

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV ATOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HNACÍ ÚSTROJÍ ŘADOVÉHO PĚTIVÁLCOVÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

POWERTRAIN OF IN-LINE FIVE-CYLINDER SPARK IGNITATION ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

DANIEL HÁJEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof.ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

Brno 2008

Abstrakt

Cíl bakalářské práce je, pro zadané geometrické, termodynamické a provozní parametry válcové jednotky řadového pětiválcového zážehového motoru, provést výpočet termodynamického cyklu, navrhnout základní rozměry pístní skupiny a pro zadané provozní režimy provést pevnostní kontrolu oka ojnice. Vypočtené hodnoty ověřit, zda odpovídají hodnotám skutečného zážehového motoru. V úvodu je uvedeno základní použití vznětových motorů, princip, na kterém pracují a konstrukční řešení. Vlastní práce se skládá z popisu výpočtu a přílohy, ve které je výpočet proveden. Výpočet se skládá ze tří částí. V první části se počítá termodynamický cyklus, v druhé části, se počítají síly působící na pístní skupinu a ve třetí části, se provádí pevnostní výpočet a kontrola oka ojnice. V závěru jsou zhodnoceny výsledky výpočtu, uvedeny používané metody výpočtu a trendy, kterými se bude vývoj těchto motorů posouvat.

Abstract

Objective of bachelor's thesis is, for noted geometric, thermodynamic and operation parameters cylindrical unit of five-cylinder spark-ignition engine, perform calculation of thermodynamic cycle, project basic proportion of piston group and for noted operation modes perform strength check of connecting-rod eye. Rated value verify, if corresponded with true value of spark-ignition engine. In preamble is stated basic use of spark-ignition engines, their operation principle and design concept. The bachelor's thesis is consists from description of calculation and supplement, where is calculation done. The calculation is consists from three parts. The first part is calculation of thermodynamic cycle, in the second part are calculated forces reacting to piston group and third part is strength calculation and check of connecting-rod eye. In the last part is results evaluation of calculation, show a methods of calculation and a new trends spark-ignition engine of evolution.

Klíčová slova

Motor, píst, pístní skupina, oko ojnice, termodynamický cyklus, izochorický, adiabatický, zakřivený prut, měrný tlak, napětí, setrvačná síla.

Key words

Engine, piston, piston group, connecting-rod eye, thermodynamic cycle, isochoric, adiabatic, curved bar, surface pressure, strain, inertial force.

Bibliografická citace VŠKP dle ČSN ISO 690

HÁJEK, D. *Hnací ústrojí řadového pětiválcového zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 38 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tuto bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně bez cizí pomoci.
Vycházel jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací a doporučené literatury,
uvedené v seznamu.

V Brně dne:

.....

Podpis

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc., za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé bakalářské práce.

V Brně dne

Obsah páce

1.Úvod.....	7
1.1.Princip činnosti	7
1.2.Konstrukce	8
1.3.Číslování válců, pořadí zapalování	9
2.Popis výpočtu motoru	10
2.1.Parametry motoru	10
2.2.Modelování pracovního oběhu	10
2.2.1.Adiabatická komprese.....	11
2.2.2.Izochorický přívod tepla	11
2.2.3.Adiabatická expanze	11
2.2.4.Izochorický odvod tepla.....	11
2.3.Výpočet sil působících na píst	11
2.3.1.Síla působící od tlaku plynů.....	11
2.3.2.Setrvačná síla působící na píst a pístní čep.....	11
2.3.3.Maximální síla působ. na pístní skup. při expanz. zdvihu v horní úvrati ...	12
2.3.4.Maximální síla působící na pístní skupinu při sacím zdvihu.....	12
2.4.Pevnostní výpočet pístu	12
2.4.1.Pevnostní výpočet dna pístu	12
2.5.Výpočet měrného tlaku	13
2.5.1.Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdrem oka ojnice	13
2.5.2.Měrný tlak mezi pístem a pístním čepem	13
2.6.Výpočet pístního čepu	13
2.6.1.Výpočet napětí v pístním čepu.....	14
2.7.Výpočet ojnice	14
2.7.1.Měrný tlak mezi pouzdrem a okem ojnice.....	15
2.7.2.Napětí v oku ojnice při namáhání v horní úvrati při sacím zdvihu.....	16
2.7.3.Napětí v oku ojnice při namáhání v horní úvrati expanzním zdvihem	17
2.7.4.Maximální napětí v oku ojnice	18
2.7.5.Bezpečnost ojnice vůči mezi kluzu.....	18
2.7.6. Kontrola ojnice na únavu	18
3.Závěr.....	19
4.Seznam použitých zdrojů.....	20
5.Seznam použitých symbolů.....	21
6.Seznam použitých obrázků.....	23
7.Seznam příloh	24

Obsah přílohy

1.Zadané parametry motoru	25
2.Modelování pracovního oběhu	26
3.Výpočet rozměrů pístu a působící síly.....	29
4.Pevnostní výpočet pístu	33
5.Výpočet měrného tlaku.....	33
6.Výpočet napětí v pístním čepu.....	34
7.Výpočet ojnice	34

1. Úvod

Čtyřdobý spalovací motor je pístový stroj, který pracuje na základě čtyř pohybů pístu. První čtyřdobý spalovací motor, který využíval benzín, zkonstruoval v roce 1876 německý inženýr Nicolaus Otto. V porovnání s v té době dominujícím parním strojem byl menší, lehčí a časem i tišší, čistší a hlavně účinnější, byť dosažení spolehlivosti parního stroje trvalo mnoho dalších desítek let. Vynález spalovacího motoru dal impuls odbytu a zpracování ropy. V prvních deseti letech jeho existence se ho prodalo deset tisíc kusů a vytlačil postupně parní stroj.

Čtyřdobý spalovací motor je moderní pohonnou jednotkou, která se používá v různých konstrukčních provedeních pohonu osobních automobilů, menších užitkových automobilů, motocyklů, zahradní techniky (sekačky, motorové pily, atd.), elektrocentrál a k pohonu hasičských čerpadel (pro čerpání z přírodního zdroje). [4]

Výhody čtyřdobých spalovacích motorů:

- vysoká celková účinnost - 20 až 30 %,
- jednoduchost konstrukce a kompaktnost pístových spalovacích motorů,
- malá měrná hmotnost vyjádřená v kg hmotnosti motoru připadajících na 1 kW výkonu (2-4kg/kW),
- možnost rychlého spuštění, rychlého zatížení a krátkých přestávek v provozu,
- používání paliv s vysokým energetickým obsahem,
- možnost provedení motorů jako vícepalivových, umožňujících přechod z jednoho paliva na druhé za chodu motoru, benzin $\Leftrightarrow$ zemní plyn. [6]

Nevýhody pístových spalovacích motorů:

- nutnost spouštět odlehčený motor cizím zdrojem energie (většinou elektromotorem),
- nevýhodný průběh točivého momentu,
- malá přetížitelnost pístových spalovacích motorů ,
- negativní vlivy provozu pístových spalovacích motorů na okolní prostředí:
 - a) hluk výfuku a sání motoru, spalování, mechanický hluk motoru a příslušenství,
 - b) vibrace v důsledku obtíží při vyvažování posuvného pohybu, v důsledku obtíží, s přerušením přenosu vibrací na stroj. [6]

1.1. Princip činnosti

Čtyřdobé pracovní motory potřebují pro jeden pracovní cyklus (obr.1) 4 zdvihy pístu (sání, komprese, expanze a výfuk), tj. 2 otáčky klikového hřídele.

1.doba – sání:

Při pohybu pístu dolů vzniká v důsledku zvětšení prostoru ve válci podtlak 0,01-0,03MPa oproti vnějšímu tlaku. Protože je tlak mimo motor větší než ve válci, je vzduch nasáván. Zápalná směs paliva a vzduchu se tvoří buď v sacím kanálu nebo se vstříkují přímo do válce. Pro dosažení co největšího plnění válce směsí paliva se vzduchem se sací ventil otevírá 45° před horní úvratí a zavírá se 35°-90° úhlu kliky za horní úvratí.

[1]

2.doba – komprese:

Při pohybu pístu nahoru se směs paliva se vzduchem stlačuje. Zápalná směs se přitom zahřeje na 400-500°C. Protože se vzduch nemůže rozpínat, dochází ke zvýšení

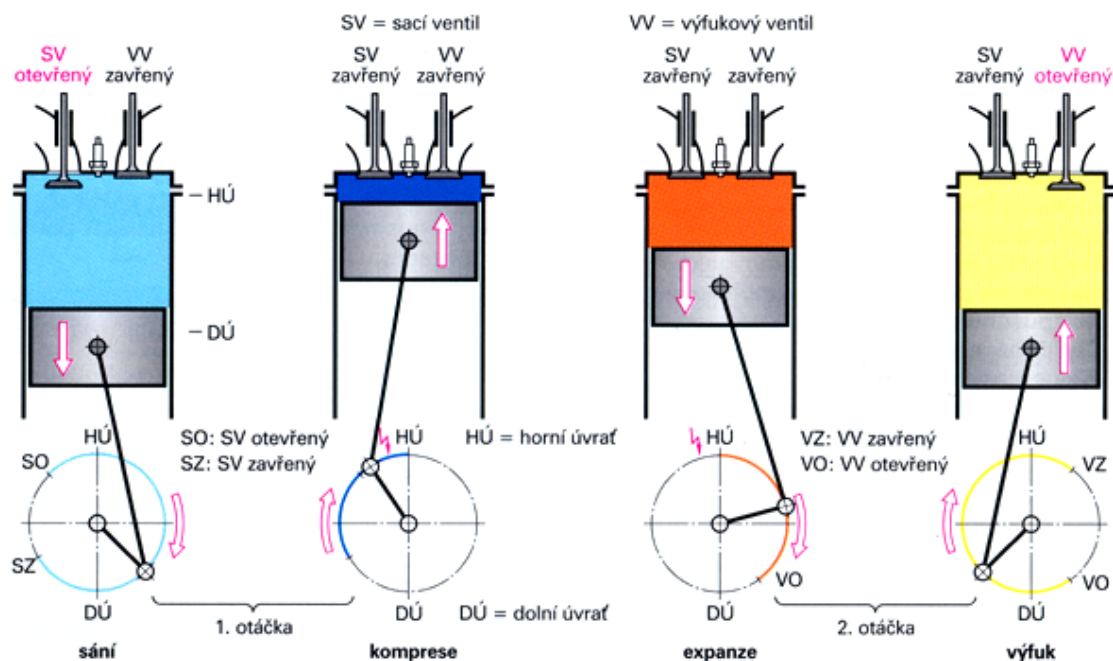
tlaku na konci komprese až na 1,8MPa. Ohřátí směsi paliva a vzduchu podporuje odpařování kapalného paliva a vytváření homogenní směsi se vzduchem. Během doby stlačování je sací a výfukový ventil zavřený. [1]

3.doba – expanze:

Spalování aktivuje elektrický výboj, který přeskóčí mezi elektrodami zapalovací svíčky. Časový úsek od přeskóčení jiskry až k plnému rozvoji čela plamene je asi 1/1000 sekundy při rychlosti spalování 20m/s. Z toho důvodu musí jiskra přeskóčit v závislosti na otáčkách motoru 0°-40° před horní úvratí, aby byl k dispozici potřebný čas pro nárůst tlaku na 4-6MPa, dosahujícím maxima krátce za horní úvratí. Expanze hořících plynů s teplotou kolem 2500°C tlačí píst směrem k dolní úvratí, čímž dochází k přeměně tepelné energie na mechanickou a vykonává mechanickou práci. [1]

4.doba – výfuk:

Výfukový ventil se otvírá před dolní úvratí (40°-90°), čímž se zlepšuje odvod plynů z válce. Tlakem 0,3-0,5MPa, který je ještě na konci expanze, proudí výfukové plyny vysokou rychlostí (až rychlostí zvuku) z válce. Zbývající plyny jsou vytlačeny při pohybu pístu směrem nahoru přetlakem asi 0,2MPa. Aby se zlepšilo odtékání výfukových plynů, zavírá se výfukový ventil až za horní úvratí, zatímco je již otevřen sací ventil. Úhel současného otevření obou ventilů je označován jako překrytí rozvodu. Ten podporuje nejen vyplachování válce, ale i vnitřní chlazení spalovacího prostoru, což zlepšuje plnění válce. [1]



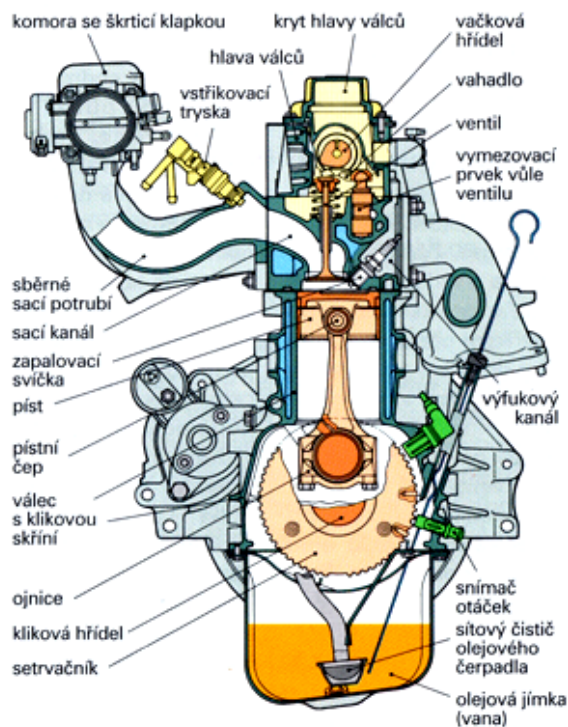
Obr. 1: Čtyřdobý pracovní oběh [1]

1.2. Konstrukce

Čtyřdobý zážehový motor (obr.2) se skládá ze čtyř základních hlavních konstrukčních skupin a dalších pomocných zařízení:

- **skříň motoru** hlava válců, válce, kliková skříň, olejová vana, víka,
- **klikový mechanismus** píst, ojnice, kliková hřídel, ventil
- **vačkový mechanismus** ventily, ventilové pružiny, ventilová vahadla, hřídel vahadel, vačková hřídel, kola rozvodu, rozvodový řetěz nebo ozubený řemen,
- **zařízení pro tvorbu směsi** vstřikovací zařízení nebo karburátor, sací potrubí,
- **pomocná zařízení** zapalování, mazání motoru, chlazení motoru, výfukový systém.

[1]



Obr. 2: Čtyřdobý benzínový motor [1]

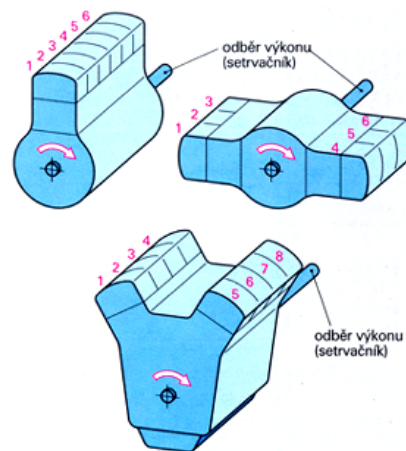
1.3. Číslování válců, pořadí zapalování

Číslování válců

Číslování válců automobilových motorů dle ČSN začíná z té strany klikového hřídele, odkud je poháněn rozvod (obvykle volný konec hřídele). Podle jiných norem může být číslování ze strany odběru výkonu.

U automobilových motorů V, VR a plochých motorů s válci proti sobě se začíná levou řadou válců (obr.3). Rozumí se při pohledu na volný konec klikové hřídele.

[1]



Obr. 3: Číslování válců [1]

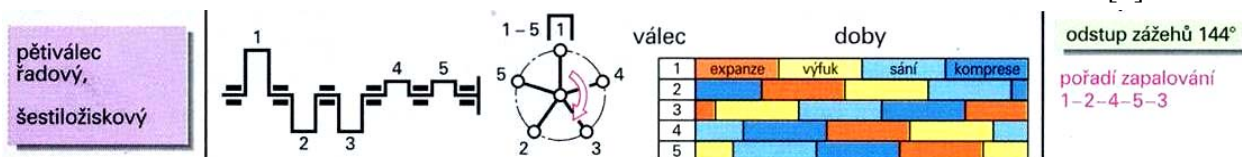
Pořadí zapalování

V jakém pořadí po sobě následují pracovní doby (zážeh a následná expanze) jednotlivých válců motoru.

Odstupňování zážehů

Udává, v jaké vzdálenosti ve stupních úhlu kliky po sobě následují pracovní doby jednotlivých válců. U jednoválcového motoru je potřeba pouze jeden zážeh na dvě otáčky klikového hřídele. Čím více má motor válců, tím více se zmenšuje odstup zážehů a chod motoru je klidnější a jeho točivý moment rovnoměrnější. Odstup zážehů je dán uspořádáním válců a provedením klikové hřídele. Mému zadání odpovídá zapalování obr. 4.

[1]



Obr. 4: Tvar klikové hřídele, pořadí zapalování a pracovních dob [1]

2. Popis výpočtu motoru

2.1. Parametry motoru

Zadané parametry jsou: vrtání válce, zdvih, kompresní poměr, otáčky motoru, počet válců, teplo přivedené při jednom oběhu a teplota nasávaného vzduchu. Ze zadaných parametrů vyplývají další potřebné údaje k výpočtu. Z vrtání válce, zdvihu válce a kompresního poměru se vypočítá zdvihový objem jednoho válce (1.1), celkový objem válců (1.2), objem kompresního prostoru jednoho válce (1.3) a celkový objem jednoho válce motoru (1.4). Z objemu jednoho válce se vypočítá pomocí stavové rovnice hmotnost vzduchu (1.5), který je zapotřebí pro jeden termodynamický cyklus jednoho válce.

Poznámka: Čísla v kulatých závorkách označují odstavce v příloze, kde je proveden výpočet.

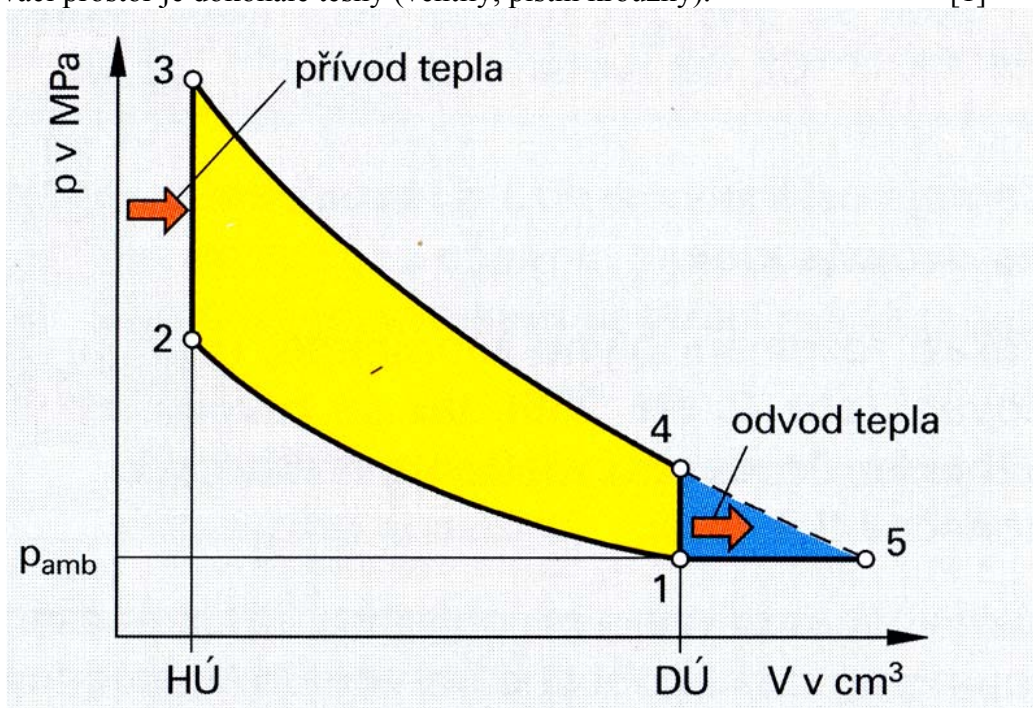
2.2. Modelování pracovního oběhu

Pracovní cyklus benzínového čtyřdobého motoru je modelován jako cyklus výbušného motoru (Ottův cyklus) s atmosférickým plněním, který se skládá ze čtyř částí - adiabatické komprese, izochorického přívodu tepla, adiabatické expanze a izochorického odvodu tepla. [1]

Pro ideální spalování při stálém objemu, tak jak je znázorněno na obr. 5, se předpokládají následující podmínky:

- válec obsahuje pouze čerstvou směs a žádné zbytkové plyny,
- spalování směsi paliva a vzduchu je úplné,
- výměna obsahu válce je beze ztrát,
- nedochází k přechodu tepla z náplně do stěn spalovacího prostoru,
- objem během spalování a ochlazování je konstantní,
- spalovací prostor je dokonale těsný (ventily, pístní kroužky).

[1]



Obr. 5: Ideální proces spalování při stálém objemu [1]

2.2.1. Adiabatická komprese 1→2

Píst se pohybuje z dolní úvrati do horní, zmenšuje se objem, narůstá teplota a tlak. Na konci adiabatické komprese je všechen vzduch stlačen pouze v objemu kompresního prostoru. Tento děj probíhá bez výměny tepla s okolím. Práce vykonaná při kompresi je záporná, protože se musí do oběhu přivést (2.1). [3]

2.2.2. Izochorický přívod tepla 2→3

V této části cyklu se do oběhu přivádí teplo. Teplo se přemění na technickou práci a vnitřní energii soustavy, prudce naroste teplota a tlak. Tímto způsobem se modeluje zažehnutí paliva ve spalovacím prostoru a následné uvolnění části energie při jeho hoření (2.2). Maximální tlak působící na píst je 4,939MPa. [3]

2.2.3. Adiabatická expanze 3→4

Píst se posouvá z horní úvrati do dolní, nedochází k výměně tepla s okolím. Vnitřní energie soustavy se přeměňuje na objemovou práci, klesá teplota a tlak. Na konci tohoto děje se píst nachází v dolní úvrati. Práce kterou vykoná píst je kladná (2.3). [3]

2.2.4. Izochorický odvod tepla 4→1

Zbylá vnitřní energie se ze soustavy odvede, tímto způsobem se modeluje výfuk u reálného motoru. Objemová práce je nulová, cyklus se vrací do výchozího stavu. [3]

Celková objemová práce je rozdíl ploch pod křivkami expanze a komprese v p-V diagramu (obr. 19 v příloze). Celková objemová práce (2.5) je 329,727 J. Teoretický výkon motoru je objemová práce cyklu vynásobená počtem válců, taktností motoru a podělená periodou cyklu (2.6). Vypočtený výkon motoru je 75,563kW což je asi 103hp. Tento výkon přibližně odpovídá skutečnému motoru s danými parametry.

2.3. Výpočet sil působících na píst

Na píst působí dva druhy sil. První je síla od tlaku plynu a druhá je síla setrvačná (obr.21 v příloze), která se rovná součinu hmotnosti a zrychlení pístu (obr. 20 v příloze). Tato síla se mění v závislosti na úhlu natočení kliky, její maximum je v horní úvrati při maximálním zrychlení pístu.

2.3.1. Síla působící od tlaku plynů

Tato síla se rovná součinu tlaku a plochy, na kterou tento tlak působí. Při expanzním zdvihu namáhá tato síla ojnici tlakem (3.1) a při sacím zdvihu tahem, protože nad pístem vzniká podtlak. Síla od tlaku plynů při expanzním zdvihu je 22 540 N.

2.3.2. Setrvačná síla působící na píst a pístní čep

Setrvačná síla se vypočítá jako součin hmotnosti a zrychlením (dle druhého Newtonova zákona), které na píst a pístní čep působí. Hmotnost pístu se vypočítá jako součin objemu a jeho hustoty. Protože je píst ze slitiny hliníku a křemíku (tzv. Silumin) a každý z materiálů má jinou hustotu, musíme vypočítat celkovou hustotu slitiny. Tu vypočítáme pomocí procentuálního zastoupení jednotlivých materiálů. Objem pístu spočteme zjednodušeně jako součet objemů jednotlivých částí pístu (dna, pláště a nálitků pro pístní čep). Hmotnost pístního čepu vypočítáme jako součin objemů pístního čepu a hustoty oceli (3.2). Největší zrychlení (3.3) a setrvačná síla (3.4) působí na pístní skupinu v horní úvrati. Maximální hodnota setrvačné síly je 2987 N.

2.3.3. Maximální síla působící na pístní skupinu při expanzním zdvihu v horní úvrti

Tato síla je dána rozdílem tlakové a setrvačné síly, které působí proti sobě na píst, a proto se odečítají (3.5). Maximální síla působící na píst je 19 320 N.

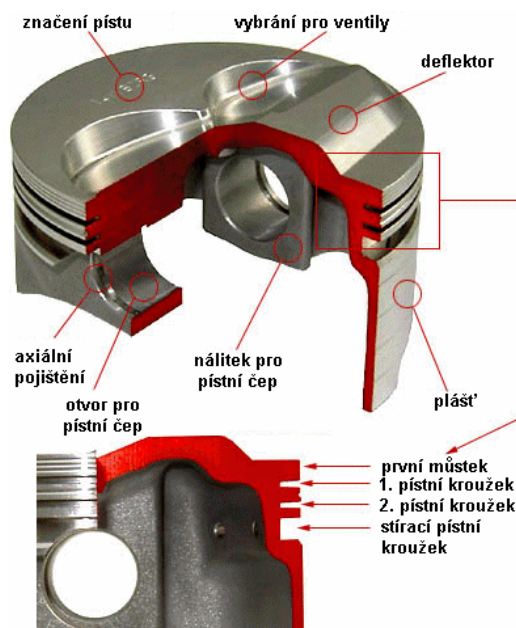
2.3.4. Maximální síla působící na pístní skupinu při sacím zdvihu

Je to součet síly od podtlaku nad pístem a síly setrvačné. Tyto síly působí ve stejném směru a proto se sčítají. Tyto síly způsobují namáhání ojnice tahem (3.6).

2.3. Pevnostní výpočet pístu

Složitost tvaru pístu (obr. 6), i jeho namáhání umožňuje pouze informativní výpočet. Ten zahrnuje základní namáhání vyvolané tlakem plynů při spalování a namáhání setrvačnými silami. Další zatěžující účinky jako je tepelný tok průřezy pístu, proměnnost zatěžujících účinků a vlivy vrubových účinků vyvolávajících koncentraci napětí, není možno přímo do výpočtu zahrnout, a jsou souhrnně respektovány velikostí dovolených hodnot napětí. Kontrolní pevnostní výpočet prvotního návrhu pístu vychází z podobnosti namáhání provedených a osvědčených konstrukcí pístu.

[2]



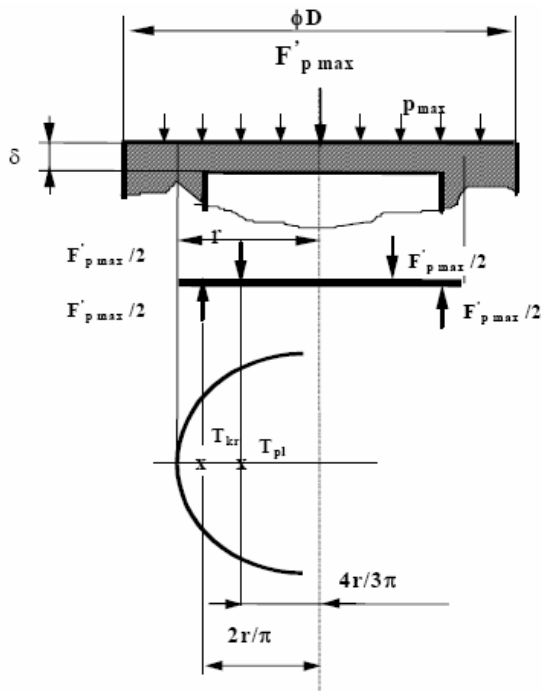
Obr. 6: Píst zážehového motoru [2]

2.4.1. Pevnostní výpočet dna pístu

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 účinků je vliv setrvačných sil zanedbán.

Při výpočtu maximálního ohybového napětí je možno dále pro přibližný výpočet nahradit kruhovou desku přímým nosníkem u něhož nahradí zatěžující účinek, osamělá síla $F'_{p\max}/2$. Ta působí v těžišti půlkruhové plochy desky a reakce vyvolaná tímto zatížením o stejné velikosti, v těžišti půlkruhové oblouku (obr. 7).

[2]



Obr. 7: Zatížení dna pístu a výpočtový model [2]

Dna pístů zážehových motorů je možno považovat za případ desky vetknuté. Pak je můžeme počítat dle (4.1) a výsledné ohybové napětí vychází 22,3MPa. Dovolené hodnoty napětí pro písty z hliníkové slitiny bez žeber je 20-25MPa. Napětí je v dovoleném intervalu - vyhovuje. [2]

2.5. Výpočet měrného tlaku

Je to tlak, který působí mezi pístem a pístním čepem nebo mezi ojnicí a pístním čepem. Vypočítá se jako síla podělená kolmým průmětem stykové plochy dvou navzájem se dotýkajících součástí. Hodnoty tlaku se musí pohybovat v dovolených mezích, které jsou dány použitým materiálem.

2.5.1. Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdrem oka ojnice

Otlačovaná plocha se vypočítá jako součin činné šířky oka ojnice a průměru oka ojnice. Dovolené hodnoty tohoto tlaku jsou v rozmezí od 20 do 50MPa. Záleží na druhu použitého materiálu a podmínkách provozu (5.1). Hodnota vypočteného měrného tlaku je 45,456MPa. Napětí je v dovoleném intervalu - vyhovuje. [2]

2.5.2. Měrný tlak mezi pístem a pístním čepem

Otlačovaná plocha se vypočítá jako součin činné délky styku nálitků s pístním čepem a průměru pístního čepu. Dovolené hodnoty tohoto tlaku se pohybují od 15 do 34MPa v závislosti na druhu použitého materiálu pístu. Vypočtená hodnota je 29,517MPa (5.2). Napětí je v dovoleném intervalu - vyhovuje. [2]

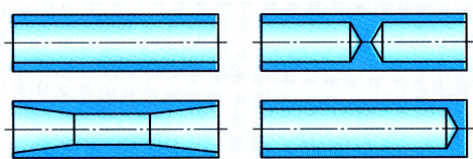
2.6. Výpočet pístního čepu

Pístní čep spojuje píst a ojnici. Jeho rychlý přímočarý vratný pohyb společně s pístem vyžaduje co nejmenší hmotnost. Aby se snížili setrvačné síly, jsou pístní čepy opatřeny otvory. Kvůli skokově se měnícímu zatížení je nutná vysoká mez únavy při střídavém zatížení a houževnatost materiálu, ze kterého je čep vyroben. Pístní čepy se vyrábí z cementačních nebo nitridačních ocelí. Velmi malá vůle v nálitcích pístního čepu a v oku ojnice vyžaduje dobrou kvalitu povrchu (broušení, lapování) a tvarovou přesnost. [1]

Konstrukční tvary čepů(obr.8):

- čep s průběžným válcovým otvorem,
- čep s kuželovitě rozšířenými konci,
- čep s otvorem uzavřeným uprostřed nebo na jednom z konců (pro snížení ztrát při výměně obsahu válce u dvoudobých motorů).

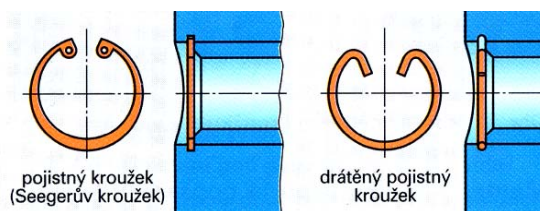
[1]



Obr. 8: Konstrukční tvary píst. čepů [1]

Pojistky pístních čepů(obr.9)

U plovoucího uložení pístního čepu v pístu zabraňují pojistky posunu čepu, který by mohl poškodit stěnu válce. Pojistky jsou radiálně pružné ocelové kroužky (Seegerův pojistný kroužek, drátěný pojistný kroužek), které se nasazují do odpovídacích drážek v nálitcích pístu. [1]

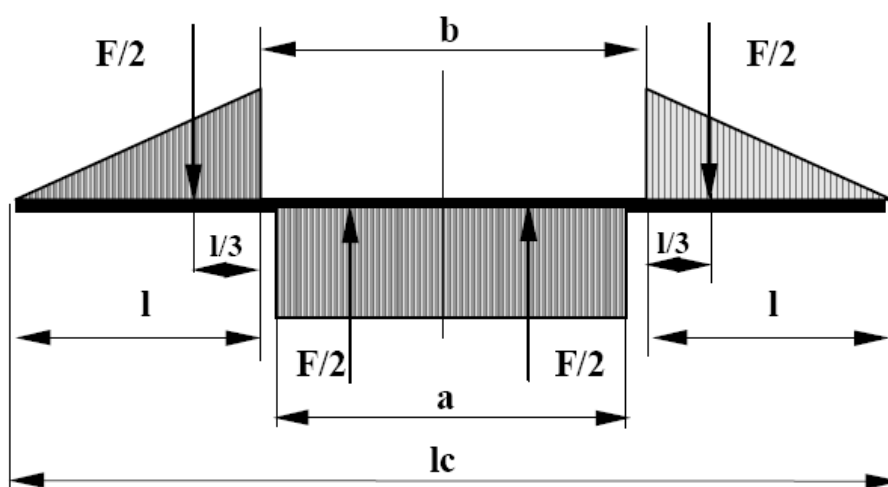


Obr. 9: Pojistky pístních čepů [1]

2.6.1. Výpočet napětí v pístním čepu

Z výsledků experimentálních měření deformací a zjištěných charakteristik lomu je odpovídající prutový model a jeho zatížení uvedeno na obr. 10. Maximální ohybový moment $M_{\max}$ působí v půlce délce pístního čepu. Pro uvolněný prvek napíšeme rovnici statické rovnováhy a její úpravou dostaneme vztah pro výpočet ohybového momentu. Maximální ohybové napětí dostaneme, jestliže podělíme max. ohybový moment modulem průřezu v ohybu (6.1). Maximální ohybové napětí je 396,154MPa a dovolené je 250-500MPa. Napětí je v dovoleném intervalu - vyhovuje.

Maximální smykové napětí se vyskytuje v průřezu pístního čepu, mezi nálitky v pístu a ojnicím okem, a to v neutrální ploše příčného průřezu. Velikost smykového napětí vypočítáme z Žuravského vzorce (6.2). Jeho maximální hodnota pro čepy ze slitinových ocelí je 120 až 220MPa. Vypočtená hodnota smykového napětí je 154,6MPa. Napětí se pohybuje v dovoleném intervalu - vyhovuje. [2]



Obr. 10: Namáhání pístního čepu ohybem [2]

2.7. Výpočet ojnice

Ojnice má za úkol spojit píst s klikovou hřídelí, převádět přímočarý vratný pohyb pístu na otáčivý pohyb klikové hřídele a přenášet sílu od tlaku plynů na dno pístu na klikovou hřídel a zde vytvářet točivý moment. [1]

Je namáhána:

- na tlak v podélném směru v důsledku tlaku plynů na dno pístu,
- od setrvačných sil ve formě tahových a tlakových sil v podélném směru v důsledku neustále periodicky se měnící rychlosti pístu,
- namáhání vzpěrem v důsledku působení velkých tlakových sil.

[1]

Materiály na ojnice

Ojnice (obr. 11) musí mít velkou mechanickou pevnost a její hmotnost musí být co nejmenší, aby byly malé setrvačné síly. Ojnice se vyrábějí z legované oceli k zušlechťování, která se kove v zápustce, nebo z legované práškové oceli jako slinutý výkovek. Existují také lité ojnice z litiny s modulárním (globulárním) grafitem nebo z temperované litiny. Slinuté kované ojnice mají lepší mechanické vlastnosti než klasické zápustkově kované ojnice a to umožňuje mít menší rozměry a tím pádem i menší hmotnost ojnic. [1]

Konstrukce:

Oko ojnice

-drží pístní čep, pokud se jedná o plovoucí čep, tak je zde nalisováno pouzdro ze slitiny mědi.

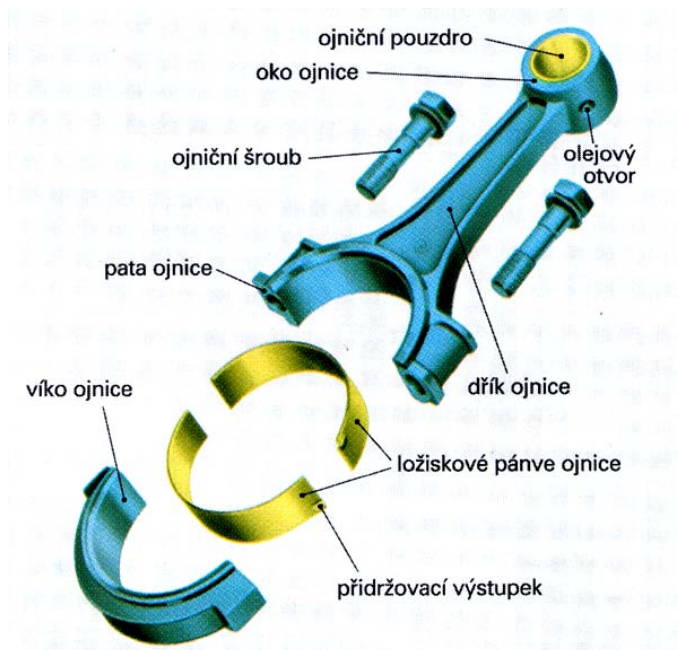
Dřík ojnice

-spojuje oko ojnice s patou, pro zvýšení pevnosti ve vzpěru má většinou tvar písmene H.

Pata ojnice

-společně s víkem ojnice obklopuje ojniční ložisko (obvykle kluzné dělené), víko bývá většinou upevněno k patě ojnice spojovacími průchozími nebo závrtnými šrouby.

[1]

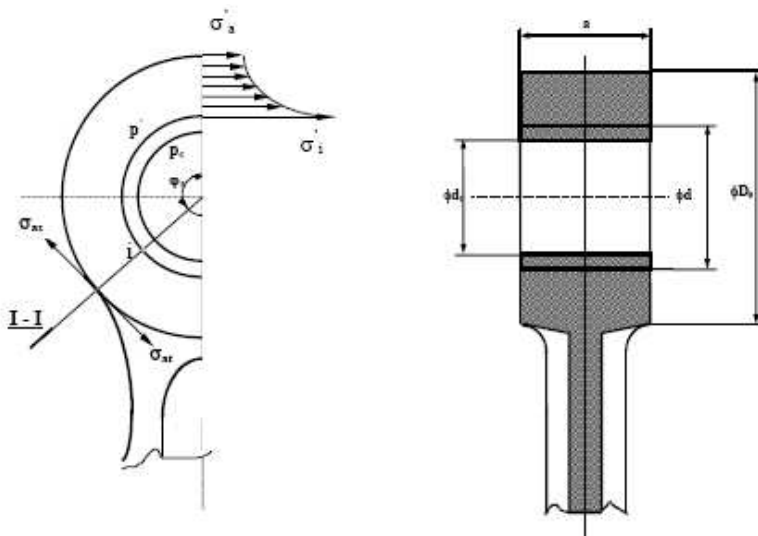


Obr. 11: Ojnice s ložiskovými pánvemi [1]

2.7.1. Měrný tlak mezi pouzdrem a okem ojnice

Zalisováním bronzového pouzdra do oka ojnice (obr. 12) vznikne na vnitřním průměru oka ojnice spojitě zatížené, které vyvolá v příčných průřezích oka konstantní napětí. Přesah pouzdra jsem volil 0,02 mm. Napětí ještě vzroste v důsledku ohřevu bronzového pouzdra v ocelovém oku ojnice, protože materiál pouzdra má větší tepelnou roztažnost než materiál ojnice (7.1). Ve výpočtu se předpokládá, že se oko ojnice ohřeje při provozu maximálně o 120 °C. Počítá se napětí na vnějším (7.2) a vnitřním průměru (7.3). Napětí na vnitřním průměru má vždy větší hodnotu, protože je to nebezpečné místo. Maximální dovolené napětí je 100 až 150MPa. Hodnoty ve výpočtu jsou na vnitřním průměru 77,97MPa, na vnějším průměru 50,263MPa. Napětí jsou v dovoleném intervalu - vyhovují.

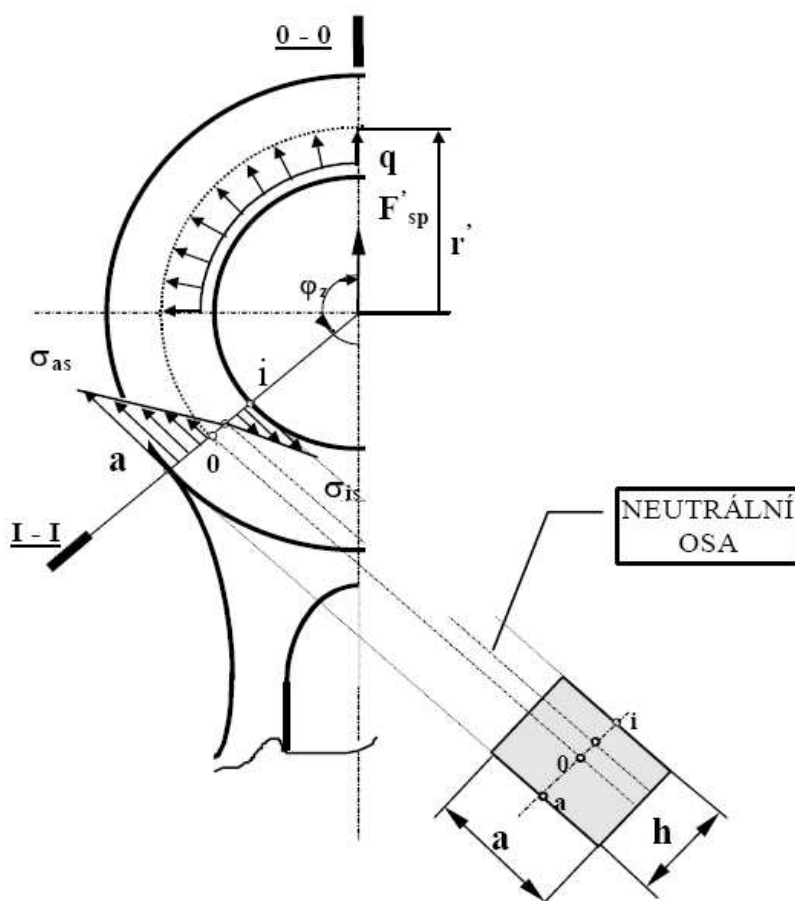
[2]



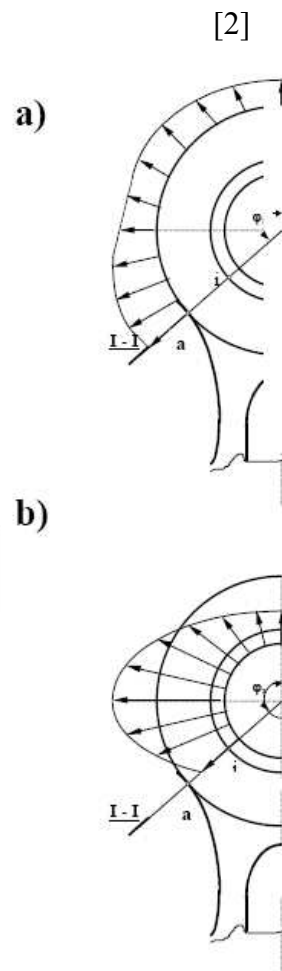
Obr. 12: Oko ojnice [2]

2.7.2. Napětí v oku ojnice při namáhání v horní úvratí při sacím zdvihu

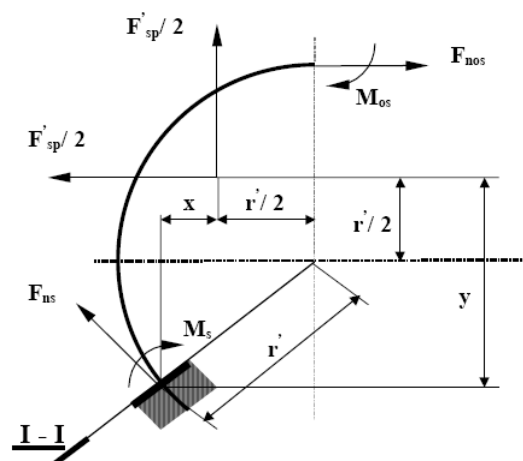
Oko ojnice je namáháno tahovou silou. Tato síla se skládá ze složky síly setrvačné a síly působící na píst při sacím zdvihu. Setrvačná složka síly je maximální v horní úvratí, složka podtlaková narůstá z nuly v horní úvratí na konstantní hodnotu v závislosti na dráze pístu. Protože závislost skutečného tlaku ve válci na natočení klikové hřídele se dá zjistit pouze experimentálně, používá se při výpočtu zjednodušující předpoklad a to, že obě síly jsou maximální v horní úvratí. Chyba způsobená tímto předpokladem je malá, protože podtlaková síla je o řád menší než složka setrvačná. Oko ojnice (v tomto případě uvažujeme bez ložiskového pouzdra) je modelováno jako silně zakřivený prut o poloměru r a vetknutý v bodě 0 (obr.15). Všechny průřezy oka ojnice kolmé na střednici jsou namáhány kombinovaně tahem a ohybem (obr.13). Protože dosedne pístní čep silou na stykovou plochu pouzdra oka ojnice, můžeme uvažovat namáhání oka ojnice jako spojitě zatížené q . Vzhledem k symetrii zatížení i geometrii prutu je možno prut v průřezu přerušit (obr. 13) a vazbové působení druhé části prutu nahradit silovými účinky, tj. momentem M_{os} a normálovou silou F_{nos} . Na napjatost v oku ojnice má značný vliv úhel vetknutí φ_z oka ojnice do dříku ojnice. Největší napětí na vnějším vlákně (7.4) je v místě ukotvení oka ojnice do dříku (obr.14a), jeho hodnota je 96,224MPa. Úhel vetknutí oka ojnice do dříku je 130° . Největší napětí na vnitřním průměru (7.5) leží v průřezu kolmém na osu ojnice (obr 14b) a jeho hodnota je -118,75MPa.



Obr. 13: Průběhy napětí a zatížení v oku ojnice [2]



Obr. 14: Průběhy napětí [2]
a) Na vnějším průměru
b) Na vnitřním průměru

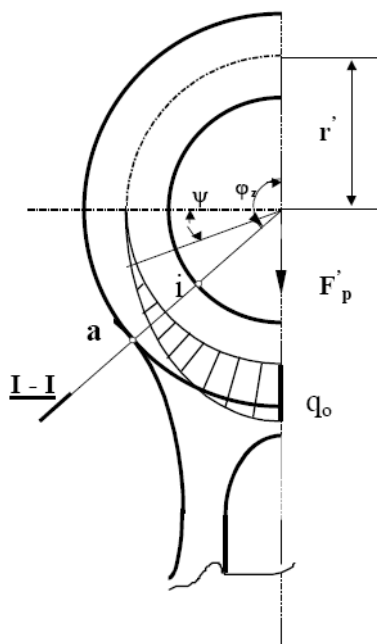


Obr. 15: Model silně zakřiveného prutu [2]

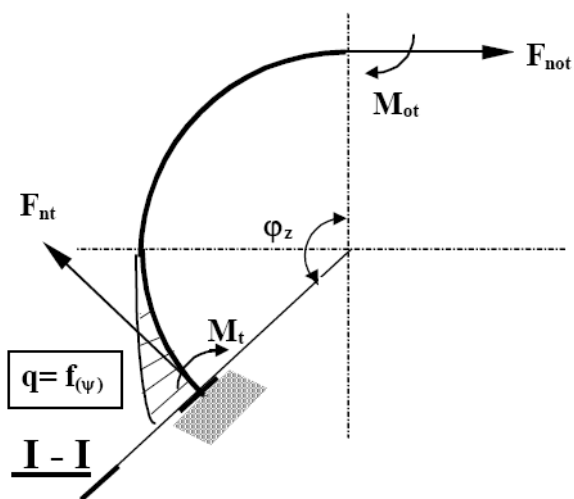
2.7.3. Napětí v oku ojnice při namáhání v horní úvrati expanzním zdvihem

Ojnice je namáhána silou, která se skládá ze dvou složek (síla působící od tlaku plynu a síla setrvačná), které působí proti sobě. Předpokládáme, že síla je rozložena jako spojité zatížení $q = f(\psi)$ po ploše oka ojnice a že síla působí kolmo na osu ojnice (obr.16). Skutečné těleso a zatížení je nahrazeno prutovým modelem. Jedná se o silně zakřivený vetknutý prut (obr. 17). Tak jako v předchozím případě je vzhledem k symetričnosti zadání úlohy řešena pouze polovina oka. Výsledné vnitřní účinky v průřezu jsou normálová síla F_{not} a ohybový moment M_{ot} . Velikost těchto výsledných vnitřních účinků stanovíme empiricky ze vztahů získaných na základě experimentů a měření. Rozhodující pro určení jejich velikosti je úhel vetknutí oka ojnice do dřívku, tedy úhel φ_z . Dosazením do vzorců (7.6 a 7.7) se vypočítá napětí na vnějším průměru, které má hodnotu - 54,64MPa, a napětí na vnitřním průměru, které má hodnotu 89,586MPa.

[2]



Obr. 16: Zatížení oka ojnice [2]



Obr. 17: Model silně zakřiveného prut. tělesa [2]

2.7.4. Maximální napětí v oku ojnice

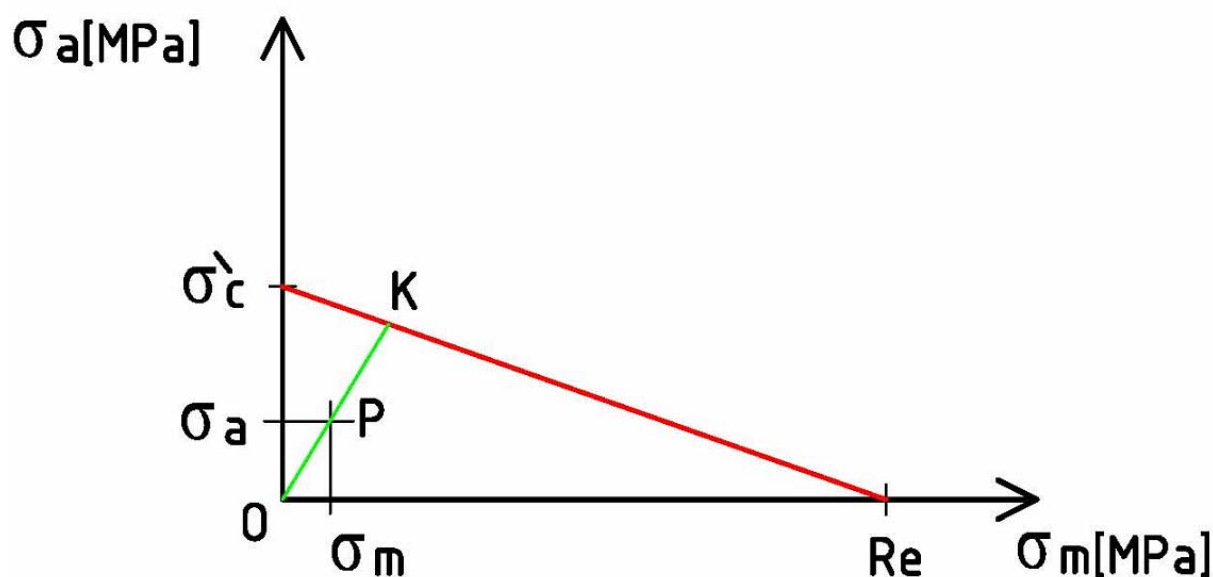
Je dáno součtem napětí, která vznikají v důsledku přesahu oka ojnice, a napětí od působící síly. Tato napětí se sčítají na vnitřním (7.9) a vnějším (7.8) průměru oka ojnice. Z vypočtených hodnot se vybere hodnota maximálního napětí. Podle výpočtu je maximální napětí dosaženo na vnitřním průměru oka ojnice a jeho hodnota je 167,556MPa. [2]

2.7.5. Bezpečnost ojnice vůči mezi kluzu (statické namáhání)

Vypočítá se jako podíl meze kluzu materiálu ku maximálnímu dosaženému napětí (7.10). Jako materiál ojnice jsem volil ocel 14 220.6, mez kluzu (R_e) této oceli je 800MPa. Vypočtená hodnota bezpečnosti je 4,775. Výsledná hodnota bezpečnosti je větší než 2 - vyhovuje. [2]

2.7.6. Kontrola ojnice na únavu (dynamické namáhání)

Ojnice je nevíce namáhána periodicky se měnícím cyklickým zatížením. Ojnice se počítá na únavu proto, aby nedošlo při provozu k poškození součásti únavovým lomem. Únava je počítána podle postupu z předmětu konstruování strojních součástí. Nejprve se určí mez únavy vzorku (empirickým výpočtem nebo z tabulek), z ní se pomocí opravných součinitelů (povrchu, zatížení, velikosti součásti, teploty, spolehlivosti a dalších vlivů) vypočítá mez únavy reálné součásti. Potom musíme spočítat amplitudu napětí a střední napětí, protože se jedná o nesymetrický zátěžný cyklus. Hodnoty se dosadí do vzorce na výpočet únavy podle Soderberga (7.11) s nenulovým středním napětím a z něho se vypočítá bezpečnost vůči únavovému porušení. Pouze Soderbergovo kritérium (obr. 18) zajišťuje, že nedojde ke vzniku plastických deformací. Bezpečnost podle Soderberga je vyjádřena jako podíl délek dvou úseček OK/OP. Zelená přímka na obr. 18 je zatěžovací a červená je Soderbergova. Hodnota únavové bezpečnosti je 2,231. Z toho vyplývá, že ojnice vydrží neomezený počet cyklů. [5]



Obr. 18: Soderbergovo únavové kritérium

3.Závěr

Při modelování pracovního oběhu (termodynamického cyklu) mi vyšly ve významných bodech hodnoty tlaků a teplot, které jsou uváděny v intervalech hodnot pro spalovací motor v technické literatuře. Napětí působící na dno pístu, měrný tlak (mezi pístem a pístním čepem) a měrný tlak (mezi pístním čepem a okem ojnice) se pohybují v intervalu dovolených napětí. Výsledné napětí v oku ojnice jsem posoudil na bezpečnost vůči mezi kluzu a neomezené životnosti. Obě bezpečnosti vyhověly. Z předchozích výsledků vyplývá, že není třeba provádět žádné konstrukční změny, ani změny volených materiálů. V dnešní době se provádí pevnostní výpočty pomocí počítačového programu ANSYS, který pro výpočty používá metodu konečných prvků MKP (numerická metoda) a klasické výpočty se používají pouze pro ověření výsledků získaných z MKP.

Díky řešení problémů pomocí počítačových programů na modelování termodynamického cyklu, na pevnostní výpočty součástí a programů na modelování proudění, dochází k optimalizaci motorů a snižuje se tím i měrná hmotnost motorů na jednotku výkonu a to i v důsledku zvyšování plnicí účinnosti. Zvýšení plnicí účinnosti se dosahuje použitím kompresorů, turbodmychadel (možno i s mezichladičem), sacím potrubím s proměnnou délkou nebo rezonančním potrubím a optimalizací výfukového potrubí. Další možností pro zlepšení plnicí účinnosti je použití variabilního časování rozvodu, protože klasický rozvodový mechanismus je nastaven pro zajišťování optimálních parametrů jen v určitém rozsahu otáček. Zařízení pro variabilní časování ventilů pracuje na principu pootáčení vačkové hřídele sacích ventilů oproti vačkové hřídeli výfukových ventilů, přičemž doba otevření a zdvih zůstává nezměněn. Hlavní řídicí veličinou pro časování jsou otáčky motoru.

Vývojový trend je hlavně ve snižování emisních škodlivin vypouštěných do ovzduší (NO, HC, CO a CO₂) a snižování spotřeby paliva. Toho dosahujeme tím, že motor je schopen spalovat jak benzín, tak i zemní plyn, který má při hoření mnohem menší emise. Další možností je tzv. hybridní pohon, nejčastěji spalovací motor + elektromotor, u kterého se přebytek energie u akcelerační nebo jízdy z kopce uchovává jako energie do baterií a tu využívá např. při rozjezdech nebo při jízdě ve městě. Nevýhodou hybridního pohonu je cena, vyšší hmotnost a zmenšení úložného prostoru vozidla. V budoucnu se předpokládá, že by měl jako pohonné palivo dominovat vodík (H₂), protože jeho chemickou reakcí s kyslíkem vzniká pouze vodní pára bez škodlivin, ale tato možnost je zatím velice nákladná a energeticky náročná.

[1]

4.Seznam použitých zdrojů

- [1] Rolf Gscheidle a kol.: Příručka pro automechanika. Nakladatelství SOBOTÁLES, Praha 2002.
- [2] Rauscher, J.: Ročníkový projekt.
- [3] Pavelek, M. a kol.: Termomechanika. Akademické nakladatelství CERM, Brno 2003.
- [4] <http://cs.wikipedia.org/>
- [5] Mechanical Engineering Design. New York, The McGraw-Hill Companies 2004.
- [6] Studijní podklad pro cvičení z předmětu Konstruování mechanizmy, motory_a_pohony.pdf

5. Seznam použitých symbolů

η	účinnost	[-]
P	výkon	[kW]
p	tlak	[MPa]
t	teplota	[°C]
v	rychlost	[m/s]
α	úhel natočení kliky	[°]
d	vrtání válce	[mm]
z	zdvih	[mm]
ε	kompresní poměr	[-]
n	otáčky motoru	[1/s]
i	počet válců	[-]
Q	přivedené teplo	[J]
v_z	zdvihový objem	[m ³]
v_k	kompresní objem	[m ³]
v_c	celkový objem	[m ³]
m_v	hmotnost vzduchu	[kg]
a	objemová práce	[J]
a_t	technická práce	[J]
F_p	síla od tlaku plynů	[N]
a	zrychlení	[m/s ²]
F_s	setrvačná síla	[N]
$m_{\check{c}}$	hmotnost čepu	[kg]
m_p	hmotnost pístu	[kg]
$V_{\check{c}}$	objem pístního čepu	[m ³]
V_p	objem pístu	[m ³]
$\rho_{\check{c}}$	hustota pístního čepu	[kg/m ³]
ρ_p	hustota pístu	[kg/m ³]
p_o	měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdrům oka ojnice	[MPa]
p_p	měrný tlak mezi pístním čepem a pístem	[MPa]
σ_o	ohybové napětí	[MPa]
M_o	ohybový moment	[Nm]
W_o	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
τ	smykové napětí	[MPa]
V důsledku ohřevu pouzdra		
p_v	tlak mezi pouzdrům a okem ojnice od ohřevu	[MPa]
σ_{va}	napětí na vnějším průměru	[MPa]
σ_{vi}	napětí na vnitřním průměru	[MPa]
V důsledku namáhání v horní úvrati při sacím zdvihu		
M_{os}	moment v místě přerušení	[Nm]
F_{nos}	síla v místě přerušení	[N]
σ_{as}	normálové napětí na vnějším průměru	[MPa]
σ_{is}	normálové napětí na vnitřním průměru	[MPa]
V důsledku namáhání v horní úvrati při expanzním zdvihu		
q	spojité zatížení	[N/ m ²]

M_{ot}	moment v místě přerušení	[Nm]
F_{not}	síla v místě přerušení	[N]
σ_{at}	normálové napětí na vnějším průměru	[MPa]
σ_{it}	normálové napětí na vnitřním průměru	[MPa]
σ_{max}	maximální napětí v oku ojnice	[MPa]
R_e	mez kluzu	[MPa]
k_k	bezpečnost vůči mezi kluzu	[-]
σ_c	mez únavy vzorku	[MPa]
σ'_c	mez únavy skutečné součásti	[MPa]
K_a	součinitel povrchu	[-]
K_b	součinitel velikosti	[-]
K_c	součinitel zatížení	[-]
K_d	součinitel teploty	[-]
K_e	součinitel spolehlivosti	[-]
K_f	součinitel dalších vlivů	[-]
β	součinitel vrubu	[-]
σ_a	amplituda napětí	[MPa]
σ_m	střední napětí	[MPa]
k_s	bezpečnost vůči únavě	[-]

Význam ostatních použitých symbolů je označen vždy přímo v místě, kde jsou použity v příloze.

6.Seznam obrázků

Obr. 1: Čtyřdobý pracovní oběh	8
Obr. 2: Čtyřdobý benzínový motor	9
Obr. 3: Číslování válců	9
Obr. 4: Tvar klikové hřídele, pořadí zapalování a pracovních dob	9
Obr. 5: Ideální proces spalování při stálém objemu	10
Obr. 6: Píst zážehového motoru.....	12
Obr. 7: Zatížení dna pístu a výpočtový model.....	12
Obr. 8: Konstrukční tvary píst. čepů.....	13
Obr. 9: Pojistky pístních čepů.....	13
Obr. 10: Namáhání pístního čepu ohybem	14
Obr. 11: Ojnice s ložiskovými pánvemi	15
Obr. 12: Oko ojnice	15
Obr. 13: Průběhy napětí a zatížení v oku ojnice	16
Obr. 14: Průběhy napětí	16
Obr. 15: Model silně zakřiveného prutu	17
Obr. 16: Zatížení oka ojnice	17
Obr. 17: Model silně zakřiveného prut. tělesa	17
Obr. 18: Soderbergovo únavové kritérium	18
Obr. 19: p-V diagram motoru	29
Obr. 20: Závislost zrychlení na úhlu natočení	31
Obr. 21: Závislost setrvačné síly na úhlu natočení	32

7.Seznam příloh

1.) Výpočet motoru(15 stran)