

STŘEDOŠKOLSKÁ ODBORNÁ ČINNOST

Wankelův motor

Číslo oboru: 09

Název oboru: strojírenství, hutnictví, doprava
a průmyslový design

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně pod vedením paní profesorky
Mgr. Michaely Černé, s konzultacemi pana Ing. Davida Svídy a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 18. 2. 2007

.....

Poděkování

Chtěl bych poděkovat Mgr. Michaele Černé za vedení mé práce, Ing. Davidu Svídovi za jeho cenné rady a ochotu, se kterou mi při práci pomáhal, a bez nějž by má práce ani vzniknout nemohla.

Hlavně bych chtěl poděkovat svému dědovi, který mi pomohl svým přístupem a zkušenostmi, a své mamince za trpělivost, zájem a podporu během celé této části mého života.

Anotace

Adam Vondrák

Wankelův motor

SOČ, Gymnázium Brno – Řečkovice, 2007, str. 56, obr. 37

Ve středoškolské odborné činnosti se zabývám navrhováním konstrukce motoru wankelova typu, použitelného v letadlovém modelářství. Pro tento účel je použit jednorotorový, atmosferický a vzduchem chlazený spalovací motor. Výkon motoru se pohybuje podle směsi použitého paliva kolem 0,93 kW při 18 000 min⁻¹. Objem rotačního motoru je 14,7 cm³. Pro potřebu mazání ložisek a hřídele olejem obsaženým ve směsi paliva je použit pouze jeden typ těsnění, tedy radiální těsnicí lišta. Kvůli minimalizování rozměrů a složitosti celého motoru jsou sací i výfukový kanál umístěny po obvodu motoru a k zapalování je použita žhavicí svíčka. Ve srovnání s pístovými motory jsou hlavní předností Wankelova motoru nízké rozměry a hmotnost v poměru k výkonu a malý počet dílů, čehož jsem se ve své práci pokusil co nejvíce využít.

Klíčová slova: konstrukce, Wankel, rotační motor, rotor, komora, trochoida, ložisko, těsnicí lišta, ozubení, excentrická hřídel.

OBSAH

Seznam použitých symbolů a zkratk.....	4
Úvod.....	6
Historie vzniku Wankelova motoru.....	6
1. Současná konstrukce rotačního motoru systému Wankel.....	14
1.1 Konstrukce komory rotoru.....	15
1.2 Utěsnění komory.....	16
1.1.1 Radiální těsnicí lišta.....	17
1.1.2 Rohové těsnění.....	21
1.1.3 Axiální těsnicí lišta.....	22
1.1.4 Těsnicí pryskyřicová vrstva.....	22
1.1.5 Olejové těsnění.....	23
1.1.6 Těsnění mezi boční stěnou a komorou rotoru.....	24
2. Geometrie Wankelova motoru.....	26
2.1 Vnitřní profil skříně.....	26
2.1.1 Poměr délky ramene pístu k excentricitě hřídele.....	28
2.1.1.1 Zdvihový objem.....	28
2.1.1.2 Kompresní poměr.....	30
2.1.1.3 Velikost sacích a výfukových kanálů v boční stěně komory rotoru.	31
2.1.1.4 Úhel výkyvu pístu.....	32
2.1.2 Parametry motoru plynoucí z volby tvořící křivky a poměru λ	34
2.1.3 Oskulační kružnice.....	35
2.1.4 Obvod vnitřního profilu skříně.....	36
2.2 Vnější profil pístu.....	37
2.3 Okamžitý objem jedné komory.....	39
2.4 Rychlost a zrychlení vrcholu pístu.....	39
2.5 Ostatní významné veličiny.....	42
3. Základní popis navrhovaného motoru a jeho částí.....	43
3.1 Parametry navrhovaného motoru.....	44
3.2 Výhody a nevýhody Wankelova motoru..	45
Závěr.....	46
Použitá literatura.....	47
Přílohy.....	48

Seznam použitých symbolů a zkratek

α	[°]	úhel natočení excentrického (klikového) hřídele
α_P	[°]	úhel natočení pístu (rotoru)
γ	[°]	doplňkový úhel
δ	[°]	úhel výkyvu pístu
δ_{max}	[°]	maximální úhel výkyvu pístu
ε	[-]	kompresní poměr
τ	[-]	taktnost motoru
λ	[-]	poměr ramene pístu / excentricitě kliky
ω	[$rad.s^{-1}$]	úhlová rychlost excentrického (klikového) hřídele
ω_P	[$rad.s^{-1}$]	úhlová rychlost rotoru
I, I'		body horní úvrati komory rotoru
II, II'		body dolní úvrati komory rotoru
a	[m]	délka ramene, resp. poloměr rotoru
a_1	[$m.s^{-2}$]	zrychlení prvotního pohybu
a_2	[$m.s^{-2}$]	zrychlení druhotného pohybu
a_A	[$m.s^{-2}$]	výsledná zrychlení bodu A
a_{Amax}	[$m.s^{-2}$]	maximální zrychlení bodu A
a_{Amin}	[$m.s^{-2}$]	minimální zrychlení bodu A
A		vrchol rotoru
B		vrchol rotoru
C		vrchol rotoru
C_1, C_1'		pomocné body rotoru
e	[m]	poloměr excentru (kliky)
E		zkrácená epitrochoida (obecně)
E_a		zkrácená epitrochoida (tvořící křivka píst)
E_i		zkrácená epitrochoida (tvořící křivka skříň)
h_P	[m]	šířka pístu (rotoru)
H		zkrácená hypotrochoida (obecně)
H_a		zkrácená hypotrochoida (tvořící křivka píst)
H_i		zkrácená hypotrochoida (tvořící křivka skříň)
i	[-]	převodový poměr
i_k	[-]	počet pracovních komor na jeden rotor
i_r	[-]	počet rotorů
k	[-]	koeficient
k_0		kružnice středu rotoru
k_1		kružnice vnějšího ozubení (skříň)
k_2		kružnice vnitřního ozubení (rotor)
l_k	[m]	obvod vnitřního profilu skříně
l_x	[m]	délka velké osy epitrochoidy
l_y	[m]	délka malé osy epitrochoidy
l_{yIII}	[m]	nejširší šířka epitrochoidy
n	[min^{-1}]	jmenovité otáčky motoru
n_P	[min^{-1}]	otáčky pístu (rotoru)
O_1		střed hlavního ložiska
O_2		střed ložiska rotoru
p_1, p_2, p_3	[MPa]	tlak v jednotlivých komorách rotoru

p_e	[MPa]	střední efektivní tlak
P_e	[kW]	efektivní výkon motoru
P_l	[kW.l ⁻¹]	litrový výkon motoru
r_I	[m]	poloměr oskulační kružnice
r_{II}	[m]	poloměr oskulační kružnice
r_K	[m]	poloměr kruhového oblouku profilu rotoru
R_1	[m]	poloměr vnějšího ozubení
R_2	[m]	poloměr vnitřního ozubení
S	[m ²]	teoretická profilová plocha rotoru
S_4	[m ²]	doplňková plocha
S_{4kr}	[m ²]	doplňková plocha tvořená kruhovým obloukem
S_h	[m ²]	pracovní jednotkový objem komory
S_{max}	[m ²]	maximální hodnota profilové plochy
S_{min}	[m ²]	minimální hodnota profilové plochy
v_1	[m.s ⁻¹]	rychlost prvotního pohybu
v_2	[m.s ⁻¹]	rychlost druhotného pohybu
v_A	[m.s ⁻¹]	výsledná rychlost bodu A
v_{Amax}	[m.s ⁻¹]	maximální rychlost bodu A
v_{Amin}	[m.s ⁻¹]	minimální rychlost bodu A
v_{As}	[m.s ⁻¹]	střední obvodová rychlost vrcholu rotoru
V_c	[m ³]	celkový objem motoru
V_h	[m ³]	zdvihový objem jednoho rotoru
V_p	[m ³]	objem přepočteného pístového motoru
V_P	[m ³]	objem vybrání v pístu
V_{rteor}	[m ³]	teoretický zdvihový objem jednoho rotoru
x	[m]	souřadnice tvořícího bodu epitrochoidy
x_{III}	[m]	souřadnice největší šířky epitrochoidy
y_{III}	[m]	souřadnice největší šířky epitrochoidy
y	[m]	souřadnice tvořícího bodu epitrochoidy
z_1	[-]	počet zubů vnějšího ozubení
z_2	[-]	počet zubů vnitřního ozubení

Úvod

Spalovací motory využívají energetického potenciálu převážně ropných produktů prostřednictvím jejich kontrolovaného hoření uvnitř strojů. Výsledkem je tlaková energie horkých spalin, které dále uvádí do pohybu příslušné součásti. Na základě tohoto faktu vzniklo rovnou několik způsobů jak tuto energii využít. Nejčastěji se jedná o přeměnu na rotační pohyb hřídele, která potom roztáčí ostatní součásti stroje. Na tomto principu pracují dva druhy motorů – turbínový a motor s klikovým ústrojím. Oba se potom dělí na množství podskupin.

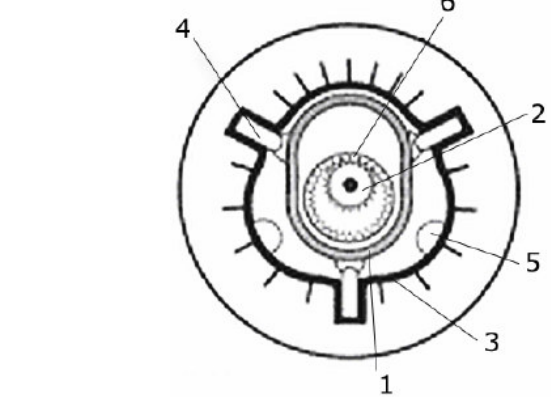
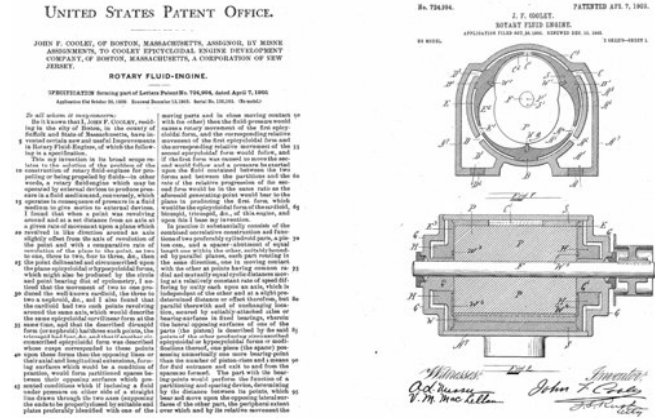
Pro vozidlové motory se používá systém s klikovou hřídelí, protože je takto možné dosáhnout dobré účinnosti, i když nejsou hlavní součásti trvale vystavovány vysokým teplotám (jak je tomu u turbín). Další nevýhodou turbínových motorů je velká náročnost na přesnost výroby a kvalitu použitých materiálů a s tím související vysoké výrobní náklady. Navíc pro dosažení maximální účinnosti spalovací turbíny by mělo být její zatížení co nejstálější a počet otáček stabilně co nejvyšší, což značně komplikuje její použití v automobilech. Pravděpodobně největším problémem je ale to, že se turbíny nedokáží rozběhnout proti většímu zatížení (například rozjíždění u automobilů).

Nejpoužívanějším typem spalovacího motoru s klikovým ústrojím je motor pístový. Jeho poměrně jednoduchá konstrukce a variabilita umožňuje velmi široké využití. Oproti turbínám má ale nevýhodu, plynoucí z cyklicky opakovaného vratného pohybu pístu, což značně ovlivňuje celkový výkonnostní potenciál, především kvůli omezení maximální frekvence otáček. Proto se od počátku vývoje spalovacích motorů objevovaly snahy o vytvoření systému, který by měl vlastnosti klikového ústrojí, ale u kterého by nedocházelo k vratným pohybům hlavních součástí. Tomuto požadavku v současnosti nejlépe vyhovují motory s krouživým pístem.

Historie Wankelova motoru

Myšlenka rotačního motoru vznikla téměř současně s vynálezem pístového motoru, ale její realizace se objevila kvůli technologické náročnosti až později. Za první seriózní pokus o vytvoření rotačního motoru můžeme považovat parní stroj J. F. Cooleyho (viz. Obr. 1), patentovaný v roce 1903 (Felix Wankel se narodil v roce 1902). V roce 1908 upravil Angličan F. Umpleby tento motor pro spalování paliv. Vnitřní profil skříně je tvořen třemi oblouky, mezi nimiž se nachází tři radiální těsnící lišty. Píst má vnější tvar složený ze dvou opačných oblouků (viz. Obr.2). Za chodu motoru se otáčí zároveň skříně i píst kolem vlastních os, takže společně konají krouživý, neboli planetový pohyb. Každé dvě sousední radiální těsnící lišty

vymezují spolu s pístem tři pracovní komory, jejichž objem se periodicky mění v závislosti na natočení pístu (princip pracovního oběhu pístového motoru). Vzájemný pohyb rotoru a skříně je vázán dvěma ozubenými koly, jejichž převodový poměr je stanoven použitou geometrií.

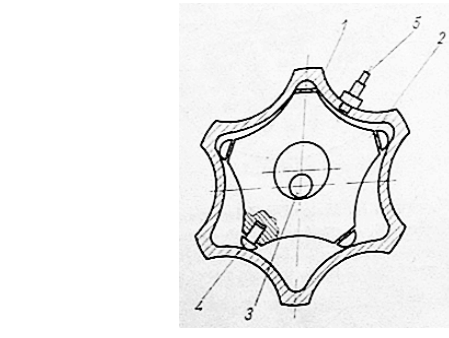


Obr. 1. Cooleyho parní rotační motor

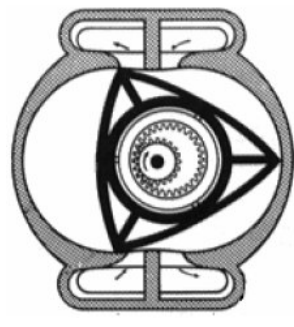
Obr. 2. Princip Umpleby-ho motoru

Dalším zajímavým vynálezem byl v roce 1923 patent udělený Walinderovi a Skoogovi z Göteborgu. Jednalo se o rotační motor s vnitřním profilem skříně tvořeným šesti oblouky, kde koná krouživý pohyb pětiobloukový píst (viz. Obr. 3), čímž je vytvořeno pět pracovních komor. Zajímavostí je, že zde zajišťuje krouživý pohyb excentrická hřídel a tvar pístu a komory, bez použití ozubených kol. Také radiální těsnění se zde oproti jiným motorům nachází ve vrcholech rotoru.

Nejvýznamnějším krokem směrem ke konstrukci Wankelova motoru se stalo pravděpodobně v roce 1943 (patent přijatý v roce 1946) dmychadlo švýcarského konstruktéra Bernarda Maillarda, které bylo založeno na principu předchozích motorů, ale s poměrem otáček rotoru a hřídele 1:3 (trojúhelníkový píst viz. Obr. 4). Maillard uvažoval o využití tohoto vynálezu i jako spalovacího motoru, ale kvůli obtížím s utěsněním rotoru tuto myšlenku nikdy neuskutečnil.



Obr. 3. Motor Walinderův – Skoogův
 1 – skřín; 2 – píst; 3 – excentrická hřídel
 4 – radiální těsnící lišta; 5 – zapalovací svíčka

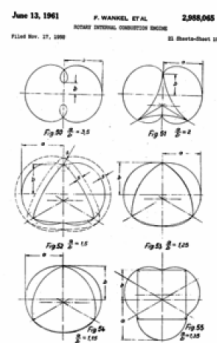
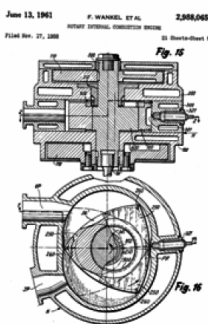


Obr. 4. Dmychadlo B. Maillarda

Felix Wankel se zabýval problematikou utěsnění strojních součástí, které se pohybují v prostředí s vysokými tlaky a teplotami. I přes to, že byl konstruktérem bez vyššího odborného vzdělání, se v tomto oboru stal prvotřídním specialistou. V jeho závodě (Wankel Versuchswerkstätten) se během druhé světové války prováděl ve spolupráci s leteckým ústavem vývoj rozvodových šoupátek leteckých motorů. Ukončení války a současný pokles zájmu o pístové motory v letectví způsobil přerušení prací v tomto oboru.

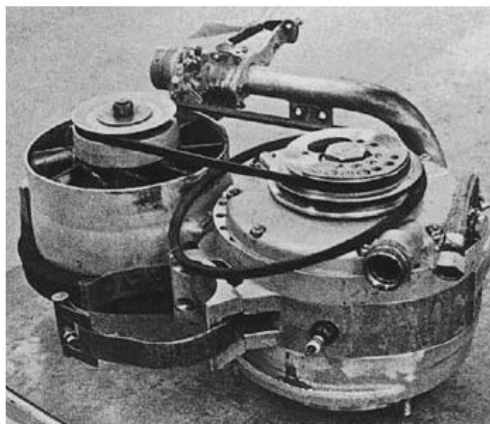
Wankel se mnoho let zabýval také motory s rotujícími písty. Věděl o nedostatcích v teorii těchto motorů a především o obtížích s utěsněním jejich pístu ve spalovací komoře. Díky podpoře německých průmyslníků bylo Wankelovi po válce umožněno pokračovat v práci na motorech s rotujícími písty. Podnikatelé, kteří si uvědomovali Wankelovy nedostatky v teorii, zadali řešení problémů rotačních motorů z oboru termodynamiky, kinematiky a dynamiky vědcům a vysoce kvalifikovaným specialistům. Už v roce 1951 došlo ke kontaktům mezi vedoucím vývojového oddělení firmy NSU Dr. Ing. Walterem Froedem a Felixem Wankelem, ze kterých se vyvinula intenzivní spolupráce a přenesení vývoje a výzkumných prací k firmě NSU.

Je jistě zajímavé připomenout, že byl několika státy, včetně bývalé ČSSR, vznesen odpor k prioritě základního provedení motoru Wankel. V protestu se například uvádí výše popsaný anglický patent podaný Bernardem Maillardem, ve kterém je schéma stejného mechanismu, který později použil Wankel. Měli bychom tedy tento motor nazývat po autorovi patentu nebo bez uvedení jména jako „motor s krouživým pístem“. (Maillard totiž výslovně neuvedl „spalovací motor“, ale jen „motor“). Vžil se však již název „Wankelův motor“ podle konstruktéra, který prosadil jeho vývoj a výrobu u firmy NSU. Wankelův motor, tak jak ho známe v dnešní době, je výsledkem usilovné výzkumné a vývojové práce firmy NSU a jiných továren, které zakoupily jeho licenci. Proto bývá označován jako motor NSU - Wankel.



Obr. 5. Ukázka z patentu na rotační motor firmy NSU-Wankel

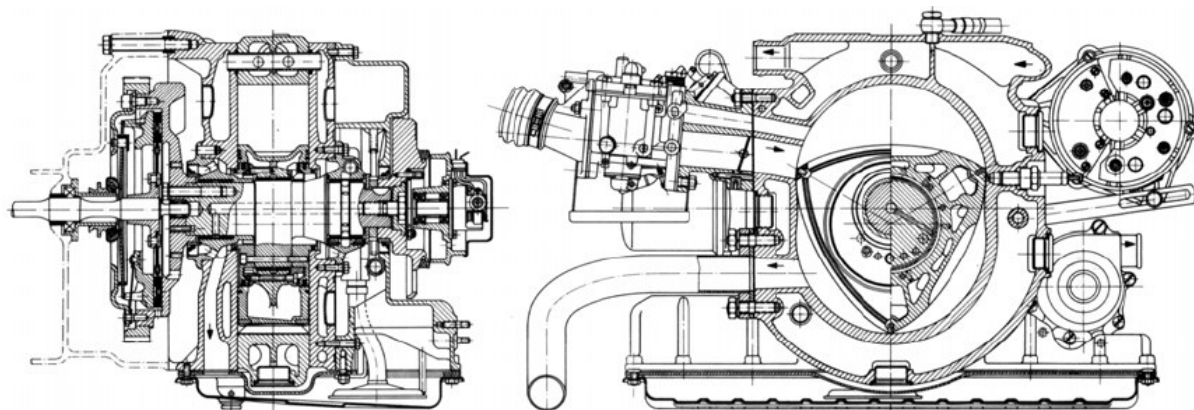
Majitelé licence dostávali od NSU jako vzorky prototypy motorů (Obr. 5), které byly sice svým tvarem a rozměry imponující, ale kterým chyběla potřebná životnost. Tento neduh se i přes intenzivní vývoj vlekl s motory dlouhá léta.



Obr. 6. Motor NSU KKM 400

Prototyp jednorotorového motoru o objemu 400 cm³, který byl včetně technické dokumentace poslán firmě Mazda do Hiroshimi.

Prestižní otázkou pro firmu NSU bylo, aby v krátké době dala do sériové výroby automobil s tímto motorem. Ale cesta k úspěchu byla trnitá. Trvalo to pět let, do roku 1963, než se motor s krouživým pístem (Obr. 6) objevil v sériovém voze NSU Spider.



Obr. 7. Motor KKM – 502 o objemu 498 cm³

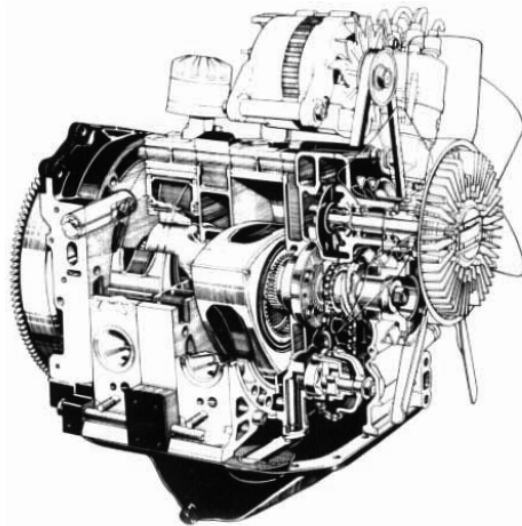
Prvotní nadšení brzy vystřídalo zklamání. Motor se v praxi nechoval stejně jako na zkušebně. To ale nevadilo, aby ve stejném roce nepadlo rozhodnutí o startu nového projektu. Na jeho konci měl být model NSU Ro 80. V srpnu 1967 opustil první Ro 80 s dvourotorovým motorem montážní pás. Přibližně ve stejnou dobu byla zahájena sériová výroba na stejném principu založeného rotačního motoru u japonské firmy Toyo Kogyo (MAZDA), která uzavřela licenční smlouvu o jeho vývoji a výrobě s firmou NSU v roce 1961. S vozy NSU Ro 80 však byla potíž. Až pět motorů vyměněných během záruční doby

nebylo žádnou zvláštností, a tak se prvotní optimismus pomalu měnil ve skepsi. Teprve v roce 1969 se podařilo životnost motorů NSU zvýšit na obvyklou délku. Bylo to v době, kdy došlo ke splnutí firmy NSU s podnikem VW-Auto Union. Přes tento značný úspěch byla v březnu 1977 zastavena další výroba vozů Ro 80, kterých bylo zhotoveno celkem více než 40 000 kusů. O dva roky později došlo prakticky k přerušení dalšího vývoje motoru s krouživým pístem a padlo rozhodnutí o zrušení projektu 871, což měl být velký vůz Audi vybavený výkonným rotačním motorem.

Motor s krouživým pístem totiž ani dobře nezapadal do modelové politiky VW. Koncepce výroby VW počítala s minimálním počtem základních motorů zážehových i vznětových, které by pokryly rozsáhlý výrobní program. Ve správní radě VW také nebyla žádná osobnost, která by byla hluboce přesvědčena o přednostech a dalších možnostech vývoje motoru s krouživým pístem. Tento negativní názor byl zřejmě podložen dlouholetým vývojem tohoto motoru. Proto nebylo příznivé ani hodnocení projektu 871, což byl již zmíněný motor o výkonu 125 kW pro plánovaný vůz Audi. I přesto, že u něj již bylo dosaženo žádoucí životnosti i snížení obsahu škodlivin ve výfukových plynech se v podstatě dalo přes značné úsilí zvládnout, jeho spotřeba byla stále hodně vysoká. Podle tehdejšího názoru techniků automobilky Audi se motor s krouživým pístem na stupni vývoje, na kterém tehdy byl, dal porovnat v nejlepším případě s běžně vyráběným šestiválcovým konvenčním motorem, který ho předčí pouze vyšší hlučností. To v době úsporných energetických opatření bylo málo. Další zkušenost, kterou draze zaplatil Citroën je, že se tento motor nehodil do malých kompaktních automobilů.

Na základě těchto událostí došel koncern VW k závěru, že již nebude pokračovat v žádné sériové výrobě motoru s krouživým pístem a jeho vývoj omezí na minimum (tak aby byly dodrženy sjednané závazky vyplývající ze smlouvy s vynálezcem).

Mnohem vyšší odolnost proti dílčím neúspěchům ve vývoji motoru s krouživým pístem prokázala japonská automobilka Toyo Kogyo se sídlem v Hirošimě (dnešní Mazda). V období mezi roky 1967 až 1979 vyrobila přes milion osobních vozů Mazda s motorem, jehož licenci získala od firmy NSU. V době největší slávy vyráběla Mazda měsíčně přes 8 000 těchto motorů. Z výsledků se dá tušit s jakou energií museli k řešení obdobných problémů jako u NSU přistupovat japonští technici.



Obr. 8. Motor Mazda 12A

Tento motor nejvíce napomohl úspěchu rotačního motoru v osobních automobilech.

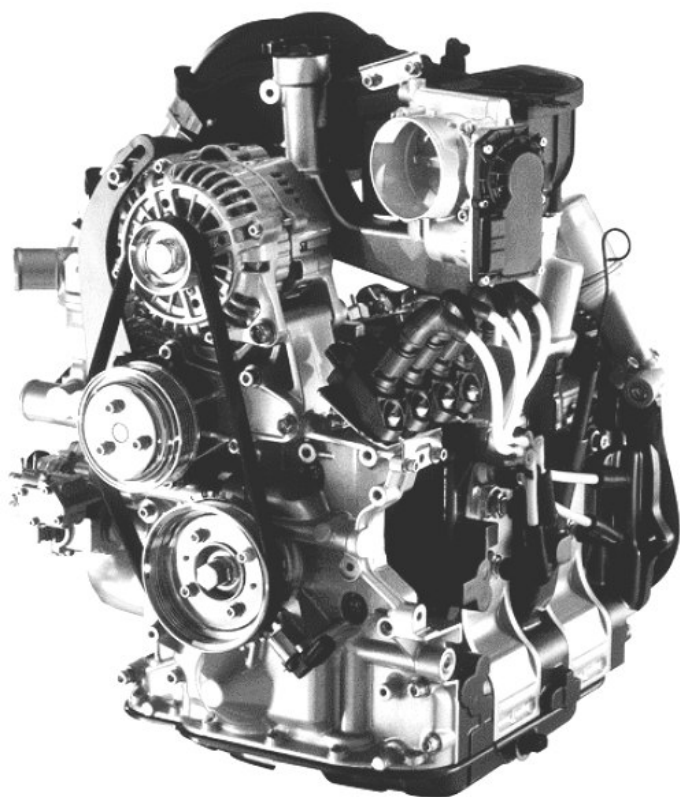
Na konci šedesátých let, kdy byl celosvětově vyhlášen boj proti nadměrnému znečišťování ovzduší výfukovými plyny spalovacích motorů, museli technici Mazdy vyřešit problém těsnících lišt krouživého pístu. Následovalo další období charakterizované důraznou snahou o snížení spotřeby paliva. Ještě v roce 1978 se vyskytly určité dohady o příliš vysoké spotřebě japonského vozu s motorem s krouživým pístem, ale Japonci si už svou věcí byli jisti. Mazda RX-7 obstála při každém testu. Proč tedy Mazda ano a Audi ne?

Toyo Kogyo nabízel podobně jako koncern VW zážehové i vznětové motory, aby vyhověl tehdejší i budoucí nárokům. Navíc Mazda vyráběla i omezený počet elektromobilů. Motor s krouživým pístem měl být jen důležitým doplňkem výrobního programu k automobilu konstruovanému speciálně pro tuto pohonnou jednotku. Pozitivní hodnocení rotačního motoru u Toyo Kogyo vycházelo i z výrobních nákladů. Důležitá položka - výrobní stroje byla a je v Japonsku značně nižší. Vyrábějí se totiž v rámci koncernu, a to na vysoké technické úrovni se značnou produktivitou. U Audi-NSU měli spočítáno, že motor v běžné cenové relaci se dá vyrábět při minimálním množství 200 kusů za den. V Japonsku to bylo 400 kusů za den. Navíc v koncernu Toyo Kogyo pracovali velmi efektivně. Při zhruba stejném stavu zaměstnanců jako Audi-NSU (asi 28 000 pracovníků) bylo vyrobeno v jednom roce v Hirošimě 833 000 vozů, zatímco v Ingolstadtu pouhých 347 000 automobilů. Japonci při hodnocení výrobních nákladů vycházeli důsledně z nákladů na automobil jako celek a neomezovali náklady pouze na motor, jak to prezentoval evropský výrobce.

Výhody motoru s krouživým pístem byly známy, ale jeho dobré vlastnosti se mohly dále projevit v konstrukci automobilu samotného. Například Mazda RX-7 má motor díky jeho

malé délce umístěný za přední nápravou. Tím se získalo ideální rozložení zatížení obou náprav, kterého se např. u porovnatelného vozu Porsche 924 dosáhlo až značně hmotným a drahým systémem transaxle (motor uložený vpředu, převodovka a rozvodovka vzadu). Nízký motor Mazdy dává navíc automobilu výborné jízdní vlastnosti, protože jeho těžiště leží níž. Porsche 924 bylo ale zhruba o 20% dražší než Mazda RX-7, při srovnatelných technických parametrech a jízdních výkonech. Vozů RX-7 první generace, která se začala vyrábět v letech 1978 až 1985, se vyrobilo přes 500 000. Je nutno dodat, že už ani jeho předchůdci neměli potíže se životností a vztahovaly se na ně záruky obvyklé u zdvihových motorů.

V současné době je jediným sériově vyráběným osobním automobilem s Wankelovým motorem Mazda RX – 8. Její motor Renesis (viz. Obr. 9) získal 26. 5. 2004 ocenění „International Engine of the Year“ v kategorii s obsahem 2,5l až 3l a mnoho dalších. Jíné poměrně zajímavé uplatnění našel Wankelův motor u motorizovaného kluzáku ASH 26 E (firma Schleicher), kde díky svým kompaktním rozměrům (viz. Obr. 10) a nízké hmotnosti, spojeným s vysokým výkonem, umožňuje samostatný start a následné použití jako bezmotorové letadlo.



Obr. 9 Motor Mazda – Renesis

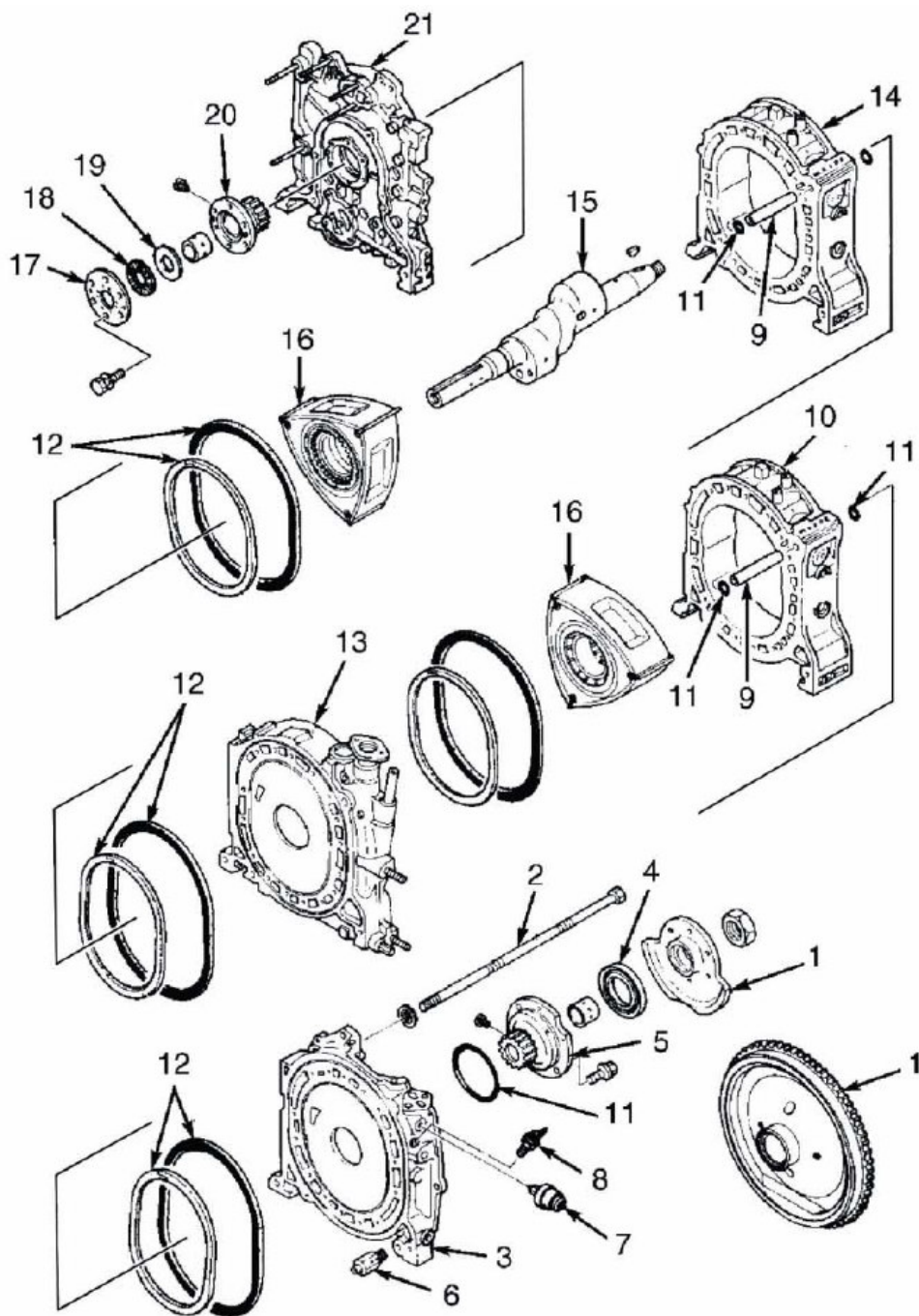


Obr. 10 Motor kluzáku ASH 26 E

Seznam držitelů licence motorů NSU - Wankel

Pořadí číslo	Datum nákupu licence	Držitel licence	Rozsah použití
1.	21. 10. 1958	Curtiss – Wright Corp., USA	celý rozsah výkonů pro všechny účely
2.	29. 12. 1960	Fichtel & Sachs, AG, NSR	benzínové průmyslové motory od 0,5 do 12 k (0,37 až 8,83 kW)
3.	25. 2. 1961	Yanmar Diesel Co. Ltd., Japonsko	benzínové motory od 1 do 100 k (0,74 až 73,6 kW) a naftové motory od 1 do 300 k (0,74 až 220,8 kW) pro všechny účely použití u dvoukolových vozidel, osobních automobilů a letadel
4.	27. 2. 1961	Toyo Kogyo, Co. Ltd., Japonsko (Mazda)	benzínové motory od 1 do 100 k (0,74 až 73,6 kW) v rámci výrobního programu Toyo Kogio od roku 1961
5.	8. 8. 1961	F. Perkins Ltd., V. Británie	benzínové a naftové motory až do 250 k (184 kW)
6.	4. 10. 1961	Klöckner – Humboldt – Deutz AG, NSR	naftové motory pro všechny účely bez omezení
7.	26. 10. 1961	Daimler – Benz AG, NSR (Mercedes)	benzínové motory nad 50 k (36,8 kW)
8.	30. 10. 1961	MAN Maschinenfabrik Augsburg, Nürnberg, AG, NSR	naftové motory pro všechny účely bez omezení
9.	2. 11. 1961	Friedrich Krupp, NSR	naftové motory pro všechny účely bez omezení
10.	19. 11. 1963	Rheinstahl – Hanomag AG, NSR	benzínové motory od 40 do 200 k (29,4 až 147,2 kW)
11.	12. 3. 1964	Daimler – Benz Ag, NSR	naftové motory pro všechny účely bez omezení
12.	15. 4. 1964	F. p. A. Alfa Romeo, Itálie	benzínové motory od 50 do 300 k (36,8 až 110,4 kW)
13.	17. 2. 1965	Rolls – Royce, Limited of Derby, V. Británie	naftové a hybridní motory od 100 do 850 k (73,6 až 625,6 kW)
14.	18. 2. 1965	Vereinig, Volkseigener Automobilbau, NDR	benzínové motory od 0,5 do 25 k (0,37 až 18,5 kW) a od 50 do 150 k (36,8 až 110,4 kW)
15.	2. 3. 1965	Dr. ING. h. c. F. Porsche KG, NSR	benzínové motory od 50 do 1000 k (36,8 až 736 kW)
16.	1. 3. 1966	Outboard Marine Corp., USA	benzínové motory od 50 do 400 k (36,8 až 294,4 kW)
17.	–	Lada, Rusko	–

1. Současná konstrukce rotačního motoru systému Wankel



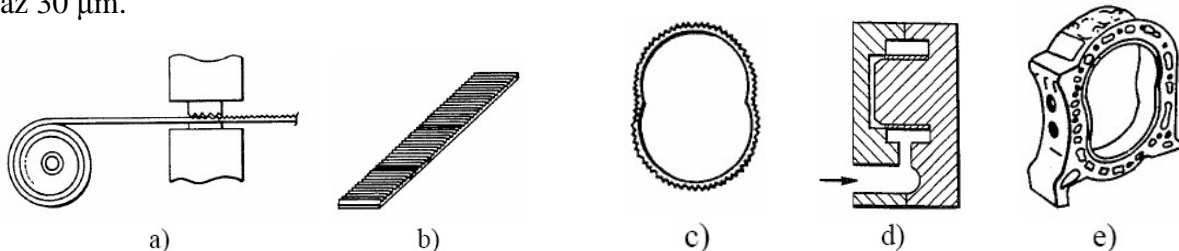
- | | |
|-------------------------------------|--|
| 1. Setrvačník / Vývažek (A/T) | 12. Těsnící guma komory rotoru |
| 2. Šroub | 13. Střední blok motoru |
| 3. Zadní blok motoru | 14. Přední komora rotoru |
| 4. Zadní olejové těsnění | 15. Klikový hřídel |
| 5. Zadní ozubené kolo | 16. Rotor |
| 6. Olejový tlakový ventil | 17. Přítlačná deska
jehlového ložiska |
| 7. Snímač tlaku oleje | 18. Jehlové axiální ložisko |
| 8. Snímač teploty chladicí kapaliny | 19. Opěrná podložka |
| 9. Středící trubka | 20. Přední ozubené kolo |
| 10. Zadní komora rotoru | 21. Přední blok motoru |
| 11. "O" Kroužek | |

Obr. 11. Rozložený motor systému NSU-Wankel

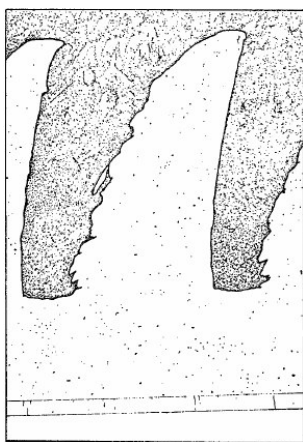
1.1 Konstrukce komory rotoru

Spalovací komora se skládá ze tří hlavních částí, které jsou k sobě pevně přišroubovány. Jsou to dvě boční stěny, mezi nimiž je střední blok motoru s otvorem ve tvaru epitrochoidy.

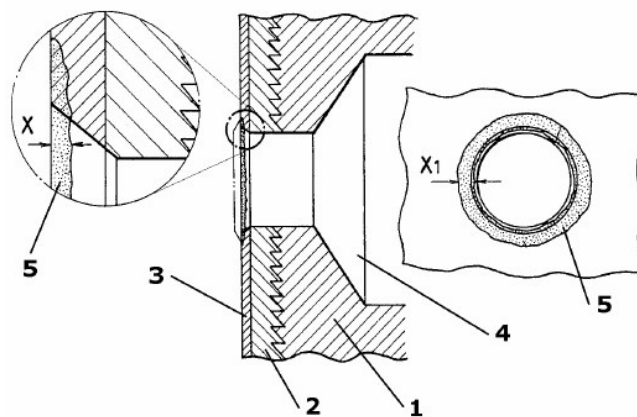
Boční stěny jsou vyrobeny ze slitiny hliníku na jejichž pracovní ploše je zároveň nanášena kluzná vrstva tvrdochromu ($\text{Cr}_3\text{C}_2\text{-25NiCr}$) o tloušťce asi $250\ \mu\text{m}$, která je následně zbrusena jemným diamantovým brusivem na $150\ \mu\text{m}$ pro dosažení velmi nízké drsnosti. Střední blok motoru je vyroben metodou SIP (Sheet metal Insert Process), která umožňuje dokonalejší nanášení tvrdochromové vrstvy. Tato metoda spočívá v použití na přesnou délku nastříhaného železného plechu, na jehož jedné straně se vytvoří velmi jemné zoubkování. Takto připravený pás se stočí do prstence tak, že je zoubkování na vnější straně, a svaří se. Poté se upraví do tvaru epitrochoidy a v licí formě se zalije slitinou hliníku. Na pracovní plochu se opět nanese vrstva tvrdochromu a zbrusí se na $100\ \mu\text{m}$. Nakonec se vyvrtají otvory pro svíčky, popřípadě sací a výfukové kanály. Tyto otvory však představují riziko v podobě narušení tepelné vodivosti. Materiál v těsné blízkosti otvorů je proto více tepelně namáhán než okolí a za běhu motoru se také více rozpíná, což způsobuje nerovnoměrné opotřebovávání radiálních těsnících lišt a tedy ztrátu kompresního tlaku. Proto se vrstva tvrdochromu okolo těchto otvorů (pruh o šířce 1 až 2 mm) upravuje pomocí laseru, který sníží její tvrdost do hloubky asi 10 až $30\ \mu\text{m}$.



Obr. 12. Výroba středního bloku komory rotoru



Obr. 13. Detail zoubkování

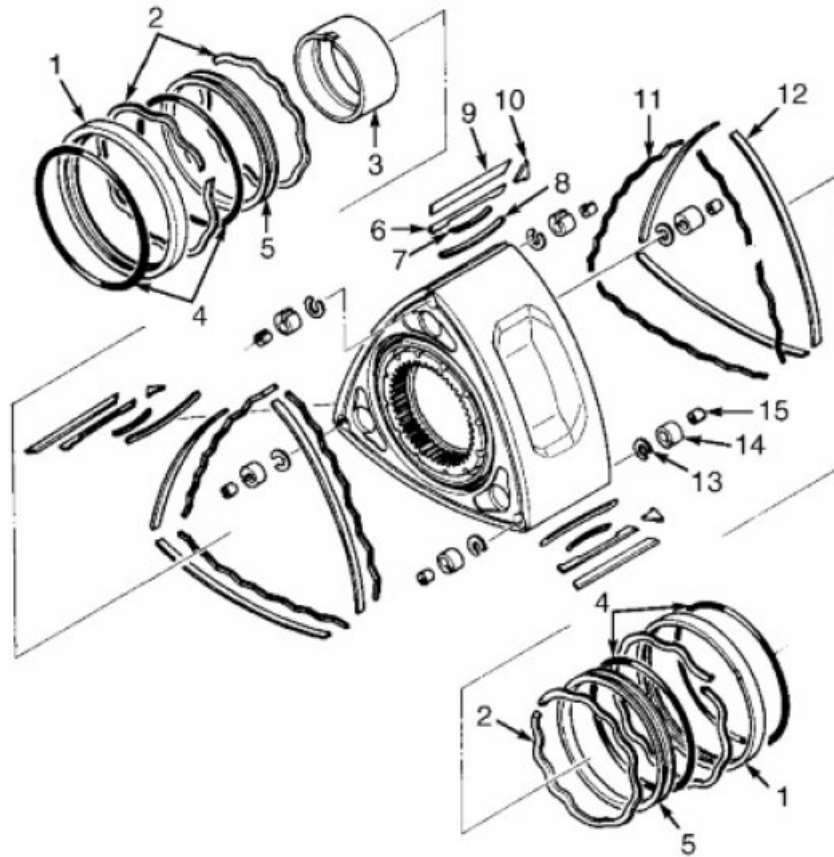


Obr. 14. Změkčená oblast

1 – komora rotoru; 2 – železná vrstva; 3 – vrstva tvrdochromu;
4 – otvor zapalovací svíčky; 5 – změkčená oblast;
X, X1 – rozměry změkčené oblasti

1.2 Utěsnění spalovací komory

Nejdůležitějším a nejobtížněji řešitelným problémem Wankelova motoru je spolehlivé utěsnění prostoru mezi spalovací komorou a pístem.



Obr. 15. Současné řešení utěsnění rotoru

- 1 – vnější olejové těsnění; 2 – přítlačná pružina olejového těsnění; 3 – ložisko rotoru;
- 4 – „O“ kroužky olejového těsnění; 5 – vnitřní olejové těsnění;
- 6 – pomocná lišta radiální těsnicí lišty; 7 – krátká pružina radiální těsnicí lišty;
- 8 – dlouhá pružina radiální těsnicí lišty; 9 – hlavní lišta radiální těsnicí lišty;
- 10 – rohové těsnění radiální těsnicí lišty; 11 – přítlačná pružina axiální těsnicí lišty;
- 12 – axiální těsnicí lišta; 13 – přítlačná pružina rohového těsnění;
- 14 – rohové těsnění; 15 – pomocné těsnění rohového těsnění

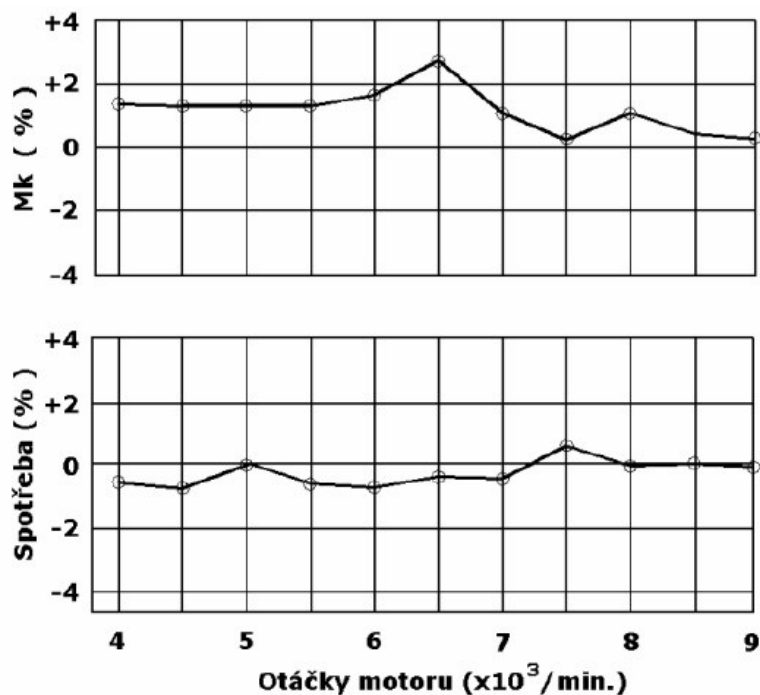
V současné době je utěsnění pístu řešeno pomocí tří hlavních typů těsnění. Nejobtížnější je po konstrukční stránce radiální těsnicí lišta, protože je během provozu motoru nejvíce namáhána. Dalším významným prvkem je axiální těsnicí lišta, která se nachází na boku pístu a na radiální lištu navazuje přes rohové těsnění (někdy může být doplněna ještě pryskyřicovou těsnicí vrstvou). A poslední, však neméně významné, je olejové těsnění (viz. Obr. 15), které zajišťuje oddělení prostoru hřídele s olejem od okolí, především pak sacích a výfukových kanálů.

1.1.1 Radiální těsnící lišta

Radiální těsnící lišta zajišťuje těsné oddělení tří částí spalovací komory, na které ji rozděluje trojúhelníkový píst (viz obr. 15). Během provozu motoru jsou radiální těsnící lišty vysoce namáhány jednak tepelným zatížením, které způsobuje změny jejich délky v komoře rotoru, ale také třením na jejich horních a bočních plochách. Kvůli těmto důvodům vzniklo během vývoje Wankelova motoru několik typů radiálních těsnících lišt.

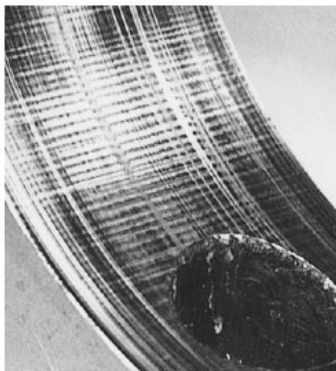
a) Kovová těsnící lišta

Kovová těsnící lišta je nejpoužívanějším typem radiálního utěsnění, především u sériově vyráběných automobilů. Nejjednodušším typem kovového utěsnění je **jednodílná těsnící lišta**. Ta má však několik zásadních konstrukčních nevýhod, protože při zmíněném teplotním zatížení vzniká pnutí v důsledku kontaktu jejích bočních stran na stěny komory a může tak dojít až k jejímu zadření. Proto se začaly používat **dvoudílné lišty**, které byly složeny z hlavní těsnící lišty a rohové lišty, která k ní přiléhala. Přínos dvoudílné radiální těsnící lišty oproti jednodílné je vidět v následujícím grafu.

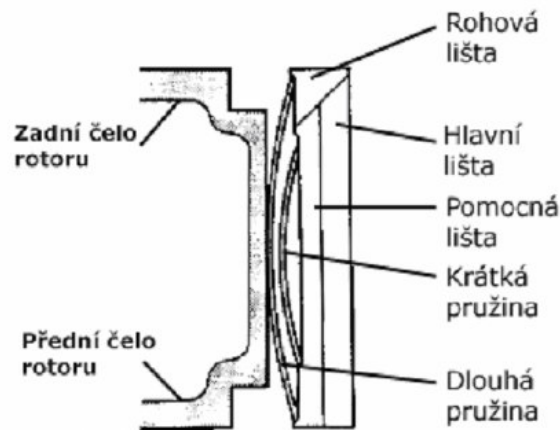


Graf 1. Zlepšení dvoudílné radiální těsnící lišty oproti jednodílné

Objevil se ale nový problém, protože se dvoudílné lišty nedokáží při vysokém teplotním zatížení plně přizpůsobit pracovní ploše komory rotoru a v místech kontaktu rohové těsnící lišty s hlavní lištou dojde k úniku plynů z pracovní komory. Proto vznikly **třídílné radiální těsnící lišty**, které tyto nedostatky odstranily. Třídílná lišta se skládá z hlavní, pomocné a rohové těsnící lišty (viz obr. 17).

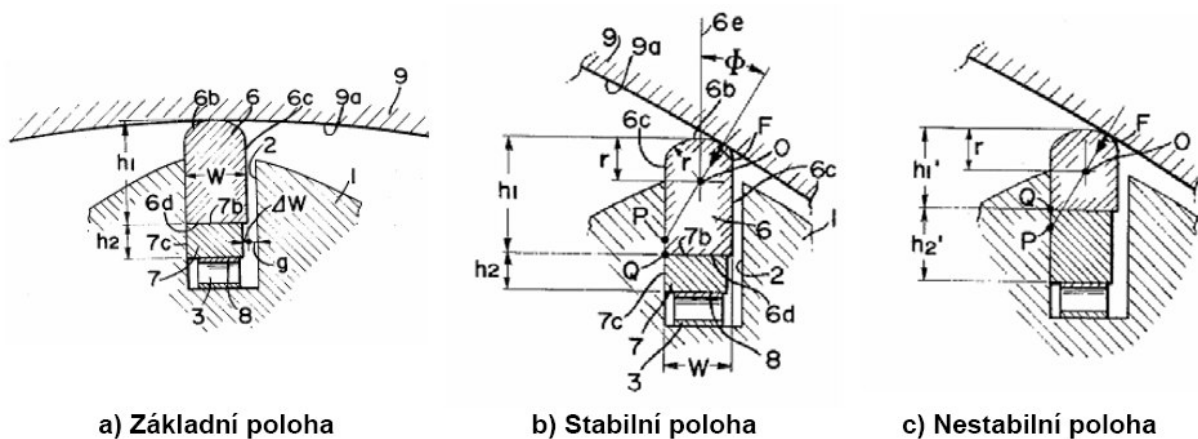


Obr. 16. Poškození komory



Obr. 17. Třídílná radiální těsnící lišta

Hlavní těsnící lišta přiléhá horní stranou na stěnu komory a na její spodní stranu dosedá pomocná těsnící lišta, která má kvůli eliminaci zpoždění tlaku plynů pod lištou menší šířku než hlavní těsnící lišta. Na hlavní a pomocnou lištu navazuje na jednom konci rohová těsnící lišta trojúhelníkového tvaru, která slouží ke kompenzaci délkové teplotní roztažnosti. Radiální těsnící lišta je podle tohoto řešení schopna se přizpůsobit jakémukoli profilu komory rotoru, který je za provozu namáhán velkým tepelným zatížením. Další výhodou je stabilizace hlavní lišty v těsnící drážce rotoru, čímž se zabraňuje ztrátám přítlaku lišty k povrchu komory.



a) Základní poloha

b) Stabilní poloha

c) Nestabilní poloha

Obr. 18. Popis a zatížení třídílné radiální těsnící lišty

- 1 – těleso rotoru; 2 – boční stěna těsnící drážky; 3 – dlouhá pružina;
 6 – hlavní lišta; 6b – pracovní plocha hlavní lišty; 6c – boční plocha hlavní lišty;
 6d – spodní plocha hlavní lišty; 6e – osa hlavní lišty; 7 – pomocná lišta; 7c – boční plocha pomocné lišty; 7d – horní plocha pomocné lišty; 8 – krátká pružina; 9 – komora rotoru;
 9a – pracovní plocha komory rotoru; F – reakční síla komory;
 g – mezera mezi hlavní lištou a stěnou těsnící drážky rotoru; h1, h1' – výška hlavní lišty; h2, h2' – výška pomocné lišty; O – střed zaoblení hlavní lišty;
 P – průsečík nositelky síly F s boční plochou těsnící drážky;
 Q – průsečík boční a spodní rovin hlavní lišty; r – zaoblení hlavní lišty; ΔW – odsazení pomocné lišty; W – šířka hlavní lišty

Při maximálním výkyvu rotoru vůči komoře svírá těsnící lišta 6 vůči komoře 9 největší úhel Φ . Pod tímto úhlem působí na těsnící lištu reakční síla F od komory rotoru. Tato síla se přenáší přes těsnící lištu na těsnící drážku rotoru, kde ji protne v bodě P . Jestliže nositelka síly F protne těsnící lištu v **boční stěně hlavní lišty 6c**, pak tato síla vyvolá moment kolem bodu Q , který pomáhá těsnící lištu v těsnící drážce **efektivně stabilizovat**. Naopak, pokud nositelka síly F protne hlavní těsnící lištu v **ploše 6d**, vyvolá moment kolem bodu Q , který bude mít snahu otočit lištou po směru hodinových ručiček a tím ji uvede do **nestabilní polohy**.

K udržení plynutěsnosti mezi spodní plochou 6d hlavní lišty 6 a horní plochou 7b pomocné lišty 7, musí být jejich povrch velmi přesně vyroben. Alternativně se může vložit vrstva měkkého materiálu jako fluoro-resin nebo měkkého kovu. Další možností je otryskání povrchů 6d a 7b broky. Takto upravené plochy se během provozu samy přizpůsobí.

Doporučené hodnoty obsahu jednotlivých prvků v % hmotnosti:

PRVEK	C	Si	Mn	P	S	Mg (Ce)	Cu	Ni	Cr	Mo	V
min.	3	1,5	0,3	0,05	< 0,1	0,005	0,5	0,5	0,4	1,0	0,1
max.	4	2,5	1,0	0,3		0,025	2,0	3,0	1,0	2,0	0,5

Tabulka 1. Složení radiální těsnící lišty

Zbytek tvoří Fe. Kluzná část je tvořena maticí sorbitu s rozptýlenými částicemi uhlíku.

Těsnící lišta má výbornou pevnost v ohybu a odolnost proti opotřebení.

Příklad složení reálné těsnící lišty (%):

3,5 C; 2,3 Si; 0,5 Mn; 0,2 P; 0,02 S; 0,5 Cr; 1,0 Cu; 1,5 Mo; 1,0 Ni; 0,01 Mn; 0,2 V.

b) Karbonová radiální těsnící lišta

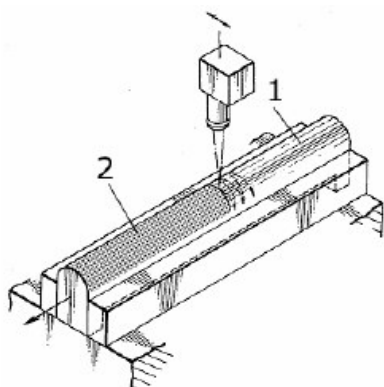
Tento typ těsnící lišty má výhodu ve své nízké hmotnosti, avšak nevýhodou je kvalita utěsnění, protože u tohoto materiálu je utěsnění spolehlivé až okolo 8000 ot./min a výše, takže je její využitelnost orientována pouze na závodní, či jinak specializované účely. Životnost se pohybuje okolo 32000 km a nedoporučuje se její použití pro přeplňované motory. Vlastnosti karbonu viz. Tabulka 2.

c) Keramická radiální těsnící lišta

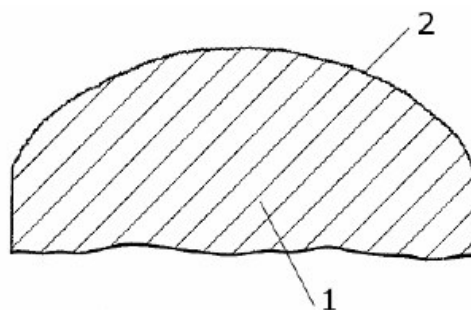
Pro tuto těsnící lištu je typická vysoká odolnost proti tepelnému zatížení a opotřebení při vysokých výkonech. Jako nejvhodnější se jeví materiály na bázi nitridů jako je Si_3N_4 , nebo karbidů např. SiC . Blok motoru je vyroben ze slitiny hliníku a na pracovní plochu je žárově

nanesena vrstva Cr_3C_2 . Tloušťka nanesené vrstvy se pohybuje v rozmezí od 0,1 do 0,15 mm a drsnost by měla být asi Ra 0,2 μm . Díky této kombinaci materiálů jsou zajištěny námi požadované vlastnosti, ale objevuje se nový problém, protože se jedná o dva velmi tvrdé materiály (Si_3N_4 a Cr_3C_2), které se při záběhu motoru vůči sobě obtížně přizpůsobují. To způsobuje snížení výkonu motoru. Proto se povrch těsnící lišty upravuje tak, aby se minimalizovala doba, po kterou se materiály přizpůsobují.

K tomu se používá laser, nebo elektronový paprsek a v bez-oxidační atmosféře se na pracovní ploše těsnící lišty vytvoří pórovitá struktura o mnohem vyšší drsnosti, která napomůže lepšímu a rychlejšímu záběhu.



Obr. 19. Metoda úpravy keramické lišty



Obr. 20. Řez upravenou plochou

1 – keramická těsnící lišta; 2 – zdrsňený povrch

Tepelná energie laseru ohřívá povrch lišty v místech jejího dotyku se spalovací komorou na teplotu v rozmezí 1700 °C, kdy dochází k rozkladu Si_3N_4 , a 2680 °C, kdy přechází Si v Si_3N_4 do varu. Část povrchu lišty se rozloží, část se odpaří a tím vznikne pórovitá struktura na pracovní části lišty s drsností asi Ra 1.1 μm .

Materiál rad. lišty	Karbon	Keramika
Tvrdost [Hv]	-	1700
Ohybové napětí [MPa]	200 – 300	1200
Lomová houževnatost [MPa m ^{1/2}]	3,5	6
Odolnost proti tepelnému rázu Δt [°C]	400 – 600	> 550
Hustota [g/cm ³]	2,1	3,3

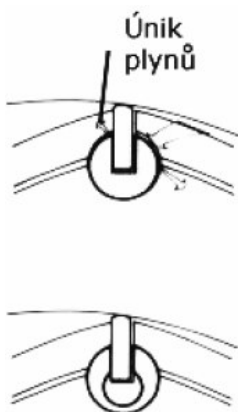
Tabulka 2. Porovnání vlastností karbonové a keramické těsnící lišty

	ocelová jednodílná; šířka 2mm
	ocelová dvoudílná; šířka 2 a 3 mm
	ocelová třídílná; šířka 2 mm
	karbonová jednodílná; šířka 2 a 3 mm
	keramická jednodílná; šířka 2 a 3 mm

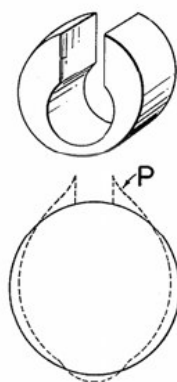
Tabulka 3. Přehled používaných radiálních těsnících lišt

1.1.2 Rohové těsnění

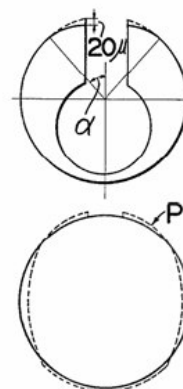
Rohové těsnění slouží k utěsnění prostoru mezi radiální a axiální těsnící lištou. Má válcový tvar, ve kterém je výřez pro radiální těsnící lištu. Dokonalejší typ rohového těsnění má ještě pomocné těsnění, které je vsunuto do vytvořeného válcového prostoru uvnitř (viz. Tabulka 4). Výhodou je lepší utěsnění prostoru mezi ním a radiální těsnící lištou, protože je vyrobeno z měkkých materiálů na bázi silikonu. K boční stěně komory je těsnění přitlačováno pružinou. Z důvodu optimálního rozložení tlaků po obvodu je v místě rozříznutí pod úhlem 45° sražena hrana o $20\ \mu\text{m}$ viz. Obr. 23.



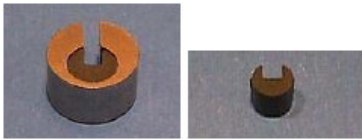

Obr. 21. Možný únik plynů rohovým těsněním



Obr. 22. Neupravené rohové těsnění s průběhem tlaku po obvodu



Obr. 23. Upravené rohové těsnění s průběhem tlaku po obvodu ($\alpha = 45^\circ$)

	jednodílné rohové těsnění
	dvoudílné těsnění Pomocné těsnění – tepelně odolná pryž z materiálu na bázi silikonu nebo kompozitu obsahujícího částice uhlíku a tetrafluoroethylenu
	pružiny pod rohové těsnění

Tabulka 4. Přehled rohových těsnění

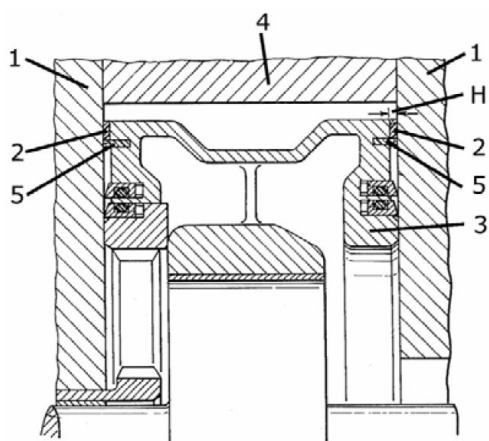
1.1.3 Axiální těsnící lišta

Axiální těsnící lišta zabráňuje pronikání plynů vůlemi mezi čelní stranou pístu a stěnami spalovací komory. Zároveň je to poslední ochrana proti pronikání oleje kolem pístu do prostoru spalování. Axiální těsnící lišty nejsou tolik namáhány, jako radiální lišty, protože nejsou vystavovány přímému působení vysokých teplot plynů a jsou neustále plošně ochlazovány od vodou chlazených bočních stěn skříně. Navíc na ně působí odstředivá síla v rovnoběžném směru vzhledem ke stěně komory, takže jsou k ní přitlačovány pouze silou pružin.

Dříve se používaly místo lišt těsnící desky, které byly přitlačovány ke stěnám komory tlakem plynů, pronikajícím do vůlí mezi deskami a čelem pístu. Tato metoda byla ale velmi neefektivní, a proto se začaly používat těsnící lišty ve dvou řadách po obvodu pístu. Dnes se používá pouze jedna řada axiálních lišt, protože je pronikání oleje zabráněno olejovým těsněním v podobě dvou soustředných „O“ kroužků na každé straně pístu.

1.1.4 Těsnící pryskyřicová vrstva

Pro maximální plynotěsnost mezi čelem rotoru a stěnami spalovací komory se dá ještě alternativně použít vrstva fluoridové pryskyřice, kterou se pokryje prostor mezi axiální těsnící lištou a horním okrajem pístu (viz. Obr. 24). Tloušťka takovéto vrstvy by měla být stejná, nebo o trochu menší než je mezera mezi rotorem a komorou, většinou tedy přibližně 100 až 150 μm . Tento materiál má výhodu ve své poměrně dobré žáruvzdornosti a nepoškozuje stěny komory rotoru. Doporučovaná pryskyřice je tetrafluoro - ethylen. Pro vyšší odolnost proti opotřebení se může použít ještě 1% až 5% tuhého maziva např. MoS_2 , uhlíku, nebo tuhy.

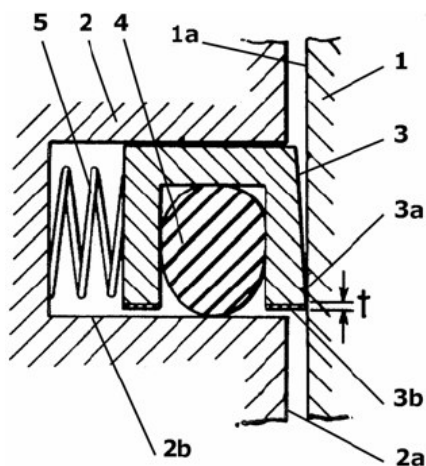


Obr. 24. Těsnící povlak mezi rotorem a komorou

1 – boční stěna komory rotoru; 2 – těsnící vrstva; 3 – rotor; 4 – komora rotoru;
5 – axiální těsnící lišta; H – mezera mezi rotorem a boční stěnou komory

1.1.5 Olejové těsnění

Olejové těsnění je určeno k zamezení pronikání oleje z prostoru excentrického hřídele kolem pístu do prostoru spalování uvnitř komory rotoru. Je složeno ze dvou soustředných kroužků na každé straně pístu. Materiálem na výrobu je litina o vysokém obsahu fosforu a bóru, uvnitř těsnění se nachází gumový „O“ kroužek.

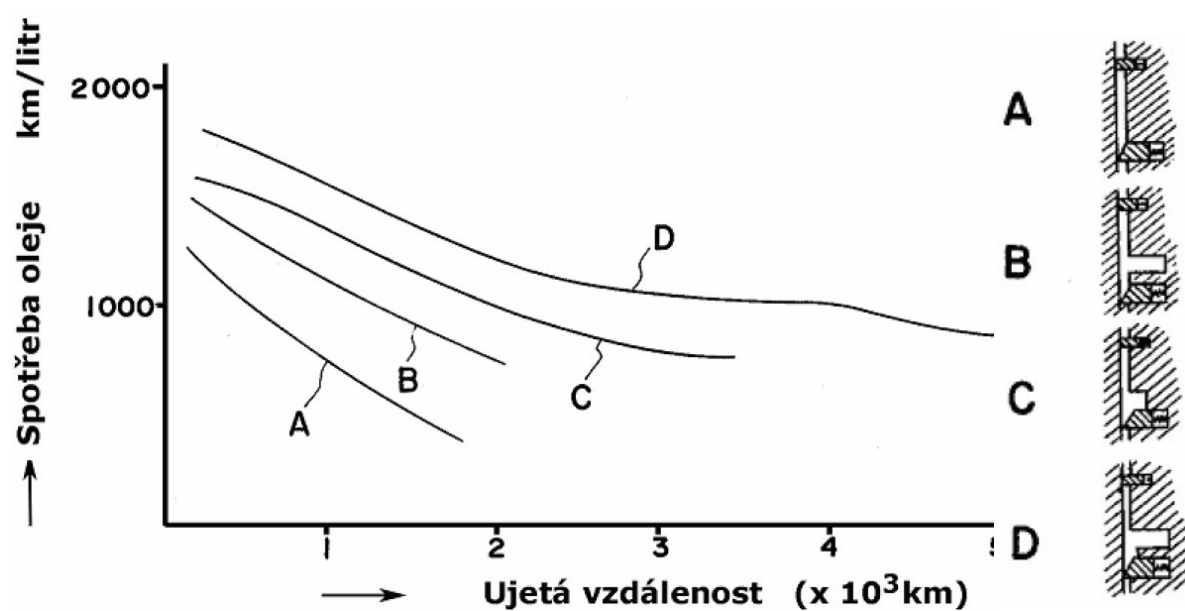


Obr. 25. Olejové těsnění

1 – boční stěna komory rotoru; 1a – povrch boční stěny komory rotoru;
2 – rotor; 2a – boční plocha rotoru; 2b – prstencová těsnící drážka; 3 – prstencové olejové těsnění; 3a – břit olejového těsnění; 3b – pracovní plocha;
4 – gumový „O“ kroužek; 5 – přitlačná pružina

Na pracovní ploše těsnění *3b* je nanášena vrstva tvrdochromu s tloušťkou 0,15 mm, na styčné ploše s komorou *3a* je vytvořen břit široký asi 0,2 mm. Pracovní plocha stěn komory rotoru je chemicko – tepelně upravena metodou karbonitridování (Fe-C-N) a zbrušena na drsnost mezi 0,3 až 15 μm .

Zvýšení účinnosti a životnosti olejového těsnění lze dosáhnout přidáním prstencové plynové drážky, která se nachází soustředně vně olejového těsnění, se kterým je ale propojena výřezy. Do této drážky se během pracovního cyklu dostanou plyny, které profoukly kolem pístu a v sacím taktu jsou zase odváděny zpátky do spalovacího prostoru. Zabrání se tak výraznějšímu kontaktu olejového těsnění s horkými plyny (především pryžového „O“ kroužku uvnitř těsnění).



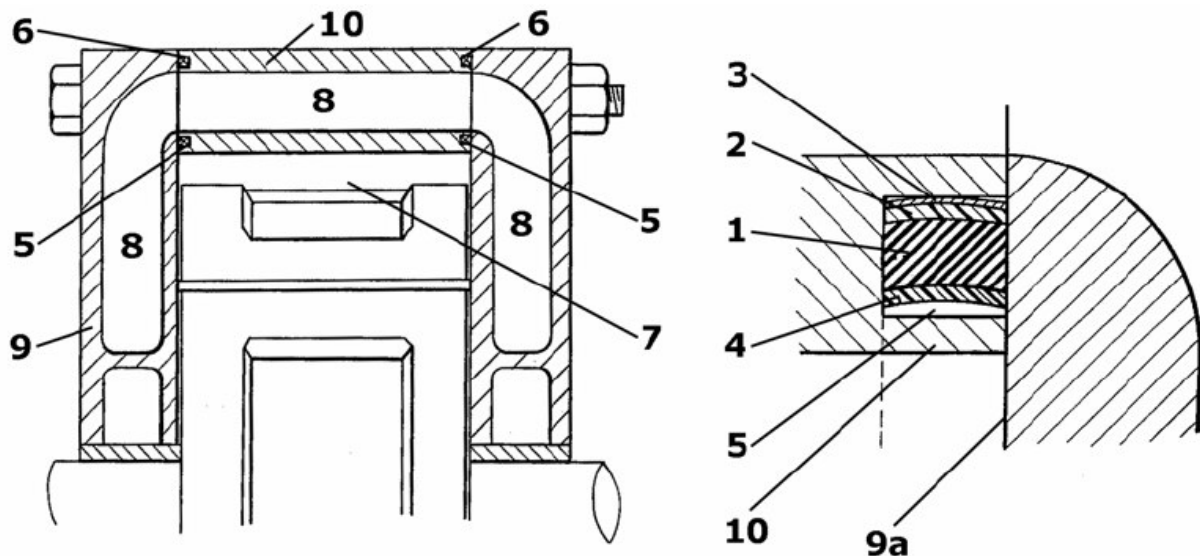
Obr. 26. Porovnání konstrukčních řešení olejového těsnění

1.1.6 Těsnění mezi boční stěnou a komorou rotoru

Toto těsnění slouží k zabránění úniku plynů ze spalovací komory spárou mezi boční stěnou a komorou rotoru. Zároveň utěšňuje přechod mezi kanály vodního chlazení boční stěny a komory rotoru. Je složeno ze čtyř částí. Nejbližší ke spalovací komoře se nachází žáruvzdorná vrstva, složená většinou z polytetrafluoroethylenu, mědi nebo oceli, která chrání hlavní těsnicí vrstvu před poškozením horkými plyny. Další v pořadí je hlavní těsnicí vrstva, která musí být vyrobena z pružného a žáruvzdorného materiálu, jehož složení bývá různé. Na ni navazující první pomocná vrstva je vyrobena z tužšího materiálu, než hlavní vrstva, má ale stejnou délku. Druhá a poslední pomocná vrstva se nachází nejbližší k vodnímu chlazení a většinou je vyrobena z tuhého materiálu, jako je např. ocel. Je o trochu kratší než hlavní těsnicí vrstva a

má za úkol udržovat stálý a pevný kontakt mezi čelní stranou boční stěny a těsnicí drážkou v komoře rotoru. Pomocné vrstvy jsou určeny především k zabránění pohybu hlavní těsnicí vrstvy v těsnicí drážce, čímž se zvyšuje životnost celého těsnění.

Podobné těsnění se nachází také na vnější straně kanálů vodního chlazení a je určeno k oddělení vodního chlazení od okolního prostředí. Těsnicí drážku je pro zvýšení účinnosti těsnění možno vytvořit i na boční stěně motoru.



Obr. 27. Těsnění mezi spalovací komorou a vodním kanálem

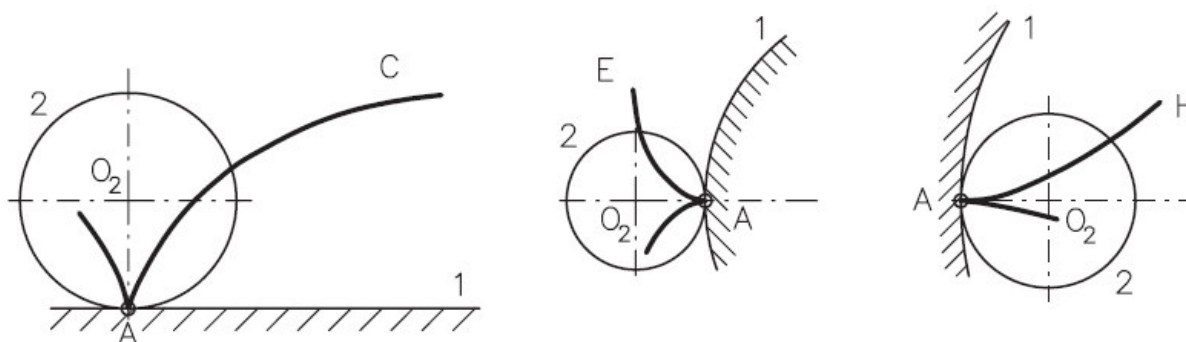
- 1 – hlavní těsnicí vrstva; 2,3 – pomocná vrstva; 4 – žáruvzdorná vrstva;
- 5 – těsnicí drážka mezi spalovací komorou a vodním kanálem;
- 6 – těsnicí drážka na vnější straně vodního kanálu; 7 – spalovací komora;
- 8 – vodní kanál; 9 – boční stěna rotoru; 9a – pracovní plocha boční stěny rotoru;
- 10 – komora rotoru

2. Geometrie Wankelova motoru

Wankelův motor, stejně jako většina jiných rotačních motorů, vznikl na základě přesně určeného geometrického principu. Jedná se o planetový mechanismus rotace trojúhelníkového pístu ve spalovací komoře. To znamená, že se pohyb pístu dá rozložit do dvou prostých rotačních pohybů. Z kinematického hlediska je píst a všechny jeho součásti soustavou bodů pevně spojených s hybnou kružnicí, která se valí vně po kružnici nehybné. Trajektorie každého bodu je tedy cykloida.

2.1 Vnitřní profil skříně

Jak vyplývá z předchozího textu, vnitřní profil skříně je tvořen cykloidou, avšak pro spalovací motory se častěji používá řecký výraz trochoida (viz. Obr. 28). Pokud leží tvořící bod vně hybné kružnice, pak se vzniklá křivka nazývá zkrácenou, v opačném případě prodlouženou.



Obr. 28. Příklady vzniku cykloid

obyčejná cykloida - C; epicykloida - E; hypocykloida - H

1 – nehybná kružnice (přímka); 2 – hybná kružnice; O1 – střed nehybné kružnice;

O2 – střed hybné kružnice; A – tvořící bod

Všechny motory s krouživým pohybem pístu díky tomu můžeme rozdělit do dvou základních skupin – s profilem **zkrácené epitrochoidy**, která je označena písmenem **E**

– s profilem **zkrácené hypotrochoidy**, označovanou písmenem **H**

Obě tyto skupiny mají ještě své podskupiny podle typu obalové křivky, která je vnitřní nebo vnější. Celkové rozdělení je rozepsáno v tabulce Tabulka 5.

OZNAČENÍ	TVOŘÍCÍ KŘIVKA	OBALOVÁ KŘIVKA
<i>Ei</i>	zkrácená epitrochoida (skříň)	vnitřní (píst)
<i>Ea</i>	zkrácená epitrochoida (píst)	vnější (skříň)
<i>Hi</i>	zkrácená hypotrochoida (skříň)	vnitřní (píst)
<i>Ha</i>	zkrácená hypotrochoida (píst)	vnější (skříň)

Tabulka 5. Označení tvořících křivek

Každá podskupina může zahrnovat nekonečně mnoho možností provedení podle převodového poměru tvořících kružnic $i = R_1 : R_2$. Ale praktický význam mají uspořádání s převodovým poměrem od 1:2 do 4:5. V části Příloha 1 je se nachází tabulka, kde jsou uvedeny základní křivky pro profil komory a pístu spolu s jejich převodovými poměry i , maximálním kompresním poměrem t_e a maximálním úhlem kývání pístu δ_{\max} . Kompresní poměr a kývání pístu jsou vypočteny pro $\lambda = 6$ (v praxi bývá hodnota λ v rozmezí 6 až 8).

Na základě zmiňované tabulky můžeme vybírat nejvhodnější typ tvořící křivky. Z toho vyplývá, že motory s křivkou typu H, která umožňuje kompresní poměr od 1:1 do 1:10,4, nevyhovují požadavkům na moderní motory, protože při započítání vybrání v pístu klesne hodnota kompresního poměru někdy až na polovinu. Dále je velmi důležitým faktorem maximální úhel výkyvu pístu, protože z hlediska přizpůsobení radiálních těsnících lišt profilu skříňe by bylo ideální, kdyby píst vůbec nekýval. Pro zvýšení životnosti radiálních těsnících lišt se proto z praktických zkušeností doporučuje, aby maximální úhel výkyvu pístu nepřekračoval 30°. Na základě tabulky tomuto požadavku neodpovídají tvořící křivky E s poměrem $i \geq 3:4$ a křivky H s poměrem $i \geq 4:5$.

Velmi důležitým aspektem je také složitost konstrukce, protože komory s kluznými plochami tvořenými několika vydutými přechodovými oblouky s malým poloměrem jsou komplikované na obrábění. Složitost konstrukce také závisí na použitém rozvodu plynů. Nejjednodušší variantou je kanálový systém, otevíraný a zavíraný polohou částí pístu v pohybu. Této výhody se nedá využít u tvořících křivek *Ea* a *Ha*, které mají těsnící lišty uloženy ve skříni. U křivek typu *Ei* a *Hi* se dá použít systém kanálů ovládaný pístem, pokud je počet komor lichý.

Z předchozího rozboru vyplývá, že ani jeden z typů tvořících křivek nesplňuje všechny předpoklady, které by měl moderní motor mít. Varianty H nesplňují ani základní požadavek na kompresní poměr, varianta *Ea* zase neumožňuje ovládat kanály pístem. Z varianty *Ei* je nejvhodnějším typem *Ei* 2:3. I přesto, že nemá ideální kompresní poměr, vyhovuje ze všech variant nejlépe.

2.1.1 Poměr délky ramene pístu k excentricitě hřídele

Mechanismus Wankelova motoru není v podstatě o nic složitější než mechanismus motorů tradičních. Hlavními určujícími prvky jeho konstrukce jsou podobně jako u klikového mechanismu

- poloměr excentricity hřídele (kliky) e
- délka ramene, resp. poloměr rotoru (pístu) a

Tyto rozměry se mohou u jednotlivých konstrukcí velmi lišit, proto se ustanovil jako rozhodující parametr jejich poměr, označený řeckým písmenem λ :

$$\lambda = a / e \quad (1)$$

Vhodným stanovením poměru λ se dá ještě druhotně změnit charakter tvořící křivky pro maximální využití jejích vlastností (viz. dále). Poměr $\lambda > 9$ má výhodu z hlediska dynamiky, protože na radiální těsnící lišty uvnitř motorů s tímto poměrem nepůsobí během pracovního cyklu žádná dostředivá síla.

2.1.1.1 Zdvihový objem

U moderního motoru je požadován vysoký zdvihový objem. Okamžitý objem jedné komory je závislý na ploše, vymezené vnějším profilem rotoru a příslušnou částí křivky vnitřního profilu skříně. Tato plocha se nazývá profilovou a v zájmu zjednodušení do ní není započítáno vybrání v pístu. Za chodu motoru se její velikost periodicky mění podle natočení rotoru. Velikost profilové plochy se dá teoreticky vypočítat na základě následující rovnice.

$$S = e^2 \left[\pi + \left(\frac{1}{3} \pi - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) \lambda^2 - 3 \frac{\sqrt{3}}{2} \lambda \cos 2\alpha_p \right] - S_4 \quad (2)$$

Poznámka: α_p [rad] - úhel natočení pístu (rotoru)

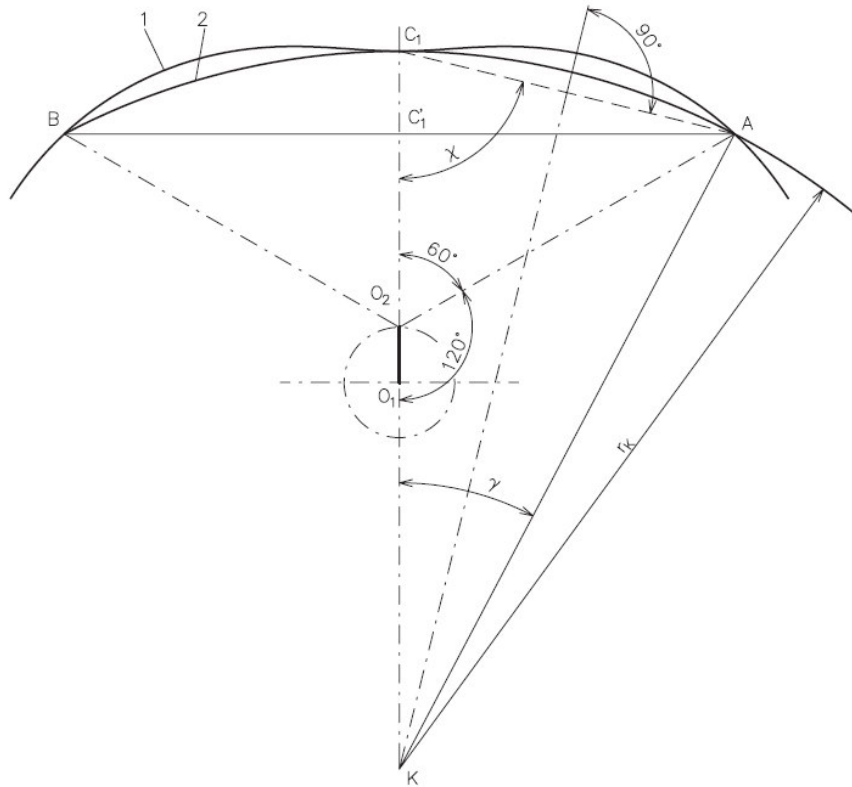
S_4 [m^2] - plocha mezi obrysovou křivkou profilu rotoru a spojnicí dvou sousedních vrcholů

Plocha S_4 může mít různou velikost díky možnosti použití libovolného tvaru vnějšího profilu pístu. Pro kruhovou úseč však můžeme použít následující vztah.

$$S_4 = r_k^2 \left[\frac{\pi \cdot \gamma}{180} - \frac{1}{2} \sin(2\gamma) \right], \text{ kde } \sin \gamma = \left(\frac{\lambda \cdot e \cdot \sqrt{3}}{2 \cdot r_k} \right) \quad (3)$$

Poznámka: r_k – poloměr oskulační kružnice vnějšího profilu pístu (podrobněji řešeno v kapitole 2.2)

γ – úhel mezi body A, K a C1 viz. Obr. 29 (hodnota se dosazuje ve stupních [°])



Obr. 29. Profil boku pístu tvořený kruhovým obloukem

1 – skříň; 2 – kruhový oblouk; K – střed oskulační kružnice, γ - úhel mezi body A, K a C1;
A, B – vrcholy pístu; C1 – vrchol kruhového oblouku vnějšího profilu pístu

Maximální velikost profilové plochy S_{max} vymezuje píst při úhlech $\alpha_p = k \frac{\pi}{2}$ (velikost úhlu α je vyjádřena v radiánech), kde $k = 1, 3, 5, \dots$. Rovnice pro maximální velikost profilové plochy potom vypadá takto:

$$S_{max} = e^2 \left[\pi + \left(\frac{1}{3} \pi - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) \lambda^2 + 3 \frac{\sqrt{3}}{2} \lambda \right] - S_4 \quad (4)$$

Pro úhly $\alpha_p = k' \frac{\pi}{2}$, kde $k' = 0, 2, 4, \dots$ je velikost profilové plochy minimální.

$$S_{min} = e^2 \left[\pi + \left(\frac{1}{3} \pi - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) \lambda^2 - 3 \frac{\sqrt{3}}{2} \lambda \right] - S_4 \quad (5)$$

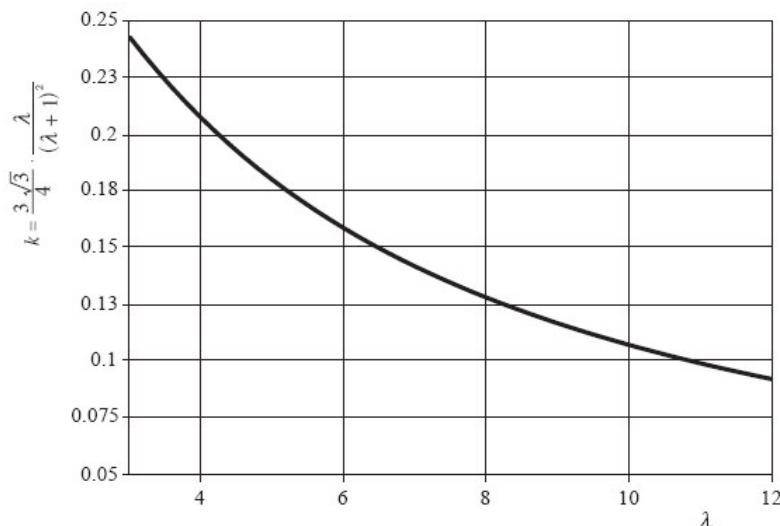
Rozdíl maximální a minimální profilové plochy $S_{max} - S_{min} = S_h$ můžeme nazvat pracovní profilovou plochou. Dosazením za S_{max} a S_{min} z rovnic 4 a 5 dostaneme následující vztah:

$$S_h = 3 \sqrt{3} \lambda e^2 = \frac{3 \sqrt{3}}{4} \cdot \frac{\lambda}{(\lambda + 1)^2} l_x^2 = k \cdot l_x^2 \quad (6)$$

Poznámka: $k [-]$ - koeficient, který je závislý pouze na parametru λ

$l_x [m]$ - délka velké osy epitrochoidy pro kterou platí, že $l_x = 2(a + e)$

V grafu Graf 2 můžeme vidět hodnotu koeficientu $k = \frac{3\sqrt{3}}{4} \cdot \frac{\lambda}{(\lambda + 1)^2}$ v závislosti na poměru λ při stejné délce komory l_x . Z grafu vyplývá, že hodnota koeficientu k s rostoucím poměrem λ klesá (při $\lambda = 5$ má koeficient k dvakrát vyšší hodnotu než při $\lambda = 12$).



Graf 2. Závislost koeficientu k na poměru λ

Objem jedné komory tedy vypočítáme takto:

$$V = S \cdot h_p \quad (7)$$

2.1.1.2 Kompresní poměr

Kompresní poměr je významným kritériem pro porovnávání kvality moderních motorů. Udává poměr mezi maximálním a minimálním objemem spalovací komory během pracovního cyklu.

Pro Wankelův motor se dá kompresní poměr obecně vyjádřit vztahem:

$$\varepsilon = \frac{h_p S_{\max} + V_p}{h_p S_{\min} + V_p} \quad (8)$$

Poznámka: h_p [m] - šířka pístu (rotoru)

V_p [m^3] - objem vybrání v pístu

U motorů s vyšším kompresním poměrem, než je maximální komprese směsi paliva musíme buď změnit poměr λ , nebo použít vybrání v pístu. V praxi se motory bez vybrání v pístu nepoužívají, protože vzniklý prostor napomáhá zvýšit stabilitu hoření díky tomu, že umožňuje lépe propojit levou a pravou část spalovací komory. Pro výpočet objemu pomocného kanálu získáme úpravou rovnice 7 a 8 tento vztah:

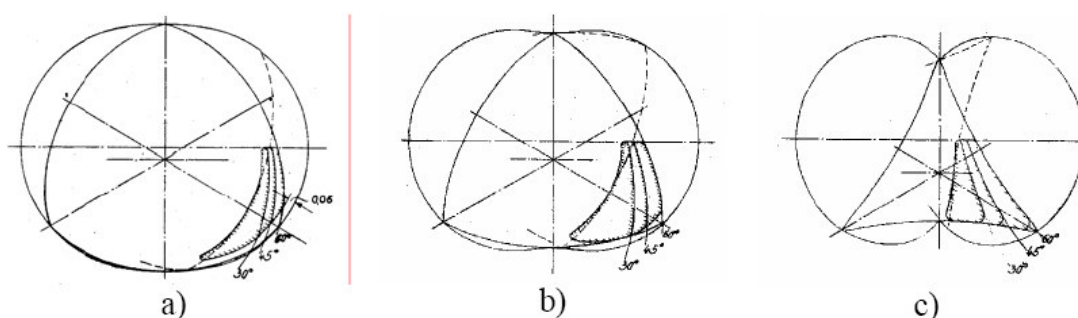
$$V_p = \frac{\varepsilon \cdot V_{\min} - V_{\max}}{1 - \varepsilon} \quad (9)$$

2.1.1.3 Velikost sacích a výfukových kanálů v boční stěně komory rotoru

U moderních Wankelových motorů jsou sací a výfukové kanály umístěny v boční stěně komory rotoru a jsou otevírány a zavírány pouze relativním natočením pístu vzhledem ke komoře rotoru (hlavně konstrukcí těsnících lišt). To znamená, že jejich poloha a tvar je výhradně omezena celkovou konstrukcí motoru. Komplikací představuje také čtyřtaktní rozdělení pracovního cyklu Wankelova motoru. Důležité je také správné časování. K otevření sacího kanálu by nemělo dojít dřív než píst dosáhne horní úvrati při výfuku. Uzavření sacího kanálu bývá od 30° do 70° po horní úvrati. Z grafu Graf 3 je vidět závislost plochy sacího otvoru A_i při uzavírání po 30°, 45° a 60° pro různé poměry λ . Kvůli těsnícím lištám pístů se musí mezi sacím otvorem, výfukovým otvorem a vnitřním profilem střední části spalovací komory nechat mezera o minimální šířce:

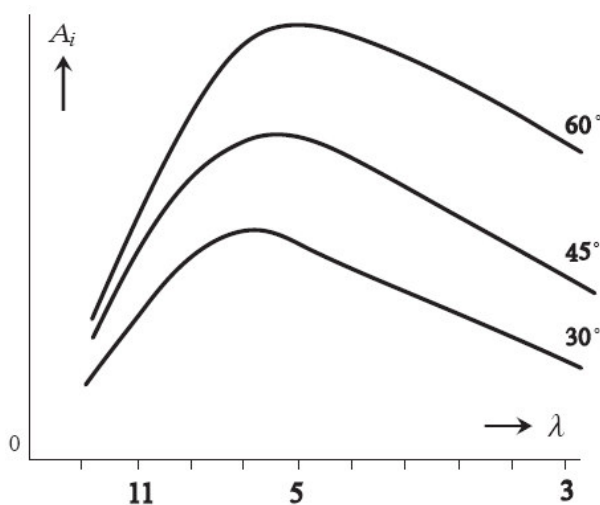
$$0.06 \frac{l_x}{2} = 0.06 e (\lambda + 1) \quad (10)$$

V praxi bývá většinou tato vzdálenost kolem 10 mm, záleží ale na provedení těsnících lišt.



Obr. 30. Velikost bočních kanálů pro různé hodnoty poměru λ

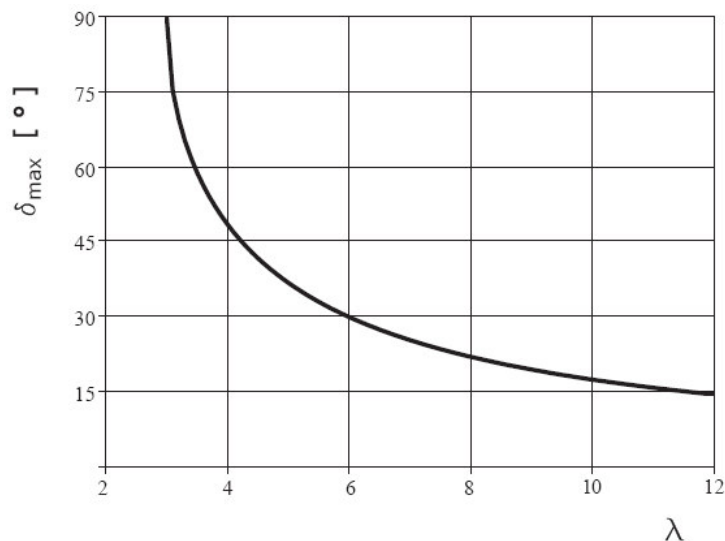
a) $\lambda = 11$; b) $\lambda = 6,5$; c) $\lambda = 3,5$



Graf 3. Velikosti ploch bočních kanálů pro různé úhly otevření v závislosti na poměru λ

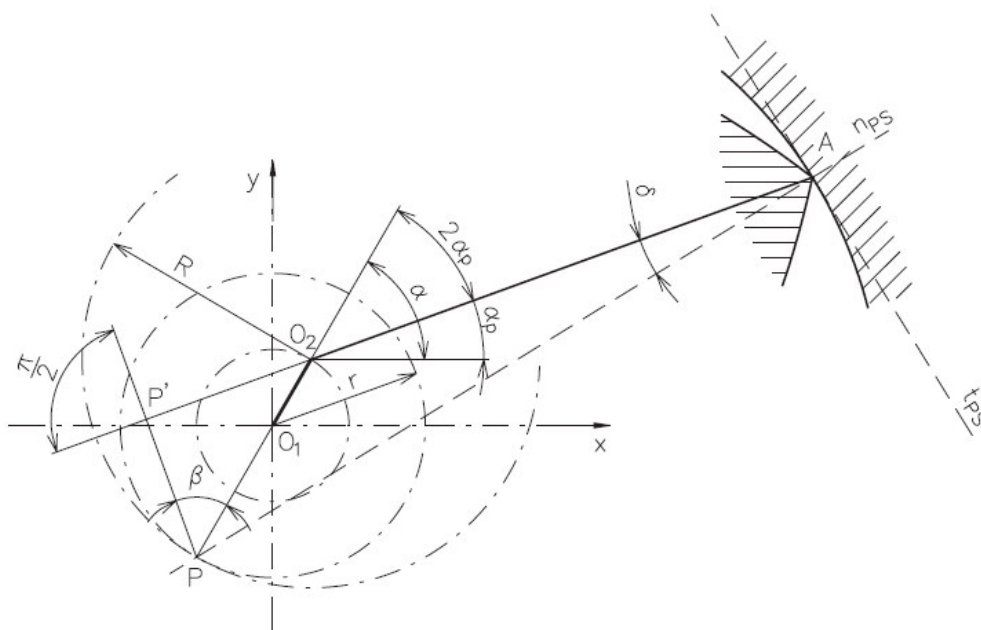
2.1.1.4 Úhel výkyvu pístu

Pro správnou funkci radiálních těsnících lišt by měl být úhel výkyvu pístu co nejmenší (viz. Graf 4). Při příliš vysokém úhlu může dojít až ke kolizi mezi pracovní plochou komory rotoru a těsnící drážkou radiálních těsnících lišt. Z praktických zkušeností se doporučuje aby maximální úhel výkyvu pístu δ_{\max} nepřekračoval 30° , většinou se ale pohybuje kolem 25° .



Graf 4. Velikost úhlu výkyvu pístu v závislosti na poměru λ

Píst Wankelova motoru kýve vzhledem ke skříni v rozmezí úhlu $2\delta_{\max}$. Z geometrického hlediska je okamžitá hodnota úhlu výkyvu pístu δ dána úhlem normály vnitřního profilu skříně n_{ps} a spojnice osy rotoru O_2 s vrcholem pístu A, který je současně bodem dotyku (viz. Obr. 31).



Obr. 31. Úhel výkyvu pístu δ

Pro výpočet úhlu výkyvu pístu při libovolném postavení bodu A existuje rovnice (podle [6]):

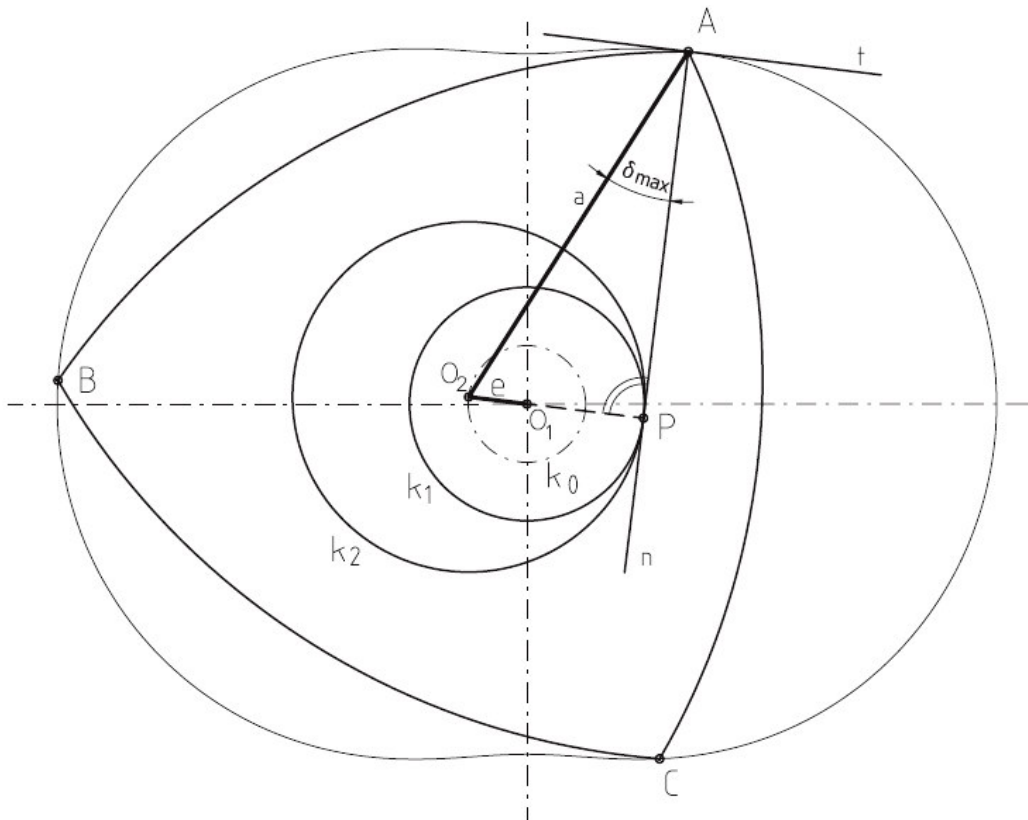
$$\operatorname{tg} \delta = \frac{3 \sin 2\alpha_p}{\lambda + 3 \cos 2\alpha_p} \quad (11)$$

Maximální hodnotu úhlu výkyvu pístu δ_{\max} získáme z rovnice:

$$\sin \delta_{\max} = \frac{3}{\lambda} \quad (12)$$

Z těchto rovnic vyplývá, že maximálního úhlu výkyvu je dosaženo, když je spojnice středů tvořících kružnic kolmá na normálu vnitřního profilu skříně $\overline{O_1 O_2} \perp n_{ps}$. Jak již bylo řečeno, úhel výkyvu pístu by neměl přesáhnout 30° , takže $\sin \delta_{\max} \leq 1/2$. Podle rovnice 10 potom musí platit $3/\lambda \leq 1/2$.

Na základě této úvahy by měla hodnota poměru $\lambda \geq 6$.



Obr. 32. Úhel výkyvu pístu a řešení planetového mechanismu

Z kapitol 2.1.1.1 až 2.1.1.4 vyplývá, že nejvýhodnějším *kompromisem* pro velikost poměru λ je hodnota mezi 6 – 8. Současné vyráběné motory mají hodnotu poměru $\lambda \approx 7$.

2.1.2 Parametry motoru plynoucí z volby tvořící křivky a poměru λ

Z předchozího textu vyplývá, že nejvhodnějším typem tvořící křivky je zkrácená epitrochoida s převodovým poměrem tvořících kružnic 2:3. To znamená, že se komora rotoru skládá ze dvou souměrných kruhových oblouků které na sebe navzájem plynule přecházejí a vytváří tak prostor pro píst ve tvaru sférického trojúhelníku. Spalovací komora je tedy rozdělena na tři oddělené části, vymezené a utěsněné pístem, jejichž objem se v průběhu pracovního cyklu neustále mění. Jak již bylo naznačeno, všechna těsnění spojená s utěsněním komor se nachází na pístu. Tímto je umožněno otevírání a uzavírání sacích a výfukových kanálů rotorem, nevýhodou je však poměrně značná komplikovanost těsnících segmentů.

Velmi důležitým prvkem pro správnou funkci motoru je ozubení, vodící píst uvnitř komory. Pro tento typ tvořící křivky platí, že převodový poměr ozubení musí být $i = 2:3$.

Dále platí:

$$\frac{n}{n_p} = \frac{1}{1-i} = 3 \quad \longrightarrow \quad \frac{\omega_p}{\omega} = \frac{\alpha_p}{\alpha} = \frac{1}{3} \quad (13)$$

Poznámka: n – otáčky hřídele

n_p – otáčky pístu

ω – úhlová rychlost hřídele

ω_p – úhlová rychlost pístu

α – úhel natočení hřídele

α_p – úhel natočení pístu

Zvolíme-li úhel α_p jako parametr, lze v pravouhlé souřadné soustavě při orientaci os podle Obr. 33 vyjádřit souřadnice bodu ležícího na epitrochoidě, v parametrickém tvaru rovnicemi:

$$\begin{aligned} x &= e(\cos 3\alpha_p + \lambda \cdot \cos \alpha_p), \\ y &= e(\sin 3\alpha_p + \lambda \cdot \sin \alpha_p) \end{aligned} \quad (14)$$

Z předchozí rovnice vyplývá, že je tvar epitrochoidy určen dvěma parametry a , e , nebo λ , tedy a , λ .

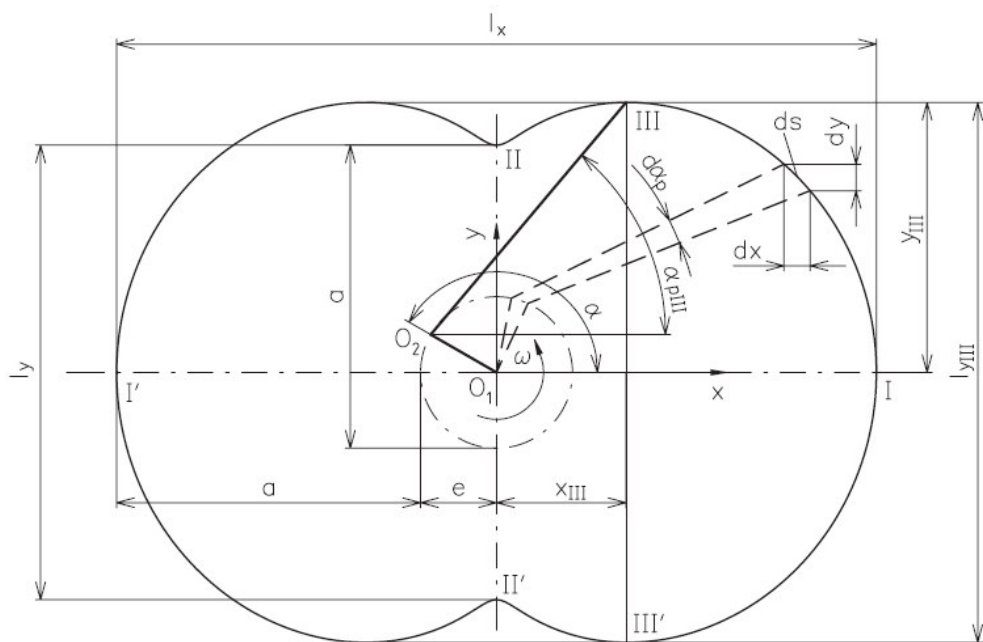
Podle obrázku Obr. 33 pro další rozměry vnitřní geometrie platí:

Délka velké osy epitrochoidy

$$\overline{I I'} \equiv l_x = 2(a + e) = 2e(\lambda + 1) \quad (15)$$

Délka malé osy epitrochoidy

$$\overline{II'} \equiv l_y = 2(a - e) = 2e(\lambda - 1) \quad (16)$$



Obr. 33. Základní rozměry zkrácené epitrochoidy

Rozměry l_x a l_y se dají při obrábění snadno zkontrolovat. Stejným způsobem můžeme zkontrolovat také rozměr l_{yIII} , který vyjadřuje největší šířku epitrochoidy na ose y . Podle rovnice [1] pro kladné hodnoty souřadnice bodu III platí:

$$\begin{aligned} x_{III} &= \frac{\sqrt{3}}{9} a \sqrt{9 - \lambda}, \\ y_{III} &= \frac{\sqrt{3}}{9} e \sqrt{\lambda + 3} (\lambda + 3) \end{aligned} \quad (17)$$

Pro rozměr l_{yIII} tedy platí:

$$l_{yIII} = 2y_{III} = \frac{2\sqrt{3}}{9} e \sqrt{\lambda + 3} (\lambda + 3) \quad (18)$$

2.1.3 Oskulační kružnice

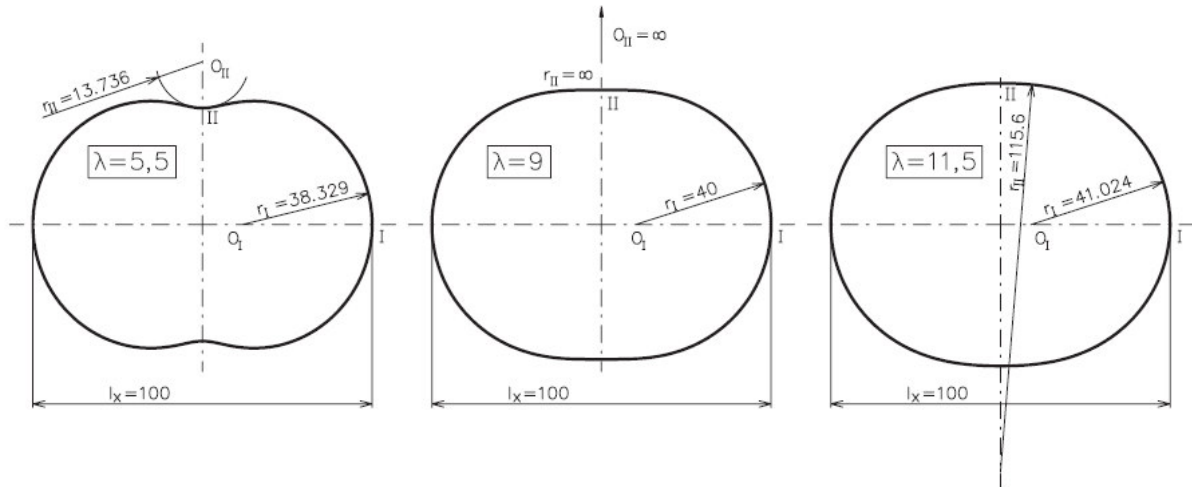
Pro rychlé a jednoduché sestavení epitrochoidy, jejíž určující veličiny známe, je možné použít oskulační kružnice, které se nachází v jejich vrcholech. Velkou výhodou je tato možnost především při výrobě komory rotoru, protože je použití kruhových oblouků jednodušší na obrábění. Díky tomu, že je epitrochoida vzhledem k oběma osám symetrická, stačí určit pouze poloměry r_I a r_{II} v bodech I a II (viz. Obr. 34).

Podle rovnice [6] platí pro poloměr r_I oskulační kružnice vztah:

$$r_I = e \frac{(\lambda + 3)^2}{\lambda + 9} \quad (19)$$

Pro poloměr r_{II} platí rovnice:

$$r_{II} = e \frac{(\lambda - 3)^2}{\lambda - 9} \quad (20)$$



Obr. 34. Příklad epitrochoidy v závislosti na součiniteli λ při stejné délce komory l_x .

Součinitel λ nabývá pouze kladných hodnot. Poloměr r_I vyjde pro libovolný poměr λ kladný a střed křivosti O_I epitrochoidy v bodu I je vždy uvnitř této uzavřené křivky.

Poloměr r_{II} vyjde záporný pro $\lambda < 9$ a střed křivosti O_{II} v bodu II je *nad* bodem II . To znamená, že epitrochoida má tzv. *oktoidní* tvar (podle latinského názvu pro osmičku). Takže tvar komory je při vrcholu II mírně zakřiven *dovnitř* oválu. Jako limitní hodnotu λ můžeme považovat $\lambda = 3$ ($r_{II} = 0$).

Pro $\lambda > 9$ vyjde r_{II} kladný a to znamená, že střed křivosti O_{II} je pod bodem II , tudíž epitrochoida má tvar neporušeného *oválu*.

Pro $\lambda = 9$ dostáváme poloměr r_{II} nekonečně veliký. V tomto zvláštním případě má epitrochoida při vrcholu II *přímkový průběh*.

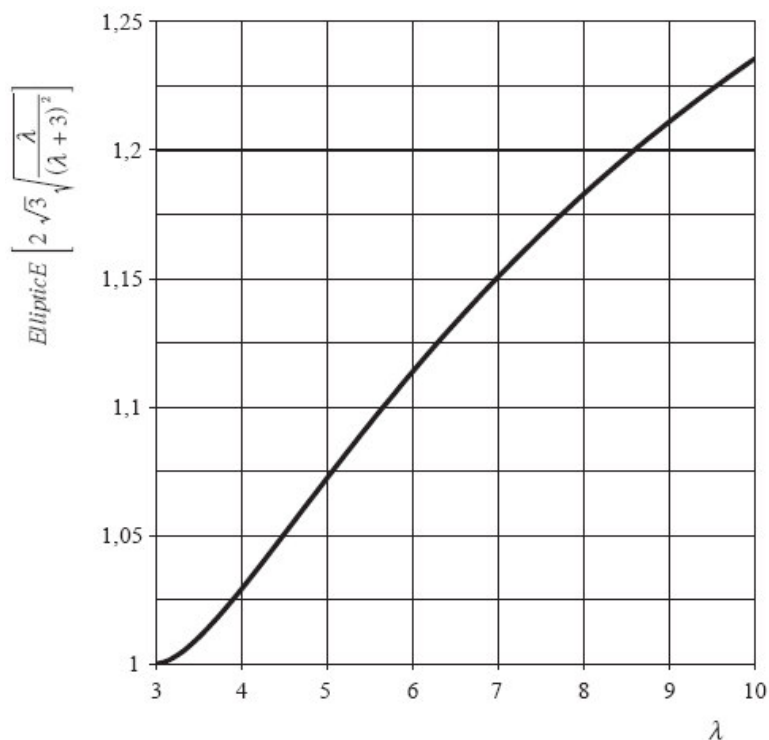
2.1.4 Obvod vnitřního profilu skříně

Tento údaj je velmi významný především pro stanovení střední obvodové rychlosti vrcholu pístu, tedy i radiálního těsnění.

Na základě rovnice [1] platí pro tuto rychlost vztah:

$$l_k = 4 \cdot e(\lambda + 3) \text{EllipticE} \left[2\sqrt{3} \sqrt{\frac{\lambda}{(\lambda + 3)^2}} \right] \quad (21)$$

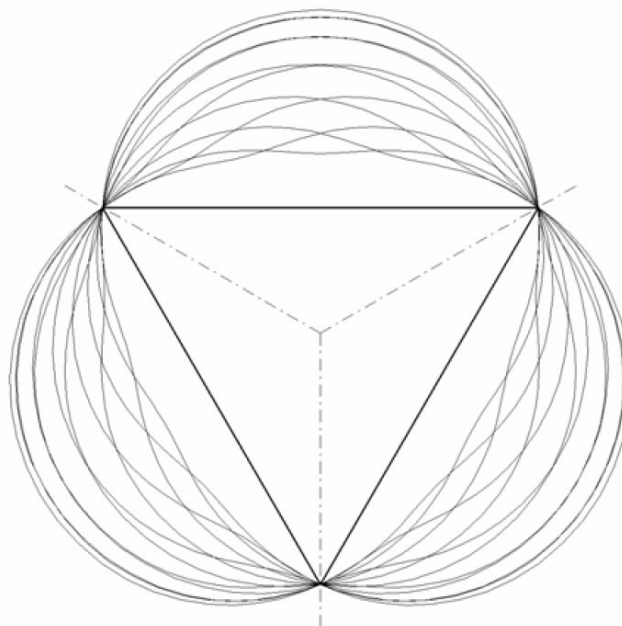
Kde $\text{EllipticE} \left[2\sqrt{3} \sqrt{\frac{\lambda}{(\lambda + 3)^2}} \right]$ je úplný eliptický integrál II. stupně viz. Graf 5.



Graf 5. Hodnoty eliptického integrálu II. stupně v závislosti na poměru λ

2.2 Vnější profil pístu

Teoretický vnější profil pístu je tvořen vnitřní obalovou křivkou vnitřního profilu skříně. Obecně může mít vnější profil rotoru libovolný tvar, nesmí ale přesáhnout tvar teoretického profilu, aby nedošlo ke kolizi pístu se skříní.



Obr. 35. Grafické řešení geometrie vnějšího profilu pístu

Avšak čím větší bude rozdíl mezi teoretickým a skutečným profilem pístu, tím větší bude mezera mezi rotorem a skříní. Také se sníží množství paliva soustředěného ve vybrání v pístu.

Směs, která se nachází v mezeře mezi rotorem a skříní, je potom více ochlazována, prodlužuje délku spalování a celkově snižuje účinnost motoru.

Pro zjednodušení se podobně jako u vnitřního profilu skříně dá použít s dostatečnou přesností oskulační kružnice. Výsledkem je oblouk procházející body A, C1 a B (Obr. 29), u kterého nedochází k interferenci s profilem skříně.

Pro poloměr r_k tohoto oblouku platí vztah:

$$r_k = e \frac{(\lambda - 1)^2 + 3}{\lambda - 4} \quad (22)$$

Z této rovnice vyplývá, že pro:

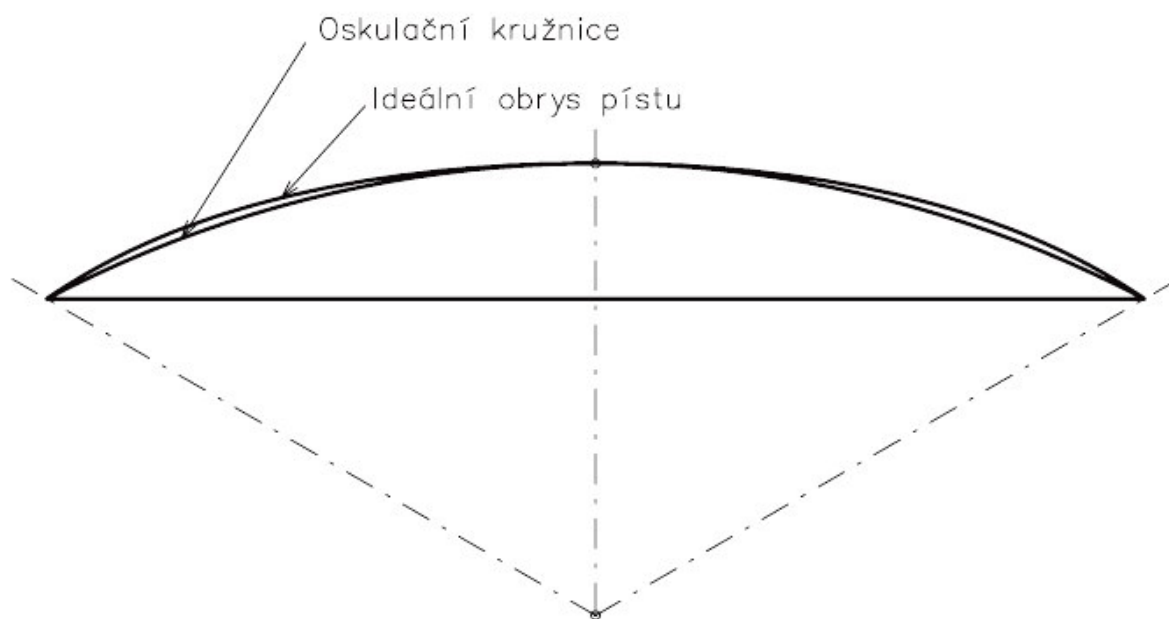
$$\lambda < 4 \quad \text{je} \quad r_k < 0$$

$$\lambda = 4 \quad \text{je} \quad r_k = \infty$$

$$\lambda > 4 \quad \text{je} \quad r_k > 0$$

Kladné hodnotě r_k odpovídá vypouklý oblouk, záporné vydutý a nulové přímkový profil boku pístu.

Na Obr. 36 je porovnání profilu tvořeného kruhovým obloukem a ideálního profilu. Obsah plochy vymezené oskulační kružnicí (viz. 2.1.1.1) je o 5,6 % (5,553238 %) menší, než u ideálního profilu.



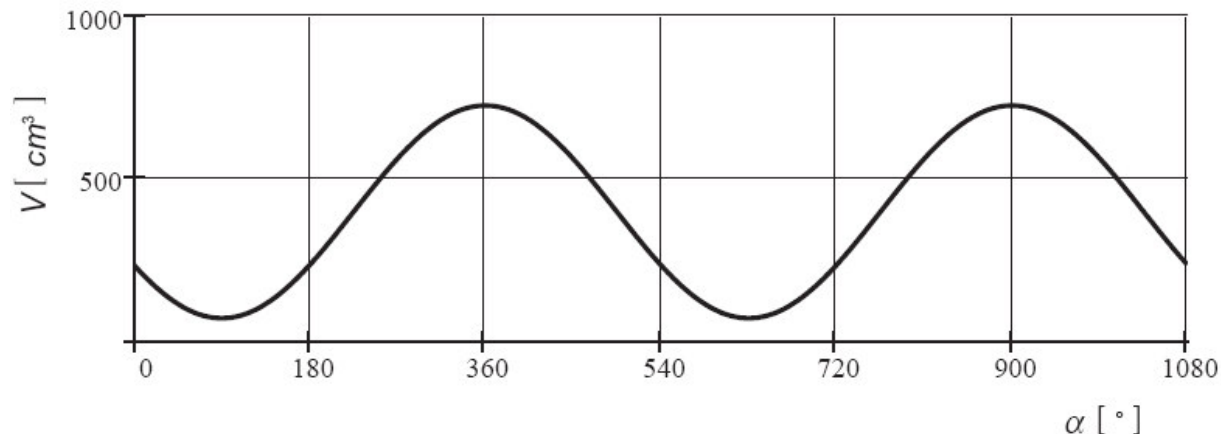
Obr. 36. Porovnání kruhového oblouku s teoretickým profilem boku pístu

2.3 Okamžitý objem jedné komory

Na základě předchozího textu a rovnice [1], můžeme pro okamžitý objem jedné komory napsat rovnici:

$$V = e^2 \cdot \left[\pi + \left(\frac{1}{3}\pi - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) \cdot \lambda^2 - 3 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \lambda \cdot \cos \left[\frac{2}{3} \cdot \left(\alpha - \frac{\pi}{2} \right) \right] \right] \cdot h_p - S_4 \cdot h_p + V_p \quad (23)$$

kde úhel α je úhel natočení hřídele. Velikost objemu jedné komory v průběhu pracovního cyklu můžeme vidět v následujícím grafu.



Graf 6. Průběh okamžitého objemu jedné komory v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele

2.4 Rychlost a zrychlení vrcholu pístu

Rychlost a zrychlení vrcholu pístu jsou významné veličiny pro konstrukci radiálních těsnících lišt. I když bod dotyku těsnící lišty s povrchem komory neleží přesně ve vrcholu pístu, odchylka je v tomto případě akceptovatelná.

a) Rychlost vrcholu pístu

Okamžitá obvodová rychlost bodu spojeného s pístem, takže i vrcholu A, je dána součinem vzdálenosti pólu záběru kol P a bodu A s úhlovou rychlostí ω_p .

Pohyb vrcholu pístu A se dá rozložit do dvou současných pohybů (viz. Obr. 37).

Prvotního (posuvného), jehož rychlost je:

$$v_1 = e \cdot \omega \quad (24)$$

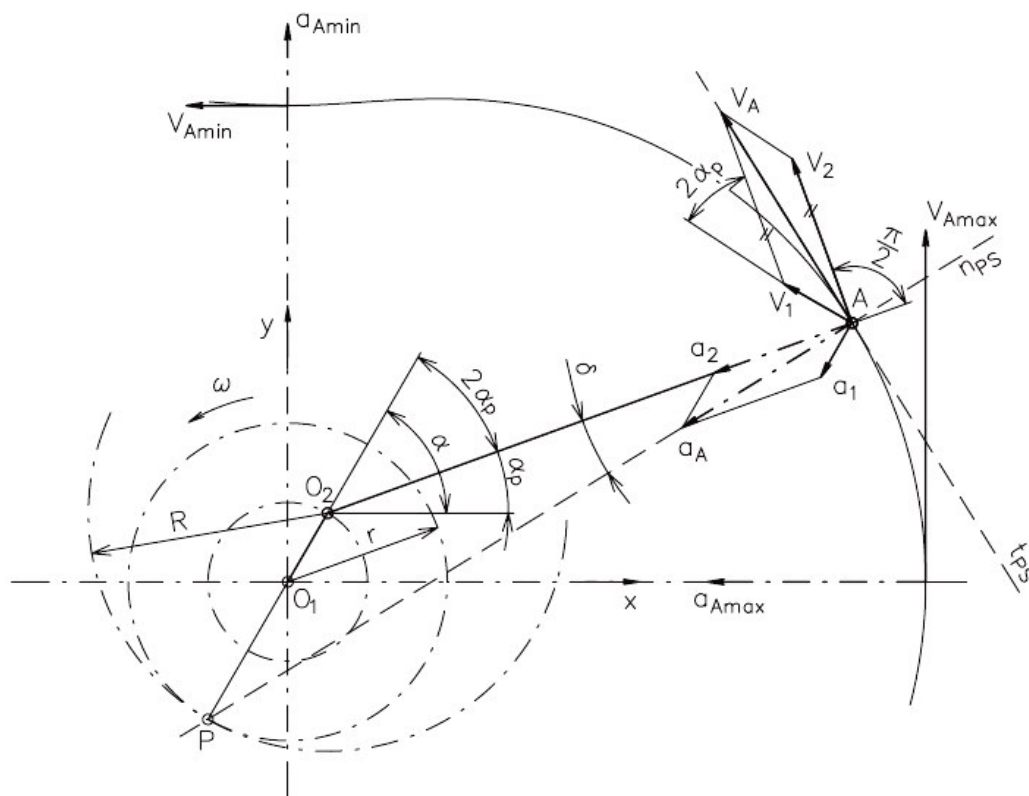
a *druhotného* (rotačního) s obvodovou rychlostí:

$$v_2 = a \cdot \omega_p \quad (25)$$

Výslednou rychlost vrcholu pístu dostaneme vektorovým součtem prvotní a druhotné rychlosti. Rovnice vypadá takto:

$$\vec{v}_A = \vec{v}_1 + \vec{v}_2 \quad (26)$$

Pro snadnější určování obvodové rychlosti vrcholu pístu se dá tento postup vyjádřit jako funkce základních parametrů zvolené epitrochoidy.



Obr. 37. Rychlost a zrychlení vrcholu pístu

Vektor rychlosti v_1 je kolmý na přímkou procházející body O_1 a O_2 a vektor rychlosti v_2 je kolmý na přímkou O_2A . Podle Kosinovy věty je rychlost vrcholu A:

$$v_A = \sqrt{v_1^2 + v_2^2 - 2v_1v_2 \cos(\pi - 2\alpha_p)} \quad (27)$$

Dosazením za v_1 a v_2 z rovnice 24 a rovnice 25 a po úpravě pro úhel otočení klikového hřídele α a úhlovou rychlost ω dostaneme rovnici:

$$v_A = \frac{1}{3} e \omega \sqrt{\lambda^2 + 9 + 6\lambda \cos \frac{2}{3} \alpha} \quad (28)$$

Tato rychlost nabývá *maximální hodnoty* v_{Amax} při $\alpha_p = k'\pi$, kde $k' = 0, 1, 2, 3, \dots$, tedy v místech průchodu bodu A koncovými body I, I' velké osy epitrochoidy (viz. Obr. 33).

Minimální rychlosti v_{Amin} dosáhne bod A při $\alpha_p = \frac{1}{2} k\pi$, kde $k = 1, 3, 5, \dots$, takže v místech koncových bodů krátké osy II, II' (viz. Obr. 33).

Dosažením těchto hodnot úhlu α_p do rovnice 28 dostaneme:

$$\begin{aligned} v_{A\max} &= e\omega_p(\lambda + 3) = \frac{1}{3}e\omega(\lambda + 3) \\ v_{A\min} &= e\omega_p(\lambda - 3) = \frac{1}{3}e\omega(\lambda - 3) \end{aligned} \quad (29)$$

Z rovnice 29 vyplývá, že obvodová rychlost vrcholu pístu v_A nabývá kladných hodnot pouze pro velikost poměru $\lambda > 3$.

b) Zrychlení vrcholu pístu

Zrychlení vrcholu pístu můžeme určit podobně jako u rychlosti vrcholu pístu složením zrychlení prvotního a druhotného pohybu bodu A (viz. Obr. 37),

$$\vec{a}_A = \vec{a}_1 + \vec{a}_2 \quad (30)$$

kde a_1 je zrychlení prvotního pohybu

$$a_1 = e \cdot \omega^2 \quad (31)$$

a a_2 je zrychlení druhotného pohybu.

$$a_2 = a \cdot \omega_p^2 \quad (32)$$

Výsledné zrychlení lze vypočítat s použitím Kosinovy věty. Úhel sevřený vektory \vec{a}_1, \vec{a}_2 je stejný, jako úhel vektorů rychlosti \vec{v}_1, \vec{v}_2 , protože $\vec{a}_1 \perp \vec{v}_1, \vec{a}_2 \perp \vec{v}_2$, takže:

$$a_A = \sqrt{a_1^2 + a_2^2 - 2a_1a_2 \cos(\pi - 2\alpha_p)} \quad (33)$$

Dosažením z rovnice 31 a 32 a úpravou pro úhel otočení klikového hřídele α a úhlovou rychlost ω dostaneme rovnici:

$$a_A = \frac{1}{9}e\omega^2 \sqrt{\lambda^2 + 81 + 18\lambda \cos \frac{2}{3}\alpha} \quad (34)$$

Maximální hodnoty a_A můžeme určit stejně jako u rychlostí.

Pro $\alpha_p = 0, \pi, 2\pi, \dots$ je:

$$a_A = a_{A\max} = e \cdot \omega_p^2 (\lambda + 9) \quad (35)$$

Pro $\alpha_p = 1/2 \pi, 3/2 \pi, 5/2 \pi, \dots$ je:

$$a_A = a_{A\min} = e \cdot \omega_p^2 (\lambda - 9) \quad (36)$$

Z rovnice 35 a rovnice 36 vyplývá podobně jako u rychlosti skutečnost, že výsledné zrychlení vrcholu rotoru a_A nabývá kladných hodnot pouze pro hodnoty $\lambda > 9$. Proto nelze z rovnice 34 usuzovat o skutečném směru setrvačných sil, působících na vrchol rotoru.

2.5 Ostatní významné veličiny

Jedním z nejžádanějších parametrů motoru je výkon. Pro Wankelův motor můžeme použít stejný vztah, jako pro motor pístový, pouze musíme místo počtu válců brát v úvahu celkový počet rotorů:

$$P_e = p_e \cdot V_h \cdot n \cdot \tau \cdot i_r \quad (37)$$

Poznámka: p_e [Pa] - střední efektivní tlak motoru
 V_h [m³] - zdvihový objem jednoho rotoru
 n [s⁻¹] - jmenovité otáčky motoru
 τ [-] - taktnost Wankelova motoru $\tau = 1/3$
 i_r [-] - počet rotorů

Na základě této rovnice můžeme vytvořit vztah pro teoretický zdvihový objem jednoho rotoru:

$$V_{rteor} = \frac{P_e}{p_e \cdot n \cdot i_r \cdot \tau} \quad (38)$$

Skutečný zdvihový objem jednoho rotoru získáme podle přesného vztahu:

$$V_h = 3 \cdot \sqrt{3} \cdot \lambda \cdot e^2 \cdot h_p \cdot i_k \quad (39)$$

Poznámka: i_k – počet komor rotoru (3)

Po úpravě rovnic 38 a 39 získáme vztah pro výpočet šířky rotoru (pístu) h_p :

$$h_p = \frac{V_{rteor}}{3 \cdot \sqrt{3} \cdot \lambda \cdot e^2 \cdot i_k} \quad (40)$$

Celkový objem motoru tedy získáme podle rovnice:

$$V_c = V_h \cdot i_r \quad (41)$$

Podle rovnic 37 a 41 je tedy litrový výkon dán vztahem:

$$P_l = \frac{P_e}{V_c} \quad (42)$$

Při porovnávání pístového a Wankelova rotačního motoru se stejnými otáčkami musíme jeho celkový zdvihový objem V_c přepočítat na zdvihový objem pístového motoru V_p :

$$V_p = \frac{2}{3} V_c \quad (43)$$

Tento přepoččet je založen na faktu, že u Wankelova motoru proběhne jeden pracovní cyklus během tří otáček hřídele, avšak u pístového motoru už za dvě otáčky.

Jednou z nejvýznamnějších veličin je pro Wankelův motor z konstrukčního hlediska střední obvodová rychlost vrcholu pístu v_{AS} (a tedy i radiálního těsnění), podobně jako u střední pístové rychlosti:

$$v_{AS} = \frac{1}{45} n \cdot e (\lambda + 3) \text{EllipticE} \left[2\sqrt{3} \sqrt{\frac{\lambda}{(\lambda + 3)^2}} \right] \quad (44)$$

Přesnou hodnotu eliptického integrálu je nejjednodušší vypočítat pomocí některého matematického softwaru (viz. Graf 5). Pro hodnotu poměru $\lambda = 7$ platí rovnice:

$$v_{AS} = \frac{1}{45} \cdot n \cdot e \cdot (\lambda + 3) \cdot 1,150655630630 \quad (45)$$

Poznámka: $n [s^{-1}]$ - otáčky motoru

3. Základní popis navrhovaného motoru a jeho částí

Tento motor je zážehový, atmosférický, vzduchem chlazený a jednorotorový. Jde tedy o rotační motor Wankelova typu. Jeho objem je $4,97 \text{ cm}^3$. Předpokládaný výkon $1,27 \text{ hp}$ při $17\,000 \text{ ot./min}$ (asi $0,934 \text{ kW}$).

Komora rotoru je tvořena dvěma bočními stěnami, které svírají střední blok motoru, ve kterém se nachází píst a excentrická hřídel. Ložiska jsou uložena ve stěnách, pístní ložisko je umístěno na hřídeli.

Zadní stěna je přišroubována k nosné přírubě, která uzavírá prostor pro vyvažovací závaží na konci hřídele (na boku tohoto prostoru je důležitý odvodušňovací otvor). Uprostřed stěny se potom nachází jehlové ložisko uložené v rozváděcím ozubeném kole s vnějším ozubením.

Střední blok s vnitřním epitrochoidním profilem nese na čelní straně sací a výfukový kanál, proti nim potom zapalovací svíčku. Ve dvou protilehlých rozích se nachází středící čepy, které zajišťují přesnou polohu komory vůči bočním stěnám, což je důležité hlavně při montáži. Další významnou funkcí středního bloku je chlazení, zajištěné hustým žebrováním na vnější straně.

Přední stěna svírá spolu se zadní stěnou střední blok motoru pomocí šroubů po obvodu všech tří částí. Uprostřed se nachází kuličkové ložisko, které zároveň stabilizuje hřídel v axiálním směru. Opět je zde významná chladicí funkce.

Uvnitř spalovací komory se nachází píst, který je přes jehlové ložisko nasunut na klice hřídele. Na zadní straně pístu je přišroubováno ozubené kolo s vnitřním ozubením. Ve vrcholech rotoru se nachází karbonové radiální těsnící lišty, které jsou použity díky své nízké hmotnosti a tepelné odolnosti. Kvůli mazání ložisek a systému s olejem obsaženým v palivu nejsou na bočních stranách pístu žádná těsnění.

3.1 Parametry navrhovaného motoru

Rozměry a údaje o motoru (zaokrouhleny na desetitisíciny):			
a	21	mm	délka ramene rotoru
e	3	mm	excentricita hřídele
λ	7		poměr délky ramene rotoru a excentricity hřídele
I_x	48	mm	délka komory na ose x
I_y	36	mm	délka komory na ose y
y_{III}	18,2574		souřadnice nejvyššího bodu epitrochoidy na ose y
x_{III}	5,7155		souřadnice nejvyššího bodu epitrochoidy na ose x
I_{yIII}	36,5148	mm	největší šířka epitrochoidy na ose y
t	1,5	mm	tloušťka stěny komory
z₁	16		počet zubů malého ozubeného kola
z₂	24		počet zubů velkého ozubeného kola
m_z	0,375		modul ozubení
r_k	39	mm	poloměr kruhového oblouku profilu rotoru
h_p	15	mm	šířka pístu (komory)
r_{kx}	18,75	mm	poloměr oskulační kružnice epitrochoidy se středem na ose x
r_{ky}	2,4	mm	poloměr oskulační kružnice epitrochoidy se středem na ose y
S_{max}	3,5236	cm ²	maximální velikost profilové plochy jedné komory
S_{min}	0,2501	cm ²	minimální velikost profilové plochy jedné komory
S₄	1,1044	cm ²	plocha části kruhové výseče profilu pístu nad spojnicí dvou sousedních vrcholů
ϵ	8		kompresní poměr
V_p	0,3264	cm ³	objem vybrání v pístu
γ	27,7958°		pomocný úhel
V_k	4,9104	cm ³	zdvihový objem jedné komory
V_r	14,7311	cm ³	zdvihový objem jednoho rotoru
δ_{max}	25,377°		maximální úhel výkyvu pístu
I_k	13,8079	cm	obvod vnitřního profilu skříně
n_{max}	18000	ot./min	maximální otáčky
v_{amax}	18,85	m/s	maximální rychlost vrcholu pístu
v_{amax}	7,54	m/s	minimální rychlost vrcholu pístu
v_{as}	13,81	m/s	střední obvodová rychlost vrcholu pístu
P_e	0,9341	kW	efektivní výkon motoru
P_l	63,4101	kW/l	litrový výkon motoru
p_e	0,71	MPa	střední efektivní tlak

3.2 Výhody a nevýhody Wankelova motoru

Výhody:

1. malé rozměry (hmotnost) motoru při zachování vysokého výkonu
2. dokonalá dynamická vyváženost (velmi hladký chod)
3. jednoduchost konstrukce (nižší počet součástí, kanálový rozvod plynů,...)
4. nižší emise oxidů dusíku

Nevýhody:

1. vyšší spotřeba oleje
2. dnes již mírně zvýšené emise zbylých uhlovodíků
3. nižší variabilita konstrukce
4. vyšší náročnost na přesnost výroby

Závěr

Cílem mé práce bylo navrhnout funkční Wankelův motor použitelný v modelářství. Tento typ motoru jsem si vybral z několika důvodů. Hlavním kritériem výběru byla přijatelná složitost konstrukce, která je u větších motorů poměrně značná. Dalším důvodem byla snaha demonstrovat hlavní přednost Wankelova motoru, která spočívá ve velmi malých rozměrech při zachování vysokého výkonu, a také skutečnost, že je jeho zastoupení v této oblasti naprosto minimální. Při stanovování základních charakteristik jsem vycházel ze skutečných v současnosti vyráběných modelářských motorů.

Nejdůležitějším krokem bylo stanovit si velikost excentricity hřídele, pomocí které již bylo možné odvodit ostatní základní parametry motoru. Z tohoto důvodu jsem pro její stanovování vycházel z jejího vztahu k délce ramene pístu (viz. rovnice 1) a tedy i celkové délce spalovací komory. Na základě požadovaného rozmezí velikosti celého motoru jsem se rozhodl pro hodnotu 3 mm. Díky tomuto údaji jsem již mohl dopočítat většinu potřebných rozměrů, kromě šířky pístu. Pro její velikost jsem použil vztah pro výpočet výkonu motoru (viz. rovnice 37) a následně jej upravil k stanovení šířky rotoru (viz. rovnice 38 až 40). V tomto okamžiku bylo nutné stanovit objem vybrání v pístu. K tomu jsem použil vztah pro výpočet kompresního poměru (viz. rovnice 8 a 9). Z důvodu konstrukce motoru jsem stanovil hodnotu kompresního poměru $\varepsilon = 8$. Nyní již zbývalo rozhodnout o typu použitých ložisek, charakteru žebrování pro chlazení a některých detailech. Ostatní charakteristiky konstrukce, včetně zmíněných, vycházejí z druhu uplatnění motoru (letecké modelářství).

Hlavní doménou konstrukce modelářských motorů je problematika miniaturizace jednotlivých funkčních součástí. Z tohoto důvodu bylo zvláště obtížné stanovit optimální kombinaci použitých rozměrů s ohledem na pevnost, odolnost a životnost materiálů. V tomto směru je důležité zmínit především zadní jehlové ložisko, vsunuté do statického ozubeného kola, kde průměr použitých jehel dosahuje pouze 1,5 mm při délce 5,8 mm.


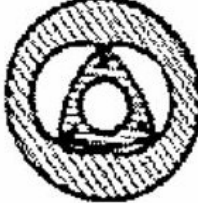


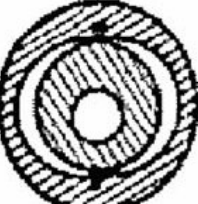





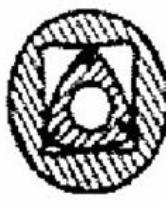





Kvalifikované posouzení navrhnuté konstrukce by bylo možné teprve v reálných podmínkách na skutečném motoru, avšak na základě předchozích údajů se dá předpokládat, že bude vyhovovat jako pohonná jednotka v letadlových modelech.

Kromě poznání problematiky konstrukce motoru je pro mě důležité zasvěcení do práce v laboratořích Ústavu spalovacích motorů Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně a také aplikace počítačového konstruování. Jsem přesvědčen o tom, že tato účast ve Studentské odborné činnosti mi přinesla mnoho užitečného nejen v oblasti znalostí a dovedností, ale i v dalším zaměření mého studijního vývoje.

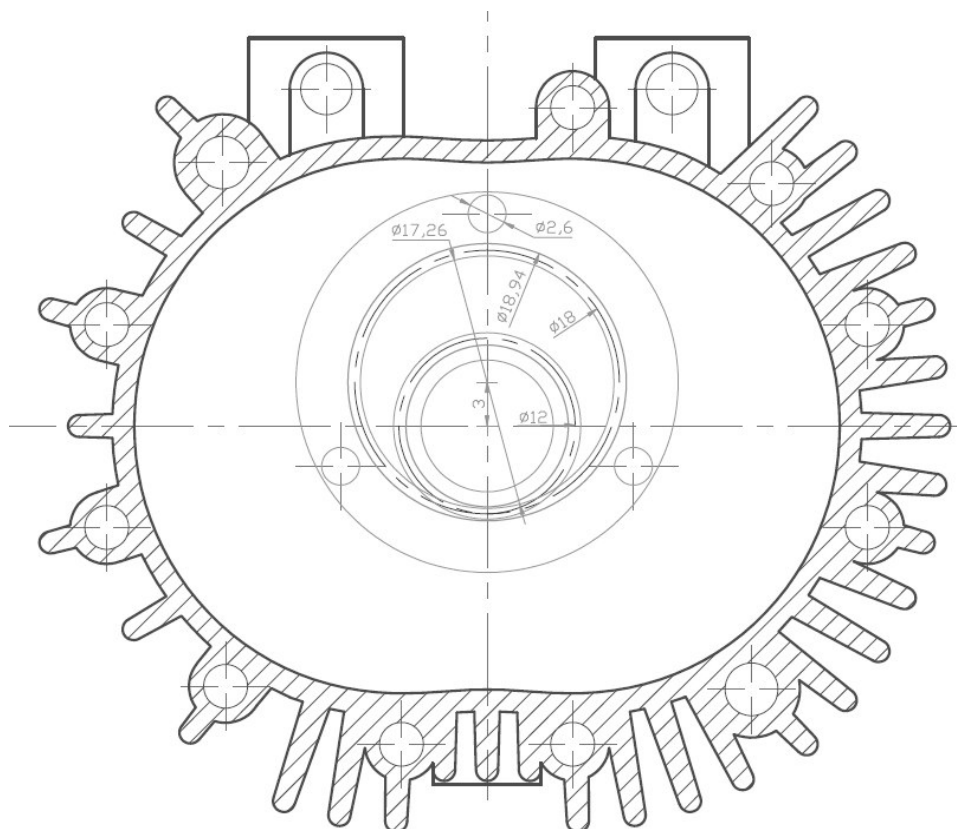
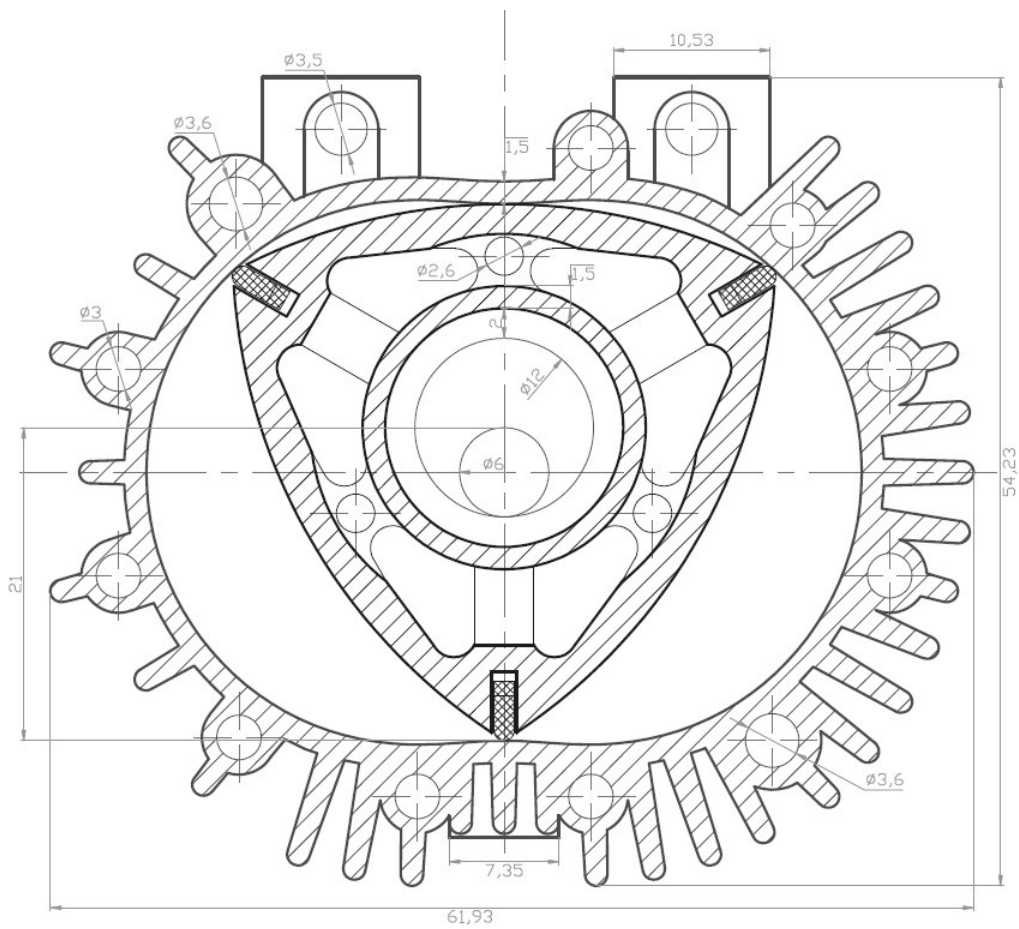
Použitá literatura

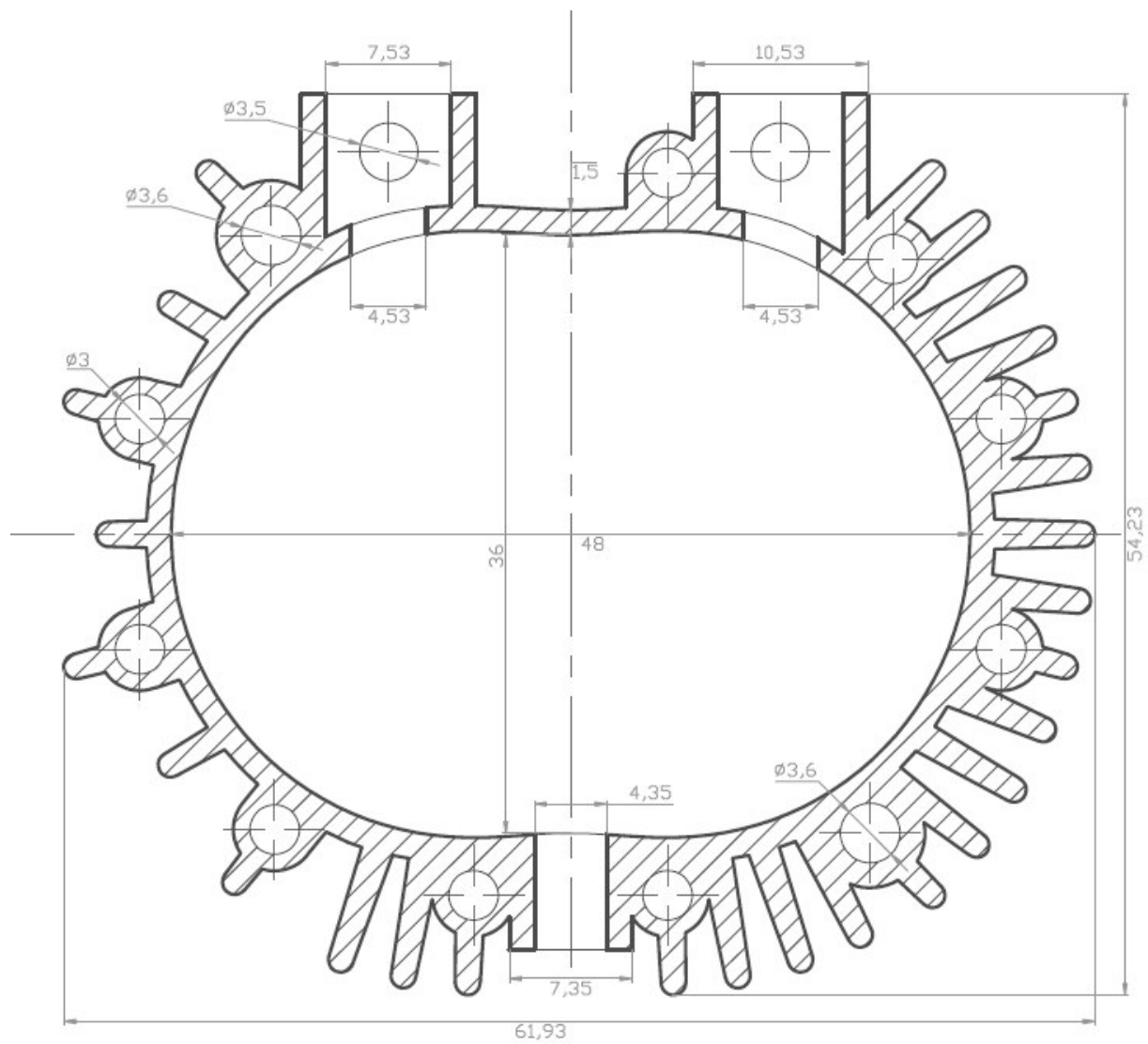
- [1] Fořt, P. a Kletečka, J. AutoCAD 2006 : učebnice. 1. vyd. Brno : Computer Press, 2006
- [2] INA. Katalog ČS 304, 1981
- [3] Kovařík, L. Motory Wankelovy a jim příbuzné. Praha : SNTL, 1970.
- [4] Svída, D. Diplomová práce, Brno, FS VUT 2004
- [5] Vávra, P. a kol. Strojnické tabulky. 2. vyd. Praha : SNTL, 1984.
- [6] Obrázkový slovník : Auta. I. Dvořáček, Přel. M. Velek, Il. L. Donauer, 1. vyd. Praha : Slovart, 1996

Příloha 1. Přehled trochoidních profilů

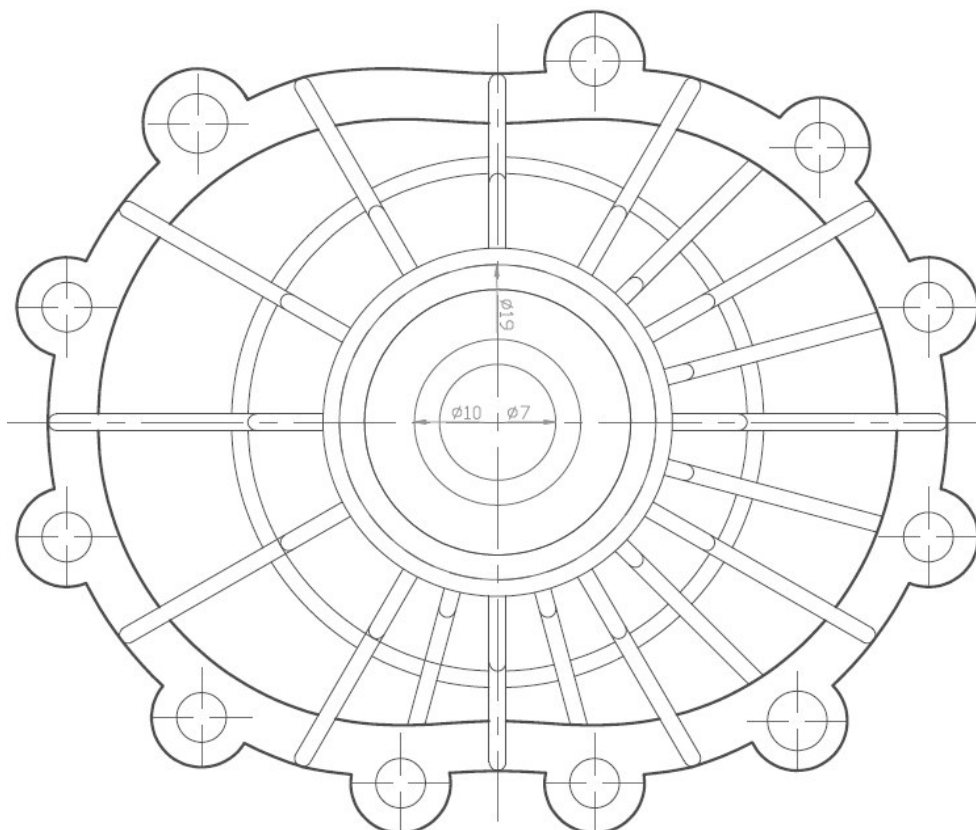
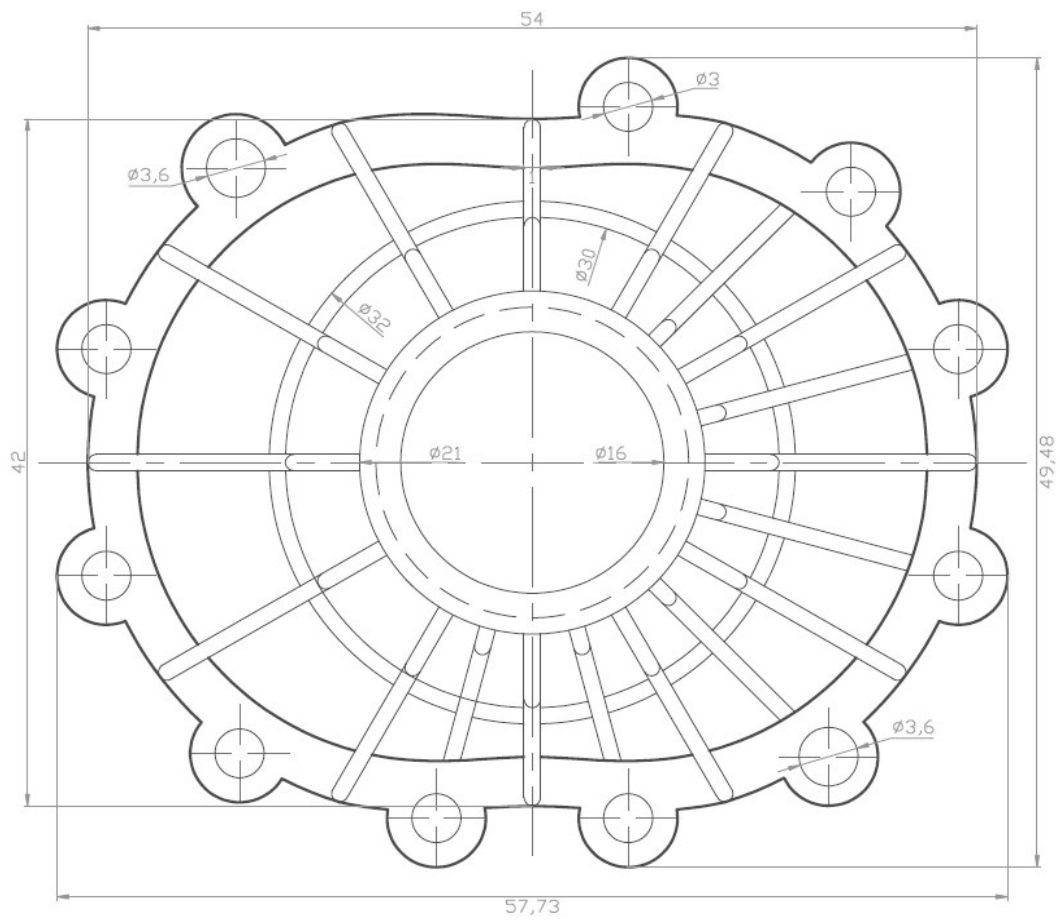
Epitrochoida s vnitřní obalovou křivkou				
Schéma profilu				
Označení	$Ei\ 1 : 2$	$Ei\ 2 : 3$	$Ei\ 3 : 4$	$Ei\ 4 : 5$
i	1 : 2	2 : 3	3 : 4	4 : 5
$\delta_{max} [^\circ]$	19,5	30	41,8	56,4
t_{et}	$\sim 140 : 1$	15,5 : 1	7,5 : 1	3 : 1
Epitrochoida s vnější obalovou křivkou				
Schéma profilu				
Označení	$Ea\ 1 : 2$	$Ea\ 2 : 3$	$Ea\ 3 : 4$	$Ea\ 4 : 5$
i	1 : 2	2 : 3	3 : 4	4 : 5
$\delta_{max} [^\circ]$	19,5	30	41,8	56,4
t_{et}	$> 110 : 1$	$> 100 : 1$	$> 100 : 1$	$> 100 : 1$
Hypotrochoida s vnitřní obalovou křivkou				
Schéma profilu				
Označení	$Hi\ 1 : 2$	$Hi\ 2 : 3$	$Hi\ 3 : 4$	$Hi\ 4 : 5$
i	1 : 2	2 : 3	3 : 4	4 : 5
$\delta_{max} [^\circ]$	9,6	19,5	30	41,8
t_{et}	1 : 1	2,7 : 1	5 : 1	10,4 : 1
Hypotrochoida s vnější obalovou křivkou				
Schéma profilu				
Označení	$Ha\ 1 : 2$	$Ha\ 2 : 3$	$Ha\ 3 : 4$	$Ha\ 4 : 5$
i	1 : 2	2 : 3	3 : 4	4 : 5
$\delta_{max} [^\circ]$	9,6	19,5	30	41,8
t_{et}	1 : 1	1,5 : 1	2,2 : 1	2,3 : 1

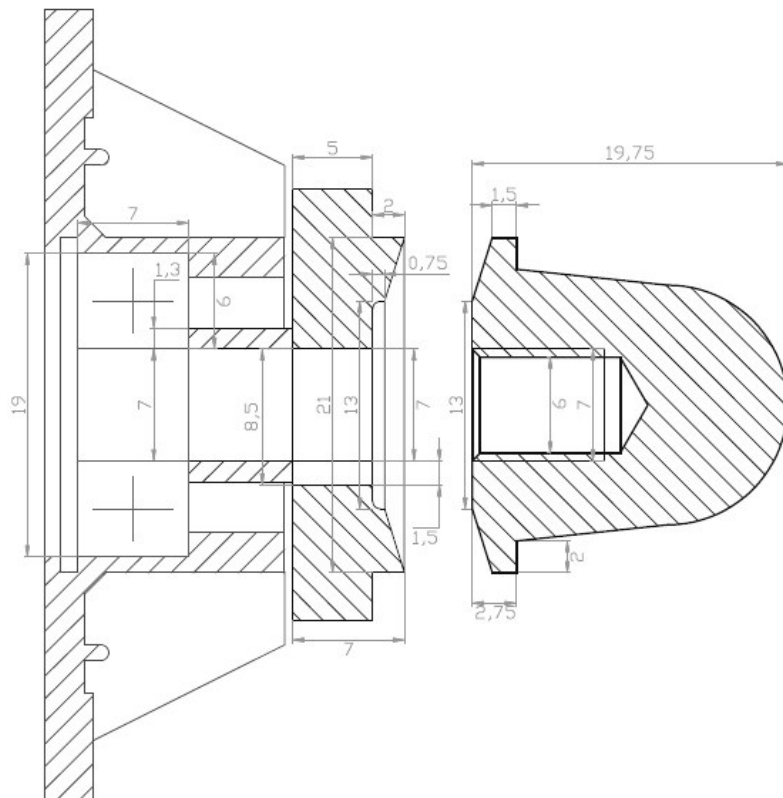
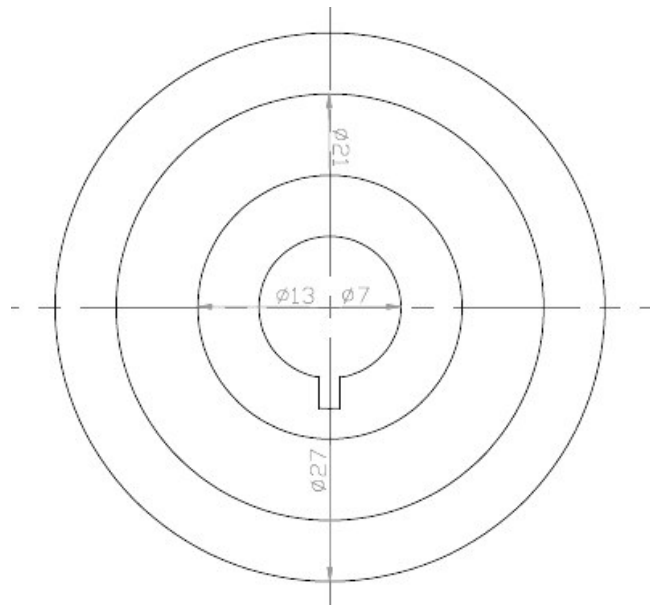
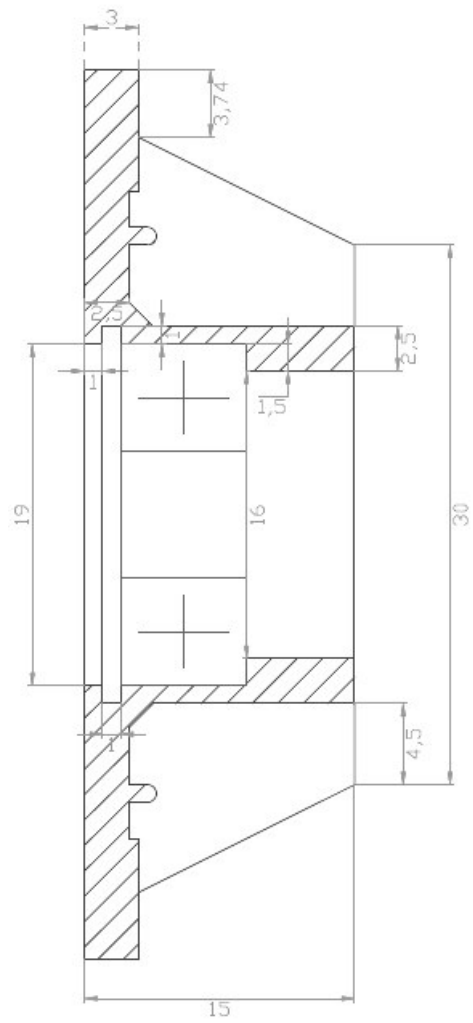
Příloha 2. Základní rozměry komory rotoru a pístu



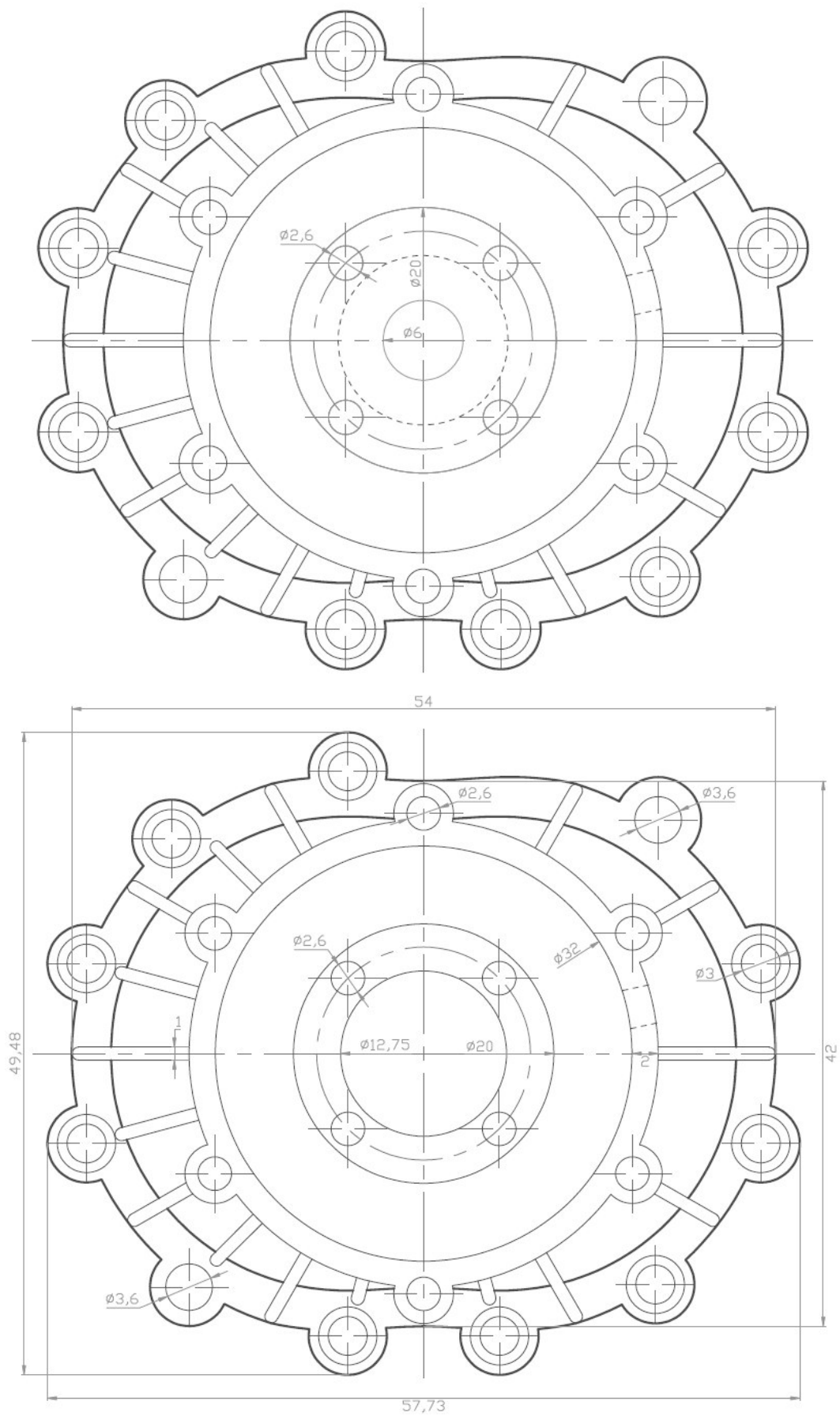


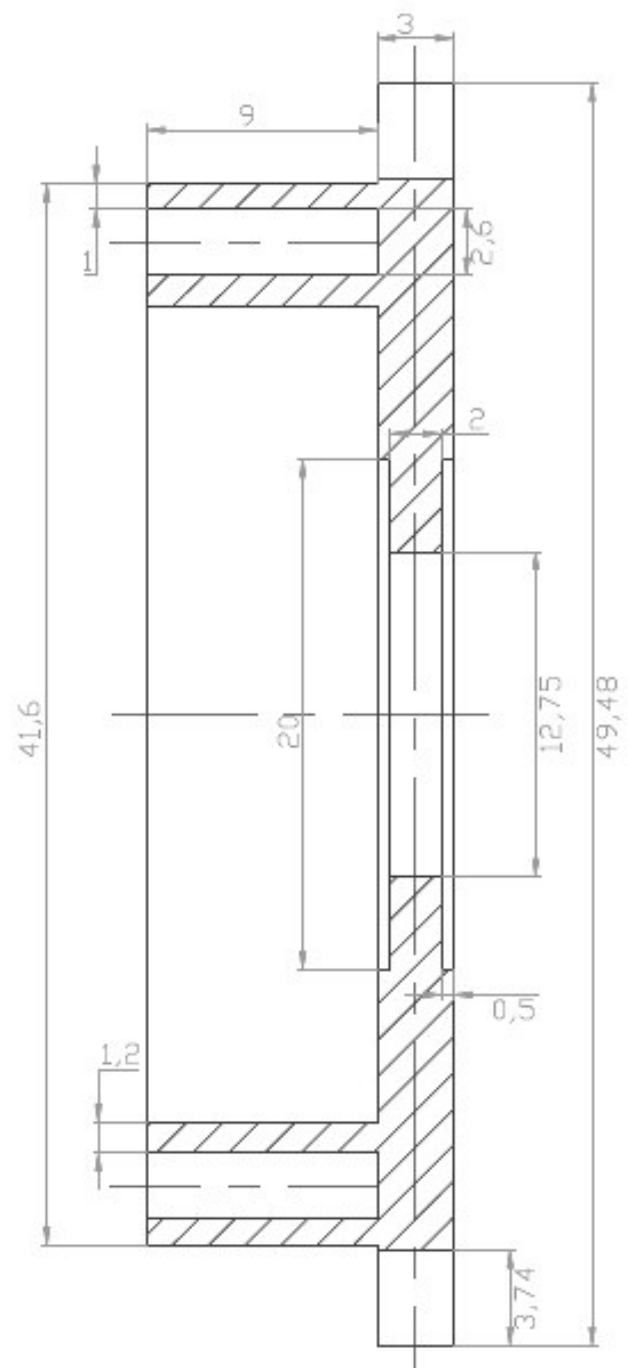
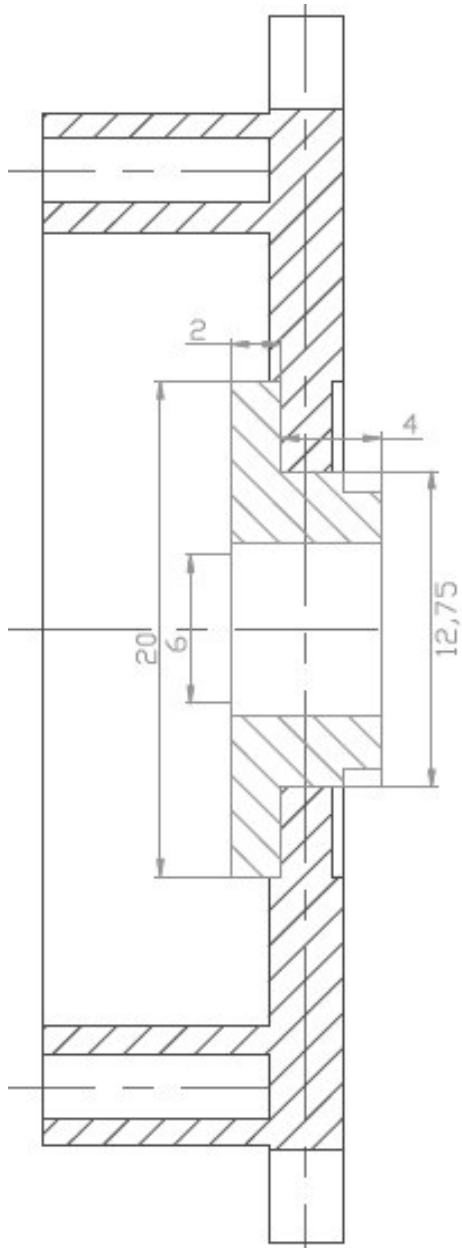
Příloha 3. Základní rozměry přední stěny a uchycení vrtule



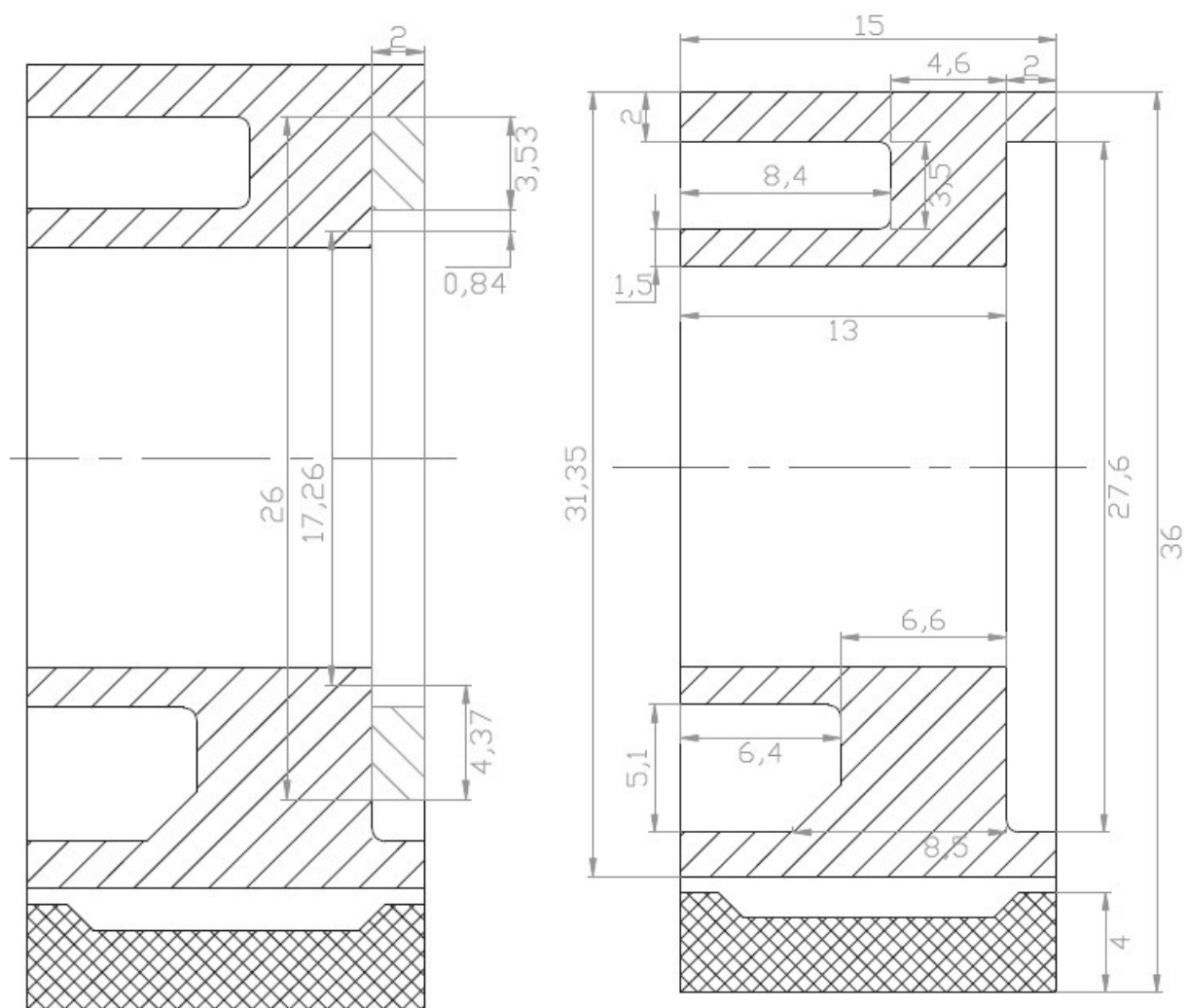


Příloha 4. Základní rozměry zadní stěny

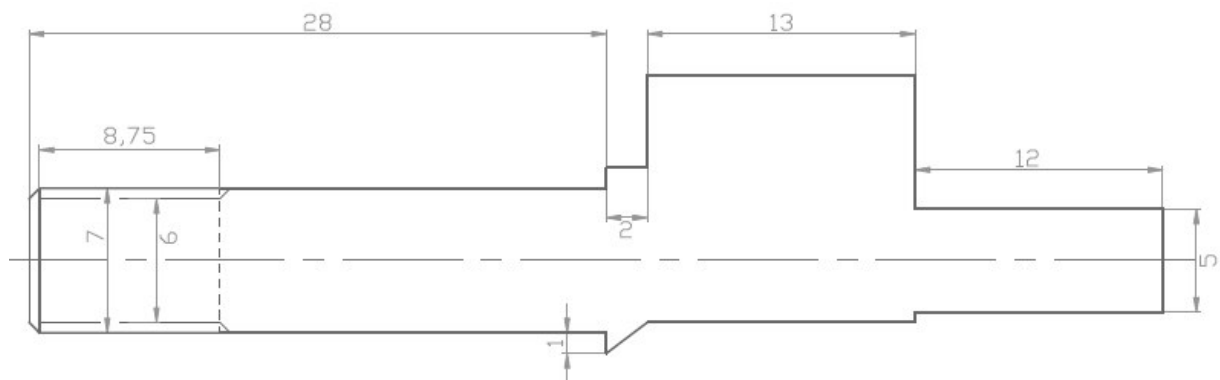




Příloha 5. Základní rozměry pístu (průřez)



Příloha 6. Základní rozměry hřídele (průřez)



Příloha 7. Kompletní příčný průřez celého motoru

