia

BAUZA, E. *Píst čtyřdobého zážehového motoru o výkonu 225 kW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 53 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. David Svída.

## Čestné prehlásenie

Prehlasujem, že túto prácu som vypracoval samostatne, pod vedením vedúceho bakalárskej práce pána Ing. Davida Svídy s použitím uvedenej literatúry.

V Brne dňa 20. mája 2008

.....  
Erik BAUZA



## Pod'akovanie

Chcel by som poďakovať rodičom a blízkym za neustálu podporu počas štúdia na vysokej škole, za cenné rady a povzbudzujúce slová. Ďalej by som chcel poďakovať pánovi Ing. Davidovi Svídovi za cenné rady a pripomienky poskytnuté pri konzultáciách počas písania bakalárskej práce. Taktiež by som sa chcel poďakovať pánovi Štefanovi Slobodovi za poskytnutie odbornej literatúry, ktorá mala pre mňa veľký prínos pri písaní tejto bakalárskej práce.

## OBSAH

1. ÚVOD - Základná klasifikácia motora	
1.1. Požiadavky.....	4
1.2. Priame vstrekovanie HPI.....	4
1.2.1. Tvorba zmesi.....	6
1.2.2. Stratégia vstrekovania.....	7
1.3. Preplňovanie.....	8
1.4. Variabilné časovanie ventilov (DOUBLE VANOS).....	9
1.5. Požiadavky kladené na piest.....	11
1.6. Súčasné trendy konštrukcie spaľovacích motorov.....	11
1.7. Chladenie piestu.....	12
1.8. Rozbor teplôt piestu.....	13
1.9. Materiál piestu.....	15
1.10. Piestne krúžky.....	16
1.10.1. Význam piestných krúžkov.....	16
1.10.2. Základné prvky piestneho krúžku.....	16
1.10.3. Konštrukčné prevedenie piestných krúžkov.....	17
1.10.3.1. Stieracie piestne krúžky.....	17
1.10.3.2. Tesniace piestne krúžky.....	17
1.10.4. Materiál a povrchová úprava piestných krúžkov.....	18
2. VÝPOČET	
2.1. Stanovenie hlavných rozmerov piestového spaľovacieho motora.....	19
2.1.1. Základná klasifikácia motora- Stanovenie základnej koncepcie.....	19
2.1.2. Stanovenie zdvihového objemu jedného valca.....	19
2.1.3. Stanovenie zdvihového objemu motora.....	20
2.1.4. Kontrola objemového (litrového) výkonu motora.....	20
2.1.5. Určenie zdvihu "Z" a priemeru valca "D".....	21
2.1.6. Kontrola strednej piestovej rýchlosti.....	22
2.2. Návrh hlavných rozmerov piestu.....	22
2.2.1. Voľba rozmerov konštrukčných prvkov piestu.....	22
2.3. Drážky pre piestne krúžky.....	24
2.3.1. Radiálna vôľa piestneho krúžku.....	24
2.3.2. Axiálna vôľa piestneho krúžku.....	25
2.3.3. Drážka pre stieracie piestne krúžky.....	26
2.3.4. Hrúbka steny piestu.....	27
2.3.5. Poistenie sxiálnej polohy piestneho čapu.....	27
2.3.6. Bočná krivka piestu.....	27

3. PEVNOSTNÝ VÝPOČET PIESTU	
3.1. Pevnostný výpočet dna piestu.....	29
3.2. Najslabšie miesto plášťa piestu.....	33
3.3. Merný tlak na plášti piestu.....	35
3.3.1. Rozbor síl v kľukovom mechanizme.....	35
3.3.2. Výpočet $F_{N,MAX}$ .....	36
3.4. Mostík medzi prvým a druhým tesniacim krúžkom.....	38
4. Model.....	40
5. Záver.....	43
6. Zoznam použitej literatúry.....	45
7. Prílohy.....	46

## ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A ZNAČIEK

$a$	[mm]	šírka piestneho krúžku
$c_s$	[m·s <sup>-1</sup> ]	stredná piestová rýchlosť
$d_R$	[mm]	vnútorný priemer krúžku v zamontovanom stave
$d_N$	[mm]	priemer drážky pre piestny krúžok v pieste
$h_I$	[mm]	hrúbka piestneho krúžku
$i$	[-]	počet valcov motora
$k$	[-]	zdvihový pomer
$m_x$	[kg]	hmotnosť koruny piestu
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	menovité otáčky motora
$n_{MAX}$	[min <sup>-1</sup> ]	maximálne otáčky motora
$p_e$	[MPa]	stredný efektívny tlak
$p_{pl}$	[MPa]	merný tlak na plášti piestu
$r_k$	[mm]	polomer kľukového hriadeľa
$s_p$	[mm]	radiálna vôľa piestneho krúžku
$D$	[m]	vrtanie valca piestu
$D_a$	[mm]	vonkajší priemer piestneho čapu
$D_i$	[mm]	vnútorný priemer piestneho čapu
$D_R$	[mm]	vonkajší priemer krúžku v zamontovanom stave
$F_a$	[N]	axiálna zložka sily $F_o$ kolmá na silu $F_N$
$F_C$	[N]	celková sila pôsobiaca v ose piestu
$F_o$	[N]	sila pôsobiaca v ose ojnice
$F_r$	[N]	radiálna zložka sily $F_o$ pôsobiaca v kľukovom hriadeľi smerujúca do osi
$F^*_{p,max}$	[N]	maximálna sila od tlaku plynov pôsobiaca na kruhovú dosku
$F_{p,max}$	[N]	maximálna sila od tlaku plynov
$F_{sp,x}$	[N]	zotrvačná sila
$F_n$	[N]	sila namáhajúca prvý mostík
$F_N$	[N]	normálová sila pôsobiaca na plášť piestu
$H_k$	[mm]	kompresná výška piestu
$H_{m1}$	[mm]	výška prvého mostíka
$H_{m2}$	[mm]	výška druhého mostíka
$H_p$	[mm]	výška piestu
$H_{pl}$	[mm]	výška plášťa piestu
$H_0$	[mm]	vzdialenosť náliatkov pre piestny čap
$M_o$	[N·m]	ohybový moment
$P_e$	[W]	výkon motora
$P_l$	[kW]	litrový výkon motora
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	prierez v mieste votknutia prvého mostíku
$V_z$	[m <sup>3</sup> ]	zdvihový objem jedného valca motora
$V_{zm}$	[cm <sup>3</sup> ]	zdvihový objem motora

$W_o$	[m <sup>3</sup> ]	moment odporu v ohybe (prierezový modul)
$Z$	[m]	zdvih piestu
$\alpha$	[°]	uhol natočenia kľukového hriadeľa
$\beta$	[°]	uhol medzi osou ojnice a osou valca
$\delta$	[mm]	hrúbka dna piestu
$\sigma_{DOV}$	[MPa]	maximálne dovolené napätie v prvom piestnom mostíku
$\sigma'_{o,MAX}$	[MPa]	maximálne ohybové napätie pôsobiace na kruhovú dosku
$\sigma_{o,MAX}$	[MPa]	maximálne ohybové napätie pôsobiace na votknutú dosku
$\sigma_o$	[MPa]	ohybové napätie
$\sigma_{red}$	[MPa]	výsledné redukované napätie
$\sigma_t$	[MPa]	ťahové napätie vzniknuté v reze vedenom v drážke pre stierací piestny kr.
$\sigma_{t,DOV}$	[MPa]	maximálne dovolené ťahové napätie vzniknuté v reze vedenom v drážke pre stierací piestny krúžok
$\sigma_{il,MAX}$	[MPa]	maximálny spaľovací tlak
$\tau$	[-]	taktnosť motora
$\omega_{max}$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	maximálna uhlová rýchlosť otáčania kľukového hriadeľa

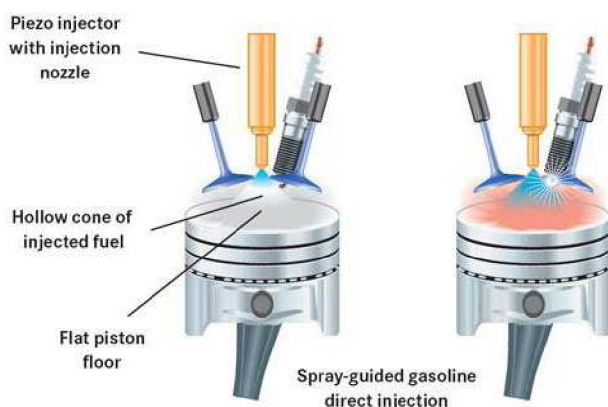
# 1. ÚVOD - ZÁKLADNÁ KLASIFIKÁCIA MOTORA

## 1.1. POŽIADAVKY

Navrhovaný motor je určený pre automobilku BMW. Je určený pre montáž do automobilov nižšej strednej triedy (rada 3) ako najvýkonnejšia pohonná jednotka. Motor musí dosahovať excelentné dynamické vlastnosti pri dosiahnutí čo najnižšej spotreby a dodržaní emisných limitov podľa normy EURO 4. Základné rozmery motora a použité technológie musia byť volené s vysokým zreteľom na tieto požiadavky. Pri konštrukcii motora sú použité najnovšie prvky z oblasti vývoja motorových pohonných jednotiek firmy BMW. Motor sa vyvíja pod interným označením N54.

## 1.2. PRIAME VSTREKOVANIE HPI

Navrhovaný motor má pracovať so systémom vstrekovania HPI (High precision injection).



Jedná sa o systém priameho vstrekovania paliva dopravujúci do valcov palivo pod vysokým tlakom (vstrekovače pracujú s maximálnym tlakom 200 barov), ktorý zaručí trvalé zníženie spotreby vo všetkých režimoch prevádzky.

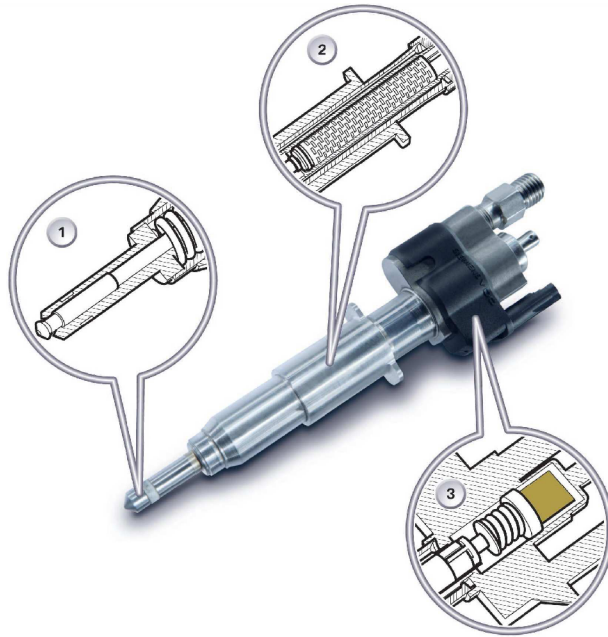
Vstrekovanie HPI pracuje na princípe nazývaného “spray guided”. Tento princíp je

Obr. 1.1: Princíp vstrekovania “spray guided injection“ [5]

založený na nastrekovaní paliva do tesnej blízkosti zapaľovacej sviečky. Základom celého vstrekovania sú piezoelektrické vstrekovače (Obr.1.3). Piezoelektrické články v nich reagujú oveľa rýchlejšie ako klasické solenoidové ventily a vďaka tejto výhode dokážu tieto vstrekovače rozdeliť celkovú dávku paliva v rámci jedného cyklu až do šiestich menších dávok. Zároveň dokážu dávkovať palivo oveľa presnejšie. Výsledkom je stabilný kónický lúč ktorým riadiaca jednotka reguluje spaľovanie (Obr. 1.2). Samotná konštrukcia systému HPI je podobná ak pri systémoch COMMON RAIL vznetrových motorov [Vysokotlakové čerpadlo priamo na hlave valcov tlačí palivo do spoločného potrubia. Z neho ústia krátke rúrky k samostatným vstrekovačom. Palivo do systému podáva



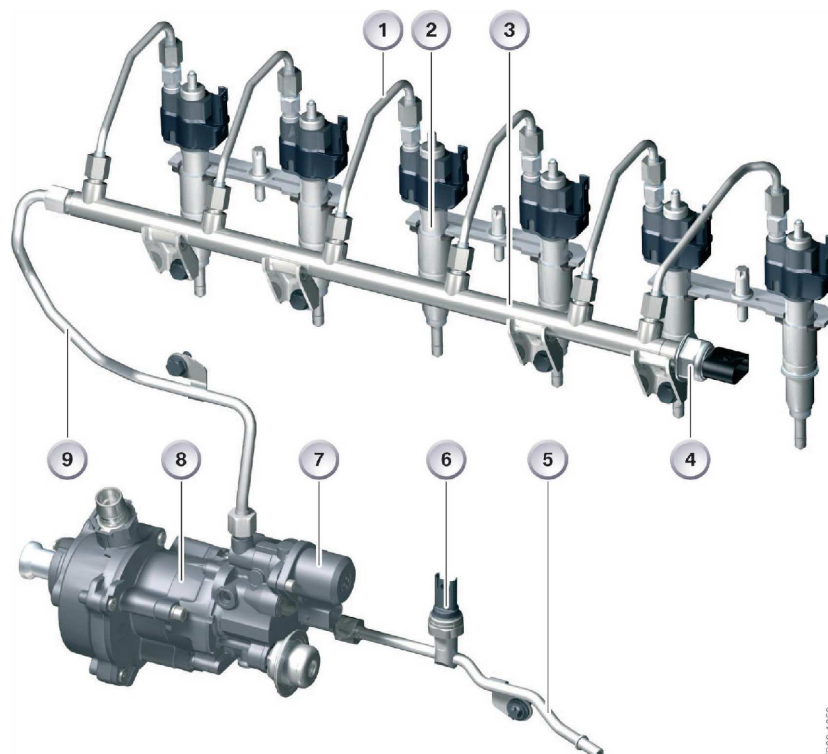
Obr. 1.2: kónický lúč vytvorený vstrekovacou tryskou [10]



Obr. 1.3: Rez piezoelektrickým vstrekovačem [5]

- 1- Ihlová dýza
- 2- piezo- element
- 3- teplotný kompenzátor

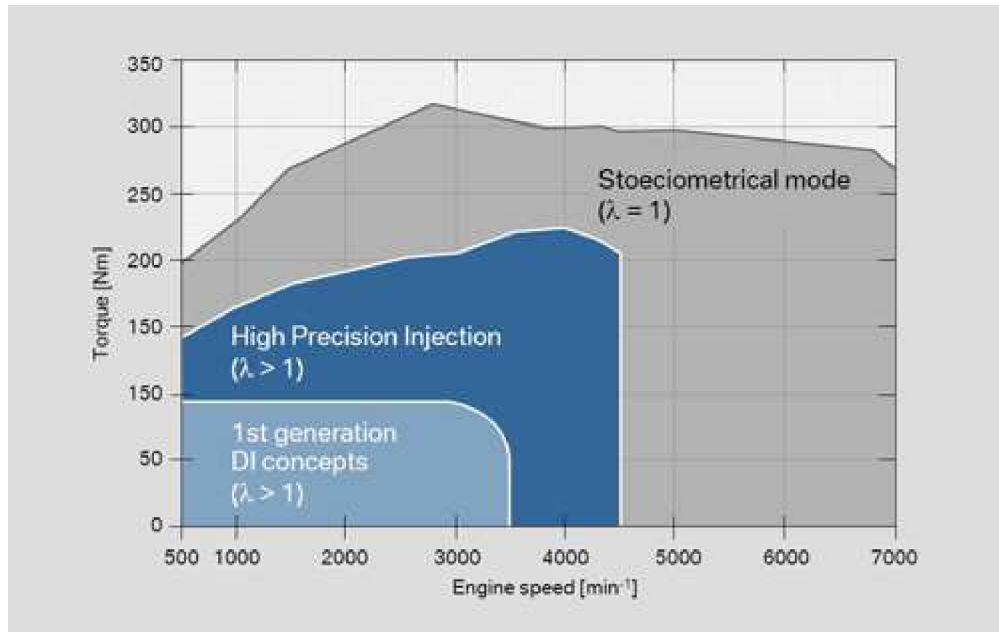
nízkotlakové podávacie čerpadlo umiestnené priamo v nádrži vozidla. Jeho činnosť je riadená podľa aktuálnych požiadaviek motora pomocou riadiacej jednotky. (Obr. 1.4)]. V oblasti nízkeho zaťaženia motor spaľuje chudobnú zmes. Po prekročení 4500 ot./min. alebo v oblasti vysokého zaťaženia prechádza motor do spaľovania stechiometrickej zmesi (Obr. 1.5). Tento systém vstrekovania v kombinácii s preplňovaním turbodúchadlom zamedzí detonačné horenie a tým aj prípadné klepanie motora na ktoré sú preplňované motory náchylné.



Obr. 1.4: Konštrukcia systému HPI [5]

- 1- vysokotlakové vedenie, 2- piezoelektrická vstrekovacia tryska, 3- hlavné vedenie,
- 4- vysokotlakový senzor, 5- napájacia rúrka, 6- nízkotlakový senzor, 7- regulačný palivový ventil,
- 8- troj- plunžerové vysokotlakové čerpadlo, 9- vysokotlakové vedenie



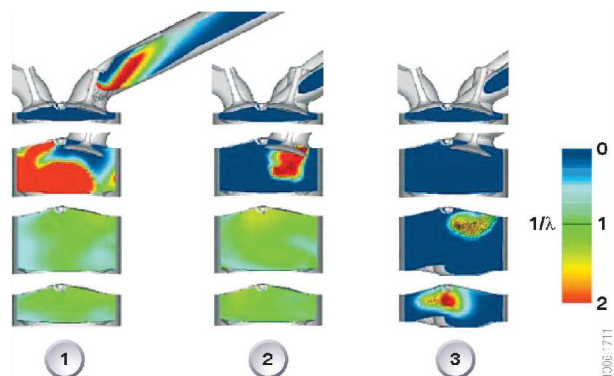


Obr. 1.5: Priebeh tvorby chudobnej zmesi (vstrekovanie HPI v porovnaní s prvou generáciou vstrekovania DI ) [5]

Priame vstrekovanie paliva dosahuje väčší kompresný pomer v porovnaní s preplňovaným motorom s klasickým vstrekaním paliva. Použitím tohto systému sa znižuje teplota výfukových plynov pod plným zaťažením motora čo má za následok menšie tepelné zaťaženie motora. ďalšou výhodou vstrekovacieho procesu je zlepšenie účinnosti pri čiastočnom zaťažení motora.

### 1.2.1. TVORBA ZMESI

V prípade priameho vstrekovania HPI, palivo je vstrekané pod vysokým tlakom (v rozmedzí 50 – 200 barov) priamo do spaľovacej komory. Na Obr.1.6 je znázornený priebeh tvorby zmesi u priameho vstrekovania v porovnaní s klasickým vstrekaním paliva do sacieho potrubia. Môžeme vidieť grafický priebeh prípravy zmesi u priameho vstrekovania v porovnaní s klasickým vstrekaním do sacieho potrubia. Priebeh plnenia je znázornený v štyroch časových bodoch. Farby znázorňujú bohatosť a momentálne rozloženie zmesi vo valci.



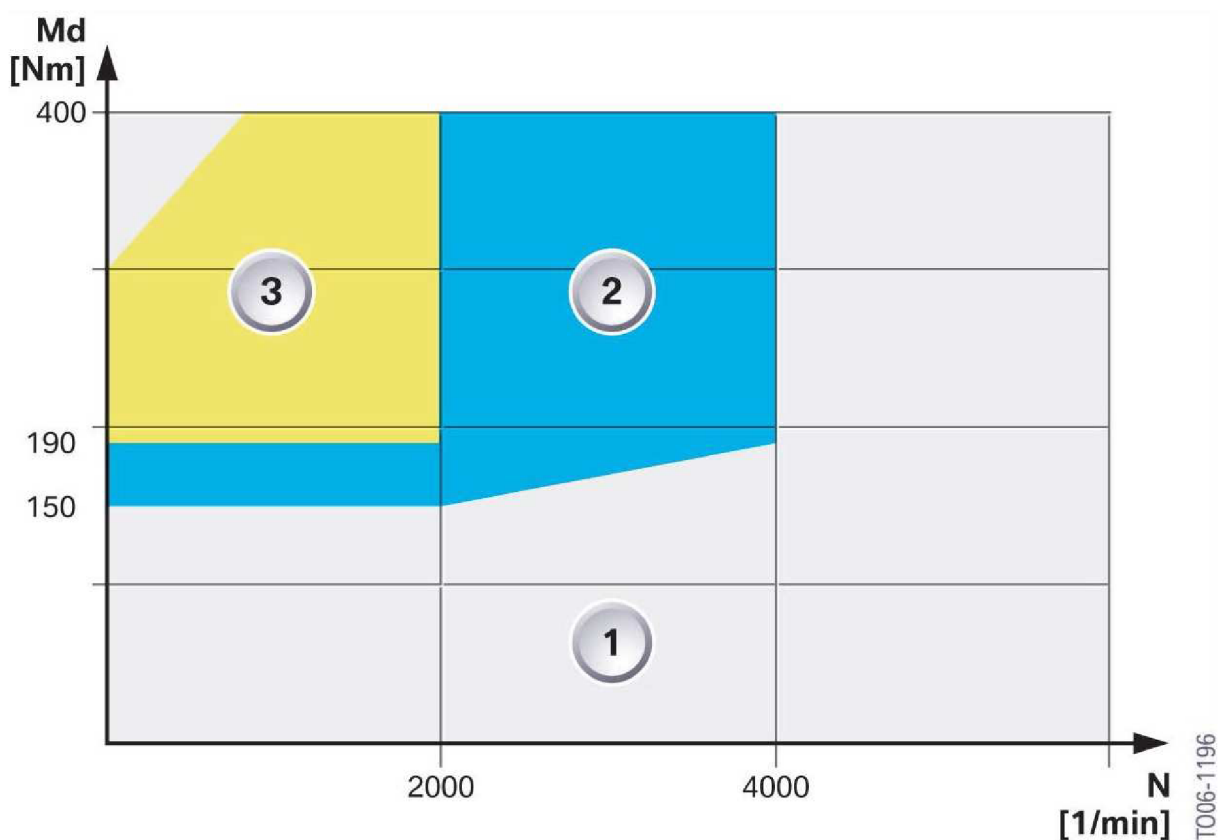
Obr. 1.6: Tvorba zmesi vo valci [5]

- 1- vstrekovanie paliva do sacieho potrubia
- 2- priame vstrekovanie (homogénna zmes)
- 3- priame vstrekovanie (vrstvená zmes)



### 1.2.2. STRATÉGIA VSTREKOVANIA

Vstrekovanie paliva do valca v závislosti od aktuálneho zaťaženia motora pracuje v troch režimoch plnenia. V ktorom režime vstrekovanie pracuje je zrejmé z Obr. 1.7. Závisí to predovšetkým na zaťažení a rýchlosti motora. Špeciálna situácia nastáva v momente keď motor pracuje pod vysokým zaťažením pri nízkych otáčkach. V tomto prípade je dávka paliva dodávaná do valca rozdelená do troch individuálnych vstrekov. To vytvorí vysoko- efektívne rozloženie zmesi ktoré má v konečnom dôsledku veľký vplyv na zvýšenie výkonu pri veľkej úspore paliva.

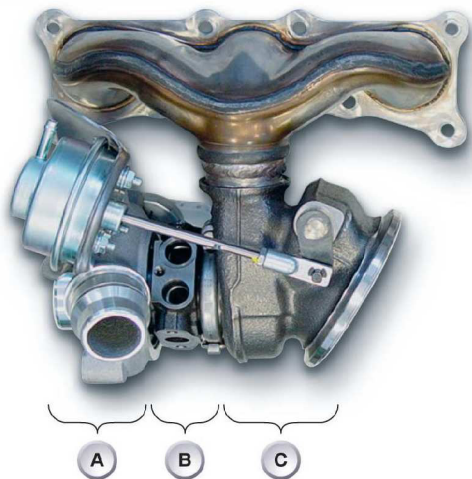


Obr. 1.7: Vstrekovanie zmesi do valca v závislosti na zaťažení motora [5]

- 1- jednostupňové vstrekovanie
- 2- dvojstupňové vstrekovanie
- 3- trojstupňové vstrekovanie

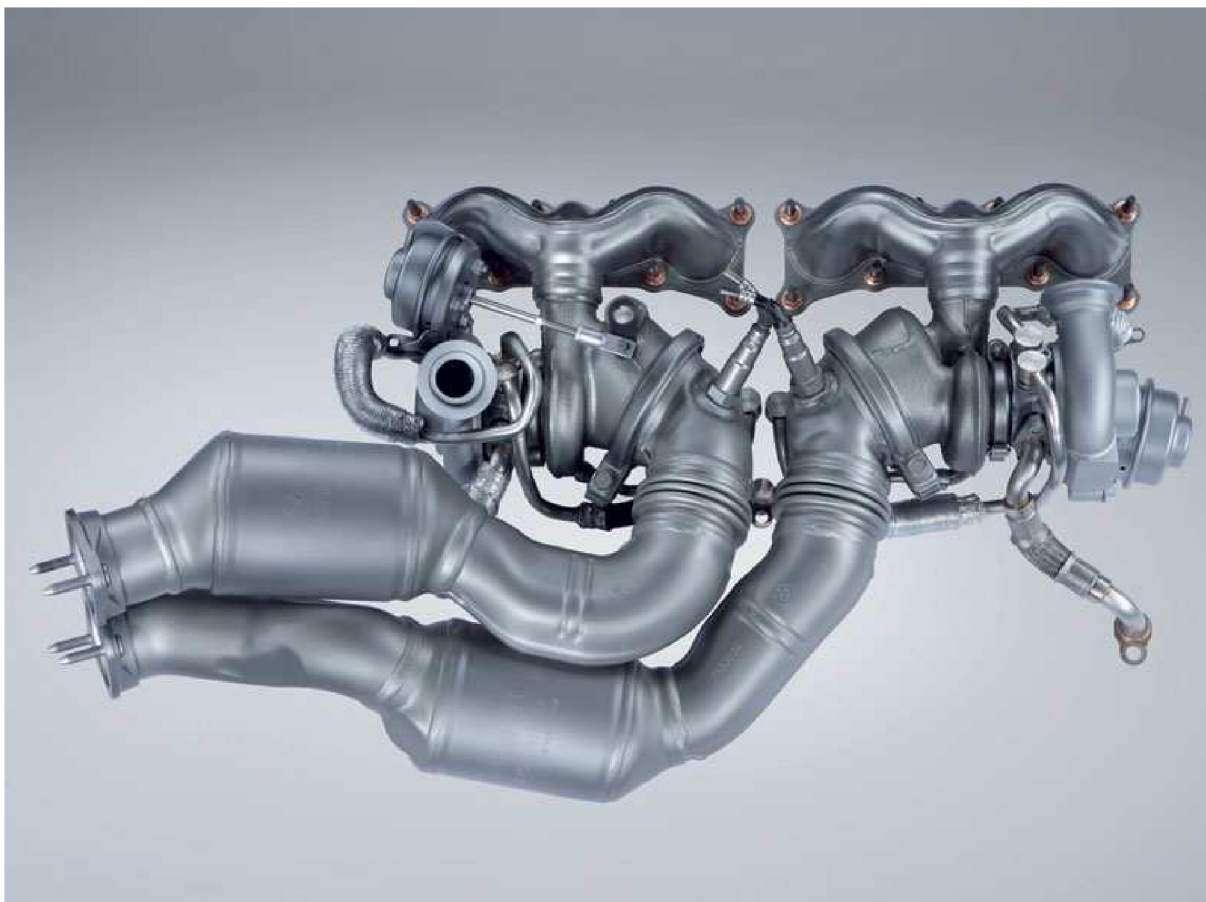
### 1.3. PREPLŇOVANIE

V motore N54 bude použitá nová koncepcia preplňovania ktorá má za úlohu eliminovať nevýhodu predchádzajúcich generácií preplňovaných motorov ktorým je tzv. “turbo efekt“. U tohto konceptu (tzv. Twin- turbo koncept) je jedno veľké turbodúchadlo nahradené dvomi menšími, každé z nich plní 3 valce. Nespornou výhodou koncepcie dvoch menších turbodúchadiel je oveľa menší moment zotrvačnosti ako u klasického turbodúchadla. Inými slovami povedané čas ktorý potrebuje dvojica malých turbodúchadlo na vytvorenie maximálneho plniaceho tlaku bude oveľa kratší ako jedno veľké. Dvojica turbodúchadiel je nízkotlaková a valce plní pod tlakom 0,4 baru. Kompresor a turbína môžu dosahovať až 200 000 ot./min. a teplota výfukových plynov vstupujúcich do turbíny môže dosahovať až 1050 °C.



T006-1173

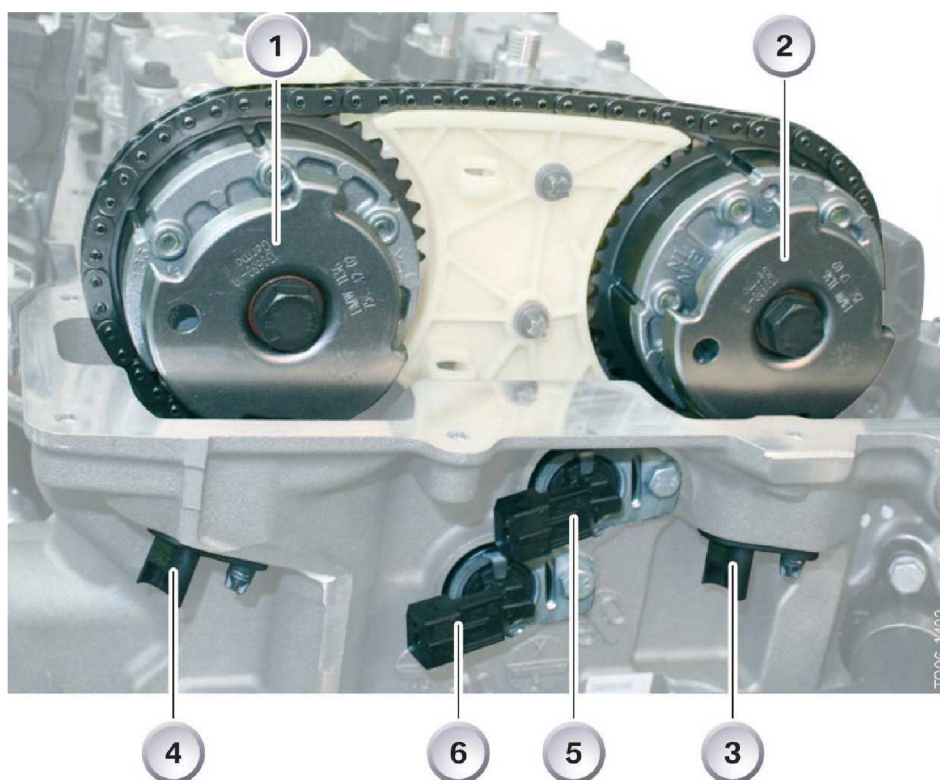
Obr. 08: Turbodúchadlo [5]  
A- kompresor  
B- Chladenie, mazanie  
C- turbína



Obr. 1.9: Preplňovanie dvojicou turbodúchadiel tzv. Twin-turbo [5]

## 1.4. VARIABILNÉ ČASOVANIE VENTILOV (DOUBLE VANOS)

V motore N54 bude použitý systém variabilného časovania ventilov DOUBLE VANOS. Systém DOUBLE VANOS zabezpečuje optimálnu výmenu náplne vo valcoch v každej prevádzkovej situácii. V praxi to znamená zvýšenie výkonu, zlepšenie priebehu krútiaceho momentu, nižšiu spotrebu paliva a zníženie emisií. Napríklad pri nízkom zaťažení a nízkych otáčkach môže motor bežať s väčším prekrytím ventilov, čím sa zväčší účinok internej recirkulácie výfukových plynov. Tým sa znížia straty pri výmene náplne a zníži sa spotreba paliva. Zmena časovania je plynulá a závisí najmä od polohy akceleračného pedála a otáčok motora. Reťazové koleso na vačkovom hriadeľi, ktoré je poháňané reťazou od kľukového hriadeľa, má z vnútornej strany špirálovité ozubenie. V ňom je uložený nastavovací piest, ktorý pri svojom posuve pootočí vačkový hriadeľ voči reťazovému kolesu. Tým sa dosiahne želaný uhlový posuv vačkového hriadeľa voči kľukovému a teda aj zmena časovania ventilov. Systém umožňuje zmenu časovania sacích ventilov v rozsahu  $66^\circ$  a výfukových v rozsahu  $37^\circ$  voči kľukovému hriadeľu. Aby systém dokázal zabezpečiť presnú a rýchlu zmenu nastavenia časovania, vyžaduje veľmi vysoký tlak oleja. Preto je v kľukovej skrini radiálne piestové čerpadlo, ktoré zvyšuje tlak oleja na pracovnú hodnotu 80 barov.



Obr. 1.10: Systém variabilného časovania DOUBLE VANOS [5]

1- nastavovací piest výfukového vačkového hriadeľa, 2- nastavovací piest sacieho vačkového hriadeľa, 3- senzor polohy sacieho vačkového hriadeľa, 4- senzor polohy výfukového vačkového hriadeľa, 5,6- elektromagnetický ventil

## 1.5. POŽIADAVKY KLADENÉ NA PIEST

Úlohou piestu je prenos tlakov vzniknutých pri spaľovaní a tesnenie motora proti prietoku plynov a tiež vnikaniu oleja do spaľovacieho priestoru pri všetkých prevádzkových podmienkach. Piest musí byť ľahký, odolávať vysokým teplotám a značným zotrvačným silám aj pri najnepriaznivejších mazacích podmienkach. Prestup tepla zo spalín do dna piestu má byť malý a piest musí rýchlo odvádzať teplo ktoré prijme. Prierezy ktorými prúdi teplo musia byť dostatočne veľké. ak sa teplota piestu zvyšuje, mechanické vlastnosti materiálu sa zhoršujú. Tepelné napätie v pieste zväčšuje namáhanie od tlaku plynov a zotrvačných síl. Toto napätie vzniká v dôsledku nerovnomerného ohreву piestu, nerovnomerného rozloženia spaľovania ako aj z nedostatkov konštrukcie. Preto treba klásť vysoký dôraz na konštrukciu jednotlivých častí piesta aby sa nepriaznivé účinky znížili na minimum.

## 1.6. SÚČASNÉ TRENDY KONŠTRUKCIE PIESTOV SPAĽOVACÍCH MOTOROV

Súčasným trendom pri konštrukcii piestu je snaha o navrhnutie čo najľahšieho piestu s čo najlepšimi mechanickými vlastnosťami.



Obr. 1.11: Piest s tvarovaným dnom a vybraniami pre ventily (Ferrari 365 GT4) [11]

s dnom piestu pri dobehu piestu do hornej úvrate na konci výfukového zdvihu a na začiatku sania.(Obr. 1.11, 1.12) Dno môže byť v niektorých prípadoch tvarované tak, aby sa čo najviac znížil škodlivý priestor spaľovacej komory.(Obr. 1.11) Výška prvého mostíka je určovaná s ohľadom na značné mechanické namáhanie od tlaku spalín,

Dno piestu býva u väčšiny dnešných spaľovacích motorov rovné. Pre zlepšenie priebehu spaľovania je u niektorých motorov vytvorená časť spaľovacieho priestoru. Takto tvarované dno sa používa hlavne u motorov s priamym vstrekaním paliva. (Obr. 1.12). Ak sa jedná o motory ktoré nemajú ventily rovnobežné s osou valca, sú do dna piesta vyfrézované vybrania pre tanieriky ventilov. Tieto vybrania majú za úlohu zamedziť kontaktu ventilov

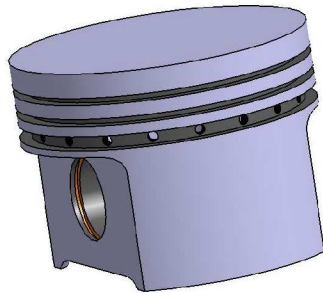


Obr. 1.12: Piest s časťou spaľovacieho priestoru vytvoreného v dne piesta (priame vstrekovanie) a vybraniami pre ventily (BMW 335i) [5]



taktiež od ich rozloženia z hornej a spodnej strany na ploche mostíka.

Pri konštrukcii dnešných piestov sa používajú výhradne 2 tesniace piestne krúžky.



Obr. 1.13: Moderný piest zážihového spaľovacieho motora

U starších piestov sa v závislosti na veľkosti vrtania valca používali 3 až 4 tesniace krúžky.

Drážka pre stieracie piestne krúžky je vzhľadom ku konštrukcii stieracích piestnych krúžkov vyššia a je opatrená otvormi, ktoré zabezpečia odvod prebytočného oleja zo steny valca do vnútorného priestoru valca.

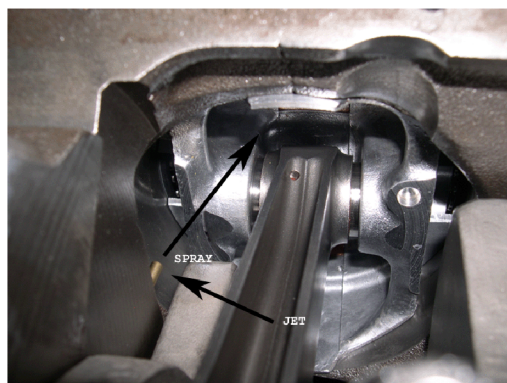
Náliatky pre piestny čap sú spojené s dnom piestu pomocou rebier, alebo pomocou jedného súvislého bloku materiálu. U súčasných piestov sa pre

zníženie hmotnosti používajú krátke piestne čapy umožňujúce zapustenie náliatku pre piestny čap do obrysu piestu. Súčasne býva odstránená aj časť piestu a tak dochádza k ďalšiemu odľahčeniu. Rozmery otvoru pre piestny čap sú volené tak aby k jeho uvoľneniu došlo až po zahriatí na prevádzkovú teplotu motora- jedná sa o plávajúci piestny čap. Ukážka piestu súčasných zážihových motorov je zobrazená na Obr. 1.13. V súčasnosti existuje veľa konštrukčných prevedení piestov, každý výrobca používa svoje overené postupy pri výrobe, preto je Obr. 1.13 iba orientačný.

Plášť piestu zachytáva normálovú silu kľukového mechanizmu. Vývoj piestov pre benzínové motory smeruje k znižovaniu hrúbky stien, preto je potrebné dbať aby nebol prekročený maximálny tlak na stenu piestu.

## 1.7. CHLADENIE PIESTU

Ak je piest nadmerne tepelne namáhaný a teplota v drážke prvého piestneho krúžku prekročí 240°C, je nutné zabezpečiť jej zníženie. Zvyšovanie výšky prvého mostíku je neprijateľné, pretože sa zvyšuje škodlivý objem nad piestom v hornej



Obr. 1.14: Chladenie piestu nástrkom [12]

úvrati, čo má za následok zníženie ekonomickosti prevádzky, taktiež aj nárastu zbytkových uhlíkovodíkov vo výfukových plynch motora. Preto je nutné piest chladiť. V súčasnej dobe sa používa u všetkých preplňovaných motorov, zriedka u značne zaťažovaných nepreplňovaných motorov. V súčasnosti sa používajú 2 druhy chladenia.

U menej namáhaných motorov sa

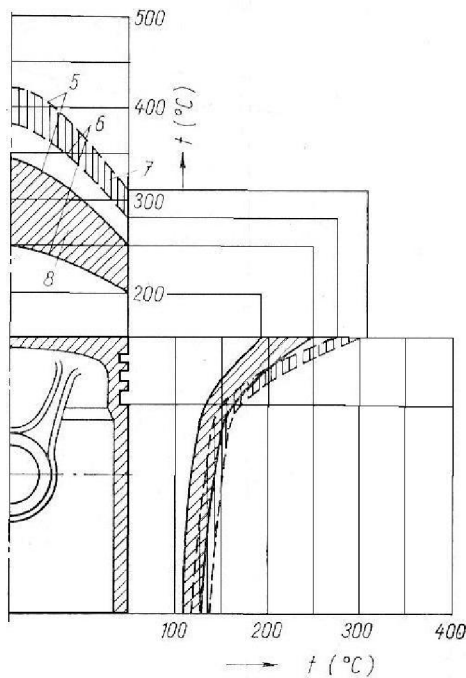
používá nástrek dna piestu (v kľukovej skrini je umiestnená tryska ktorá je nasmerovaná na dno piestu. Olej prúdiaci cez trysku je nastrekovaný na dno piestu. Olej steká späť do kľukovej skrini motora.). U značne zaťažovaných motorov sú v hlave piestu vytvorené chladiace kanály do ktorých sa privádza chladiaci olej z kľukovej skrini motora. Kanál je naplňovaný cez otvor vo vnútornom priestore piesta, pomocou trysky umiestnenej v kľukovej skrini motora. Pri prechode piestu dolnou úvratou sa tryska dostáva do tesnej blízkosti otvoru vo vnútornej strane piestu a tým sa otvor plní chladiacim olejom. Pri pohybe piesta do hornej úvrate olej samovoľne z drážky vytečie a celý proces sa opakuje (Obr.1.15). Je však dôležité dbať na presnosť výroby. Možné nepresnosti by mohli mať za následok zhoršenie chladenia piestu, v najhoršom prípade jeho zadretie.



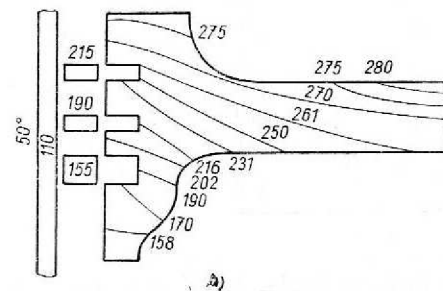
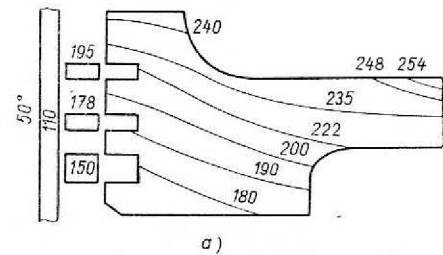
Obr. 1.15: Piest s vnútorným chladením [13]

## 1.8. ROZBOR TEPLÔT PIESTU

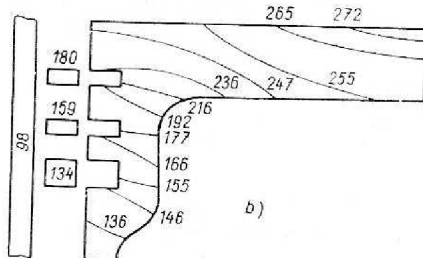
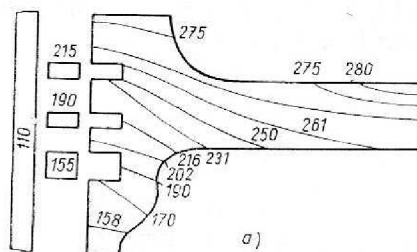
Teplotné pole piestu závisí na tvare spaľovacieho priestoru. Najvyššia dovolená povrchová teplota dna piestu z hliníkových zliatin je asi 320 °C. Pri teplotách vyšších ako je táto teplota dochádza k výraznému poklesu pevnosti hliníkových zliatin, čo má za následok znižovanie životnosti motora a zadretie piestu vo valci. U kovaných piestov je pokles pevnosti menší. Teplota piestu v drážkach pre piestne krúžky nemôže presiahnuť 220 °C. Inak by dochádzalo k ich vytĺkaniu a nadmernému tvoreniu úsad v drážkach. Benzínový motor má po obvode piesta teplotu asi o 50 až 70 °C nižšiu ako je najvyššia teplota dna piestu. Tento rozdiel závisí od priemeru valca. Teplotný spád medzi piestom a valcom býva obvykle 30 až 50 °C (závisí na vóli piestu). Na nasledujúcich obrázkoch môžeme vidieť rozloženie teplôt na povrchu hliníkového piestu ako aj teplotné pole jeho jednotlivých častí.



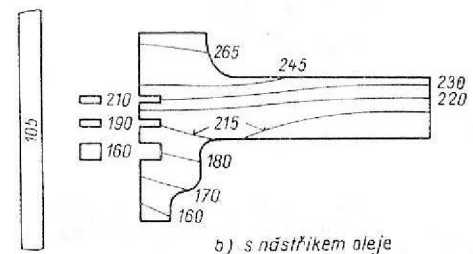
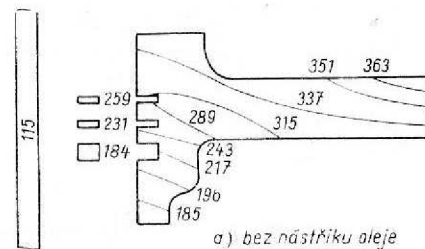
Obr. 2.5: Rozloženie teplôt na povrchu piestu [2]  
 5- Dvojdobý vzduchom chladený motor  
 6- štvordobý vodou chladený motor  
 7- liatinový piest  
 8- hliníkový piest



Obr. 2.6: Teplotné pole piestu, teplota piestnych krúžkov a chladiacej kvapaliny [2]  
 a- v rovine osi piestneho čapu  
 b- v rovine kolmej k ose piestneho čapu



Obr. 2.7: Vplyv spaľovacieho priestoru na teplotné pole piestu [2]  
 a) tvarované dno  
 b) rovné dno



Obr. 2.8: Vplyv nástreku oleja na vnútornú stenu dna piestu na teplotné pole piestu [2]

Na Obr. 2.5 je znázornené rozloženie teplôt na povrchu piesta. Pre prípad navrhovaného piesta platia krivky 6 a priebeh teplôt 8. Obr. 2.7 znázorňuje tepelné pole piestu s rovným dnom a piestu s tvarovaným dnom. Keďže sa jedná o piest benzínového motora s priamym vstrekaním paliva, teplotné pole bude podobné prípadu a). Motor pre ktorý je piest určený má vysoký výkon a dosahuje vysokých otáčok, preto aj piest bude značne tepelne namáhaný. Z Obr. 2.8 vidíme, aký veľký vplyv má chladenie dna piesta na teplotné pole piesta. Preto sa počíta pri návrhu motora s chladením dna piestu nástrekom.

## 1.9. MATERIÁL PIESTU

Materiál piestu musí mať vyhovujúcu pevnosť a tuhosť, odolnosť voči opotrebeniu a vzniku porúch na povrchu. Najčastejšie sa piesty konštruujú z hliníkových Al- Si zliatin ktoré sa vyznačujú pomerne malou tepelnou rozťažnosťou, pri dobrej pevnosti a tuhosti. Okrem toho majú aj veľmi dobré odlievacie vlastnosti čo zaručuje jednoduchú a rýchlu výrobu. Na výrobu piesta je vhodné použiť zliatinu s 13% Si, ktorá sa vyznačuje nízkou hustotou, vysokou pevnosťou po tepelnom spracovaní, značnou odolnosťou proti opotrebovaniu, teplotnou stálosťou a uspokojivou tepelnou vodivosťou. Tieto vlastnosti dávajú navrhovanému piestu veľmi dobré predpoklady na dlhú životnosť a bezproblémovú prevádzku. Odolnosť voči korózii sa zlepšuje pridaním Mg. Mechanické vlastnosti sa zlepšia pridaním prvku Mn.

Pre ešte lepšie vlastnosti piestu sa realizujú rôzne povrchové úpravy. Povrch bol v minulosti brúsený, ukázalo sa však, že z hľadiska zábehu a trecích vlastností je výhodnejší povrch s jemnými drážkami ktorý dosiahneme sústružením. V takto vytvorených drážkach sa udržuje zásoba oleja pre mazanie stykovej plochy piestu s valcom. Na plášť piestu sa nanáša ochranná a zábehová vrstva ktorá znižuje zadrenie piestu pri zábehu a znižuje oxidáciu povrchu. V minulosti sa používala galvanicky nanášaná vrstva cínu alebo olova o hrúbke 1 až 2  $\mu\text{m}$ , v súčasnosti sa používa povlak grafitu (10 až 20 $\mu\text{m}$ ) nanášaný nástrekom, alebo metódou sieťotlače a za zvýšenej teploty vypálený. Zlepšenie priľnavosti grafitu k Al- Si zliatine je možné dosiahnuť fosfátovaním. Keďže sa jedná o vysokonamáhaný piest, zvýšenie únavovej pevnosti je možné dosiahnuť guličkovaním, ktoré zvýši únavovú pevnosť o 5 až 15%. Keďže sa jedná o motor s priamym vstrekaním paliva, je možné riziko vzniku detonačného horenia. Detonačné horenie môže spôsobiť miestne poškodenie dna piesta, horného mostíku prípadne aj drážky pre prvý tesniaci krúžok. Tomuto poškodeniu je možné predísť galvanicky nanesenou vrstvou chrómu, alebo chemicky nanesenou vrstvou niklu o hrúbke 10 až 15  $\mu\text{m}$ .



## 1.10. PIESTNE KRÚŽKY

### 1.10.1. VÝZNAM PIESTNYCH KRÚŽKOV

Hlavnou úlohou piestnych krúžkov je utesnenie spaľovacieho priestoru, odvod tepla z piestu do stien valca a riadenie veľkosti mazacej vrstvy oleja medzi plášťom piestu a stenou valca. Pri konštrukcii sa používajú dva základné typy krúžkov- tesniace krúžky a stieracie krúžky.

Tesniace piestne krúžky zabezpečujú tesnosť spaľovacieho priestoru z hľadiska prieniku spalín do kľukovej skrine motora. Taktiež sa v podstatnej miere podieľajú na odvode tepla z piestu do steny valca. V závislosti na použítom type chladenia sa percentuálna hodnota odvodu tepla pohybuje v rozmedzí 18 až 60%. V súčasnosti sa pri konštrukcii používajú výhradne 2 tesniace krúžky.

Stierací krúžok má zabrániť prieniku oleja do spaľovacieho priestoru motora a vytvoriť vhodnú hrúbku olejovej mazacej vrstvy medzi piestom a valcom.

### 1.10.2. ZÁKLADNÉ PRVKY PIESTNEHO KRÚŽKU

Medzi základné prvky patrí zámok piestneho krúžku, bočná dosadacia plocha krúžku a hlavná tesniaca plocha.

Zámok piestneho krúžku umožňuje montáž krúžku do drážky ako aj jeho dilatáciu pri ohreve. Treba však dbať na to, aby pri maximálnom ohreve krúžku nebola vymedzená zámková vôľa. Ak by došlo k vymedzeniu vôle, dôjde k lomu piestneho krúžku. Počas prevádzky motora dochádza k postupnému opotrebovávaniu krúžkov, čo má za následok zväčšovanie zámkovej vôle. U tesniacich krúžkov vedie toto zväčšenie k zvýšeniu prefuku spalín do kľukovej skrine motora. U stieracích piestnych krúžkov sa opotrebenie prejaví znížením prítlačnej sily čo má za následok nedokonalé stieranie oleja zo steny valca a tým aj zväčšenie spotreby oleja. U štvordobých motorov sa najčastejšie používajú zámkové kolmé a šikmé. Zámkové nie je nutné poisťovať proti pootočeniu v drážke.

Bočná dosadacia plocha krúžku prenáša sily medzi krúžkom a stenami drážky, taktiež zabezpečuje tesnosť proti prieniku spalín a oleja. Táto plocha sa upravuje brúsením.

### 1.10.3. KONŠTRUKČNÉ PREVEDNIE PIESTNYCH KRÚŽKOV

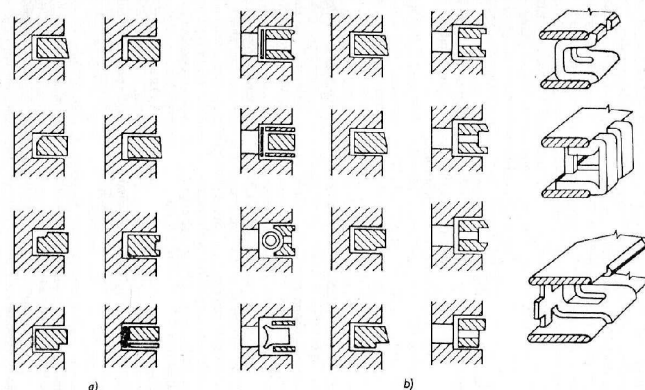
#### 1.10.3.1. TESNIACE PIESTNE KRÚŽKY

V prvej drážke sa najčastejšie používal piestny krúžok s valcovou tesniacou plochou tiež nazývaný aj pravouhlý. Avšak vysoké trecie straty a nevhodné vlastnosti z hľadiska regulácie olejovej vrstvy viedlo k vytvoreniu prevedenia "ballig" ktoré má oproti klasickému pravouhlému krúžku zaoblené tesniace plochy. Ďalším typom tesniaceho krúžku je krúžok minútový ktorý sa vyznačuje tým, že v počiatočnej fáze zábehu krúžku vo valci sa krúžok stýka so stenou valca len malou plochou, takže vysoký merný tlak zabezpečuje rýchle prispôbenie sa tvaru krúžku ovalite valca a súčasne aj dobré zotretie olejovej vrstvy. Je však nutné dbať na správnu montáž piestneho krúžku, pretože nesprávne zamontovanie by malo za následok nárast spotreby oleja. Aby sa tomu predišlo, krúžok má z hornej strany značku.

Lichobežníkový piestny krúžok má hornú aj spodnú dosadaciu plochu kužeľovú. Lichobežníkový piestny krúžok jednostranný má kužeľovú iba hornú plochu. Tento typ má vysokú odolnosť voči rozkmitaniu a je určený hlavne pre vysokootáčkové motory.

#### 1.10.3.2. STIERACIE PIESTNE KRÚŽKY

Stieracie piestne krúžky môžeme podľa konštrukcie rozdeliť do troch základných skupín. Liatinové piestne krúžky vytvárajúce prítlak na stenu valca vplyvom vlastnej pružnosti, liatinové alebo oceľové piestne krúžky so zvýšeným prítlakom vyvolaným expandrom a skladané oceľové krúžky.



Obr. 1.16: Príklady piestnych krúžkov a) tesniacich b) stieracích [2]

#### 1.10.4. MATERIÁL A POVRCHOVÁ ÚPRAVA PIESTNYCH KRÚŽKOV

V dôsledku značného tepelného a mechanického namáhania piestnych krúžkov sú na materiál kladné vysoké nároky ako sú: pevnosť za zvýšenej teploty, nízky pokles tangenciálnej sily krúžku či už vplyvom teplôt alebo vplyvom dlhodobého únavového namáhania. Piest musí mať zároveň dobré klzné vlastnosti i pri nedostatočnom mazaní. Krúžky sa vyrábajú buď zo šedej liatiny alebo ocele.

Liatinové piestne krúžky sa vyrábajú buď zo šedej, alebo z temperovanej liatiny. Tvrdosť krúžku musí byť o 15 až 20 HB vyššia ako je tvrdosť steny liatinového valca. Najväčšou výhodou liatinových krúžkov je ich nízka cena. Krúžky sú však krehké a pri vyšších teplotách hrozí strata pružnosti.

Oceľové piestne krúžky sa vyznačujú vysokou pružnosťou a pevnosťou. U motorov s liatinovými valcami musí byť hlavná trecia plocha opatrená vrstvou tvrdochrómu. vonkajšie plochy krúžku sú chránené voči korózii a opotrebovaniu fosfátovaním. Nekovová vrstva o hrúbke asi 0,002 až 0,005 mm nanosená touto metódou dáva krúžku výbornú odolnosť voči korózii a zlepšuje mazacie vlastnosti pri zábehu.

Tvrde častice oxidov vrstvy  $Fe_3O_4$  nanášané metódou ferooxidácie tvoria povrch hlavnej trecej plochy krúžku spôsobujú rýchlejší zábeh krúžku, taktiež malé opotrebenie vplyvom vnútornej vrstvy po uvoľnení častíc oxidov uvoľňujúcich sa pri zábehu.

Pocínovanie taktiež uľahčuje zábeh piestneho krúžku a takto upravený krúžok má veľmi dobrú odolnosť voči korózii.

Nitridácia povrchu krúžku znižuje ich opotrebenie na hlavnej aj na bočných dosadacích plochách.

Hlavná trecia plocha býva proti opotrebovaniu chránená vrstvou tvrdochrómu alebo molybdénu. Vrstva chrómu sa nanáša galvanicky

## 2. VÝPOČET

### 2.1. STANOVENIE HLAVNÝCH ROZMEROV PIESTOVÉHO SPAĽOVAICEHO MOTORA

Hlavné rozmery piestového spaľovacieho motora sú:

- Priemer (vrtanie) valca  $D$
- Zdvih piestu  $Z$
- Počet valcov motora  $i$

Pri výpočte hlavných rozmerov budeme vychádzať zo zadania v ktorom je zadaný výkon a typ spaľovacieho motora.

#### 2.1.1. ZÁKLADNÁ KLASIFIKÁCIA MOTORA- STANOVENIE ZÁKLADNEJ KONCEPCIE

Navrhovaný motor sa má montovať ako najvýkonnejšia pohonná alternatíva do automobilov značky BMW nižšej strednej triedy (Modelový rad 3).

NÁVRH:

Malo by sa jednať o štvordobý zážihový vodou chladený motor s dvojstupňovým preplňovaním plniaceho vzduchu a priamym vysokotlakovým vstrekaním paliva.

Počet valcov motora:	6
Počet ventilov na valec:	4
Preplňovanie:	Pomocou dvojice turbodúchadiel
Rozvod:	DOHC s variabilným časovaním ventilov

#### 2.1.2. STANOVENIE ZDVIHOVÉHO OBJEMU JEDNÉHO VALCA

Zdvihový objem motora vypočítame zo vzťahu pre výpočet výkonu motora:

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

Vyjadrením zdvihového objemu získame vzorec:

$$V_z = \frac{60 \cdot P_e}{p_e \cdot V_z \cdot n \cdot \tau \cdot i} \quad (2.1)$$

pozn. stredný efektívny tlak  $p_e$  a veľkosť menovitých otáčok motora stanovíme z tab.

2 vid' príloha

Pre štvordobý motor je  $\tau = 0,5$

$$V_z = \frac{60 \cdot 225000}{1,6 \cdot 10^6 \cdot 5800 \cdot 0,5 \cdot 6} = 4,849 \cdot 10^{-4}$$

$$V_z = 4,849 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 484,9 \text{ cm}^3$$

Středný efektivní tlak bol zvolený podľa Tab. 2 (viď: príloha) ako stredná hodnota rozmedzia.

Menovité otáčky boli taktiež volené podľa Tab. 2.

Počet valcov bol zvolený pri stanovení základnej koncepcie podľa daného určenia motora.

### 2.1.3. STANOVENIE ZDVIHOVÉHO OBJEMU MOTORA

$$V_{zm} = V_z \cdot i \quad (2.2)$$

$$V_{zm} = 484,3 \cdot 6 = 2909,5$$

$$V_{zm} = \mathbf{2909,5 \text{ cm}^3}$$

### 2.1.4. KONTROLA OBJEMOVÉHO (LITROVÉHO) VÝKONU MOTORA

Veľkosť litrového výkonu stanovíme zo vzťahu:

$$P_l = \frac{P_e}{V_z \cdot i} \cdot 1000 \quad (2.3)$$

$$P_l = \frac{225000}{4,849 \cdot 10^{-4} \cdot 6} \cdot 1000 = 77335$$

$$P_l = 77335 \text{ W/l} = 77,335 \text{ kW/l}$$

Vypočítanú hodnotu litrového výkonu skontrolujeme podľa Tab. 2 (viď príloha)

Hodnota litrového výkonu (podľa [3]) musí ležať v rozmedzí 50 – 103 kW/l

*Vypočítaná hodnota litrového výkonu  $P_l = 77,335 \text{ kW/l}$  leží v tomto rozmedzí- môžeme pokračovať vo výpočte.*

### 2.1.5. URČENIE ZDVIHU “Z“ A PRIEMERU VALCA “D“

Pri výpočte vrtania valca  $D$  vychádzame zo vzorca pre výpočet objemu valca:

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z \quad (2.4)$$

Zavedieme veličinu “zdvihový pomer“ –  $k$ :

$$k = \frac{Z}{D} \quad (2.5)$$

Zdvižový pomer  $k$  určíme na základe údajov uvedených v Tab. 2 (viď príloha).

Po dosadení do rovnice pre výpočet objemu valca a následným vyjadrením priemeru vrtania  $D$  získame vzorec pre výpočet vrtania valca:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_z}{\pi \cdot k}} \quad (2.6)$$
$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 4,849 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 1}} = 0,085$$
$$D = 0,085 \text{ m} = 85 \text{ mm}$$

zdvižový pomer bol zvolený z Tab. 2 ako stredná hodnota rozmedzia  $k = 1$

Zdvih piestu vypočítame zo vzorca pre výpočet zdvižového pomeru:

$$k = \frac{Z}{D} \Rightarrow Z = k \cdot D \quad (2.7)$$
$$k = \frac{Z}{D} \Rightarrow Z = k \cdot D = 1 \cdot 0,085 \text{ m} = 0,085$$
$$k = 0,085 \text{ m} = 85 \text{ mm}$$

### 2.1.6. KONTROLA STREDNEJ PIESTOVEJ RÝCHLOSTI

Po stanovení zdvihu piestu je nutné urobiť kontrolu veľkosti strednej piestovej rýchlosti  $c_s$

Stredná piestová rýchlosť by nemala u zážihových motorov prekročiť  $19 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Vzťah pre výpočet strednej piestovej rýchlosti:

$$c_s = 2 \cdot Z \cdot \frac{n}{60} \quad (2.8)$$

$$c_s = 2 \cdot 0,085 \cdot \frac{5800}{60} = 16,4$$

$$c_s = 16,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

***Vypočítaná hodnota  $c_s$  (podľa [3]) nepresahuje  $19 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \Rightarrow$  výpočet je v poriadku, hlavné rozmery spaľovacieho motora sú navrhnuté správne***

## 2.2. NÁVRH HLAVNÝCH ROZMEROV PIESTU

Pri návrhu hlavných rozmerov piestu vychádzame z osvedčených konštrukcií.

### 2.2.1. VOĽBA ROZMEROV KONŠTRUKČNÝCH PRVKOV PIESTU

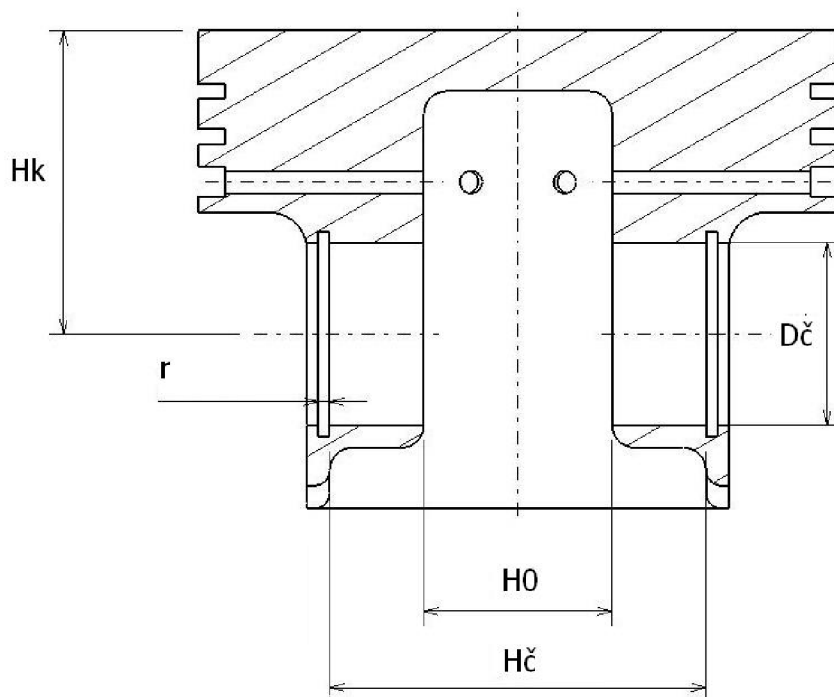
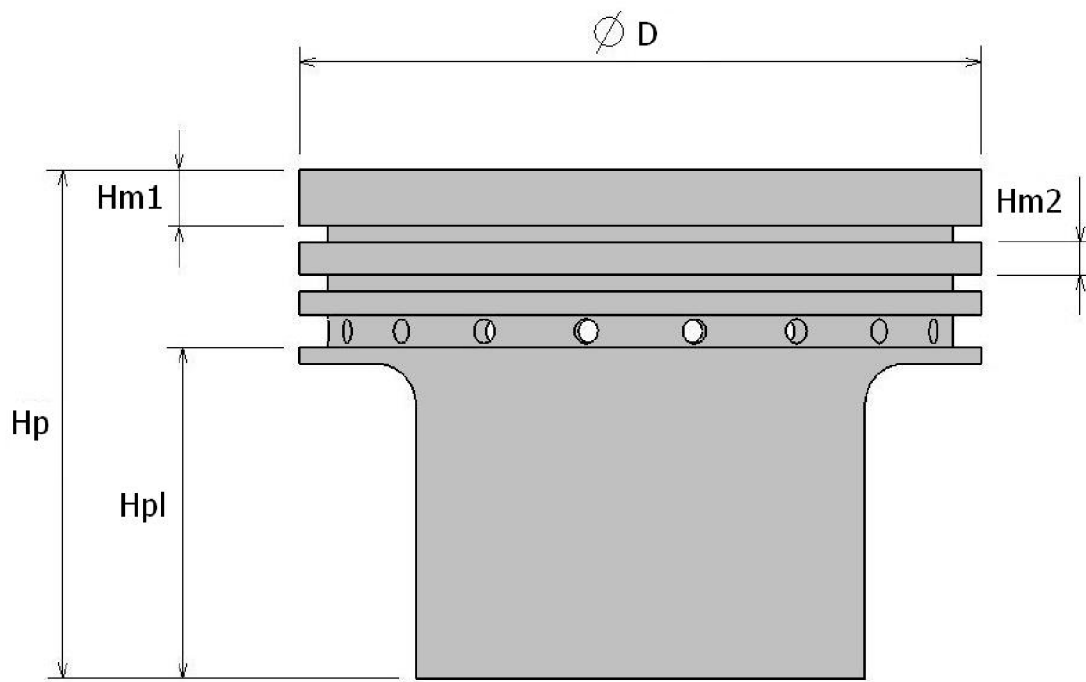
Hlavné rozmery konštrukčných prvkov piestu uvedené v tabuľke boli navrhnuté podľa tab. 1 (viď príloha) a grafov podľa [3]. Pri návrhu postupujeme podľa osvedčených konštrukcií. Určenie jednotlivých rozmerov je buď tabuľkové alebo grafické.

pozn. výhodou grafického spracovania je skutočnosť, že zohľadňuje rozmerové medze vo väzbe na zmenu základného rozmeru t.j. veľkosť vŕtania valca  $D$ .

#### TABUĽKA ROZMEROV KONŠTRUKČNÝCH PRVKOV PIESTU

Výška piestu	$H_p$	63 mm
Kompresná výška piestu	$H_k$	40 mm
Výška plášťa piestu	$H_{pl}$	41 mm
Vzdialenosť náliatkov pre piestny čap	$H_0$	25 mm
Výška prvého mostíka	$H_{m1}$	7 mm
Výška druhého mostíka	$H_{m2}$	4 mm
Hrúbka dna piestu	$\delta$	8 mm
Vonkajší priemer piestneho čapu	$D_a$	24 mm
Vnútorý priemer piestneho čapu	$D_i$	15 mm





Obr. 2.1: Hlavné rozmery piestu

## 2.3. DRÁŽKY PRE PIESTNE KRÚŽKY

V súčasnosti sa pri konštrukcii piesta používajú výhradne tri piestne krúžky. Dva tesniace a jeden stierací krúžok. Kvôli správne mu uloženiu a správnej funkcii počas celej jeho životnosti je veľmi dôležitá správna veľkosť axiálnej a radiálnej vôle krúžku v drážke.

### 2.3.1. RADIÁLNA VÔĽA PIESTNEHO KRÚŽKU

Piestny krúžok nesmie pri vymedzení vôle medzi piestom a stenou valca dosadnúť na dno drážky v pieste. Medzi krúžkom a piestom musí byť zachovaná určitá radiálna vôľa, nie však veľmi veľká, pretože sa táto medzera označuje za škodlivý priestor a nepriaznivo ovplyvňuje množstvo škodlivín v spaliniách motora. Pri návrhu je taktiež nutné uvažovať s usadzovaním karbónu v drážkach, ktorý však nemôže obmedziť pohyblivosť piestneho krúžku v drážke.

$D_R = D$	- vonkajší priemer krúžku v zamontovanom stave
$d_R$	- vnútorný priemer krúžku v zamontovanom stave
$d_N$	- priemer drážky pre piestny krúžok v pieste
$s_p$	- radiálna vôľa piestneho krúžku

pozn. Vnútorné polomery  $r$  by nemali byť menšie ako 0,3 mm

Odporúčaná vôľa  $s_p$  by sa mala pohybovať v rozmedzí [0,6 až 0,8] mm

Piestne krúžky sú volené podľa normy DIN 70 915

Vonkajší priemer krúžku v zamontovanom stave:	$D_R = D =$	85 mm
Hrúbka piestneho krúžku (DIN 70 915):	$h_1 =$	2 mm
Šírka piestneho krúžku (DIN 70 915):	$a =$	3,6 mm
Vnútorný priemer krúžku v zamontovanom stave:	$d_R =$	77,8 mm
Radiálna vôľa piestneho krúžku:	$s_p =$	0,6 mm
Priemer drážky pre piestny krúžok:		

$$d_N = D - 2 \cdot (a + s_p) \quad (2.9)$$

$$d_N = 85 - 2 \cdot (3,6 + 0,6) = 76,6$$

$$d_N = 76,6 \text{ mm}$$

### 2.3.2. AXIÁLNA VÔĽA PIESTNEHO KRÚŽKU

Axiálna vôľa je určovaná radou faktorov. Rozhodujúcim faktorom pri určovaní axiálnej vôľe je pravdepodobnosť vzniku karbónových usadenín. Preto sa u prvého piestneho krúžku volia väčšie vôle ako u druhého, pretože pravdepodobnosť vzniku usadenín je oveľa väčšia v drážke pre prvý piestny krúžok ako v drážke pre druhý piestny krúžok.

Vôľa je určovaná rozdielom výšky drážky a výšky krúžku. Maximálne hodnoty sú určené tolerančnými poľami výšky krúžku a drážky. Tolerančné polia šírky krúžku sú udané v norme DIN 70 915. Šírka drážky je vyrábaná v tolerančnom poli + 0,015 až + 0,030 [mm].

#### AXIÁLNA VÔĽA PRVÉHO TESNIACEHO KRÚŽKU

Piestny krúžok:  $3_{-0,022}^{-0,010}$  [mm]

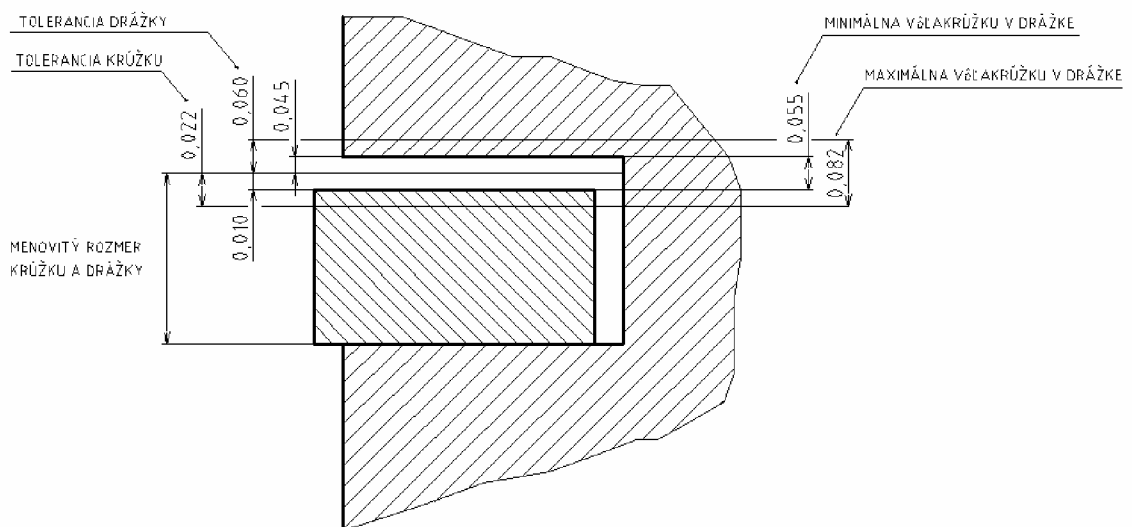
Drážka pre piestny krúžok:  $3_{+0,045}^{+0,060}$  [mm]

Z tolerancií pre drážku a piestny krúžok plynie:

Maximálna vôľa krúžku v drážke: 0,082 [mm]

Minimálna vôľa krúžku v drážke: 0,055 [mm]

Prvý tesniaci krúžok je vysoko tepelne namáhaný, taktiež riziko vzniku karbónovej vrstvy je značné, preto je volená väčšia vôľa krúžku v drážke aby sa zamedzilo zadieraniu krúžku v drážke.



Obr. 2.2: Tolerančné pole a axiálna vôľa prvého piestneho krúžku

## AXIÁLNA VÔĽA DRUHÉHO TESNIACEHO KRÚŽKU

Piestny krúžok:  $3_{-0,022}^{-0,010}$  [mm]

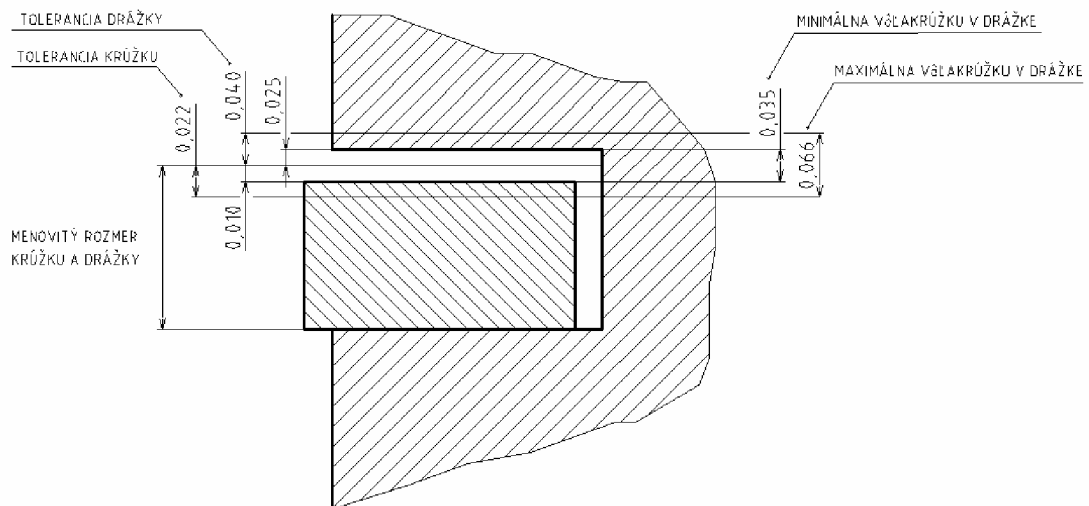
Drážka pre piestny krúžok:  $3_{+0,025}^{+0,040}$  [mm]

Z tolerancií pre drážku a piestny krúžok plynie:

Maximálna vôľa krúžku v drážke: 0,066 [mm]

Minimálna vôľa krúžku v drážke: 0,035 [mm]

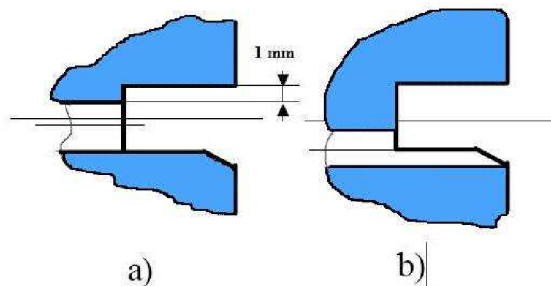
Na druhý tesniaci krúžok pôsobí oveľa menšie tepelné aj tlakové namáhanie ako na prvý tesniaci krúžok. Taktiež riziko vzniku karbónovej vrstvy nie je také vysoké, preto aj vôľa medzi drážkou a krúžkom nemusí byť taká veľká ako u prvého tesniaceho krúžku.



Obr. 2.3: Tolerančné pole a axiálna vôľa druhého piestneho krúžku

### 2.3.3. DRÁŽKA PRE STIERACIE PIESTNE KRÚŽKU

Drážka pre stierací piestny krúžok je širšia ako drážky tesniacich piestnych krúžkov. Súčasťou konštrukcie stieracieho krúžku sú aj otvory pre odvod stieraného oleja.



Obr. 2.4: Otvory pre odvod oleja z drážky stieracieho piestneho krúžku [3]

V bežných prípadoch postačujú otvory v drážke pre stieracie piestne krúžky - obvyčajne je ich priemer o 1mm menší ako je šírka drážky (viď riešenie Obr. 2.4- a). Ak motor vykazuje vysokú spotrebu oleja, pre lepší odvod oleja zo stien valca sa volí konštrukčné riešenie na Obr. 2.4- b). U piestov chladených nástrekom oleja môžu nevhodne

umiestnené otvory vyvolať obrátenie smeru prúdenia oleja a následne zvýšenie spotreby oleja. Aby sa tomu predišlo, vyústenie drenážneho otvoru je potrebné umiestniť vnútri piestu v stene, ktorá je rovnobežná s osou piestu, čiže i so smerom prúdiaceho oleja (viď Obr. 2.4).

#### **2.3.4. HRÚBKA STENY PIESTU**

Pre dosiahnutie dobrého vedenia piesta nesmie merný tlak vo valci prekročiť medzi plášťom piestu a stenou valca hodnotu 0,6 až 1,4 MPa (podľa [3]). Súčasne je nutné zabezpečiť dostatočnú tuhosť nosného plášťa piestu.

U benzínových motoroch by mala hrúbka steny plášťa dosahovať minimálne  $0,02 \cdot D$

$$\text{minimálna hrúbka steny valca} = 0,02 \cdot D = 0,02 \cdot 85\text{mm} = 1,7 \text{ mm}$$

*Volím hrúbku steny valca 3 mm.*

#### **2.3.5. POISTENIE AXIÁLNEJ POLOHY PIESTNEHO ČAPU**

Pre stanovený priemer piestneho čapu sa rozmery poist'ovacieho krúžku určujú podľa normy DIN 73 130. Poloha poist'ovacieho čapu je určená dĺžkou piestneho čapu l.

Pre daný prípad poistenia volím poistný krúžok DIN 73 130- A24x1,5

### 2.3.6. BOČNÁ KRIVKA PIESTU

Vplyvom rôznych teplôt jednotlivých častí piestu po jeho výške, rovnako ako rozdielne zväčšovanie objemu v závislosti na množstve materiálu má za následok to, že piest má po svojej výške rôznu rozťažnosť, preto nemôže mať piest valcový tvar. Musí byť tvarovaný tak aby valcový tvar dosiahol až pri prevádzkovej teplote. Preto majú piesty vo valci za studena väčšie vôle ako pri prevádzkovej teplote. Ak je motor vysoko tepelne namáhaný, vôle za studena musia byť ešte väčšie. Tento nedostatok sa v dnešnej dobe rieši konštrukciou tzv. bimetalického piesta. Vložky s menšou tepelnou rozťažnosťou ako je tepelná rozťažnosť hliníka ktoré sú do piesta zaliate využívajú bimetalického účinku v kombinácii s piestom. Tým sa dosiahne to, že vôľa medzi piestom a valcom je pri všetkých prevádzkových podmienkach čo najvýhodnejšia. Najčastejšie sa používajú zliatiny Fe- Ni s obsahom Ni do 36%. Táto zliatina však vyhovuje len do 100 °C. Pri vyšších teplotách sa zložka Ni nahradzuje zložkou Co, takže pre určitú oblasť teplôt je možné zhotoviť zliatinu s optimálnou tepelnou rozťažnosťou. Tvar krivky je závislý na celkovom teplotnom stave piestu pri maximálnom zaťažení motora. Hodnoty vôlí závisia hlavne na type motora a použitého typu chladenia. Skutočný tvar bočnej krivky piestu je možné stanoviť len experimentálne. Základný návrh priemerov  $D_I$ ,  $D_{II}$ ,  $D_{III}$  je možné stanoviť z grafov podľa [3]. Tvar bočnej krivky piestu a jeho ovalita je zobrazená a riešená vo výrobnom výkrese.

Keďže sa jedná o bimetalický piest s riadenou dilatáciou vôle piesta pri studenom motore nemusia byť až také veľké. Menšiu tepelnú rozťažnosť zabezpečia vložky ktoré sú vhodne umiestnené v plášti piesta.

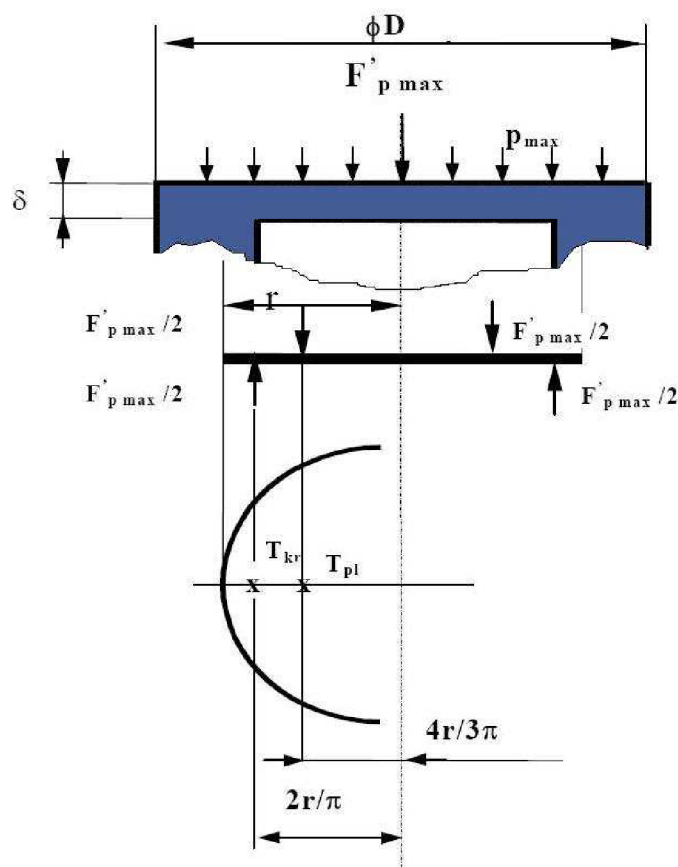
### 3. PEVNOSTNÝ VÝPOČET PIESTU

Vďaka zložitosti tvaru piestu nie je možné previesť presný výpočet do ktorý bude zahrňovať tepelný tok piestom počas chodu motora, vplyv vrubových účinkov vyvolávajúcich koncentrácie napätí a ďalšie faktory ktoré nie je možné do výpočtu priamo zahrnúť. Tieto účinky sú zahrnuté vo veľkosti dovolených hodnôt jednotlivých napätí.

#### 3.1. PEVNOSTNÝ VÝPOČET DNA PIESTU

Dno piesta je nutné kontrolovať na ohyb. Ako výpočtový model sa uvažuje kruhová doska votknutá alebo podoprená na obvode zaťažená rovnomerným spojitém zaťažením vyvolaného tlakom plynov. Vzhľadom k veľkosti silových účinkov je vplyv zotrvačných síl zanedbaný.

Pre približný výpočet maximálneho ohybového napätia je možné nahradiť kruhovú dosku priamym nosníkom zaťaženým osamelou silou  $F'_{p \max} / 2$  ktorá pôsobí v ťažisku polkruhovej plochy dosky a reakcia vyvolaná týmto zaťažením o rovnakej veľkosti v ťažisku polkruhového oblúku (Vid' Obr. 3.1)



Obr. 3.1: Zaťaženie dna piestu a výpočtový model [3]

S ohľadom na hrúbku steny piesta, na veľkosť a umiestnenie náliatkov pre piestny čap volím polomer kruhovej dosky ktorá sa bude kontrolovať na ohyb o veľkosti  $r = 37 \text{ mm}$ .

Z indikátorového diagramu pre stredný efektívny tlak 1,6 MPa a preplňovaný zážihový motor vychádza veľkosť maximálneho tlaku plynov vo valci motora  $p_{\max} = 7,988 \text{ MPa}$ . (Vid' Graf 13 v prílohe)

Maximálna sila tlaku plynov pôsobiaca na kruhovú dosku:

$$F'_{pMAX} = \pi \cdot r^2 \cdot p_{MAX} \quad (3.1)$$
$$F'_{pMAX} = \pi \cdot (37)^2 \cdot 7,988 = 36237$$
$$F'_{pMAX} = 36\,237 \text{ N}$$

Maximálny ohybový moment:

$$M_{o,MAX} = \frac{r^3}{3} \cdot p_{MAX} \quad (3.2)$$
$$M_{o,MAX} = \frac{(0,037)^3}{3} \cdot 7,988 \cdot 10^6 = 134,87$$
$$M_{o,MAX} = 134,87 \text{ Nm}$$

Moment odporu v ohybe (prierezový modul):

$$W_o = \frac{1}{3} \cdot r \cdot \delta^2 \quad (3.3)$$
$$W_o = \frac{1}{3} \cdot 37 \cdot 8^2 = 7,89 \cdot 10^{-8}$$
$$W_o = 789,3 \text{ mm}^3 = 7,89 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3$$

Maximálne ohybové napätie:

$$\sigma'_{o,MAX} = p_{MAX} \cdot \left(\frac{r}{\delta}\right)^2 \quad (3.4)$$
$$\sigma'_{o,MAX} = 7,988 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,037}{0,008}\right)^2 = 170868312,5$$
$$\sigma'_{o,MAX} = 170\,868\,312,5 \text{ Pa} = 171 \text{ MPa}$$



Vypočítaná hodnota napätia odpovedá použitému modelu kruhovej dosky. Skutočná hodnota napätia je však výrazne ovplyvnená votknutím alebo podoprením dosky na obvode. Dna piestov zážihových motorov je možné považovať za dosku votknutú.

Pre votknutú dosku platí vzťah:

$$\begin{aligned}\sigma_{o,MAX} &= 0,25 \cdot \sigma'_{o,MAX} \\ \sigma_{o,MAX} &= 0,25 \cdot 171 = 42,75 \\ \sigma_{o,MAX} &= 42,75 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{3.5}$$

Dovolené hodnoty napätia pre piesty z hliníkovej zliatiny [2] :

dno piesta bez rebier	dno piesta s nízkymi rebrami
$\sigma_{dov} = 20 \div 25 \text{ MPa}$	$\sigma_{dov} = 40 \div 50 \text{ MPa}$

*Vypočítané napätie sa pohybuje v rozmedzí maximálneho dovoleného napätia.*

### 3.2. NAJSLABŠIE MIESTO PLÁŠŤA PIESTU

U väčšiny piestov vzniká najvyššie napätie v drážke pre stierací piestny krúžok. V tomto mieste je stena piestu oslabená nielen drážkou pre stierací piestny krúžok, ale aj o otvory, ktorými je zo steny valca odvádzaný nadbytočný olej do kľukovej skrine motora. Namáhanie je spôsobené tlakom plynov nad piestom.

Maximálna sila od tlaku plynov:

$$\begin{aligned}F_{p,MAX} &= \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{MAX} \\ F_{p,MAX} &= \frac{\pi \cdot 0,85^2}{4} \cdot 7,988 \cdot 10^6 = 45327,92 \\ F_{p,MAX} &= 45\,327,92 \text{ N}\end{aligned}\tag{3.6}$$

Pre maximálny spaľovací tlak je výsledná hodnota potom daná vzťahom:

$$\sigma_{tl,MAX} = \frac{F_{p,MAX}}{S_x}\tag{3.7}$$

$$\sigma_{II,MAX} = \frac{45327,92}{0,0015204} = 29,8$$

$$\sigma_{II,MAX} = 29,8 \text{ MPa}$$

Hodnota  $S_x$  bola získaná z modelu piestu vymodelovaného v programe Catia V5R15

$$S_x = 1520,4 \text{ mm}^2 = 0,0015204 \text{ m}^2$$

Hodnota maximálneho dovoleného napätia pre súčasné hliníkové zliatiny sa pohybuje v rozmedzí 30 až 40 MPa (podľa [3]).

***Napätie na plášti piestu vyvolané od tlaku plynov leží v medziach a VYHOVUJE.***

Na konci výfukového zdvihu dochádza k namáhaniu kontrolovaného prierezu na ťah. Toto namáhanie je vyvolané zotrvačnými silami hmotnosti koruny piestu nad týmto prierezom.

K vypočítaniu maximálnej zotrvačnej sily potrebujeme nasledujúce hodnoty:

$m_x$  Hmotnosť koruny piestu nad vyšetrovaným rezom (rez vedený v mieste pre stierací piestny krúžok). Hmotnosť koruny získaná z modelu vymodelovanom v programe Catia V5R15

$r_k$  polomer kľukového hriadeľa – Zdvih motora  $Z = 85 \text{ mm} \Rightarrow r_k = Z/2 = 42,5 \text{ mm}$

$\lambda_0$  Ojničný pomer. U súčasných motorov sa ojničný pomer pohybuje v rozmedzí 0,2 až 0,3.

Volím ojničný pomer  $\lambda_0 = 0,25$ . Zo vzťahu  $\lambda_0 = \frac{r_k}{l_0}$  dostaneme dĺžku ojnice.  $l_0 = 170 \text{ mm}$

$\omega_{MAX}$  Maximálna uhlová rýchlosť otáčania kľukového hriadeľa motora. Táto rýchlosť bude dosiahnutá pri maximálnych otáčkach motora  $n_{MAX} = 7000 \text{ ot/min}$

$$\omega_{MAX} = \frac{\pi \cdot n_{MAX}}{30} \quad (3.8)$$

$$\omega_{MAX} = \frac{\pi \cdot 7000}{30} = 733$$

$$\omega_{MAX} = 733 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Zotrvačnú silu spočítame zo vzorca:

$$F_{sp,x} = m_x \cdot r_k \cdot \omega_{MAX}^2 \cdot (1 + \lambda_0) \quad (3.9)$$
$$F_{sp,x} = 0,206 \cdot 0,0425 \cdot 733^2 \cdot (1 + 0,25) = 5880$$
$$F_{sp,x} = 5880 \text{ N}$$

Potom ťahové napätie vzniknuté vo vyšetrovanom priereze:

$$\sigma_t = \frac{F_{sp,x}}{S_x} \quad (3.10)$$
$$\sigma_t = \frac{5880}{0,0015204} = 3,87$$
$$\sigma_t = 3\,867\,374,7 \text{ Pa} = 3,87 \text{ MPa}$$

*Ťahové napätie neprekračuje hodnotu maximálneho dovoleného napätia*

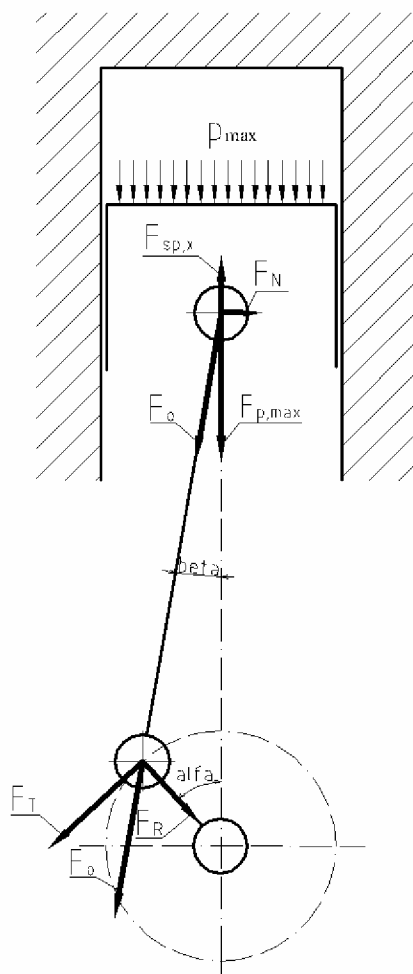
$$\sigma_{t,dov} = 4 \div 10 \text{ MPa (podľa [3])}.$$

### 3.3. MERNÝ TLAK NA PLÁŠTI PIESTU

Je vyvolaný normálovou silou ktorou pôsobí piest na stenu valca. Jej veľkosť je daná konštrukciu kľukového mechanizmu a jej maximálna veľkosť je dosahovaná v blízkosti hornej úvrate pri pôsobení maximálneho tlaku plynov vo valci. Rozloženie síl v kľukovom mechanizme môžeme vidieť na Obr. 3.2. Veľkosť uhlu  $\alpha$  odčítame z indikátorového diagramu- je to uhol natočenia kľukového hriadeľa pri ktorom pôsobí vo valci maximálny tlak od tlaku plynov.

#### 3.3.1. ROZBOR SÍL V KĽUKOVOM MECHANIZME

$F_{p,max}$	maximálna sila od tlaku plynov
$F_N$	normálová sila pôsobiaca na plášť piestu
$F_o$	sila pôsobiaca v ose ojnice
$F_r$	radiálna zložka sily $F_o$ pôsobiaca v kľukovom hriadeľi smerujúca do osi otáčania kľukového hriadeľa
$F_a$	axiálna zložka sily $F_o$ kolmá na silu $F_N$
$F_{sp,x}$	zotrvačná sila



Obr. 3.2: Sily pôsobiace v kľukovom mechanizme

### 3.3.2. VYPOČET $F_{N,MAX}$

Celková sila pôsobiaca v ose piesta:

Celková sila sa vypočíta ako rozdiel maximálnej sily od tlaku plynov a zotrvačnej sily (zotrvačná sila pôsobí proti pohybu  $F_{p,MAX}$  preto sa sily od seba odčítajú)

$$F_c = F_{p,MAX} - F_{sp,x} \quad (3.11)$$

$$F_c = 45327,92 - 5880 = 39447,92$$

$$F_c = 39\,447,92 \text{ N}$$

Z indikátorového diagramu je zřejmé že maximální síla od tlaku plynů působí při úhlu natočení křukového hřídele  $378^\circ$ . Potom velikost úhlu  $\alpha$ :

$$\alpha = 378^\circ - 360^\circ = 18^\circ$$

Úhol  $\beta$  (úhol medzi osou ojnice a osou valca) sa vypočíta pomocou vzťahu:

$$\sin \beta = r_k \cdot \frac{\sin \alpha}{l_0} \quad (3.12)$$

$$\sin \beta = 42,5 \cdot \frac{\sin 18^\circ}{170} = 0,07725$$

$$\sin \beta = 0,07725 \Rightarrow \beta = 4,43^\circ = 4^\circ 25' 50''$$

Veľkosť maximálnej normálovej sily:

$$F_{N,MAX} = F_c \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (3.13)$$

$$F_{N,MAX} = 39447,92 \cdot \operatorname{tg} 4,43^\circ = 3056,6$$

$$F_{N,MAX} = 3056,6 \text{ N}$$

Merný tlak na plášti piestu:

$$p_{pl} = \frac{F_{N,MAX}}{D_{pl} \cdot L_{pl}} \quad (3.14)$$

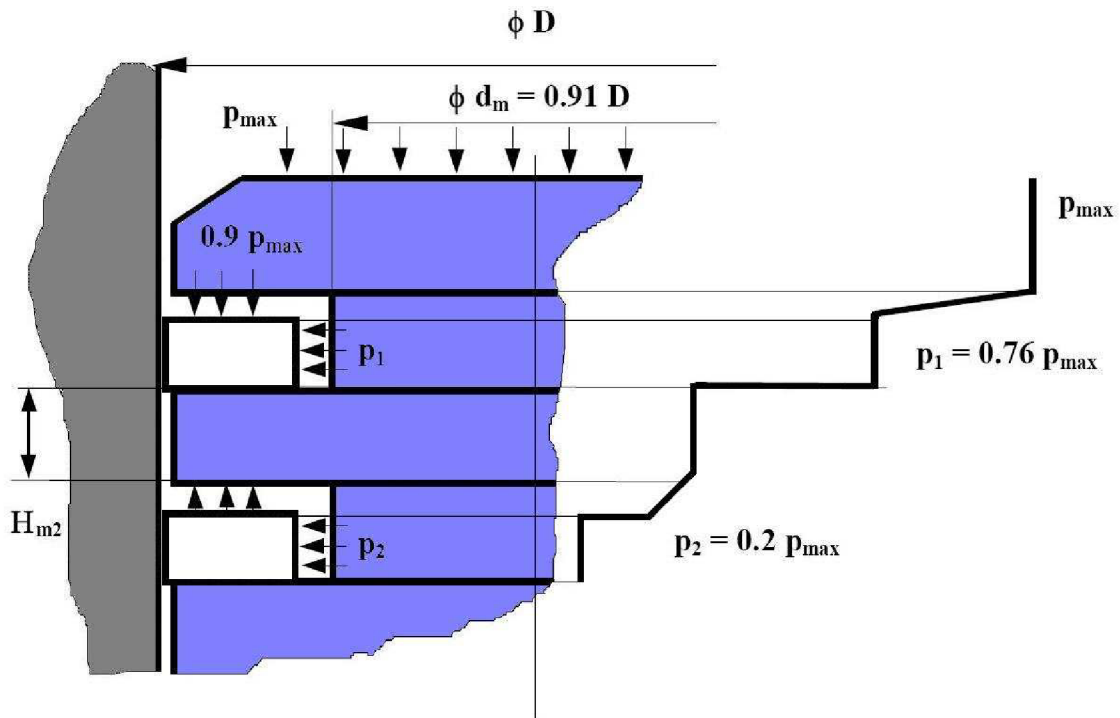
$$p_{pl} = \frac{3056,6}{0,085 \cdot 0,063} = 570793,65$$

$$p_{pl} = 570\,793,65 \text{ Pa} = 0,57 \text{ MPa}$$

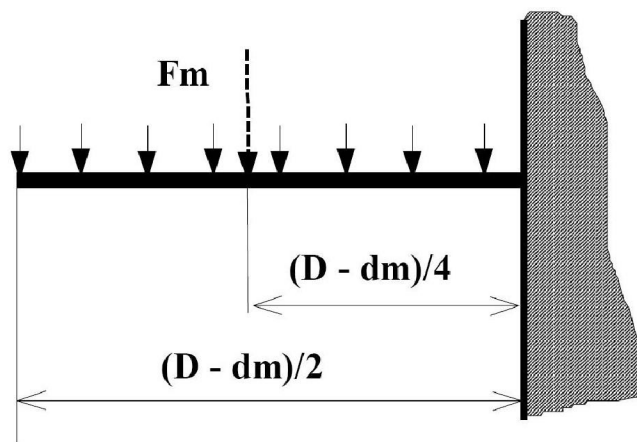
**Merný tlak na plášti piestu nepresahuje doporučenú hodnotu merného tlaku 0,6 až 1,4 MPa, (podľa [3]).**

### 3.4. MOSTÍK MEDZI PRVÝM A DRUHÝM TESNIACIM KRÚŽKOM

Mostík medzi 1. a 2. tesniacim krúžkom je vystavený vysokému namáhaniu od tlaku plynov v spaľovacom priestore za súčasného pôsobenia vysokých teplôt. Rozloženie tlakov v jednotlivých medzikružkových objemoch pri dosiahnutí maximálnej hodnoty tlaku nad piestom je podľa výsledkov merania uvedené na Obr. 3.3.



Obr. 3.3: Rozloženie tlakov v medzikružkových objemoch [2]



Obr. 3.4: Namáhanie mostíka [2]

Výsledný silový účinek na mostík mezi prvním a druhým tesniacim krúžkom je daný rozložením tlakov plynov v medzikruhových medzerách:

$$F_m = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_m^2) \cdot (0,9 p_{MAX} - 0,22 p_{MAX}) \quad (3.11)$$

$$F_m = \frac{\pi}{4} \cdot [0,085^2 - (0,91 \cdot 0,085)^2] \cdot (7,988 \cdot 10^6 - 0,22 \cdot 7,988 \cdot 10^6) = 7054,3$$

$$F_m = 7054,3 \text{ N}$$

Sila  $F_m$  namáha mostík ako votknutý nosník na ohyb a strih (Obr. 3.4)

#### Ohybové napätie v nosníku:

Ohybový moment:

$$M_o = F_m \cdot \frac{D - d_m}{4} \quad (3.12)$$

$$M_o = 7054,3 \cdot \frac{0,085 \cdot (0,91 \cdot 0,085)}{4} = 11,59$$

$$M_o = 11,59 \text{ Nm}$$

Moment odporu v ohybe (prierezový modul):

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot d_m \cdot H_{m2}^2 \quad (3.13)$$

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot (0,91 \cdot 0,085) \cdot (0,004)^2 = 6,48 \cdot 10^{-7}$$

$$W_o = 6,48 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

Prierez v mieste votknutia:

$$S = \pi \cdot d_m \cdot H_{m2} \quad (3.14)$$

$$S = \pi \cdot (0,91 \cdot 0,085) \cdot 0,004 = 9,72 \cdot 10^{-4}$$

$$S = 9,72 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$



Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (3.15)$$

$$\sigma_o = \frac{11,59}{6,48 \cdot 10^{-7}} = 17,886$$

$$\sigma_o = 17,886 \text{ MPa}$$

Šmykové napětí:

$$\tau = \frac{F_m}{S} \quad (3.16)$$

$$\tau = \frac{7054,3}{9,72 \cdot 10^{-4}} = 7,25$$

$$\tau = 7\,254\,631 \text{ Pa} = 7,25 \text{ MPa}$$

Výsledné redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau^2} \quad (3.17)$$

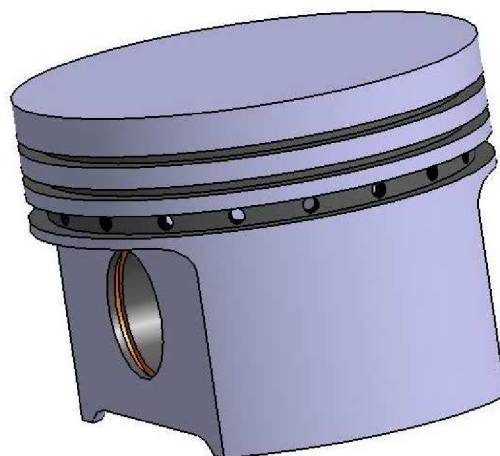
$$\sigma_{red} = \sqrt{(17,89)^2 + 3 \cdot (7,25)^2} = 21,85$$

$$\sigma_{red} = \mathbf{21,85 \text{ MPa}}$$

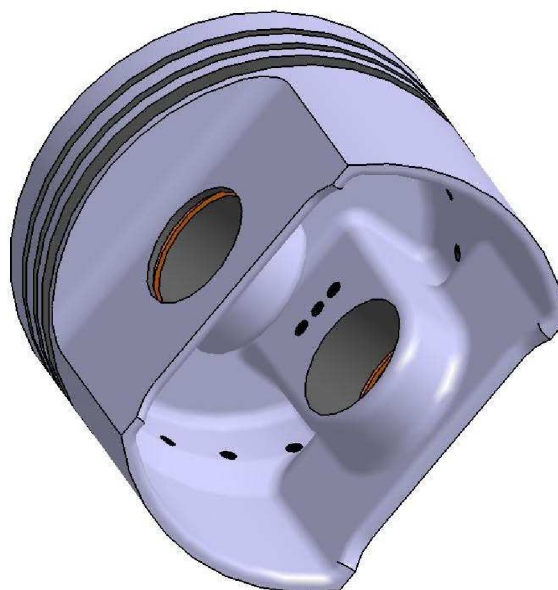
*Vypočítaná hodnota redukovaného napětia na mostíku nepresahuje hodnotu maximálneho dovoleného napätia  $\sigma_{dov} = 60 \text{ MPa}$  (podľa [3]).*

#### 4. MODEL

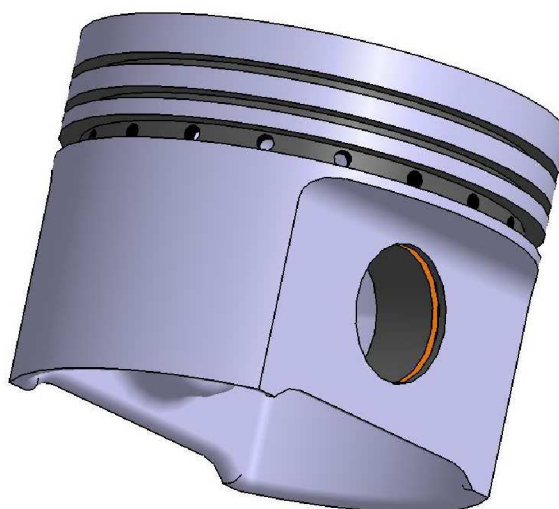
Po uskutočnení výpočtov nasledovalo vytvorenie modelu piestu. Pre modelovanie bol zvolený program Catia ktorý v súčasnosti používajú poprední svetoví výrobcovia automobilov. Na nasledujúcich obrázkoch môžeme vidieť konštrukčné riešenie piestu z rôznych pohľadov a v rôznych rezoch.



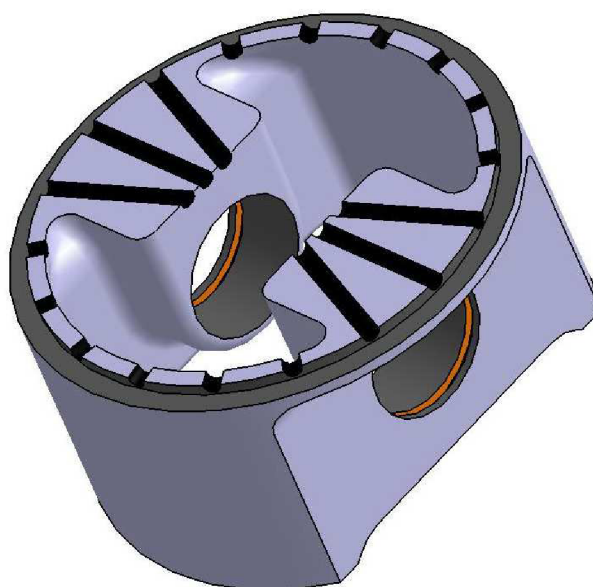
Obr. 5.1



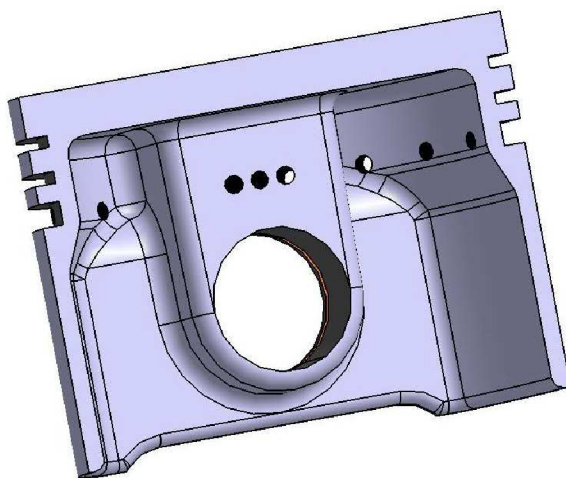
Obr. 5.2



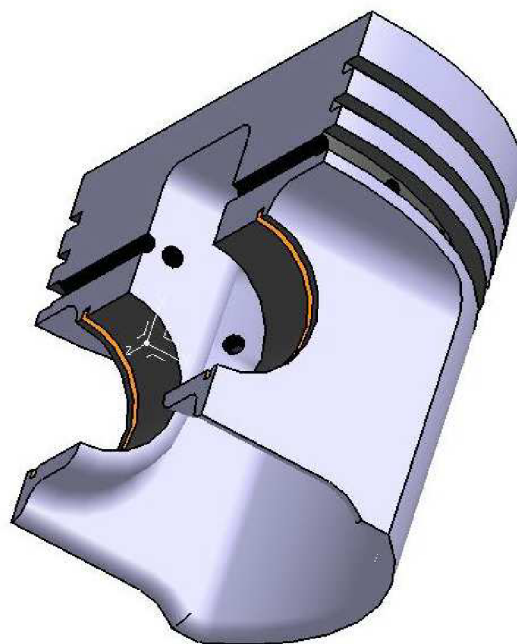
Obr. 5.3



Obr. 5.4: Rez v mieste drážky pre stierací piestny krúžok



Obr. 5.5: Rez kolmý na os piestneho čapu



Obr. 5.6: Rez vedený v osi piestneho čapu

## 5. ZÁVER

Najnovšie trendy pri vývoji spaľovacích motorov preferujú metódu tzv. downsizeing- u, tj. znižovanie objemu motora pri zachovaní alebo zvýšení výkonu. Cieľom tejto bakalárskej práce bol návrh piestu pre spaľovací preplňovaný motor ktorý sa touto metódou riadia.

Úvod bakalárskej práce sa zameriava na najnovšie technológie použité v navrhovanom motore, ich funkcia, stručný popis a význam na zvýšenie výkonu. V ďalšej časti je riešený návrh základných rozmerov motora ako aj návrh základných rozmerov piesta. Návrh bol uskutočnený so zreteľom na požiadavky trhu a poslednými trendmi v oblasti vývoja spaľovacích motorov.

Po navrhnutí základných rozmerov motora a piestu bola uskutočnená pevnostná kontrola piestu. Keďže je piest konštrukčne veľmi zložitý a priebeh napätí a teplôt sa počas jedného cyklu neustále mení, piest sa kontroluje len v niekoľkých prierezoch a to: pevnostný výpočet dna piestu, najslabšie miesto plášťa piestu, merný tlak na plášti piestu a kontroluje sa ešte mostík medzi prvým a druhým tesniacim krúžkom. Všetky uvedené pevnostné kontroly vyšli v medziach dovolených napätí podľa [3].

Vývoj dnešných piestov smeruje ku konštrukcii čo najnižších a najľahších piestov s čo najtenšími stenami, preto je dôležité sledovať hlavne merný tlak na plášti piestu. Pri návrhu riešeného piesta vyšiel merný tlak o hodnote 0,57 MPa, čo je veľmi priaznivá hodnota. Maximálna dovolená hodnota merného tlaku (podľa [5]) činí 1,4 MPa, takže navrhovaný piest by mohol mať ešte menšiu hodnotu  $H_p$ , a tým by sa zmenšila aj hmotnosť piestu. Ak by došlo k prípadu, že merný tlak bude presahovať maximálnu dovolenú hodnotu ktorá je daná pre bežné hliníkové zliatiny, je potrebné použiť materiály s lepšími mechanickými vlastnosťami, ktoré zvýšia hodnotu maximálneho dovoleného tlaku na plášť piestu.

V kapitole 5 môžeme vidieť skutočnú podobu navrhovaného piestu. Keďže sa jedná o piest použitý v motore s priamym vstrekom paliva, dno piestu by malo byť tvarované. Avšak riešenie tvarovania je už nad rámec rozsahu bakalárskej práce, preto má model rovné dno. Pri riešení tvarovania by sa musel zohľadňovať priebeh teplôt a napätí. Tento problém je možné riešiť metódou konečných prvkov. Riešenie pomocou metódy konečných prvkov je náročné. Pri riešení je potrebné dbať hlavne na presné vstupné údaje, aby sa výsledok podobal čo najviac reálnym podmienkam. Na modeli môžeme ďalej vidieť že sa jedná o piest u ktorého je použitý krátky piestny čap. Piest je odľahčený vybrániami kolmými na os piestneho čapu. Všetky vnútorné hrany dutiny piestu sú zrazené na rovnaký polomer, aby nedochádzalo ku koncentrácii napätia. Otvory pre odvod oleja v drážke pre stierací piestny krúžok sú pravidelne rozmiestnené po celom obvode drážky, aby bol zaručený dobrý odvod oleja zo steny valca a aby nedochádzalo k zvyšovaniu spotreby oleja počas prevádzky motora. Keďže sa jedná o najslabšie miesto plášťa piestu, bolo nutné tento prierez skontrolovať. Výsledná hodnota napätia vyšla približne 30 MPa a spadá do rozmedzia maximálneho dovoleného napätia ktorého hodnota je 30 až 40 MPa (Podľa [5]) Z tejto kontroly môžeme vyvodit' záver,

že hrúbka pláštea piestu by sa mohla zmenšiť tak, aby sa hodnota maximálneho napätia priblížila k hodnote 40 MPa. čím by sa dosiahlo ďalšie odľahčenie piestu.

Náliatky pre piestny čap sú spojené s dnom piestu súvislým blokom materiálu kvôli vyššej pevnosti dna piestu. Piestny čap je uložený voľne v okách piestu aj v oku ojnice- jedná sa o plávajúci piestny čap. Piest má 2 tesniace a jeden stierací piestny krúžok. V spodnej časti piestu je vybratie za účelom odľahčenia piestu.

Keďže sa jedná o motor preplňovaný, je potrebné zabezpečiť chladenie dna piesta aby nedošlo k prehrievaniu piestu a k následnej strate pevnosti a znižovaniu životnosti piestu. Aj keď sa jedná o vysokootáčkový motor, piest nie je zaťažovaný až takými silami ako piest vznetrového motoru, preto je chladenie prevedené nástrekom dna piestu. Chladiaci olej je nastrekovaný na dno piestu pomocou trysky umiestnenej v kľukovej skrini motora. Tým sa zníži teplota v drážke pre 1. piestny krúžok o 20 °C.

Mazanie kontaktných plôch piestu a pietneho čapu je zabezpečované olejom z olejovej hmly ktorá sa na stykové plochy dostáva cez otvory vyvrtané v spodnej strane náliatkov pre piestny čap.

Navrhnutá koncepcia piestu vyhovuje všetkým pevnostným kontrolám a predpísaným podmienkam.

Návrh konštrukčného riešenia je znázornený v kapitole 5 ako aj v priloženom výkrese.

## 6. ZOZNAM POUŽITÉJ LITERATURY

- [1] Kožoušek, Josef.  
Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I; Kožoušek Josef. první vydání. Praha: SNTL, 1978. 368 s.
- [2] Kožoušek, Josef.  
Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II; Kožoušek Josef. první vydání. Praha: SNTL, 1983. 488 s.
- [3] Rauscher, Jaroslav: Ročníkový projekt; Brno, FS VUT 1996
- [4] Rauscher, Jaroslav: Vozidlové motory: studijní opory. Brno, FSI VUT 2005
- [5] Bayerische Motorenwerke Aktiengesellschaft, Aftersales training- Product Information. N54 Engine. Germany 2006
- [6] DIN 70 915: 1973, R- ringe, kolbenringe fur den Kraftfahrzeugbag, Doutches Institut fur Normung e.V.
- [7] DIN 70 947: 1973, D- ringe, kolbenringe fur den Kraftfahrzeugbag, Doutches Institut fur Normung e.V.
- [8] Varga Zoltán: Spaľovanie chudobnej zmesi. Profi AUTO, 2007, roč. X. č.6, str.34
- [9] Varga Peter: Biturbo od BMW. Profi AUTO, 2006, roč. IX. č.4, str.6
- [10] © Siemens AG 2008; <http://w1.siemens.com/>  
<[http://w1.siemens.com/press/en/pp\\_sv/2007/sv200704003\\_05\\_\(co2\)\\_1452420.htm](http://w1.siemens.com/press/en/pp_sv/2007/sv200704003_05_(co2)_1452420.htm)>
- [11] <http://www.usedferraris.net/>  
<<http://www.usedferraris.net/catalog/images/365%20GT4%20Piston.jpg>>
- [12] <http://www.kb-silvolite.com/>  
<<http://www.kb-silvolite.com/images/news/sprayjet.gif>>
- [13] <http://images.gmhightechperformance.com>  
<[http://images.gmhightechperformance.com/features/0609htp\\_11\\_z+saturn\\_sky\\_redline+piston\\_head\\_and\\_oil\\_jet.jpg](http://images.gmhightechperformance.com/features/0609htp_11_z+saturn_sky_redline+piston_head_and_oil_jet.jpg)>



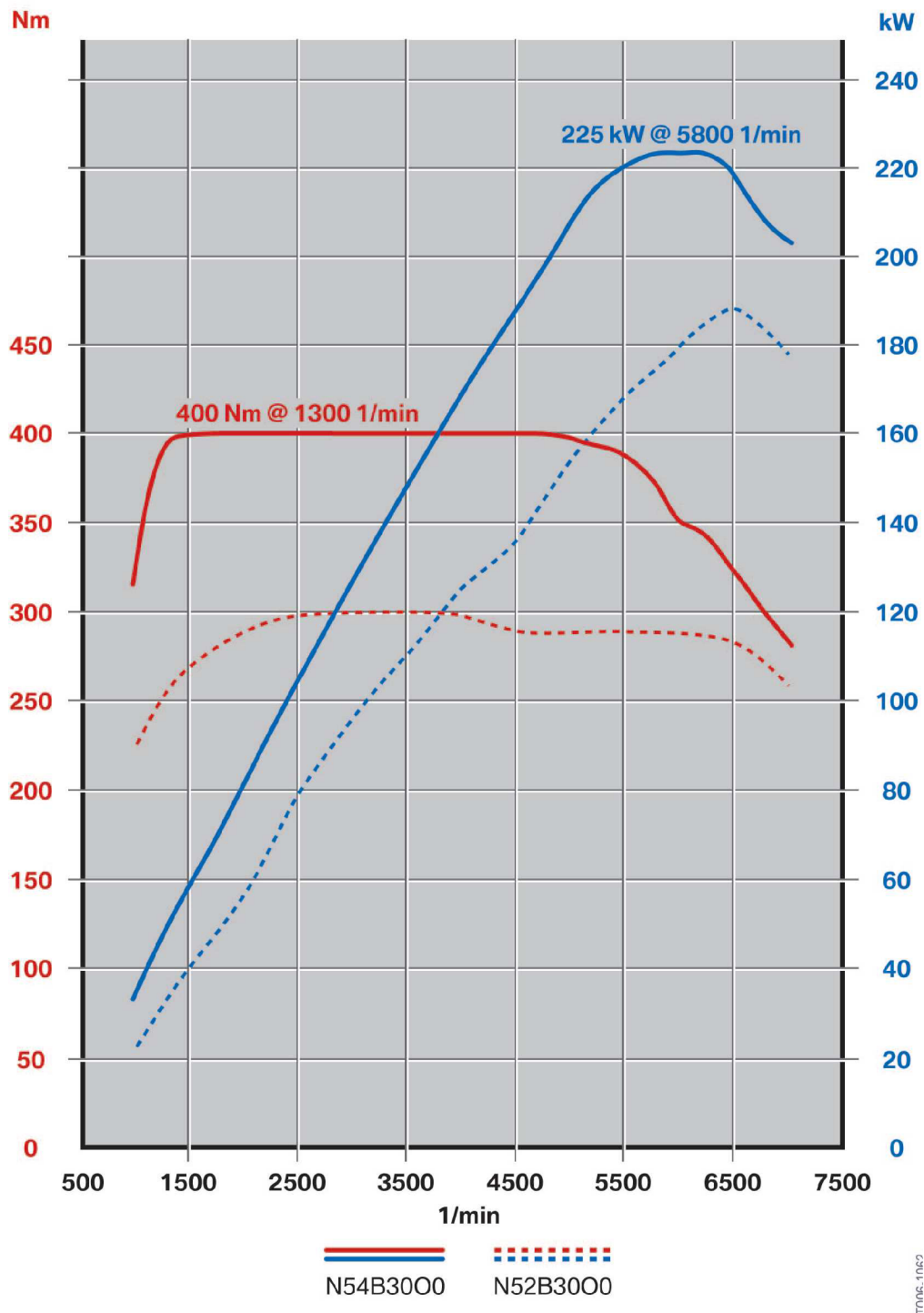
## 7. PRÍLOHY

veličina	zážehový [%D]	vznětový [%D]
$\phi D$	100	100
$H_p$	90 - 140	120 - 170
$H_k$	50 - 70	55 - 85
$H_o$	40	40
$H_{\zeta}$	85	85
$H_{m1}$	6 - 10	10 - 18
$H_{m2}$	3 - 6	4 - 7
$\phi D_{\zeta}$	25 - 28	33 - 45
$\delta$	5 - 7	7 - 10

Tab. 1: Doporučené medze charakteristických rozmerov piestu štvordobého motora

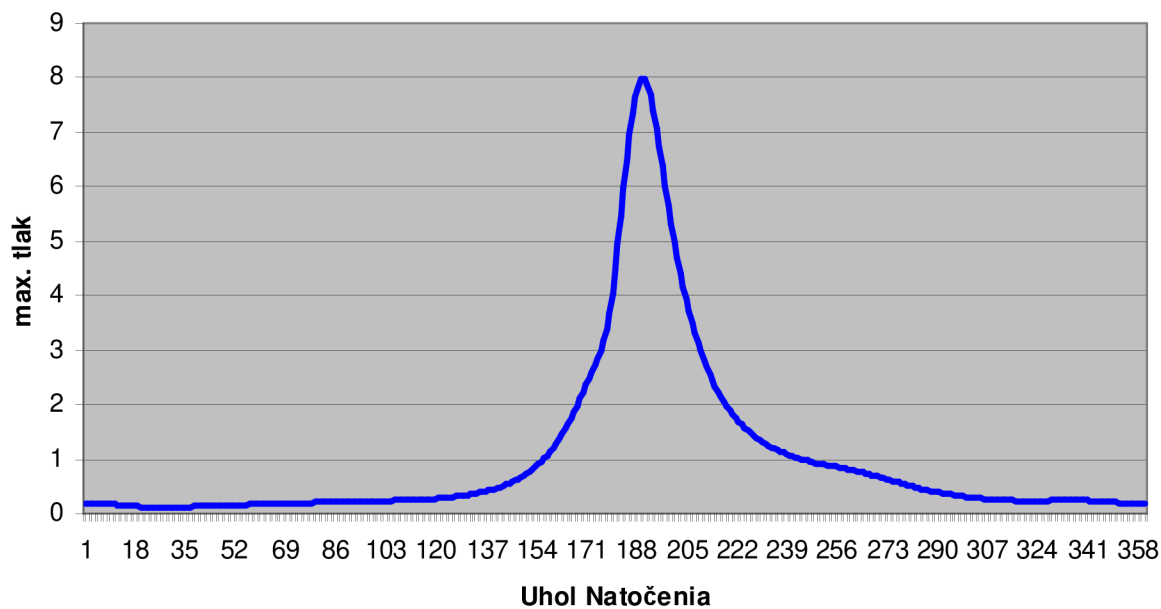
MOTORY zážehové	ROK	jmenovité otáčky		stř. pist. rychlost		stř. efekt. tak		kompresní poměr		zdvihový poměr		objemový výkon	
		[ min <sup>-1</sup> ]		[ m.s <sup>-1</sup> ]		[ MPa ]		[ - ]		[ - ]		[ kW. dm <sup>-3</sup> ]	
		minimum	maximum	minimum	maximum	minimum	maximum	minimum	maximum	minimum	maximum	minimum	maximum
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
přepínované	2003	5000	7000	11	19.1	1.1	2	8	10.5	0.8	1.2	50	103

Tab. 2: Porovnanie charakteristických parametrov zážihových motorov



Graf 8: Priebeh výkonu a krútiaceho momentu navrhnutého motora

### Indikátorový diagram



Graf 13: Indikátorový diagram zážihového preplňovaného motora pre stredný efektívny tlak 1,6MPa