

Spalovací motory – základní přehled

Vypracoval: **Ing. Martin Pechout, Ph.D.**

Praha 2019

ISBN 978-80-213-2984-3

1. Předmluva

Tato skripta vyla vytvořena jako studijní opora předmětu Spalovací motory, vyučovaného v rámci oboru Silniční a městská automobilová doprava (SMAD), vyučovaného na Katedře vozidel a pozemní dopravy (KVPD) České zemědělské univerzity v Praze (ČZU).
Hlavním účelem těchto skript je podat základní informace o principu, uspořádání a základních parametrech a charakteristikách používaných spalovacích motorů. Ambicí těchto skript je podat srozumitelnou formou základní náhled na spalovací motory studentům, včetně absolventů méně technicky zaměřených oborů a zabránit tak zahlcení novými informacemi, případně jsou učeny i zájemcům z řad veřejnosti.

Předkládaný učební text pojednává o odborných tématech a obsahuje tedy odborné výrazy a neobvyklá slova. Nepochopení jejich významu, či jejich špatná definice, je jednou z bariér v úspěšném osvojení vědomostí obsažených v těchto skriptech. Důsledkem je pak nemožnost danou myšlenku pochopit a použít v dalším životě, vyvolání nepříjemných pocitů při studiu či v nejhorším případě, bude-li takových slov velmi mnoho, může vyústit i v zanechání studia.
Proto se ujistěte, že nepřejdete slovo, jehož význam nechápete. Pro snadné osvětlení jejich významu se na konci těchto skript nachází glosář, který obsahuje slova a sousloví, která mohou být neobvyklá. V tomto glosáři je uveden pouze význam slov, ve kterém jsou použity v těchto skriptech, přestože mohou mít významů více.
Vezměte si příklad: ovalita válce byla natolik velká, že způsobila značný pokles výkonu a problémy se startováním. Pro ty z Vás kteří vědí, co znamená slovíčko ovalita je to naprosto jasné, ale ten kdo slovíčko ovalita nezná, nepochopí ani celou větu. Nahlédněte tedy do glosáře a podívejte se, co to vlastně je ta ovalita. Poté si znovu přečtěte větu a uvidíte, že už dává smysl.

2. Obsah

1. Předmluva ... 0
2. Obsah ... 2
3. Úvod ... 3
4. Základní princip ... 5
5. Naprostý základ konstrukce, základní rozměrové parametry ... 7
6. Rozdělení PSM ... 12
7. Výhody a nevýhody spalovacích motorů ... 16
8. Idealizované tepelné oběhy spalovacích motorů ... 17
   8.1 Izochorický (Ottův) oběh ... 17
   8.2 Izobarický (Dieselův) oběh ... 18
   8.3 Smíšený (Sabatův, Seiligerův) oběh ... 19
   8.4 Porovnání izochorického a izobarického oběhu ... 20
   8.5 Energetická bilance spalovacího motoru ... 21
9. Kinematika a dynamika klikového mechanismu ... 26
   9.1 Základy kinematiky ... 26
   9.2 Rozklad tlakové síly F_p v klikovém mechanismu ... 30
   9.3 Dynamické síly v klikové mechanismu ... 32
10. Mechanická účinnost spalovacího motoru ... 39
11. Přehled namáhání vybraných dílů a typické provozní a silové parametry ... 43
   11.1 Píst ... 43
   11.2 Pístní kroužky ... 45
   11.3 Pístní čep ... 46
   11.4 Ojnice ... 47
   11.5 Klikový hřídel ... 48
   11.6 Ventily ... 48
   11.7 Hlava válců ... 48
   11.8 Vložka válce ... 48
   11.9 Těsnění pod hlavou ... 48
   11.10 Blok válců – kliková skříň ... 48
12. Rozvody spalovacích motorů ... 48
   12.1 Rozvody s využitím překrytí pístu ... 48
   12.2 Šoupátkové rozvody ... 48
   12.3 Rozvody využívající talířové ventily ... 48
   12.4 Popis průběhu výměny náplně válce u ventilového rozvodu ... 48
13. Výměna pracovní náplně, dopravní účinnost ... 48
14. Přeplňování pístových spalovacích motorů ... 48
   14.1 Mechanicky poháněná dmychadla ... 48
   14.2 Přeplňování s využitím energie výfukových plynů ... 48
15. Energetické vlastnosti palivové směsi ... 48
16. Regulace pístových spalovacích motorů a jejich spolupráce se zátěží ... 48
   16.1 Princip regulace množství dodaného tepla ... 48
   16.2 Základní charakteristiky změny dávky paliva dle otáček a zatížení motoru ... 48
17. Ekologické aspekty použití spalovacích motorů ... 48
   17.1 Plynné látky ve výfukových plynech ... 48
   17.2 Pevné částice ve výfukových plynech ... 48
   17.3 Legislativní opatření pro snižování dopadů provozu spalovacích motorů ... 48
18. Přílohy ... 48
19. Glosář ... 48
20. Použité zdroje ... 48

3. Úvod

Již od nepaměti se lidstvo snažilo využívat svého důvtipu k násobení své síly a usnadňování svého života. Nejprve prostřednictvím nástrojů, později přibylo i využívání ostatních živých tvorů například ve formě tažných zvířat při obdělávání půdy za účelem produkce potravin či v dopravě. Ještě později začaly přicházet první stroje, které umožňovaly rychlejší, efektivnější a mnohdy i dokonalejší produkci. Na druhou stranu tyto stroje potřebovaly ke svému provozu pohon, tj. energii, aby mohly konat mechanickou práci. Omezené možnosti využití lidské síly a hospodářských zvířat pak vedly k využití jiných přírodních zdrojů pohonu, avšak í ty vykazovaly omezení například z hlediska geografické dostupnosti, sezónnosti, dostupného výkonu. Pokrok ve vědách, využívání přírodních zdrojů a technologii výroby umožnil vynalezení a nasazení zdroje pohonu, který tyto překážky překonával – parního stroje. Využití uhlí zvýraznilo výhody parního stroje a začalo roztáčet kola průmyslové revoluce, která navždy změnila lidskou společnost a životní prostředí.

Lidské snažení o nalézání nových způsobů pohonu se však nezastavilo u parního stroje, ale dalo vzniknout dalším zdrojům pohonu, měnícím různé druhy energie na mechanickou práci využitelnou k pohonu. Z principu parního stroje, kde na píst působil tlak vodní páry a přívod tepla byl vnější tj. mimo prostor sousedící s pístem, vyplývala řada omezení, proto byla snaha směřována ke zkonstruování stroje, kde by spalování probíhalo v objemu nad pístem. Tím byl položen základní předpoklad pro vytvoření pístových spalovacích motorů, jak je známe dnes.

Samotná myšlenka na využití tlaku plynů působících na pohybující se píst spadá hlouběji do minulosti než do období předcházejícímu průmyslové revoluci. Již na začátku šestnáctého století v Da Vinciho skicách lze nalézt nákres zařízení, ve kterém mělo výbuchem střelného prachu dojít k nárůstu tlaku v uzavřeném prostoru, pohybu pístu a tím i ke konání využitelné práce. Tehdejší úroveň znalostí technologií však ještě neumožňovala realizaci. V druhé polovině devatenáctého století však již byly potřebné technologie k dispozici a poptávka po dalších zdrojích pohonu vytvořila podhoubí pro nasazení pístového spalovacího motoru. V prvopočátcích šlo převážně o aplikace stacionární (např. Lenoir, 1868), o něco později přibyly první pokusy o nasazení v dopravě.

Tehdy zavedený parní stroj tak dostal konkurenci. Na základě výhod a nevýhod obou koncepcí nastalo soupeření mezi těmito způsoby pohonu v jednotlivých oblastech nasazení. Jednou z velkých nevýhod parního stroje, v porovnání se spalovacím motorem, byl jeho nízký výkon vztažený na celkovou hmotnost stroje. Tato vlastnost se nejvíce projevila v prvopočátcích odvětví velmi citlivého na hmotnost – v letectví. Zatímco pokusy o létající stroje vybavené parním strojem umožňovaly spíše skoky, spalovací motor však nabízel vyšší dostupné výkony při přijatelné hmotnosti.

Tato vlastnost se postupně stala hnacím faktorem i pro vytlačení parního stroje v pozemní dopravě a zemědělství. Objevení ropy a způsobu jejího přetvoření na použitelné palivo tento proces dále podpořilo. Protože bylo obtížné zkonstruovat parní stroje, poskytující vysoký výkon a zároveň by byly snadno zastavitelné do vozidel, docházelo k náhradě parních strojů postupně od menších po větší. Parní stroj pro pohon osobních automobilů se téměř neuplatnil, nasazení v silniční nákladní dopravě bylo záhy vytlačeno spalovacím motorem. I u větší zemědělské mechanizace bylo setrvání u parního stroje nevýhodné. Pouze v železniční dopravě, kde byl pro většinu provozu vyžadován velký absolutní výkon s menším důrazem na celkovou hmotnost, nebyly pístové spalovací motory dlouho konkurenceschopné. Až v padesátých a šedesátých letech byly vyvinuty a nasazeny spalovací motory schopné plně nahradit parní stroj i v této oblasti.

Po několik tisíciletí využívaná živá síla nemohla v porovnání s těmito stroji obstát. Dnes si již nikdo nedokáže větší nasazení tažných zvířat v zemědělství a v dopravě ani představit.

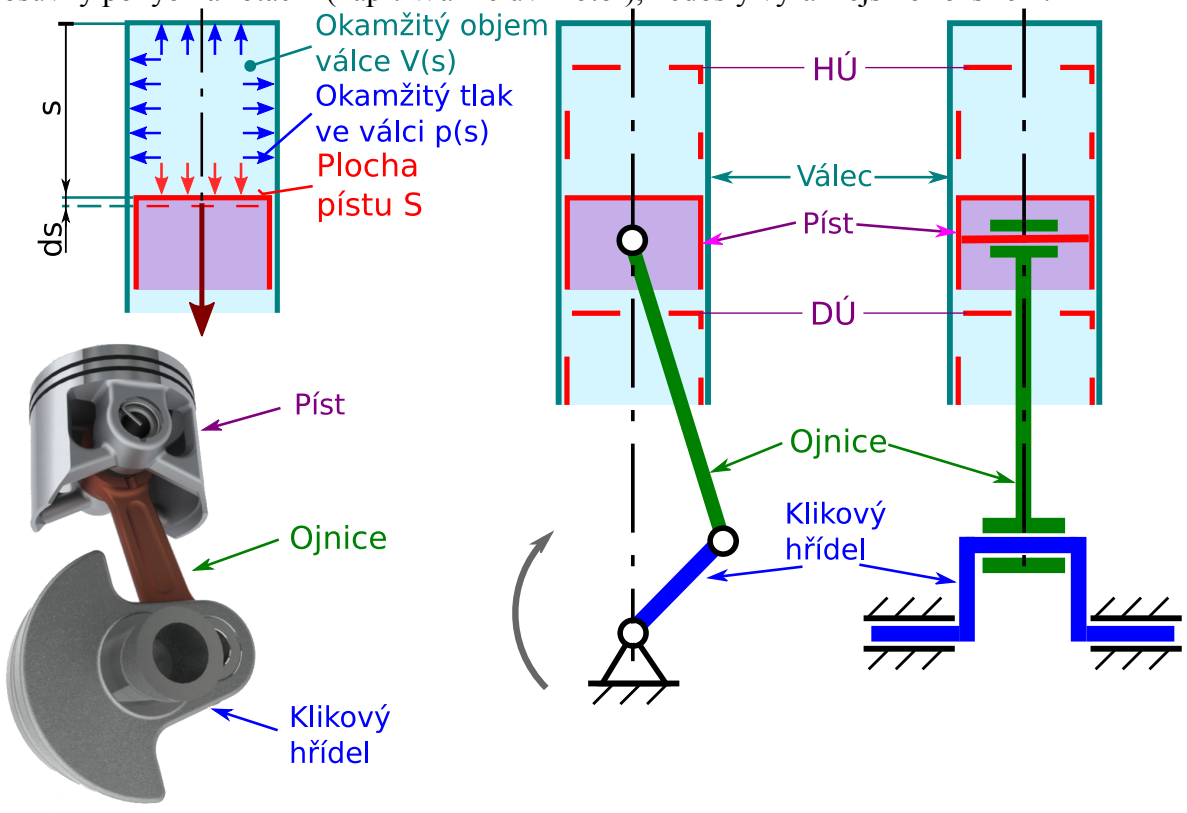
Celková efektivita, daná množstvím úsilí nutného pro zajištění fungování živé síly a její nízký měrný výkon ji odstavily do zcela okrajových rolí. Dalším nemalým a často opomíjeným faktorem je otázka odpadních látek. Obláček odpadních plynů ať už z komínu či z výfuku se zdál být zanedbatelným problémem v porovnání s produkty tažných zvířat. Avšak s narůstajícím počtem motorů začaly vyvstávat nové výzvy. Již v padesátých letech dvacátého století pak byla velká část znečištění vzduchu v některých městských oblastech rozvinutých zemích připisována vysoké koncentraci spalovacích motorů použitích v automobilech. Tím byl vytvořen tlak na řešení této situace a na zlepšení stavu, aby se ze spalovacího motoru stal zdroj mechanické práce s nejlépe nulovou produkcí škodlivých znečišťujících látek. Současné technologie umožňují vytvoření spalovacích motorů s minimální produkcí takovýchto látek a je pouze na společnosti v jaké míře budou tyto technologie využívány.
Kromě toho je v posledních desetiletích akcentována produkce dalších látek, které nepředstavují bezprostřední nebezpečí pro lidi a životní prostředí, ale přispívají ke změnám klimatu na Zemi. Tím jsou spalovací motory vystaveny dalšímu tlaku na zvyšování účinnosti a použití paliv z obnovitelných zdrojů, aby byla snížena produkce skleníkových plynů, zejména oxidu uhličitého.
Současný trend náhrady spalovacích motorů elektrickými motory je toho důkazem, avšak atraktivita nulových lokálních emisí je provázena otázkou na způsob generování potřebné elektrické energie a jeho průvodní jevy. Z nutnosti rozvoje nutné infrastruktury, pokrytí zvýšených energetických nároků a dalších přetrvávajících nedokonalostí lze usuzovat, že se se spalovacími motory budeme v osobních vozidlech setkávat ještě po jedno až dvě desetiletí. Díky značně vyšším energetickým nárokům (komplikujícím přenos a uskladnění elektrické energie) je pravděpodobnější ještě pomalejší nasazení v nákladní dopravě a náhrada spalovacích motorů v pracovních a zemědělských strojích se jeví jako běh na velmi dlouhou trať, pokud k ní vůbec někdy dojde.

4. Základní princip

Jak sám název „pístové spalovací motory“ napovídá, základním prvkem je píst. Na píst působí zejména tlaková síla od plynů ve spalovacím prostoru, jak je schematicky znázorněno na obr. 1. Při jeho pohybu pak dochází v každém okamžiku působením této tlakové síly na pohybující se součást k vytváření (nebo i spotřebovávání mechanické práce). Obecně je mechanická práce definována jako součin síly ***F*** působící na dráze ***s***. Při působení na ostatní plochy (např. stěny válce) nedochází k jejich pohybu a práce tak zde není generována. Působící síla je v našem případě tlakovou silou $\boldsymbol{F_p}$. Protože je velikost síly výrazně proměnná v závislosti na poloze pístu, je nutné použít nekonečně malých (infinitezimálních) přírůstků, v rámci kterých je možné ji považovat za konstantní dle vztahu (1). Tlaková síla $\boldsymbol{F_p}$ je dále dána součinem tlaku ve válci ***p(s)*** a plochy průmětu dna pístu ve směru pohybu ***S*** (plocha kruhu), kdy lze ze součinu plochy ***S*** a posunutí ***dS*** získat změnu objemu ***dV*** pro jednotlivé uvažované kroky.

$$dW = F_p(s) \cdot ds = p(s) \cdot S \cdot ds = p(s) \cdot dV \qquad (1)$$

Pohyb pístu je v tomto případě posuvný, což komplikuje přímé využití generované práce, protože pro pohon dopravních prostředků i nejrůznějších strojů je zapotřebí pohyb rotační (téměř bez výjimky jsou poháněna u dopravních strojů kola a v nejrůznějších strojích hřídele). Dále je zapotřebí zabezpečit opakovatelnost procesu generování práce, tj. návrat pístu do výchozí polohy. Z tohoto vyplývá nutnost přímočarého *vratného* pohybu pístu. Toto je zabezpečeno klikovým mechanismem, který je v nejobvyklejší variantě pro spalovací motor schematicky vyznačen na obr. 1. I přes pokusy o aplikaci mechanismů, které by nepřeváděly posuvný pohyb na rotační (např. Wankelův motor), nedošly výraznějšího rozšíření.



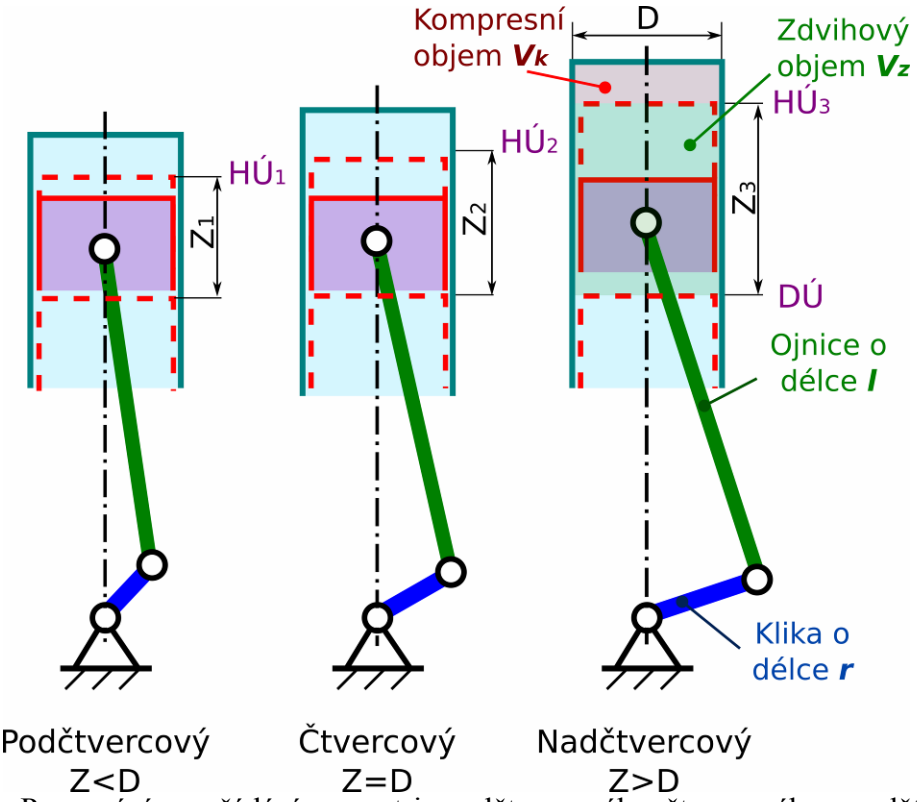
Obrázek 1: Tlaková síla konající práci působením na pohybující se píst (vlevo nahoře), schematické znázornění klikového mechanismu s vyznačením krajních poloh pístu (úvratí, vpravo) a reálné provedení klikového mechanismu v motoru (vlevo dole, [1])

Jak je patrné, při otáčení klikového hřídele dochází k opakovanému přímočarému vratnému posuvnému pohybu, který je ohraničen polohami, kdy je ojnice i klika ve svislém směru. Poloha pístu s nejmenším uzavřeným objemem nad pístem (spalovací prostor) je nazývána horní úvratí (HÚ) a poloha s největším objemem je pak dolní úvrať (DÚ). Aby docházelo k vytváření využitelné mechanické práce, musí být při pohybu pístu dolů (tj. při zvětšování objemu uzavřeného plynu – expanzi) tlak vyšší nežli při jeho kompresi.
Představme si, že máme uzavřenou směs vzduchu a v něm rozptýleného paliva s pístem v horní úvrati o určitém tlaku a teplotě. Spálením paliva pak dojde k ohřevu plynné náplně, nárůstu tlaku a tím i k výraznému nárůstu tlakové síly působící na píst. Při posuvu pístu směrem k dolní úvrati dochází k expanzi a tím i k poklesu tlaku ve válci. Zároveň je konána mechanická práce (síla působí na určité dráze). V dolní úvrati je realizována výměna obsahu válce (prozatím ji považujme za okamžitou a samovolnou), aby byl snížen tlak a zejména aby byl vytvořen prostor pro novou směs vzduchu a paliva (náplň válce). Protože v dolní úvrati došlo ke snížení tlaku výměnou obsahu válce, bude v průběhu pohybu pístu do horní úvratě, a stlačování jeho náplně, tlak ve válci nižší než při pohybu dolů (expanzi). Tím je dosaženo rozdílu a umožněno generování mechanické práce. Dosažením horní úvrati a připraveností k dalšímu spalování dojde k uzavření cyklu a vytvoření tzv. pracovního oběhu. Pracovní cykly spalovacích motorů jsou podrobněji rozebrány v další kapitole.

5. Naprostý základ konstrukce, základní rozměrové parametry

Z předchozího popisu vyplývá, že prvky tvořící tzv. válcovou jednotku, tj. díly tvořící spalovací prostor a převádějící pohyb pístu na rotační, mohou nabývat rozměrů, přičemž bude existovat nepřeberné množství vzájemných kombinací. Protože tyto rozměry, případně jejich poměry, ovlivňují užitné parametry každého motoru, jsou voleny v průběhu návrhu s ohledem na zamýšlené použití a charakteristiku motoru. Některé z nich budou podrobněji rozvedeny v dalších kapitolách.

Je-li ústředním dílem motoru píst, tvořící posuvnou stěnu spalovacího prostoru, pak jeho základním rozměrem je průměr ***D***, protože je z výrobních důvodů proveden jako rotační součást. Protože prakticky stejného rozměru nabývá i vnitřní průměr válce, ve kterém se píst pohybuje a býval zhotovován vývrtem, nazývá se tedy vrtáním. Dále píst koná přímočarý vratný pohyb se vzdáleností krajích poloh pojmenovaných zdvih a obvykle označovaným ***Z***. Zavedeme-li zdvihový poměr, jako podíl průměru pístu ***D*** a zdvihu ***Z***, je zřejmé, že může být roven jedné a nebo menší či větší. Všechny uvedené varianty zdvihového poměru ***Z/D*** jsou zobrazeny na obrázku 2. Při rovnosti vrtání ***D*** a zdvihu ***Z*** nabývá zdvihový poměr ξ hodnoty 1 a při schematickém znázornění dostává obrazec tvořený krajními polohami pístu tvar čtverce (obr. 2 uprostřed), proto bývá takové uspořádán nazýváno čtvercovým. Je-li zdvihový poměr ξ menší než, hovoříme o podčvercovém či krátkozdvihovém motoru (obr. 2 vlevo) a o nadčtvercovém, či dlouhozdvihovém motoru pro $\xi > 1$ (obr. 2 vpravo).



Obrázek 2: Porovnání uspořádání geometrie podčtvercového, čtvercového a nadčtvercového (dlouhozdvihového) motoru

Při pohybu pístu je zřejmé, že se jeho pohybem mění objem spalovacího prostoru. Je jasně patrné, že velikost tohoto objemu bude odpovídat součinu plochy pístu o průměru ***D*** a jeho

zdvihu ***Z***. Protože se jedná o změnu objemu za jeden zdvih, říká se mu zdvihový a bývá označován V_z.
Při dosažení horní úvratě, při maximálním stlačení (kompresi), dosahuje pístem uzavřený objem svého minima, je tedy nazývá se tedy poměrem kompresním V_k (někdy též nazývaném škodlivým). Naopak v dolní úvrati je objem plynů ve válci největší a je roven součtu kompresního poměru V_k a zdvihového objemu V_z a jedná se tedy o celkový objem $V_c = V_k + V_z$. Pro poměr největšího (celkového V_c) a nejmenšího objemu (V_k kompresního) lze psát následující vztah:

$$\varepsilon = \frac{V_c}{V_k} = \frac{V_k + V_z}{V_k} \tag{2}$$

a vyjadřuje míru komprese (stlačení), je tedy nazýván kompresním poměrem a zpravidla označován ε. V technické praxi jsou obvykle uváděny zdvihový a kompresní poměr, ze kterých je možné pomocí odvození na základě předchozího vztahu jednoduše spočítat kompresní objem V_k.

$$\begin{aligned} \varepsilon \cdot V_k &= V_k + V_z \\ (\varepsilon - 1) \cdot V_k &= V_z \\ V_k &= \frac{V_z}{\varepsilon - 1} \end{aligned} \tag{3}$$

Dalším, byť méně důležitým rozměrovým parametrem je takzvaný klikový poměr, který udává podíl délky kliky ***r*** (vyosení čepu klikového hřídele) ku délce ojnice ***l***, tedy

$$\lambda = \frac{r}{l} \tag{4}$$

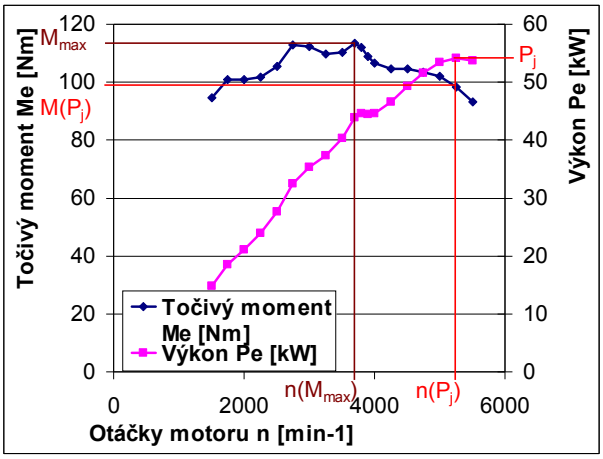
V neposlední řadě je nutné posoudit motor z hlediska rychlosti běhu. K tomuto byla zavedena střední pístová rychlost c_s, která uvádí průměrnou dráhu pístu za jednotku času. Vykoná-li píst při ***n*** otáčkách za minutu $2 \cdot n$ zdvihů o délce ***Z***, bude celková uražená dráha pístu za jednu minut $2 \cdot n \cdot Z$, avšak v technické praxi je uváděna střední pístová rychlost v základních jednotkách ($m \cdot s^{-1}$) a proto bude pro střední pístovou rychlost použit vztah

$$c_s = \frac{2 \cdot n \cdot Z}{60} = \frac{Z \cdot n}{30}. \tag{5}$$

Střední pístová rychlost je používána k rychlostní klasifikaci spalovacích motorů, kdy pod jistou mez (obvykle udáváno 7,5 m/s) jsou motory považovány za pomaloběžné a nad ní za rychloběžné.
Protože spalovací motor využíváme ke generování práce ve formě rotačního pohybu, je tato vyjádřena ve formě točivého momentu při určitých otáčkách. Pro každé otáčky existuje maximální točivý moment, který motor schopen poskytovat. Obecně nazýváme závislost libovolného parametru na otáčkách „otáčkovou charakteristikou“ a v případě maximálního točivého momentu se jedná o nejvyšší možnou hodnotu (vnější z nepřeberného množství možných křivek). Proto se nazývá vnější otáčková charakteristika (např. na obrázku 3). Pokud budeme požadovat aktuální výkon, není nic jednoduššího než rozvinout elementární vztah

$$P_e = M_e \cdot \omega = M_e \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}, \tag{6}$$

v němž M_e je aktuální točivý moment a ***n*** otáčky za minutu. Použijeme-li maximální dostupný točivý moment, získáme výkonovou charakteristiku v závislostí na otáčkách. Následující obrázek uvádí příklad vnější otáčkové a výkonové charakteristiky motoru.



Obrázek 3: Vnější otáčková charakteristika točivého momentu a výkonu motoru

Pro určité otáčky lze nalézt nejvyšší dostupný točivý moment motoru $\boldsymbol{M_{max}}$ a při vyšších otáčkách i přes pokles točivého momentu také tvz. jmenovitý výkon $\boldsymbol{P_j}$. V některých případech je možné krátkodobě výkon motoru navýšit – pak hovoříme o maximálním výkonu motoru.

Je patrné, že se jak maximální točivý moment tak výkon mění v závislosti na otáčkách. K popisu míry těchto změn byly zavedeny veličiny „momentová pružnost“ a „otáčková pružnost“. Momentová pružnost je podíl maximálního točivého momentu motoru $\boldsymbol{M_{max}}$ a točivého momentu motoru při jmenovitém výkonu $\boldsymbol{M(P_j)}$ (jak moc klesne točivý moment při přechodu z maxima momentu do maxima výkonu; vyšší hodnota značí větší pokles točivého momentu):

$$e_M = \frac{M_{\max}}{M(P_j)}. \tag{7}$$

Dalším parametrem, pro změnu vyjadřujícím rozdílnost otáček pro maximální točivý moment motoru a jeho maximální výkon $\boldsymbol{P_j}$, je otáčková pružnost. Ta je definována jako podíl otáček při jmenovitém výkonu $\boldsymbol{P_j}$ a při maximálním točivém momentu $\boldsymbol{M_{max}}$.

$$e_n = \frac{n(P_j)}{n(M_{\max})}. \tag{8}$$

Posledním parametrem vyjadřujícím charakter vnější otáčkové charakteristiky je celková pružnost motoru, která je definována jako součin předchozích dvou pružností:

$$e_C = e_M \cdot e_n \tag{9}$$

Jedním z parametrů udávajících jak dobře je využito zdvihové objemu válce ke generování užitečného výkonu je měrný výkon vztažený na zdvihový objem $\boldsymbol{P_v}$, někdy též označovaný jako „litrový výkon“:

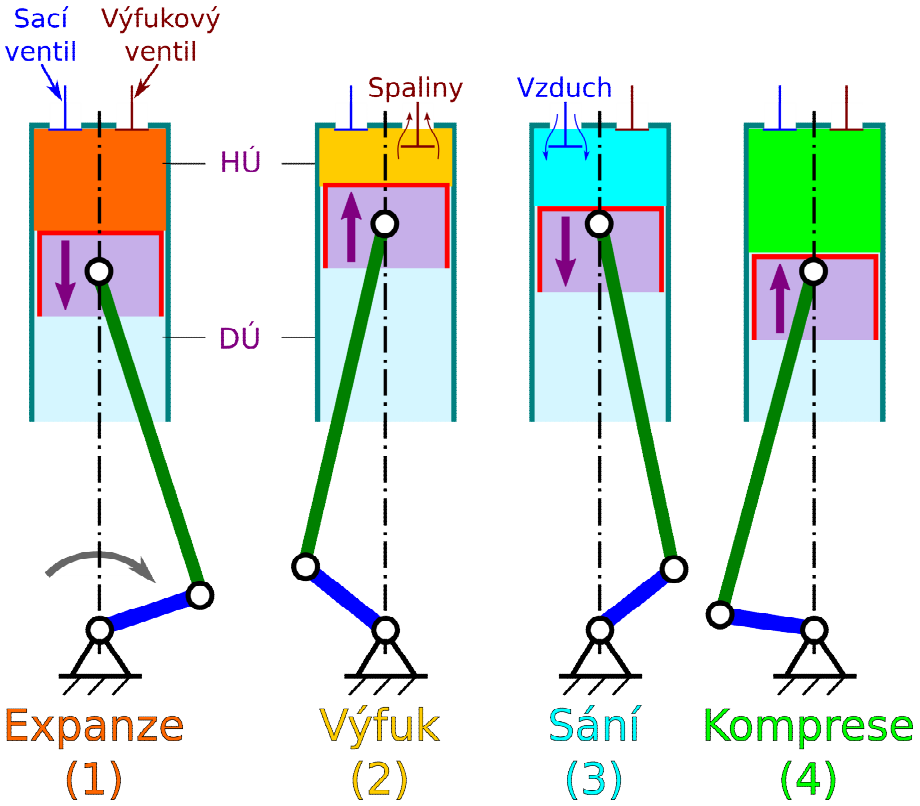
$$P_v = \frac{P_j}{V_z}. \tag{10}$$

Obdobně je definován i měrný výkon vztažený na jednotku hmotnosti $\boldsymbol{P_m}$, kde $\boldsymbol{m_m}$ je hmotnost motoru:

$$P_m = \frac{P_j}{m_m}. \tag{11}$$

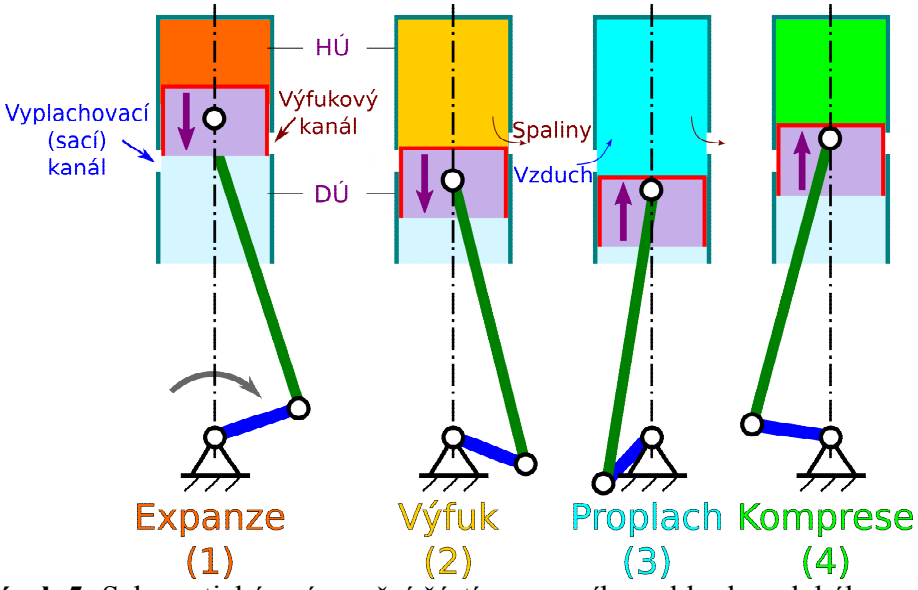
K dalším základním parametrům spalovacího motoru patří počet zdvihů na jeden pracovní cyklus, tj. kolikrát píst přejde z jedné krajní polohy do druhé. V nejčastějším případě po expanzním zdvihu 1 (který následuje po přívodu tepla, píst jde z HÚ do DÚ) je realizován zdvih výfukový 2 (DÚ → HÚ), při kterém je drtivá většina obsahu válce (spalin) vytlačena přes výfukový ventil mimo válec, dále je přes otevřený sací ventil při dalším zdvihu 3 nasáta

čerstvá náplň válce (vzduch, nebo směs s palivem) (HÚ → DÚ) – proto nazýván sacím zdvihem – aby byla v následujícím zdvihu 4 stlačena a tím opět připravena k dalšímu přívodu tepla a opětovnému opakování celého sledu zdvihů. Spočítáme-li je, dojdeme k počtu čtyř zdvihů, někdy též nazývaných dob a proto je takový motor nazývá čtyřdobým (či čtyřtaktním).



Obrázek 4: Schematické znázornění částí pracovního cyklu čtyřdobého motoru

Další méně častou variantou je, že po první části expanzního zdvihu 1 (HÚ → DÚ), kdy je spalovací prostor uzavřen, dochází stále k tomto zdvihu k otevření výfukového otvoru (2) (zpravidla ve stěně válce) a následně i otvoru sacího. Při vhodné konfiguraci jsou pak produkty spalování nahrazeny čerstvou náplní a v první části následujícího cyklu (DÚ → HÚ) jsou oba otvory uzavřeny, může dojít ke kompresi a po dosažení HÚ pak k opětovnému přivedení tepla do oběhu za účelem vykonání práce při expanzi. V tomto případě k vykonání celého pracovního cyklu stačí dva zdvihy pístu, proto je takový motor nazýván dvoudobým (dvoutaktním). Výhoda tohoto cyklu spočívá ve větším počtu pracovních cyklů na shodný počet otáček, v porovnání s čtyřdobým cyklem, ale je vykoupena výrazně horším proplachem válce (více zbytkových výfukových plynů není z válce odstraněno), dále je nutné čerstvou náplň válce nuceně vehnat (spodní stranou pístu či tzv. dmychadlem) a rovněž je zde větší riziko, že část náplně projde ze sacího otvoru do výfukového přímo, aniž by byla uzavřena ve válci a není tedy využita pro spalování (tzv. zkratové vyplachování).



Obrázek 5: Schematické znázornění částí pracovního cyklu dvoudobého motoru

I přesto dvoudobé motory stále nabízejí vyšší měrný výkon na jednotku hmotnosti a jsou proto využívány v aplikacích, kde je tento kritický, například u nesené mechanizace (křovinořezy, motorové pily, přenosné hasičské stříkačky apod.), leteckých motorů či pro závodní účely (např. motokros). Další výhodou, vyplývajícího z obvyklého mazání ve formě směsi s palivem procházející klikovou skříní, je necitlivost na orientaci motoru (působí problém při nasávání oleje z vany). Avšak tento způsob mazání je ztrátový (olej nasátý s palivem do válce je spalován) a navíc díky nevhodným vlastnostem oleje dochází k nedokonalému spálení a tvorbě rizikových látek.

Další aplikací, kde jsou stále využívány dvoudobé motory jsou velké lodní motory, kdy bývá obvyklé i uspořádání s dvojčinnými písty (spalování probíhá i pod spodní stranou pístu a klikový mechanismus je vybaven tzv. křižákem, mazání je ale provedeno obdobně jako u čtyřdobých motorů).

6. Rozdělení PSM

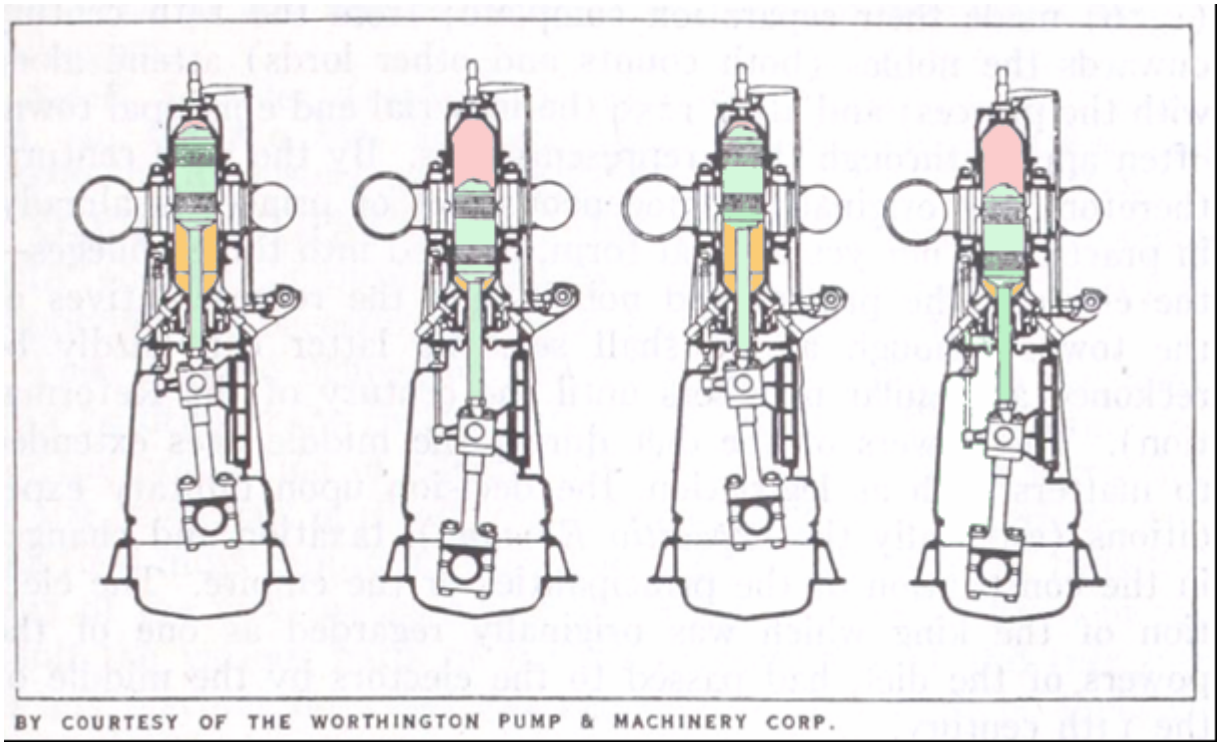
V návaznosti na předchozí text lze rozdělit spalovací motory podle nejrůznějších kritérií.

Podle počtu pracovních zdvihů na jeden pracovní cyklus (tj. na jeden přívod tepla hořením a následující expanzi spalin) je možné rozlišit motory na dvoudobé a čtyřdobé, jak bylo stručně popsáno v předchozích odstavcích.

Pro zabezpečení ohřevu plynů, uzavřených ve spalovacím prostoru, je zapotřebí iniciovat hoření. Toto lze realizovat dvěma způsoby. Buď ji zažehnout vnějším impulsem (elektrickou jiskrou) – pak hovoříme o zážehových motorech –, nebo vytvořit takové podmínky, že se palivo vznítí bez dalšího podnětu – pak je to motor vznětový.
V případě zážehových motorů, kde je k zážehu směsi použito jiskry, je zapotřebí vytvoření zápalné směsi, tedy odpaření a promísení dostatečného množství paliva se vzduchem tak, aby mohlo být zažehnuto vysokonapěťovým výbojem (elektrickou jiskrou). Pro zážehové motory jsou tedy používána snadno odpařitelná kapalná nebo plynná paliva.
Oproti tomu ve vznětových motorech panují ve spalovacím prostoru v blízkosti horní úvrati výrazně větší tlaky a teploty, takže se palivo samovolně vznítí. Není tedy možné, aby bylo již přítomno ve válci, protože by se vznítilo již v průběhu komprese kdesi daleko před horní úvratí, ale je nutné jej dodat ve vhodný časový okamžik, kdy je píst blízko horní úvratě a kdy chceme uskutečnit spalování. Na druhou stranu není nutné odpaření veškerého paliva, protože k iniciaci vznícením dojde i při nízkých koncentracích odpařeného paliva smíseného se vzduchem. Ve vznětových motorech lze tedy spalovat hůře odpařitelná paliva (motorová nafta, topné oleje, mazut).

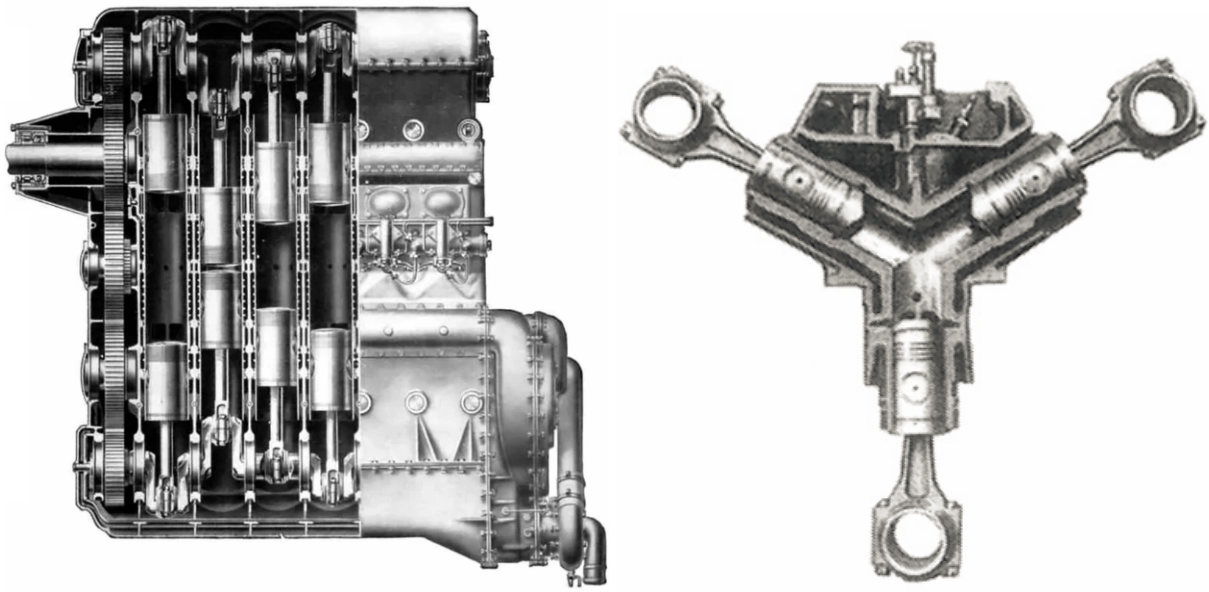
Pístové spalovací motory je možné použít k pohonu nejrůznějších dopravních prostředků, pracovních, zemědělských a dalších strojů. Každá z těchto aplikací se vyznačuje odlišnými nároky na nejrůznější parametry spalovacích motorů. Například při použití v osobních vozidlech bude hrát značnou roli celková hmotnost a měrný výkon vztažený na hmotnost motoru. Dalším důležitým parametrem pak bude výrobní cena takového motoru. Oproti tomu v při běžné jízdě není motor často provozován při jmenovitém výkonu, kde je značně namáhán, díky čemuž lze motor konstruovat jako subtilnější o nižší hmotnosti a přispět tak k nižší hmotnosti celého vozidla s příznivým vlivem na spotřebu paliva.
Oproti tomu u řady pracovních a zemědělských strojů a ve stacionárních aplikacích je od motoru vyžadován provoz při jmenovitém výkonu po značnou část jeho provozu. Na tento provoz musí být konstruován, aby jeho životnost splnila očekávání. Toto je však spojeno s nutností snížit namáhání jednotlivých dílů a tím i většími rozměry a hmotností motoru. V těchto případech ale nárůst hmotnosti nepředstavuje takové negativum, protože je v porovnání s celkovou hmotností stroje výrazně menší a nebo není použit v mobilní aplikaci.
Opačným extrémem jsou motory letecké, kdy je zapotřebí z motoru o co nejmenší hmotnosti získat velký výkon, přestože není využíván po většinu letu, a to i za cenu nižší životnosti a kratších servisních intervalů.

Obvykle bývá pro zachycení tlaku využito pouze jedné strany pístu (jednočinný píst), lze však zkonstruovat i motor, kdy ke spalování bude docházet na obou jeho stranách. Jedná se pak o uspořádání s dvojčinným pístem, avšak přináší konstrukční obtíže a není v současnosti prakticky využíváno. Dříve byly takové motory využívány jako lodní a stacionární.



Obr. 6: Příčný řez motorem s dvojčinným pístem, pro lepší přehlednost je píst označen zelenou, horní spalovací prostor červenou a spodní oranžovou barvou [2]

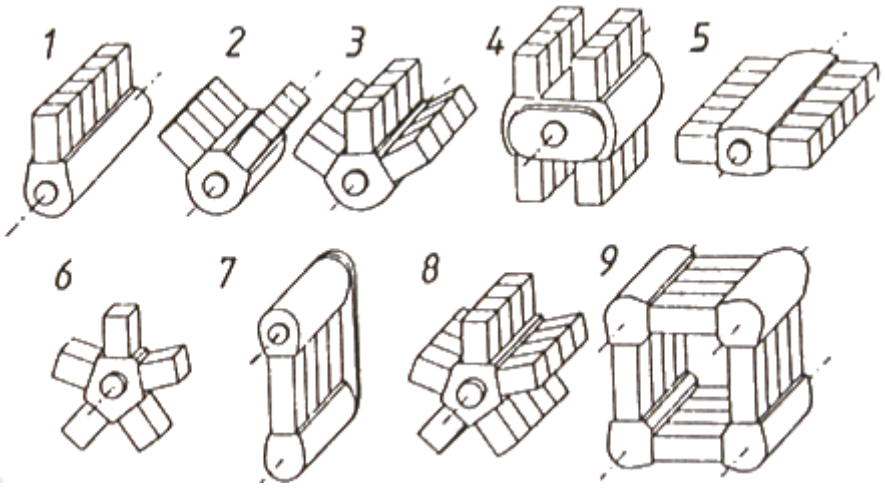
V průběhu historie byly užívány různé konstrukce tvořící spalovací prostor. Jeden spalovací prostor může mít i více než jednu posuvnou stěnu tvořenou pístem, proto se v průběhu historie objevilo několik konstrukčních uspořádání využívajících dva protiběžné písty (obr. 7 vlevo) a nebo i více (viz příklad třípístového uspořádání na obr. 7 vpravo).



Obrázek 7: Příklady provedení motorů s protiběžnými písty [3,4]

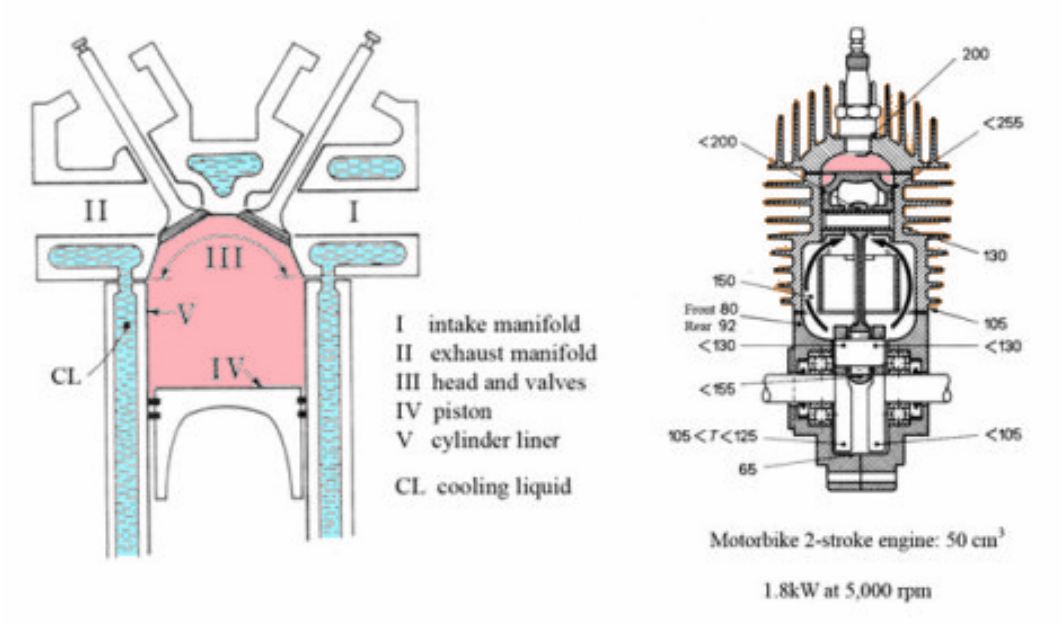
Přestože se toto uspořádání zdá být výhodné, protože se zde setrvačné účinky jednotlivých pístů vzájemně ruší (není třeba vyvažování), možná geometrie spalovacího prostoru vykazuje jistá omezení (odchylka od ideálního kulovitého tvaru, vyosení zapalovací svíčky) a navíc je nutné se omezit pouze na šoupátkové či kanálové rozvody (viz dále kapitola 12).

Jednotlivé písty mohou být navíc různě uspořádány. Kromě nejčastějšího uspořádání v řadě za sebou, bývá obvyklé ještě uspořádání do V. Další méně obvyklé konfigurace jsou například W, H, trojúhelníkové rozložení a trojúhelníkové či hvězdicové uspořádání.



Obr. 8: Další možná uspořádání válců spalovacích motorů: 1. řadový, 2. vidlicový (do V), 3. vějířový, 4. uspořádání ve tvaru H, 5. s protilehlými válci (boxer), 6. hvězdicový, 7. plochý s protiběžnými písty, 8. víceřadý hvězdicový, 9, čtvercový s protiběžnými písty (další možná uspořádání nejsou vyobrazena, např. dvojitý vidlicový – W, motor s válci do X či trojúhelníkový s protiběžnými písty) [5]

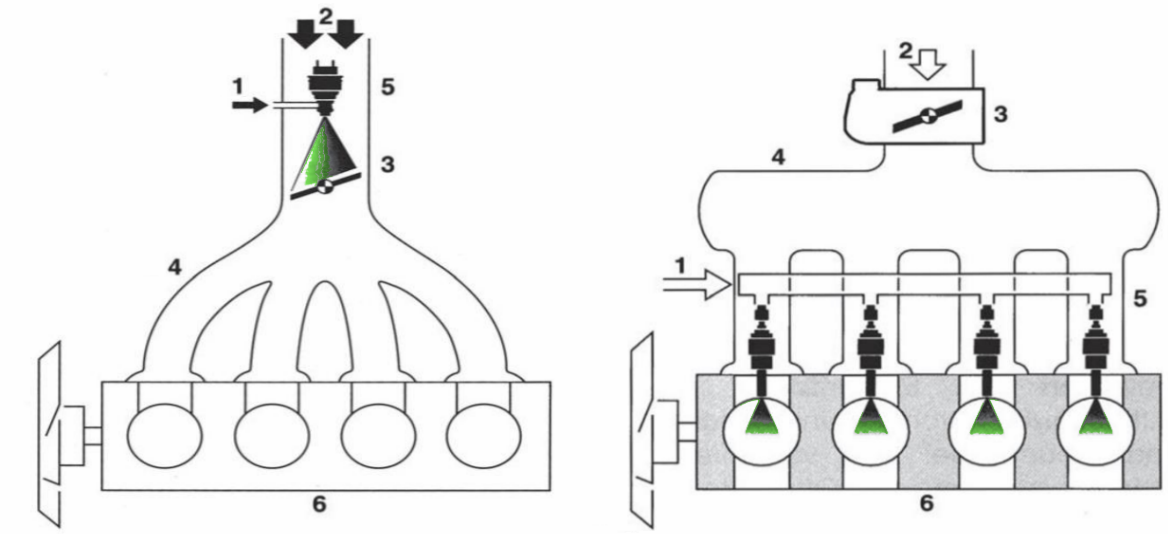
Dalším úkolem, který je potřeba zabezpečit je odvod tepla, které přestoupilo do stěn spalovacího prostoru. Toto může být zabezpečeno buď chladící kapalinou proudící kolem stěn tvořících spalovací prostor, nebo vzduchem. V druhém případě je zapotřebí díky nízkému součiniteli přestupu tepla na straně vzduchu toto kompenzovat nárůstem teplosměnné plochy žebrováním.



Obrázek 9: Ukázka rozložení kanálů vodního (vlevo, kanály obarveny modrou barvou) a vzduchového chlazení (vpravo, žebra zvýrazněna oranžovou barvou). Spalovací prostor je označen červeně [6]

Při pohledu na klikový mechanismus je jasné, že se může otáček oběma směry, jak po směru tak proti směru hodinových ručiček. Spalovací motory jsou obvykle provozovány jako pravotočivé, přičemž při podélném uložení motoru ve vozidle (osa klikového hřídele je ve směru jízdy) je se při pohledu na vozidlo zepředu klikový hřídel otáčí ve směru hodinových ručiček (doprava).

Dále je možné na jednotlivé motory nahlížet z pohledu místa tvorby spalitelné směsi se vzduchem. K jejímu vytvoření může dojít až ve válci, tj. ve vlastním spalovacím prostoru (vnitřní tvorba směsi), nebo před vstupem do spalovacího prostoru tj. například v sacím potrubí či sacím kanále (vnější tvorba směsi).
U vznětových motorů je možné použít pouze vnitřní tvorbu směsi, kdy je palivo vstříknuto do vzduchové náplně, avšak u zážehových je možné vytvořit směs jak vně (obr. 10, vlevo), tak uvnitř spalovacího prostoru (obr. 10, vpravo).

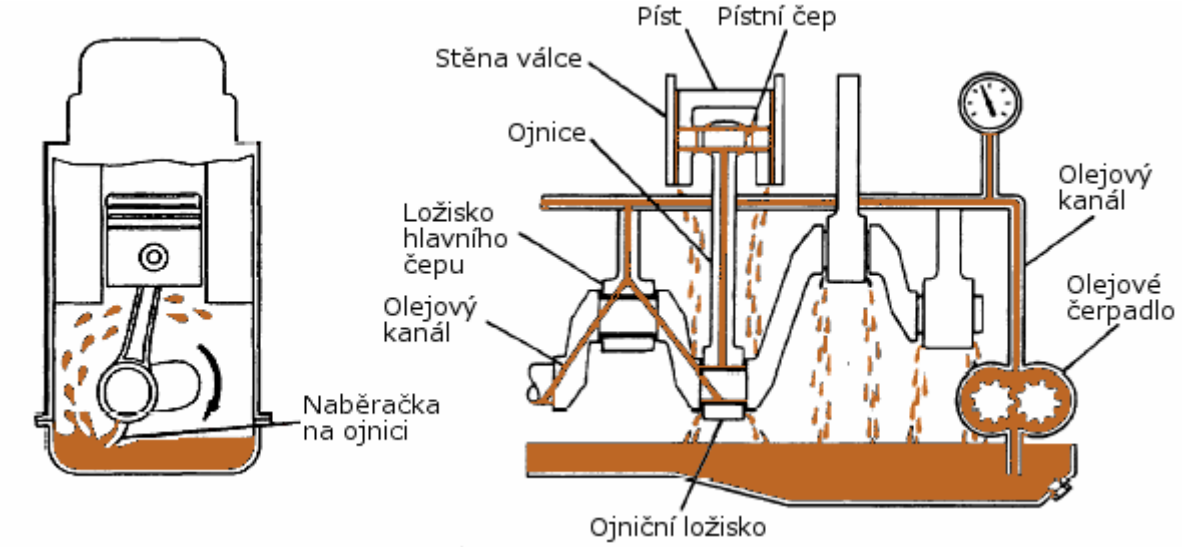


Obr. 10: Příklad vnější tvorby palivové směsi (vlevo, zde jednobodový vstřik) a vnitřní tvorby směsi (vpravo); 1– přívod paliva, 2 – přívod vzduchu, 3 – škrticí klapka, 4 – sací potrubí, 5 – vstřikovací ventil(y), 6 – blok motoru [7]

K vytvoření palivové směsi je zapotřebí dostat do spalovacího prostoru vzduch. Větší množství vzduchu umožňuje spálit větší množství paliva, uvolnit více tepla a vykonat více práce při jednom pracovním cyklu motoru. Při nasávání vzduchu do válce pouze pomocí jeho pohybu směrem dolů je toto (hmotnostní) množství vzduchu limitováno objemem válce a tlakem na konci sacího zdvihu, který nemůže být výrazně vyšší než atmosférický. Mluvíme pak o motoru s atmosférickým (někdy též přirozeném) plnění. Zvýšením tlaku vzduchu na konci sání, tj. před započetím komprese, je možné spálit více paliva, uvolnit více tepla a z jednoho pracovního cyklu získat větší množství mechanické práce – zvýšit měrný výkon motoru. Zvýšení tlaku náplně válce na konci sacího zdvihu je možné „natlačením“ většího množství vzduchu. Pak je válec naplněn více než u atmosférického plnění, a to i několikanásobně, a je tedy přeplněn. Takový motor je pak označen jako přeplňovaný.

Každý motor, jako soubor vzájemně se pohybujících součástí, které na sebe silově vzájemně působí, obsahuje řadu pohybových dvojic. V klikovém mechanismu je řada třecích dvojic, které nelze za působících sil provozovat bez vhodného mazacího prostředku, který by bránil nadměrnému opotřebení až zadření. Tímto médiem je ve spalovacích motorech motorový olej. U jednodušších, levnějších motorů s menšími požadavky na životnost lze toto realizovat takzvaný rozstřikem, kdy je vytvářena olejová mlha, která umožňuje přenos oleje ve formě

aerosolu na povrch všech součástí klikového mechanismu. Toto je provedeno zpravidla naběračkou ve spodní části ojnice (obr. 11 vlevo).
Druhou možností je čerpání oleje čerpadlem, které na svém výstupu generuje tlak několika jednotek atmosfér, a jeho následný rozvod olejovými kanálky na potřebná mazací místa – je tedy nazýváno tlakovým (či cirkulačním) a je znázorněno na obr. 11 vpravo.



Obrázek 11: Příklad mazání rozstřikem (vlevo) a tlakového mazání (vpravo), mazací olej vybarven hnědou barvou [8, 9]

7. Výhody a nevýhody spalovacích motorů

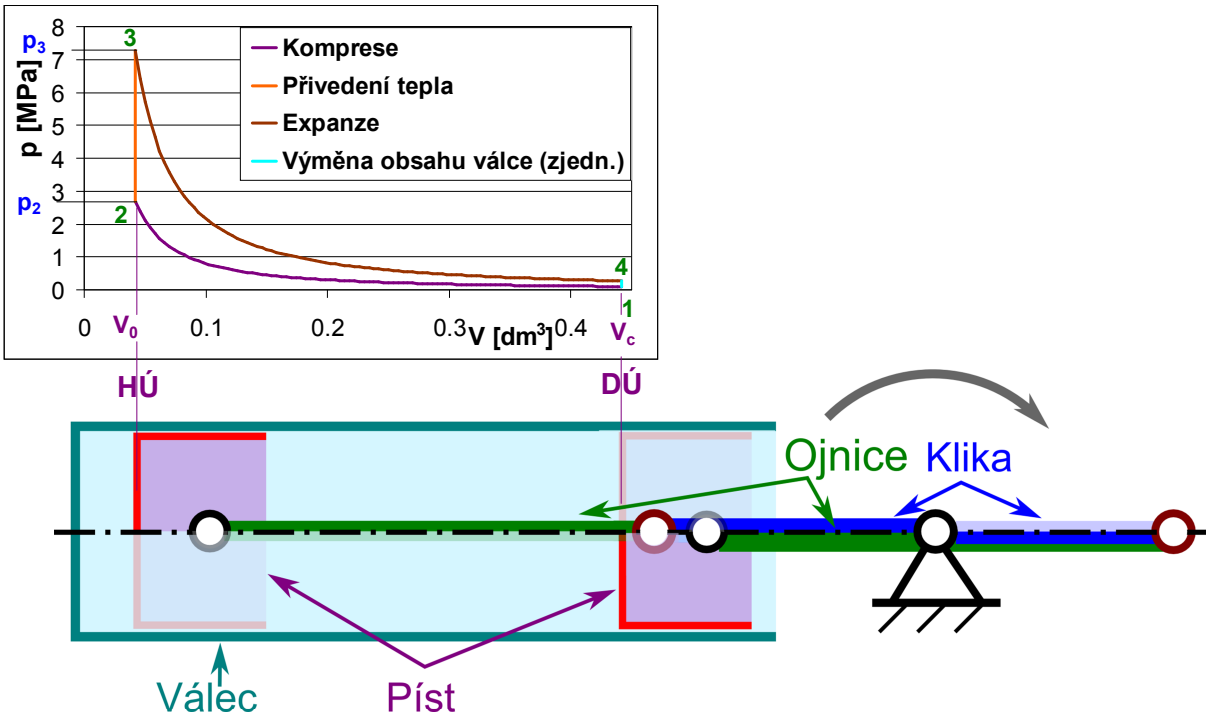
Mezi výhody spalovacích motorů lze zařadit poměrně vysokou účinnost (alespoň v některých provozních režimech), slušný měrný výkon, rychlé uvedení do provozu či použití paliv s vysokou energetickou hustotou (rychlé doplnění uskladněné energie) a možnost je uzpůsobit pro spalování různých paliv.
Mezi nevýhody lze zařadit z praktických aspektů nemožnost je provozovat od nulových či velmi nízkých otáčkách. Dále jsou zdrojem hluku, vypouštějí v místě svého provozu výfukové plyny, které obsahují větší či menší množství škodlivých látek. Je nutné vnější zdroj energie k jejich spouštění, některé konstrukce spalovacích motorů se pak vyznačují nemalou složitostí a zpravidla se vyznačují malou krátkodobou přetížitelností (odebírán větší než jmenovitý výkon a nebo točivý moment).

8. Idealizované tepelné oběhy spalovacích motorů

Generování práce je tedy v pístovém spalovacím motoru zajištěno působením tlakové síly na pohybující se píst. Tento proces je potřeba zajistit opakovaně, tedy přidat k expanzi generující práci další operace, při kterých jsou připraveny podmínky pro další expanzní pohyb generující mechanickou práci. Těmito kroky je odstranění již nepotřebných spalin (výfukový zdvih), nasátí náplně válce, tj. buď vzduchu či směsi s palivem, (sací zdvih) a následně stlačení náplně válce (komprese). Tímto dochází k dosažení opakovatelnosti procesu a vytvoření pracovního cyklu ve čtyřdobých motorech, které v současné době drtivě převažují nad dvoudobými v oblasti dopravy.
V závislosti na způsobu přívodu tepla, tj. na průběhu spalování, lze k popisu cyklů sestavit silně idealizované teoretické oběhy.

8.1 Izochorický (Ottův) oběh

V případě přívodu tepla za konstantního objemu (izochorický cyklus, případně též rovnoobjemový), je průběh tlaku ***p*** v závislosti na objemu ***V*** pro jednotlivé váze naznačen na obrázku 12.



Obrázek 12: Rovnoobjemový pracovní oběh se znázorněním odpovídající polohy pístu: v horní části schematicky znázorněna válcová jednotka v horní úvrati (HÚ) a v ve spodní části v dolní úvrati (DÚ)

Pomocí takového oběhu lze přiblížit pracovní cyklus v zážehovém motoru (např. benzinovém, ZM), protože ke spalování dochází v období, kdy je píst velmi blízko horní úvrati (HÚ). Průběh na obr. 12 je proto zachycen s parametry přibližně odpovídajícími zážehovému motoru.
Práce je v průběhu komprese (1-2) spotřebovávána, přičemž její velikost odpovídá (číselně) ploše pod křivkou, zatímco v průběhu expanze je (3-4) produkována.

Na základě termodynamických zákonitostí lze odvodit vztahy pro hraniční části pracovního cyklu a dopracovat se tak ke vztahům popisujícím teoretické parametry takového oběhu jako maximální tlak, maximální teplota, teoretická účinnost oběhu:
Při konkrétním výpočtu je vhodné uvažovat podmínky na konci sacího zdvihu, tj. ve stavu 1, protože je možné tyto alespoň přibližně stanovit (při plně otevřené škrtící klapce zážehového motoru tlak o něco nižší než barometrický a teplota ve vyšších desítkách °C).

1-2. komprese: protože tento děj probíhá poměrně rychle, lze v maximálně idealizovaném případě zanedbat přestup tepla do stěn spalovacího prostoru a považovat jej za adiabatický. Lze tedy psát:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\kappa} \qquad T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{(\kappa-1)} = T_1 \cdot \ \varepsilon^{(\kappa-1)} \tag{12}$$

2-3: izochorický přívod tepla:
kde

$$p_3 = p_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2}\right) \qquad T_3 = T_2 + \frac{Q_{přři}}{m_n \cdot c_v} = \boldsymbol{T_1} \cdot \ ^{(\kappa-1)} + \frac{Q_{přři}}{m_n \cdot c_v} \tag{13}$$

3-4: adiabatická expanze:

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\kappa} \qquad T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{(\kappa-1)} = T_3 \cdot \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{(\kappa-1)} = \frac{T_3}{\varepsilon^{(\kappa-1)}} \tag{14}$$

Tepelnou účinnost lze nejsnadněji vyjádřit na základě úvahy, že přivedené teplo je využito z části na vytvoření mechanické práce a jeho část je odvedena nevyužita v průběhu výměny obsahu válce:

a poměr rozdílů teplot může být vyjádřen v závislosti na kompresním poměru $\boldsymbol{\varepsilon}$ (plné odvození uvedeno v příloze jako kap. 18), čímž obdržíme finální vztah

$$\eta_t = 1 - \frac{W}{Q_{celk}} = \frac{Q_{elk} - Q_{odv}}{Q_{celk}} = 1 - \frac{Q_{odv}}{Q_{celk}} = 1 - \frac{m_p \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1)}{m_p \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{Q_{odv}}{Q_{celk}} =$$

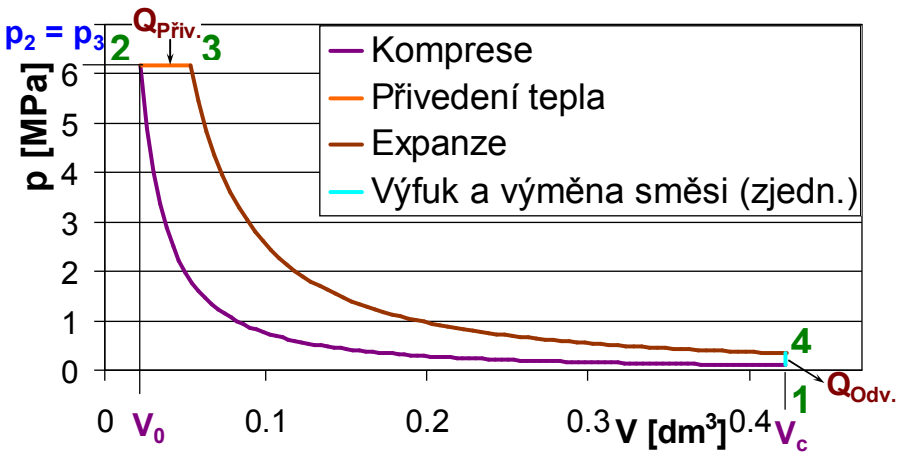
$$= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{\frac{T_3}{\varepsilon^{(\kappa-1)}} - T_1}{T_2 + \frac{Q_{priv}}{m_n \cdot c_v} - T_2} = 1 - \frac{\frac{1}{\varepsilon^{(\kappa-1)}}\left(T_2 + \frac{Q_{priv}}{m_n \cdot c_v}\right) - T_1}{T_2 + \frac{Q_{priv}}{m_n \cdot c_v} - T_2} = \quad , \tag{15}$$

$$= 1 - \frac{\frac{1}{\varepsilon^{(\kappa-1)}}\left(T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} + \frac{Q_{priv}}{m_n \cdot c_v}\right) - T_1}{T_2 + \frac{Q_{priv}}{m_n \cdot c_v} - T_2} = 1 - \frac{T_1 + \frac{Q_{priv}}{m_n \cdot c_v \cdot \ \varepsilon^{(\kappa-1)}} - T_1}{T_2 + \frac{Q_{priv}}{m_n \cdot c_v} - T_2} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

ze kterého lze usuzovat na kompresní poměr jakožto základní výchozí faktor ovlivňující tepelnou účinnost oběhu a tím i celkovou účinnost spalovacího motoru.

8.2 Izobarický (Dieselův) oběh

Další možností realizace cyklu je přívod tepla při konstantním tlaku (izobarický či rovnotlaký cyklus), který je ilustrován na obr. 13.



Obrázek 13: Pracovní oběh s izobarickým přívodem tepla

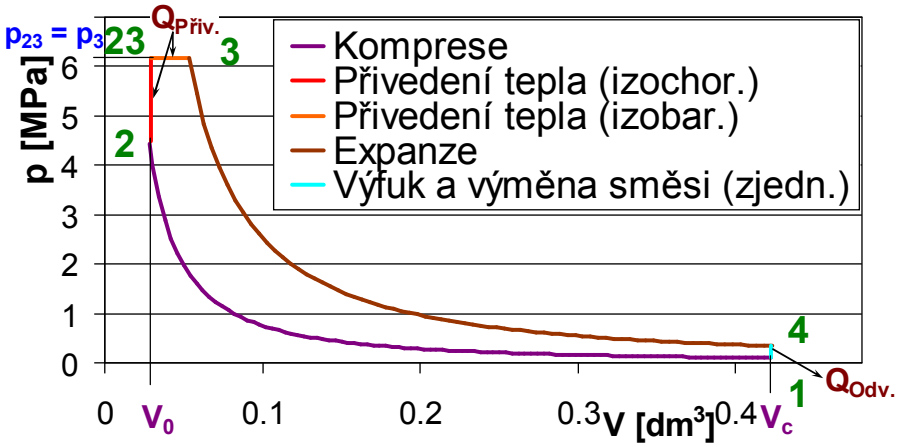
Již z tohoto grafu je patrné, že izobarickým přívodem tepla (2-3) přicházíme o část práce, která by mohla být vykonána v případě realizaci izochorického přívodu tepla. V takovém případě by byl bod 2 posunut výše a v části cyklu s objemem menším než V_3 by byl tlak působící na píst rovněž vyšší. Důsledkem toho je nižší tepelná účinnost takového oběhu v případě přímého porovnání s cyklem izochorickým.
Lze odvodit vztah pro termickou účinnost,

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\varphi^{\kappa} - 1}{\kappa \cdot (\varphi - 1)}, \tag{16}$$

ve kterém je φ stupeň izchorického zvětšení objemu (V_3/V_2) a celý druhý člen součinu je pak větší než jedna a tím je výsledná hodnota tepelné účinnosti menší. Tento pracovní cyklus je možné použít k přiblížení pracovního oběhu vznětového (např. naftového) motoru, kdy je rychlost přívodu tepla limitována průtokem paliva přímo vstřikovaného do spalovacího prostoru.

8.3 Smíšený (Sabatův, Seiligerův) oběh

Jedná se o kombinaci obou dříve uvedených pracovních cyklů, kdy je přívod tepla realizován nejprve částečně izochoricky a následně izobaricky.



Obrázek 14: Oběh se smíšeným přívodem tepla (jak izochorickým tak izobarickým)

Tento oběh se díky rozdělení přívodu tepla na dvě části lépe blíží reálnému průběhu hoření a bývá označován jako modernizovaný dieselův cyklus.
Rovněž je možné odvodit vztah pro celkovou účinnost cyklu, avšak je nutné zavést parametr $\boldsymbol{\beta}$ coby poměr p_{23}/p_2 nazývaný izochorické zvýšení tlaku:

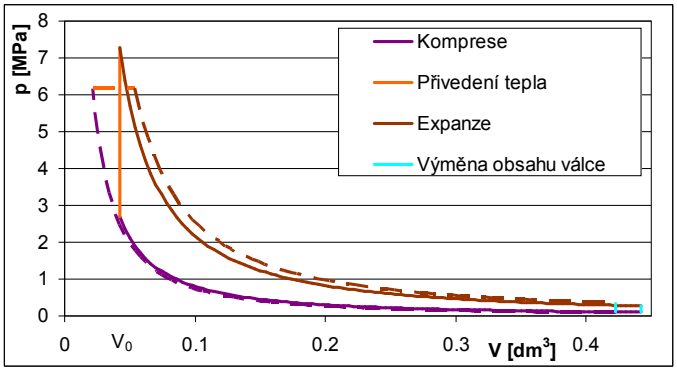
$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\beta \cdot \varphi^{\kappa} - 1}{\kappa \cdot \beta \cdot \varphi + \beta \cdot (1-\kappa) - 1}. \qquad (17)$$

Ve speciálním případě pro shodné tlaky p_{23} a p_3, tedy $\boldsymbol{\beta} = 1$, přejde ve vztah pro termickou účinnost izobarického cyklu a pro $\boldsymbol{\varphi} = 1$ ve vztah pro izochorický oběh.

V literatuře je pak popsán ještě Carnottův cyklus, který se sestává z izotermického (tj. za konstantní teploty) přívodu a odvodu tepla. Tento byl využíván jako porovnávací s nahrazením izochorických a adiabatických přívodů tepla tak, aby bylo zachováno přivedené a odvedené množství tepla. Jeho hlavní výhodou bylo snadné stanovení celkové účinnosti oběhu, avšak dnes již tento postup není prakticky využíván. Při simulacích průběhu tlaku ve válci spalovacího motoru dnes již nejsou využívány ani výše uvedené teoretické oběhy, ale je uvažován realitě se blížící průběh hoření, kdy se průběh přívodu tepla mění v oblasti horní úvrati způsobem blízkým reálnému průběhu.

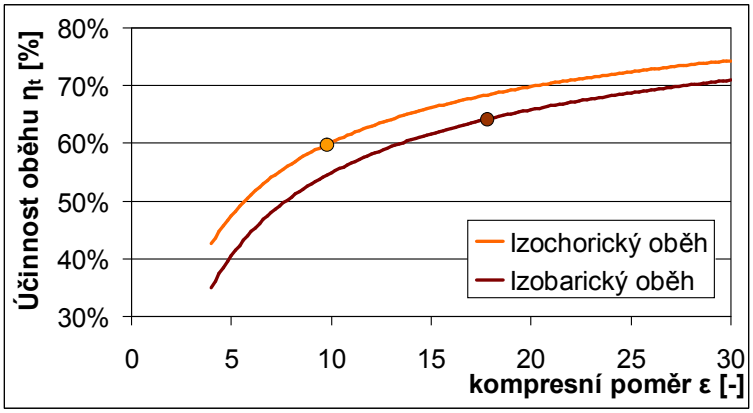
8.4 Porovnání izochorického a izobarického oběhu

Při porovnání maximálně idealizovaných průběhů pracovních cyklů pro zážehové a vznětové motory lze dojít k závěru ohledně rozdílu v celkové účinnosti těchto motorů a k jeho příčině.
Na obrázku 15 jsou porovnány teoretické pracovní oběhy s využitím typických parametrů obou motorů se shodným zdvihovým objemem (izochorický oběh proveden přerušovanou čarou).



Obrázek 15: Porovnání izochorického (plná čára) a izobarického (čárkovaná čára) oběhu za obvyklých kompresních poměrů

Již zde je patrné, že pro izobarický oběh jsou hodnoty obou prací, jak při kompresi, tak při expanzi, vyšší než pro čistě izochorický oběh. Při vynesení průběhů teoretické tepelné účinnosti je sice patrné, že izochorický cyklus vykazuje při shodném kompresním poměru hodnoty nižší, avšak reálný poměr je naprosto odlišný. Je to dáno zejména výraznými rozdíly v kompresních poměrech vznětových motorů (typicky 16 – 19) a zážehových motorů (obvykle 10 – 11).

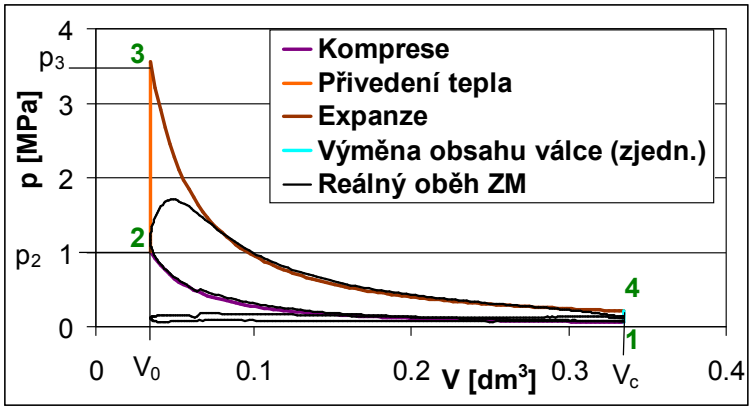


Obr. 16: Porovnání teoretických účinností ideálních oběhů (izochorického a izobarického) v závislosti na kompresním poměru s vyznačením typických kompresních poměrů

Další náhled na porovnávání termodynamických účinností jednotlivých základních oběhů přináší obrázek 16. Jsou na něm vyneseny číselné hodnoty získané za použití dříve uvedených vztahů pro různé kompresní poměry. Je jasně patrné, že izochorický oběh vykazuje viditelně vyšší účinnost v porovnání s izobarickým. Na druhou stranu je tento rozdíl překonán použitými kompresními poměry. Porovnáme-li termickou účinnost oběhu s kompresním poměrem 10 (přibližně odpovídá běžnému zážehovému motoru) s kompresním poměrem 18 (vznětový motor), účinnost izobarického oběhu je vyšší. V běžném provozu je pak díky dalším faktorům rozdíl v účinnostech zážehových a vznětových motorů markantnější.
Reálné účinnosti spalovacích motorů jsou pak citelně nižší díky spolupůsobení celé řady dalších faktorů, které jsou stručně rozebrány v následující kapitole.

8.5 Energetická bilance spalovacího motoru

Celkovou účinnost pístového spalovacího motoru pak ovlivňuje celá řada faktorů. Nejprve je nutné přivést do pracovního oběhu teplo oxidací (reakcí s kyslíkem) paliva, čímž dojde k nárůstu tlaku ve spalovacím prostoru. Pro proběhnutí oxidačních reakcí je potřeba zajistit těsný kontakt obou reagujících látek a dostatečnou teplotu. Ve spalovacích motorech však nemusí být takové podmínky zajištěny v celém spalovacím prostoru a dochází tak k nedokonalému spalování, kdy je část v palivu přivedené chemické energie neuvolněna. Toto je reprezentováno tzv. chemickou účinností η_{ch}, jakožto poměrem uvolněného tepla k energetickému obsahu energie v palivu (teoreticky uvolnitelné teplo). U zážehových motorů obvykle dosahuje hodnot okolo 98 % a u vznětových výrazně více, zejména jsou-li stěny spalovacího prostoru prohřáté.
Uvolněné teplo je dále využito při pracovním oběhu s teoretickou účinností η_{tob}, která byla podrobně rozebrána v předchozí kapitole. Část tohoto tepla je z tohoto teoretického cyklu odvedena ve výfukových plynech. Reálný pracovní oběh se však od teoretického značně odlišuje. Například přechody mezi jednotlivými částmi pracovního oběhu nejsou ostré, ale postupně přecházejí jeden ve druhý, jak je ilustrováno na obr. 17. Dále část z uvolněného tepla pak přechází do stěn spalovacího prostoru a je nemožné jej v motoru dále energeticky využít. Rovněž přívod tepla vykazuje odlišnosti oproti teoretickým předpokladům, protože jej nelze přivést v nekonečně krátkém čas (případ izochorického oběhu).



Obrázek 17: Porovnání teoretického a skutečného oběhu zážehového motoru

Důvodem těchto změn je postupné uvolňování tepla, přičemž okamžitý přívod tepla je nerealizovatelný a nebo nežádoucí. Například u izochorického oběhu je uvažován nekonečně krátký přívod tepla, ale reálně se plamen šíří spalovacím prostorem postupně. Okamžitý přívod paliva by znamenal navíc skokový nárůst tlaku, který je silně nežádoucí (mechanické namáhání, hluk). Další část mechanické práce je ztracena například díky časování ventilů tak, že k jejich otevření nedochází právě v dolní úvrati.

Dále je nutné provést výměnu náplně válce prostřednictvím výfukového a sacího zdvihu. V průběhu těchto dvou zdvihů je podstatou ztrát, že při výfukovém zdvihu jsou protlačovány vzniklé plyny výfukovým kanálem a celým výfukovým traktem, tlak ve válci v průběhu výfuku bude tedy zákonitě o něco málo vyšší než barometrický. Oproti tomu v průběhu sacího zdvihu je potřeba náplň válce nasát a tlak bude tedy zákonitě nižší než barometrický (nezvýšíme-li uměle tlak v sání). Toto se projeví negativní plochou v p-V diagramu při těchto dvou zdvizích, někdy také nazývané nízkotlako částí oběhu. Tyto ztráty jsou pak vyjádřeny plností oběhu η_{PL} a nabývají nejvyššího významu v nižších zatíženích zážehových motorů, kdy je množství palivové směsi regulováno škrcením nasávaného vzduchu s následkem výrazného poklesu tlaku v průběhu sání. Plnost oběhu η_{PL}, je vyjádřena poměrem prací na výměnu obsahu válce ku celkové vykonané tlakovou silou působící na pohybující se píst za celý pracovní cyklus.

Nyní již dostáváme reálný průběh tlaku působícího na píst v závislosti na objemu spalovacího prostoru, respektive průběh síly působící na píst. Z integrace součinu tlakové síly a diferenciálu posunu pístu lze vyjádřit celkovou mechanickou práci, která byla vykonána tlakem plynů působících na píst za celý oběh. Protože bývá tlak válci motoru nazýván indikovaným, je tato práce nazývána indikovanou (W_i).

$$W_i = \oint p \cdot dV = \oint p(\alpha) \cdot \frac{dV}{d\alpha} d\alpha \,, \tag{18}$$

kde průběh objemu $V(\alpha)$ v závislosti na pootočení klikového hřídele α je dán geometrickými parametry a je uveden dále v těchto skriptech. Veličiny měnící se v průběhu cyklu je zvykem uvádět v závislosti na poloze klikového hřídele α, protože se jedná o jednoznačné a poměrně snadné vyjádření přesného okamžiku v rámci pracovního cyklu.

Pro reálnou využitelnost této práce je však nutné převést přímočarý vratný pohyb pístu na rotační, přičemž v pístových spalovacích motorech je toto realizováno prostřednictvím klikového mechanismu. Tento obsahuje několik třecích, případně i valivých, dvojic a dochází tak k mechanickým ztrátám. Kromě toho je zapotřebí pro úspěšný provoz motoru zajistit pohon dalších částí (např. ventilových rozvodů, čerpadla chladicí kapaliny či olejového čerpadla). Tím je odčerpávána další mechanická práce, kterou tak už není možné odebrat z konce klikové hřídele zakončené setrvačníkem. Mechanickou účinnost η_m lze tedy vyjádřit jako poměr skutečné výstupní práce a práce tlakové síly vykonané při pohybu pístu.

Při postupném dosazování za jednotlivé složky pak dojdeme k vyjádření celkové účinnosti motoru η_c jako součinu všech dílčích účinností:

$$\eta_c = \eta_{ch} \cdot \eta_{tob} \cdot \eta_{PL} \cdot \eta_m . \tag{19}$$

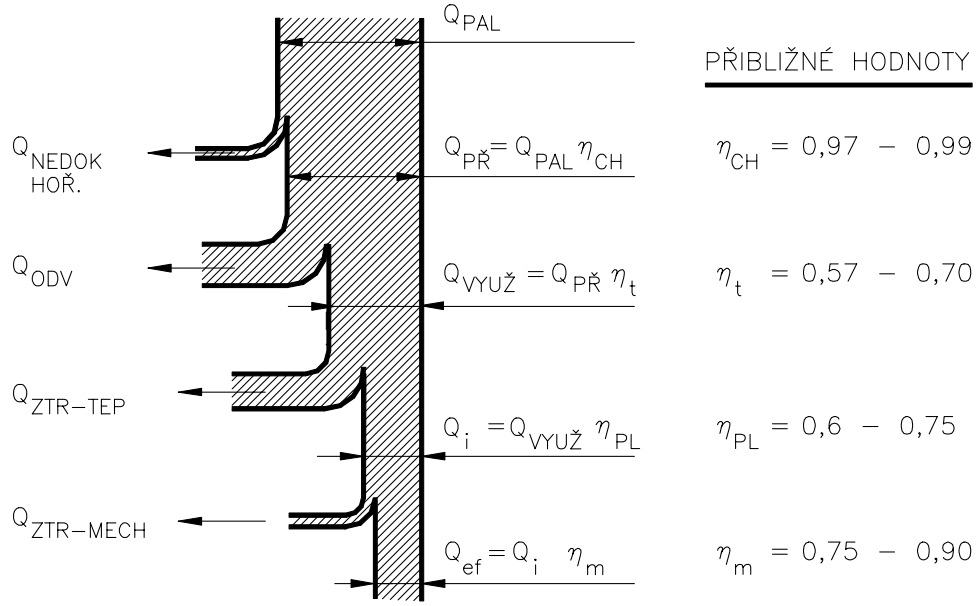
V zahraniční literatuře bývá celková účinnost označena jako tepelná účinnost (poměr vykonané práce k teplu přivedenému v palivu $W_e/Q_{př}$).

Pro tzv. indikovanou práci W_i, tj. práci tlakové síly působící na píst, pak bude platit

$$W_i = Q_{př.} \cdot \eta_{ch} \cdot \eta_{tob} \cdot \eta_{PL} = Q_{př.} \cdot \eta_i , \tag{20}$$

kde η_i je, jakožto součin účinností chemické, teoretické a plnosti indikátorového diagramu, nazývaný indikovanou účinností.

Tento proces lze dále popsat na základě využití tepla v jednotlivých krocích, znázorněných pomocí Senkeyova diagramu. Teplo přivedené v palivu Q_{pal} je sníženo o teplo $Q_{NedokHoř.}$, které nebylo uvolněno díky nedokonalosti spalovaní (nedokonalé vyhoření), čímž dochází k přivedení tepla $Q_{př}$ do tepelného oběhu. V případě teoretického oběhu je pak část tepla, které nebylo využito – Q_{Odv}, odvedena s výfukovými plyny z válce. Avšak zbývající teplo se stále ještě beze zbytku nevyužije na užitečnou práci, protože reálný oběh se od teoretického odlišuje. Další část využitelného tepla $Q_{ztr\text{-}tep}$ je tedy ztracena v důsledku přestupu tepla do stěn a menší plochou skutečného indikátorového diagramu (přívod tepla konečnou rychlostí za HÚ a následující menší využití tepla provázené vyšším odvodem výfukovými plyny, dřívější otevření výfukového ventilu, pokrytí práce na výměnu náplně válce). Tím dostáváme teplo Q_i, které je přeměněno na indikovanou práci W_i, nicméně další jeho část $Q_{Ztr\text{-}mech}$ je nenávratně ztracena pokrytím mechanických ztrát při přenosu generované práce z pístu na výstup z motoru (setrvačník, spojka), výsledkem čehož je efektivně využitelné teplo Q_e.



Obrázek 18: Sankeyův diagram využití tepla a dílčích účinností spalovacího motoru [10]

Obdobně lze v ustáleném provozním režimu motoru (tj. neproměnných otáčkách, zatížení, rovnovážném teplotním stavu) získat vztah pro indikovaný výkon P_i:

$$P_i = \dot{Q}_{př.} \cdot \eta_{ch} \cdot \eta_{tob} \cdot \eta_{PL} = \dot{Q}_{př.} \cdot \eta_i = \dot{m}_p \cdot H_u \cdot \eta_i , \tag{21}$$

ve kterém tečka nad veličinou značí množství za jednotku času a $\dot{m}_p$ tedy bude hmotnostní tok paliva a dále H_u výhřevnost paliva.

Mnohem užitečnějším parametrem jsou pak parametry efektivní, tedy reálně využitelné na výstupu z motoru, zejména efektivní výkon motoru $\boldsymbol{P_e}$, u něhož je vztah mezi indikovaným a efektivním výkonem vázán opět mechanickou účinností:

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \tag{22}$$

V některých případech je vhodné k vyjádření zatížení motoru použít veličinu nezávislou na zdvihovém objemu. Lze tak na první pohled stanovit míru zatížení a zajistit tak porovnatelnost jejich provozních režimů a parametrů.

K takovýmto účelům byla zavedena virtuální veličina střední efektivní tlak $\boldsymbol{p_e}$., který reprezentuje konstantní tlak ve válci o takové velikosti, že při jedné expanzi je motorem vykonána práce odpovídající jednomu skutečnému pracovnímu cyklu. Z rovnosti práce vykonané motorem za jeden pracovní cyklus (k = 2 pro motor čtyřdobý a k = 1 pro dvoudobý), tj. součin efektivního točivého momentu $\boldsymbol{M_e}$ a úhlového pootočení na jeden pracovní cyklus, a práce $\boldsymbol{W_e}$ vykonané za jeden zdvih pístu při konstantním tlaku $\boldsymbol{p_e}$ (součin tlaku a objemu):

$$W_e = 2 \cdot \pi \cdot k \cdot M_e = p_e \cdot V_z \tag{23}$$

$$p_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot M_e}{V_z}. \tag{24}$$

Je tedy jasně patrné, že střední efektivní tlak je přímo úměrný efektivnímu momentu (dodávanému motorem) a naopak. Obdobně je definován i střední indikovaný tlak $\boldsymbol{p_i}$:

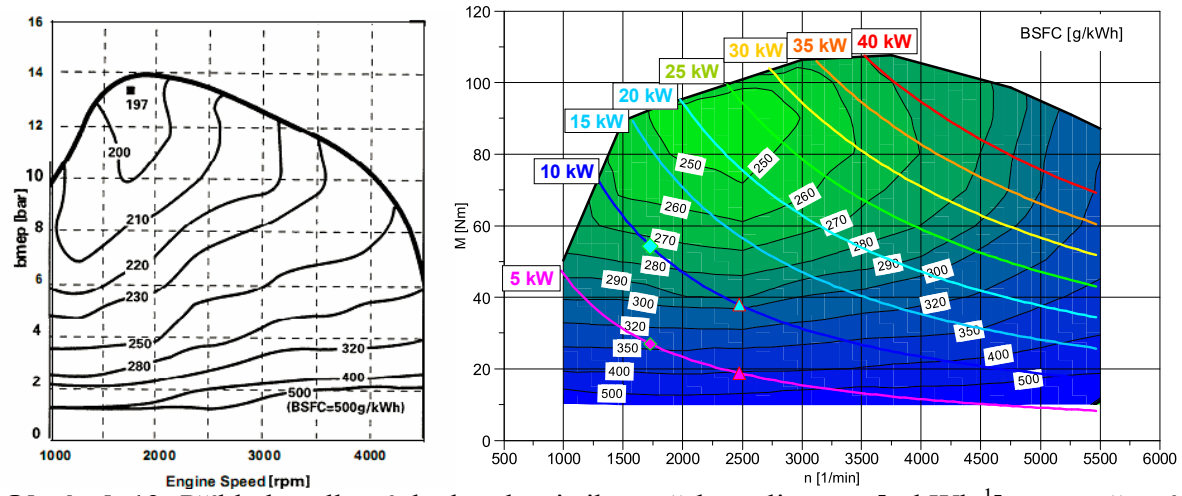
$$p_i = \frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot M_i}{V_z}. \tag{25}$$

I v tomto případě jsou efektivní veličiny s indikovanými svázány mechanickou účinností $\boldsymbol{\eta_m}$.
Je však nutné poznamenat, že všechny uvedené parametry nepopisují pouze konkrétní motor, ale jsou také odvislé od aktuálního provozního režimu, tj. aktuální kombinace otáček a točivého momentu odebíraného z motoru.

Celková účinnost spalovacích motorů však není obvykle uváděna jako bezrozměrné číslo v intervalu <0; 1>, ale jako takzvaná měrná spotřeba paliva $\boldsymbol{m_{pe}}$. Tato veličina uvádí množství paliva, které bylo spotřebováno na jednotku vykonané práce. Obvyklou jednotkou jsou g/kWh a vyjadřuje množství spotřebovaného paliva $\dot{m}_p$ (v gramech), které by bylo spotřebované za hodinu provozu motoru při efektivním výkonu $\boldsymbol{P_e}$ (v kW):

$$m_{pe} = \frac{\dot{m}_p}{P_e} \tag{26}$$

Praktičnost tohoto vyjádření vyplývá z postupu experimentálního zjišťování, kdy motor je umístěn na brzdovém stanovišti (měřeny otáčky motory a brzdný moment, které dohromady dávají okamžitý výkon) a je měřena spotřeba paliva za známý časový úsek.
Následující grafy ukazují charakteristiky měrné spotřeby paliva současného přeplňovaného vznětového (vlevo) a zážehového motoru (vpravo).



Obrázek 19: Příklady celkových charakteristik spotřeby paliva m_{pe} [g·kWh^{-1}] pro vznětový motor (vlevo, [11]) a zážehový motor (vpravo, [12])

V obou příkladech se minimum měrné spotřeby paliva nachází v otáčkách odpovídajících o něco méně než jedné třetině otáček jmenovitých (tj. takových, při kterých je dosahováno jmenovitého výkonu). Minimální měrná spotřeba paliva vznětového motoru je znatelně menší v porovnání se zážehovým. Navíc její nárůst není při vzdalování se z optima spotřeby tak prudký jako u zážehového motoru.

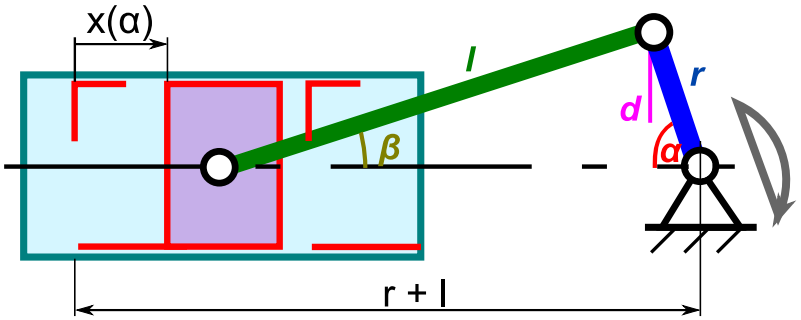
Vliv volby provozního bodu motoru na spotřebu paliva lze demonstrovat vynesením izočar (spojnic bodů se shodnými hodnotami) efektivního výkonu do celkové charakteristiky měrné spotřeby paliva (pro zážehový motor, vpravo). Například pro efektivní výkon 5 kw (fialová křivka) lze volit ze dvou pracovních bodů při 1750 min^{-1} a 2500 min^{-1}. V případě nižších otáček je měrná spotřeba přibližně 340 g·kWh^{-1} a při vyšších pak 410 g·kWh^{-1}. Pro o něco vyšší požadovaný efektivní výkon 10 kW jsou pak měrné spotřeby 273 g·kWh^{-1} a 300 g·kWh^{-1}. V prvním případě lze tedy pracovat s rozdílem 70 g·kWh^{-1} (tj. 23 % vzhledem k vyšší hodnotě) a ve druhém pak 27 g·kWh^{-1} (rozdíl činí 9 %). Daní za to je však snížení momentové rezervy (rozdíl mezi aktuálním a za shodných otáček maximálním točivým momentem).

9. Kinematika a dynamika klikového mechanismu

9.1 Základy kinematiky

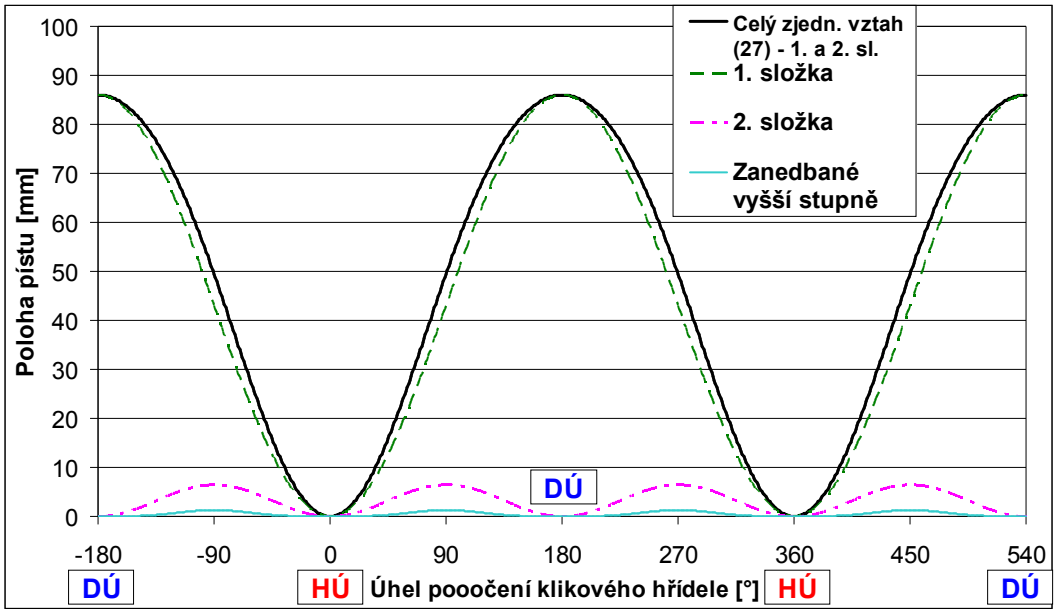
Na základě rozměrových parametrů dle obrázku 2 (kap. 5, str. 7) a klikového poměru λ (definován vztahem (4) v kap. 5 , str. 8) lze odvodit s drobným zjednodušením následující vztah (plné odvození uvedeno v příloze jako kapitola 18)

$$x(\alpha) = r \cdot \left[1 - \cos\cdot\alpha + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha)\right] \qquad (27)$$



Obrázek 20: Základní rozměrové parametry klikového mechanismu

Je tedy patrné, že lze rozložit pohyb do dvou průběhů odpovídajících funkcím sinus. Porovnání obou průběhů je spolu se složkou zanedbanou ve vztahu (27) je vyneseno graficky na obrázkuObrázek 21.



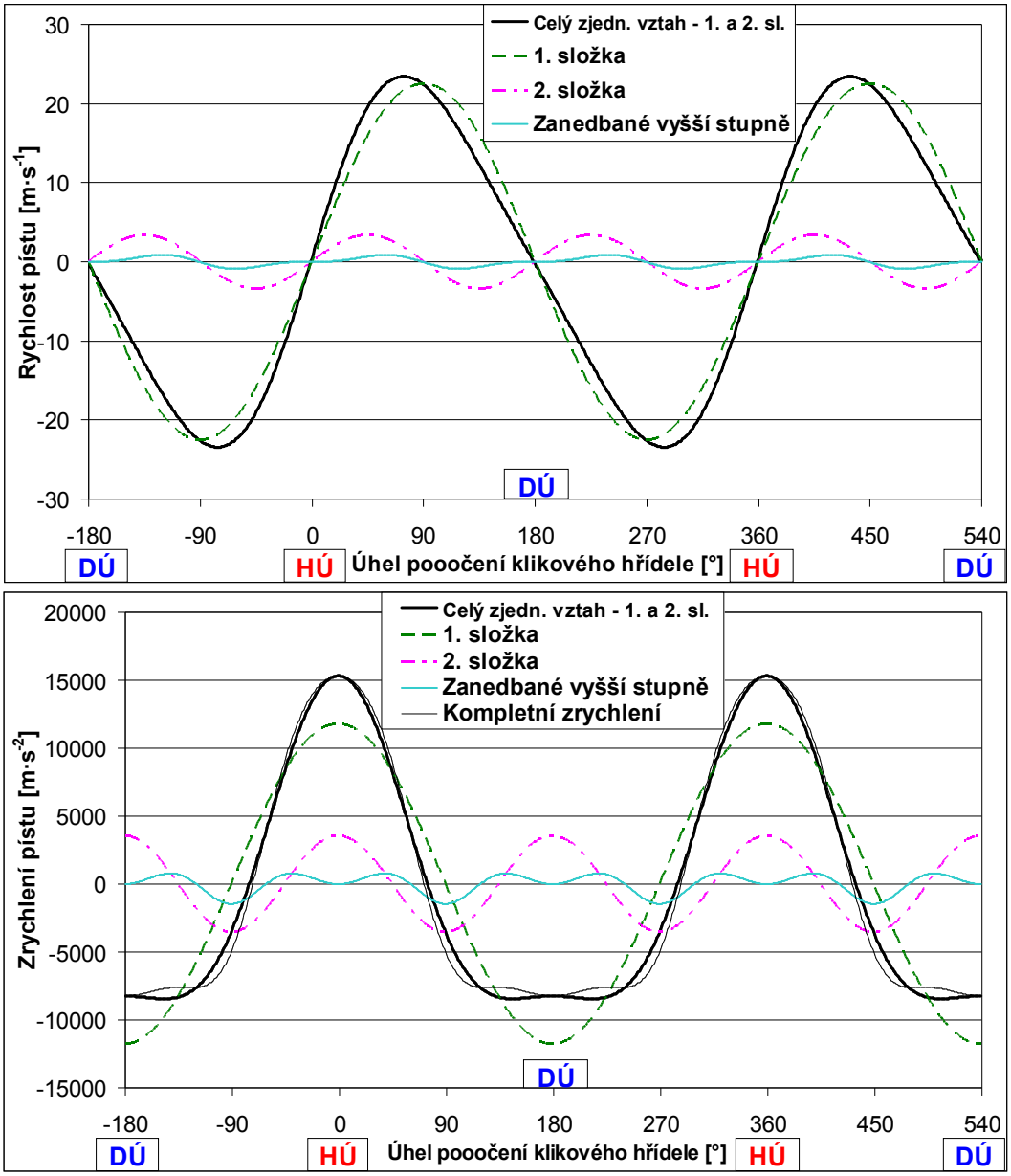
Obrázek 21: Poloha pístu v závislosti na pootočení klikového hřídele

Z něj je patrný nezanedbatelný rozdíl mezi samotnou první složkou (čárkovaná tmavě zelená) a vztahem 26 uvažujícím obě složky ukazující na nezanedbatelnost 2. složky (čerchovaná fialová). Zbývající složky (λ^3 a dále ve vztahu v příloze jako kapitola 18, zde světle modrá barva) s úhlovou frekvencí odpovídající dvojnásobku otáček (světle modrá) jsou pak obvykle v praxi zanedbávány, protože tvoří necelých 1,5% v porovnání s celkovým zdvihem pístu.
Rychlost pístu při dané úhlové rychlosti ω získáme derivací vztahu 26. Výsledkem bude

$$\dot{x}=r\cdot\omega\cdot\left[\sin\alpha+\frac{\lambda}{2}\cdot\sin 2\alpha\right] \tag{28}$$

a pro zrychlení opětovnou derivací získáme

$$\ddot{x}=r\cdot\omega^2\cdot\left[\cos\alpha+\lambda\cdot\cos 2\alpha\right]. \tag{29}$$



Obr. 22: Příklad rychlosti (nahoře) a zrychlení (dole) pístu klikového mechanismu o zdvihu Z = 86 mm, délce ojnice l = 143 mm (λ = 0,301) při otáčkách n = 5000 min^{-1}

Z průběhu rychlosti vyplývá deformace průběhu rychlosti vlivem nenulového klikového poměru λ, kdy je patrná nulová rychlost pístu v obou úvratích a vyšší zrychlení v okolí horní úvrati v porovnání s podmínkami v okolí úvrati dolní. Pokud bychom porovnali střední pístovou rychlost c_s a maximální rychlost pístu (které dosahuje zhruba v polovině svého zdvihu), zjistíme, že c_s nabývá hodnoty přibližně 62% maximální rychlosti pístu, tj. maximální rychlost pístu je asi 1,6 krát vyšší než střední pístová rychlost.

Dále je pro úplnost vyneseno ve spodním grafu i výsledné zrychlení včetně zanedbaných vyšších řádů. Z porovnání jasně vyplývá, že jejich zanedbání nezkresluje maximální hodnoty zrychlení, od kterých se odvíjí dynamické síly v klikovém mechanismu, a je tedy přípustné. Na konec je vhodné poznamenat, že s narůstající délkou ojnice klesá klikový poměr λ a díky

tomu se všechny průběhy kinematických veličin více přibližují sinusovému průběhu a například klesá nesymetrie zrychlení pístu.

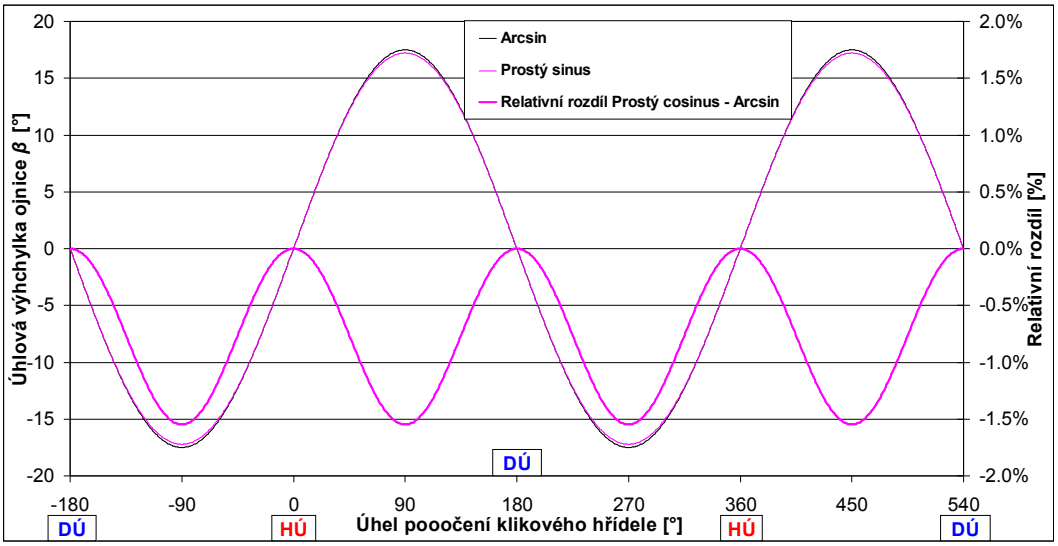
Kromě posunu pístu dochází při otáčení klikové hřídele i k pohybu ojnice. Tento pohyb je obecný rovinný a lze jej rozložit na posuvný pohyb oka (shodný s pohybem pístu) a otočný pohyb okolo pístního čepu.
Pro úhlovou polohu ojnice lze odvodit (plné odvození v příloze) následující rovnici

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin\alpha), \tag{30}$$

která je na příkladu s reprezentativními rozměry spalovacího motoru graficky znázorněna na obr. 23. Při porovnání s průběhem prosté funkce sinus

$$\beta = \lambda \cdot \sin\alpha \tag{31}$$

zjistíme značnou podobnost s výrazně jednodušší funkcí neobsahující cyklometrickou funkci arkus sinus.



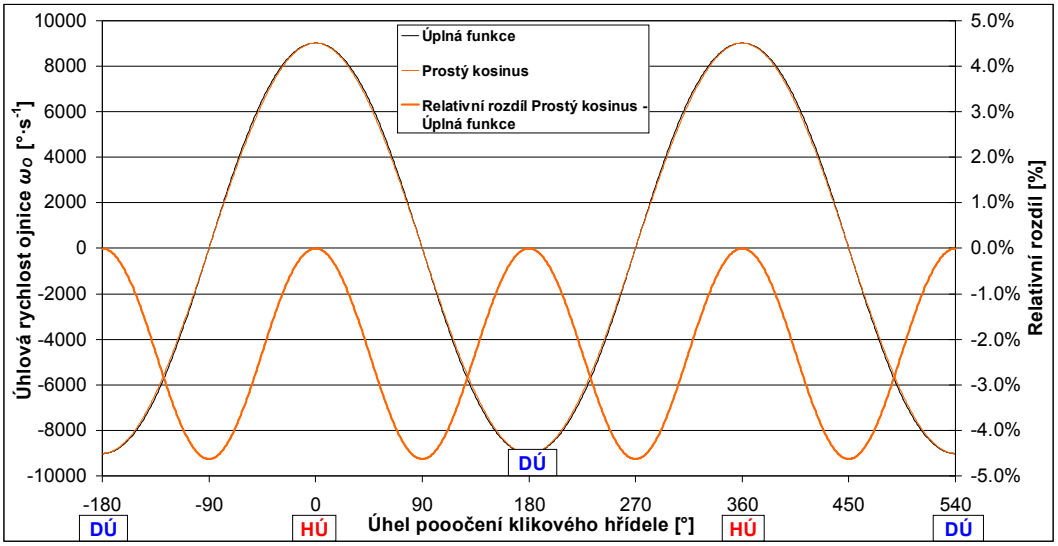
Obrázek 23: Porovnání úhlové výchylky ojnice pro úplný a zjednodušený vztah

Z porovnání vyplývá značná podobnost funkcí úplné a zjednodušené rovnice, přičemž k nejvyššímu rozdílu přibližně 1,5%, při klikovém poměru λ = 0,3, dochází pro maximální úhlové vychýlení a je způsobeno odchylkou funkce arkus sinus od lineárního průběhu s narůstajícím argumentem.
Pro úhlovou rychlost ojnice ω_o lze odvodit derivováním získat vztah

$$\omega_O = \frac{\omega \cdot \lambda \cdot \cos\alpha}{\sqrt{1-\lambda^2 \cdot \sin^2\alpha}}, \tag{32}$$

případně zjednodušenou variantu

$$\omega_O = \lambda \cdot \cos\alpha\,. \tag{33}$$



Obrázek 24: Porovnání úplného a zjednodušeného výpočtu úhlové rychlosti ojnice

Z relativního rozdílu mezi jednotlivými variantami je již patrný nemalý rozdíl, který dosahuje rozdílu až přibližně 4,5%, přičemž se nachází v místech nízkých úhlových rychlostí a maximální hodnoty nejsou prakticky dotčeny.

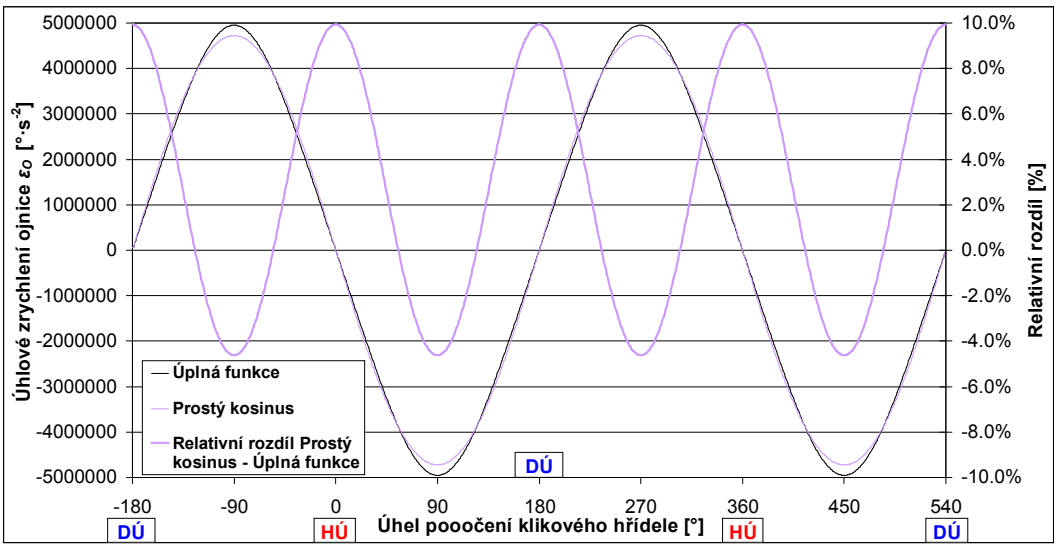
Pro úhlové zrychlení ojnice, které je důležité pro stanovení dynamických účinků, lze derivováním získat v úplného tvaru vztah

$$\varepsilon_O = \frac{\omega^2 \cdot \lambda \cdot (1-\lambda^2) \cdot \sin\alpha}{(1-\lambda^2 \sin^2\alpha)^{\frac{3}{2}}}, \tag{34}$$

nebo ve zjednodušeném tvaru

$$\varepsilon_O = -\lambda \cdot \sin\alpha\,. \tag{35}$$

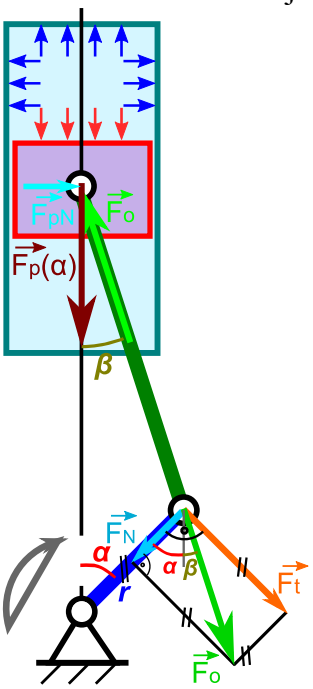
Z grafického porovnání (obr. 25) lze vyčíst až desetiprocentní rozdíl, prosté funkce sinus oproti plnému tvaru vztahu, avšak tento extrém relativního rozdílu nastává v polohách s nízkým úhlovým zrychlením. Maximální hodnoty úhlového zrychlení jsou ale rovněž dotčeny rozdílem lehce přesahujícím 4,6%, přesto lze, při znalosti tohoto faktu, použít výrazně snadněji aplikovatelnou goniometrickou funkci sinus.



Obrázek 25: Průběh úhlového zrychlení ojnice a porovnání se zjednodušeným vztahem

9.2 Rozklad tlakové síly F_p v klikovém mechanismu

Zatížení klikového mechanismu, jakožto základního prvku, který slouží k převodu posuvného pohybu na snadněji využitelný a transformovatelný rotační, pramení z několika zdrojů. Prvním z pramenů produkujícím zatěžující síly je vlastní tlaková síla plynů uzavřených ve spalovacím prostoru. Rozklad sil je znázorněn na následujícím obrázku.



Obrázek 26: Rozklad sil v klikovém mechanismu

Na pístní čep působí jednak tlaková síla $\boldsymbol{F_p}$, která je rozkládána na ojniční sílu $\boldsymbol{F_o}$, jejíž nositelka prochází díky dvěma rotačním uložením spojnicemi obou ojničních čepů a na normálovou sílu $\boldsymbol{F_{pN}}$, kterou působí stěna válce na píst. Tyto síly jsou vzájemně v rovnováze, takže pro svislý směr lze psát rovnici rovnováhy

$$F_o \cdot \cos\beta - F_p = 0 \tag{36}$$

a z ní vyjádřit ojniční sílu $\boldsymbol{F_o}$.

$$F_o = \frac{F_p}{\cos\beta} \tag{37}$$

Pro vodorovný směr pak bude platit

$$F_{pN} - F_o \cdot \sin\beta = 0\,, \tag{38}$$

z čehož lze vyjádřit normálovou sílu $\boldsymbol{F_{pN}}$:

$$F_{pN} = F_o \cdot \sin\beta = F_p \cdot \frac{\sin\beta}{\cos\beta} = F_p \cdot \mathrm{tg}\,\beta\,. \tag{39}$$

V reálném motoru ještě bude díky normálové síle $\boldsymbol{F_{pN}}$ a pohybu pístu ve směru proti jeho pohybu působit třecí síla.

Ojniční sílu $\boldsymbol{F_o}$ lze na druhé rotační vazbě, tj. spojení ojnice a klikového hřídele, rovněž rozložit a to do tečného a normálového směru. Při rozdělení úhlu, který svírá ojniční síla $\boldsymbol{F_o}$ a normálová síla na klice $\boldsymbol{F_N}$ svislicí je zřejmé, že velikost tohoto úhlu se rovná součtu úhlových vychýlení kliky $\boldsymbol{\alpha}$ a ojnice $\boldsymbol{\beta}$. Pro normálový směr lze psát

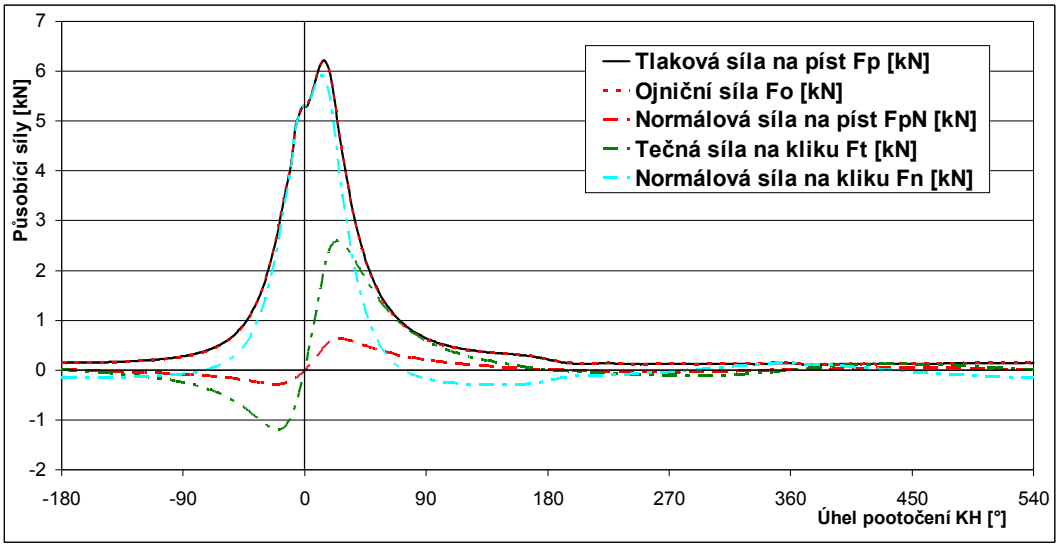
$$F_N = F_o \cdot \cos(\alpha+\beta) = F_p \cdot \frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta} \tag{40}$$

a dále pro tečný směr

$$F_t = F_o \cdot \sin(\alpha + \beta) = F_p \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \tag{41}$$

Síla v tečném směru F_t pak vytváří na rameni r okamžitý točivý moment od spalování v jednotlivém válci.

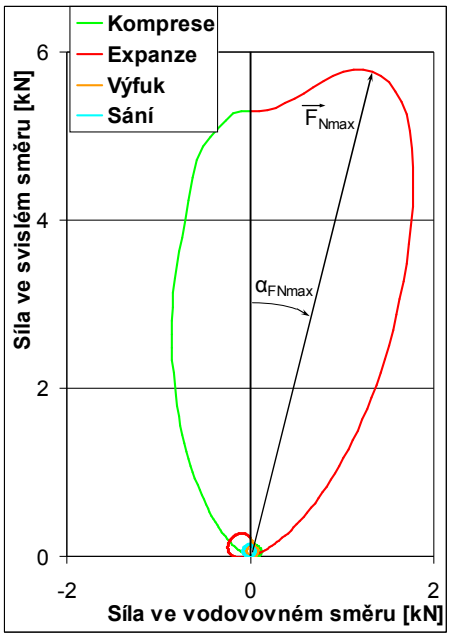
Při aplikování známé (výpočtem stanovené či na změřené) tlakové síly $F_p(\alpha)$ lze stanovit průběh sil zatěžujících klikových mechanismus od spalovacího tlaku.



Obrázek 27: Průběh vybraných sil v klikovém mechanismu

Z vypočteného průběhu jednotlivých sil je zřejmé, že ojniční síla F_o je prakticky totožná s tlakovou silou působící na píst F_p, protože odchylka ojnice od svislého směru je dostatečně malá. V tomto příkladě s $\lambda = 0{,}3$ je nižší nejvíce o necelých 5%, avšak v polohách s výrazně menší silou, než je její maximální hodnota.
Maximum normálové síla působící na píst F_{pN} je pak výrazně menší, přičemž v úvratích je její hodnota nulová. Pro základní představu postačí, že její maximum odpovídá přibližně desetině maxima tlakové síly působící na píst F_{pN}.
Normálová síla působící na kliku F_N pak nabývá maximální hodnoty jen o málo menší než je tlaková síla F_p. Pokud by se maximum tlakové síly nacházelo v horní úvrati, bylo by i maximum normálové síly na kliku F_N v horní úvrati a velikosti obou sil by byly totožné.
Některé síly nabývají v části pracovního cyklu kladných a v jiných záporných hodnot (F_{pN}, F_N), což značí, že dochází ke změně směru jejich působení. V případě F_{pN} se prostě mění směr působení (a tím i strana pístu, která je tlačena na stěnu válce), zatímco u normálové síly F_N je po dosažení maximální úhlové výchylky ve spodní sféře poloh klika namáhána tahem, zatímco v horní sféře tlakem.
Tečná síla působící na kliku F_t, která ve výsledku vyvozuje točivý moment, rovněž nabývá kladných i záporných hodnot. V případě záporných hodnot (výrazné v rozsahu -180° až 0° - v kompresi) působí proti směru otáčení, naopak při expanzi je tato tečná síla kladná a působí v naznačeném směru rotace. V žádoucím případě je při expanzi síla F_t větší než při kompresi a po odečtení dalších ztrát (výměna náplně, třecí ztráty) vytváří užitečný točivý moment motoru.

V některých případech je vhodné vynést zatěžující sílu ve formě tvz. polárního diagramu, kdy dochází k názornému zobrazení nejen velikosti síly, ale zejména jejímu směru. Při sestavení je měněn úhel vektoru odpovídající poloze klikového hřídele, jehož délka se mění podle aktuální velikosti síly, a jehož koncový bod opisuje výslednou křivku.



Obr. 28: Polární diagram vyjadřující vztah velikost a směru síly v uložení klikového hřídele

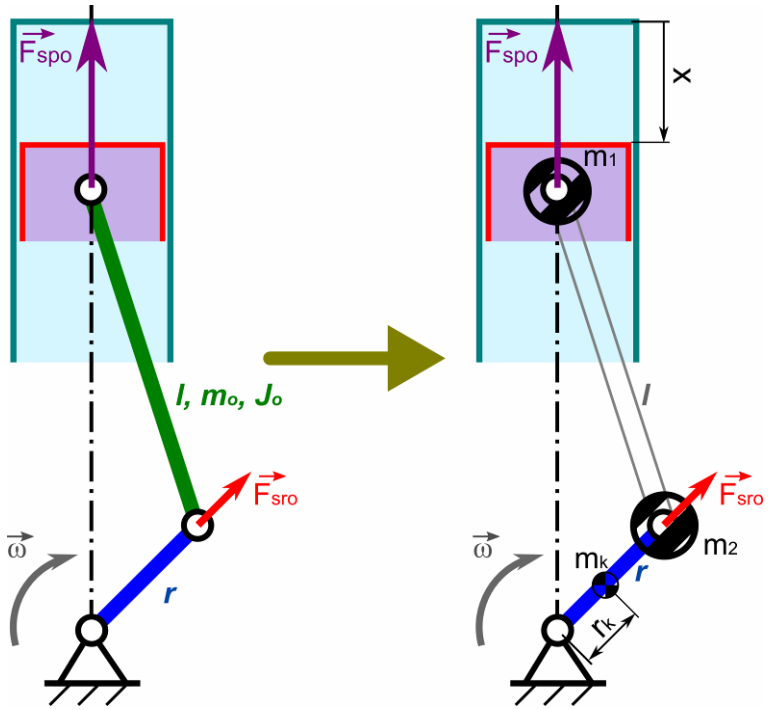
Při takovémto vyjádření lze snadno nalézt směr, ve kterém dochází k nejvyššímu a naopak nízkému silovému působení. Tímto přístupem lze například vhodně do oblasti minima působících sil umístit rozváděcí kanál mazacího oleje.
Avšak jak bude v příštích kapitolách ukázáno, tlaková síla není jediným zdrojem mechanického zatížení klikového mechanismu. V některých případech může být co do velikosti překonána.

9.3 Dynamické síly v klikové mechanismu

Kinematika, tedy závislost polohy, rychlosti a zrychlení jednotlivých částí klikového mechanismu v závislosti na natočení klikového hřídele je tedy známa. Je možné tedy přikročit ke stanovení sil vyplývajících z dynamických účinků, kdy jsou jednotlivé části opakovaně urychlovány a zpomalovány.
Pro přehlednost jsou veškeré vznikající setrvačné síly označeny dolním indexem $_s$. Situace pro pístovou skupinu, kterou tvoří píst, pístní kroužky (těsní spalovací prostor a stírají přebytečný mazací olej) a pístní čep, je poměrně jednoduchá, protože se jedná o prostý posuvný pohyb, kdy lze použít druhý Newtonův pohybový zákon:

$$F_{sp} = m_p \cdot \ddot{x} \tag{42}$$

a její průběh odpovídá průběhu zrychlení pístu.
Poněkud složitější situace nastává pro další pohybující se díl klikového mechanismu – ojnici. Tato totiž koná obecný rovinný pohyb, který lze rozložit na posuvný vratný pohyb osy pístního čepu (zde v ilustracích ve svislém směru) a rotační pohyb kolem téže osy (vratný). Ojnici lze nahradit dvěma hmotnými body o hmotnostech $\boldsymbol{m_1}$ a $\boldsymbol{m_2}$ umístěnými v osách pístního a ojničního čepu jak je znázorněno na obr. 29. Bod 1 o hmotnosti m1 koná posuvný pohyb, $\boldsymbol{m_1}$ je tedy nazývána posuvnou hmotností a hmotný bod 2 koná pohyb rotační, tudíž je $\boldsymbol{m_2}$ nazývána rotační hmotností.



Obrázek 29: Náhrada skutečné ojnice dvěma hmotnými body

Mají-li mít tyto body nahradit skutečnou ojnici, musí platit, že součet obou hmotností náhradních bodů m_1 a m_2 je bude rovnat hmotnosti ojnice m_o:

$$m_1 + m_2 = m_o \tag{43}$$

Dále pak pro shodné úhlové zrychlení při rotaci kolem pístního čepu musí být zapotřebí shodný moment, kdy při momentu setrvačnosti rotace ojnice kolem pístního čepu J_{o1} bude zapotřebí zajistit:

$$M_s = J_{o1} \cdot \varepsilon_o = m_2 \cdot l \cdot a_{m2} = m_2 \cdot l \cdot l \cdot \varepsilon_o = m_2 \cdot l^2 \cdot \varepsilon_o \tag{44}$$

Z porovnání druhé a poslední části lze vyjádřit hmotnost druhého náhradního bodu m_2

$$J_{o1} \cdot \varepsilon_o = m_2 \cdot l^2 \cdot \varepsilon_o$$

$$J_{o1} = m_2 \cdot l^2 \tag{45}$$

$$m_2 = \frac{J_{o1}}{l^2}$$

Poté je možné snadno vyjádřit i hmotnost prvního náhradního bodu

$$m_1 = m_o - m_2 = m_o - \frac{J_{o1}}{l^2}. \tag{46}$$

V technické praxi bývá používána přibližná náhrada jedné třetiny hmotnosti ojnice do posuvných hmot pístu a zbývající dvě třetiny jsou redukovány do části posuvné, tedy

$$m_1 = \frac{1}{3} \cdot m_o; \quad m_2 = \frac{2}{3} \cdot m_o. \tag{47}$$

Případně lze použít lepší metodu, která nahrazuje ojnici třemi body za cenu řešení tří rovnic o třech neznámých.

Rozdíly mezi hodnotami a průběhy jednotlivých sil jsou ukázány na následujícím příkladu. Hmotnost ojnice m_o = 0,65 kg, její moment setrvačnosti k ose pístního čepu J_{o1} = 2000 kg·mm^2 a délka l = 143 mm.

První redukovaná hmotnost m_1 tedy koná posuvný pohyb spolu s pístem, a druhý hmotný bod o hmotnosti m_2 koná pohyb rotační. Silový příspěvek ojnice (od m_1) k posuvným silám lze vyjádřit jako F_{spo}

$$F_{spo} = m_1 \cdot \ddot{x} \tag{48}$$

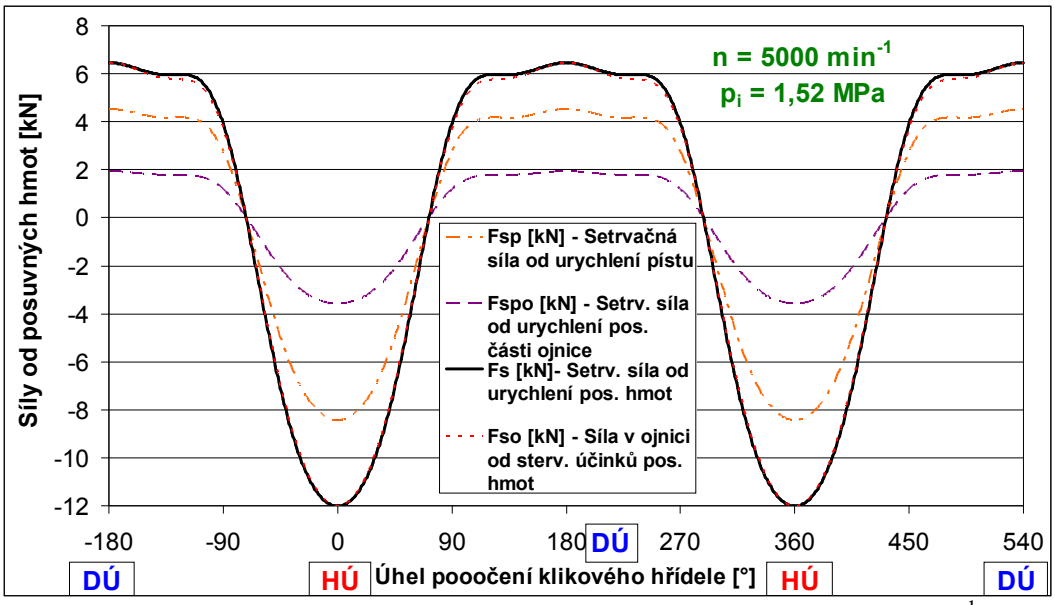
Z rotačního pohybu druhého náhradního bodu (o hmotnosti $\boldsymbol{m_2}$) vyplývá setrvačná síla působící od středu osy rotace o velikosti

$$F_{sro} = m_2 \cdot \omega^2 \cdot r \tag{49}$$

a je zachycena uložením ojnice na klikovém hřídeli.
Posledním setrvačným účinkem je vyvození odstředivých sil rotujícími hmotami klikového hřídele $\boldsymbol{F_{srk}}$. Situace je obdobná jako druhou náhradní hmotu nahrazující ojnici $\boldsymbol{m_2}$. V tomto případě se hmota soustředí do těžiště části mezi příslušející jednotlivým válcům (dělící rovina v polovině hlavních uložení kolmo na osu rotace)

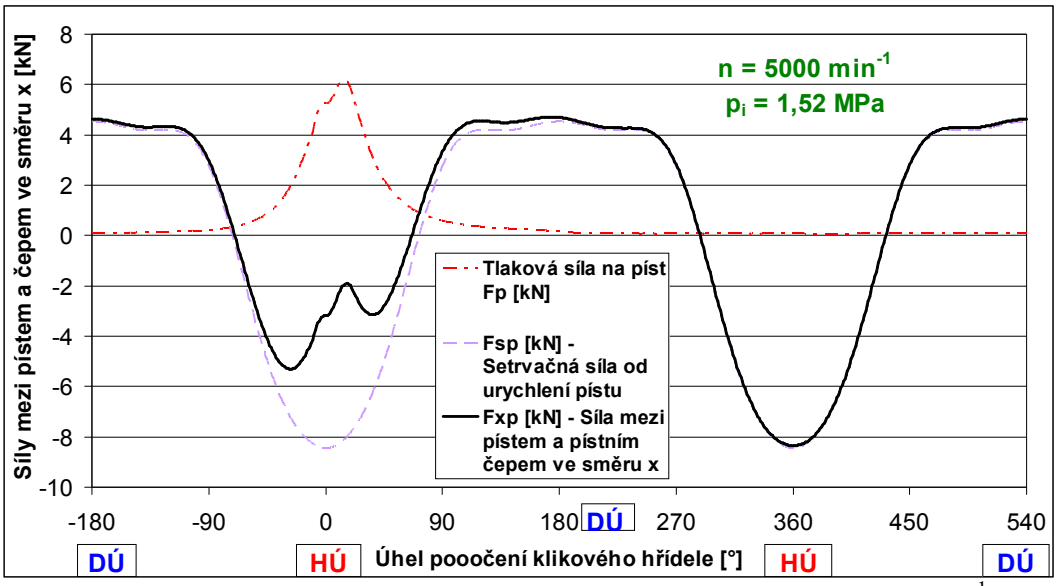
$$F_{srk} = m_k \cdot \omega^2 \cdot r_k \tag{50}$$

Z parametrů klikového mechanismu, uvedeného v předchozích kapitolách, odvozených vztahu a obvyklých hmotností lze sestavit příklad přibližně znázorňující velikosti jednotlivých sil, jejich poměry a průběhy včetně poloh, kde nabývají maximálních hodnot. Jako příklad je uvažován vozidlový vznětový motor o V_z = 1,6 dm^3 (v praxi někdy méně správně vyjádřené jako 1,6 l), při otáčkách $\boldsymbol{n}$ = 5000 min^{-1} zatížení odpovídající $\boldsymbol{p_i}$ = 1,52 MPa.
Nejprve porovnejme normálovou sílu, působící na píst $\boldsymbol{F_N}$, která je součtem normálové síly od tlakové síly působící na píst $\boldsymbol{F_{pN}}$ a normálové síly $\boldsymbol{F_{spN}}$ vyplývající z přenosu setrvačných sil posuvných hmot $\boldsymbol{F_{sp}}$ (od pístu) a ojnice $\boldsymbol{F_{spo}}$ (od ojnice) právě ojnicí.



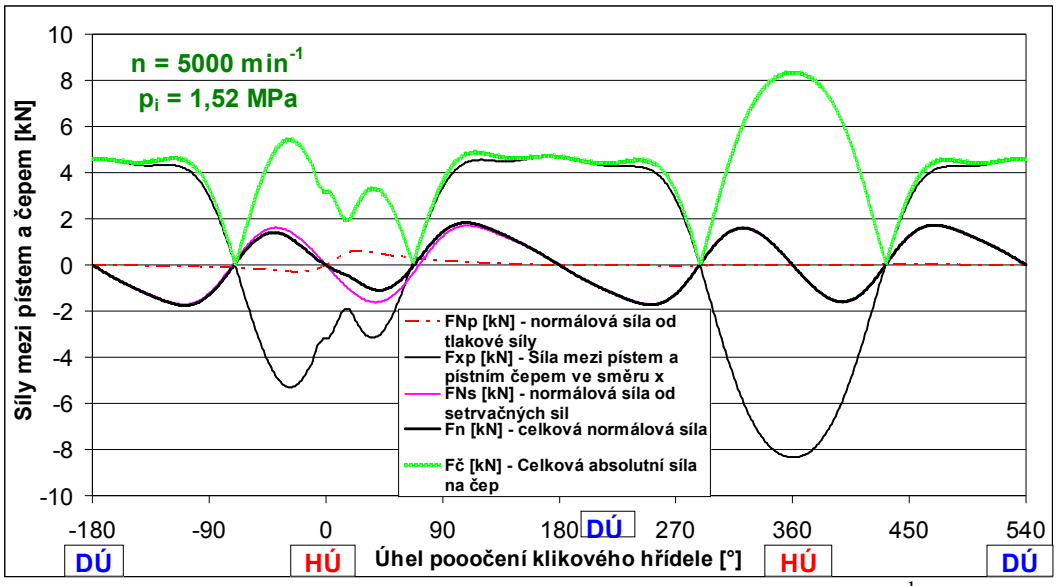
Obrázek 30: Zatěžující síly ojnice od posuvných hmot při 5000 min^{-1}

Na uvedeném příkladu lze ukázat, že na posuvných hmotách se podílí zejména píst (uvažována hmotnost 0,55 kg) a účinek posuvných hmot od ojnice (cca 0,23 kg) je výrazně menší, avšak stále podstatný. Obdobně jako u síly v ojnici vyvozené tlakovou silou působící na píst $\boldsymbol{F_o}$ (popsáno v předchozí kapitole), je nyní průběh síly namáhající od posuvných hmot $\boldsymbol{F_{so}}$ velmi podobný celkové síle pro urychlení posuvných hmot $\boldsymbol{F_s} = \boldsymbol{F_{sp}} + \boldsymbol{F_{spo}}$. Dále jsou v návaznosti na vyšší zrychlení v HÚ vyšší setrvačné síly posuvných hmot v porovnání s DÚ.
Podíváme-li se na síly působící mezi pístem a pístním čepem, získáme sečtením účinku tlakové síly $\boldsymbol{F_p}$ a setrvačné síly od zrychlení pístu $\boldsymbol{F_{sp}}$ následující průběhy.



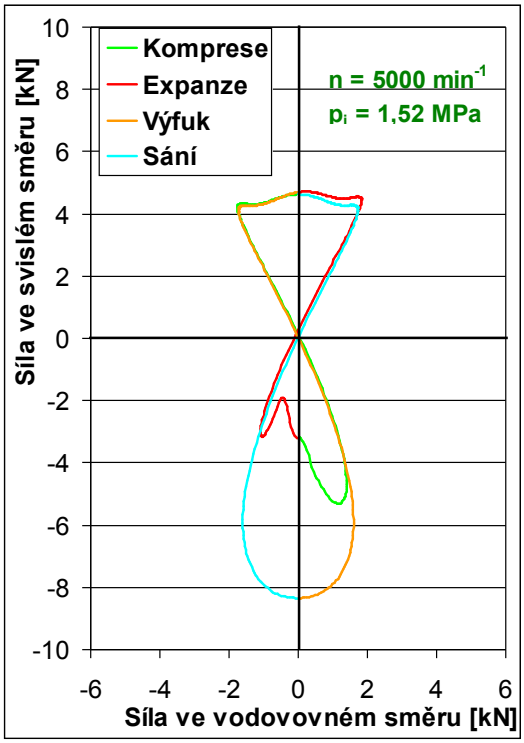
Obrázek 31: Síla působící mezi pístem a pístním čepem při 5000 min^{-1}

Dále dochází k vyvozování normálových sil, které působí mezí pístem a stěnou válce. První část F_{Np} je vyvozena působení tlakové síly a druhá F_{Ns} je tvořena působením setrvačné síly posuvných hmot. Z porovnání je zřejmé, že při těchto vysokých otáčkách vliv setrvačních účinků na normálovou sílu dominuje a že obě síly působí vzájemně sobě. Obecně celková normálová síla F_N dosahuje pouze přibližně pětinového účinku v porovnání s celkovou silou mezi pístem a pístním čepem ve svislém směru F_{xp}. Není tedy překvapením, že se absolutní hodnota celkové síly na pístní čep $F_č$ od síly na pístní čep ve svislém směru F_{xp} liší jen málo.



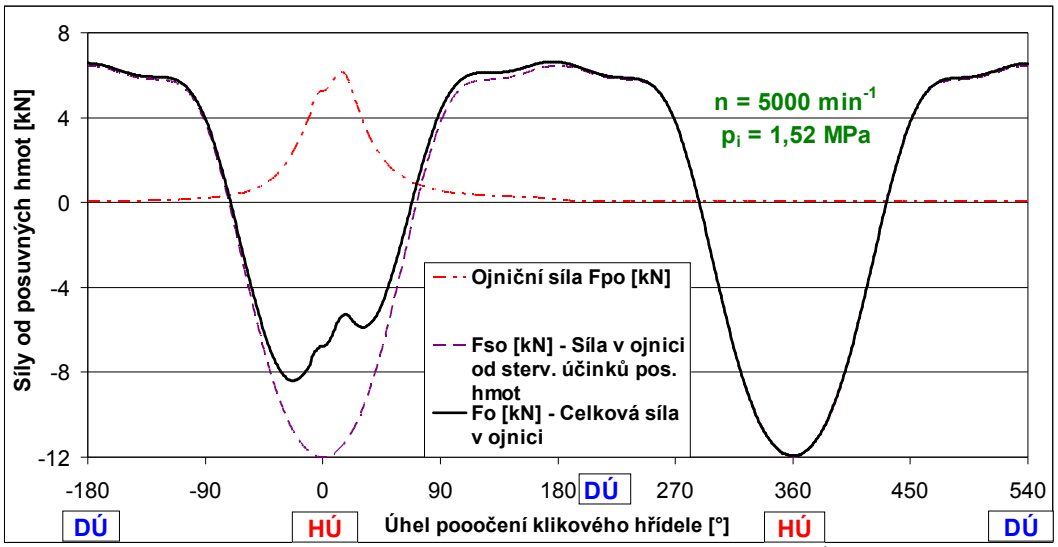
Obrázek 32: Průběh sil mezi pístem a čepem při 5000 min^{-1}

Sestavíme-li polární diagram síly působící na pístní čep, je z něj rovněž patrné, že naprostá většina silového působení se odehrává ve svislém směru a navíc že ve vysokých otáčkách není vlivem vysokých setrvačných účinků maximální namáhání při maximu tlakové síly, ale při HÚ při výměně obsahu válce – je to proto, že tlaková síla F_p a setrvačná síla posuvných hmot F_s působí v okolí horní úvrati proti sobě.



Obrázek 33: Polární diagram sil působících na pístní čep při 5000 min^{-1}

Obdobně můžeme pokračovat i pro ojnici (síla F_o, kladné znaménko = namáhání tahem), kdy se na síle v ojnici podílejí tak složka od tlaku ve válci F_{po}, tak síla od setrvačných účinků urychlení posuvných hmot F_{so}. Podobně jako v předchozích případech při vysokých otáčkách hraje namáhání od tlakové síly F_p menší roli než setrvačné účinky.

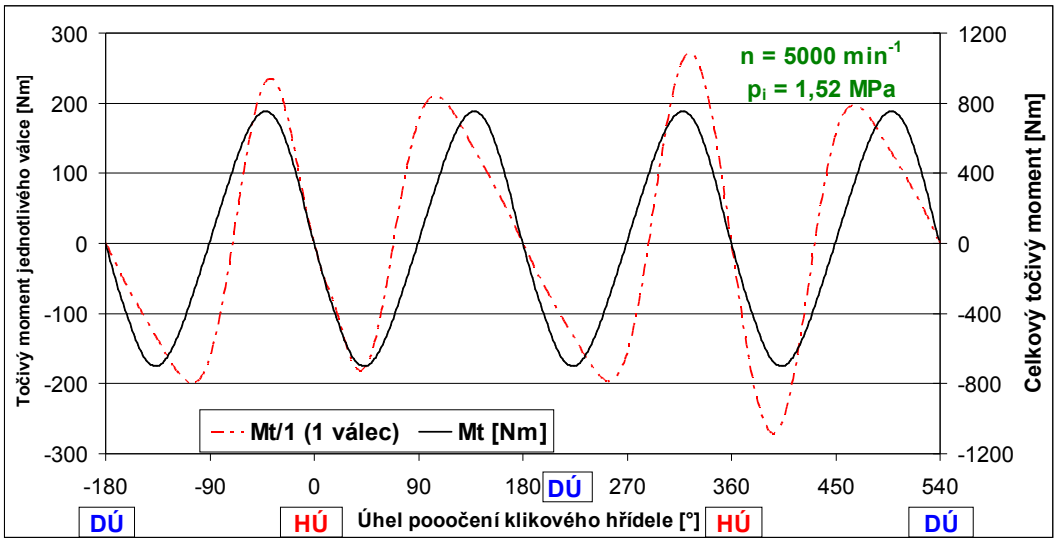


Obrázek 34: Průběh sil v ojnici při 5000 min^{-1}

Je dobře patrné, že při urychlování a zpomalování částí klikového mechanismu dochází ke generování značných setrvačných sil, které mohou za vysokých otáček přesahovat silové účinky od tlaku ve válci. Pro minimalizaci silových účinků pohybujících se součástí je nezbytně nutné uspořádat jednotlivé válce tak, aby se setrvačné účinky jednotlivých válců co nejvíce rušily a zbytkové nevyváženosti odstranit použitím vyvažovacích hřídelů. Takto je dosaženo kultivovaného chodu bez přílišného namáhání uložení motoru a přenosu vibrací do vozidla či stroje. Detailní popis vyvažování spalovacích motorů přesahuje rámec těchto skript a bude podrobně rozebrán ve skriptech pro následující předmět.

V klikovém mechanismu dále vznikají setrvačné síly od rotačních hmot (částečně od ojnice – F_{sro} a jednak od zalomení klikového hřídele jako takového T_{srk}). Tyto lze ale snadno eliminovat protizávažím na klikovém hřídeli o vhodné hmotnosti a nejsou v těchto skriptech rozebrány.

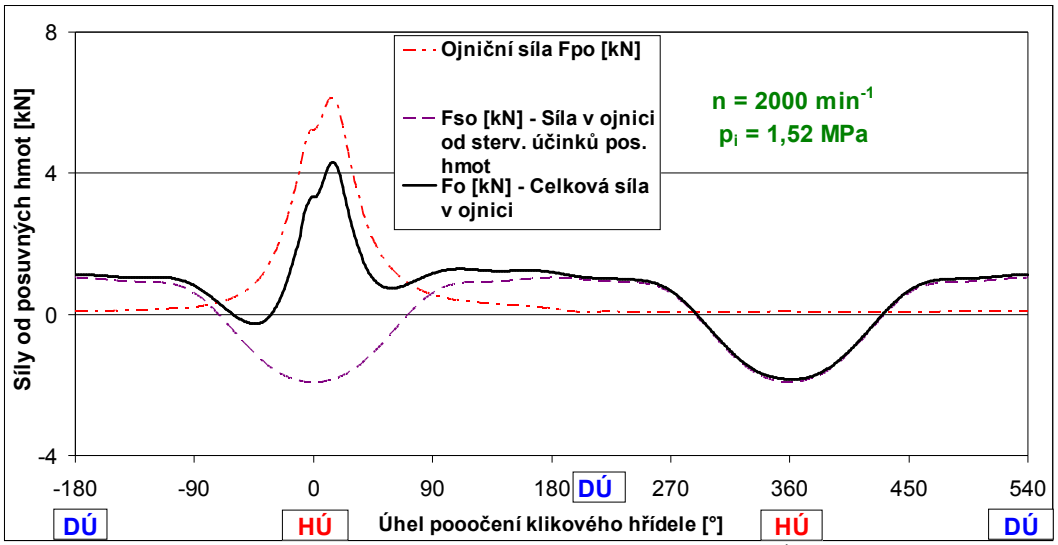
Točivý moment je dán působením normálové síly F_N na kliku. V následujícím grafu je naznačen průběh točivého momentu pro výše rozebíraný případ pro samostatný válec (čerchovaná červená křivka), tak i v součtu pro čtyřválcový motor (plná černá).



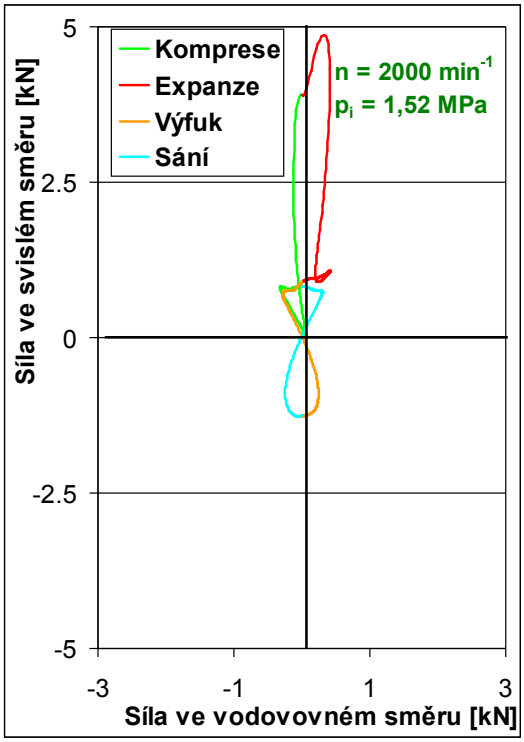
Obrázek 35: Průběh točivého momentu působícího na klikový hřídel při 5000 min^{-1}

Jak je patrné z průběhu, točivý moment za vysokých otáček vykazuje vlivem urychlování posuvných hmot značnou amplitudu. Výstupní oscilace točivého momentu jsou potlačeny navýšením momentu setrvačnosti klikového hřídele přidáním setrvačníku a torzně pružným uložením lamely spojky, případně použitím torzně pružného dvojhmotového setrvačníku.

Pro úplnost jsou zařazeny i průběhy vybraných veličin s totožným průběhem indikovaného tlaku, ale při otáčkách 2000 min^{-1}. Ze závislosti veškerých setrvačných sil na druhé mocnině vyplývá, že při dvoj a půl násobném poklesu otáček budou veškeré setrvačné účinky šestinové oproti stavu při 5000 min^{-1}.



Obrázek 36: Síly v ojnici při 2000 min^{-1}



Obrázek 37: Polární diagram celkové síly působící na pístní čep za 2000 min^{-1} (měřítko je záměrně poloviční oproti variantě s 5000 min^{-1})

Velmi výrazné změny jsou patrné jak pro sílu přenášenou ojnicí, kdy je její maximum dáno hlavně tlakovou sílou od náplně válce a setrvačné účinky pouze zmírňují tento silový extrém. Další výraznou změnou je namáhání pístního čepu. Zde se podíl normálové síly dále snižuje, navíc je maximum přeneseno do oblasti HÚ v pracovním otáčce, směr maximální zachycované síly se otáčí a je dán primárně tlakovou silou.

Důležité poznatky:
Veškeré dynamické síly odvislé od zrychlování a zpomalování jednotlivých součástí klikového mechanismu narůstají s druhou mocninou úhlové rychlosti a tedy i otáček motoru.

V nízkých otáčkách převládá vliv spalovacích tlaků na silové poměry v klikové mechanismu nad setrvačnými účinky. S narůstajícími dynamickými silami narůstají, kromě nároků na mazání, také třecí síly. S jejich nárůstem klesá mechanická účinnost motoru a tím narůstá i měrná spotřeba paliva vzhledem k množství odebrané práce. Z toho důvodu je velmi nevýhodné provozovat spalovací motory za nízkých zatížení a zároveň při vysokých otáčkách.

10. Mechanická účinnost spalovacího motoru

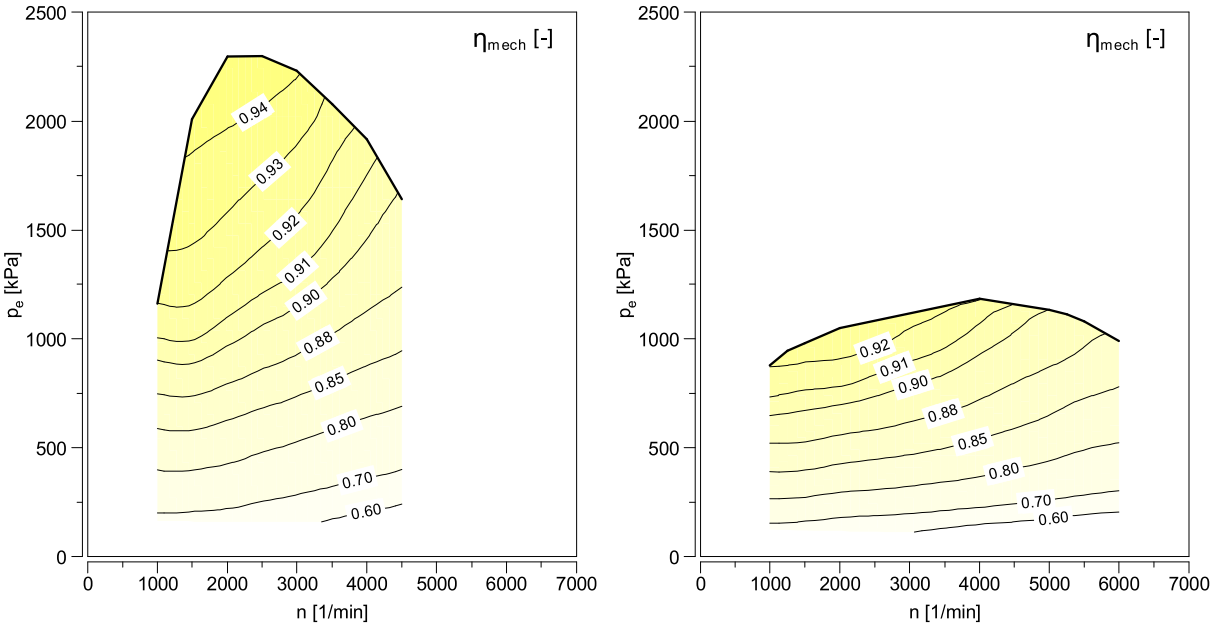
Tlaková síla koná práci s tím, jak dochází k posunu pístu. Avšak posuvný pohyb je pro využití k pohonu nevýhodný a je z tohoto důvodu převáděn klikovým mechanismem na pohyb rotační. Jak bylo ukázáno v předchozích kapitolách, je tento převod spojen se vzájemným silovým působením kinematických dvojic. V reálném světě se toto neobejde bez působení třecích sil, které působí mechanické ztráty. I přes přítomnost mazacího oleje nejsou tyto zanedbatelné, díky jeho nenulové viskozitě. Dalším zdrojem mechanických ztrát je příslušenství nezbytné pro provoz motoru.
Obecně je jakákoliv účinnost definována jako podíl výstupního výkonu ku výkonu vstupnímu. V tomto případě je pro mechanickou účinnost spalovacího motoru η_m vstupním výkonem výkon indikovaný P_i (vykonávaný působením tlakové síly na pohybující se píst) a výstupním efektivní výkon na výstupu z motoru P_e:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_z}{P_i} = 1 - \frac{P_z}{P_i} = \frac{P_e}{P_e + P_z}. \tag{51}$$

Případně je možné s využitím přepočtu na střední indikovaný tlak p_i, střední efektivní tlak p_e a analogicky stanoveného ztrátového výkonu p_z napsat:

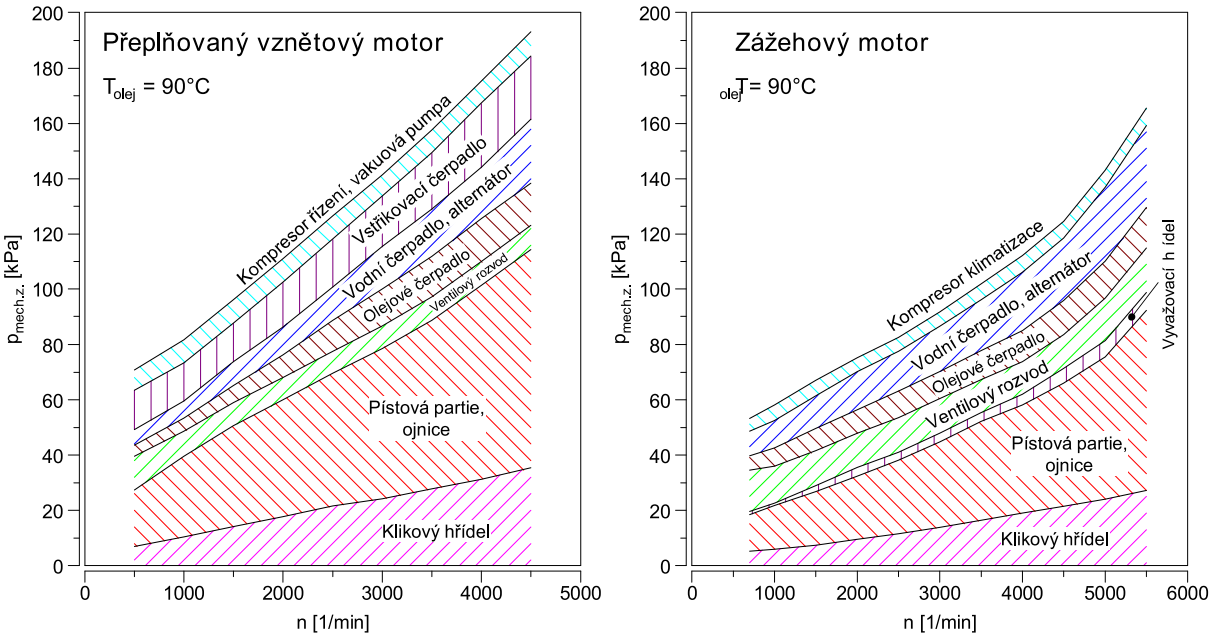
$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_z}{p_i} = 1 - \frac{p_z}{p_i} = \frac{p_e}{p_e + p_z}. \tag{52}$$

Ztrátový tlak p_z pak reprezentuje část indikovaného tlaku p_i, který byl použit k pokrytí ztrát, případně cyklus s jakým středním indikovaným tlakem p_i by právě stačil k pokrytí ztrát bez odběru užitečné práce z motoru. Avšak je nutné dodat, že absolutní velikost ztrát závisí na středním indikovaném tlaku p_i a tím i na p_e.
Hodnoty mechanické účinnosti plně prohřátého spalovacího motoru za ustálených provozních podmínek jsou uvedeny na následujícím obrázku pro přeplňovaný (do válce je dopraveno díky zvýšení plnícího tlaku turbodmychadlem větší množství vzduchu umožňující spálení většího množství paliva) vznětový motor (vlevo) a atmosférický zážehový motor (vpravo).



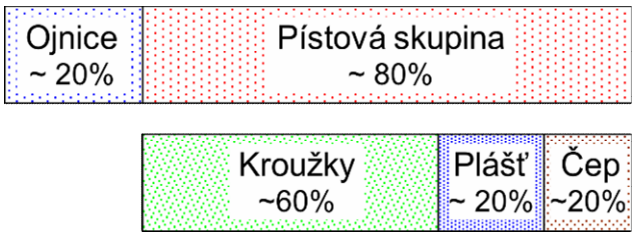
Obrázek 38: Mechanické účinnosti přeplňovaného vznětového (vlevo) a atmosférického zážehového (vpravo) motoru [13]

Z uvedeného jednak vyplývá, že mechanická účinnost narůstá s relativním zatížením motoru a zároveň její pokles s narůstajícími otáčkami. Maximální hodnoty, převyšující 90 %, se pak nacházejí v oblasti vysokých zatížení u obou motorů.
Při bližším pohledu je možné konstatovat, že část mechanických ztrát je konstantní (např. ventilové rozvody, olejové a vodní čerpadlo a alternátor) a druhá část je úměrná otáčkám (obecně součásti klikového mechanismu – pístová partie, ojnice, klikový a vyvažovací hřídel).



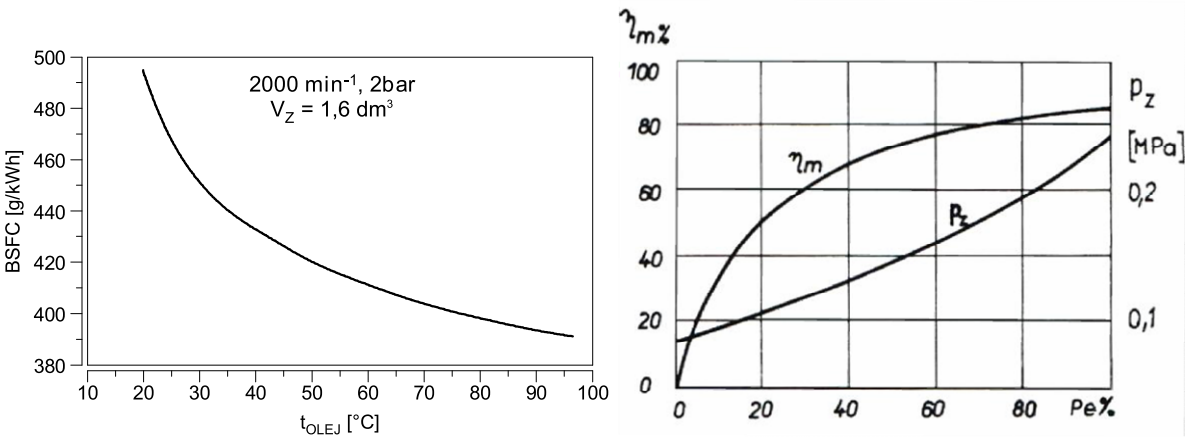
Obrázek 39: Přehled jednotlivých zdrojů mechanických ztrát (ve formě efektivního tlaku) pro přeplňovaný vznětový motor (vlevo) a atmosférický zážehový motor (vpravo) [13]

Přestože jsou u vznětového motoru mechanické ztráty vyšší co do absolutní hodnoty, díky vyššímu efektivnímu výkonu je jejich relativní podíl menší než u motoru zážehového. Dalším rozdílem, který stojí za povšimnutí je mechanický příkon vstřikovacího vysokotlakého čerpadla vznětového motoru, který je odebírán z klikového hřídele (u zážehového motoru není přítomen) a naopak u zážehového motoru vyšší mechanický příkon vodního čerpadla a alternátoru. Tento rozdíl je dán elektrickým pohonem palivového čerpadla zážehového motoru a nutností dimenzovat vodní čerpadlo pro větší průtok chladicí kapaliny (vyšší odvod tepla ze spalovacího prostoru zážehového motoru).
Při ještě detailnějším pohledu na pístovou skupinu a ojnici je patrné, že největší podíl na mechanických ztrátách zde mají pístní kroužky, následované ztrátami na ojnici a pláštěm válce spolu s pístním čepem.



Obrázek 40: Podíl jednotlivých prvků klikového mechanismu na jeho celkových mechanických ztrátách [13]

Celkově se pístová skupina na mechanických ztrátách podílí přibližně jednou třetinou.
Teplota motoru, respektive zejména viskozita oleje, má klíčový vliv na mechanické ztráty v kluzných dvojicích. Toto se například dnes projevuje ve snaze používat oleje s nízkou viskozitou a snížit tak odpor k pohybu dvou součástí, mezi kterými se nachází olejový film.



Obrázek 41: Ukázka vlivu teploty oleje na měrnou spotřebu paliva při nízkém zatížení (vlevo) a závislost mechanické účinnosti motoru (vpravo, hlavní osa, [13]) a mechanických ztrát přepočtených na ztrátový efektivní tlak p_z (vpravo, vedlejší osa [14])

Na dalším obrázku 41 (vlevo) je zachycena závislost měrné spotřeby zážehového motoru při středním efektivním tlaku 200 kPa (relativní zatížení přibližně 20% vzhledem k maximálnímu točivému momentu). Z této závislosti je jasně patrná zvýšená měrná spotřeba m_{pe} se snižující se teplotou oleje (a rostoucí viskozitou). S narůstající viskozitou totiž narůstá tečná síla vyvolaná nezměněným gradientem tečných rychlostí (Newtonův zákon viskozity), protože v kluzných dvojicích je mazací olej uzavřen ve štěrbinách, jejichž stěny se vzájemně pohybují. Kromě toho se ještě uplatňují změny ve vůlích jednotlivých dvojic v závislosti na jejich teplotě v důsledku teplotní roztažnosti.
V pravé části obrázku je připomenut nárůst mechanické účinnosti v závislosti na relativním zatížení i přes absolutní velikosti mechanických ztrát.

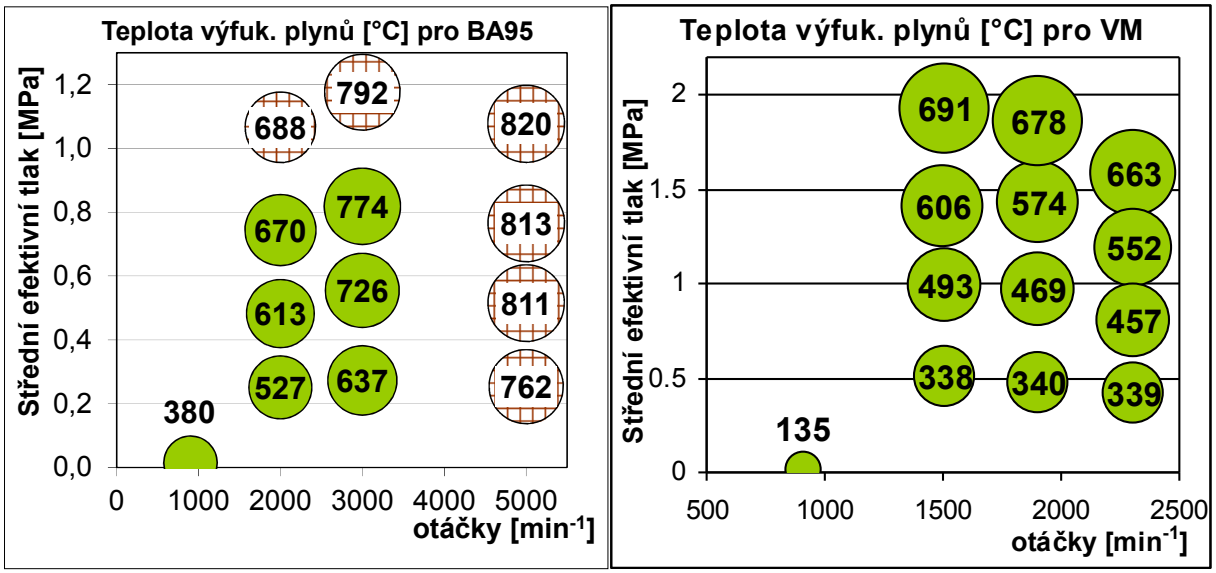
Zjištění mechanické účinnosti však není snadným úkolem, přestože lze k jejímu stanovení použít celkem pět metod.
První a nejpřesnější je stanovení středního indikovaného tlaku p_i pomocí vysokotlaké indikace a efektivního tlaku p_e z brzdného momentu. Přesné stanovení středního indikovaného tlaku je však nesnadné a protože je mechanická účinnost η_m počítána z rozdílu dvou poměrně blízkých hodnot i poměrně malá nepřesnost povede k nemalé chybě.
Druhou možností je extrapolace spotřeby paliva, kdy se mění výstupní točivý moment a extrapoluje se (záporná) hodnota momentu tak, aby nastala nulová spotřeba paliva - tj. jakým momentem z vnějšího zdroje by se muselo protáčet motorem, aby nemuselo být spotřebováváno palivo na pokrytí mechanických ztrát motoru. Potíží však je závislost mechanické účinnosti na zatížení, změna seřízení motoru (ovlivňující účinnost pracovního oběhu) a samozřejmě udržení konstantního poměru paliva a vzduchu.
Třetí možností je postupné vypínání válců, kdy lze ze součtu úbytků točivého momentu pro jednotlivé válce určit celkový generovaný točivý moment. Avšak i zde jsou ovlivněny třecí síly v klikovém mechanismu (nedojde ani k zachování mechanických ztrát pro všechny válce ani k jejich eliminaci na vypnutém válci/válcích). Navíc dojde k ovlivnění pracujících válců (tlakové pulzace plnícího vzduchu v sacím a výfukovém potrubí). Navíc tento postup nelze použít u přeplňovaných motorů.
Dále je možné motorem protáčet, avšak opět vliv nárůstu tlaku ve válci motoru díky hoření paliva (pouze kompresní tlak). Tato metoda je ale vhodná ke zjištění příspěvků jednotlivých uzlů v motoru.
Poslední možností je stanovení ztrátového momentu pomocí doběhové křivky (otáčky motoru, respektive úhlové zrychlení po přerušení dodávky paliva či vypnutí zapalování). Zde vyvstává úskalí v přesném stanovení redukovaného momentu setrvačnosti celého motoru (např. včetně

pístů) a navíc v tomto případě dochází ke změně průběhu tlaku ve válcích (absence spalování) a tím i k ovlivnění normálových a třecích sil jednotlivých kluzných dvojic.

V rámci úsilí o maximální účinnost spalovacích motorů dochází k minimalizaci veškerých zdrojů mechanických ztrát. Takovými opatřeními je například aplikace vrstev založených na DLC (diamond like carbon), LST (laser surface texturing) či keramické povlaky, které jsou aplikovány na vnější válcovou plochu pístu nebo na pístní čep. Dalším podobným opatřením je náhrada odstředivého vodního čerpadla, permanentně poháněného od klikového hřídele, čerpadlem elektrickým, které odebírá energii jen v míře nutné pro správný provoz motoru.
V neposlední řadě ale záleží na volbě provozního režimu motoru (kombinace otáček a točivého momentu) v rámci výkonnostního požadavku, což je záležitostí kvality návrhu převodového ústrojí a obsluhy.

11. Přehled namáhání vybraných dílů a typické provozní a silové parametry

Z předchozího vyplývá že v klikovém mechanismu působí značné síly ať už od tlaku plynů uzavřených ve spalovacím prostoru nebo od setrvačných účinků. Kromě mechanického namáhání je řada dílů ve spalovacím motoru namáhána rovněž tepelně.
Cílem této kapitoly je ve stručnosti nastínit panující teploty, u vybraných součástí pak také teplotní pole, silová namáhání, vyplývající deformace a z toho vyplývající tvarová provedení jednotlivých dílů.
Podíváme-li se na teploty výfukových plynů běžných motorů, zjistíme, že dosahují velmi vysokých hodnot, přičemž v některých případech přesahují 800°C a ve specifických případech dosahují i vyšších hodnot. Dále je nasnadě, že velmi závisejí na provozním režimu motoru, jeho seřízení, a samozřejmě na druhu použitého motoru. U vznětových motorů (vlevo) jsou teploty výfukových plynů, opouštějících spalovací prostor citelně nižší než u zážehových (vpravo).

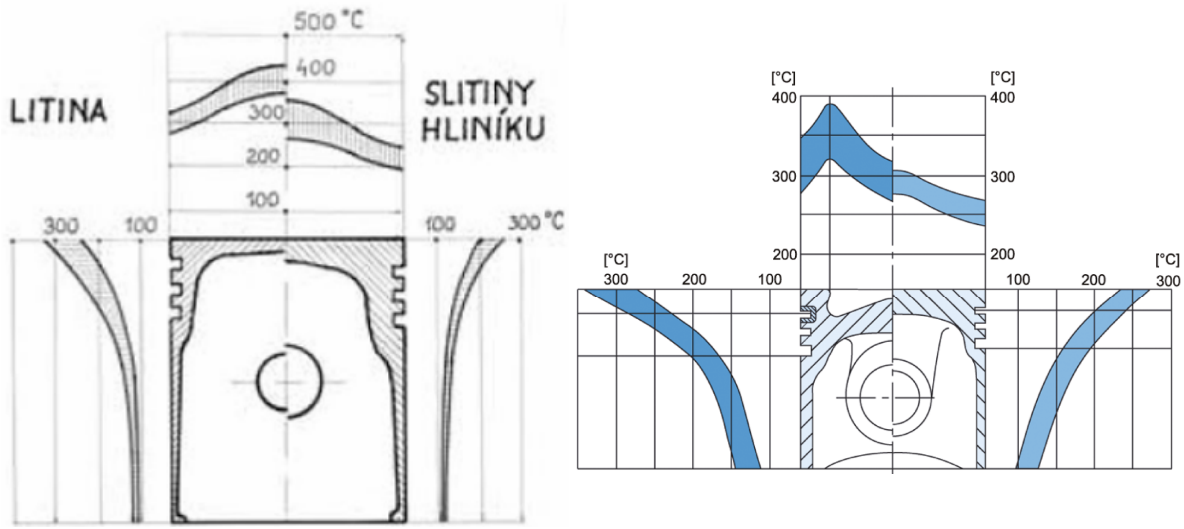


Obrázek 42: Porovnání teplot výfukových plynů na výstupu z válce atmosférického zážehového (vlevo, [15]) a přeplňovaného vznětového motoru (vpravo)

Při těchto teplotách nejsou schopné běžné konstrukční materiály schopné snášet potřebné mechanické namáhání, proto je zapotřebí zajistit jejich dostačující chlazení. Přitom je nutné mít na zřeteli i teplotní spád. Díky teplotní roztažnosti dochází totiž k vnitřnímu pnutí a následně i kombinování mechanického namáhání vyvozeného vnějšími silovými účinky a právě teplotním spádem.

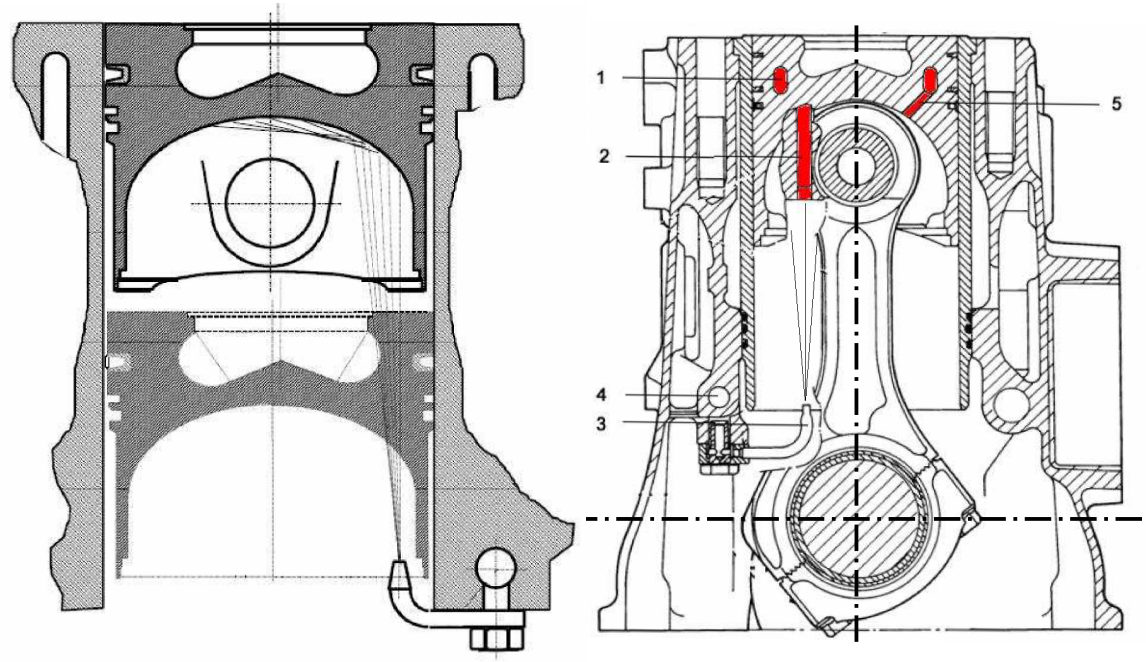
11.1 Píst

Ústřední díl spalovacího motoru, který svým pohybem za působení tlakové síly od plynů ve válci motoru generátorem mechanické práce, je značně teplotně namáhán. Navíc jsou pro jeho zhotovení, z důvodu maximální redukce setrvačných hmot, využívány slitiny hliníku. Na druhou stranu však tyto hliníkové slitiny mají, např. v porovnání s ocelí, výrazně vyšší tepelnou vodivost, která chlazení naopak usnadňuje. Na následujícím obrázku jsou uvedeny příklady rozložení teplot pro jednotlivé základní druhy motorů.



Obrázek 43: Povrchové teploty pístu zážehového motoru v závislosti na materiálu pístu (vlevo, [16]) a porovnání povrchových teplot pístu u zážehového a vznětového motoru (vpravo, [17])

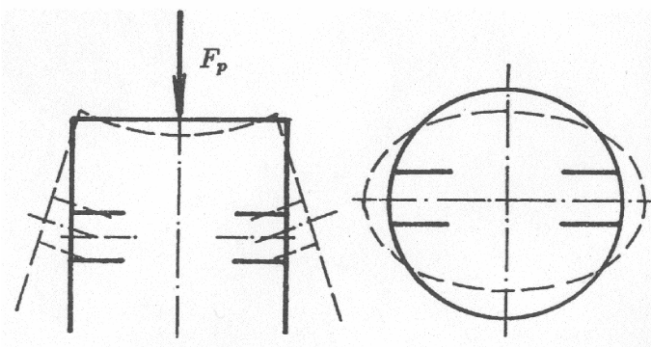
Chlazení pístu bývá realizováno ostřikem spodní stěny motorovým olejem, případně je v pístu samotném proveden vnitřní chladící kanál (tzv. šejkr). Pouze u motorů s nižšími výkony a při požadavcích na jednoduchou konstrukci (např. zahradní technika) je spoléháno na rozstřik oleje od brodění klikového hřídele v olejové lázni. Dalším opatřením pro snížení přestupu tepla do pístu je povlakování vhodným materiálem, který tvoří vhodnou tepelnou bariéru.



Obrázek 44: Chlazení pístu ostřikem jeho dna motorovým olejem (vlevo, píst zobrazen v horní i dolní úvrati, [18]) a vstřikem oleje do chladicího kanálu uvnitř pístu (tzv. šejkr, vpravo, [19])

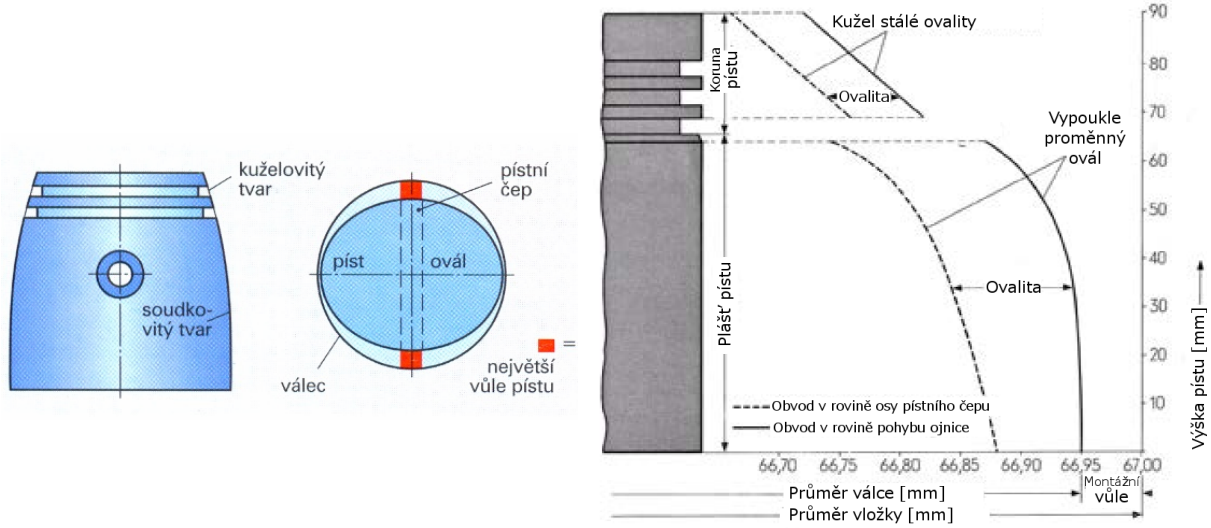
Deformace pístu vlivem silového působení tlakové síly $\boldsymbol{F_p}$

Kromě toho je píst vystaven silovým účinkům tlakové síly, která rovněž působí deformace. Schématicky je tvar deformace od tlakové síly uveden na následujícím obrázku.



Obrázek 45: Schématické znázornění deformací pístu působením tlakové síly [20]

Píst se tedy deformuje (jakoby „láme“) přes pístní čep, v důsledku čehož v rovině kolmé na osu pístního čepu dochází ke zmenšení průměru. Naopak v rovině tvořenou osou pístu a osou pístního čepu se průměr zvětší. Obě deformace narůstají se vzdáleností od koruny pístu (vrchní část, kde působí tlak plynů ve spalovacím prostoru). Celkové deformace zapříčiněné oběma zdroji deformací se pohybují v řádu desetin milimetru, přičemž je nelze zanedbat a vytvořit píst s válcovou stěnou. Nadto je potřeba zajistit, aby nedošlo ke kontaktu pístu se stěnou válce v místech, kde již není přítomen motorový olej (nad pístními kroužky).
Stěna válce, ve které se píst pohybuje, je z výrobních důvodů válcového tvaru, proto je nutné provozní deformace kompenzovat jiným způsobem a to tvarem pístu. Píst je tedy zhotoven s tvarem pláště tak, aby po zatížení tlakovou silou a ohřevem při provozu (za předpokládaného teplotního pole), dosáhl ideálního tvaru. Z tohoto důvodu je velmi nevhodné zatěžovat pístovou skupinu v neprohřátém stavu, kdy je kontakt mezi pístem a stěnou válce omezen na menší plochu (vyšší opotřebení).
Následující obrázek uvádí příklad realizace tvaru pláště a to jednak aplikací soudkovitého tvaru (při myšleném řezu osou pístu), tak ovalitou (při řezu kolmém na osu pístu).
Vložka – z technologických důvodů válcový tvar

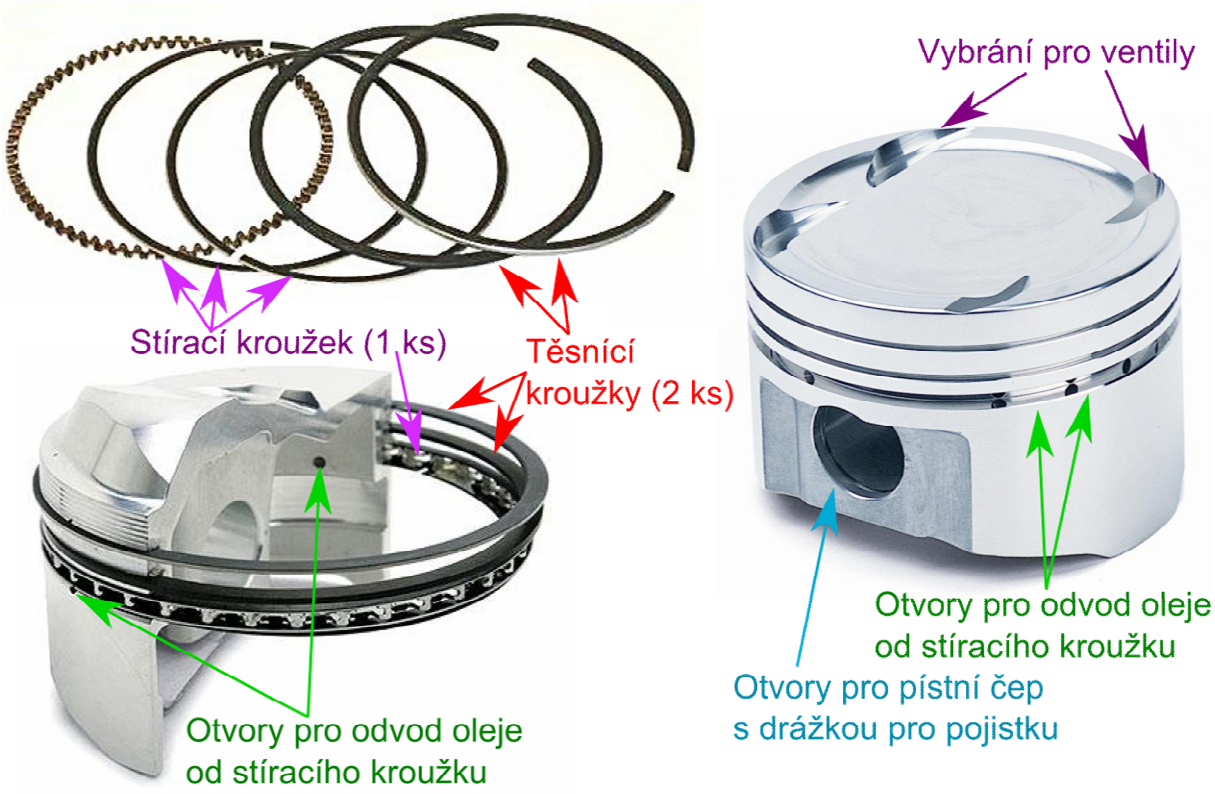


Obrázek 46: Tvar pláště pístu zohledňující tepelnou roztažnost materiálu a deformaci vlivem zatěžující síly – schématické provedení (vlevo, [21]), číselné odchylky (vpravo, [22])

11.2 Pístní kroužky

Dále je nutné zabezpečit utěsnění spalovacího prostoru a zároveň zamezit úniku mazacího oleje z míst kontaktu mezi válcem a pístem. K tomu to účelu slouží pístní kroužky, které jsou umístěny v drážkách v koruně pístu. Nejjednodušeji lze rozlišit kroužky, jejichž účelem je

těsnění spalovacího prostoru, na těsnící (umístěny v drážkách blíže spalovacímu prostoru) a stírací, jejichž účelem je odvádět mazací olej při pohybu pístu směrem dolů otvory v drážce tak, aby nepronikal do spalovacího prostoru. V současné době je zpravidla používána konfigurace se dvěma těsnícími a jedním stíracím pístním kroužkem. Detailnější dělení a popis není předmětem základního přehledu, který mají za cíl poskytnout tato skripta.

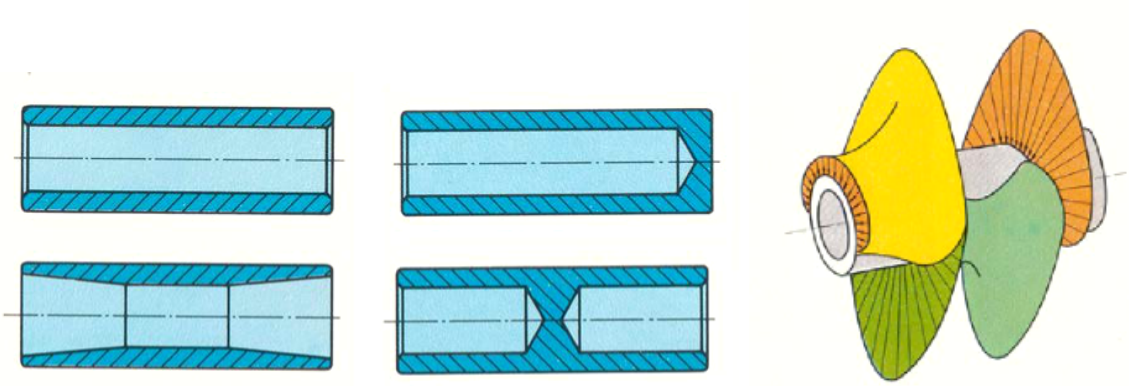


Obrázek 47: Reálné provedení pístu a pístních kroužku (stírací pístní kroužek je v levé horní části obrázku rozložen na podsoučásti), [23,24]

Kromě vlastního teplotního namáhání jednotlivých součástí je zapotřebí uvažovat teplotní účinky na motorový olej. Při překročení dovolené teploty oleje dochází k tvorbě karbonových úsad, které mohou vyústit v zapečení pístních kroužků, které musí mít možnost pohybu v drážkách, a ztrátu jejich těsnící funkce. Z tohoto důvodu je při návrhu motoru zapotřebí umístěním pístních kroužků zajistit dostatečně nízkou teplotu (VM až 250°C, ZM až 220°C) tak, aby nedocházelo k tvorbě úsad a tzv. zapékání pístních kroužků, přičemž k největšímu teplotnímu namáhání dochází u prvního (těsnícího) pístního kroužku.

11.3 Pístní čep

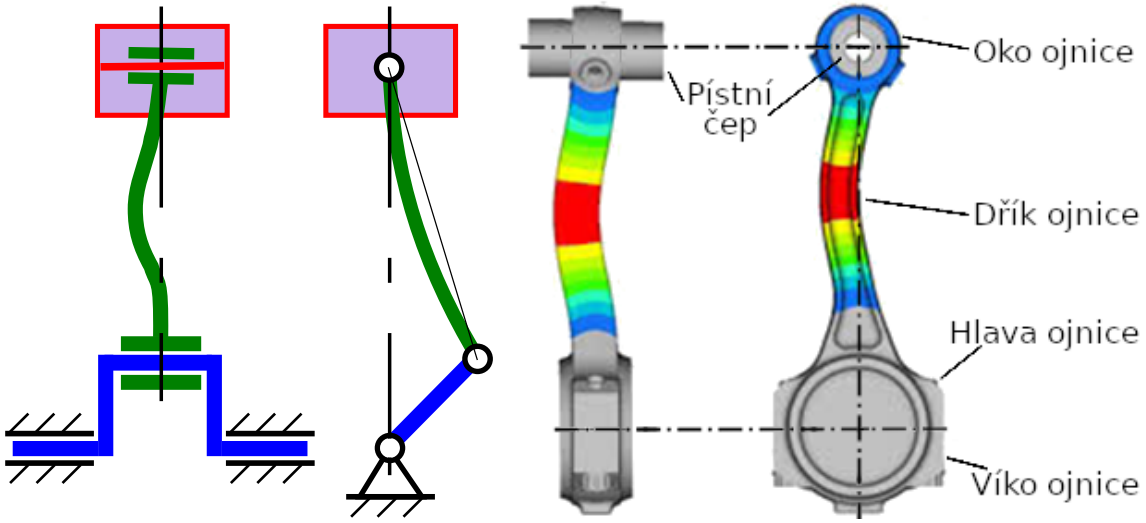
Pístní čep patří ke geometricky nejjednodušším součástem v motoru a slouží ke kyvnému spojení pístu s ojnicí a zároveň přenáší síly mezi oběma díly. Možná provedení jsou vyobrazena v levé části obr. 48, kdy nejčastější je využití prosté válcové díky (vlevo nahoře), případně otvoru s kuželovými rozšířeními (vlevo dole) a to za účelem odlehčení, protože je v těchto oblastech výrazně méně namáhán (jak ilustruje obr. 48 vpravo).



Obrázek 48: Obvyklá provedení pístního čepu (vlevo) a tlakové zatížení pístního čepu (zelená od ojnice, oranžová od pístu) s respektování poddajností obou součástí [25]

11.4 Ojnice

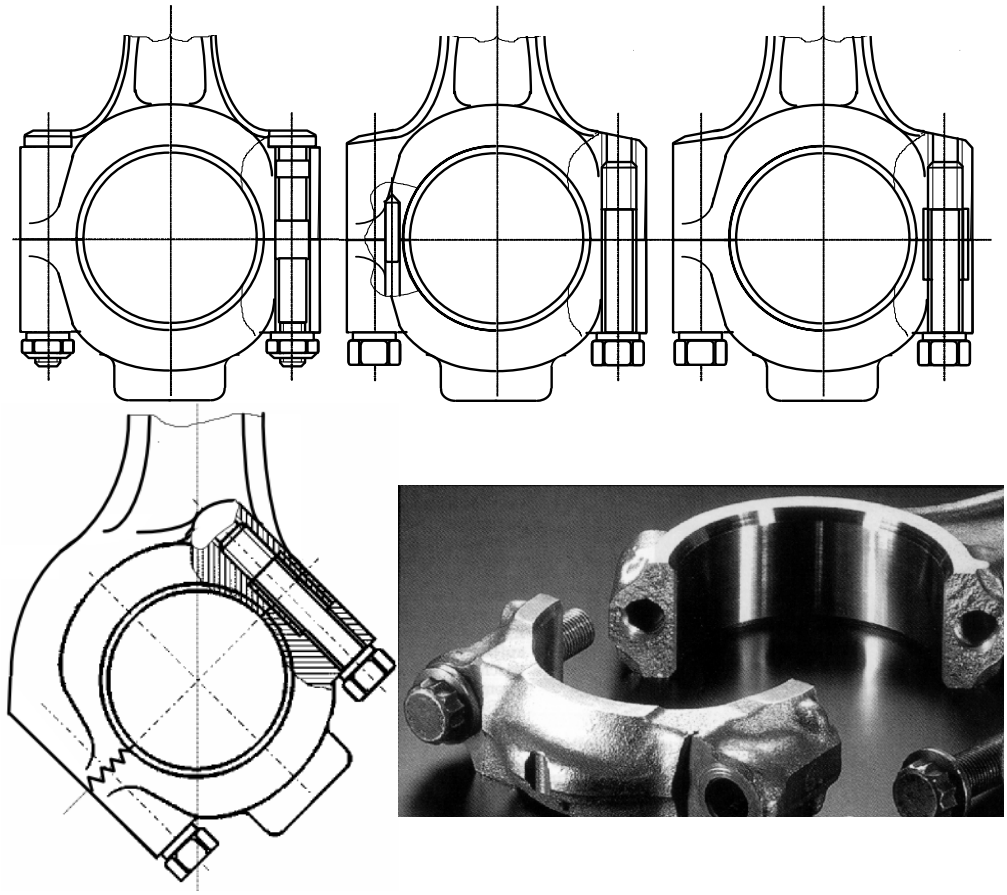
Síla je dále přenášena ojnicí, která je střídavě namáhána jak tahem, tak tlakem. Dále je však díky jejímu protáhlému tvaru ještě nutné uvažovat její vzpěr. Schéma zatížení a uložení je uvedeno na obr. 49 vlevo. Je patrné, že k namáhání na vzpěr dochází zejména v rovině pohybu ojnice, protože v rovině tvořené osami válce a klikového hřídele je zamezeno natočení uložením na klikovém hřídeli. Tomuto také odpovídá požadavek na výrazně vyšší ohybový moment v rovině pohybu ojnice v porovnání s rovinou na ní kolmou. Z důvodu maximálního odlehčení se používá průřez vykazující tyto požadavky a to ve tvaru I s bočními žebry směrovanými do podélného směru motoru.



Obrázek 49: Schematické znázornění namáhání ojnice na vzpěr (vybočení z přímého směru vlivem tlakové síly), [26]

I v tomto případě je zapotřebí vyřešit přívod mazacího oleje ke kluzným dvojicím. Dolní oko je mazáno vnitřním kanálem v čepu klikového hřídele. Mazací olej je možné přivést k oku pístního čepu vnitřním kanálem (podélně uvnitř dříku ojnice), a to za cenu zeslabení průřezu, realizace dlouhého vývrtu přinášejícího nebezpečí vrubů a zhoršujícím ekonomické parametry výroby, nebo spoléhat na rozstřik při chlazení dna pístu motorovým olejem. Pro zlepšení mechanických vlastností jsou ojnice zpravidla vyráběny jako zápustkové výkovky (zpevnění díky zjemnění zrna) s důrazem na absenci vrubů v dříku ojnice.

Pro umožnění montáže je zapotřebí zhotovit dolní oko ojnice dělené a to s přesným usazením obou částí stažených šrouby. Vybrané možnosti polohování víka ojnice jsou naznačeny na obr. 50.

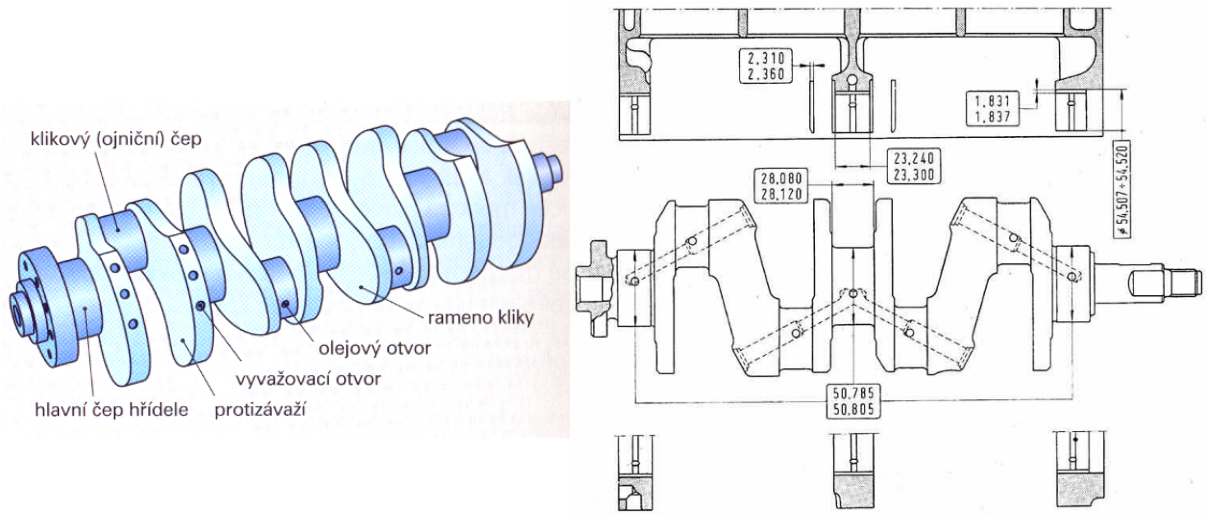


Obrázek 50: Způsoby spojení hlavy a víka ojnice [27]

V horní řadě na obr. 50 jsou zleva ilustrovány polohování s využitím válcové části šroubů, s využitím páru středících kolíků a pomocí broušené vložky. V dolní pak s využitím drážkování obou styčných ploch a nakonec pomocí řízeného lomu. V některých případech je z montážních důvodů vhodné dělící rovinu vést pod úhlem vzhledem k dříku ojnice (spodní řada, první obrázek).

11.5 Klikový hřídel

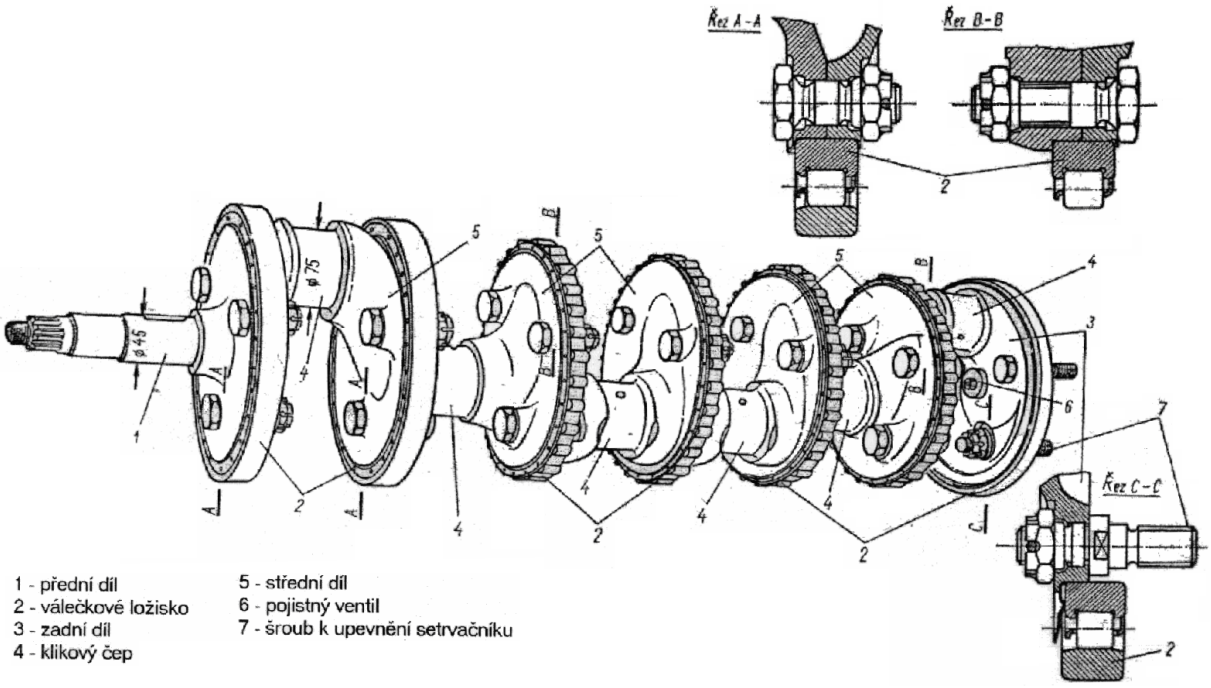
Následně je točivý moment převáděn klikovým hřídelem.
Přestože s tím jak od volného konce klikového hřídele narůstá přenášený točivý moment, jeho průřezové charakteristiky zůstávají stejné, přestože je tím způsobeno neoptimální využití materiálu. Je to provedeno z důvodů dynamických účinků, protože v případě symetrie klikového hřídele se silové účinky urychlovaných hmot (jednotlivých zalomení a rotačních hmot ojnice) vzájemně ruší.



Obrázek 51: Základní tvar klikového hřídele (vlevo, [28]) a provedení mazacích kanálů včetně vybraných kontrolních rozměrů u třikrát uloženého klikového hřídele čtyřválcového motoru (vpravo, [29])

Klikový hřídel dále zajišťuje přívod mazacího oleje ke kluzným ložiskům ojničních čepu, což je realizováno rozvodovými kanály z hlavních ložisek skrz zalomení. Vyústění jednotlivých kanálů je nutné realizovat tak, aby nesměřovaly do směru největšího silového působení. Často je tedy nutné vytvořit mazací kanály zalomené a ústí do prostoru mimo ložiska zaslepit (obr. 51).

Klikový hřídel je obvykle uložen v kluzných ložiscích ač tato vykazují větší třecí síly při shodném radiálním zatížení. Toto je částečně kompenzováno menším průměrem kluzných ložisek v porovnání s průměrem oběžných drah ložisek valivých. Další nevýhodou je pak vyšší hlučnost valivých ložisek, přesto se však ve výjimečných případech používají (např. Tatra). Spolu s valivým uložením je obvykle využíván klikový hřídel skládaný z jednotlivých komponentů. Ukázku provedení jednotlivých klikových hřídelů ukazuje následující obr. 52.

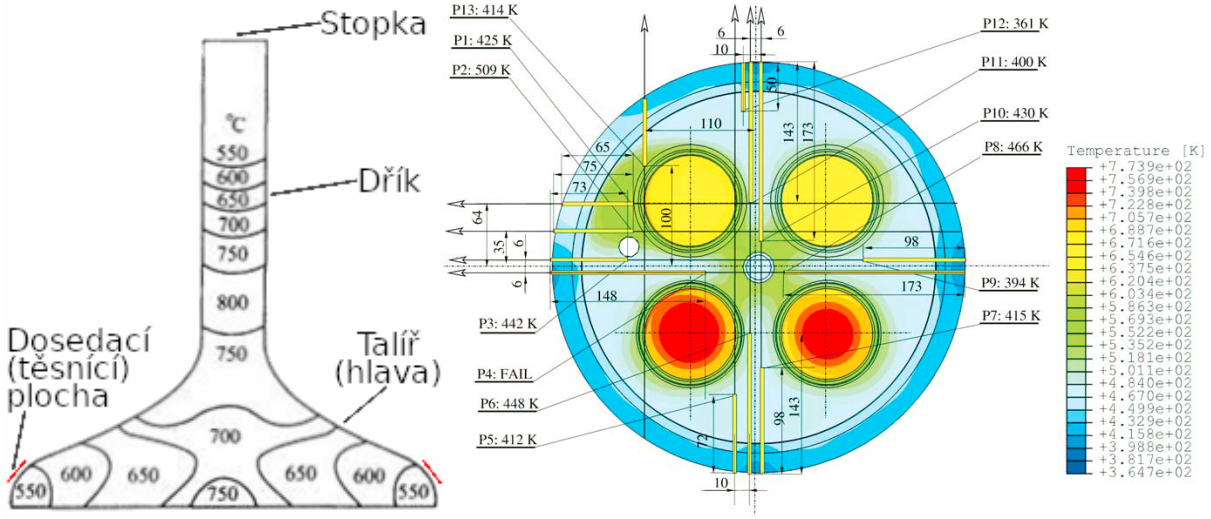


Obrázek 52: Skládaný klikový hřídel uložený ve valivých ložiskách [30]

Klikový hřídel je díky nerovnoměrnosti silových účinků od jednotlivých pístních skupin buzen a dochází tak k torzním kmitům. S postupem od tzv. volného konce směrem k setrvačníku dochází k nárůstu zatížení točivým momentem. Proto, až na výjimky tvořené například výrobní vadou, dochází k únavovému lomu klikového hřídele v posledním zalomení či přímo v ojničním čepu posledního válce.
Vliv na tvorbu a rozvoj únavového lomu má koncentrace namáhání v přechodech (velikost poloměru zaoblení). Dalším vlivem je tepelné zpracování oceli, kdy zakalení těchto přechodů je nežádoucí a v neposlední řadě má vliv použitá výrobní technologie. Zpravidla je využito zápustkového kování, přičemž dochází opakovaným silovým působením při kování ke zjemnění krystalické struktury a tvorbě tzv. vláken (deformace zrn). Detailnější pohled na torzní kmitání klikového hřídele, opatření k jejich snížení a vyvažování přesahují rozsah těchto skript.

11.6 Ventily

Ventily, jakožto prvky využité u uzavírání spalovacího prostoru naprosté většiny motorů, představují další velmi teplotně namáhané součásti. Ze strany spalovacího prostoru jsou sací i výfukové ventily tepelně namáhány obdobně, avšak sací ventil je při sání obtékán poměrně chladným vzduchem, zatímco kolem výfukového ventilu proudí horké výfukové plyny. Proto je výfukový ventil výrazněji tepelně namáhán. Příklad teplotního pole výfukového ventilu je uveden na obr. 53.



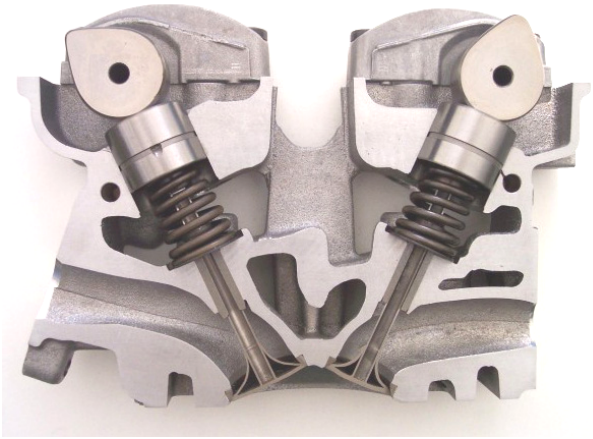
Obrázek 53: Teplotní pole výfukového ventilu (vlevo, [31]) a výsledky simulace teplot čelních ploch talířků ventilů a hlavy válce (vpravo, výfukové ventily v dolní části, [32])

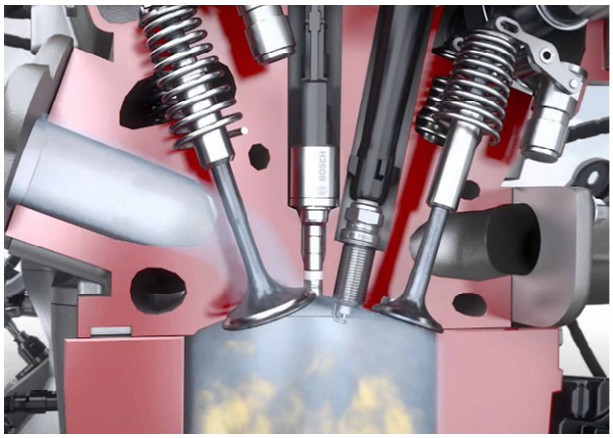
Pro správnou funkci ventilu je zapotřebí zajistit dokonalý styk talíře ventilu a výfukového sedla. Pak dochází nejen k těsnému uzavření, ale také k dobrému odvodu tepla. Opačný stav vede k přesáhnutí dovolených teplot a tzv. podpalování ventilů.
V praxi se volí sací ventil větší než výfukový. Toto je motivováno jak snahou zvýšit množství vzduchu nasátého do válce (tlakový spád při otevření výfukového ventilu je výrazně větší a plyny tak vytékají „ochotněji“) a dále s klesajícím průměrem talířku ventilu klesá poměr čelní plochy ventilu (tvořící spalovací prostor) k jeho obvodu, kterému odpovídá teplosměnná plocha se sedlem, a je tak o něco snížena jeho teplota.
V některých případech je použito u výfukových ventilů oceli s jinou teplotní odolností na talířek a na dřík ventilu. K jejich spojení je využíváno frikčního svaru. Někdy je navíc

proveden návar po obvodu, kde doléhá píst do sedla. Další možností je využití dutiny vyplněné sodíkem k výraznému poklesu teplot ventilu.
Aby nedošlo k lokálnímu opotřebení ventilu, je dále mírnou excentricitou bodu styku s vahadlem zajištěna pomalá rotace ventilu. Vratná síla od ventilové pružiny pak musí zajistit dostatečnou sílu k urychlení ventilu tak, aby bylo zajištěno jeho dostačující zrychlení a nedošlo tak ke kontaktu s pístem.

11.7 Hlava válců

Ventily, u dnešních motorů zpravidla talířové, a jsou nejčastěji umístěny v hlavě válců, která uzavírá spalovací prostor na protější straně k pístu. Dále musí vytvořit prostor pro sací a výfukový kanál tak, aby byla zajištěna výměna obsahu válce. Dále se od ni zpravidla očekává, že v ní bude uložen vačkový hřídel ovládající ventily a bude pomocí mazacích kanálů zajištěno mazání uložení tohoto hřídele. Mimoto musí zajistit odvod tepla ze stěn spalovacího prostoru tak, aby nedocházelo k přílišným teplotním spádům vlivem teplotní roztažnosti a překročení dovolených hodnot mechanického namáhání. Toto vše z ní dělá tvarově složitý díl, plný dutin a činí jej výrobně nejnáročnějším dílem spalovacího motoru.
Pro zajištění chlazení spalovacího prostoru je u dnešních vozidlových motorů i zemědělských strojů zpravidla využívána chladící kapalina, tvořená směsí přibližně 30 – 50% glykolu a vody. Tuto chladicí kapalinu je nutné přivést zejména do tepelně exponovaných míst a zajistit její průtok těmito místy. Protože se teploty chladící kapaliny v těchto místech blíží teplotě varu, je nezbytně nutné zamezit zastavení jejího proudění, protože v takovém případě by došlo k vytvoření parních bublin, které by dále zhoršily odvod tepla z exponovaných míst. Nejvíce tepelně exponovaným místem, a zároveň jedním z nejčastějších míst prasklin, je můstek mezi výfukovými ventily při použití čtyř ventilů na válec (tzv. čtyřventilová technika). Situaci lépe ilustrují následující obrázky 54, zobrazující jednak řez hlavou válců (nahoře). Zobrazuje prostor nutný pro sací a výfukový kanál, vstřikovač a nebo svíčku a také prostor vyplněný dutinami pro chladicí kapalinu. Dolní část obrázku pak ukazuje příklad tvaru těchto dutin v obecném pohledu (včetně dutin kolem vložek válců). Je zřejmé, že uspořádání všech prvků do nevelkého prostoru je nesnadným úkolem.





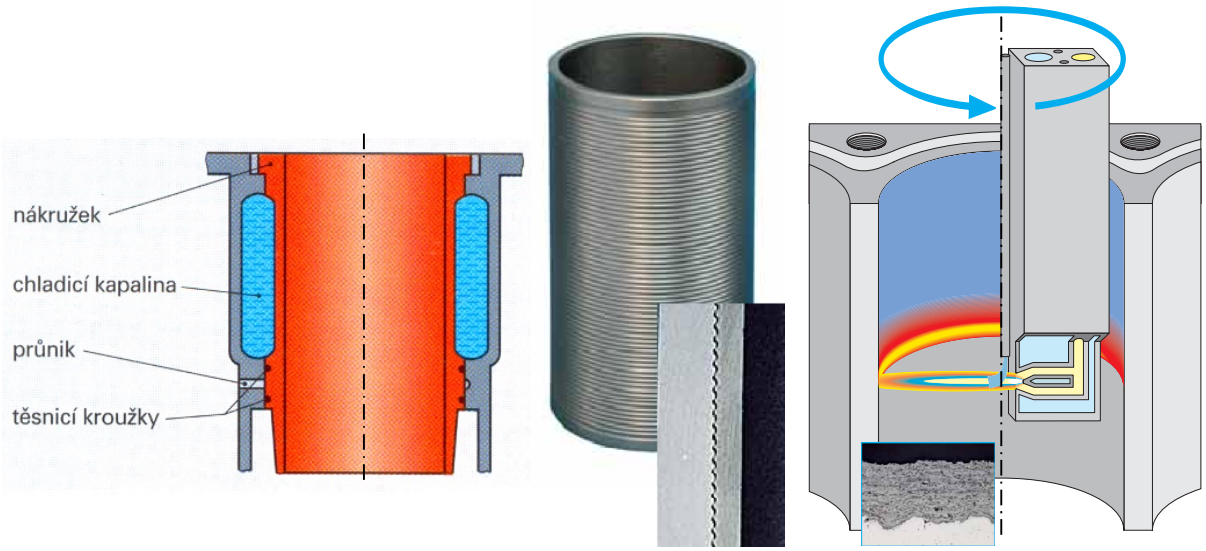


Obrázek 54: Uspořádání ventilů a jejich ovládání, sacích, výfukových a chladicích kanálů v hlavě válce (vlevo nahoře, [33]) spolu s prostorem nutným pro zapalovací svíčku a vstřikovač (vpravo nahoře, [34]) a teplota chladicí kapaliny v jednotlivých místech povrchu chladicích kanálů (dole, nejvyšší teplota je zaznamenána v místě mezi spojením výfukových kanálů, [35]; teploty jsou v Kelvinech)

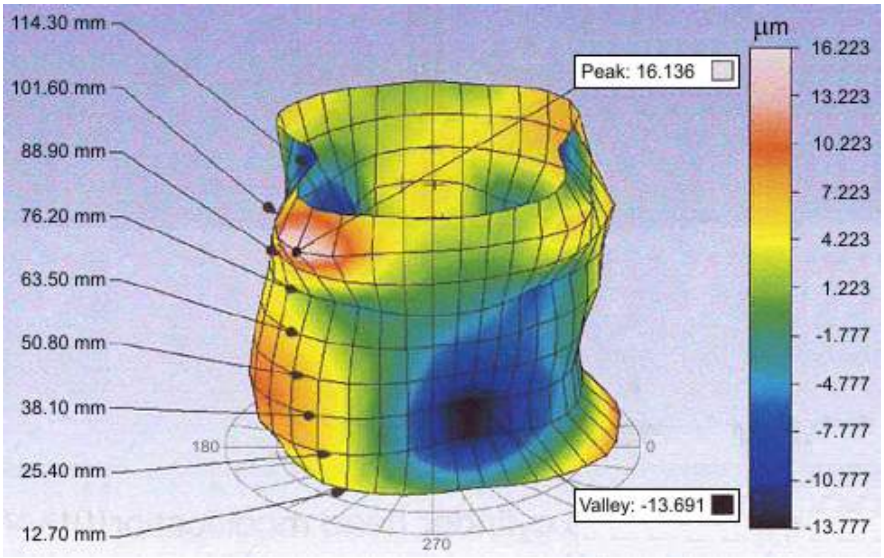
Dále se hlava válců výrazně podílí na tuhosti celé sestavy s klikovou skříní (o které je krátce pojednáno dále), proto je snaha o vytvoření hlavy jednolité hlavy pro co nejvyšší celkovou tuhost než o použití hlavy pro každý válec zvlášť, kdy by byl příspěvek k celkové tuhosti pramalý. Další možností je vytvořit hlavu dělenou (pro jeden či několik málo válců), avšak poté je její příspěvek k celkové tuhosti malý.

11.8 Vložka válce

Poslední částí, která tvoří spalovací prostor je vložka válce. Z technologických důvodů je provedena tak, že její vnitřní povrch je válcový (zkuste vytvořit nepravidelný otvor, přesněji přesný nepravidelný otvor). Od vložky se očekává, že se v ní bude pohybovat píst i s pístními kroužky. Zároveň bude zachycovat normálovou sílu od klikového mechanismu. A ještě bude teplotně namáhána a to více v blízkosti hlavy (v polohách pístu při nižším objemu spalovacího prostoru, tj. blízko HÚ, jsou teploty ve válci vyšší než později při expanzi). Z toho vyplývají požadavky na ni kladené, které jsou mnohdy protichůdné.
Aby byla zajištěna odolnost proti opotřebení otěrem od pístních kroužků, je zhotovena z vhodně legované litiny. Dále musí mít vhodnou tloušťku stěny, aby jednak zachytila normálovou sílu, která na ni působí od pístu, odolala vnitřnímu tlaku plynů ve spalovacím prostoru. Zároveň ale nesmí být příliš velká, protože v takovém případě by tvořila značnou bariéru přestupu tepla z vnitřní strany a mohla by vést ke zvýšení tepelného namáhání.
Často je vložka válce zalita, je použito lokálního přesycení křemíkem či je použito pouze nanesení tenké vrstvy vhodného materiálu na připravenou válcovou stěnu bloku motoru. V takovém případě jsou výhodami menší celkový součet tloušťek stěn mezi jednotlivými válci, tím menší vzdálenost mezi osami válců a tak i o něco menší zástavbové rozměry motoru a hmotnost, lepší odvod tepla a nižší ekonomická náročnost takového řešení. Nevýhodou je naopak výrazně zhoršená opravitelnost jakéhokoliv poškození.
Další možností je nanesení třecí vrstvy například plazmovým napařováním přímo na obrobený povrch klikové skříně.



Obrázek 55: Uložení tzv. mokré vložky (vlevo, [21]), detail povrchu suché (zde zalité) vložky (uprostřed, [36]) a nanášení plazmového třecího povlaku na vnitřní plochu stěny válce tvořenou přímo klikovou skříní (vpravo, [22])

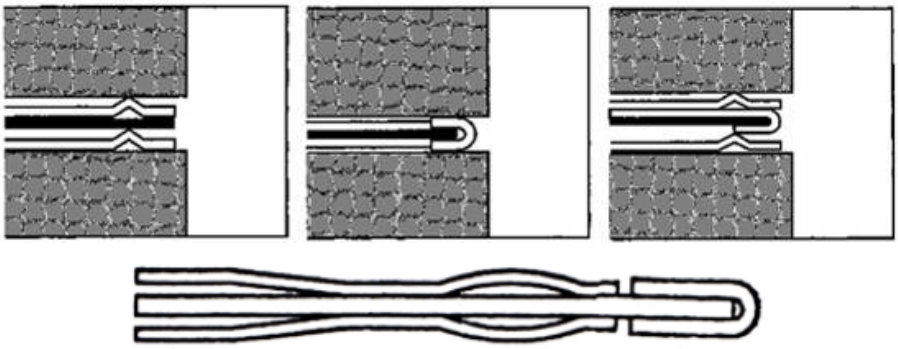


Obrázek 56: Deformace vložky pístu vlivem teplotních směn a působících sil [37]

11.9 Těsnění pod hlavou

Dále je zapotřebí utěsnit vzájemné spojení mezi blokem vložkou, které by fungovalo bez ohledu na teplotní stav motoru (ve studeném i prohřátém stavu), odolávalo teplotám spalin ve spalovacím prostoru, aniž by měnilo jeho tvar či do něj zasahovalo a zároveň musí zajistit spojení kanálů v hlavě válců a bloku motorů pro chladicí okruh a mazací okruh (přičemž je nutné počítat s tlakem v mazacím kanále o velikosti několika jednotek atmosfér a zároveň i s přetlakem v chladicí soustavě).

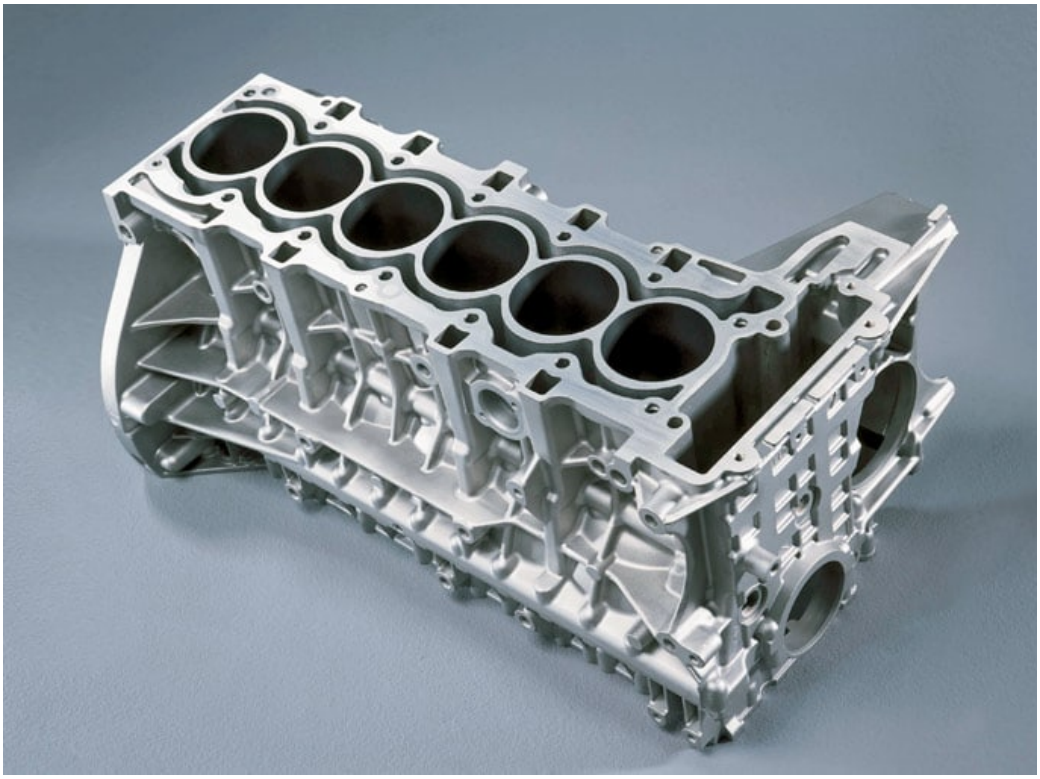
Vlastní utěsnění spalovacího prostoru realizováno deformovaným prstencem, který se díky své plastické deformaci dokonale přizpůsobí tvary obou protějších dosedacích ploch, které nemusí být rovné (deformace), ale zároveň si ponechává jistou míru pružnosti. Obdobným způsobem je možné těsnit i ostatní kanály, případně lze pro utěsnění použít vhodné pružné polymery nanesené na vlastní těsnění. V každém případě po přimáčknutí hlavy k vložce válců (dotažením šroubů) dojde k trvalé deformaci všech těchto těsnících prvků a nelze je již opětovně použít.



Obr. 57: Různá provedení těsnění na straně spalovacího prostoru (nahoře, spalovací prostor na pravé straně, [38]) a provedení deformačních prolisů pro utěsnění kanálů (dole), [39]

11.10 Blok válců – klikova skříň

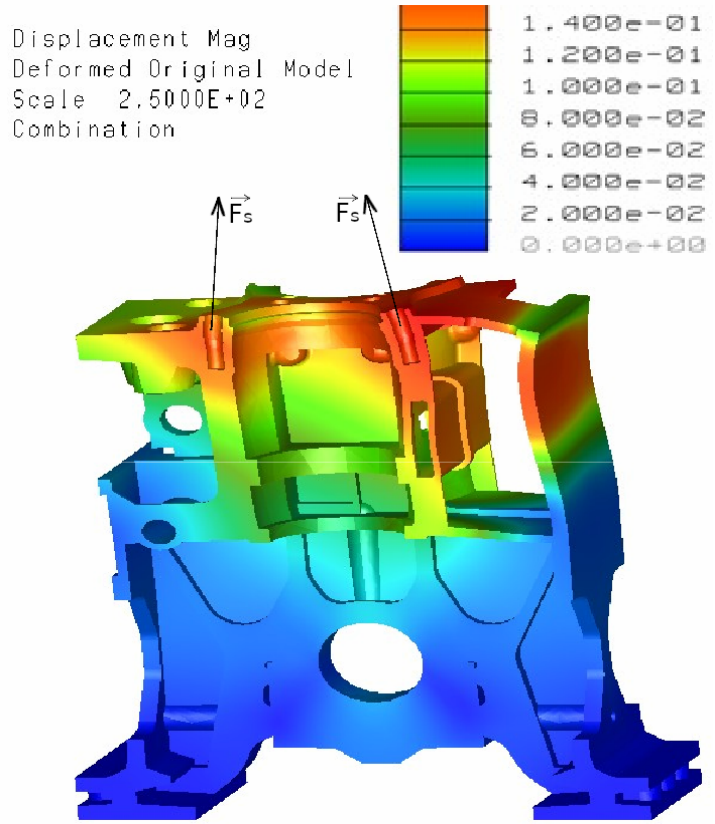
Další výrobně poměrně náročnou částí motoru, rovněž zhotovovanou odléváním, je blok motoru. Jeho úkolem je zajistit spojení hlavy válce a jeho stěny, ať už je tvořeno samostatnou vložkou, nebo je tvořeno jedním nerozebiratelným celkem. Dále pak tvoří uložení klikového hřídele. Následně také může být celý motor uchycen za pro tento účel vytvořené konstrukční body a tvoří uchycení dalších prvků spalovacího motoru (alternátor, spouštěč motoru, atd.).



Obrázek 58: Kliková skříň řadového šestiválce, [40]

Kliková skříň není výrazně tepelně namáhána s výjimkou případu, kdy je stěna válce realizována pouze vytvořením vhodné třecí vrstvy na válcové ploše uvnitř klikové skříně. Mechanické namáhání je tvořeno zejména normálovou silou od pístu, silami od uložení klikového hřídele, přídržnou silou hlavy válců a reakcemi v uložení motoru.
Normálová síla od pístu je značně proměnlivá v závislosti na poloze klikového hřídele a provozním režimu motoru (velikost spalovacích tlaků). U dlouhých bloků motorů (s větším

počtem válců) působí jejich kroucení v podélném směru. Síly od uložení klikového hřídele rovněž působí deformace klikové skříně, a to zejména ve svislém směru, kdy se snaží toto uložení „vytáhnout“ směrem dolů (horní úvrať a vysoké tlaky). Síla od šroubů, kterými je ke klikové skříni uchycena hlava válců, působí výhradně v ose válců. Je proměnná, protože zde proti sobě působí jak osová síla ve šroubech od jejich dotažení, tak v opačném směru tlaková síla od náplně válce. V případě, že tuhost bloku na jedné straně odlišná od druhé (jedna je „měkčí“ a druhá „tvrdší“, dochází k nerovnoměrnému protažení a tím i k deformaci ideální osy válce. Reakce v uložení motoru jsou pak dány jak tíhovou sílou, tak i výstupním točivým momentem, ke kterému tvoří reakci a nebývají pro deformaci klikové skříně podstatné.



Obr. 59: Deformace klikové skříně velkého průmyslového motoru (v mm, zobrazeny 250x větší) a znázorněnými deformujícími silami od šroubů $\boldsymbol{F_s}$, kterými je připevněna hlava, [41]

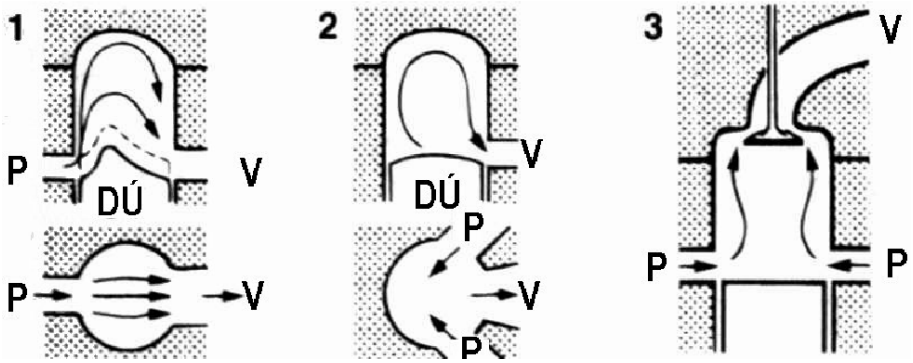
Výsledkem je, že klikový skříň musí být navržena s důrazem na tuhost při zachování přiměřené hmotnosti.

12. Rozvody spalovacích motorů

Pro úspěšnou funkci spalovacího motoru je zapotřebí provést výměnu obsahu válce tak, aby byly odvedeny spaliny z předchozího cyklu a byla nasáta nová náplň válce. Tuto je vhodné provést s co nejmenší energetickou spotřebou a zároveň co možná nejúčinněji, aby bylo možné ve válci spálit co největší množství paliva. Toto mají za úkol takzvané rozvody, kdy základem funkce je otvírání a zavírání vstupních (sacích) a výstupních (výfukových) kanálů ve vhodný okamžik. Pojmenování vychází z období parních strojů, kdy byla pára (jakožto pracovní médium o vysokém přetlaku) o pracovním tlaku rozváděna tlakovým vedením a uzavíráno šoupátky. Tyto ovládací prvky byly u spalovacích motorů nahrazeny jiným provedením, avšak souhrnné označení „rozvody“ jim zůstalo, přestože již nerozvádějí médium o pracovním tlaku.
Realizace je možná vícero způsoby. Jednak je možné využít pohybu pístu k otvírání kanálů jejich odkrýváním, případně lze podobně odkrývat příslušné kanály pouze k tomu určenými posuvnými prvky (tzv. šoupátky) a nebo je možné využít talířové ventily, které se pohybují ve směru své podélné osy směrem do spalovacího prostoru.
Pro co nejlepší funkci je zapotřebí vhodné načasování okamžiků otevření a uzavření jednotlivých ventilů.

12.1 Rozvody s využitím překrytí pístu

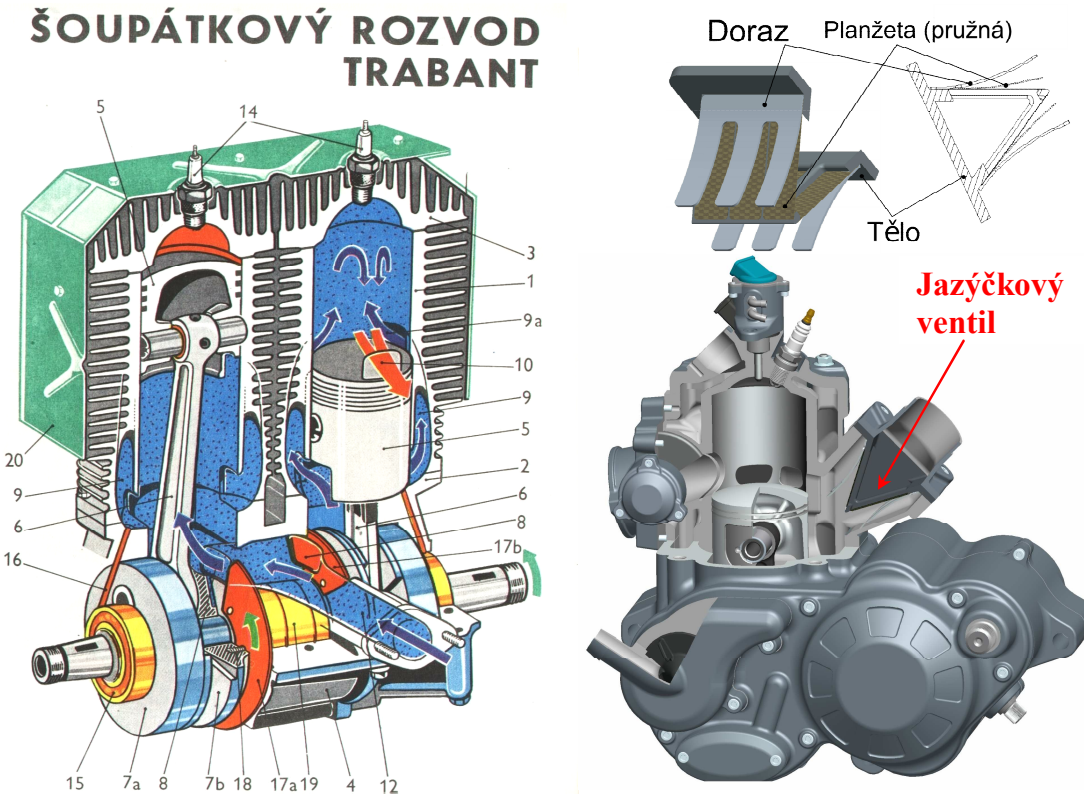
V tomto případě jsou vstupní a výstupní kanály, kterými je nasávána čerstvá směs a je odstraňovány produkty předchozího pracovního cyklu, odkryty samotným pohybem pístu. Přestože se jedná na první pohled o jednoduché řešení, přináší řadu kompromisů.
Jednak dochází k odkrytí kanálů při každém zdvihu pístu a jsou tedy použitelné pouze pro motory dvoudobé. Dále dojde vždy k přechodu hrany pístu při otevírání a uzavírání v jeho stejné poloze a okamžiky otevření a uzavření jsou pak symetrické vzhledem k úvratím pístu, čímž je poněkud omezena volnost volby počátku a konce výměny obsahu válce.
Dále je nutné vhodným přítlakem pístních kroužků a tvarováním okrajů kanálů zamezit kolizi okraje hrany pístního kroužku a hrany kanálů a tím i poškození obou částí.
Kromě toho je zřejmé, že období otevření sacího a výfukového kanálu se vzájemně časově překrývají. Tím je umožněn nežádoucí průtok čerstvé směsi ze sacího kanálu přímo do kanálu výfukového, aniž by se účastnila spalovacího procesu a došlo k využití chemické energie v ní obsažené.
Aby tomuto bylo zamezeno, je nezbytné upravit proudění plynů tak, aby byly přednostně a v co nejvyšší míře odstraněny zplodiny hoření, ale zároveň nedocházelo výše popsanému tzv. „zkratovému proudění“.



Obr. 60: Proplachování válce u dvoudobých motorů – příčné, vratné a přímé (souproudé); P – plnicí (sací) kanál, V – výfukový kanál (nahoře příčný pohled, dole pohled shora, [42]

Toho lze docílit jednak vhodným tvarováním spodní strany pístu pomocí tzv. deflektoru (usměrňovače proudění) při příčném vyplachování (obr. 60 vlevo), kdy je proud čerstvé směsi paliva a vzduchu nasměrován k zapalovací svíčce. Mezi nevýhody patří nárůst hmotnosti pístu, posun jeho těžiště mimo osu, nárůst teplosměnné plochy (jak únik tepla do stěn při spalování tak ohřev čerstvé směsi od stěn) a i tak nedokonalé zabránění zkratovému proudění.
Uprostřed je znázorněno vratné proplachování, u kterého jsou kanály umístěny tak, aby byl směr toku nasávané směsi téměř opačný k toku výfukových plynů. Díky tomu je únik čerstvé směsi do výfuku značně redukován.
Poslední vpravo znázorněnou variantou je vyplachování přímé (či souproudé). V tomto případě je pro výfuk využíváno talířového ventilu (popsán v další části této kapitoly). Tímto uspořádáním lze docílit jednak lepšího proplachu od zbytkových spalin a navíc toto uspořádání umožňuje výfukové kanály uzavřít výrazně dříve než sací, což je nutná podmínka pro přeplňování (vtlačování čerstvé směsi o tlaku vyšším než atmosférickém, je blíže rozebráno v kapitole 14).

Nectností upořádání s tokem čerstvé směsi z prostoru pod pístem, kdy bylo využíváno pohybu pístu dolu k vytlačení směsi do prostoru nad ním, byl zpětný tok směsi do sacího potrubí. Tomu bylo bráněno například použitím rotačních šoupátek umístěných na klikovém hřídeli (obr. 61 vlevo), nebo v současnosti použitím jazýčkových ventilů (obr. 61 vpravo), které brání zpětnému toku směsi.

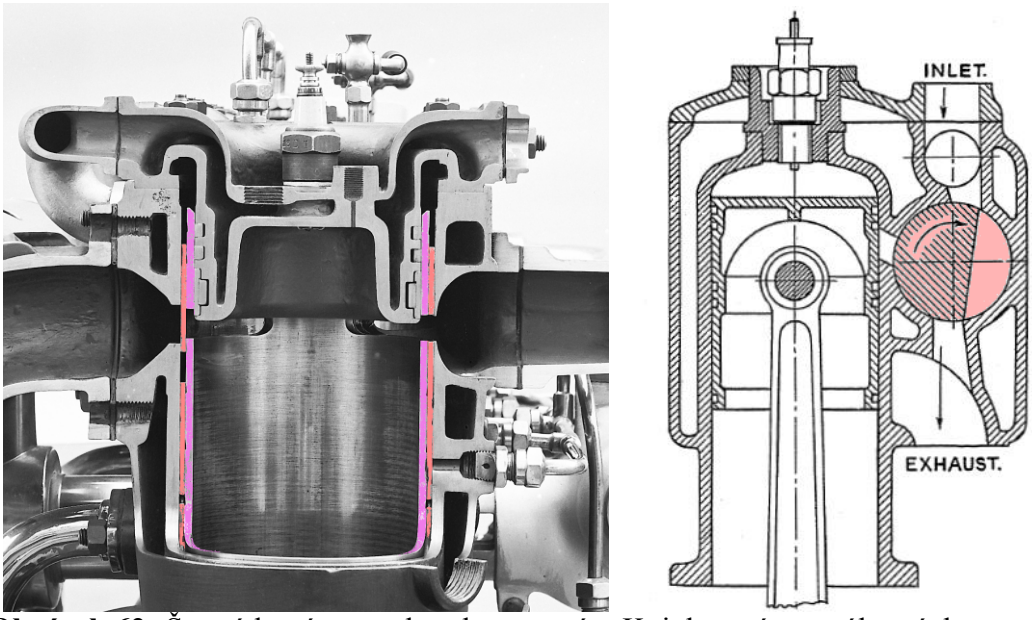


Obrázek 61: Omezení zpětného průtoku směsi použitím rotačního šoupátka (vlevo, [43]) a jazýčkového ventilu (vpravo, [44])

12.2 Šoupátkové rozvody

Další možností je využít k otvírání a zavírání kanálů k tomu vyčleněné posuvné prvky, tvz. šoupátka. Zde již odpadá omezující symetrie překrytí vzhledem k úvrati pístu, ale zase je nutné zajistit přítlak šoupátek tak, aby nedošlo k úniku obsahu válce vlivem vnitřního přetlaku.

Jednak tento přítlak působí nežádoucí třecí ztráty a navíc je nutné zabezpečit mazání jednotlivých třecích dvojic. Příklad provedení je vyobrazen na obr. 62.

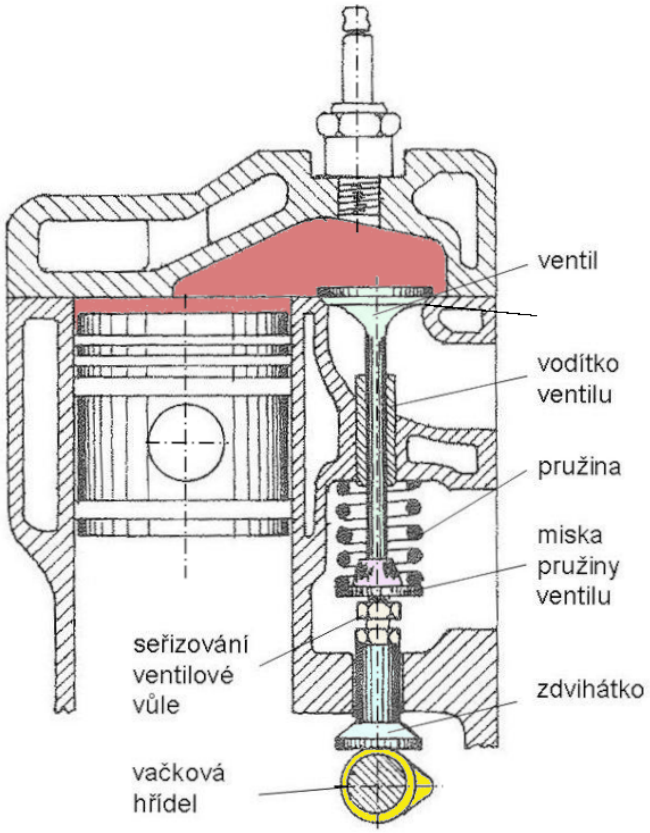


Obrázek 62: Šoupátkové rozvody: vlevo systém Knight s párem válcových v ose se posouvajících šoupátek (oranžové vnější, fialové vnitřní, [45]), vpravo systém Darracq s rotačním válcovým šoupátkem [46]

Přestože tento způsob rozvodů eliminoval některé počáteční nevýhody rozvodů s talířovými ventily, obtížná těsnost a vysoká spotřeba motorového oleje spojená se značnou kouřivostí odsoudily toto řešení k zániku.

12.3 Rozvody využívající talířové ventily

Následně je možné jak sací tak výfukový kanál otevřít pohybem talířového ventilu (nazýván podle jeho spodní rozšíření části) ve směru jeho osy směrem dovnitř do spalovacího prostoru (např. obr. 63). Tlakem plynů uvnitř válce je ventil zatlačován do sedla, čímž je zlepšována jeho těsnost.
Pohyb těchto ventilů je výhradně zabezpečován pootáčením k tomu účelu určeného hřídele. Na něm jsou umístěny excentrické prvky, vačky, které ventily odtlačují buď přes páku nebo přímo (přesněji přes zdvihátko ventilu).
Návrat ventilů je nejčastěji zabezpečen vinutou pružinou tak, aby byla zajištěn zaručeně rychlý návrat bez ztráty kontaktu vačky s poháněným prvkem. Někteří výrobci nepoužívají k návratu ventilu sílu pružiny, ale druhé vačkou ovládané páčky (dále popsaný desmodromický rozvod).
Použití talířových ventilů umožňuje několik konfigurací. Jednak je možné ponechat část sacího i výfukového kanálu jako součást spalovacího prostoru a umístit ventily na straně. Toto řešení je nazýváno jako Side Valve (ventil s postranním ventilem, SV).

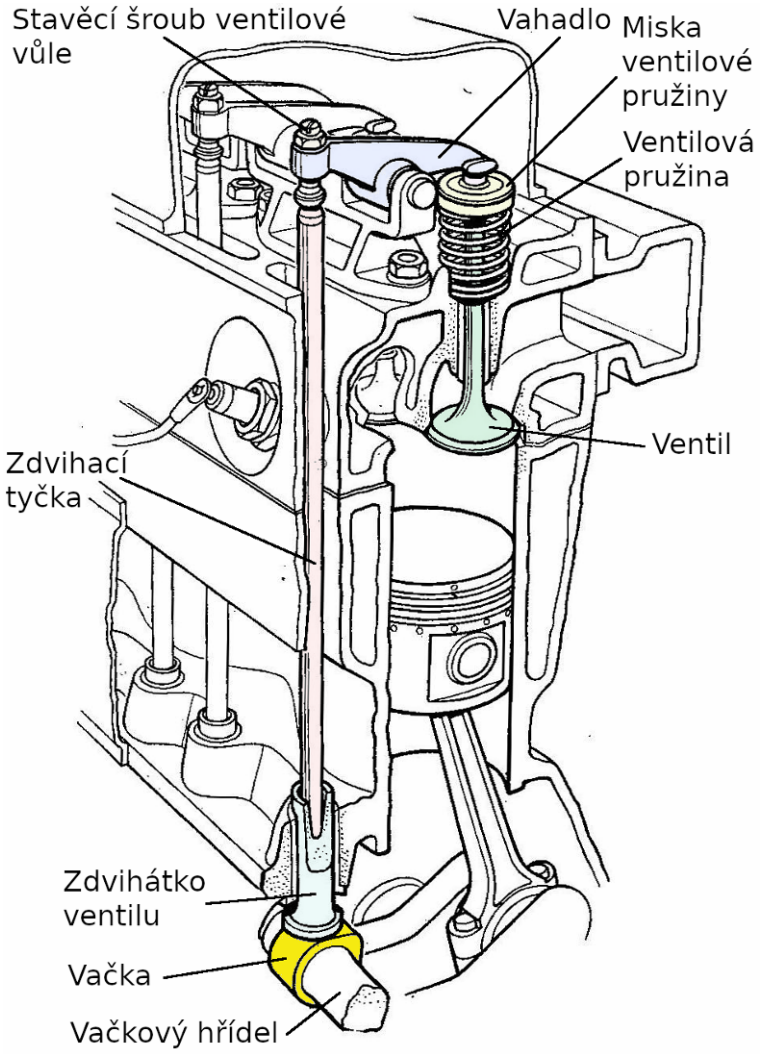


Obrázek 63: Uspořádání rozvodu s postranním ventilem (SV), spalovací prostor vybarven červeně, posuvně pohybující se díly rozvodu podbarveny světlými odstíny, otáčející se vačka žlutě, [47]

Výhodou tohoto provedení je eliminace nebezpečí kolize s pístem (například při nedostatečné rychlosti návratu ventilu, porušení vačkového či klikového hřídele). Nevýhodou je nemožnost dosažení vysokých kompresních poměrů a značná prostorová členitost spalovacího prostoru. U tohoto provedení se zvýší podíl objemu v blízkosti stěn, který zůstává příliš chladný na to, aby došlo k vyhoření směsi a naroste tak množství nevyužité směsi. Z těchto důvodů se již desítky let prakticky nevyužívají.

Druhou možností je umístění ventilů do hlavy válce tak, že celý sací a výfukový kanál se nachází mimo spalovací prostor. V takovém případě je možné dosáhnout výrazně vyšších kompresních poměrů a tvar spalovacího prostoru pak bude méně členitý, avšak v případě pomalého zavírání ventilu či při porušení kinematické vazby mezi pístem a vačkou (prasklý klikový hřídel, rozvodový řemen či řetěz apod.) dojde ke střetu pístu s ventilem s neblahými následky pro celý motor.

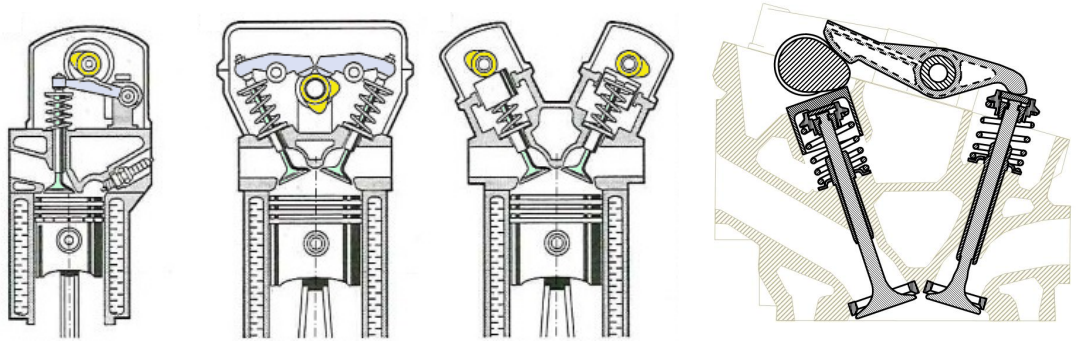
V případě umístění ventilů tak, že se celé kanály nacházejí vně spalovacího prostoru je možné vačkový hřídel umístit na boku klikové skříně a ventily nad hlavou mluvíme o rozvodu OHV (Over Head Valve).



Obrázek 64: Ventilový rozvod typu OHV, [48]

Pak vačka pohybuje zdvihátkem ventilu, ve kterém je vsazena zdvihací tyčka ventilu, která působí na dvouramennou páku (vahadlo), jejíž druhá strana působí na ventil proti působení ventilových pružin, které jej zavírají. Rozdíl teplot jednotlivých dílů při porovnání studeného a prohřátého motoru je v řádu vysokých desítek stupňů Celsia, takže se zde projeví teplotní roztažnost. Nejvýrazněji k tomuto přispívá značná délka tyčky zdvihátka ventilu. S tímto je nutné při návrhu motoru počítat a stanovit (a posléze i nastavit) vhodnou vůli za studena i za cenu jistých mechanických rázů při studeném motoru (tzv. cvakání ventilů). Ventilová vůle za studena pak bývá nastavována na v nízkých jednotkách desetin milimetru.

Další možností je umístit vačkový křídel v hlavě. Pak je nad hlavou válců umístěn celý vačkový hřídel a odtud plyne i název Over Head Camschaft (OHC). V případě dvou ventilů na válec je možné oba ovládat jedním vačkovým hřídelem (obr. 65 nejvíce vlevo) a u tzv. čtyřventilové techniky (dva sací a dva výfukové ventily na válec) je možné ovládání jedním vačkovým hřídelem přes vahadlo či rozvodovou páku (obr. 65 druhý zleva).



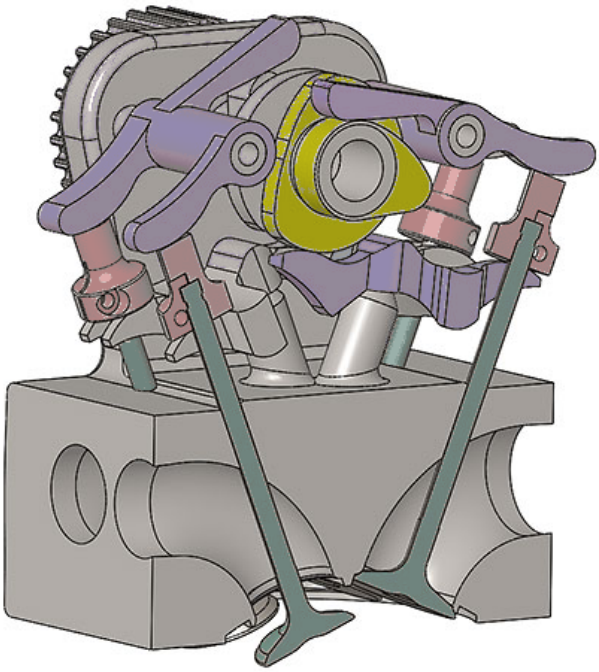
Obrázek 65: Provedení rozvodů OHC: zleva Single OHC (SOHC) s rozvodovou pákou (dva ventily na válec v řadě), s centrálním vačkovým hřídelem a vahadly (SOHC se čtyřmi ventily na válec, uspořádání s dvěma vačkovými hřídeli (přímé ovládání, Double OHC = DOHC – třetí zprava), vše [49] a kombinace přímého ovládání a ovládání přes páku (vpravo, [50])

Výhodou tohoto uspořádání je, že se zde výrazně méně projevují teplotní dilatace (díly jsou „kratší“) a také menší hmotnost urychlovaných součástí. V porovnání s uspořádáním OHV jsou výrazně redukovány hmotnosti pohybujících se částí, díky čemuž je možné motor provozovat i ve vyšších otáčkách (vyšší možná zrychlení při stejných urychlujících silách). Celý rozvodový mechanismus je také výrazně tužší nežli uspořádání OHV. Oproti tomu je jistou nevýhodou velká vzdálenost mezi osami klikového a vačkového hřídele a tím i o něco obtížnější pohon vačkového hřídele, který je obvykle realizován rozvodovým řetězem, nebo řemenem.
Možné je i provedení se dvěma vačkovými hřídeli, které zaručuje nejnižší hmotnost urychlovaných dílů a zároveň nejmenší počet pohyblivých dvojic.
S úspěchem je dále využíváno prvků využívajících k vymezení ventilové vůle motorový olej a jeho tlak (hydraulická zdvihátka), které je již po několik desetiletí běžnou součástí vozidlových motorů.

Pro pohyb jednotlivých částí rozvodového mechanismu je nutné těmto částem udělit zrychlení a tedy působit na ně silou, která je co do velikosti a směru výrazně proměnná. K zamezení rázů (skokových nárůstů sil) je zapotřebí jednak eliminovat vůle mezi pohybujícími se součástmi a jednak zajistit co nejplynulejší (tj. „nejhladší“) průběh zrychlení pomocí vhodného tvarování vačky.

Možné jsou i kombinace předchozích způsobů, kdy pro například otvírání sacího kanálu je použit jeden způsob (např. hranou pístu), zatímco jiný pro výfukový kanál (např. využitím talířových ventilů) či sací talířový ventil je umístěn v hlavě (jako u rozvodu OHC) a výfukový na straně (jako SV, označován jako Intake Over Exhaust - IOE). Takové konstrukce byly v minulosti v menší míře využívány, dnes již nenacházejí uplatnění a nejsou v tomto stručném přehledu přiblíženy.

K návratu ventilu zpět do sedla lze kromě pružiny využít i druhého vahadla, jak je tomu využíváno v desmodromickém rozvodu, který využívá výrobce motocyklu Ducati.



Obrázek 66: Desmodromický rozvod, [51]

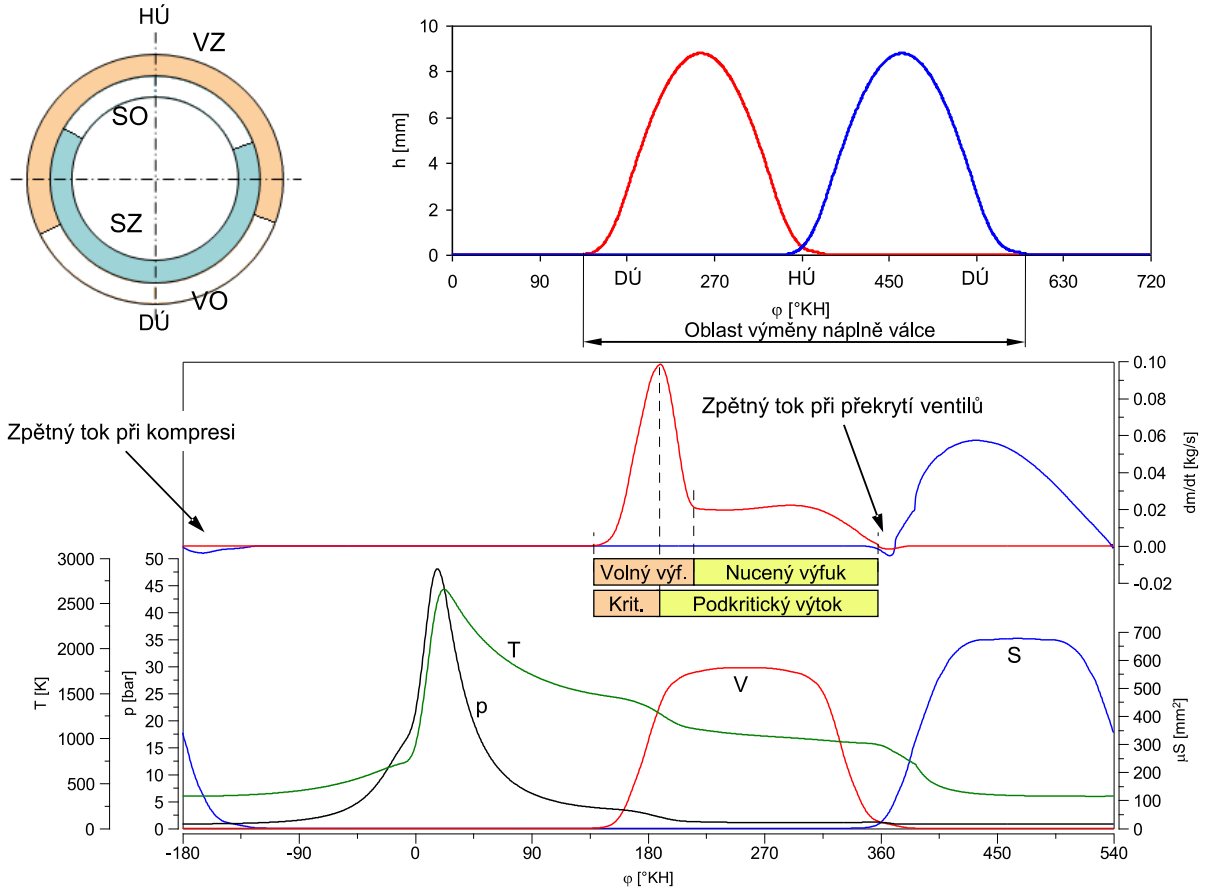
Zásadní výhodou je možnost dosažení vyšších otáček motoru, při kterých by již vinutá pružina nebyla schopná ventil dostatečně rychle uzavřít a došlo by ke kolizi s pístem. Nevýhodou je pak vyšší hlučnost tohoto systému.

Lepší představu o dějích probíhajících v průběhu výměny válce podávají následující grafy.
V horní části je ilustrován průběh zdvihu obou ventilů spolu se schematickým znázorněním poloh natočení klikového hřídele (vpravo). Z průběhu je vidět, že v polohách natočení klikového hřídele blízkých úplnému uzavření ventilu je jeho otevření velmi malé. V těchto částech je tok plynů značně omezen. Protože je cílem provést výměnu obsahu válce co možná nejlépe, jsou ventily otevírány před dosažením úvrati pístu a zavírány po průchodu pístu úvratí.

12.4 Popis průběhu výměny náplně válce u ventilového rozvodu

Tím sice v případě otevírání výfukového ventilu přijdeme o část práce, kterou by tyto plyny mohly vykonat, ale účinnější výměna náplně je výhodnější.
Začněme popis průběhu výměny válce, zobrazení na obr. 67, expanzí, kdy je spalování dokončeno, řekněme 90° pootočení klikového hřídele (KH) za horní úvratí (HÚ). V průběhu expanze dochází k poklesu tlaku ve válci až dojde přibližně 140° za KH k započetí otevírání výfukového ventilu. Výfukový ventil se nejprve otevírá velmi pozvolna (prvních zhruba 10° pootočení klikového hřídele), pak se začne otevírat výrazně rychleji. V první fázi v našem případu (v úseku do 30° od počátku otevírání výfukového ventilu) je poměr tlaků plynů ve válci a ve výfuku nadkritický a dochází tedy ke kritickému proudění (rychlostí zvuku za daných podmínek). V průběhu této části za narůstajícího průtočného průřezu ventilu tlak klesá až tlakový spád poklesne pod kritický poměr. Poté je již průtok dán i tlakovým spádem a i přes další nárůst průtočného průřezu dochází k poklesu průtoku (zde přibližně od 180°, tedy DÚ). Po dalších pár desítkách stupňů pootočení KH se tlaky z většiny srovnají (zde kolem 215°), pak je již průtok při výfuku dán pohybem pístu, kdy jsou výfukové plyny vytlačovány

pístem z válce. Postupně pak začne průtok klesat s tím jak se výfukový ventil uzavírá a až je úplně uzavřen a průtok ustává (zde přibližně 390° pootočení KH).
Ještě předtím však může dojít ke zpětnému průtoku výfukových plynů do válce a do sání. K tomu dojde pokud se období otevření jak sacího tak výfukového ventilu překrývá a zároveň je ve výfukovém kanále větší tlak než v kanále sacím (u atmosférických motorů vždy). V našem případě je o úsek přibližně 350 až 380°. Pokud by v této části pracovního cyklu byl tlak v sacím kanále větší než ve výfuku, dojde k toku části náplně válce přímo ze sání do výfuku. V případě vnější tvorby směsi (do válce nasávána směs vzduchu a více či méně odpařeného paliva) je tento jev nežádoucí. V případě vnitřní tvorby směsi není na závadu ale v případě přeplňování dochází ke zbytečnému ochlazování výfukových plynů.



Obrázek 67: Průběhy charakteristických veličin při výměně válce. Vlevo nahoře kruhový diagram časování ventilového rozvodu, vpravo nahoře průběh zdvihu výfukového (červeně) a sacího (modře) ventilu. V horní části dolního grafu jsou průtočná množství z válce do výfuku (červeně) a ze sání do válce (modře). Ve spodní části je pak vyobrazen průběh tlaku ve válci p (černě), střední teploty ve válci T (zeleně) a průtočné plochy výfukového (V, červeně) a sacího (S, modře) ventilu, [52]

V průběhu sání jsou tlakové spády menší a ke kritickému proudění dochází zřídka. Průtok do válce je dán opět kombinací pohybu pístu (vytváří podtlak) a průtočným průřezem. V pozdní fázi sání může dojít k přechodnému nárůstu tlaku vlivem působení odražené tlakové vlny (v příkladu není patrná) a těsně po projití pístu dolní úvratí (540° respektive -180° až přibližně -130°) se již píst pohybuje vzhůru a vytlačuje v malé míře náplň z válce. Posunutí okamžiku zavření sacího ventilu do dřívějšího okamžiku by sice eliminovalo zpětný průtok do sání, ale zároveň by byl průtok před dolní úvratí více škrcen více přivřeným sacím ventilem a došlo by k poklesu nasátého množství náplně do válce.

V současné době je za účelem zvyšování měrného výkonu pomocí lepšího naplnění válce a optimalizací spotřeby poměrně často využíváno proměnného časování (okamžiky otevření a uzavření) ventilů v závislosti na otáčkách a zatížení motoru. Množství konstrukčních uspořádání se počítá na desítky a není v tomto stručném přehledu rovněž zahrnuto.

13. Výměna pracovní náplně, dopravní účinnost

Jedním z parametrů, které určují úspěšnost provedení ventilových rozvodů je míra, do jaké se skutečně podařilo odstranit zbytky výfukových plynů a nahradit je čerstvou směsí (u motorů s tzv. vnější tvorbou směsi, kdy je směs palivo-vzduch tvořena mimo spalovací prostor, konzervativní ZM) či vzduchem (moderní ZM s přímým vstřikem směsi a VM). Tento parametr je určující zejména v provozních režimech plného zatížení motoru (maximální točivý moment), protože množství uvolnitelného tepla je limitováno právě množstvím vzduchu, který je k dispozici pro spalování.
Mírou úspěšnosti předchozího je tzv. dopravní (nebo též plnicí) účinnost jakožto poměr skutečného a teoretického hmotnostního naplnění válce.

$$\eta_d = \frac{m_{skut}}{m_{teor}} \tag{53}$$

Objem spalovacího prostoru, který lze teoreticky na jeden pracovní cyklus nasát, je u motoru s přirozeným nasáváním roven zdvihovému objemu V_z, a u přeplňovaných motorů (vzduch či směs vháněny pod tlakem) lze teoreticky při ideálním proplachu využít celý vnitřní objem válce V_c.
Dalším vstupujícím faktorem je otázka, co je vlastně náplní válce. Uvažujeme-li motor s vnitřní tvorbou směsi (přímý vstřik do válce), je nasát pouze vzduch a palivo je dopraveno do válce až po uzavření ventilů, proto je počítáno vlastnostmi vzduchu (index ***vzd***). Jedná-li se o tvorbu směsi vnější (část zážehových motorů se vstřikem do sání), musíme uvažovat vlastnosti směsi paliva a vzduchu (index ***směs***). Poté je nutné zohlednit ještě změny v hustotě ρ vlivem odlišného tlaku a teploty v okolí, tedy jaké by teoreticky mohl mít vzduch či náplň válce (index ***okol***) a skutečné podmínky ve válci v okamžiku uzavření sacího ventilu (index ***vál***).
V následujícím přehledu je proveden souhrn všech variant, přičemž levý sloupec je pro motory s přirozeným plněním (***atm***) a pravý pro přeplňované (***prepl***) a první řádek pro vnitřní, interní, (***int***) tvorbu směsi a druhý pro vnější (externí, ***ext***).

$$\eta_{d,atm,\text{int}} = \frac{m_{skut,vzd}}{V_Z \cdot \rho_{Vzd,okol}} \qquad \eta_{d,prepl,\text{int}} = \frac{m_{skut,vzd}}{V_C \cdot \rho_{Vzd,pl}} \tag{54,55}$$

$$\eta_{d,atm,ext} = \frac{m_{skut,smes}}{V_Z \cdot \rho_{smes,okol}} \qquad \eta_{d,prepl,ext} = \frac{m_{skut,smes}}{V_C \cdot \rho_{smes,pl}} \tag{56,57}$$

Pro variantu vnější tvorby směsi a atmosférického motoru lze za předpokladu plného odpaření paliva psát za použití stavové rovnice ideálního plynu (a z ní vyjádřené hustoty)

$$\eta_{d,atm,ext} = \frac{V_{skut} \cdot p_{vál} \cdot T_{okol}}{V_Z \cdot p_{okol} \cdot T_{vál}}. \tag{58}$$

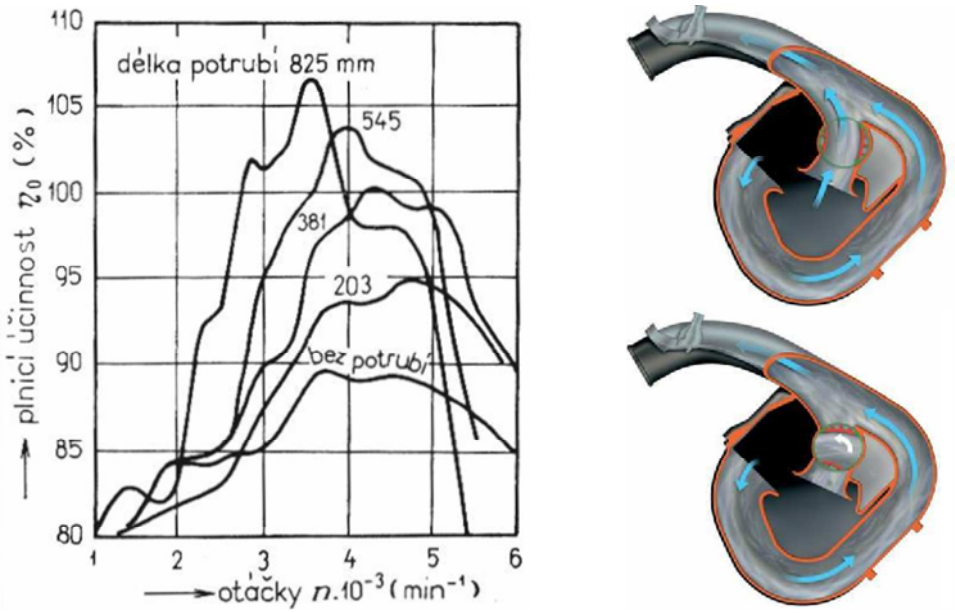
Z něj je patrné, že vyšší poměr tlaku ve válci (přesněji řečeno bližší jedné) a rovněž teploty okolí T_{okol} a $T_{vál}$ přispívá k vyššímu naplnění válce směsí. Poměr tlaků bude tím bližší jedné čím menší budou tlakové ztráty od místa sání až do válce motoru (vzduchový filtr, škrticí klapka byť třeba plně otevřená, omezený průtočný průřez sacího kanálu) a poměr teplot čím menší bude nárůst teploty na cestě nasávaného vzduchu od místa sání než je vzduch dopraven do válce. Na nárůstu teploty vzduchu či směsi se podílí jednak ohřev od stěn sacího kanálu a ventilu, ohřev stlačením při přeplňování (výrazně zmírněno použitím chladiče plnicího vzduchu) a u starších motorů s jednobodovou vnější tvorbou směsi také použitím vyhřívaného sacího potrubí, aby docházelo k odpaření rozptýleného paliva.
Pro přeplňovaný motor by byl tlak okolí p_{okol} nahrazen tlakem v sání p_{prepl} a zdvihový objem V_z objemem celkovým.

Je zřejmé, že vyšší číslo znamená více vzduchu či směsi uzavřené ve válci a dostupné pro spalování. K jeho zvýšení jsou přijímána různá konstrukční opatření. První spočívá v maximalizaci průtočné plochy pro výměnu obsahu válce při otevřených ventilech. Toto je dosaženo jednak prostým navýšením počtu ventilů (zpravidla čtyři menší namísto dvou větších, které jsou nezbytně nutné pro provoz motoru) a také volbou správného poměru jejich velikostí.
Na konci expanzní fáze v okamžiku začátku otevírání výfukového ventilu je ve spalovacím prostoru přetlak vzhledem k výfukovému kanálu i o velikosti několikanásobku atmosférického tlaku, avšak při sání je podtlak (a má být) ve válci vzhledem k sacímu kanálu malým zlomkem atmosférického tlaku. Z rozdílů tlakových spádů tedy patrné, že na konci expanze výfukové plyny opustí spalovací prostor mnohem „ochotněji“ než jsou do něj nasáty při sání. Proto je výhodnější zhotovit výfukové ventily o něco menší a sací ventily o něco větší (nárůst průtočné plochy při sání na úkor průtočné plochy při výfuku). V technické praxi se poměr mezi průměry výfukových a sacích ventilů pohybuje okolo 0,85.



Obrázek 68: Hlava motocyklového motoru s vyznačenými sacími (modrou) a výfukovými ventily (červenou barvou), [53]

Dále bývá využíváno stlačitelnosti vzduchu a jeho setrvačných účinků. Při nasávání vzduchu v průběhu sání dojde k vytvoření podtlaku, vlna poklesu tlaku se šíří sacím kanálem a sacím potrubím, přičemž se od volného konce (vyústění do společné části sacího potrubí) odrazí jako přetlaková a pohybuje se směrem k válci. Při správném nastavení jeho délky dorazí přetlaková vlna o něco dříve před uzavřením sacího ventilu a zvýší tak naplnění válce. Je ale zřejmé, že tento způsob bude fungovat správně pouze pro určité otáčky. S narůstající délkou sacího potrubí se doba pro návrat tlakové vlny zvyšuje (tj. je vhodná pro nižší otáčky) a při kratší délce dojde rychlejšímu návratu tlakové vlny a tento stav je vhodný pro otáčky vyšší. Pro zajištění účinků v širokém spektru otáček bývá použito plynulé či stupňovité délky sacího potrubí.



Obrázek 69: Plnicí účinnost pro jednotlivé otáčky v závislosti na délce sacího potrubí (vlevo, [54]) a příklad realizace proměnné délky sacího potrubí rotačním šoupátkem (vpravo, natáčení naznačeno bílou šipkou); vpravo nahoře konfigurace s krátkou délkou (šoupátko otevřeno) a dole konfigurace s uzavřeným šoupátkem (uzavřeno, vzduch je nucen proudit pouze dlouhým obvodovým kanálem, [55])

Na druhou stranu ale může dojít průniku čerstvé směsi (u motorů s vnější tvorbou směsi) či vzduchu (motory s vnitřní tvorbou směsi) do výfuku. Tento faktor je zahrnut v součiniteli proplachu φ_{pr} (≥ 1), který udává poměr náplně, která prošla sáním m_{int} a která byla uzavřena ve válci motoru $m_{válc}$ a měla tak šanci účastnit se hoření.

$$\varphi_{pr} = \frac{m_{\text{int}}}{m_{válc}} \tag{59}$$

U směsi (vzduchu s palivem) je tento jev nežádoucí, protože část paliva odchází nevyužita a u přeplňovaných motorů, s využitím energie výfukových plynů (bude osvětleno v dalších kapitolách), dochází k naředění těchto horkých výfukových plynů chladným vzduchem a k jejich ochlazení.

14. Přeplňování pístových spalovacích motorů

Jak již bylo předesláno v dřívějších kapitolách, množství tepla, které je možné ve spalovacím prostoru uvolnit, je limitováno zejména množstvím vzduchu, který je pro dispozici pro spalovací proces. Chceme-li navýšit množství mechanické práce při konstantních otáčkách, můžeme buď navýšit zdvihový objem, nebo zajistit větší množství vzduchu, které pak bude možné využít při spalování. Pokud navýšíme plnící tlak nad atmosférický, bude válec „plnější“ vzduchu a mluvíme tedy o přeplňování motoru.
Navýšit plnící tlak je možné v různé míře. V závislosti na míře nárůstu tlaku, stupni stlačení plnicího vzduchu

$$\pi = \frac{p_{výst}}{p_{vst}}, \tag{60}$$

kde $p_{výst}$ je výstupní tlak a p_{vst} vstupní tlak, lze rozlišit nízkotlaké, středotlaké a vysokotlaké přeplňování. Není-li před vstupem do zařízení pro zvýšení tlaku (dmychadlo, kompresor) tento již zvýšen, je p_{vst} obvykle o něco málo nižší než atmosférický. Tabulka 1 uvádí možné rozdělení míry přeplnění pístových spalovacích motorů. Toto rozdělení je orientační a liší se zdroj od zdroje.

	Stupeň stlačení π
Nízkotlaké	do 1,5
Středotlaké	1,5 - 1,8
Vysokotlaké	nad 1,8

Tabulka 1: Rozdělení přeplňování dle stupně stlačení plnicího vzduchu dle [56]

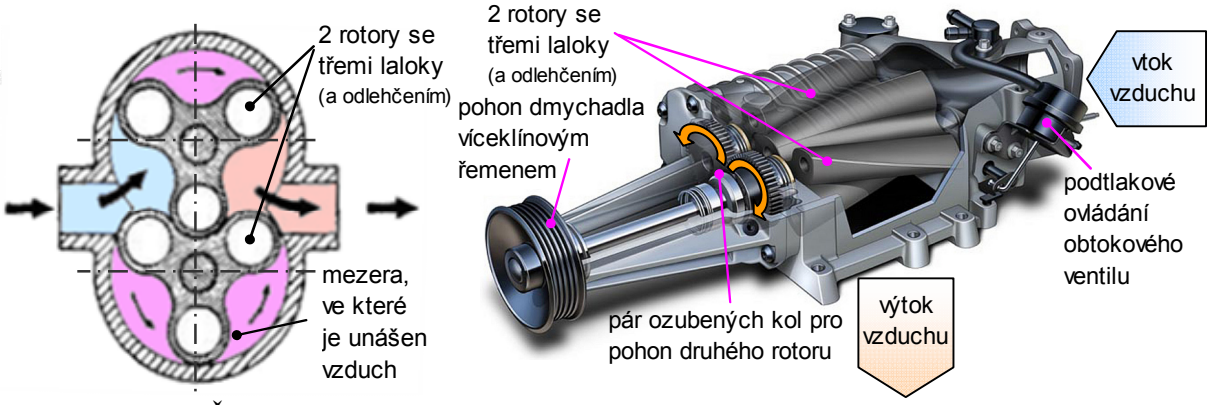
Na následujících stranách jsou stručně shrnuty více či méně obvyklé způsoby přeplňování PSM ať už se jedná o metody, kdy je zařízení poháněno mechanicky, využívá energii výfukových plynů či se jedná o tzv. tlakový výměník.

14.1 Mechanicky poháněná dmychadla

Tato skupina zařízení je mechanicky poháněna od klikového hřídele, přičemž se sestávají ze dvou rotorů, které jsou vzájemně sychronizovány ozubenými koly vně kompresního poměru (rotory nejsou v záběru). Připojení je prováděno elektromagnetickou spojkou tak, aby je řídící jednotka mohla v závislosti na potřebě odpojit. Zároveň s tím je vyřazení z činnosti provedeno otevřením obtokového ventilu, kterým pak plnicí vzduch proudí. Při jejich trvalém připojení by jednak spotřebovávaly zbytečně mechanickou energii a produkovaly hluk.

Rootsovo (zubové) dmychadlo

Je zhotoveno dvojicí rotorů se zpravidla třemi laloky. Rotory bývají zhotoveny z hliníkových slitin a povlakovány plastem. K vlastnímu stlačení dochází až na výstupní straně Rootsova dmychadla. Obvykle dosahuje stupně stlačení kolem 1,2 až 1,3 při účinnosti blížící okolo 80%. S narůstajícím stupněm stlačení pak účinnost klesá. Lepší představu o principu a uspřádání podává obrázek 70.

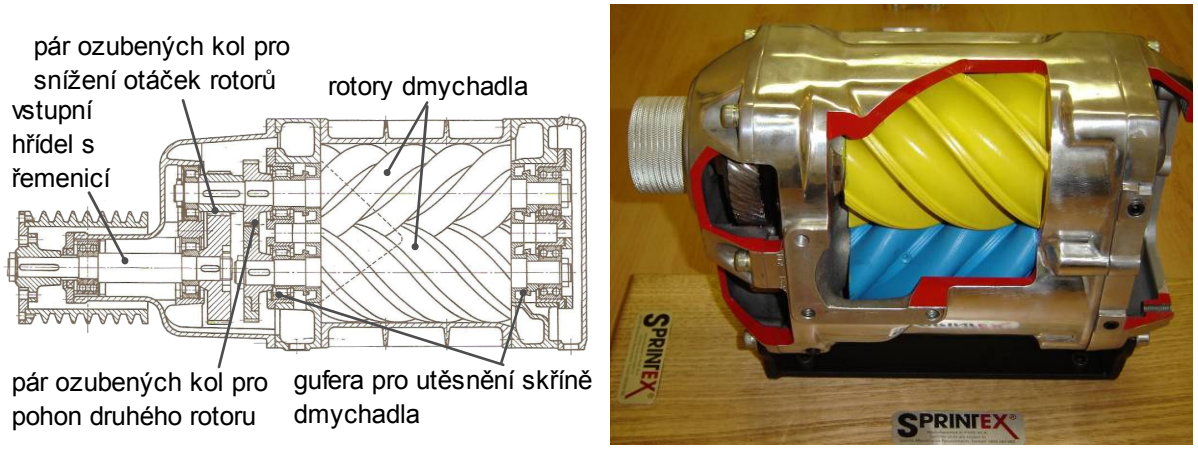


Obrázek 70: Řez Rootsovým dmychadlem (vlevo, [57]) a jeho uspořádání (vpravo, [58])

Plnicí vzduch je tedy nabírán do prostoru mezi vnější skříň a laloky (obarveno fialově) a je vytlačován díky jejich rotaci (horní rotor po směru hodinových ručiček). Pokud proud vzduchu na výstupu (podbarven červeně) „přiškrtíme“, dojde zároveň k žádanému nárůstu tlaku.

Lysholmovo (šroubové) dmychadlo

Toto dmychadlo je oproti Rootsovu dmychadlo rozdílné jednak tím, že se zde vzduch pohybuje ve směru os otáčení obou rotorů (axiálně) a jednak dochází k jeho stlačení z části již při průchodu prostoru mezi rotory. K dalšímu stlačení pak dojde na straně výstupu (nuceným výtlakem do prostoru s omezeným průtokem). Jeho provedení je znázorněno na obrázku 71.

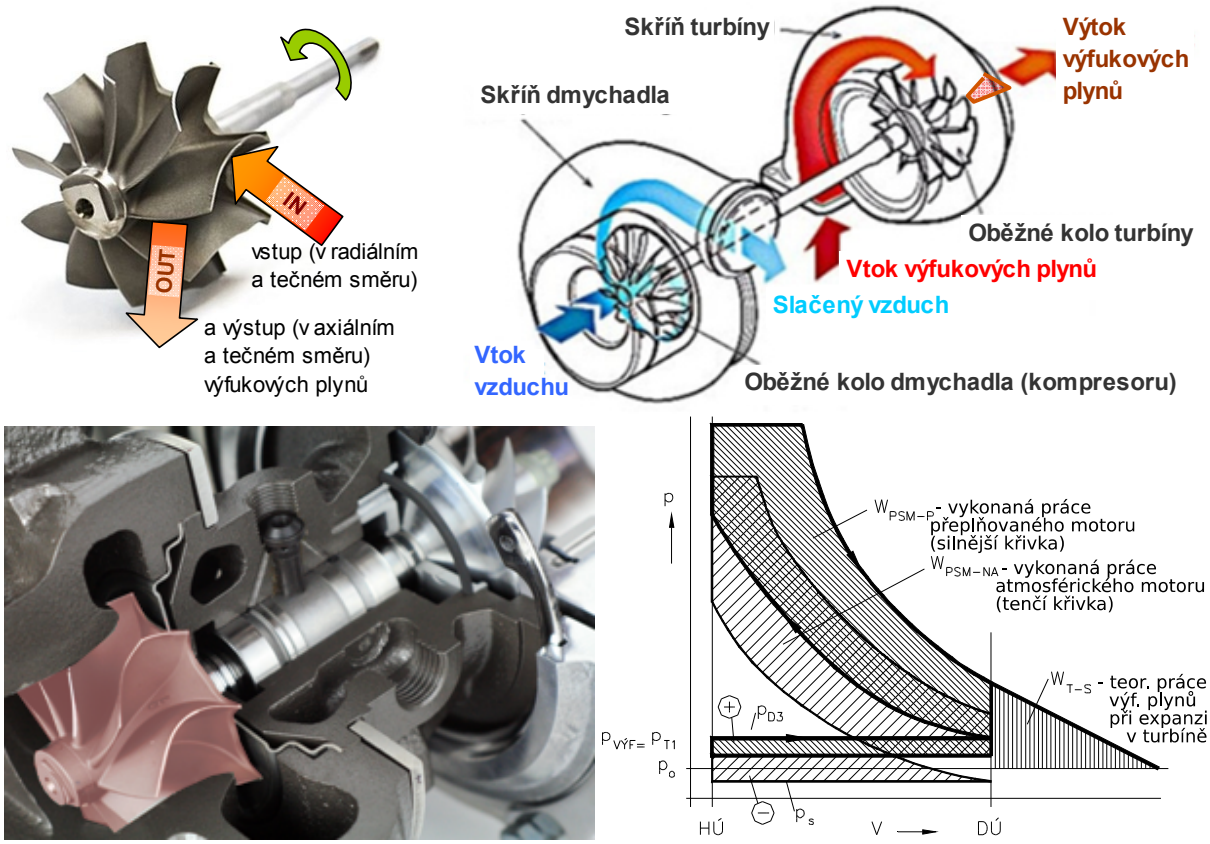


Obrázek 71: Lysholmovo dmychadlo - vlevo řez [59], vpravo reálné provedení [60]

Přestože obecně vykazuje menší účinnost než Rootsovo dmychadlo, je schopné dosáhnout vyšších stupňů stlačení a v těchto provozních režimech pak vykazuje o něco vyšší účinnost než dmychadlo Rootsovo. Navíc je dodávka plnicího vzduchu s Rootsovým dmychadlem o něco plynulejší. U Lysholmova dmychadla je dále použití odpojovací spojky prakticky nutností, protože díky vnitřnímu stlačení je i při aktivaci obtoku spotřebováván nemalý mechanický výkon.

14.2 Přeplňování s využitím energie výfukových plynů

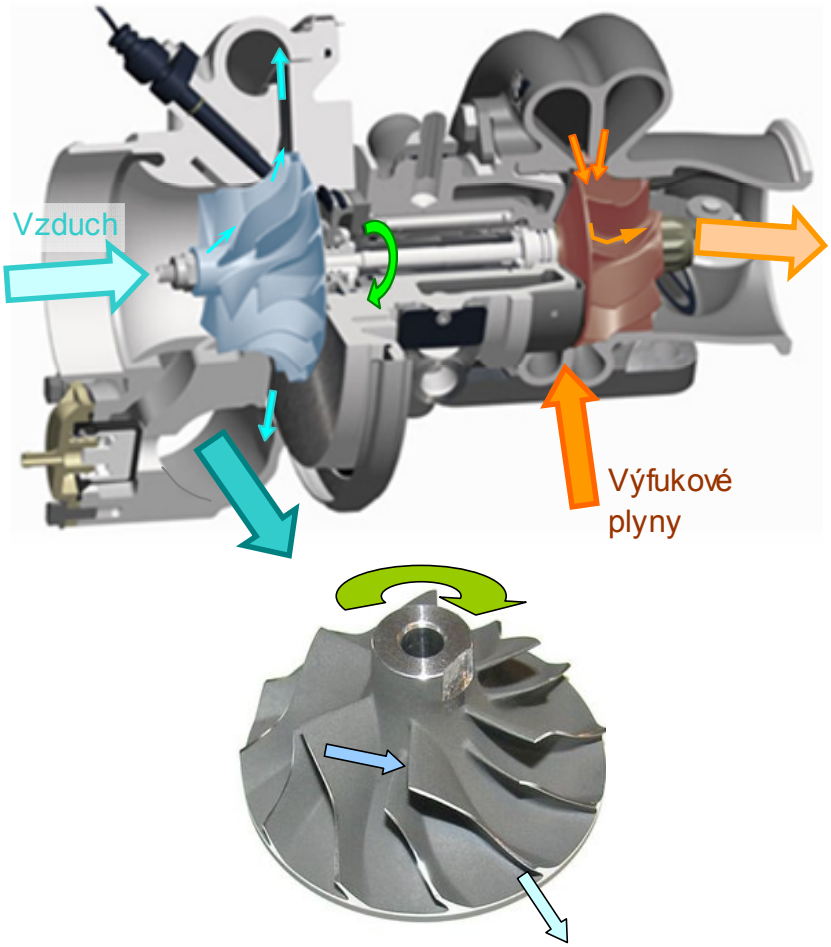
Spalovací prostor v průběhu výfukového zdvihu opouštějí plyny o značné teplotě (u vznětových až 750°C a u zážehových zhruba do 900°C), které obsahují nemalé množství nevyužité tepelné energie uvolněné spálením paliva. Tuto energii lze využít tím, že výfukové plyny o velké rychlosti přivedeme na lopatky oběžného kola turbíny a navíc necháme výfukové plyny expandovat s odvodem mechanické práce v dostředivé turbíně.
Základní představu o provedení turbíny a o směrech proudění výfukových plynů výfukových plynů pak podává obrázek 72.



Obrázek 72: Oběžné kolo turbíny (vlevo nahoře) [61], principiální uspořádání turbodmychadla (vpravo nahoře) [62], řez turbodmychadlem s vyznačeným kolem turbíny a viditelným přívodním kanálem (vlevo dole) [63] a porovnání teoretických oběhů přeplňovaného a atmosférického motoru (vpravo dole) [64]

Výfukové plyny, proudící ze spalovacího prostoru, nejprve expandují do výfukového kanálu, následně jsou vytlačovány pístem a pokračují výfukovým kanálem a sběrným potrubím do turbínové skříně. Zde jsou usměrněny tak, aby proudily na lopatky turbínového kola, na které dopadají rychlostmi v řádu několika set metrů za sekundu. Zároveň v prostoru mezi lopatkami dále expandují (s tím jak se snižuje jejich tlak) a vystupují v axiálním směru (v ose rotace turbínového kola).
Při zakreslení této expanze do p-V diagramu je patrné, že část energie výfukových plynů je zužitkována dodatečnou expanzí. Část této energie (díky určité účinnosti přeměny energie na turbínovém kole) je přivedena na dmychadlo, které stlačuje plnicí vzduch a to opět s určitou účinností. Protitlak ve výfukovém kanále (působící nárůst práce nutné na vytlačení výfukových plynů z válce) je tak kompenzován vyšším plnícím tlakem (díky přetlaku

vzhledem k atmosféře píst práci dodává klikovému mechanismu i při sacím zdvihu). V konečném důsledku pak dojde ke zvýšení účinnosti spalovacího motoru.



Obrázek 73: Řez turbodmychadlem s důrazem na dmychadlo (zvýrazněno modrou barvou) a znázorněnými toky pracovních plynů (vlevo) a oběžné kolo dmychadla s vyznačeným smyslem rotace a směrem vtoku a výtoku plnicího vzduchu (vpravo) [65]

Od turbíny je přes hřídel poháněno odstředivé dmychadlo, které je vyobrazeno na předchozím obrázku 73. Nasávaný vzduch je proudí do dmychadla v axiálním směru, působením lopatek je jeho pohyb převeden na radiální a zároveň díky rotaci oběžného kola se pohybuje značnou úhlovou rychlostí. Protože je vzduch hmotný, začne i na něj působit odstředivá síla, která jej vytlačuje směrem od osy rotace a je určující pro nárůst tlaku a rychlosti proudění. Po opuštění lopatek odstředivého dmychadla přechází difuzoru, kde je v rozšiřujícím se kanálu (difuzoru) snížena jeho rychlost a díky tomu dojde k dalšímu nárůstu tlaku plnicího vzduchu, protože součet tlakové a kinetické energie lze považovat za konstantní a dále postupuje do jeho spirální skříně, kde je dále zpomalen.

Protože se rotor otáčí velmi vysokými otáčkami (v některých provozních režimech i nízké stovky tisíc otáček za minutu), je zapotřebí zaručit jeho dokonalé vyvážení, protože jakákoliv nevyváženost by vedla k výraznému namáhání ložisek, ve kterých je rotor uložen.
Při různých podmínkách provozu turbodmychadla, kdy je požadováno navýšení plnicího tlaku, tj. vysokých zatíženích, je v závislosti na otáčkách motoru potřebné dodávat různé množství plnicího vzduchu. Toto se však mnohdy nekryje s charakteristikou průtoku turbodmychadla.

Proto je nutné regulovat podmínky, za kterých turbodmychadlo pracuje. Nejčastěji je buď část výfukových plynů přepouštěna, aniž by byla využita jejich energie či je upraven směr a rychlost vtoku výfukových plynů na lopatky rotoru.
Dále je při přechodu z režimu motoru s nízkým zatížením do režimu s vysokým zatížením požadován co nejrychlejší nárůst plnicího tlaku. Nicméně pro zajištění potřebného plnicího tlaku je potřeba roztočit dmychadlo s celým rotorem. Jeho urychlení narůstá s točivým momentem generovaným výfukovými plyny dopadajícími na lopatky turbíny, ale klesá s jeho momentem setrvačnosti. Tímto je způsobeno, že přechod z nízkého plnicího tlaku k vysokému bude vykazovat zpoždění (prodleva turbodmychadla).
Opatření proti tomuto je jednak použití lehkých slitin i pro oběžné kolo turbíny (nejen dmychadla) či například použití speciálního elektromotoru, který pomáhá roztáčet rotor turbodmychadla.
Mimoto je zapotřebí zajistit, aby se provozní režim turbodmychadla pohyboval v jeho stabilní oblasti a nedocházelo tak k tzv. „pumpování“ (nestabilní průtok vyznačující se značnými pulsacemi díky zahlcení turbodmychadla při vysokých stupních stlačení a zejména nízkém průtoku).
Obecně bývají zařízení se stupněm stlačení $\boldsymbol{\pi}$ menší než tři nazývána dmychadly a se stupněm vyšší kompresory. V technické praxi však bývá často odstředivé dmychadlo nazýváno kompresorem, přestože je nejčastěji používáno s nižším stupněm stlačení.
Při stlačení v dmychadle bez ohledu na jeho princip dochází k zahřátí vzduchu a tím ke snížení hustoty a snížení hmotnostního naplnění válce vzduchem, což jde proti záměru přeplňování jako takového. U zážehových motorů navíc dochází k vystavení směsi paliva se vzduchem vyšším teplotám a tím ke snížení odolnosti proti klepání (samovolné nárazové zapálení směsi před čelem plamene). Oba nedostatky jsou odstraněny ochlazením plnicího vzduchu po jeho stlačení v dmychadle, které je realizováno chladičem plnicího vzduchu (v technické praxi běžně nazývaného mezichladičem). V něm je teplo předáno buď přímo okolnímu vzduchu (v okruhu plnicího vzduchu je tepelný výměník vzduch-vzduch), nebo nejprve do chladicí kapaliny okruhu vyhrazeného pro plnicí vzduch (v okruhu plnicího vzduchu je tepelný výměník vzduch-voda) a teprve poté je toto teplo předáno do okolního vzduchu.

Kromě navýšení měrného výkonu je následkem použití přeplňování i nárůst celkové účinnosti motoru. V závislosti na druhu přeplňování (mechanický pohon, nebo využití energie výfukových plynů) dojde k nárůstu účinnosti spalovacího motoru. U přeplňování s využitím energie výfukových plynů (turbodmychadla) je využita část jejich energie v turbíně a ta je následně využita ke stlačení plnicího vzduchu. Přestože díky nárůstu výtlačného tlaku při výfukovém zdvihu dojde k nárůstu práce v tomto zdvihu. Avšak část energie výfukových plynů je využita ke stlačení výfukových plynů, díky čemuž píst při sacím zdvihu koná práci (v případě atmosférického motoru ji v menší míře spotřebovává). Díky využití části energie výfukových plynů je pak navýšena celková účinnost tepelného oběhu.
U zážehových motorů při aplikaci přeplňování (bez ohledu na způsob pohonu) při zachování točivého momentu a výkonu dojde k redukci provozních oblastí motoru, kdy je nutné omezovat tok plnicího vzduchu škrticí klapkou (ztrátová regulace) a zároveň ke snížení míry tohoto omezování. V takovýchto případech je nárůst účinnosti patrný zejména v režimech s nízkým zatížením.
Dále je v případě nárůstu výstupního výkonu snížen relativní podíl mechanických ztrát nezávislých na zatížení motoru (např. pohon ventilového rozvodu, ventilační ztráty) na celkové práci vykonané působením náplně válce. Detailní rozbor příspěvků jednotlivých důsledků přeplňování, stejně jako popis méně obvyklých způsobů přeplňování, přesahuje rozsah tohoto stručného přehledu.

15. Energetické vlastnosti palivové směsi

Tato kapitola na příkladech demonstruje základní vztahy mezi některými parametry motoru, vlastnostmi náplně válce (tvořené vzduchem, nebo jeho směsí s palivem) a dává základní představu o množstvích jednotlivých látek účastnících se procesu přeměny energie za jednotlivých podmínek na několika příkladech.

Je zřejmé, že objem válce, který je vyměněn při každém jednotlivém pracovním cyklu se bude přibližně rovnat zdvihovému objemu válce $V_{sm/1}$ (v této kapitole označení /1 v indexu znamená veličiny vztažené jeden válec a jeden pracovní cyklus). Dále je zřejmé, že bude z větší části zaplněn vzduchem o objemu $V_{vzd/1}$ a částečně také odpařeným palivem o $V_{p/1}$, tedy

$$V_{sm/1} = V_{vzd/1} + V_{p/1}. \tag{61}$$

Totéž bude platit pro hmotnostní naplnění válce vyměněné při každém pracovním cyklu $m_{z/1}$, kdy směs bude opět tvořena z části vzduchem ($m_{vzd/1}$) a palivem ($m_{p/1}$):

$$m_{sm/1} = m_{vzd/1} + m_{p/1}. \tag{62}$$

Použijeme-li součinitel přebytku vzduchu, je možné použít jeho definiční vztah

$$\lambda = \frac{m_{vzd/1}}{L_{vt} \cdot m_{p/1}}, \tag{63}$$

ze kterého je možné vyjádřit hmotnost paliva $m_{p/1}$ v závislosti na množství $m_{vzd/1}$:

$$m_{p/1} = \frac{m_{vzd/1}}{L_{vt} \cdot \lambda} \tag{64}$$

a dosadit jej do vztahu, který sčítá obě hmotnostní složky náplně válce:

$$m_{sm/1} = m_{vzd/1} + \frac{m_{vzd/1}}{L_{vt} \cdot \lambda} = m_{vzd/1} \cdot \left(1 + \frac{1}{L_{vt} \cdot \lambda}\right). \tag{65}$$

Nyní se můžeme přiblížit k podílu odpařeného paliva ve směsi. Pro toto je však zapotřebí určit jak hustotu vzduchu ρ_{vzd}, tak i odpařeného benzinu ρ_p. V obou případech lze použít stavovou rovnici ideálního plynu, kdy pro vzduch uvažujeme molární hmotnost $M_{vzd} = 28{,}96\ \mathrm{g \cdot mol^{-1}}$, za použití individuální plynové konstanty r_{vzd} pomocí univerzální plynové konstanty $R = 8{,}314\ \mathrm{J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}}$:

$$r_{vzd} = \frac{R}{M_{vzd}} = \frac{8{,}314}{28{,}96 \cdot 10^{-3}} = 287{,}1\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}. \tag{66}$$

Stavová rovnice ideálního plynu, upravená pro vyjádření hustoty vzduchu pak ρ_{vzd}, bude (např. zde při tlaku 95 kPa a teplotě 60 °C, které mohou nastat při plném zatížení v sacím traktu motoru):

$$\rho_{vzd} = \frac{p}{r_{vzd} \cdot T} = \frac{95 \cdot 10^3}{287{,}1 \cdot (273{,}15 + 60)} = 0{,}993\ kg \cdot m^{-3}. \tag{67}$$

Obdobně lze postupovat i pro benzin, avšak situaci komplikuje fakt, že jde o směs velkého množství uhlovodíků. S menší nepřesností lze benzinovou směs nahradit molekulou s obdobnými vlastnostmi, kdy v praxi bývá pro zjednodušení používán oktan (molekula s osmi atomy uhlíku a obsahující dále pouze atomy vodíku: C_8H_{18}). Molární hmotnost této náhradní molekuly pak bude za použití molárních hmotností jednotlivých atomů

$$M_p = 8 \cdot M_C + 18 \cdot M_H = 8 \cdot 12 + 18 \cdot 1 = 114\ g \cdot mol^{-1}. \tag{68}$$

A z ní následně určíme nejprve individuální plynovou konstantu

$$r_p = \frac{R}{M_p} = \frac{8{,}314}{114 \cdot 10^{-3}} = 72{,}93\ J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{69}$$

a následně také hustotu plně odpařeného paliva $\boldsymbol{\rho_p}$:

$$\rho_p = \frac{p}{r_p \cdot T} = \frac{95 \cdot 10^3}{114 \cdot (273{,}15 + 60)} = 2{,}50\ kg \cdot m^{-3}. \tag{70}$$

Je tedy patrné, že benzinové výpary mají hustotu výrazně vyšší než okolní vzduch. V důsledku nahrazení benzinu iso-oktanem je vypočtená hustota menší – v dostupných zdrojích je udávána přibližně jako 3,5 násobek hustoty vzduchu.
Budeme-li chtít určit hustotu směsi, můžeme si pomoci následujícím odvozením, které uvažuje myšlenou separaci jednotlivých složek v známém uzavřeném objemu.

$$\rho_{sm} = \frac{m_{sm}}{V_{sm}} = \frac{m_{vzd/1} + m_{p/1}}{V_{vzd/1} + V_{p/1}} = \frac{m_{vzd/1} + m_{p/1}}{\frac{m_{vzd/1}}{\rho_{vzd}} + \frac{m_{p/1}}{\rho_p}} = \frac{m_{vzd/1} + \frac{m_{vzd/1}}{L_{vt} \cdot \lambda}}{\frac{m_{vzd/1}}{\rho_{vzd}} + \frac{\frac{m_{vzd/1}}{L_{vt} \cdot \lambda}}{\rho_p}} = \frac{1 + \frac{1}{L_{vt} \cdot \lambda}}{\frac{1}{\rho_{vzd}} + \frac{1}{\rho_p \cdot L_{vt} \cdot \lambda}} =$$

$$= \frac{1 + \frac{1}{14{,}5 \cdot 1}}{\frac{1}{0{,}993} + \frac{1}{2{,}50 \cdot 14{,}5 \cdot 1}} = \frac{1{,}069}{1{,}0257} = 1{,}035\ kg \cdot m^{-3} \tag{71}$$

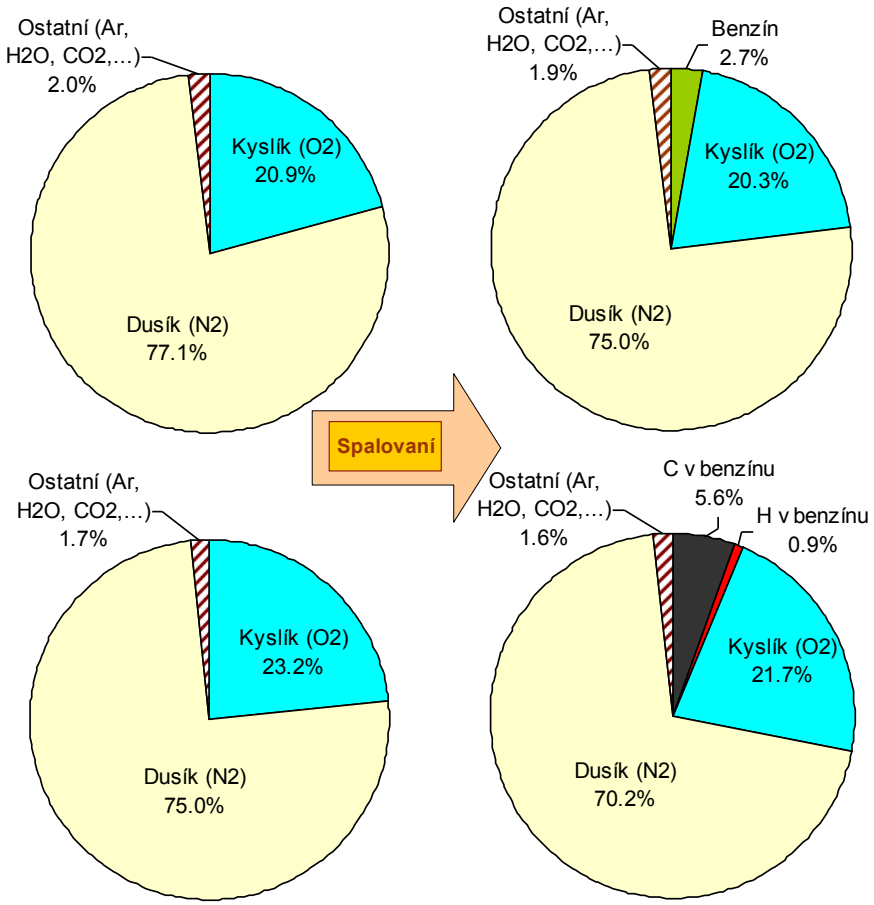
Je tedy patrné, že hustota směsi byla odpařením benzinu tak, aby bylo dosaženo stechiometrického složení směsi, zvýšena zhruba o necelá 4%. Podívejme se nyní na to, jaký objem zaujímají obě tyto složky ve výsledné směsi. Rozvineme-li základní podíl objemu paliva $\boldsymbol{V_{p/1}}$ a celkového objemu směsi $\boldsymbol{V_{sm/1}}$, získáme následující vztah:

$$\frac{V_{p/1}}{V_{sm/1}} = \frac{V_{p/1}}{V_{vzd/1} + V_{p/1}} = \frac{\frac{m_{p/1}}{\rho_p}}{\frac{m_{vzd/1}}{\rho_{vzd}} + \frac{m_{p/1}}{\rho_p}} = \frac{\frac{m_{vzd/1}}{L_{vt} \cdot \lambda} \cdot \frac{1}{\rho_p}}{\frac{m_{vzd/1}}{\rho_{vzd}} + \frac{m_{vzd/1}}{L_{vt} \cdot \lambda} \cdot \frac{1}{\rho_p}} = \frac{\frac{1}{L_{vt} \cdot \lambda \cdot \rho_p}}{\frac{1}{\rho_{vzd}} + \frac{1}{L_{vt} \cdot \lambda \cdot \rho_p}} =$$

$$= \frac{\frac{1}{14{,}5 \cdot 1 \cdot 2{,}50}}{\frac{1}{0{,}993} + \frac{1}{14{,}5 \cdot 1 \cdot 2{,}50}} = 2{,}67\ \% \tag{72}$$

Na základě získaných hodnot lze usoudit, že při vnější tvorbě směsi zaujímá plně odpařený benzin, na úkor nasávaného vzduchu, necelá dvě procenta objemu. Díky výrazně větší hustotě benzinových par v porovnání se vzduchem je však tento podíl výrazně menší než podíl hmotnostní, který v daném případě činí přibližně 6,5 % (1/(1+Lvt) = 1/(1+14,5)). Tímto je o něco sníženo množství vzduchu, které lze dopravit do válce spalovacího motoru a jej využít tak pro spalování. U plynových motorů je, v případě vnější tvorby směsi (v současnosti převládající způsob tvorby směsi), tento podíl několikanásobně vyšší. V případě vnitřní tvorby směsi je možné tedy využít o něco více vzduchu a dosahovat lepších měrných výkonových parametrů.

V



m

Obrázek 74: Složení vzduchu (levý sloupec, nahoře objemové, dole hmotnostní) a směsi s benzinem při stechiometrickém složení směsi (vpravo, nahoře objemové, dole hmotnostní s vyznačením hmotnostního podílu jednotlivých prvků, kdy benzin obvykle obsahuje hmotnostní podíl 86-87% uhlíku)

Původní objemové složení vzduchu z hlediska prvků je vytvořením stechiometrické složení dotčeno jen málo. Důležité je uvědomit si, že objemový podíl kyslíku ve vzduchu/směsi je necelých 21% a paliva je tedy přidáno ještě výrazně méně. Podíváme-li se na hmotnostní složení vzduchu, zjistíme vyšší podíl kyslíku na úkor dusíku než u objemového zastoupení – toto je dáno jeho vyšší hustotou v důsledku vyšší molární hmotnosti (32 vs. 28 $g \cdot mol^{-1}$). Vytvořením směsi s benzinem dojde k výraznějšímu snížení hmotnostního zastoupení dusíku a kyslíku než u objemových podílů, kdy hmotnostní tok benzinu odpovídá podílu 1/14,5 toku vzduchu. Díky výrazně vyššímu zastoupení uhlíku v benzinu (obvykle 86-87% dle hmotnosti) naroste podíl uhlíku ve směsi, zatímco vodíku je zde k dispozici výrazně méně.
Při spalování nafty ve vznětových motorech je situace mírně odlišná. Teoretická spotřeba vzduchu je obdobná (přibližně 14,5), zastoupení prvků též, avšak ve vznětových motorech není možné dobře spalovat směsi se složením blízkým stechiometrického, protože se jedná o výrazně hůře odpařitelné palivo, které by nebylo možné efektivně spálit. Součinitel přebytku vzduchu λ se v závislosti na zatížení pohybuje od hodnoty zhruba 1,3 až 1,4 pro vysoká zatížení po 10 i více pro zatížení velmi nízká a volnoběh. Úměrně tomu bude umenšen vliv vytvoření směsi na prvkové složení paliva, přičemž množství přivedeného paliva přímo neovlivní množství nasávaného vzduchu, protože vznětové motory využívají výhradně vnitřní tvorbu směsi.

Známe-li objem vzniklé směsi, která byla nasáta do motoru, je možné stanovit množství uvolnitelného tepla. Pro toto je zapotřebí nejprve stanovit hmotnostní množství paliva, které

je ve směsi nasáváno. Nejprve stanovíme za použití hustoty směsi (vztah výše v této kapitole) hmotnostní tok směsi. Z něj pak rozvinutím hmotnostního množství směsi $m_{sm/1}$ dosazením vztahu pro součinitel přebytku vzduchu λ zjistíme hmotnostní množství paliva $m_{p/1}$ na pracovní cyklus a válec:

$$m_{p/1} = \frac{m_{vzd/1}}{L_{vt} \cdot \lambda} \Rightarrow m_{vzd/1} = m_{p/1} \cdot L_{vt} \cdot \lambda$$
$$m_{sm/1} = m_{vzd/1} + m_{p/1} = m_{p/1} \cdot L_{vt} \cdot \lambda + m_{p/1} = m_{p/1} \cdot \left(L_{vt} \cdot \lambda + 1\right) \Rightarrow m_{p/1} = \frac{m_{sm/1}}{\left(L_{vt} \cdot \lambda + 1\right)} \tag{73}$$

Nyní zbývá již jen vynásobit množství paliva $m_{p/1}$ výhřevností H_u a získáme množství tepla, které lze využít v jednom pracovní cyklu $Q_{/1}$:

$$Q_{/1} = m_{p/1} \cdot H_u \tag{74}$$

Příklad první:
Zážehový čtyřdobý motor, pracující s přirozeným plněním (nepřeplňovaný), který pracuje při otáčkách 2000 min^{-1} za plně otevřené škrticí klapky v ustáleném režimu (tj. nejedná se o krátký a nebo měnící se provoz). Jedná je o čtyřválcový motor (i = 4) o zdvihovém objemu V_z = 2,0 dm^3, tedy na jeden válec připadá zdvihový objem $V_{z/1}$ = 0,50 dm^3. Díky pečlivé optimalizaci sacího traktu (využití tlakových pulsací, velký vtokový průřez sacích ventilů, malá tlaková ztráta na filtru nasávaného vzduchu, nízké teplení vzduchu) pracuje v uvedeném provozním režimu s dopravní účinností η_d = 0,95 a za okolního tlaku p_{atm} = 100 kPa a teploty vzduchu t_{vzd} = 20°C. Motor využívá vnější tvorbu směsi se vstřikem do sacího kanálu (zjednodušeně předpokládáno plné odpaření benzinu v sacím kanále a během sacího zdvihu) a spaluje tzv. stechiometrické složení směsi, tedy takové, kdy množství vzduchu postačuje právě na teoretické dokonalé spálení směsi (tj. pro součinitel přebytku vzduchu platí λ = 1).
Spalován je benzin o výhřevnosti H_u = 42,5 $MJ \cdot kg^{-1}$, hustotě ρ_{benz} = 740 $kg \cdot m^{-3}$ a hmotnostním podílu uhlíku C = 0,866 a teoretickou spotřebou vzduchu L_{vt} = 14,5 (poměr hmotnosti vzduchu ku hmotnosti paliva pro jeho teoretické dokonalé spálení).
Cílem je stanovit tok nasávaného vzduchu (jak hmotnostní, tak objemový), dále tok paliva, objemový podíl odpařeného paliva v náplni válce a množství tepla, které je možné získat spalováním.

Nejprve stanovíme hmotnostní tok směsi, protože známe dopravní účinnost η_d, můžeme tedy použít vztah pro dopravní účinnost (varianta pro přirozené plnění a vnější tvorbu směsi):

$$\eta_{d,atm,ext} = \frac{m_{skut,smes}}{V_Z \cdot \rho_{smes,okol}} \Rightarrow m_{skut,smes} = \eta_{d,atm,ext} \cdot V_Z \cdot \rho_{smes,okol}\,, \tag{75}$$

pro nějž však musíme určit hustotu směsi ρ_{sm} za podmínek okolí (odvozeno výše):

$$\rho_{sm} = \frac{1 + \frac{1}{L_{vt} \cdot \lambda}}{\frac{1}{\rho_{vzd}} + \frac{1}{\rho_p \cdot L_{vt} \cdot \lambda}}\,. \tag{76}$$

Pro něj však potřebujeme znát hustoty jak vzduchu ρ_{vzd}, tak i odpařeného benzinu ρ_p. S použitím typických hodnot pro benzin, uvedených dříve v této kapitole obdržíme obě hustoty:

$$\rho_{vzd} = \frac{p}{r_{vzd} \cdot T} = \frac{10^5}{287{,}1 \cdot (273{,}15 + 20)} = 1{,}17\ kg \cdot m^{-3} \tag{77}$$

$$\rho_p = \frac{p}{r_p \cdot T} = \frac{10^5}{114 \cdot (273{,}15 + 20)} = 2{,}99\ kg \cdot m^{-3} \tag{78}$$

Nyní můžeme dosadit do vztahu pro hustotu směsi

$$\rho_{sm} = \frac{1 + \frac{1}{L_{vt} \cdot \lambda}}{\frac{1}{\rho_{vzd}} + \frac{1}{\rho_p \cdot L_{vt} \cdot \lambda}} = \frac{1 + \frac{1}{14{,}5 \cdot 1}}{\frac{1}{1{,}17} + \frac{1}{2{,}99 \cdot 14{,}5 \cdot 1}} = 1{,}22\ kg \cdot m^{-3}. \tag{79}$$

Nyní již máme všechny veličiny k tomu, aby bylo možné množství směsi pro jeden pracovní cyklus v jednom válci (za použití zdvihového objemu jednoho válce $\boldsymbol{V_{z/1} = V_z/i}$):

$$m_{sm/1} = \eta_d \cdot V_{Z/1} \cdot \rho_{smes,okol} = 0{,}95 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 1{,}22 = 5{,}80 \cdot 10^{-4}\ kg \cdot cykl^{-1} = 0{,}580\ g \cdot cykl^{-1} \tag{80}$$

a tím i množství vzduchu na cyklus a válec

$$m_{sm/1} = m_{vzd/1} + \frac{m_{vzd/1}}{L_{vt} \cdot \lambda} = m_{vzd/1}\left(1 + \frac{1}{L_{vt} \cdot \lambda}\right) \Rightarrow m_{vzd/1} = \frac{m_{sm/1}}{\left(1 + \frac{1}{L_{vt} \cdot \lambda}\right)} = \frac{5{,}80 \cdot 10^{-4}}{\left(1 + \frac{1}{14{,}5 \cdot 1}\right)} = \tag{81}$$

$$= 5{,}430 \cdot 10^{-4}\ kg \cdot cykl^{-1} = 0{,}543\ g \cdot cykl^{-1}$$

a také dávku paliva na cyklus a válec

$$m_{p/1} = \frac{m_{sm/1}}{(L_{vt} \cdot \lambda + 1)} = \frac{5{,}80 \cdot 10^{-4}}{(14{,}5 \cdot 1 + 1)} = 3{,}74 \cdot 10^{-5}\ kg \cdot cykl^{-1} = 0{,}0374\ g \cdot cykl^{-1}. \tag{82}$$

Pro lepší představu ještě určíme objemové množství plnicího vzduchu (za podmínek okolí) a paliva na jeden pracovní cyklus a válec:

$$V_{vzd/1} = \frac{m_{vzd/1}}{\rho_{vzd}} = \frac{5{,}43 \cdot 10^{-4}}{1{,}17} = 4{,}64 \cdot 10^{-4}\ m^3 \cdot cykl^{-1} = 0{,}464\ dm^3 \cdot cykl^{-1} \tag{83}$$

$$V_{p/1} = \frac{m_{p/1}}{\rho_{p/1}} = \frac{3{,}74 \cdot 10^{-5}}{740} = 5{,}05 \cdot 10^{-8}\ m^3 \cdot cykl^{-1} = 5{,}05 \cdot 10^{-2}\ cm^3 \cdot cykl^{-1} = 50{,}5 mm^3 \cdot cykl^{-1}. \tag{84}$$

Nyní zbývá jednoduchým způsobem přes výhřevnost $\boldsymbol{H_u}$ určit ještě množství tepla, které je možné přivést do pracovního oběhu.

$$Q_{/1} = m_{p/1} \cdot H_u = 3{,}74 \cdot 10^{-5} \cdot 42{,}5 \cdot 10^6 = 1589{,}5\ J \tag{85}$$

Nyní určíme toky jednotlivých vstupních látek. Je zřejmé, že z množství jednotlivých látek na jeden pracovní cyklus v jednom válci je možné vynásobením počtu pracovních cyklů ze jednotku času $\boldsymbol{n_c}$ určit každý jednotlivý tok. Počet cyklů za jednotku času $\boldsymbol{n_c}$ určíme, pokud získáme počet pracovních cyklů za jednotku času pro jeden válec $\boldsymbol{n_{c/1}}$, z hodnoty otáček (v odpovídajících jednotkách) při uvažování počtu otáček na jeden pracovní cyklus a tento vynásobíme počtem válců motoru $\boldsymbol{i}$. Protože se v našem případě jedná o čtyřdobý motor (píst vykoná na jeden pracovní cyklus čtyři zdvihy, tj. čtyři půlotáčky), jsou na jeden pracovní cyklus potřeba dvě otáčky (odtud číslice 2 ve jmenovateli následujícího vztahu. U dvoudobých motorů pak logicky platí, že co otáčka to cyklus. Budeme-li tedy chtít určit počet cyklů $\boldsymbol{n_c}$ za jednu sekundu, budeme muset zjistit počet otáček za sekundu (zde 2000/60), tento dále vydělit dvěma (čtyřtaktní motor) a vynásobit počtem válců $\boldsymbol{i}$:

$$n_c = \frac{n}{60 \cdot 2} \cdot i = \frac{2000}{60 \cdot 2} \cdot 4 = 66{,}67 s^{-1}. \tag{86}$$

Objemový tok vzduchu pak bude

$$\dot{V}_{vzd} = V_{vzd/1} \cdot n_c = 4{,}64 \cdot 10^{-4} \cdot 66{,}67 = 3{,}09 \cdot 10^{-2}\ m^3 \cdot s^{-1} = 30{,}9\ dm^3 \cdot s^{-1} \tag{87}$$

(1 dm^3 vzduchu bude spotřebován za přibližně 32 s) a tok paliva bude

$$\dot{V}_p = V_{p/1} \cdot n_c = 5{,}05 \cdot 10^{-8} \cdot 66{,}67 = 3{,}37 \cdot 10^{-6}\, m^3 \cdot s^{-1} = 3{,}37\ cm^3 \cdot s^{-1} = 12{,}1\ dm^3 \cdot h^{-1}. \quad (88)$$

Hmotnostní tok vzduchu dále bude

$$\dot{m}_{vzd} = m_{vzd/1} \cdot n_c = 5{,}430 \cdot 10^{-4} \cdot 66{,}67 = 3{,}62 \cdot 10^{-2}\, kg \cdot s^{-1} \quad (89)$$

a tok paliva do motoru bude následující:

$$\dot{m}_p = m_{p/1} \cdot n_c = \frac{\dot{m}_{vzd}}{L_{vt} \cdot \lambda} = 3{,}74 \cdot 10^{-5} \cdot 66{,}67 = 2{,}49 \cdot 10^{-3}\, kg \cdot s^{-1} = 2{,}49\ g \cdot s^{-1}. \quad (90)$$

Přestože je zde patrné, že např. tok paliva je, v porovnání s běžným provozem výrazně vyšší, a odchyluje se tak od obecného pozorování, v běžném provozu motory v osobních vozidlech pracují v režimech s nižším zatížením a tím pádem i s nižším tokem paliva. Celkově je pak spotřeba paliva osobního vozidla v závislosti na provozu motoru klidně i poloviční.

Příklad druhý:
Vznětový čtyřválcový (***i*** = 4) motor o celkovém zdvihovém objemu V_z = 1,9 dm^3 a kompresním poměru ε = 19 pracuje za otáček n = 1800 min^{-1} v provozním režimu s plnicím tlakem vzduchu zvýšeným turbodmychadlem na absolutní tlak p_s = 1,8·10^5 Pa (vysoké zatížení) a ochlazeným v mezichladiči na teplotu T_s = 50°C. Dávka paliva, motorové nafty, o hustotě 830 kg·m^{-3} a výhřevnosti H_u = 42,2 MJ·kg^{-1}, je nastavena tak, aby bylo dosaženo součinitele přebytku vzduchu λ = 1,5 (teoretická spotřeba vzduchu L_{vt} = 14,5). Motor pracuje při dopravní účinnosti η_d = 0,95. Cílem je stanovení určení dávky paliva $m_{p/1}$ vstříknuté do válce, tok paliva a nasátého vzduchu (jak objemového tak hmotnostního). Pro zjednodušení příkladu není uvažována recirkulace výfukových plynů do sání motoru.

Výchozím krokem bude opět stanovení toku nasávaného vzduchu. K tomu použijeme opět vztah pro dopravní účinnost avšak pro vnitřní tvorbu směsi a přeplňovaný motor:

$$\eta_{d,prepl,ext} = \frac{m_{skut,vzd}}{V_C \cdot \rho_{smes,pl}} \Rightarrow m_{skut,vzd} = \eta_{d,prepl,ext} \cdot V_C \cdot \rho_{vzd,pl}. \quad (91)$$

Nejprve stanovíme hustotu vzduchu za podmínek v sání:

$$\rho_{vzd} = \frac{p_s}{r_{vzd} \cdot T_s} = \frac{1.8 \cdot 10^5}{287{,}1 \cdot (273{,}15 + 50)} = 1{,}94\ kg \cdot m^{-3} \quad (92)$$

Následně určíme celkový objem jednoho válce $V_{z/1}$

$$V_{C/1} = \left(\frac{1}{\varepsilon - 1} + 1\right) \cdot V_{z/1} = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\right) \cdot \frac{V_z}{i} = \left(\frac{19}{19 - 1}\right) \cdot \frac{1{,}8}{4} = 1{,}056 \cdot 1{,}9 = 0{,}50\ dm^3 \quad (93)$$

Nyní známe všechny neznámé a můžeme určit hmotnostní množství vzduchu na jeden cyklus

$$m_{vzd/1} = \eta_d \cdot V_C \cdot \rho_{vzd,pl} = 0{,}95 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 1{,}94 = 9{,}22 \cdot 10^{-4}\, kg \cdot cykl^{-1} = 0{,}922\ g \cdot cykl^{-1}. \quad (94)$$

Protože je znám součinitel přebytku vzduchu, je možné určit i jednotlivou dávku paliva

$$m_{p/1} = \frac{m_{sm/1}}{(L_{vt} \cdot \lambda + 1)} = \frac{9{,}22 \cdot 10^{-4}}{(14{,}5 \cdot 1{,}5 + 1)} = 4{,}05 \cdot 10^{-5}\, kg \cdot cykl^{-1} = 0{,}0405\ g \cdot cykl^{-1}. \quad (95)$$

Nyní lze určit teplo, které je možné uvolnit v jednom pracovním cyklu

$$Q_{/1} = m_{p/1} \cdot H_u = 4{,}05 \cdot 10^{-5} \cdot 42{,}5 \cdot 10^6 = 1721{,}3\ J \quad (96)$$

Stanovíme počet cyklů za jednu sekundu

$$n_c = \frac{n}{60 \cdot 2} \cdot i = \frac{1800}{60 \cdot 2} \cdot 4 = 60\ s^{-1} \quad (97)$$

a pomocí něj určíme hmotnostní toky vzduchu

$$\dot{m}_{vzd} = m_{vzd/1} \cdot n_c = 9{,}22 \cdot 10^{-4} \cdot 60 = 5{,}53 \cdot 10^{-2}\, kg \cdot s^{-1} \quad (98)$$

a paliva

$$\dot{m}_p = m_{p/1} \cdot n_c = \frac{\dot{m}_{vzd}}{L_{vt} \cdot \lambda} = 4{,}05 \cdot 10^{-5} \cdot 60 = 2{,}43 \cdot 10^{-3}\, kg \cdot s^{-1} = 2{,}43\ g \cdot s^{-1} \qquad (99)$$

Pro úplnost ještě určíme objemový tok paliva na jeden cyklus

$$V_{p/1} = \frac{m_{p/1}}{\rho_{p/1}} = \frac{4{,}05 \cdot 10^{-5}}{830} = 4{,}88 \cdot 10^{-8}\, m^3 \cdot cykl^{-1} = 4{,}88 \cdot 10^{-2}\, cm^3 \cdot cykl^{-1} = 48{,}8\ mm^3 \cdot cykl^{-1} \qquad (100)$$

a za jednotku času

$$\dot{V}_p = V_{p/1} \cdot n_c = 4{,}88 \cdot 10^{-8} \cdot 60 = 2{,}93 \cdot 10^{-6}\, m^3 \cdot s^{-1} = 2{,}93\ cm^3 \cdot s^{-1} = 10{,}5\ dm^3 \cdot h^{-1} \qquad (101)$$

a konečně také vzduchu za podmínek okolí (uvažováno 20°C a barometrický tlak 10^5 Pa):

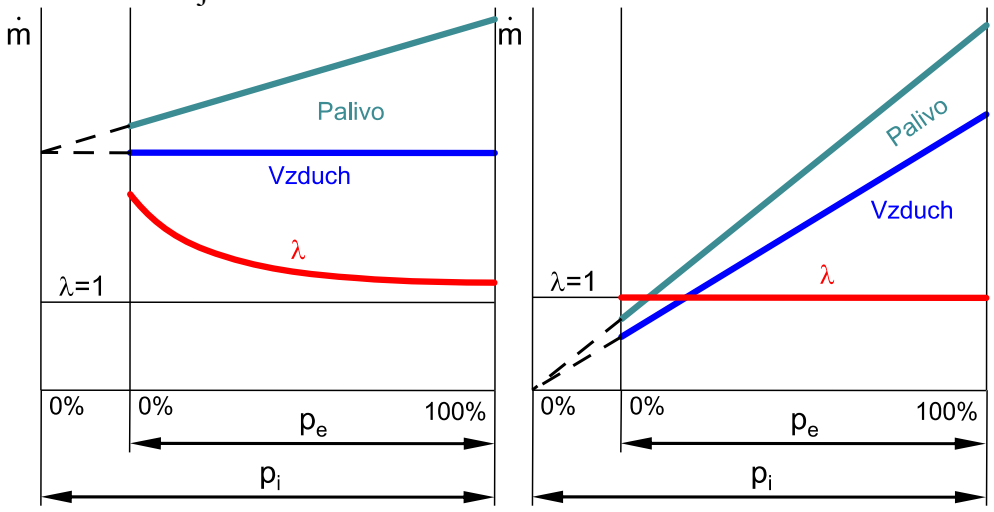
$$\dot{V}_{vzd,okol} = \frac{\dot{m}_{vzd}}{\rho_{vzd,okol}} = \frac{\dot{m}_{vzd}}{\frac{p_{okol}}{r_{vzd} \cdot T_{okol}}} = \frac{5{,}53 \cdot 10^{-2} \cdot 287{,}1 \cdot (273{,}15 + 20)}{10^5} = 4{,}65 \cdot 10^{-2}\, m^3 \cdot s^{-1} = 46{,}5\ dm^3 \cdot s^{-1} \qquad (102)$$

a jeden m^3 tak bude spotřebován za 1000/46,5 = 21,5 s.

16. Regulace pístových spalovacích motorů a jejich spolupráce se zátěží

16.1 Princip regulace množství dodaného tepla

Je zřejmé, že při provozu spalovacích motorů je požadován měnící se výstupní točivý moment či výkon motoru. Tato kapitola pojednává o základních principech, jakým je možné změnit množství dodávané mechanické práce motorem.
Podíváme-li se na obr. 75 ilustrující jednotlivé kroky přeměny tepla přivedeného v palivu na mechanickou práci, může nás napadnout změna celkové výstupní práce zhoršením některých účinností. Avšak takové řešení by bylo neefektivní, protože by zvyšovalo měrnou spotřebu paliva a zhoršovalo tak, mimo jiné, dopady provozu takového motoru na životní prostředí. Daleko lepší je upravit množství dodaného tepla, přičemž je patrné, že dílčí účinnosti přeměny tohoto tepla na mechanickou práci budou touto změnou také dotčeny. Účelem nejrůznějších opatření v konstrukci a řízení spalovacích motorů je maximalizace dílčích účinností v co nejširším spektru provozních režimů motoru.
Pro změnu množství uvolněného tepla je nutné změnit množství dodaného paliva, přičemž může být změněno i množství vzduchu dostupného pro spalování. První možností, typickou pro vznětové motory, je pouze změna dávky paliva bez větší změny množství dostupného vzduchu, čímž se značně mění i součinitel přebytku vzduchu λ (vyjadřuje poměr paliva a vzduchu). Mění se tedy měrné vlastnosti směsi (např. výhřevnost na jednotku hmoty směsi) a tím i její kvalita (ve významu souhrnu vlastností, které se odlišují od jiných složení směsi) a regulace tohoto složení je *kvalitativní*.



Obrázek 75: Kvalitativní (vlevo) a kvantitativní (vpravo) regulace přivedeného tepla. Na vodorovné ose střední efektivní tlak p_i a střední indikovaný tlak p_e (ukazatelé množství práce vykonané pístem a odebrané z motoru), na svislé hmotnostní tok $\dot{m}$ vzduchu (modře) a paliva (modrozelená) a součinitel přebytku vzduchu λ (červeně) [66]

Druhou možností, která je obvyklá pro zážehové motory, je změna množství dodávaného vzduchu tak, aby nedocházelo ke změně poměru množství paliva a vzduchu. Je tedy měněno množství této směsi, její kvantita, a tento typ je nazýván regulací *kvantitativní*. V nízkých zatíženích je tak nutné tok vzduchu omezovat, k čemuž jsou zážehové motory vybaveny škrticí klapkou. Jedná se však o ztrátovou regulaci, protože je nutné vykonat práci při sacím zdvihu (vysvětleno kapitole 8 o pracovních oběžích PSM).

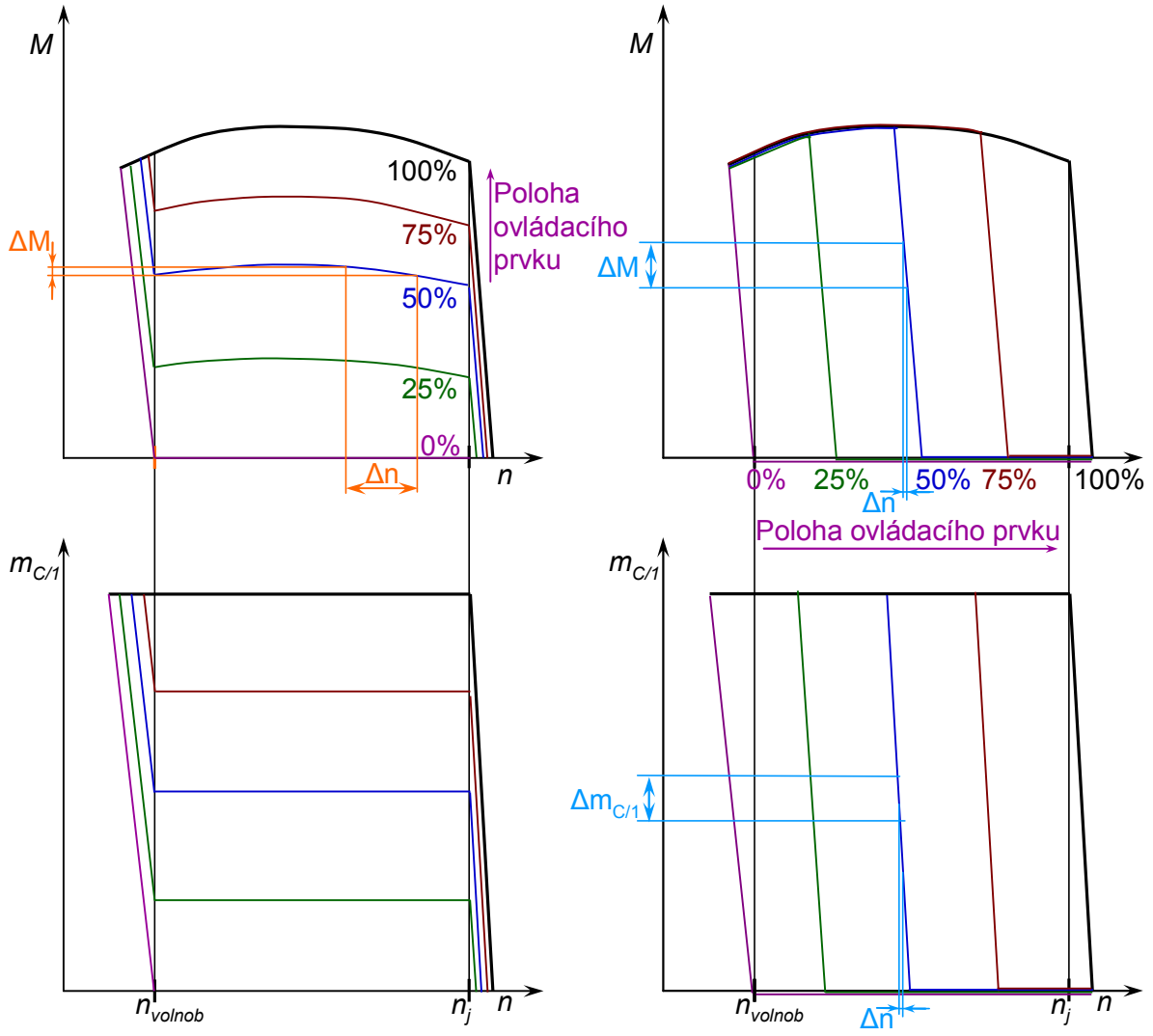
Tento druh regulace však poměrně razantně snižuje účinnost motoru za nízkých zatížení, přičemž je vynakládáno velké úsilí na zmírnění této negativní vlastnosti zážehových motorů. Jednou z takových cest je spalování mírně chudé směsi (např. λ = 1,3), kdy je nutné menší škrcení toku vzduchu klapkou. Tím však regulace přejde ve smíšenou (z části kvalitativní a z části kvantitativní).
Obdobná situace nastává při použití přeplňování, kdy je u zážehových motorů regulace množství směsi klapkou ve vyšších nahrazena regulací turbodmychadla a regulace zůstává kvantitativní, avšak u vznětových motorů se mění díky navýšení plnicího tlaku i hmotnostní tok vzduchu (přechod k částečně kvantitativní regulaci).

16.2 Základní charakteristiky změny dávky paliva dle otáček a zatížení motoru

Spalovací motory jsou používány pro různé účely. Některé z nich vyžadují udržování konstantních otáček při změně zatěžujícího točivého momentu, jiné naopak přibližně stejný točivý moment v celém rozsahu otáček motoru. Toto vše na základě požadavku obsluhy či nadřazeného řídícího systému.

Omezovací a výkonnostní regulace

V závislosti na použití motoru lze použít dva základní způsoby regulace točivého momentu či otáček, které byly široce používány za použití mechanického odstředivého regulátoru. Tento pomocí odstředivé síly odvislé od druhé mocniny otáček nastavuje přímo dávku paliva pro jednotlivé pracovní cykly.
První základním druhem je regulace tzv. omezovací. Tato funguje tak, že v provozním rozsahu otáček je dávka paliva prakticky konstantní a je přímo závislá na poloze ovládacího prvku (plynový pedál, páka přípusti paliva. Zasahuje pouze pokud by mělo dojít k podkročení volnoběžných otáček, kdy dávku paliva navyšuje až na maximum a naopak pokud jsou otáčky vyšší než jmenovité, kdy snižuje dávku paliva až k nulovému vstříknutému množství (obr. 76 vlevo). Tento způsob řízení je vhodný pro vozidlové aplikace, kdy je od řidiče očekávána reakce na změnu zatížení motoru vlivem nárůstu jízdních odporů (např. při jízdě do stoupání). Původní řízení zážehových motorů s přímým ovládáním škrticí klapky od plynového pedálu se v principu vzdáleně blíží takovému způsobu provozu, avšak bez korekce dávky při poklesu otáček po volnoběžné.



Obrázek 76: Otáčkové charakteristiky točivého momentu M (nahoře) a idealizované dávky paliva $m_{C/1}$ (dole) v závislosti na poloze ovládacího prvku vstřikovacího čerpadla při omezovací regulaci (levý sloupec) a výkonnostní regulaci (pravý sloupec)

Oproti tomu druhý způsob regulace, tzv. výkonnostní, porovnává aktuální otáčky s nastavenými a upravuje podle toho dávku paliva. Při otáčkách o něco vyšších než nastavených snižuje množství paliva (a tím i využitelný točivý moment) až na nulu a naopak při otáčkách o něco nižších dodává maximální dávku paliva. Úzká oblast kolem nastavených otáček pak představuje rozsah, ve kterém se mění otáčky motoru se změnami jeho zatížení (neuvažujeme překročení maximálního točivého momentu motoru).
Velikost změny otáček při změně zatěžujícího točivého momentu je daná strmostí této části charakteristiky. Méně strmý pokles povede k větším změnám při změně zatížení a strmější k menším, avšak příliš strmý pokles dávky paliva je rovněž nevhodný. Představíme-li si extrémní případ, tak pro nekonečně strmou charakteristiku by bylo řízení binární (buď žádná, nebo maximální dávka paliva) a nemohlo by tak dojít k ustálení otáček a dávky paliva i při konstantním zatížení točivým momentem.
U současných motorů je prakticky bezvýhradně využíváno elektronické řízení, které odstraňuje nedostatky předchozích (mechanických) regulátorů a nabízí výrazně více možností a přídavných funkcí vylepšujících provozní parametry daného motoru v závislosti na jeho použití.

17. Ekologické aspekty použití spalovacích motorů

Při použití provozu spalovacích motorů se ve výfukových plynech nachází velké množství různých látek, které jsou vypouštěny do ovzduší a které působí na lidské zdraví a přírodní prostředí. Tyto látky se mohou ve výfukových plynech nacházet v různých skupenstvích (nejčastěji plynné, ale může být i kapalné či pevné) a v různých koncentracích v závislosti na druhu motoru, aktuálním provozním režimu, jeho nastavení či například technickém stavu každého exempláře motoru.

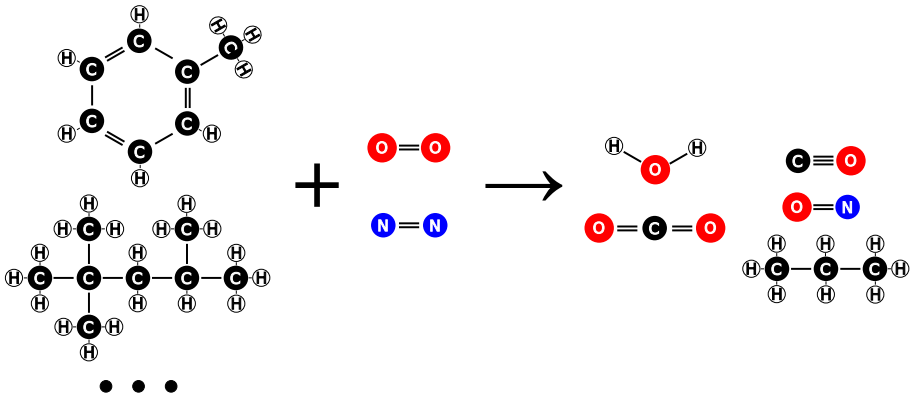
17.1 Plynné látky ve výfukových plynech

Hlavní zdravotně rizikové složky

V současných spalovacích motorech jsou spalována výhradně uhlovodíková paliva, která ve svých molekulách obsahují v největší míře uhlík **C** a vodík **H**, následovaný v malé míře kyslíkem **O** (obvykle desetiny až jednotky procent dle hmotnosti). V mnohem menší míře lze nalézt ostatní prvky (např. síru **S**, vápník **Ca**, hořčík **Mg**, sodík **Na** – obvykle v řádu desetin až jednotek mg na kilogram paliva). Dokonalým spálením uhlíku **C** (oxidací, tj. reakcí s kyslíkem) dojde k vytvoření $\mathbf{CO_2}$ a v případě vodíku **H** je výsledkem reakce voda $\mathbf{H_2O}$ jak je naznačeno v následující chemické rovnici.

$$4 \cdot C_x H_y + O_2 \rightarrow 4x \cdot CO_2 + 2y \cdot H_2O \tag{103}$$

Nicméně může dojít i k nedokonalé oxidaci (zejména díky nedostatku kyslíku, příliš nízkým teplotám) k nedokonalé oxidaci, kdy je výsledkem oxid uhelnatý **CO**. Jedná se jedovatý plyn, který se váže na červené krvinky roznášející kyslík krví po těle a blokuje přenos kyslíku do takové míry, že může vést i ke smrti. Ve výfukových plynech se může vyskytovat v rizikových vysokých koncentracích (jednotky procent objemového podílu) až po bezproblémové koncentrace v řádu setin procenta.
Největších koncentrací lze dosáhnout při přebytku paliva v zážehovém motoru (tj. bohaté směsi) kdy lze poměrně snadno zaznamenat i koncentraci 5% **CO**. Při spalování stechiometrické směsi jsou koncentrace **CO** v plynech odcházejících z válce obvykle kolem 0,5 % a dodatečnou úpravou výfukových plynů lze dosáhnout hodnot v řádech setin procenta. U vznětových motorů jsou koncentrace **CO** přirozeně nízké, pouze při studeném spalovacím prostoru se lze po krátkou dobu setkat s koncentracemi do desetiny procenta.
Další rizikovou složkou výfukových plynů, vyplývajících z nedokonalého spalování, jsou tzv. nespálené uhlovodíky **HC**. Jedná se o směs původních molekul paliva, které byly nedotčeny spalovacím procesem, ale i nově vytvořené látky. Podíváme-li se např. na složení benzinu, zjistíme, že obsahuje velmi široké spektrum látek s různými zdravotními riziky. Ve velkých koncentracích se v něm nachází například aromatické uhlovodíky (tj. takové, které ve své molekule obsahují aromatické jádro), například toluen (molekula vlevo nahoře na obr. 77).



Obrázek 77: Schématické zobrazení složek vstupujících do reakcí (ve sloupci úplně vlevo odshora toluen a isooktan, přesněji jeho izomer 2,2,4-trimetylpentan) a produktů hoření včetně nežádoucích produktů spalování (trojice úplně vpravo)

Protože se v tomto případě jedná o směs různých molekul o různých vlastnostech, není snadné reprezentovat jejich podíl ve výfukových plynech. V praxi se používá metoda, která zjišťuje počet atomů uhlíku **C** obsažených v známém objemu. Koncentrace je pak vyjádřena ekvivalentní koncentrací známého náhradního uhlovodíku (např. metan $\mathbf{CH_4}$ nebo propan $\mathbf{C_3H_8}$). Používanou jednotkou je obvykle ppm (part per milion), který udává počet sledovaných molekul/atomů (zde atomů uhlíku) na jeden milion molekul/atomů výfukových plynů, jakožto směsi.
Kromě produktů nedokonalého spalování dochází k tvorbě dalších nežádoucích molekul. Plnicí vzduch, jakožto jedna ze vstupních látek spalovacího procesu, obsahuje zároveň velké koncentrace dusíku (molekula $\mathbf{N_2}$) a kyslíku ($\mathbf{O_2}$). Tyto dva plyny spolu za běžných podmínek vzájemně nereagují, avšak v průběhu spalovacího procesu vlivem značných teplot dochází k tvorbě sloučenin kyslíku **O** a dusíku **N**, oxidů dusíku $\mathbf{NO_x}$. V největší míře ve spalovacím prostoru motorů vzniká oxid dusnatý **NO** a v menší míře také oxid dusičitý $\mathbf{NO_2}$. Tyto složky prokazatelně zvyšují riziko respiračních onemocnění a snížení plicních funkcí (např. astma, alergie). Na konci spalovacího procesu ve spalovacím motoru se ve výfukových plynech nacházejí v koncentracích několika set až několika tisíc ppm v závislosti na druhu motoru a jeho provozním režimu.
Přestože na konci spalování v zážehovém motoru bývají koncentrace $\mathbf{NO_x}$ v řádu několika tisíc ppm (až 4000 ppm, tj. 0,4%), ve výfukových plynech vypouštěných do ovzduší se koncentrace pohybují v nízkých desítkách či jednotkách ppm a to díky dodatečné úpravě výfukových plynů. Zážehové motory tedy obvykle, v případě korektně fungujícího řízení a dodatečné úpravy výfukových plynů, nepředstavují velké riziko.
Opačná situace nastává u vznětových motorů, kde jsou zpravidla koncentrace $\mathbf{NO_x}$ na konci spalovacího procesu nižší než u zážehového motoru (díky nižším spalovacím teplotám, které jsou dále sníženy cíleným řízením spalovacího procesu a složení náplně válce). V minulosti však u motorů řady kategorií nebyly použita žádná další opatření pro jejich dodatečnou eliminaci či byla použita nedůsledně. V konečném důsledku není problém nalézt ve výfukových plynech vypouštěných do ovzduší i u některých relativně nových motorů stovky a někdy i tisíce ppm $\mathbf{NO_x}$ a to přestože byly splněny veškeré průběžně zpřísňované legislativní požadavky.

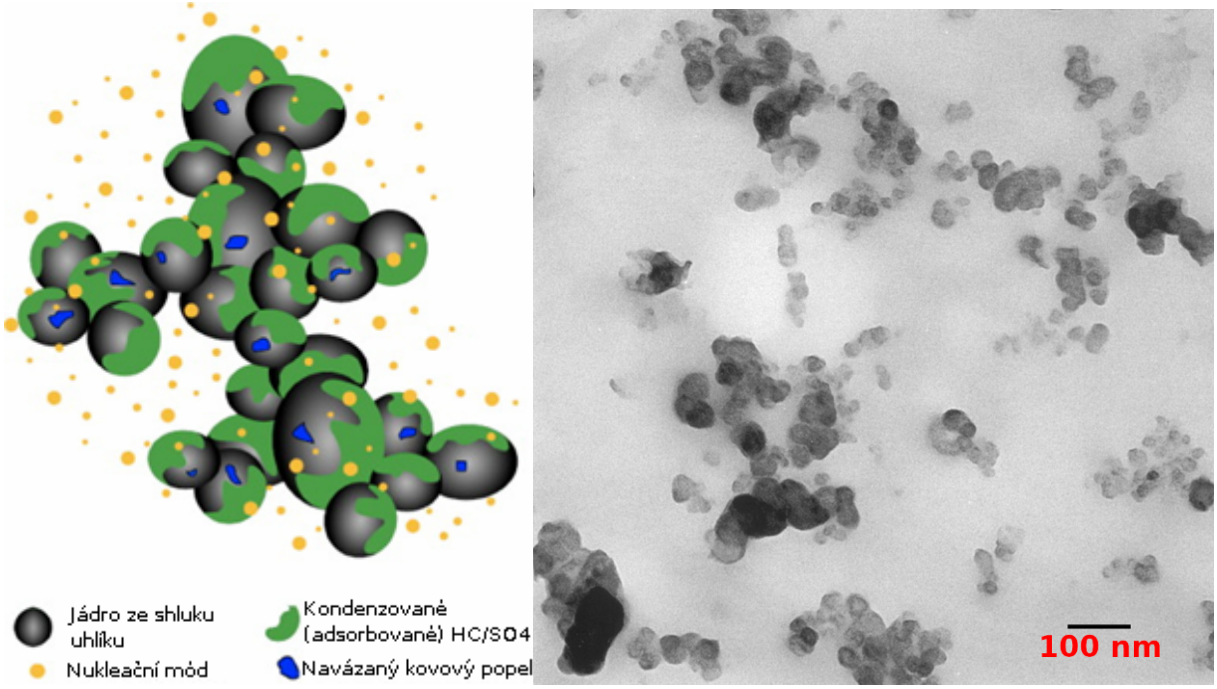
Skleníkové plyny

Kromě složek výfukových plynů s přímými zdravotními dopady jsou do ovzduší vypouštěny i plyny, které se podílejí na probíhajících změnách klimatu. Mechanismem tohoto příspěvku je zvýšení pohltivosti atmosféry pro sluneční záření, kterým je Země zásobována ze Slunce.

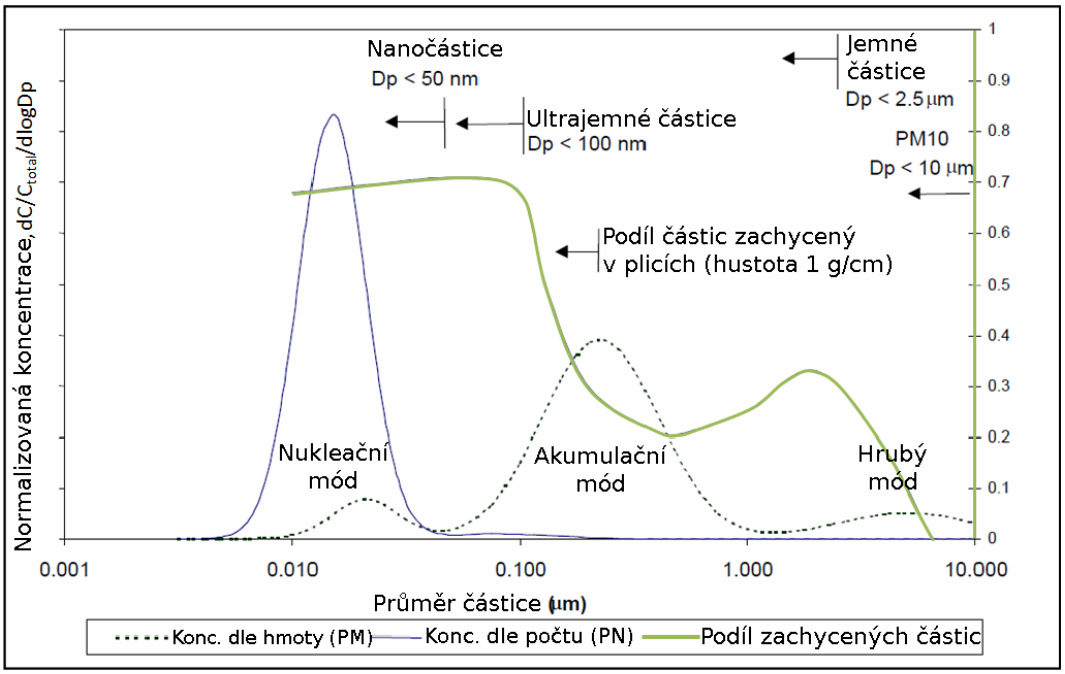
Nejvýznamnějším takovým produktem spalování je oxid uhličitý CO_2. Tento plyn se ve výfukových plynech vyskytuje typicky v koncentracích 3 – 9% pro vznětové motory dle jeho zatížení a v zážehových motorech kolem 14%. Kromě toho lze nalézt ve výfukových plynech i jiné skleníkové plyny. Přestože jsou jejich koncentrace o několik řádů nižší, díky mnohonásobně vyšší absorpci světelného záření nemusí být úplně zanedbatelné.
Prvním takovým plynem je metan CH_4, který lze nalézt ve výfukových plynech například zážehových motorů spalujících zemní plyn. Přestože je jeho pohltivost 25x vyšší než pro CO_2, obvykle je produkován v tak malých množství, že je jeho příspěvek zanedbatelný.
Další složkou, kterou lze detekovat ve výfukových plynech některých vznětových motorů (pokud je použit jistý druh úpravy výfukových plynů), je oxid dusnatý N_2O (rajský plyn). Přestože je produkován ve velmi malém množství, díky jeho výrazně vyšší pohltivosti (298x oproti CO_2), se podílí na celkovém skleníkovém efektu několika málo procenty.

17.2 Pevné částice ve výfukových plynech

Kromě plynných složek jsou produkovány spalovacími motory látky také v pevném skupenství, tzv. pevné částice. Tyto jsou tvořeny v drtivé většině v důsledku nedokonalého promísení paliva a vzduchu a jsou doménou motorů s vnitřní tvorbou směsi. Jsou tvořeny zejména elementárním uhlíkem z nedokonalého spalování, avšak na jejich povrch se zachycují nejrůznější další produkty nedokonalého spalování. Tyto produkty jsou tvořeny přetvořenými molekulami paliva a v původním palivu se nenacházejí. Naneštěstí je řada z nich karcinogenní (působí rakovinu). Navíc se velikosti emitovaných částic nacházejí v rozsahu od jednotek nm do nízkých stovek nm (1 nm = 10^{-9} m, miliontina metru). Díky těmto malým rozměrům servávají v ovzduší poměrně dlouho a mají schopnost pronikat přes plicní sklípky do krevního oběhu a pak dále do celého organismu. Fungují tedy jako nosič pro na nich adsorbované (zachycené na povrchu) karcinogenní látky.
Dříve byla sledována jejich hmotnostní produkce, avšak současné době je sledován rovněž jejich počet. Je to dáno právě rozpětím jejich velikostí. Hmotnostní ekvivalent jedné částice o velikosti 1000 nm = 1 μm odpovídá díky stonásobku průměru milionu částic o velikosti 10 nm.



Obrázek 78: Schematické znázornění pevné částice (vlevo, [67]) a fotografie z elektronového mikroskopu (vpravo, [68])



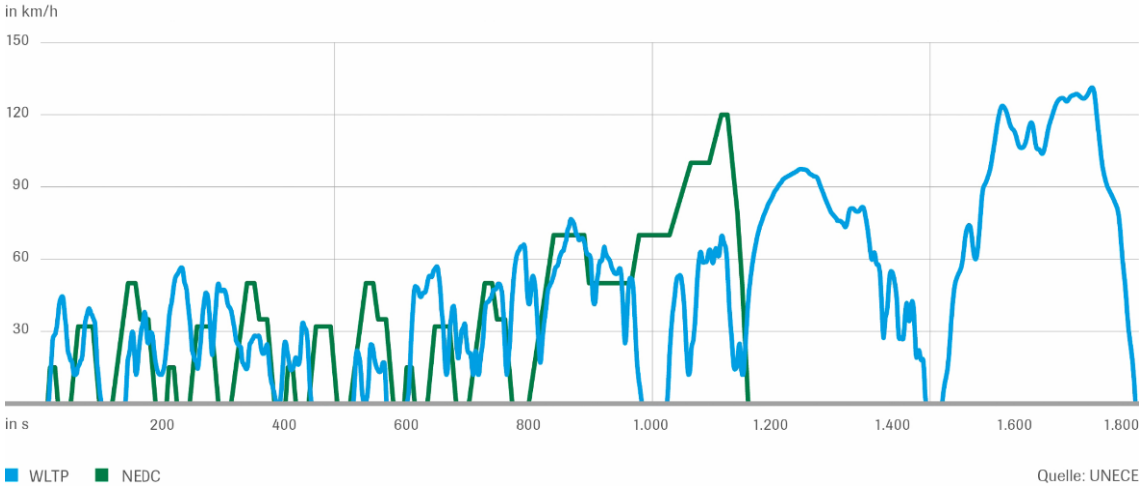
Obrázek 79: Velikostní spektra pevných částic s vyznačením podílu částic, který je zachycen v plicních sklípcích při jejich vdechnutí (zelená křivka) a hmotnostní (černá tečkovaná) a početní (tmavě modrá) zastoupení pevných částic pro jejich jednotlivé velikosti [69]

V současné době jsou nové vznětové motory, a velká část starších, vybaveny dodatečným zařízením pro eliminaci pevných částic, které pracují s účinností alespoň 98% při uvažování redukce počtu částic. Účinnost stanovená dle hmotnosti je dokonce taková, že je hmotnostní koncentrace částic ve výfukových plynech nižší než v ovzduší v nejvíce znečištěných místech ČR. U motorů nevybavených filtry částic produkce pevných částic výrazně závisí na jeho zatížení (velké zatížení = více částic).
U zážehových motorů není situace jednoznačná. Starší zážehové motory s vnější tvorbou směsi vykazovaly poměrně malou produkci pevných částic, avšak s nástupem přímého vstřiku benzinu došlo k nemalému nárůstu produkce pevných částic. Přestože produkují výrazně méně částic než současné vznětové motory bez filtrů částic, jsou výraznějším zdrojem než vznětové motory s filtrem. Jejich produkce se navíc výrazně mění se zatížením a dynamikou jejich provozu. Aktuálně jsou pod vlivem současné legislativy zaváděny filtry i pro zážehové motory.

17.3 Legislativní opatření pro snižování dopadů provozu spalovacích motorů

Skutečnost, že spalovací motory produkují rizikové a škodlivé látky je známá již po několik desetiletí. Výsledkem je snaha o minimalizaci dopadů jejich provozu pomocí legislativních opatření tak, aby na trhu prodávané nové při svém provozu emitovaly přijatelné množství znečišťujících látek.
Za tímto účelem jsou prodávané motory předmětem homologace, kdy je experimentálně předepsaným způsobem zjišťována produkce regulovaných škodlivých látek. Těmi jsou zejména produkce oxidu uhelnatého **CO**, oxidů dusíku **NO_x**, nespálených uhlovodíků **HC** a pevných částic (jak hmotnostní tak početní produkce). Způsob testování se liší v závislosti na použití motoru. Pro vozidla s celkovou přípustnou hmotností do 3,5 t je testováno celé vozidlo, motory pro větší vozidla, pracovní stroje a drobnou mechanizaci jsou zkoušeny samostatně.

Osobní vozidla jsou zkoušena tak, že je na vozidlovém dynamometru simulována jízda podle předepsaného rychlostního profilu (okamžitá rychlost je funkcí času) a je sledováno množství vyprodukovaných škodlivin na jednotku uražené dráhy V Evropské unii byl po velmi dlouhou dobu používán jízdní cyklus UDC (Urban Driving Cycle, 4x opakován, viz obrázek 80, zelená křivka), který měl nahrazovat klidnou městskou jízdu. Tento byl v roce 2000 doplněn o část EUDC (Extra urban driving cycle), která měla reprezentovat mimoměstskou jízdu. Provozní režimy, ve kterých je spalovací motor za tohoto cyklu provozován a dynamika jeho provozu, však neodpovídala skutečnému provozu. Proto v nemálo případech byly skutečné emise za provozu výrazně vyšší než jaké jsou předepsány, a přestože byly maximální dovolené produkce (emisní limity, tab. 2) průběžně snižovány, skutečný pokles byl výrazně menší.



Obrázek 80: Porovnání rychlostních profilů zastaralého jízdního cyklu NEDC (zeleně) a WLTC (modře), rychlost je na svislé ose vyjádřena v km·h^{-1} a čas na vodorovné ose v sekundách [70]

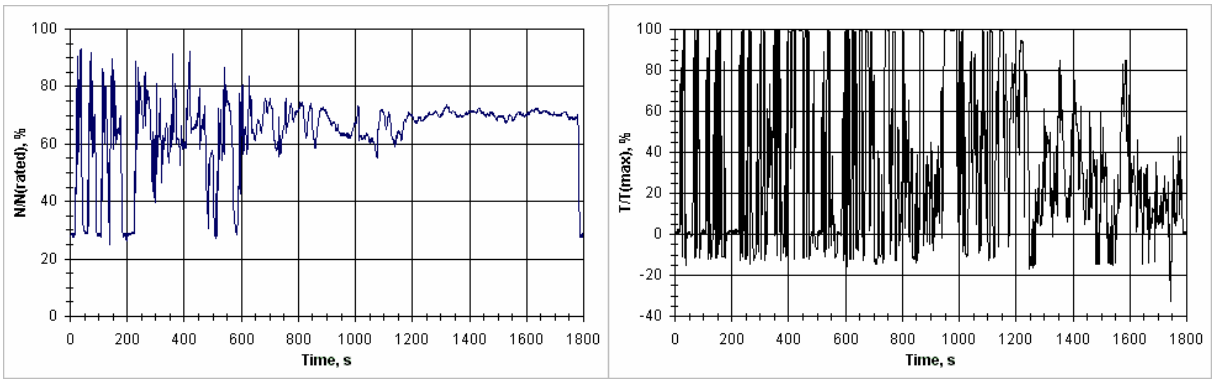
Etapa	Začátek platnosti	CO	HC	HC+NOx	NOx	PM	PN
		g/km					#/km
Vozidla se zážehovými motory (ZM)							
Euro 1	1992.07	2.72	-	0.97	-	-	-
Euro 2	1996.01	2.2	-	0.5	-	-	-
Euro 3	2000.01	2.3	0.2	-	0.15	-	-
Euro 4	2005.01	1	0.1	-	0.08	-	-
Euro 5	2009.09	1	0.1	-	0.06	0.005	-
Euro 6	2014.09	1	0.1	-	0.06	0.005	$6.0 \cdot 10^{11}$
Vozidla se vznětovými motory (VM)							
Euro 1	1992.07	2.72	-	0.97	-	0.14	-
Euro 2	1996.01	1	-	0.9	-	0.1	-
Euro 3	2000.01	0.64	-	0.56	0.5	0.05	-
Euro 4	2005.01	0.5	-	0.3	0.25	0.025	-
Euro 5a	2009.09	0.5	-	0.23	0.18	0.005	-
Euro 5b	2011.09	0.5	-	0.23	0.18	0.005	$6.0 \cdot 10^{11}$
Euro 6	2014.09	0.5	-	0.17	0.08	0.005	$6.0 \cdot 10^{11}$

Tabulka 2: Emisní limity plynných znečišťujících látek a pevných částic (PM = hmotnostní, PN = početní limit) pro osobní vozidla (kategorie M1) [71]

Proto byl od září 2017 pro nové modely vozidel zaveden nový jízdní cyklus (WLTC - Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle, obr. 80), který se výrazně více blíží běžnému provozu. Navíc byla pro osobní vozidla zavedena část vyhodnocující emise za

skutečného provozu s předepsaným podílem městské, mimoměstské a dálniční jízdy (včetně nemalého vlivu stoupání a klesání), byť s omezením maximálního zrychlení a vyššími dovolenými hodnotami oproti výše uvedeným mezním hodnotám. Na základě této změny a nezávislých testů lze soudit, že v budoucnu budou emise některých znečišťujících látek výrazně nižší než v současnosti díky výrazně kvalitnější metodice používané při homologačních testech.

Odlišná procedura je používána pro malé motory (nesená mechanizace, zahradní technika apod.) a pro větší motory (vozidla nad 3,5 t, pracovní stroje, motory pro železniční použití atd.). Při této proceduře je zkoušen motor samostatně na brzdovém stanovišti a je předepsána přímo časová závislost otáček a točivého momentu. Limitováno je pak množství škodlivin vyprodukované na jednotku vykonané práce (g/kWh).
Na obr. 81 je uveden příklad takového zkušebního cyklu ETC (European Transient Cycle) používaného pro vozidla těžší než 3,5 t. Je z něj patrné, že je zde přítomna nemalá dynamika provozu podobně jako při jejich reálném provozu. Tento zkušební cyklus nahradil roku 2000 předchozí zkušební cykly založené na ustálených režimech (neproměnné otáčky a zatížení).



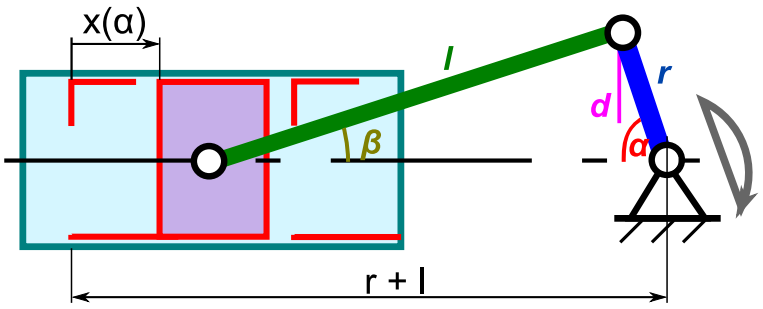
Obrázek 81: Průběh relativních otáček (vlevo, vztaženy k jmenovitým otáčkám motor) a točivého momentu (vpravo, vztažen k maximálnímu točivému momentu) [72]

Díky tomuto přiblížení realitě bylo splněním legislativních limitů zároveň i v běžném provozu dosaženo nízkých emisí. V nemálo případech je pak na jednotku ujeté vzdálenosti výrazně těžším vozidlem (a tím i s větší energetickou náročností) produkováno méně plynných škodlivých látek (např. $\mathbf{NO_x}$) než osobním automobilem vyrobeným ve stejném období.
Zároveň bylo dosaženo hodnot spotřeby paliva a produkce $\mathbf{CO_2}$, které lépe odpovídají realitě.

Přestože se situace ohledně plynných znečišťujících látek, vypouštěných ve výfukových plynech, se změnou jízdního cyklu (WLTC) a zařazení vyhodnocení emisí za reálného provozu (Real Driving Emissions - RDE) značně zlepšila, je třeba této oblasti dále věnovat pozornost. S použitím nových technologií pro úpravu výfukových plynů totiž může být spojena produkce nových nežádoucích látek. Honba za čistými spalovacími motory tedy ještě není završena, byť důsledným a pečlivým použitím stávajících technických prostředků lze dosáhnout uspokojivého stavu.

18. Přílohy

Na základě jednoduchého nákresu klikového mechanismu na obrázku níže lze napsat následující vztah:



$$x = l + r - l \cdot \cos\beta - r \cdot \cos\alpha = r \cdot \left(1 + \frac{1}{\lambda} - \cos\cdot\alpha - \frac{1}{\lambda} \cdot \cos\beta\right) \tag{104}$$

dále lze pro oba trojúhelníky obsahující stranu ***d*** (protilehlá oběma úhlům ***α*** a ***β***) získat následující (Pythagorova věta):

$$r^2 = r^2 \cdot \cos^2\alpha + d^2 \tag{105}$$

$$l^2 = l^2 \cdot \cos^2\beta + d^2 \tag{106}$$

a následně po úpravě obou vztahů $r^2 = r^2 \cdot \cos^2\alpha + d^2$ (105) a $l^2 = l^2 \cdot \cos^2\beta + d^2$ (106) eliminovat odvěsnu obou trojúhelníků ***d***

$$l^2 - l^2\cos^2\beta = d^2 = r^2 \cdot (1 - \cos^2\alpha) = r^2 \cdot \sin^2\alpha \tag{107}$$

Použitím Pythagorovy věty pro pravoúhlý trojúhelník o jednotkové délce přepony lze napsat

$$\boldsymbol{\sin^2\alpha + \cos^2\alpha = 1 \rightarrow \sin^2\alpha = 1 - \cos^2\alpha} \tag{108}$$

a odtud pak za použití závislosti ($l^2 - l^2\cos^2\beta = d^2 = r^2 \cdot (1 - \cos^2\alpha) = r^2 \cdot \sin^2\alpha$ (107) a úpravou za použití klikového poměru $\boldsymbol{\lambda = r/l}$

$$\cos^2\beta = 1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\alpha \text{ ,} \tag{109}$$

po dosazení do vzorce první vzorce (těsně od obrázkem) dostáváme

$$\begin{aligned} x &= l + r - l \cdot \boldsymbol{\cos}\beta - r \cdot \boldsymbol{\cos}\alpha = r \cdot \left(\boldsymbol{1} + \frac{\boldsymbol{1}}{\lambda} - \boldsymbol{\cos}\cdot\alpha - \frac{\boldsymbol{1}}{\lambda} \cdot \sqrt{\boldsymbol{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\alpha}}\right) = \\ &= r \cdot \left[\boldsymbol{1 - \cos}\cdot\alpha - \frac{\boldsymbol{1}}{\lambda} \cdot \left(\boldsymbol{1} - \sqrt{\boldsymbol{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\alpha}}\right)\right] \end{aligned} \tag{110}$$

tento vztah lze dále upravit použitím MacLaurinovy řady pro mocninu součtu $(a+b)^n = \sum_{i=0}^{\infty} \binom{n}{i} \cdot a^{n-i} b^i$, kde kombinační číslo lze rozepsat jako

$$\binom{n}{i} = \frac{n!}{(n-i)! \cdot n!} = \frac{n \cdot (n-1) \cdot \ldots \cdot (n-i+1)}{n!} = \frac{\prod_{k=0}^{i-1} (n-k)}{n!} \text{ a tedy}$$

$$(a+b)^n = \sum_{i=0}^{\infty} \binom{n}{i} \cdot a^{n-i} b^i = a^n + n \cdot a^{n-1} \cdot b + \frac{n \cdot (n-1)}{2 \cdot 1} \cdot a^{n-2} \cdot b^2 + \frac{n \cdot (n-1) \cdot (n-2)}{1 \cdot 2 \cdot 3} \cdot a^{n-3} \cdot b^3 + \ldots \tag{111}$$

v našem případě bude pro $\sqrt{\boldsymbol{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\alpha}} = \left(\boldsymbol{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\alpha}\right)^{\frac{1}{2}}$ (112)

$$a=1$$
$$b=-\lambda^2\cdot\sin^2$$
$$n=\frac{1}{2}$$

a po dosazení tedy

$$\left(1-\lambda^2\cdot\sin^2\right)^{\frac{1}{2}}=1-\frac{\lambda^2}{2}\cdot\sin^2\alpha-\frac{\lambda^4}{8}\cdot\sin^4\alpha-\frac{\lambda^6}{16}\cdot\sin^6\alpha-....$$

$$x=r\cdot\left[1-\cos\cdot\alpha-\frac{1}{\lambda}\cdot\left(1-\sqrt{1-\lambda^2\cdot\sin^2\alpha}\right)\right]=r\cdot\left(1-\cos\cdot\alpha+\frac{\lambda}{2}\cdot\sin^2\alpha+\frac{\lambda^3}{8}\cdot\sin^4\alpha+\frac{\lambda^5}{16}\cdot\sin^6\alpha+...\right) \quad (113)$$

při obvyklých hodnotách klikového poměru lambda do 0,3 budou hodnoty činitelů pro čtvrtou mocninu funkce 2,25 % činitelů a pro čtvrtou dokonce 0,1 % relativně k činiteli sinu v druhé mocnině a jsou tedy zanedbávány, čímž vztah přechází ve zjednodušenou formu

$$x=r\cdot\left(1-\cos\cdot\alpha+\frac{\lambda}{2}\cdot\sin^2\alpha\right) \quad (114)$$

dále aplikujeme-li vzorec pro funkci dvojnásobného argumentu $\boldsymbol{\sin^2\alpha=\frac{1}{2}\cdot\left(1-\cos 2\alpha\right)}$

dostáváme finální vztah

$$x=r\cdot\left[1-\cos\cdot\alpha+\frac{\lambda}{4}\cdot\left(1-\cos 2\alpha\right)\right] \quad (115)$$

19. Glosář

V tomto glosáři je uveden seznam slov a slovních spojení, která by mohla zůstat nepochopena a zabránit tak v přínosu se studia. K jednotlivým položkám je uveden význam, ve kterém se vyskytují v textu těchto skript.

2,2,4,-trimetylpentan - nasycený uhlovodík s pěti atomy uhlíku v řadě (pentan) se skupinami CH_3 navázanými na druhý (dvakrát) a čtvrtý atom uhlíku, zobrazen na obr.Obrázek 77, str. 48
absolutní - nezávislý na jiné veličině, str. 3
absolutní tlak - tlak vztažený ke stavu s nulovým tlakem (vakuu), str. 78
adiabatický - probíhající bez výměny tepla s okolím, s dokonalou tepelnou izolací (oddělením), str. 18
aerosol - směs obsahující pevnou nebo kapalnou látku rozptýlenou v plynu, str. 16
aktuální - aktuální, v současnosti probíhající či nastávající, str. 8
alternátor - elektrický točivý stroj, který slouží ke generování střídavého proudu (druh elektrické energie) za použití mechanické práce, str. 40
ambice - úsilí, snaha dosáhnout cíle, který si někdo vytýčil, str. 1
argument - zde nezávisle proměnná veličina, jejíž hodnotou je jednoznačně určena hodnota výsledné veličiny, str. 28
atmosférický - vztažený k tlaku okolního vzduchu, plněný pomocí tlaku okolního vzduchu, str. 15
atom - nejmenší, dále nedělitelná část chemického prvku, str. 73
atraktivita - přitažlivost, lákavost, str. 4
axiální - jsoucí ve směru osy, str. 69
benzin - směs kapalných uhlovodíků získávaných z ropy, která je odparu a tvorby zápalné směsi se vzduchem, str. 17
blok - zde velký, jednolitý kus hmoty, sloužící k upevnění dalších součástí, str. 52
bariéra - něco co odděluje, tvoří překážku či zábranu, str. 1
cyklometrická funkce - funkce opačná ke goniometrické, str. 28
cyklometrie - nauka o měření obvodu a obsahu kruhových ploch, str. 28
cyklus - soubor po sobě jdoucích, opakujících de dějů, str. 6
čep - opěrná nebo nosná část hřídele, obvykle se kolem něj něco otáčí či se otáčí v něčem, str. 8
da Vinci, Leonardo - (1452-1519), italský renesanční malíř, architekt, vynálezce a konstruktér, str. 3
definice - slovní vymezení pojmu a významu slova či sousloví, str. 1
deflektor - prvek, který slouží k odklánění a usměrnění toku tekutiny, str. 57
demonstrovat - názorné předvedení, str. 25
detailní - podrobný, str. 36
diagram - grafické znázornění číselných údajů, str. 22
dilatace – změna délky nebo objemu způsobená změnou teploty
Diesel, Rudolf - (1858-1913), německý konstruktér a vynálezce proslavený zejména vynálezem vznětového motoru, str. 18
difuzor - plynule se rozšiřující kanál sloužící ke zvýšení tlaku tekutiny, str. 71
dispozice, k dispozici - možnost použití, dostupnost, dostupný str. 3
dmychadlo - zařízení, které vhání vzduch do nějakého prostoru, str. 10
důvtip - duševní bystrost, schopnost hledat souvislosti a nalézat řešení, str. 3

dynamika - vědní obor zabývající se vztahy mezi souvislostmi mezi pohybem hmotných těles a působícími silami, str. 26
efektivita - účinnost zužitkování vstupů do nějakého procesu z hlediska výstupů daného procesu; jak dobře byly využity vstupy, abychom získali výstupy, str. 3
efektivní (viz efektivita) - skutečný, skutečně vykonaný; účinný, str. 3
ekvivalent - mající stejný význam, hodnotu, str. 84
elektrický - vztahující se k jevům vyvolaným existencí, vzájemným působením a pohybem elektronů, jakožto součástí atomů tvořících obal atomu, str. 4
elektromagnetický - kombinující elektrické a magnetické jevy, str. 68
elementární - základní, nejjednodušší; často použitý k vytvoření navazujících úvah a závislostí, str. 8
elementární uhlík - uhlík vyskytující se v čistém stavu bez výrazných příměsí, vyskytující se ve formě grafitu, nebo diamantu, str. 85
eliminace - vyloučení, odstranění, str. 37
energie - schopnost hmoty konat mechanickou práci, str. 3
excentrický - nacházející se mimo střed, mimo osu, str. 51
exemplář - jeden kus, předmět ze stejnorodé skupiny, str. 83
expanze - zvětšování objemu, např. plynů, str. 6
extrapolace - odhad hodnoty protažením závislosti nad rozsah údajů, které máme, str. 41
faktor - činitel uplatňující se v nějakém procesu, str. 3
frikční - přídavné jméno od slova frikce, které znamená mechanické tření mezi několika povrchy a vyvozující třecí sílu, která působí proti směru pohybu, str. 50
funkce - účel, poslání, význam, činnost, str. 46
funkce (času) - pro každý časový okamžik je předepsána či zjištěna okamžitá hodnota veličiny, str. 87
funkce (matematická) - vztah mezi dvěma veličinami, kdy je vstupní proměnné jednoznačně přiřazena hodnota závisle proměnné, str. 26
generovat - vytvářet, vybuzovat něco, často použitím nějakých vstupních zdrojů, str. 4
geografický - vztažený k zeměpisnému umístění, str. 3
geometrie (ve smyslu uspořádání) - uspořádání, zde ve smyslu provedení zajišťující určitou funkci a vlastnosti, str. 7
glosář - vysvětlující seznam slov a slovních spojení složený z krátkých vysvětlujících poznámek, str. 1
goniometrický - obor zabývající se vztahy mezi velikostmi stran a úhlů v trojúhelníku, str. 29
hustota - množství hmoty (její hmotnost) v určitém objemu, str. 16
charakteristika - vyjádření závislostí, které popisují některé základní veličiny a vlastnosti stroje či zařízení, str. 1
chemická rovnice - vyjádření změn ve spojení jednotlivých atomů v molekuly, str. 83
chladič - prvek, který slouží k přenosu tepla z ochlazované látky či předmětu na jinou látku či předmět tak, aby se snížila její teplota pod určitou přijatelnou hodnotu, str. 65
idealizovaný - zde zjednodušený, myšlený tak, aby měl myšlené vlastnosti a umožnil tak provedení úvah a zjednodušených výpočtů, str. 17
idealizovaný - přizpůsobený zjednodušeným představám umožňujícím snazší popis, str. 20
ideální - splňující všechny požadavky, dokonalý vzorný, str. 13
ideální plyn - plyn, jehož chování odpovídá zjednodušeným a idealizovaným představám (např. nemá vnitřní tření, srážky jeho molekul a atomů jsou dokonale pružné), str. 65
ilustrovat - objasňovat, znázorňovat pomocí vyobrazení, doprovázet obrazovým vyjádřením, str. 80
impuls - krátký podnět, pobídka, vzruch či změna která působí na své okolí, str. 12

indikovaná práce - práce získaná vyhodnocením indikovaného tlaku, který je výsledkem součtu dílčích prací pro jednotlivé části pracovního cyklu, str. 22
indikovaný tlak - zde tlak zjištěný indikátorem (parního stroje), tedy zařízením, které zaznamenává tlak v závislosti na poloze pístu, str. 22
individuální - vztahující se k jedné věci, prvku, typický pro jednotlivou věc, str. 73
infinitezimální - související s nekonečně malými nebo nekonečně velkými veličinami, str. 5
infrastruktura - soubor uměle vytvořených a vzájemně propojených stavebních prvků zajišťující ekonomické a sociální funkce celku, str. 4
iniciovat - započít nějaký proces, rozněcovat, dát počáteční impuls, str. 12
izobarický - děj probíhající při neměnném tlaku, str. 18
izobarický oběh - soubor termodynamických dějů, které tvoří pracovní cyklus, při kterém je teplo přiváděno za konstantního tlaku, str. 18
izočára - spojnice dvou bodů se stejnými hodnotami (např. nadmořské výšky v mapě), str. 25
izochorický děj - děj probíhající při neměnném objemu, str. 17
izochorický oběh - soubor termodynamických dějů, které tvoří pracovní cyklus, při kterém je teplo přiváděno za konstantního oběhu, str. 17
kanál - něco, co slouží průchodu tekutiny, str. 13
karcinogenní - působící rakovinu, vznik nádorů jakožto následek nekontrolovaného buněčného bujení, str. 85
Kelvin - základní jednotka absolutní teploty, která nabývá pouze kladních hodnot (nejnižší dosažitelná teplota 0 K odpovídá -273.15°C), str. 52
klima - dlouhodobý režim počasí, str. 4
kolize - střet, srážka, str. 56
kombinace - jedno z možných uspořádání, pořadí apod., str. 7
komprese - stlačování, zmenšování objemu vnějším tlakem, str. 6
koncentrace - obsah sledované látky, množství výskytů v nějakém prostoru, str. 4
kondenzovat - zkapalňovat, měnit stav z plynného skupenství na kapalné, str. 85
konstantní - neměnný, stálý, vytrvalý, str. 5
konstrukce - uspořádání a tvar částí nějakého celku, str. 3
kontakt - spojení, styk, dotyk, str. 21
korektní - dbající zásad použití, jsoucí v duchu poctivého, slušného vztahu, str. 84
kritický - rozhodující, nesmírně důležitý; něco podstatného, určujícího pro vznik a vlastnosti nějakého jevu, str. 12
kritické (nadkritické a podkritické) proudění - proudění, kdy je dosažen určitý či vyšší tlakový spád. Průtok při vyšším tlakovém spádu se s nárůstem tohoto spádu dále nezvyšuje, str. 62
křižák - posuvná část klikového mechanismu (zpravidla parních strojů), na kterou je přenášena tlaková síla od pístu a zároveň je spojen s ojnicí; zachycuje boční síly od ojnice, str. 11
kvalita - souhrn typických, zpravidla kladných vlastností, str. 42
kvalitativní - týkající se kvality, typických vlastností, str. 80
kvantita - četnost, množství, str. 80
kvantitativní - týkající se množství, str. 80
legislativa - soubor právních závazných pravidel, str. 84
limitovat - omezovat, ohraničovat, str. 15
matematický - vztahující se k matematice jakožto vědě o číselných vztazích a plošných a prostorových tvarech, glosář
maximalizace - provádění něčeho v největší míře, str. 66
maximální - největší, nejvyšší možný, str. 8
mazut - těžký (vazký, hutný, obtížně odpařitelný) ropný produkt užívaný jako palivo, str. 12

mechanická práce - práce definovaná jako součin velikosti síly působící na dané dráze (např. přemístění tělesa známou silou o určitou vzdálenost), str. 3
mechanické ztráty - část energie, která se vzájemným působením těles přemění na nežádoucí druh energie a sníží tak výstupní práci stroje; např. ztráty třením, kdy je produkováno teplo, str. 22
mechanický - týkající se hmotné stránky, str. 3
mechanizace - nahrazení ruční práce prací vykonávanou stroji, str. 3
mezichladič - chladič plnicího vzduchu, který má za úkol snížit teplotu nasávaného vzduchu; je umístěn mezi dmychadlem (kompresorem) a sacím potrubím, str. 72
minimalizace - určování nejmenší míry něčeho nebo proces směřující k zajištění nejmenší míry něčeho, str. 36
minimální - nejmenší, nejnižší, str. 4
mód - režim, způsob, str. 85
molekula - skupina několika vzájemně vázaných atomů, str. 73
moment (točivý) - zde se jedná o otáčivou sílu, působící na určitém rameni, str. 8
moment setrvačnosti - veličina vyjadřující setrvačné účinky tělesa při rotačním pohybu podobně jako hmotnost vyjadřuje setrvačné účinky při přímočarém pohybu, str. 33
motor - stroj, který přeměňuje nějakou formu energie na mechanickou práci , str. 1
nafta - kapalné těžko odpařitelné palivo pro spalovací motory, str. 12
nukleace - tvorba krystalových zárodků v přesyceném roztoku, str. 86
od nepaměti - od prastarého času mimo dochované záznamy a paměti, str. 3
ojnice - spojovací část klikového mechanismu uchycená otočně na obou koncích; na jedné straně k pístu (koná přímočarý pohyb) a na druhé ke rotujícímu klikovému hřídeli, str. 6
oktan - nasycený uhlovodík s osmi atomy uhlíku v molekule, str. 73
organismus - živý tvor, jedinec, který se sestává z jednotlivých orgánů, str. 85
Otto, Nicolaus - německý konstruktér a vynálezce, proslaven pokusy se spalovacími motory, autor Ottova motoru (zážehového motoru se zapalováním elektrickou jistkou), str. 17
ovalita - míra odchylky od kruhového stavu, rozdíl největšího a nejmenšího průměru na přibližně rotační součásti, str. 45
oxid - sloučenina kyslíku s jiným prvkem, str. 4
oxidace - reakce s kyslíkem za vzniku oxidů, str. 21
parametr - veličina nebo vlastnost charakterizující stroj či zařízení, str. 1
píst - pohyblivá součást stroje, na kterou působí tlaková síla tekutiny, str. 3
podhoubí - zázemí, základ, něco z čeho vzniká nebo vyrůstá něco jiného, str. 3
pohybová dvojice - pár vzájemně spojených součástí, které se mohou vzájemně pohybovat definovaným způsobem, str. 15
polární (souřadnice, diagram) - popis polohy, kdy je dána vzdálenost od výchozího bodu a úhel od základní vztažné polopřímky, str. 31
princip - základní myšlenka či zákonitost, podle kterou se něco řídí, str. 1
procedura - složitější postup, který se skládá z jednotlivých kroků, str. 88
produkce - výroba, vytváření něčeho a to včetně nehmotných věcí, str. 3
profil - souhrn charakteristických vlastností, str. 87
profil (rychlostní) - závislost nějaké veličiny (zde rychlosti) a jiném parametru (zde času), která vykazuje nějaké vlastnosti, charakter, str. 87
prolis - lisováním zhotovená prohlubeň či výstupek pro zvýšení tuhosti, pevnosti či k vytvoření dosedacích ploch, str. 54
průmysl - strojová velkovýroba, odvětví hospodářství, str. 3
přeplňování - proces, kdy je určitý objem nadměrně naplněn, přecpán, str. 15
pulsace - periodická změna fyzikální veličiny, str. 72

realita - skutečnost, to jak se věc projevuje a je vnímána, str. 20
realizovat - uskutečňovat, provádět, str. 3
reálný (provoz) - skutečný způsob, jakým je něco provozováno, používáno, str. 88
redukce, redukovat - omezovat, snižovat, zmenšovat; nahrazovat větší a složitější soustavu menším množstvím těles za účelem jednoduššího popisu chování, str. 33
regulovat - usměrňovat, řídit, činit opatření, aby se neco pohybovalo v určitých mezích, str. 22
relativní - jsoucí ve vztahu k něčemu, vyplývající z něčeho, porovnávaný s něčím, str. 29
respirační - dýchací, související s dýchacími cestami, str. 84
revoluce - zásadní změna měnící od základů měnící předchozí způsob fungování, str. 3
rotační - konající otáčivý pohyb, schopný otáčení; vytvořený otáčivým pohybem či souměrný podle středové osy, str. 5
Sabathé, Louis Gaston - francouzský vynálezce, který jako jeden z několika popsal pracovní cyklus motoru se smíšeným přívodem tepla (část přivedena izobaricky a část izochoricky), str. 19
samovolný - konaný, dějící se sám od sebe, str. 6
Seiliger, Myron - 1874–1952, fyzik, který jako jeden z několika popsal pracovní cyklus motoru se smíšeným přívodem tepla (část přivedena izobaricky a část izochoricky), str. 19
Sankeyův diagram – grafické znázornění složení, proudění nebo časového průběhu určité veličiny v systému pojmenovaný po svém tvůrci (Matthew Henry Phineas Riall Sankey, 1853 – 1926), který jej poprvé použil v roce 1898 pro zobrazení účinnosti parního stroje, str. 23
sezónnost - omezení na určitou sezónu jakožto část roku, str. 3
schématický - vyjádřený schématem, zjednodušený, str. 5
skica - přípravná kresba, náčrtek, str. 3
součinitel - číslo uvádějící úměrnost mezi dvěma fyzikálními veličinami, str. 14
spalitelný - schopný reakce s kyslíkem za současného vývinu tepla, str. 15
spalovací motor - stroj který přeměňuje chemickou energii v palivu na mechanickou práce užitím spalování, str. 1
spalovací prostor - prostor spalovacího motoru, kde dochází ke spalování paliva, jehož jedna nebo více stěn je pohyblivá a díky svému pohybu pak konají mechanickou práci, str. 6
spirální - jdoucí ve směru spirály, tedy křivky postupně se ovíjející kolem jednoho bodu, připomínající šroubovici, str. 71
stacionární - ustálený, neměnící pozici, polohu či velikost nebo hodnotu, str. 3
stechiometrický - vztah mezi hmotnostním složením (sloučenin) a chemický vzorcem či rovnicí, str. 74
subtilní - útlý, drobný, tenký, str. 12
symetrie - uspořádání a rozložení podle roviny či osy, souměrnost, str. 28
šoupátko - posuvná součást fungující jako uzávěr ovládaný posuvným pohybem, str. 13
technologie - obor zabývající se aplikací přírodních zákonů tak, aby bylo něco vykonáno či vyrobeno, str. 3
teoretický - používající abstraktní zákony a přirovnání ke zjednodušenému a idealizovanému popisu skutečných věcí a procesů, str. 17
teplo - jeden ze základních druhů energie, související s pohybem částic, str. 3
termodynamika - obor vyjadřující obecné zákonitosti přeměny energie spojené se změnami teploty a s výměnou tepla, str. 18
tlak - působení tekutiny kolmo na ohraničující plochu, str. 3
tlaková síla - síla vyvozená působením tlaku; součet dílčích sil od nárazů jednotlivých molekul na pevnou stěnu, str. 5

torzní - kroucený, namáhaný na krut a deformovaný krutem, str. 37
trakt - ústrojí, dráha, soubor na sebe navazujících průchozích či průtočných prvků, které dohromady plní nějaký účel, str. 22
transformovatelný - schopný podstoupit transformaci, tedy proces přeměny, změny, úpravy, překonstruování, str. 30
transient - výraz z angličtiny, označující přechod, tedy výraznou a zpravidla rychlou změnu nějaké veličiny či parametru, str. 88
turbína - rotační lopatkový motor, který přeměňuje tlakovou, tepelnou či pohybovou energii na mechanickou práci, str. 70
uhlovodík (molekula) - molekula, která obsahuje vodík a uhlík jako základní stavební atomy; může obsahovat i jiné prvky, str. 73
univerzální - použitelný k více či mnoha účelům, společný pro mnoho prvků, str. 73
úvrať - místo, kde se mění směr pohybu, str. 5
užitný (parametr) - užitkový, popisující vhodnost daného stroje či zařízení k použití, jeho úroveň , str. 7
vahadlo - součást strojů, kde dochází k přenosu sil a pohybu na principu dvouramenné páky, str. 60
varianta - jedna z možný podob či provedení, str. 5
ventil - součást, kterou lze řídit či úplně uzavřít průtok, str. 10
viskozita - odpor, který tekutina klade proti pohybu, viskozita, vnitřní tření, str. 39
výhřevnost - množství tepla, které lze uvolnit spálením daného hmotnostního množství látky, str. 23
výkon - množství mechanické práce vykonané za jednotku času, str. 1
vývrt - vrtáním zhotovený otvor o daném průměru, str. 7
vznítit (se) - začít hořet, str. 12
zdvih - délka o jakou je předmět posunut při přímočarém pohybu, vzdálenost krajních poloh v případě vratného pohybu, str. 7
zkrat - zkrácený nežádoucí průtok elektrické energie nebo média tak, že je tento příliš velký nebo nedochází k jeho správnému využití, str. 10

20. Použité zdroje

[1] Two-stroke slider-crank mechanism [online] [cit. 1.9.2019] https://grabcad.com/library/two-stroke-slider-crank-mechanism
[2] Encyclopedia-britannica volume 7 part 1, Desel engine [online] [cit. 1.9.2019] http://gluedideas.com/Encyclopedia-Britannica-Volume-7-Part-1-Damascus-Education-Animals/Diesel-Engine.html
[3] Jumo 204, [online] [cit. 1.9.2019] https://www.reddit.com/r/ThingsCutInHalfPorn/duplicates/7wolur/jumo_204_diesel_aircraft_engine_1200_884/
[4] Junkers Jumo 223 Aircraft Engine [online] [cit. 1.9.2019] https://oldmachinepress.com/category/diesel-engines/page/3/
[5] Kurfirst, V. Spalovací motory, [online] [cit. 1.9.2019] https://slideplayer.cz/slide/2849909/
[6] Reciprocating internal combustion engines [online] [cit. 1.9.2019] https://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/en/co/maci.html
[7] Vlk, František. Automobilová technická příručka. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003, s. 83-86. ISBN 80-238-9681-4.
[8] Reciprocating compressors [online] [cit. 1.9.2019] https://aircompressorworks.com/compressed-air-basics-part-3-reciprocating-compressors/
[9] Types of lubricating (oil) systems [online] [cit. 1.9.2019] http://constructionmanuals.tpub.com/14264/css/Types-of-Lubricating-Systems-242.htm
[10] Beroun, S. Vozidlové motory [online] [cit. 1.9.2019] http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1733
[11] Clean mpg [online] [cit. 1.9.2019] http://www.almeotech.com/docs/ALH_TDI_engine_map.png
[12] Páv, K. Funkce řídící jednotky a optimalizace pístového spalovacího motoru 2012. [online] [cit. 11.9.2019] http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1791
[13] Páv K, Mechanická účinnost PSM, [online] [cit. 1.9.2019] http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2736
[14] Novotný, M. Snižování třecích ztrát kontaktních dvojic [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. 2014 [online] [cit. 1.9.2019] https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=86273
[15] Pechout, M., Dittrich, A., and Vojtisek-Lom, M., "Operation of an Ordinary PFI Engine on n-butanol and Iso-butanol and Their Blends with Gasoline," SAE Technical Paper 2014-01-2618, 2014, https://doi.org/10.4271/2014-01-2618.
[16] Václav Pauer: Vývoj konstrukce závodních vozů - Vše podstatné z historie techniky formulových vozů, Grada Publishing a.s., 2010, 355 s, ISBN: 978-80-247-3015-8
[17] MAHLE GMBH (ED.). Pistons and engine testing with 20 tables. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2012. ISBN 9783834815903
[18] Rauscher, J.: Spalovací motory. 2005.Studijní opory FSI VUT Brno [online] [cit. 1.9.2019] https://core.ac.uk/download/pdf/30290158.pdf
[19] Rauscher, J.: Spalovací motory. 2005.Studijní opory FSI VUT Brno [online] [cit. 11.9.2019] https://core.ac.uk/download/pdf/30290158.pdf
[20] Dufek, M.: Diplomová práce – Pevnostní optimalizace pístu pro plochodrážní motocykl, Liberec 2007 [online] [cit. 11.9.2019] https://dspace.tul.cz/bitstream/handle/15240/2418/mgr_13779.pdf?sequence=1
[21] Gscheidle, R. a kol. (2001): Příručka pro automechanika. SOBOTÁLES, Praha, 629 str., ISBN: 80-85920-76-X

[22] Fahrzeugantrieb [online] [cit. 11.9.2019] http://etananyag.szerep.sze.hu/JaDoX_Portlets/displayContent?docId=46567&secId=753
[23] JE Pistons [online] [cit. 11.9.2019] https://horsepowerdirect.com/je-pistons-297117-sport-compact-bmw-piston-and-ring-kits/
[24] JE Pistons [online] [cit. 11.9.2019] https://www.jepistons.com/Catalogs/ProSeal/Index.aspx
[25] Fahrzeugantrieb [online] [cit. 11.9.2019] http://etananyag.szerep.sze.hu/JaDoX_Portlets/displayContent?docId=46567&secId=753
[26] Yadav, V., Karthikeyan, K., Shaikh, W., Dacharum, G. et al., "Gasoline Engine Connecting Rod Buckling Load and Post Buckling Deformation Prediction through CAE for Lightweight Design," SAE Technical Paper 2016-01-1343, 2016, https://doi.org/10.4271
[27] Rauscher, J., Vozidlové motory. [online] [cit. 11.9.2019] http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Vozidlove%20motory.pdf
[28] Gscheidle, R. a kol. (2001): Příručka pro automechanika. SOBOTÁLES, Praha, 629 str., ISBN: 80-85920-76-X [online] [cit. 11.9.2019] https://publi.cz/books/160/10.html
[29] Klikový hřídel [online] [cit. 11.9.2019] http://kotamuda.humlak.cz/navody_manualy/127/HTM/HTM2/motor/klikovy.htm
[30] Rauscher, J.: Spalovací motory. 2005.Studijní opory FSI VUT Brno [online] [cit. 11.9.2019] https://core.ac.uk/download/pdf/30290158.pdf
[31] Intake and Exhaust Valves and Mechanisms [online] [cit. 11.9.2019] http://what-when-how.com/automobile/intake-and-exhaust-valves-and-mechanisms-automobile
[32] Diviš, M., Tichánek, R., Španiel, M.: Heat transfer analysis of a diesel engine head. Acta Polytechnica 43, 34–39 (2003) https://ojs.cvut.cz/ojs/index.php/ap/article/view/474
[33] Overhead camshaft [online] [cit. 11.9.2019] https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/d/d5/DOHC-Zylinderkopf-Schnitt.jpg
[34] Bosch – GDI [online] [cit. 11.9.2019] https://www.boschautoparts.com/es/auto/fuel-injectors/gasoline-direct-injection
[35] Qasemian A, Keshavarz A. Experimental and numerical study of an internal combustion engine coolant flow distribution. Tehnički vjesnik. 2016; 23(1):257-264. https://doi.org/10.17559/TV-20150124180113 [online] [cit. 11.9.2019] https://hrcak.srce.hr/index.php?show=clanak&id_clanak_jezik=225601
[36] MSI Motor Service International GmbH - Reconditioning of Aluminium Engine Blocks [online] [cit. 11.9.2019] https://cdn2.ms-motorservice.com/fileadmin/media/MAM/PDF_Assets/Reconditioning-of-Aluminium-Engine-Blocks_51708.pdf
[37] Jääskeläinen H, Piston-Ring-Liner Design for Low Oil Consumption [online] [cit. 11.9.2019] https://www.dieselnet.com/tech/lube_cons_ring.php
[38] Tomei - Metal Head Gaskets for the Toyota 1JZ & 2JZ Engines [online] [cit. 11.9.2019] http://www.tomeiusa.com/?p=5124
[39] Grommet type head gasket [online] [cit. 11.9.2019] https://www.hks-power.co.jp/en/product_db/engine/db/20172
[40] BMW 435 vs 440: Under the Hood, 2017 [online] [cit. 11.9.2019] https://pictures.dealer.com/b/bmwofbridgewater/0734/d34cc85949bb375f1791ca460ab0d77dx.jpg
[41] Scholz C, Blok válců, kliková skříň, 2011 [online] [cit. 11.9.2019] http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/PSM/PSM_15.pdf
[42] Rauscher J - Spalovaci motory, studijní opory VUT Brno [online] [cit. 11.9.2019] http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Vozidlove%20motory.pdf
[43] K. Křen, J. Košťál: Moderný automobil v obrazoch, Alfa, 1973, 185s

[44] Poucha, Vít. Výměna obsahu válce dvoudobého motoru. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008. Diplomové práce. [online] [cit. 11.9.2019] https://dspace.tul.cz/bitstream/handle/15240/2509/mgr_15687.pdf?sequence=1
[45] Innovatives Aggregat: Ventilloser Schiebermotor des Mercedes-Knight 16/45 PS (Bauzeit 1916 bis 1923) nach dem Prinzip von Charles J. Knight. Der Schieber auf der Einlassseite ist geschlossen. [online] [cit. 11.9.2019] https://media.daimler.com/marsMediaSite/de/instance/picture.xhtml?oid=7434485&ls=L2RlL2luc3RhbmNlL2tvLnhodG1sP29pZD05OTE0Mzc2JnJlbElkPTEwMDEmZnJvbU9pZD05OTE0Mzc2JmJvcmRlcnM9dHJ1ZSZyZXN1bHRJbmZvVHlwZUlkPTE3MiZ2aWV3VHlwZT10aHVtYnMmc29ydERlZmluaXRpb249UFVCTElTSEVEX0FULTImdGh1bWJTY2FsZUluZGV4PTAmcm93Q291bnRzSW5kZXg9NQ!!&rs=2
[46] Rotary Valve Engines by Marcus Hunter, Hutchinsons 1946
[47] Plšek, P, Ventilové rozvody spalovacích motorů, 2013 [online] [cit. 11.9.2019] http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_08-14.pdf
[48] Ohv Motor, Abschnitt (autocar Handbuch, 13. ed, 1935) [online] [cit. 11.9.2019] https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/3/3e/OHV_engine%2C_section_%28Autocar_Handbook%2C_13th_ed%2C_1935%29.jpg
[49] Electronic Automotive Handbook 1. Edition, Bentley Publishers, by. Robert Bosch GmbH 2002
[50] Dolomite Sprint Valves Section [online] [cit. 11.9.2019] https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/a/af/Dolomite_Sprint_Valves_Section.jpg
[51] Desmodromický rozvod motoru [online] [cit. 11.9.2019] https://img2.auto.cz/img/29/full/5323484_.jpg
[52] Páv K, Výména náplně válce [online] [cit. 11.9.2019] http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2537
[53] Chroust, Martin. Opravy hlav válců spalovacích motorů. Pardubice, 2015 [online] [cit. 2019-09-11] https://dk.upce.cz/handle/10195/64011
[54] Mackerle J. Motory závodních automobilů SNTL, 1980, 193s
[55] Vojkůvka, F. Sací potrubí s variabilní délkou. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. 2008 [online] [cit. 11.9.2019] https://dspace.vutbr.cz/xmlui/handle/11012/6289
[56] Kožoušek, Josef. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I. první vydání. Praha : SNTL, 1978. 368 s
[57] Types of Supercharger (Automobile) [online] [cit. 11.9.2019] http://what-when-how.com/automobile/types-of-supercharger-automobile/
[58] Superchargers – Eaton [online] [cit. 11.9.2019] https://www.eaton.com/SEAsia/ProductsSolutions/Vehicle/ProductsServices/Superchargers/index.htm
[59] Slovák, J. Současné trendy ve zvyšování výkonu vznětových a zážehových motorů . Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. 2012. [online] [cit. 11.9.2019] https://dspace.vutbr.cz/handle/11012/4984
[60] Supercharged vs. Turbocharged [online] [cit. 11.9.2019] https://www.manmonthly.com.au/news/first-superchargers-produced-at-malaysian-sprintex-factory/
[61] Honeywell Garrett's G-Series Turbochargers [online] [cit. 11.9.2019] https://motoiq.com/nerd-o-scope-honeywell-garretts-g-series-turbochargers/

[62] Vidit Saxena, Shivpratap Singh Hada, Sourabh Jain "Performance Analysis of Supercharger and Turbocharger Using Ethanol Gasoline Blend", ICRTESM-16, ISBN: 972-81-932074-4-4 [online] [cit. 11.9.2019]
https://www.ijates.com/images/short_pdf/1459672018_234V.pdf
[63] Turbocharger cutaway [online] [cit. 11.9.2019]
http://assets.superstreetonline.com/f/96855534.jpg
[64] Beroun, S., Páv, K.: Vybrané statě z vozidlových spalovacích motorů– 6.kapitola. Skripta FS TU v Liberci, 2013 [online] [cit. 11.9.2019] http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2573
[65] Richard Bennett, EFR Series: BorgWarner's Latest in Turbo Technology [online] [cit. 11.9.2019] http://www.racelab.no/wp-content/uploads/2014/02/7064turbocutout.jpg
[66] TUL – Výměna náplně a válce [online] [cit. 11.9.2019]
http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2537
[67] Matti Maricq, M., Chemical characterization of particulate emissions from diesel engines: A review. J. Aerosol Sci. 2007,38, (11), 1079-1118.
https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0021850207001231?via%3Dihub#fig1
[68] Grigg, J. The health effects of fossil fuel derived particles. Archives of Disease in Childhood 2002;86:79-83. https://adc.bmj.com/content/86/2/79
[69] Dunshee, James Robert. "Evaluation Of The Engine Exhaust Particle Sizer (eeps) For Real-Time Measurements Of Diesel And Biodiesel Exhaust Particulate Matter." (2016).
https://www.semanticscholar.org/paper/Evaluation-Of-The-Engine-Exhaust-Particle-Sizer-For-Dunshee/26a6e97db4c2f52c4a63b02581b8e190dd7787a0
[70] Verband der Automobilindustrie [online] [cit. 11.9.2019]
https://www.vda.de/en/topics/environment-and-climate/exhaust-emissions/emissions-measurement.html
[71] *Dieselnet - Cars and Light Trucks, Emission Standards* [online] [cit. 11.9.2019]
https://www.dieselnet.com/standards/eu/ld.php
[72] *MIT - Diesel Emissions and Control* [online] [cit. 11.9.2019]
http://web.mit.edu/2.61/www/Lecture%20notes/Lec.%2017%20Diesel%20emissions%20+%20control.pdf