VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TERMODYNAMICKÝ MODEL WANKELOVA MOTORU O VÝKONU 11 KW

THERMODYNAMIC MODEL OF WANKEL ENGINE WITH OUTPUT POWER 11 KW

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. Milan Drbal
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. David Svída, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2017

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Bc. Milan Drbal**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. David Svída, Ph.D.**
Akademický rok:	2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Termodynamický model Wankelova motoru o výkonu 11 kW

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte sestavení dostupného termodynamického modelu pro Wankelův motor o výkonu 11 kW.

Cíle diplomové práce:

Provést přehled konstrukčních řešení v současné době používaných motorů Waneklova typu o výkonu mezi 10 kW až 20 kW.
Pro zadaný výkon sestavit dostupný termodynamický model.
Provést úpravu konstrukčních parametrů motoru s cílem dosáhnout vhodného průběhu točivého momentu.
Zhodnotit navržený termodynamický model a navržené konstrukční parametry motoru.

Seznam doporučené literatury:

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖEHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7-68-5.

SKOTSKY, Alexander A. Automotive engines: control, estimation,statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce se zabývá rozborem problematiky rotačních motorů typu Wankel a jejich modelování v 1D simulačních programech určených pro termodynamické simulace pístových motorů. Jsou popsány nutné kroky k vytvoření ekvivalentního modelu čtyřdobého tříválcového pístového motoru, pomocí kterého jsou poté získávány výsledky výpočtů. Jako validační motor je použit Aixro XR 50. Data naměřená na tomto motoru jsou poté použita k validaci vytvořeného termodynamického modelu. Dále je uvedeno určování průtokových koeficientů jednotlivých částí sání a výfuku motoru. Na základě vytvořeného termodynamického modelu je proveden návrh motoru s výkonem 11kW.

KLÍČOVÁ SLOVA

Rotační motor, Wankel, 1D simulace, simulace proudění

ABSTRACT

The master's thesis deals with the Wankel rotary engines and their 1D simulations using a thermodynamic simulation software for the piston engines. The necessary steps for creation of the equivalent model of the four-stroke three-cylinder combustion engine are provided. The engine used for the validation model was Aixro XR 50. The data measured on this engine during testing were used to validate the created thermodynamic model. The discharge coefficient calculation of the intake and the exhaust ports is shown. The 11kW engine design is created using validated thermodynamic model.

KEYWORDS

Rotary engine, Wankel, 1D simulation, flow simulation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DRBAL, M. *Termodynamický model Wankelova motoru o výkonu 11kW*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 79 s. Vedoucí diplomové práce David Svída.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Davida Svídy a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017 ……..…….

Milan Drbal

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za vedení diplomové práce a cenné rady při jejím vytváření.

Velkou zásluhu na dokončení této práce má také moje rodina, které vděčím za morální podporu.

OBSAH

Úvod 10
1. Popis motoru typu Wankel 11
1.1. Princip funkce 11
1.2. Historie vývoje 11
2. Geometrický popis 15
2.1. Geometrie skříně 15
2.1.1. Paralelní trochoid 17
2.2. Úhel náklonu těsnění 17
2.2.1. Matematické stanovení úhlu náklonu 18
2.2.2. Maximální úhel náklonu 19
2.3. Geometrie rotoru 20
2.3.1. Rovnice vnitřní obálky rotoru 21
2.3.2. Paralelní obálka 21
2.4. Celkový objem pracovní komory 22
2.5. Zdvihový objem pracovní komory 22
2.6. Kompresní poměr 24
3. Současné rotační motory typu Wankel 25
3.1. Advanced Innovative Engineering 25
3.1.1. AIE 125CS 26
3.2. Freedom motors – Rotapower 28
3.2.1. Rotapower 150cc 29
3.3. Wankel AG 31
3.3.1. LOCR – 407 SD 32
3.4. Woelfle Engineering 34
3.4.1. Aixro XR30 34
4. Termodynamický model 37
4.1. Validační motor 37
4.1.1. Základní parametry motoru Aixro XR 50 38
4.1.2. Naměřená data 38
4.1.3. Vnější otáčková charakteristika 38
4.1.4. Hmotnostní průtok vzduchu 39
4.2. Určení základních geometrických parametrů 39
4.3. Počet válcových jednotek simulace 40
4.4. Popis termodynamického 1D modelu 41
4.4.1. Karburátor 41

4.4.2. Rozdělení sacího potrubí ... 42
4.4.3. Radiální sací potrubí ... 42
4.5. Časování sacích a výfukových kanálů ... 44
4.5.1. Axiální sací kanál ... 45
4.5.2. Radiální sací kanál ... 46
4.5.3. Radiální výfukový kanál ... 46
4.6. Model spalování ... 47
4.7. Určení průtokových součinitelů ... 49
4.7.1. Nastavení CFD modelu ... 49
4.7.2. Radiální kanál ... 50
4.7.3. Axiální kanál ... 53
4.7.4. Výfukový kanál ... 55
4.8. Přestup tepla ve spalovací komoře ... 55
4.8.1. Koeficient konvekce ... 56
4.8.2. Teplota stěn spalovacího prostoru ... 57
4.8.3. Určení ploch stěn ... 57
4.9. Třecí ztráty ... 59
4.9.1. Měření pomocí aktivního dynamometru ... 60
4.9.2. Rozdíl indikovaných a užitných výkonů ... 61
5. Porovnání naměřených hodnot s výsledky simulace ... 62
5.1. Vnější otáčková charakteristika ... 62
5.2. Střední efektivní tlak ... 62
5.3. Hmotnostní průtok vzduchu ... 63
5.4. Směšovací poměr ... 64
5.5. Měrná spotřeba paliva ... 65
6. Návrh motoru o výkonu 11kW ... 67
6.1. Vnější rozměry motoru ... 68
6.2. Návrh sacích kanálů a potrubí ... 69
6.3. Návrh výfukového systému ... 70
6.4. Výsledné parametry navrhovaného motoru ... 71
6.4.1. Vnější otáčková charakteristika ... 71
6.4.2. Objemová účinnost motoru ... 71
6.4.3. Směšovací poměr a měrná efektivní spotřeba ... 72
Závěr ... 74
Seznam použitých zkratek a symbolů ... 77

ÚVOD

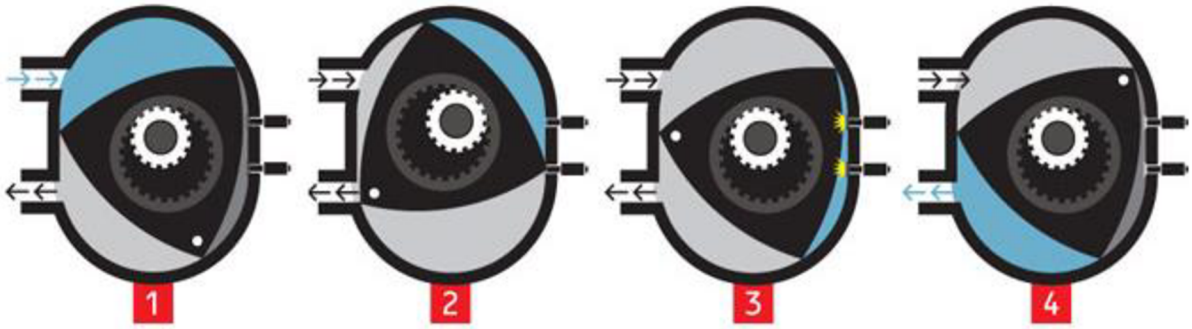
Díky rostoucí poptávce po vysoce výkonných, kompaktních a lehkých spalovacích motorech, zažívá Wanklův motor opětovný vzestup. Hlavní využití nachází v bezpilotním letectví (drony), vodních sportech, motokárovém závodění a dalších odvětvích. Díky jednoduché konstrukci výborně splňuje nároky těchto odvětví, zvláště pokud není hlavní důraz kladen na minimální spotřebu paliva a kvalitu výfukových emisí. Tyto problémy jsou neustále řešeny v současném vývoji těchto motorových jednotek.

Díky vývoji ve výpočetní technice je hlavním nástrojem při navrhování nových motorových jednotek vytváření modelů v některém z dostupných simulačních programů. Simulace je možné rozdělit do několika skupin podle použití a druhu vytvořeného modelu. Pro rychlé modelování kompletní motorové jednotky a zkoumání vlivů jednotlivých změn v nastavení motoru se osvědčila 1D simulace, která přináší při správném použití vstupních informací dostatečně přesné a rychlé výpočty. Princip těchto simulací spočívá v zjednodušení zkoumaného objektu na jednorozměrný prvek, kterému jsou poté přiřazeny potřebné vlastnosti. Díky většinovému zastoupení pístových spalovacích motorů jsou ovšem tyto programy koncepčně vytvářeny právě pro tyto motory. Jejich použitím pro rotační motor se budeme zabývat v tomto textu, kde bude uvedena řada rozdílů mezi rotačním a pístovým motorem a jejich řešení s cílem vytvoření ekvivalentního termodynamického modelu pístového motoru v některém z 1D řešičů.

1. POPIS MOTORU TYPU WANKEL

1.1. PRINCIP FUNKCE

Rotační motor typu Wankel pracuje s čtyřdobým pracovním cyklem: sání, komprese, expanze, výfuk. Hlavním rozdílem oproti pístovým motorům je přesně určená část spalovací komory pro každou část tohoto cyklu. V pístovém motoru se všechny tyto části odehrávají ve stejném prostoru válce. V rotačním motoru se pracovní objem motoru neustále pohybuje ve směru rotace rotoru. Díky geometrické konfiguraci připadají na každý rotor daného motoru (existují jedno či mnoho rotorové varianty) 3 pracovní objemy které jsou vždy v jiném pracovním cyklu.

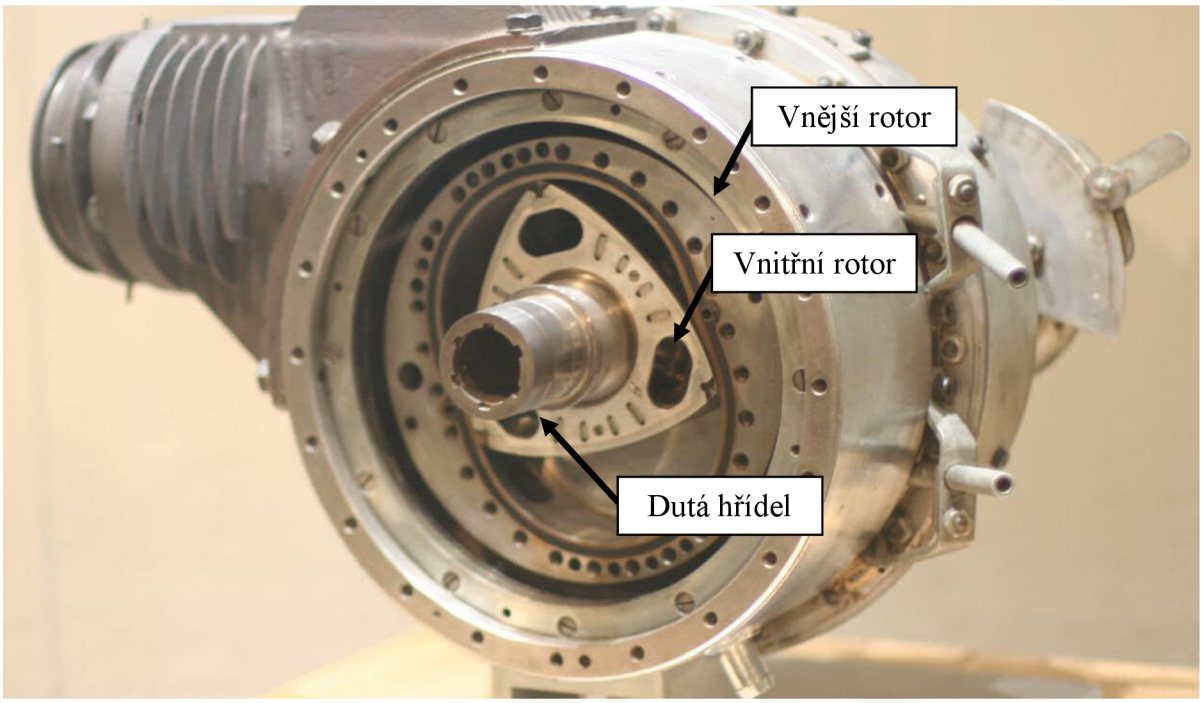


Obr. 1-1 Pracovní cyklus Wanklova rotačního Motoru. Pro modře vyznačenou oblast: 1 – sání, 2 – komprese, 3 – expanze (zapálení směsi), 4 – výfuk [23]

Podle Obr. 1-1 kde vrchní kanál je sací a spodní výfukový vidíme na pozici 1 sání do modře vyznačeného objemu díky pozitivní změně pracovního objemu důsledkem rotace rotoru. Rotor se točí po směru hodinových ručiček. Na pozici 2 se rotor dostává do kompresní fáze, kde je nasátá směs stlačena z důvodu zvýšení účinnosti pracovního cyklu. Expanze nastává po dosažení minimálního objemu a zapálení nasávané směsi na pozici 3. Poté co se radiální těsnění na špičce rotoru dostane přes počátek výfukového kanálu nastává výfuk, při kterém prudce klesá tlak pracovního plynu a plyn je vyloučen ze systému.

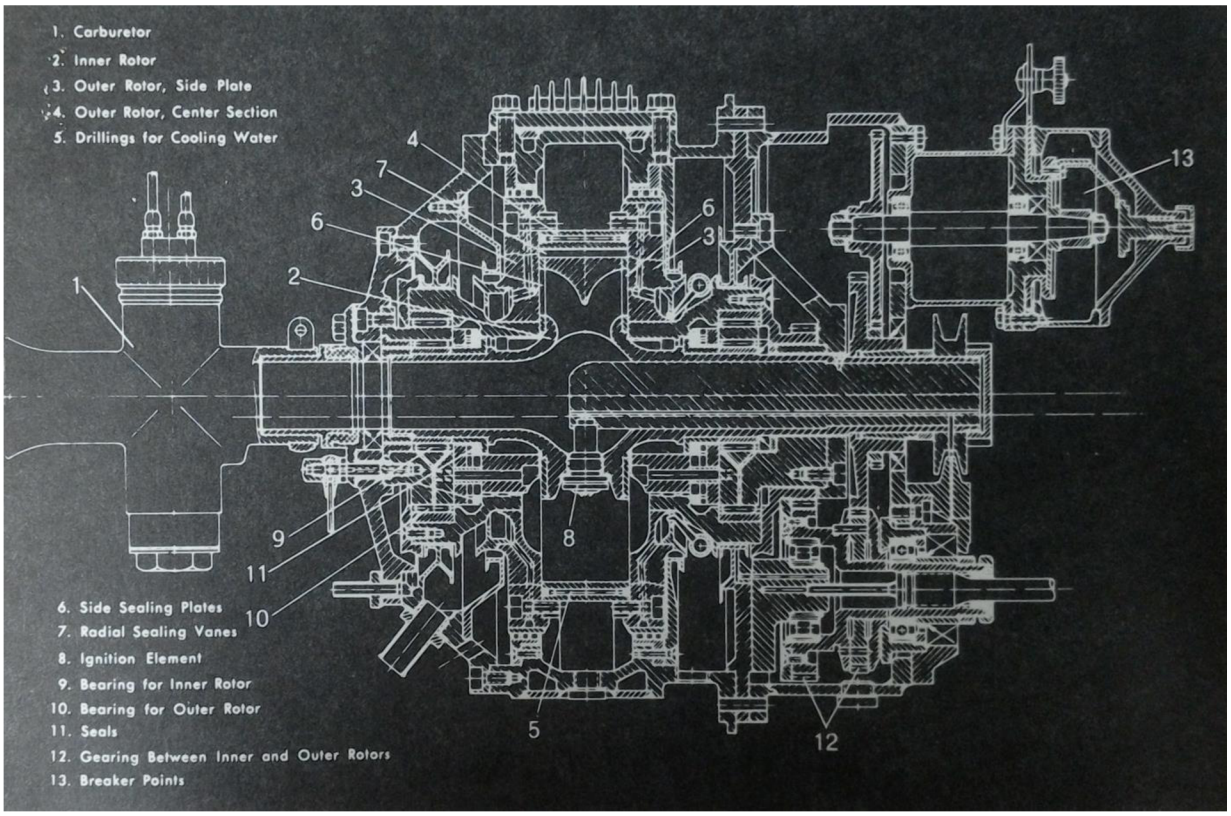
1.2. HISTORIE VÝVOJE

První funkční prototyp vyvinul ve spolupráci s Německou společností NSU Felix Wankel v roce 1954. Motor s komplikovanou konstrukcí DKM-54, kde 54 značí velikost pracovního objemu v kubických centimetrech. Oproti nynějším konstrukcím, kde se využívá excentrická hřídel s pohyblivým rotorem, ze které se odebírá užitečný výkon, je použita dutá hřídel napojena na karburátor. Hřídelí prochází nasávaná směs, která poté vstupuje vnitřními kanály do rotoru a bočními kanály ve skříni motoru poté proudí do pracovního prostoru. Hřídel je nepohyblivá a naladění kanálu v hřídeli, v rotoru a bočních stěnách skříně motoru je řešeno časování otevírání sacího a výfukového kanálu. Z důvodu složitosti konstrukce tento motor proto používá pouze axiální boční kanály. Rotor je umístěn v těle vnějšího rotoru, který se otáčí v celém vnějším obalu motoru. Celý princip je nejlépe patrný z Obr. 1-2.



Obr. 1-2 DKM - 54 vnitřní pohled na vnější a vnitřní rotor s dutou hřídelí. [21]

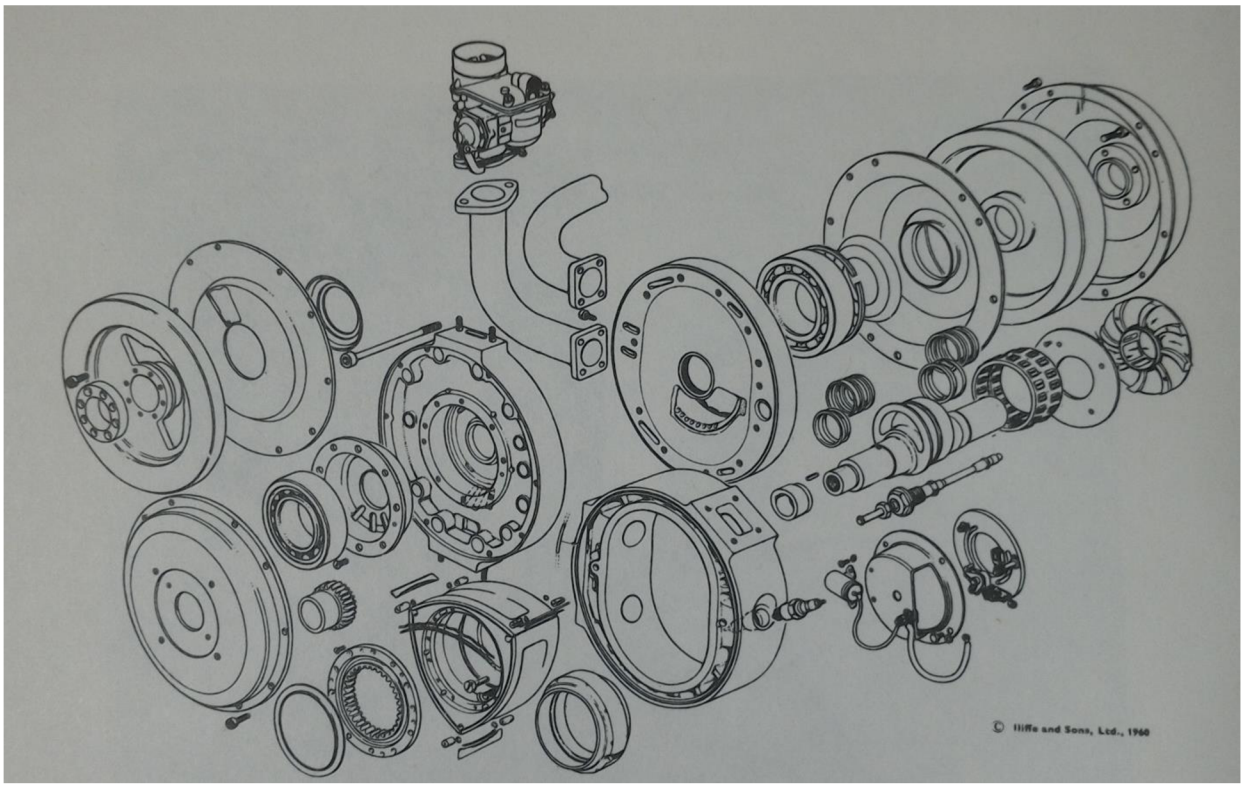
Právě kvůli rotaci vnějšího rotoru bylo zapotřebí umístění zapalovacích svíček do vnitřního rotoru, tato konstrukce pak znamenala nutnost kompletního rozložení motoru při jinak jednoduché výměně svíček. Kvůli rotaci bylo nutné svíčky napájet pomocí kontaktních rotačních disků umístěných na hřídeli rotoru. Tento prototyp byl vyroben pouze z důvodů ověření základních principů motoru na základě již dříve vyrobeného Wanklova kompresoru, který byl již dříve úspěšně odzkoušen. Z konstrukce motoru jsou snadno zřejmé jeho hlavní nevýhody. Celý mechanismus je příliš složitý s velkým množstvím pohyblivých částí a díky velkým rozměrům vnějšího rotoru má vysoký moment setrvačnosti, což ho činní vhodným spíše pro použití ve stacionárních motorech s konstantními otáčkami. V kombinaci s vysokými otáčkami, na kterých motor pracoval (až 15000 otáček vnějšího rotoru za minutu) by bylo jeho použití v dopravě nevhodné.



Obr. 1-3 Řez motorem DKM 54, 1 - Karburátor, 2 - Vnitřní rotor, 3 – Vnější rotor boční strany, 4 – Vnější rotor střední část, 5 – Vodní kanál, 6 – Boční těsnící desky, 7 – Radiální těsnění vnitřního rotoru, 8 – Zapalovací svíčka, 9 – Ložisko vnitřního rotoru, 10 – Ložisko vnitřního rotoru, 11 – radiální těsnění hřídele, 12 – ozubené soukolí převodu vnějšího a vnitřního rotoru s poměrem 3:2, 13 – Magneto-elektrické zapalování

Celý systém bylo nutné přepracovat. Hlavní požadavky byly na zjednodušení konstrukce, snížení hmotnosti a momentu setrvačnosti celé sestavy. Tyto vylepšení provedl Dr. Walter G. Froede za použití jim nazvané kinematické inverze. Rotor byl umístěn na excentrickou hřídel, ze které se odebíral užitný výkon. Z vnějšího rotoru se stal stator, a proto bylo možné umístění spalovací svíčky do jeho stěny. Ozubené soukolí je přesunuto na stěnu statoru a převod 3:2 je zachován. Excentrická hřídel se otáčí vůči rotoru s poměrem 3:1. Použit je radiální sací i výfukový kanál se spalovací svíčkou umístěnou velice blízko vedlejší ose skříně. Základ této koncepce je používán ve všech dnešních rotačních motorech typu Wankel. [1]

Motor vyrobený podle těchto parametrů byl v roce 1957 KKM-125 (Obr. 1-4) o objemu komory 125 kubických centimetrů s jedním rotorem. Váha při použití litinového bloku byla přibližně 17 kg, v hliníkovém provedení pouze 10.5 kg. Motor dosahoval výkonu až 30 koní při 12000 otáček za minutu. Velký přehled všech dalších motorů vyrobených pod značkou NSU/Mazda je možné najít na [22].



Obr. 1-4 Kompletní sestava motoru KKM-125

2. GEOMETRICKÝ POPIS

Rotační motor nemá geometrické parametry, které by se daly přímo přirovnat k parametrům vrtání a zdvihu. Rozměry pracovní komory jsou dány šířkou rotoru, generujícím poloměrem a excentricitou hlavní hřídele. Šíří rotoru myslíme rozměr rotoru v axiálním směru hlavní hřídele. Jedná se také o vzdálenost mezi bočními stěnami spalovacího prostoru, pokud zanedbáváme jistou vůli mezi rotorem a stěnou. Generující poloměr je vzdálenost mezi středem rotoru a vrcholem rotoru v radiálním směru hlavní hřídele. Excentricitou hřídele poté rozumíme vzdálenost osy rotace hřídele v motorové skříni a osy rotace rotoru na hlavní hřídeli. Samotný tvar pracovního prostoru je poté dán generujícím poloměr a excentricitou rotoru. [1]

2.1. GEOMETRIE SKŘÍNĚ

Vnitřní radiální stěnu tvoří epitrochoid. Geometrický tvar je tvořen dráhou bodu na rameni umístěném na generující kružnici, která se odvaluje po statické kružnici. Matematický popis v parametrickém zadání [2]

$$x = e\,cos\alpha + R\cos\beta,$$
$$y = e\sin\alpha + R\sin\beta, \tag{2-1}$$

kde
e – excentricita hlavní hřídele [mm],
R – generující poloměr [mm],
α – úhel natočení odvalující kružnice po základní kružnici [rad],
β – úhel natočení odvalující kružnice kolem své osy [rad].

Vlastní poměr mezi úhly α a β rozhoduje generaci křivky, pokud bude poměr celým číslem, poté bude generovaná křivka uzavřena. Toto je první a základní požadavek na geometrii rotačního motoru. Poměr úhlů je dán poměrem poloměrů generujících kružnic. Proto platí [2]

$$1 - \frac{p}{q} = \frac{1}{m}, \tag{2-2}$$

kde
p – poloměr pevné kružnice [mm],
q – poloměr odvalované kružnice [mm],
m – poté musí být celočíselné jinak je generovaná křivka neuzavřená.

Protože poloměr kružnic určuje převodový poměr mezi úhly α a β Obr. 2-1 [2]

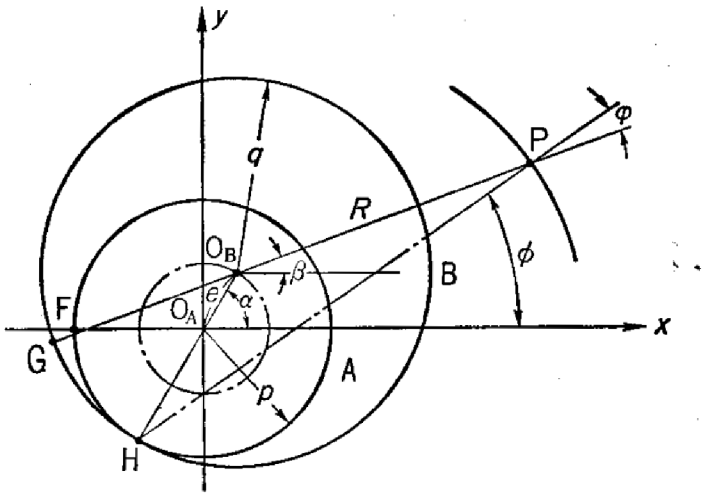
$$\beta = \left(1 - \frac{p}{q}\right)\alpha, \tag{2-3}$$

a poté po dosazení do *(2-1)* [2],

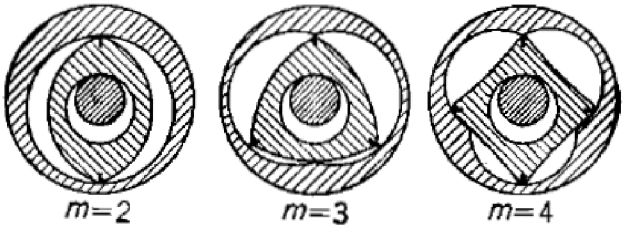
$$x = e\,cos\alpha + R\cos\frac{\alpha}{m},$$

$$y = e\sin\alpha + R\sin\frac{\alpha}{m}. \tag{2-4}$$

Pro použití v klasickém rotačním motoru Wanklova typu platí: $m = 3$. Je možné generovat tvary s libovolným celočíselným koeficientem (Obr. 2-2). Praktické uplatnění si však našla pouze výše uvedená varianta.



Obr. 2-1 Generování epicykloidy – vnitřní plocha skříně motoru.[2]



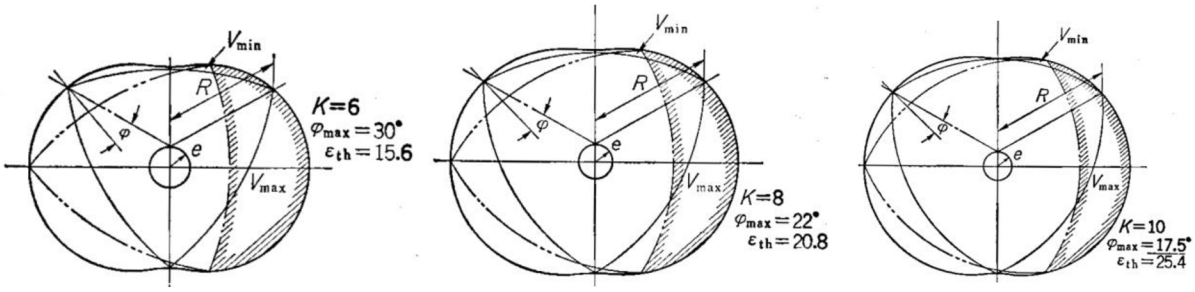
Obr. 2-2 Různé konfigurace parametru m při generování epicykloidy.[2]

Nevýhodou varianty m=2 je nedosažitelnost 4 taktního cyklu, pro m=4 je poté nevýhodný nízký maximální kompresní poměr a vysoké hodnoty náklonu těsnící lišty φ na Obr. 2-1.

Pro účinné porovnání generovaných tvarů je vhodné zavést jednoduchý parametr pro jejich popis. Protože tvar generovaných křivek záleží na generovaném poloměru R a excentricitě e, je vhodné zavést trochoidní konstantu, pro kterou platí [2]

$$K = \frac{R}{e}. \tag{2-5}$$

Obr. 2-3 znázorňuje vliv koeficientu K na parametry motoru.



Obr. 2-3 Vliv koeficientu K na tvar skříně, parametry maximálního natočení těsnící lišty a maximálního kompresního poměru. [2]

Koeficient K je hlavním parametrem při návrhu nového motoru, protože určuje maximální dosažitelný kompresní poměr motoru. Ten je dán poměrem minimálního objemu při horní úvrati a maximálního objemu při dolní úvrati v cyklu motoru. Dále udává maximální úhel oscilace radiálních těsnění, který je důležitý z hlediska životnosti a konstrukce radiálních těsnění. Obvykle volená hodnota je $K = 6{\sim}8$.

2.1.1. PARALELNÍ TROCHOID

Předchozí parametrické rovnice *(2-4)* platí pro generaci křivky jedním bodem. Jelikož je ovšem radiální těsnění tvořeno s definovaným poloměrem je třeba při návrhu tvaru trochoidu zohlednit náklon těsnění při rotaci rotoru ve skříni. Pokud bychom nepoužili tuto modifikaci, docházelo by k translačnímu pohybu těsnění v drážce a jeho zvýšenému opotřebení. Důvodem je neustálá změna úhlu dotyku těsnění s povrchem skříně a tím pádem i rozdílný poloměr dotyku vztažený ke středu rotoru. Proto platí pro m=3 [2]

$$x = e\,cos\alpha + R\cos\frac{\alpha}{3} + a\,cos\left(\frac{\alpha}{3} + \varphi\right),$$

$$y = e\sin\alpha + R\sin\frac{\alpha}{3} + a\,sin\left(\frac{\alpha}{3} + \varphi\right), \tag{2-6}$$

kde
φ – úhel náklonu radiální těsnící lišty (kap. 2.2) [rad],
a – poloměr vrcholového zaoblení radiální těsnící lišty [mm].

2.2. ÚHEL NÁKLONU TĚSNĚNÍ

Jedná se o úhel mezi generujícím poloměrem a normálou rotorové skříně, pro praktické použití je doporučena maximální hodnota $\varphi = 30\,°$. Při vyšších hodnotách může docházet ke zvýšenému opotřebení těsnění a protilehlého povrchu, v horších případech i k zadírání těsnění a snížené účinnosti těsnění spalovacího prostoru. Ta vede k přestupu náplně mezi jednotlivými komorami a tím pádem snížení objemové účinnosti motoru. Zvýšení profuku

také způsobuje tlakové ztráty při kompresi a expanzi. Utěsnění spalovacího prostoru je jedním ze základních požadavků na efektivní chod motoru, proto je důležité tuto podmínku při návrhu dodržovat. Běžné hodnoty sériově vyráběných motorů se pohybují kolem $\varphi = 25\ °$.

2.2.1. MATEMATICKÉ STANOVENÍ ÚHLU NÁKLONU

Pokud použijeme Obr. 2-1 jako referenci. Poté úhel náklonu může být stanoven jako [2]

$$\varphi = \phi - \frac{\alpha}{3},$$

$$cos\varphi = \cos\left(\phi - \frac{\alpha}{3}\right),$$

$$cos\varphi = \cos\phi\cos\frac{\alpha}{3} + \sin\phi\sin\frac{\alpha}{3}, \tag{2-7}$$

kde
ϕ – úhel mezi normálou trochoidu a osou x [rad].

Poté ϕ splňuje následující podmínku

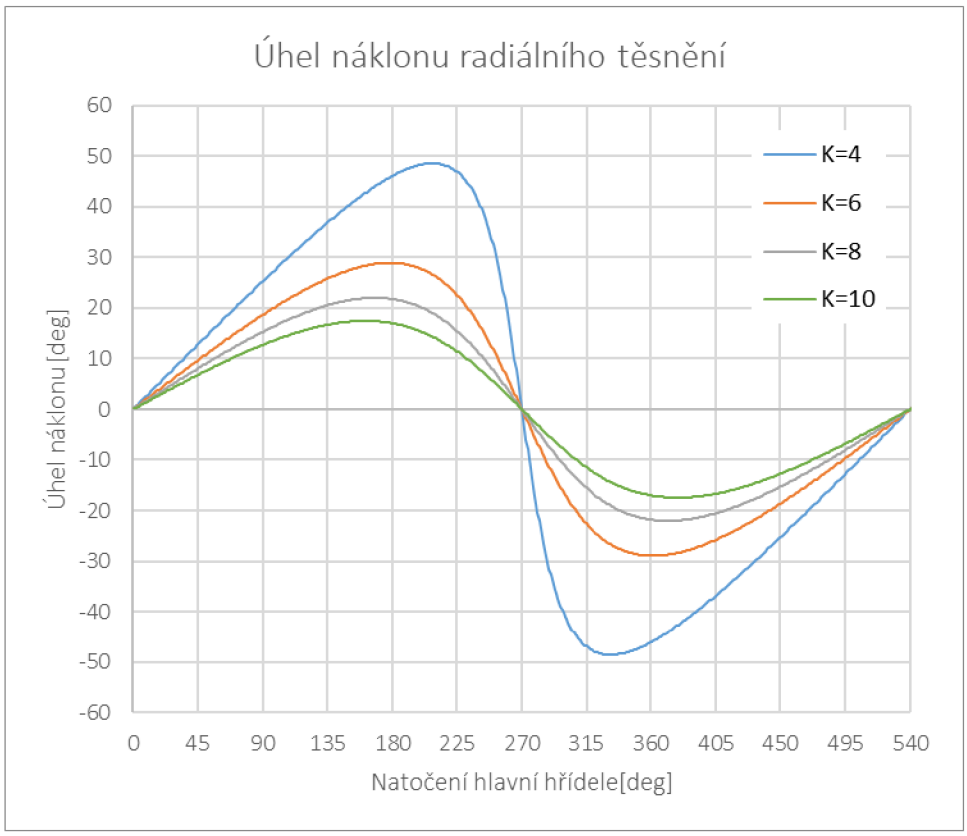
$$\tan\phi = \frac{dx}{dy} = \frac{3e\sin\alpha + R\sin\frac{\alpha}{3}}{3e\sin\alpha + R\cos\frac{\alpha}{3}}. \tag{2-8}$$

Substitucí do rovnice *(2-7)*

$$cos\varphi = \frac{3e\cos\frac{2}{3}\alpha + R}{\sqrt{\left(9e^2 + R^2 + 6eR\cos\frac{2}{3}\alpha\right)}}. \tag{2-9}$$

Po vykreslení pro několik trochoidních koeficientů K dostáváme Graf 2-1, kde na ose X je počátek na hlavní ose trochoidu, největší úhlové zrychlení nastává na vedlejší ose trochoidu. Důvod je zřejmý z Obr. 2-3. Zvyšováním trochoidní konstanty se zvyšuje poloměr

hyperoskulační kružnice na vedlejší ose trochoidu a tím se efektivně snižuje úhel náklonu mezi normálou skříně a generačním rádiusem rotoru.



Graf 2-1 – závislost úhlu náklonu radiálního těsnění na trochoidní konstantě K

2.2.2. MAXIMÁLNÍ ÚHEL NÁKLONU

Pro maximální úhel náklonu φ_{max} musí platit

$$\frac{d\varphi}{d\alpha} = 0,$$

pro rovnici *(2-7)*. Poté platí

$$\cos\frac{2}{3}\alpha = -\frac{3e}{R}. \tag{2-10}$$

Substitucí do rovnice *(2-7)* získáme

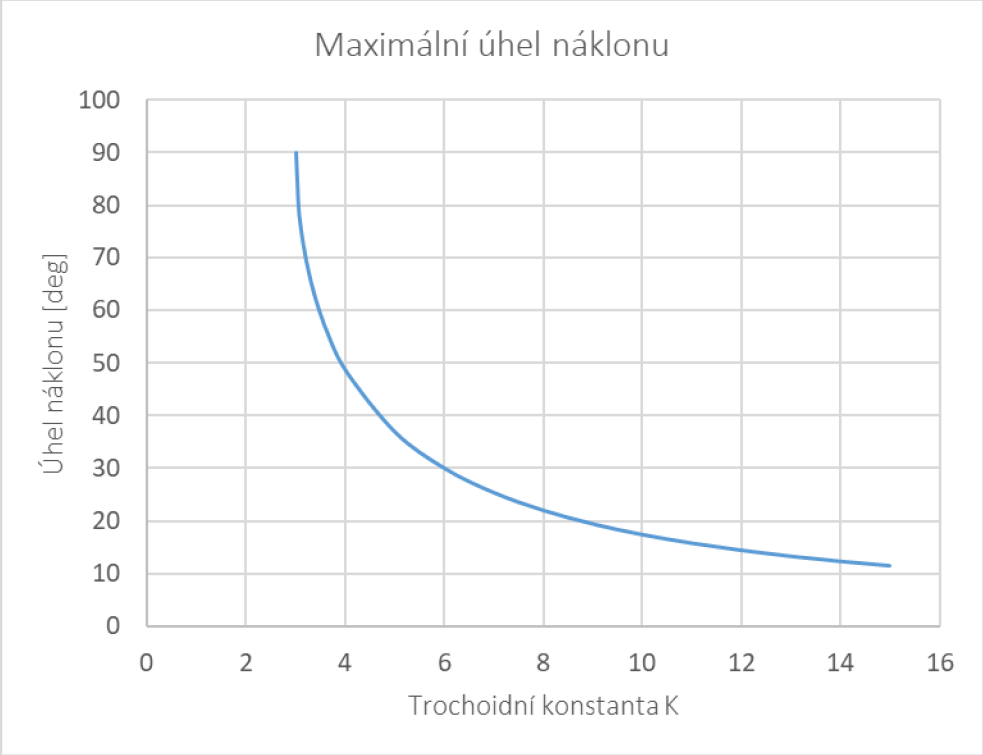
$$\cos\varphi_{max} = \sqrt{1-\left(\frac{3e}{R}\right)^2}, \tag{2-11}$$

$$\sin \varphi_{max} = \frac{3e}{R}.$$

Při použití trochoidní konstanty K

$$\sin \varphi_{max} = \frac{3}{K}. \tag{2-12}$$

Jak bylo již dříve dokázáno, maximální úhel náklonu je závislý na trochoidní konstantě K. Následující graf ukazuje závislost trochoidní konstanty K na maximálním úhlu náklonu radiálního těsnění.



Graf 2-2 - Závislost úhlu náklonu na zvolené trochoidní konstantě K

2.3. GEOMETRIE ROTORU

Geometrický tvar rotoru je dán vnitřní obálkou hypocykloidy, jedná se o geometrii, která poskytuje pro dané parametry excentricity a generujícího poloměru maximální obálku tvaru rotoru. Při zachování pozic vrcholů pro radiální těsnění je možné, jakkoliv upravit tvar rotoru, pokud ovšem nepřesahuje meze dané generující hypocykloidou. Tímto je možné libovolně snížit maximální kompresní poměr daný geometrií motoru. Při praktickém použití je snižování kompresního poměru dosaženo vytvořením vybrání v rotoru, které navíc při správně optimalizované geometrii slouží k zvýšení rychlosti propagace plamene při zapálení směsi a tím přispívá k vyšší termodynamické účinnosti a vyšším výkonovým parametrům.

2.3.1. ROVNICE VNĚJŠÍ OBÁLKY ROTORU

Pro parametrický zápis vnější obálky rotoru platí [2]

$$X = R\cos 2v + \frac{3e^2}{2R}(\cos 8v - \cos 4v) \pm e\sqrt{\left(1 - \frac{9e^2}{R^2}\sin^2 3v\right)}.(\cos 5v + \cos v),$$

$$Y = R\sin 2v + \frac{3e^2}{2R}(\sin 8v - \sin 4v) \pm e\sqrt{\left(1 - \frac{9e^2}{R^2}\sin^2 3v\right)}.(\sin 5v + \sin v), \quad (2\text{-}13)$$

kde
v – úhel natočení generující kružnice [rad].

Jedná se o cyklické funkce s periodou 2π, samotná vnější obálka platí přibližně pro

$$v = \frac{1}{6}\pi \sim \frac{1}{2}\pi, \qquad \frac{5}{6}\pi \sim \frac{7}{6}\pi, \qquad \frac{3}{2}\pi \sim \frac{11}{6}\pi.$$

2.3.2. PARALELNÍ OBÁLKA

Kvůli zaručení optimálních provozních vůlí v motoru je nutné použít paralelní obálku rotoru jako výchozí tvar pro návrh rotoru. V kapitole 2.1.1 používáme paralelního posunutí trochoidu o vzdálenost poloměru zakřivení radiálního těsnění. Díky tomu, abychom nyní zachovali stanovenou provozní vůli mezi rotorem a stěnou, musíme také posunout křivku rotoru o vzdálenost

$$\acute{a} = a - S_p,$$

kde
S_p – minimální návrhová provozní vůle [mm],
$\acute{a}$ – hodnota posunutí vnitřní obálky hypocykloidy [mm],

Pro rovnici *(2-13)* paralelně posunutou o $\acute{a}$ platí

$$X = R\cos 2v + \frac{3e^2}{2R}(\cos 8v - \cos 4v) \pm e\sqrt{\left(1 - \frac{9e^2}{R^2}\sin^2 3v\right)}.(\cos 5v + \cos v) \pm \frac{3}{2}\frac{e\acute{a}}{R}(\cos 5v + \cos v) + \acute{a}\cos 2v\sqrt{1 - \frac{9e^2}{R^2}\sin^2 3v},$$

$$Y = R\sin 2v + \frac{3e^2}{2R}(\sin 8v - \sin 4v) \pm e\sqrt{\left(1 - \frac{9e^2}{R^2}\sin^2 3v\right)}.(\sin 5v + \sin v) \pm \frac{3}{2}\frac{e\acute{a}}{R}(\sin 5v + \quad (2\text{-}14)$$

$$\sin v) + \acute{a} \sin 2v \sqrt{1 - \frac{9e^2}{R^2} \sin^2 3v}.$$

Provozní vůle S_p se určuje podle tolerance výroby, teplotních roztažností materiálu, vůlí v ložiscích atd.

2.4. CELKOVÝ OBJEM PRACOVNÍ KOMORY

Základním návrhovým parametrem motoru je objem pracovní komory a zdvihový objem, díky kterým určíme závislost změny objemu komory na čase a kompresní poměr. Oba tyto parametry jsou důležité pro termodynamický model probíraný později v textu. Objem pracovní komory je v dnešní době nejvíce vhodné stanovit pomocí počítačového 3D modelu vytvořeném ve kterémkoliv modelovacím prostředí. Výhodou tohoto přístupu je rychlost a přesnost s minimální odchylkou. Dále je k určení objemu v závislosti na čase možno použít následující vztah pro určení obsahu plochy boční stěny spalovací komory [2]

$$F = \frac{\pi}{3} e^2 + eR \left[2 \cos \varphi_{max} - \frac{3\sqrt{3}}{2} \sin\left(\frac{2}{3}\alpha + \frac{\pi}{6}\right)\right] + \left(\frac{2}{9} R^2 + 4e^2\right) \varphi_{max}, \tag{2-15}$$

kde
φ_{max} - maximální úhel natočení radiálního těsnění [rad],
α – natočení hlavní hřídele motoru [rad].

Pro objem poté platí [2]

$$V = b.F = V_{min} + \frac{3\sqrt{3}}{2} eRb \left[1 - \sin\left(\frac{2}{3}\alpha + \frac{\pi}{6}\right)\right], \tag{2-16}$$

kde
b – šíře rotoru [mm].

Pro V_{min} – minimální objem spalovací komory [mm^3] [2]

$$V_{min} = \left[\frac{\pi}{3} e^2 + 2eR \cos \varphi_{max} + \left(\frac{2}{9} R^2 + 4e^2\right) \varphi_{max} - \frac{3\sqrt{3}}{2} eR\right] b. \tag{2-17}$$

2.5. ZDVIHOVÝ OBJEM PRACOVNÍ KOMORY

V předchozí kapitole jsme se zabývali celkovým objemem spalovací komory. Pro další postup je důležité znát samotný zdvihový objem motoru, který je při zachování středního efektivního tlaku v lineární souvislosti s krouticím momentem motoru. Z rovnice *(2-16)* víme, že zdvihový objem [2]

$$V_z = 3\sqrt{3}eRb. \tag{2-18}$$

Nyní můžeme říci, že hlavní a vedlejší osa skříně A a B

$$A = 2(R + e),$$
$$B = 2(R - e). \tag{2-19}$$

Po dosazení do předchozí rovnice

$$V_z = \frac{3\sqrt{3}}{16}(A^2 - B^2)b. \tag{2-20}$$

V předešlých vztazích jsme se nezabývali paralelním posunem geometrie rotoru a skříně z předchozích kapitol z důvodu zjednodušení. V praktickém použití je ovšem nutné se jim věnovat. Přibližně je možné použít následující zjednodušení pro paralelní obálky

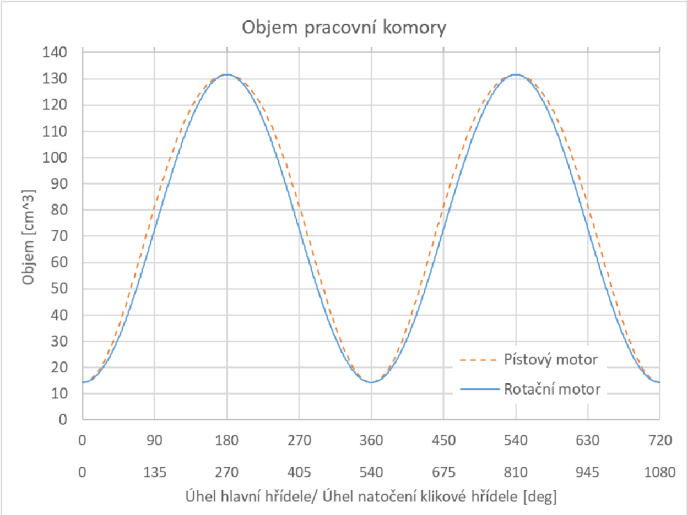
$$R_1 = R + a,$$
$$R_2 = R + \acute{a}. \tag{2-21}$$

Pokud nyní dosadíme zpět do rovnice *(2-19)* a použijeme dosazení do rovnice *(2-20)* získáme [2]

$$V_z = \sqrt{3}e(2R_1 - R_2)b, \tag{2-22}$$

kde
V_z - zdvihový objem motoru [mm^3]

Pro názorné porovnání s čtyřdobým pístovým motorem s centrickým klikovým mechanismem a poměrem délky ojnice a zdvihu pístu 1.75. Rozdílný průběh je důležité postihnout v simulačním modelu. Řešení je vysvětleno v kap. 4.2.



Graf 2-3- porovnání průběhů změny objemu spalovacího prostoru na čase

2.6. KOMPRESNÍ POMĚR

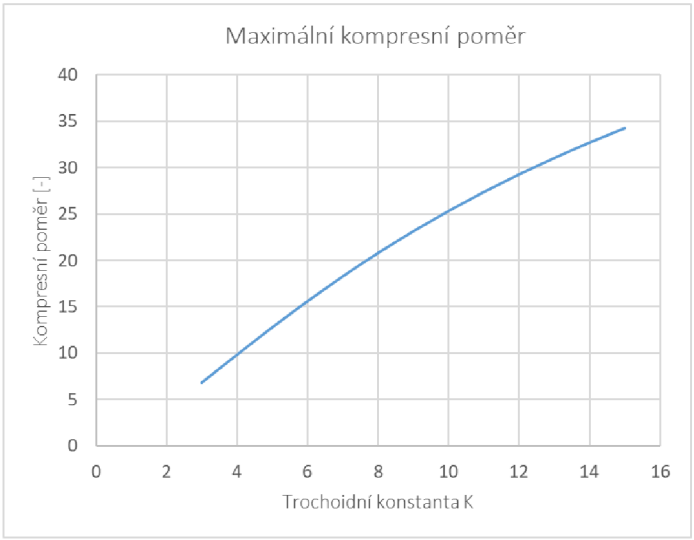
Rotační motory mají stanovený maximální dosažitelný kompresní poměr podle zvolené trochoidní konstanty K. Pro běžné použití není výhodné dosahovat maximálního kompresního poměru z hlediska detonačního spalování. V praxi používaná hodnota se pohybuje kolem 10:1 kompresního poměru. Při návrhu musíme dbát na to, abychom vybrali vhodnou trochoidní konstantu tak, aby bylo dosaženo požadovaného kompresního poměru i po vytvoření vybrání v rotoru, které slouží ke zvýšení rychlosti plamene při spalování. Závislost maximálního kompresního poměru na trochoidní konstantě vyjadřuje následující vztah [2] (pozn. upraveno z důvodu chyby v textu)

$$\epsilon_{th} = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{2K\cos\varphi_{max} + \left(\frac{2}{9}K^2 + 4\right)\varphi_{max} + \frac{\pi}{3} + \frac{3\sqrt{3}}{2}K}{2K\cos\varphi_{max} + \left(\frac{2}{9}K^2 + 4\right)\varphi_{max} + \frac{\pi}{3} - \frac{3\sqrt{3}}{2}K}. \tag{2-23}$$

Jak bylo již dříve uvedeno, trochoidní konstanta je převážně volena $K = 6{\sim}8$. Ačkoliv se může na první pohled zdát vhodné volit $K > 8$ důvodem k předchozímu doporučení je závislost velikosti motoru na trochoidní konstantě. Protože

$$K = \frac{R}{e}.$$

Při zvyšování trochoidní konstanty dochází ke snížení excentricity, a tudíž snížení zdvihového objemu motoru podle rovnice *(2-18)*, nebo při zachování zdvihového objemu musí růst generující poloměr. Ten přímo souvisí s vnějšími rozměry motoru, hmotností a cenou výroby. V praxi používaná hodnota kompresního poměru rotačních motorů často nepřesahuje 10:1, pro který snadno vyhovuje K=6 i s dostatečnou rezervou pro vybrání rotoru. Tento bod také splňuje podle Graf 2-2 podmínku maximálního náklonu těsnící lišty $\varphi_{max} < 30°$.



Graf 2-4 - Závislost kompresního poměru na trochoidní konstantě.

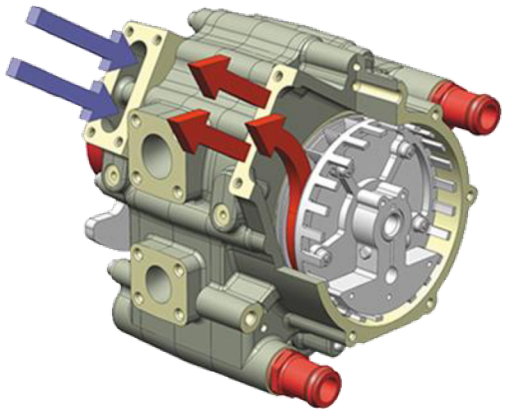
3. SOUČASNÉ ROTAČNÍ MOTORY TYPU WANKEL

Současně vyráběné pohonné jednotky typu Wankel jsou používány převážně v malých letadlech a bezpilotním letectví pro jejich vysokou spolehlivost a také v motorsportu pro jejich vysoký poměr výkonu a hmotnosti. Při kompaktních rozměrech tyto motory často několikanásobně převyšují výkon čtyřdobých pístových motorů. Hlavním problémem rotačních motorů však stále zůstává jejich vysoká spotřeba a vysoká hodnota produkovaných emisí díky ztrátovému mazání. Tyto problémy proto prozatím zamezují jejich opětovnému použití v automobilové dopravě.

Nyní bude představeno několik současných rotačních motorů typu Wankel a jejich výkonové parametry.

3.1. ADVANCED INNOVATIVE ENGINEERING

Firma AIE z anglického Lichfieldu se zabývá vývojem kompaktních rotačních motorů od roku 2011. Mezi jejich největší úspěchy patří patent SPARCS (Self-Pressurising-Air Rotor Cooling System) [6]. Tento systém využívá energii z profuku plynů z pracovního objemu motoru axiálními těsnícími lištami v důsledku nedokonalého utěsnění. Pomocí radiálního čerpadla umístěného na hlavní hřídeli motoru je poté plyn za vysoké teploty hnán do externího výměníku tepla. Ochlazený plyn poté slouží k chlazení vnitřních komponent motoru, zejména rotoru, který není možné účinně chladit chladící kapalinou. Účinnost systému je zvýšena vyšší hustotou plynu díky systému SPARCS. V provozu je tlak skříně udržován kolem 2.8 bar relativně použitím elektronického ventilu [7]. Mazání motoru je zajištěno rozstřikem oleje do prostoru hřídele, kde se mísí s chladícím plynem. Systém zajišťuje účinné chlazení vnitřních součástí a nižší spotřebu oleje v důsledku jeho recirkulace oproti ostatním systémům kde dochází ke spalování oleje použitého na mazání vnitřních součástí motoru



.

Obr. 3-1 Detail systému SPARCS, červeně značená cesta plynu o vysoké teplotě mířící do výměníku, modře značeny ochlazené plyny mířící zpět do skříně.[6]

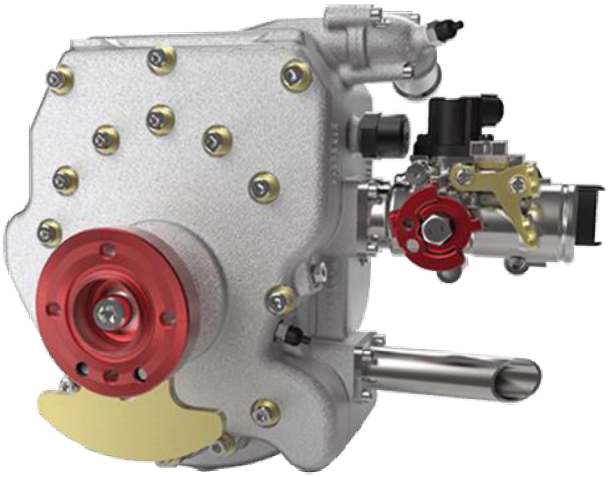
3.1.1. AIE 125CS

Motor o objemu komory 125 kubických centimetrů [8] používající technologii SPARCS produkuje výkon 15kW. Uplatnění nachází jako pohon generátorů v elektrických vozidlech, pohon malých vozidel a v hybridních vodních a leteckých aplikacích. Výrobcem stanovená doba životnosti je 500 hodin. Poté musí být motor podroben generální opravě. Využívá se radiálně umístěný sací a výfukový kanál bez axiálního sacího kanálu. Směs je připravována pomocí karburátoru. Pro letecké aplikace nepoužívá tlumič výfuku a celé výfukové potrubí má délku přibližně 100 mm. Tento systém poskytuje vysoký měrný výkon, ale horší složení emisí výfukových plynů v důsledku velkého překrytí otevření sacího a výfukového kanálu, zejména pak emise HC.

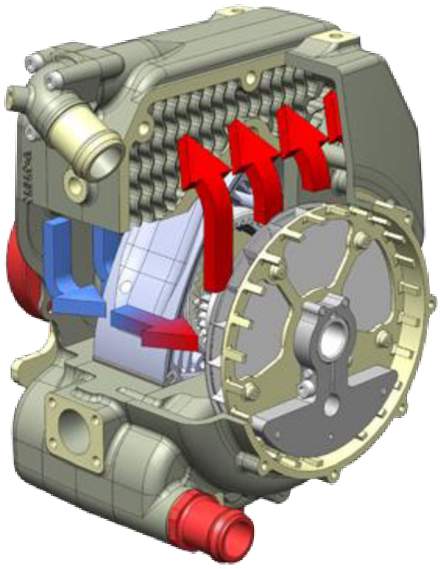
Jako palivo slouží letecký benzín, který obsahuje Tetraethylolovo na snížení detonačních vlastností. Toto palivo je používáno pouze v letectví, kde je hlavní důraz kladen na bezpečnost provozu. V pozemní dopravě se nepoužívá z důvodu toxicity emisí.

Motor využívá technologii Compact SPARCS [9]. Místo externího výměníku je použit výměník vzduch-voda přímo v motorové skříni. Tímto se ušetří rozměry a váha motoru. Tento systém je firmou AIE používán na všechny větší typy rotačních motorů. Nevýhodou zůstává nižší účinnost výměny tepla z důvodu vyšší teploty přijímacího media (chladící kapalina). Umístění výměníku v motoru má za důsledek také rovnoměrnější rozložení teplot v motoru, hlavně kolem sacího kanálu a tím lepší evaporaci nasávané směsi.

Vyvažování je provedeno externím vývažkem na straně výstupu hlavní hřídele (Obr. 3-2) a vnitřním vývažkem umístěným v sestavě ventilátoru systému SPARCS (Obr. 3-3).



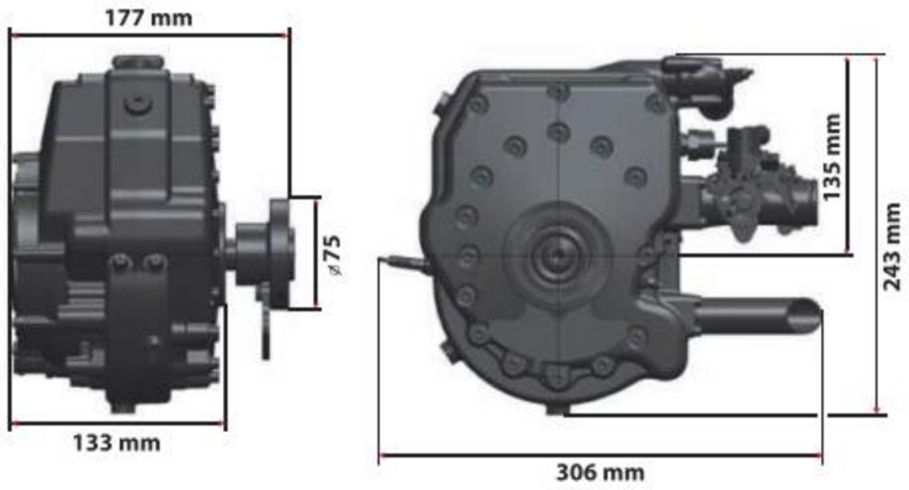
Obr. 3-2 AIE 125CS 20BHP, pohled na karburátor a krátký výfukový systém. [8]



Obr. 3-3 Technologie Compact SPARCS používaná v motoru AIE 125CS [9]

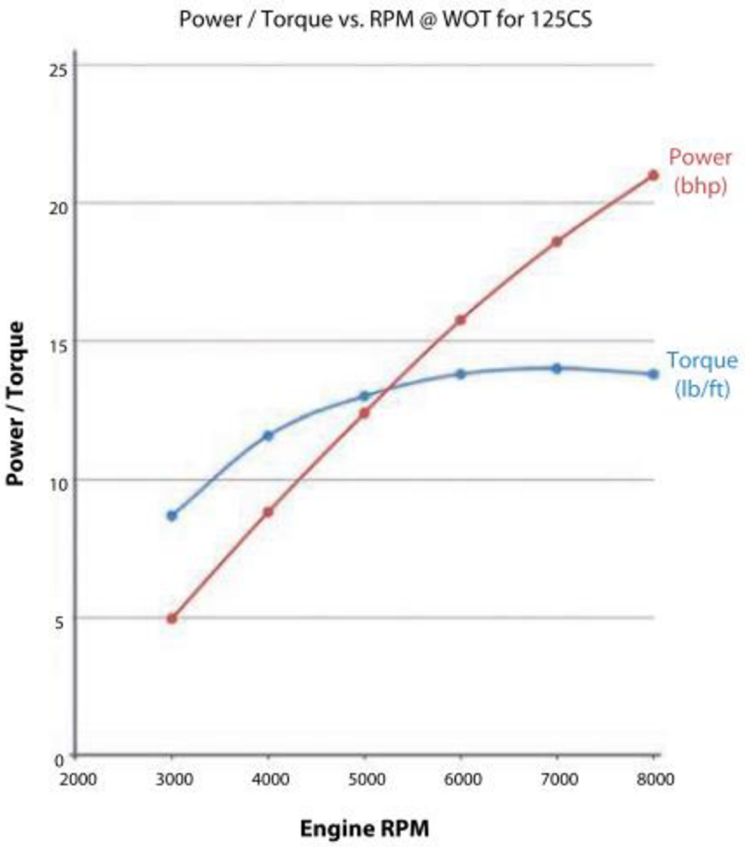
Tab. 1 Technické parametry AIE 125CS [8]

Název motoru	**AIE 125CS 20BHP**
Počet rotorů	1
Výkon	15kW
Palivo	Letecký benzín / Benzín
Váha	7 kg bez příslušenství
Objem komory	125 ccm
Kroutící moment	19 Nm při 8000 ot. /min
Kompresní poměr	9.6:1
Měrná spotřeba paliva	310–350 g/kWh
Zapalování	Kondenzátorové zapalování jednou svíčkou



Obr. 3-4 Vnější rozměry motoru AIE 125CS [8]

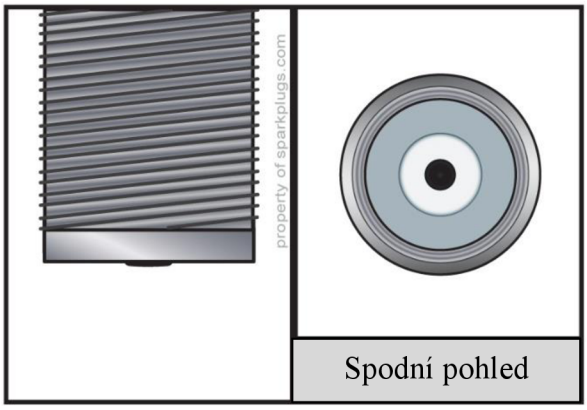
Z následujícího grafu vidíme že křivka momentu vrcholí kolem 7000 otáček za minutu, maximální otáčky jsou výrobcem nastaveny na 8000 otáček za minutu. podle strmě rostoucí výkonové křivky je zřejmé, že maximální výkon motoru je omezen výrobcem, ačkoliv potenciál motoru by mohl být vyšší. Toto bylo pravděpodobně způsobeno primárním použitím motoru v letectví, kde je nejdůležitější spolehlivý chod motoru a vyšší výkon by mohl způsobovat problémy s chlazením motoru.



Graf 3-1 Vnější otáčková charakteristika motoru AIE 125CS [8].

3.2. FREEDOM MOTORS – ROTAPOWER

Společnost zabývající se výrobou rotačních motorů Wanklova typu značky Rotapower [10]. Design motorů má základ v motorech Outboard Marine Corp. ze sedmdesátých let. V nabídce jsou motory od výkonu 2 kW v jedno-rotorovém provedení až po výkon 275kW v šesti-rotorovém provedení. Modelová řada obsahuje čtyři velikosti rotorů, které poté vytvářejí více rotorové sestavy podle individuálního zadání. Vysoko výkonové aplikace jsou schopné poskytnout až 114kW na jeden litr zdvihového objemu motoru. Emisně tyto motory dosahují na úroveň ULEV (Ultra low emission vehicle) v USA bez použití katalyzátoru. Použitá je svíčka s plochým jiskřištěm, která zmenšuje průtočnou plochu otvoru vzniklého přechodem radiálního těsnění přes prostor svíčky. Tyto svíčky mají vysokou hodnotu odvodu tepla a lehce se zanášejí při použití v aplikacích s nízkými spalovacími teplotami a zatížením. Výhodou je jejich prakticky neomezená životnost při správném použití. [11]



Obr. 3-5 Svíčka s plochým jiskřištěm. (Přeloženo) [11]

3.2.1. ROTAPOWER 150CC

Motor o objemu 150 ccm je primárně používán jako malý generátor pro pozemní dopravu sloužící jako range extender na nabíjení primárních baterií. Sání je provedeno pomocí jednoho axiálního sacího kanálu (Obr. 3-6), kde podle systému použitého chlazení rotoru směs prochází rotorem nebo přímo do pracovního objemu motoru. Příprava směsi probíhá pomocí karburátoru nebo elektronicky řízeného vstřikování jedním vstřikovačem. Výfuk je proveden jedním radiálním výfukovým kanálem. Rotor je dynamicky vyvažován pomocí dvou externích vyvažovacích těles.

Obr. 3-6 Rotapower 150cc – Pohled na axiální sací kanál s karburátorovým systémem přípravy směsi [12]

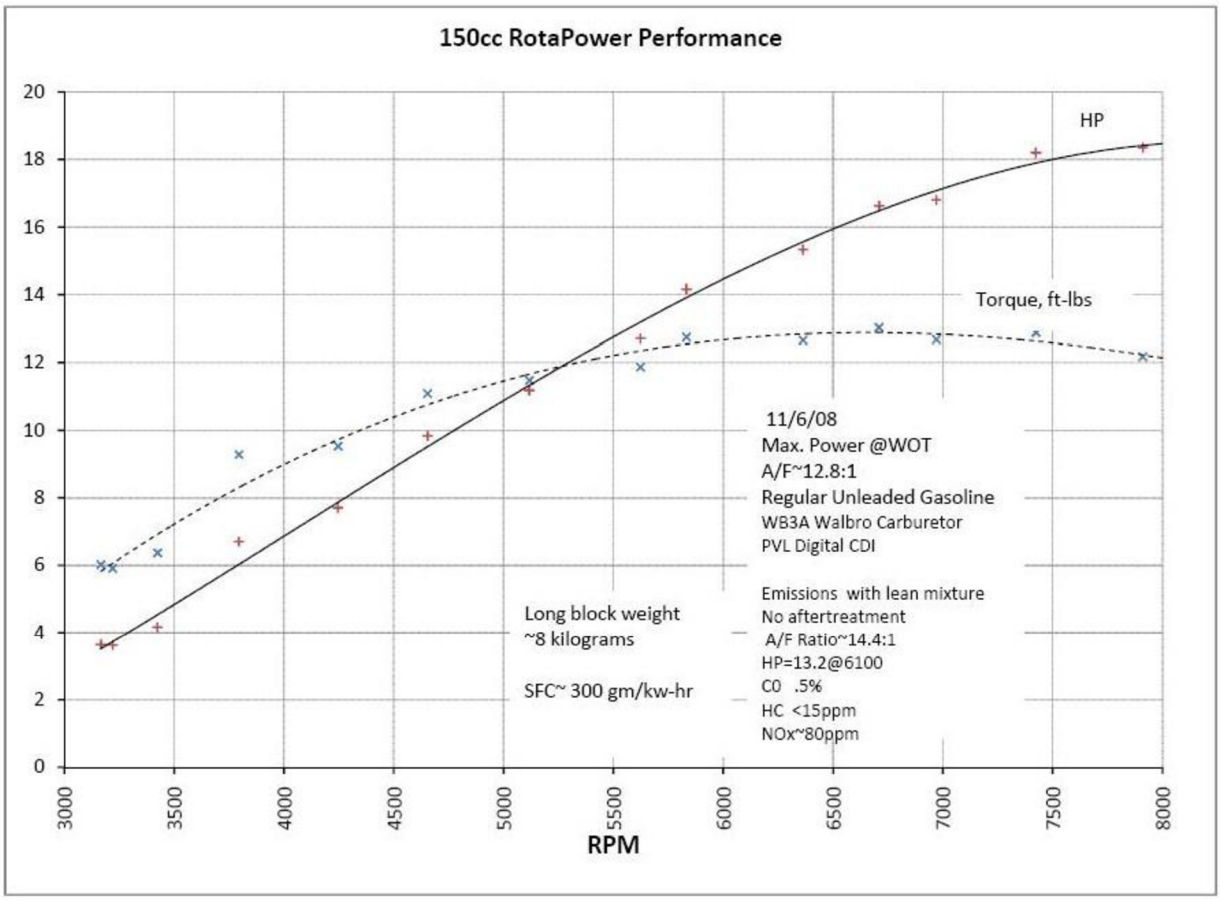
Ve výrobě je standartní varianta s výkonem 15 kW a také upravená 19 kW High Performance konfigurace. Maximální otáčky hřídele jsou omezeny na 9000 otáček za minutu. Při 6000 otáčkách a 11kW výkonu motor dosahuje měrné spotřeby paliva 305 g/kWh.

Tab. 2 Technické parametry motoru Rotapower 150cc [12]

Název motoru		**Rotapower 150cc**
Zdvihový objem		150 ccm
Váha motoru		11 kg
Systém startování		Elektrické / ruční
Systém přípravy paliva		Karburátor / vstřikování
Sání		Axiální kanál
Výfuk		Radiální kanál
Chlazení rotoru		Směsí nebo vzduchem
Chlazení rotorové skříně		Vodní nebo vzduchové
Rozměry		18 x 18 x 18 cm
Standartní	Výkon	15 kW
konfigurace	Otáčky	9000 min^{-1}
Vysoko	Výkon	19 kW
výkonná	Otáčky	9000 min^{-1}

Následující graf ukazuje výkonovou charakteristiku motoru [12]. Na měření byl použit 150cc motor s karburátorem Walbro nastaveným přibližně na poměr vzduchu a paliva 12,8:1. Stechiometrický poměr pro bezolovnatý benzin je 14,7. Z toho vidíme, že karburátor byl nastaven na režim bohaté směsi pravděpodobně pro snížení teplot spalování při testování motoru. Maximum kroutícího momentu nastává přibližně kolem 6500 min^{-1}, což je výrobcem navrhovaná provozní rychlost motoru. Na těchto otáčkách má motor dosahovat měrné efektivní spotřeby paliva přibližně 300g/kWh.

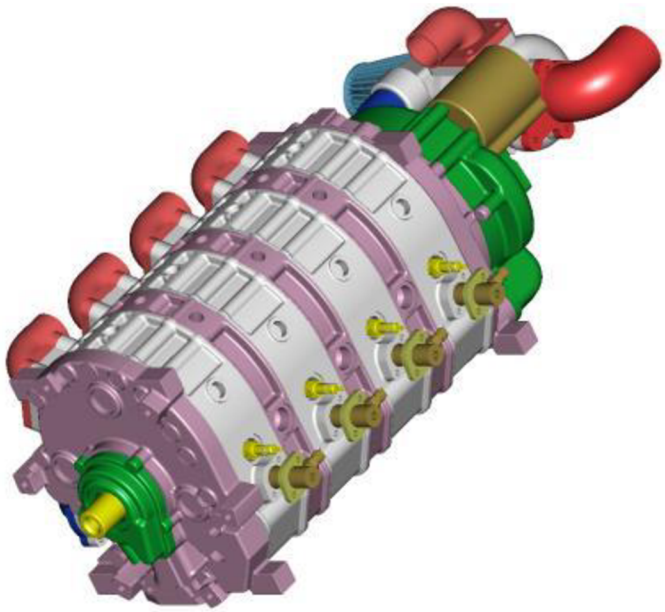
Měření emisí probíhalo bez systému následného zpracování výfukových plynů. Dle dat výrobce dosahuje motor 0.50% emise CO, 15 částic HC na milion (ppm) a 80 ppm emisí NOx. Toto měření probíhalo na provozním bodě o 6100 otáčkách za minutu a zatížení 10kW s 14,4:1 poměru vzduchu a paliva.



Graf 3-2 Vnější otáčková charakteristika motoru Rotapower 150cc, emisní složení [12]

3.3. WANKEL AG

Německá firma zabývající se výrobou kompaktních rotačních motorů a kompresorů. Produkční řada zahrnuje až čtyřrotorové kombinace s možností přeplňování turbodmychadlem nebo mechanicky spojeným kompresorem. Motory jsou schopny pracovat jak s bezolovnatým benzinem, tak s naftovými palivy a řadou leteckých kerosinů. Vstřikování paliva může být přímé i nepřímé, k zapalování se v případě Ottova cyklu používá elektronicky řízeného kapacitního zapalování. Motory AG využívají ve většině aplikací radiální sací i výfukové kanály.



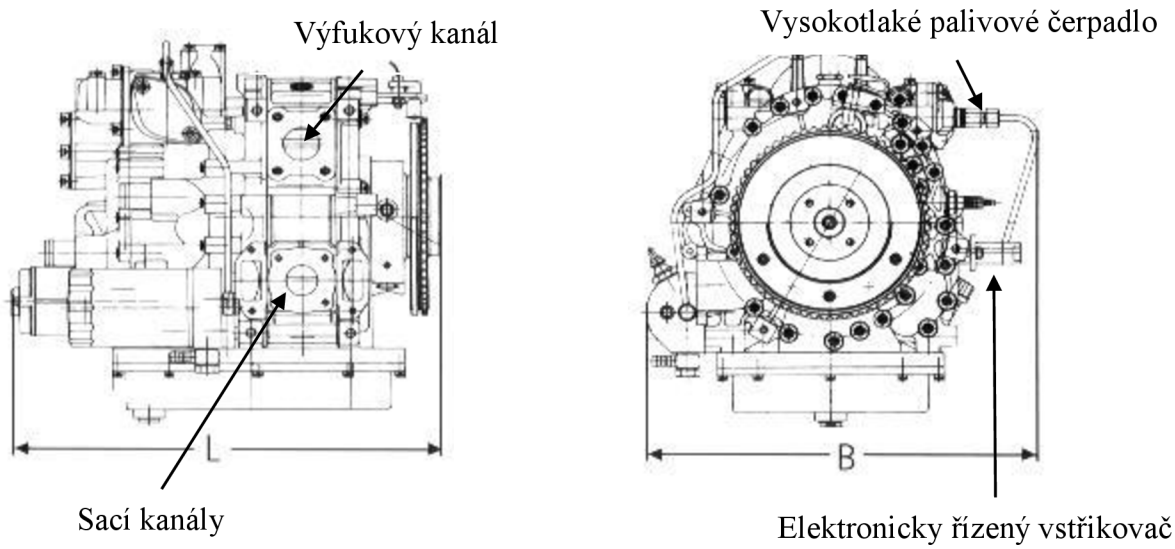
Obr. 3-7 Čtyř rotorová sestava firmy Wankel AG, motor produkuje 200kW s vahou 70kg. [13]

3.3.1.LOCR – 407 SD

Jedná se o jednorotorový motor o maximálním výkonu 20kW s vahou 38 kg. Motor pracuje s přímým vstřikováním paliva pomocí mechanického rotačního vysokotlakého čerpadla a elektronicky řízeným vstřikováním Bosch. Design motoru umožnuje spalování těžkých topných olejů, nafty a řady kerosinu. Zapalování probíhá buďto samovznícením pomocí vysokého kompresního tlaku a teploty, nebo tranzistorového zapalování Bosch TSZ/h se zapalovací svíčkou Beru 14-4. Skříň motoru je chlazena chladící kapalinou s nuceným oběhem radiálním rotačním čerpadlem. Rotor je chlazen pomocí nasávaného vzduchu a tlakovým olejovým rozvodem kanály hřídele. Celý motor je mazán tlakovým olejovým okruhem poháněný rotačním čerpadlem. Rotor je uložen na hřídeli pomocí válečkového ložiska. Startování je zajištěno elektrickým startérem s pracovním napětím 12 nebo 24 voltů. [13]

Na

Obr. 3-*8* můžeme vidět mechanické rotační čerpadlo s vedením do vstřikovače a umístění zapalovací svíčky. Motor je opatřen radiálním a dvojící axiální sacích kanálů. O výfuk se stará jeden radiální kanál. Z důvodů kompaktnosti jednotky jsou boční axiální kanály obdélníkového průřezu. Motor je možné osadit turbodmychadlem nebo mechanickým kompresorem přímo od výrobce. Měrná efektivní spotřeba atmosféricky plněného motoru v návrhových otáčkách (3600 min^{-1}) a plném zatížení je 330 g/kWh.



Obr. 3-8 Rozměry motoru LOCR – 407 SD [13]

Tab. 3 Technické parametry motoru LOCR – 407 SD

Název motoru		**LOCR – 407 SD**
Zdvihový objem		407 ccm
Váha motoru		38 kg
Systém startování		Elektrické
Systém přípravy paliva		Přímé vstřikování
Sání		2 axiální, 1 radiální kanál
Výfuk		Radiální kanál
Palivo		Těžké oleje / Nafta / Kerosiny
Chlazení rotoru		Vzduchem
Chlazení rotorové skříně		Vodní
Rozměry L/B		40 / 40 cm
Standartní konfigurace	Výkon	12 kW
	Otáčky	3600 min^{-1}
Speciální konfigurace	Výkon	20kW
	Otáčky	6000 min^{-1}

3.4. WOELFLE ENGINEERING

Německá firma produkující motory značky Aixro primárně určené pro závodní účely a lehké letecké aplikace. Všechny motory Aixro mají objem komory 294 kubických centimetrů. Skříň je chlazená kapalinou. Mazání a chlazení rotoru zajišťuje směs nasávaného vzduchu s palivem a příměsí oleje v poměru 50:1. Nasávaná směs proudí přímo do axiálního kanálu v motorové skříni, poté prochází otvorem v rotoru a hlavním ložiskem a druhou stranou skříně je poté nasávána do pracovního prostoru motoru. Při částečném zatížení proudí veškerá směs tímto axiálním kanálem. Motor je dále opatřen podtlakovým pneumatickým aktuátorem mechanicky spojeným se sací klapkou na radiálním sacím kanálu. Tato klapka se otevírá vždy, když dojde k zahlcení axiálního kanálu a zvyšuje objem nasávaného vzduchu do motoru a tím produkovaný výkon. Při maximálním odebíraném výkonu jsou otevřeny oba kanály. Tento systém zajišťuje dostatečné mazání a chlazení rotoru pomocí axiálního kanálu a zároveň vysoký výkon díky radiálnímu kanálu. Na měření a validaci termodynamického modelu byl použit motor Aixro XR 50 který bude dále v tomto textu podrobně popsán. [14]

Obr. 3-9 Motor Aixro XR 50 převážně využívaný jako pohon v motokárovém sportu. [20]

3.4.1. AIXRO XR30

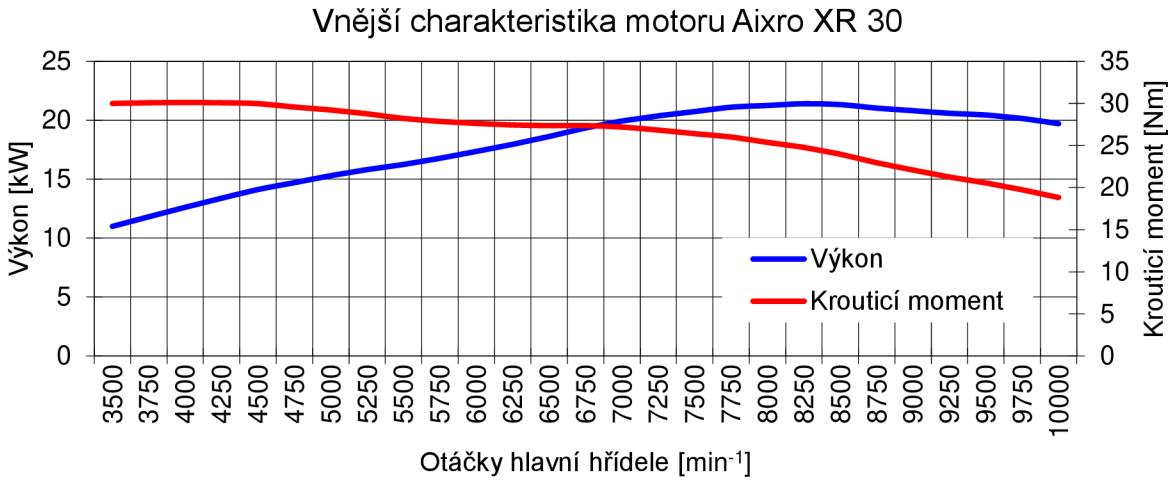
Tento motor je upravenou verzí XR50. Úprava spočívá v karburátoru o menším průměru, restriktoru sání a naladění předstihové mapy v řídící jednotce. Tyto úpravy sníží výkon z původních 33kW na 8750 min^{-1} na 21kW na 8250 min^{-1}. Maximální otáčky motoru jsou elektronicky omezeny na 10000 min^{-1} a kroutící moment dosahuje 30 Nm již při 4000 min^{-1}. Měrná efektivní spotřeba není výrobcem udávána. Zdvihový objem jedné komory je 294 ccm a celková váha je 17 kg. Je využit podtlakový systém řízení škrticí klapky radiálního sacího

kanálu a mazání motoru pomocí axiálního kanálu probíhajícího rotorem. Na přípravu směsi je použit karburátor Dell'Orto. Motor je dále osazen alternátorem o maximálním výkonu 50 W.

Spalovací prostory jsou utěsněny pomocí axiálních a radiálních těsnění v základním provedení z kovu. Výrobce ovšem nabízí i keramická radiální těsnění s prodlouženou životností. Servisní doba motoru je výrobcem určena na 50 hodin provozu. Poté je nutné zkontrolovat a případně vyměnit hlavní ložisko. [18]

Zapalování zajišťuje systém PVL Fire 650. Jedná se o elektronicky řízené kapacitní zapalování s alternátorem o výkonu 50 W. Výhodou tohoto systému je možnost programování omezovače do 20000 otáček za minutu, možnost úpravy doby předstihu až o ± 5° natočení hlavní hřídele během provozu a výběr mezi předstihovými mapami během provozu motoru. [19]

Graf 3-3Vnější charakteristika motoru Aixro XR 30 [17]



Obr. 3-10 Aixro XR 30 – Woelfle Engineering [15]

Tab. 4Technické parametry motoru Aixro XR 30

Název motoru	**Aixro XR 30**
Zdvihový objem	294 ccm
Váha motoru	17 kg
Systém startování	Elektrické / Externí
Systém přípravy paliva	Karburátor Dell'Orto
Sání	Axiální a radiální kanál
Výfuk	Radiální kanál
Palivo	Benzin oktanové číslo 95
Zapalování	Elektronické PVL Fire 650
Chlazení rotoru	Směsí nasávanou axiálním kanálem
Chlazení rotorové skříně	Vodní
Výkon	21 kW
Otáčky	8250 min^{-1}
Maximální otáčky	10000 min^{-1}
Plnění	Atmosférické
Alternátor	50 W

4. TERMODYNAMICKÝ MODEL

Pro vytvoření výpočetního modelu spalovacího motoru je možno v dnešní době použít množství výpočetních programů. Základní podmínkou výběru správného přístupu je definování problému. Pokud se budeme zabývat řešením termodynamiky celé sestavy spalovacího motoru včetně řešení interakce sací a výfukové soustavy se spalovacím prostorem je vhodné zvolit některý z jednorozměrných řešičů (Lotus Simulation Tools, GT-Suite, Ricardo wave atd.). Tento přístup přináší možnosti řešení jednorozměrné dynamiky sacího a výfukového potrubí s řešením bezrozměrné analýzy vývinu tepla ve spalovací komoře. Dále přináší možnosti řešení přestupu tepla ve všech částech systému, hlavně přestupu tepla do stěn spalovací komory za pomoci integrovaných modelů (Annand, Woschni a jiné). Tyto řešiče jsou specializovány a díky tomu také kalibrovány a testovány pro simulování klasických pístových motorů a v některých případech i nekonvenčních řešení jako např. Stirlingův motor.

Tato práce se bude zabývat použitím těchto řešičů na rotační motor Wanklova typu, na který nejsou z určitých důvodů optimalizovány. Budeme se zabývat modifikací parametrů motoru pro vytvoření ekvivalentního modelu čtyřdobého pístového motoru, který bude poté možno řešit pomocí uvedených programů. Ze základních rozdílů mezi pístovým a rotačním motorem vyplývá úprava některých vstupních informací tak, aby v první řadě simulace co nejvíce odpovídala skutečnosti. A to jak z pohledu samotného spalování a výměny náplně válce, tak z pohledu korektního nastavení sacího a výfukového potrubí. Právě korektní volba časování a modelování složitého axiálního sání je základním předpokladem pro úspěšné fungování modelu.

Tvorba počítačové simulace sebou přináší velké množství předpokladů a zjednodušení. Tento proces se nazývá idealizace problému. Díky idealizaci jsme schopni simulovat složité přírodní jevy za použití numerických metod. Tento proces samozřejmě vnáší do praktických výsledků chybu, kterou je nutné pokud možno minimalizovat. Při vytváření termodynamického modelu motoru je nutností vytvoření validačního modelu z motoru již dříve vyrobeného. Po vytvoření modelu je možné porovnat vypočtená data s reálnými výsledky měření a model tímto kalibrovat.

4.1. VALIDAČNÍ MOTOR

Na vytvoření validačního modelu byl použit motor Aixro XR 50 kap. 0. Tento motor používá stejně jako XR 30 kap. 3.4.1, duální sání za pomoci axiálního a radiálního kanálu. Axiálním kanálem, který probíhá rotorem, je pak také mazán a chlazen. Právě chlazení motoru je základním problémem tohoto motoru a je proto nutné při návrhu dbát na dostatečný průtok směsi axiálním kanálem. Toto je v motoru Aixro XR 50 dosaženo pomocí škrcení restriktorem umístěným před vstup radiálního kanálu. Celý motor bude detailně popsán dále v textu.

Obr. 4-1 Aixro XR 50 - validační motor

4.1.1. ZÁKLADNÍ PARAMETRY MOTORU AIXRO XR 50

Následující rozměry byly naměřeny na testovaném motoru Aixro XR 50.

Tab. 5 Geometrické parametry motoru Aixro XR 50

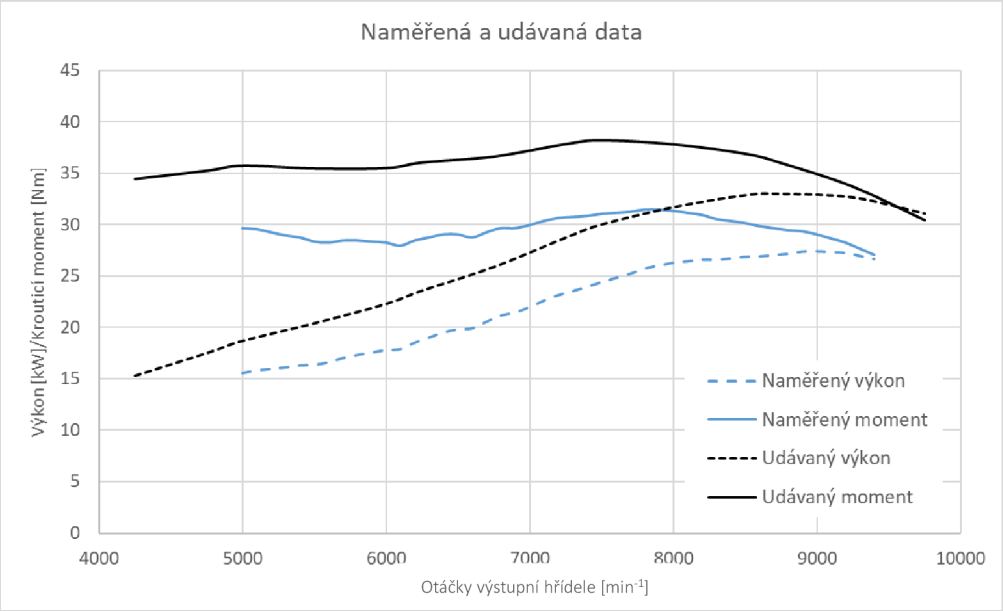
Excentricita	***e***	**mm**	**11.5**
Generující poloměr	*R*	mm	71.5
Šířka	*b*	mm	68
Trochoidní konstanta	*K*	-	6.217
Celkový objem	*V*	cm3	871.5

4.1.2. NAMĚŘENÁ DATA

Motor byl použit jako zdroj dat pro validaci výpočtového modelu. Byla naměřena vnější výkonová, bohatost směsi a hmotnostní průtoku vzduchu. Tyto data jsou dále použita ke kalibraci modelu.

4.1.3. VNĚJŠÍ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA

Naměřená otáčková charakteristika je porovnána s údaji výrobce motoru [16].

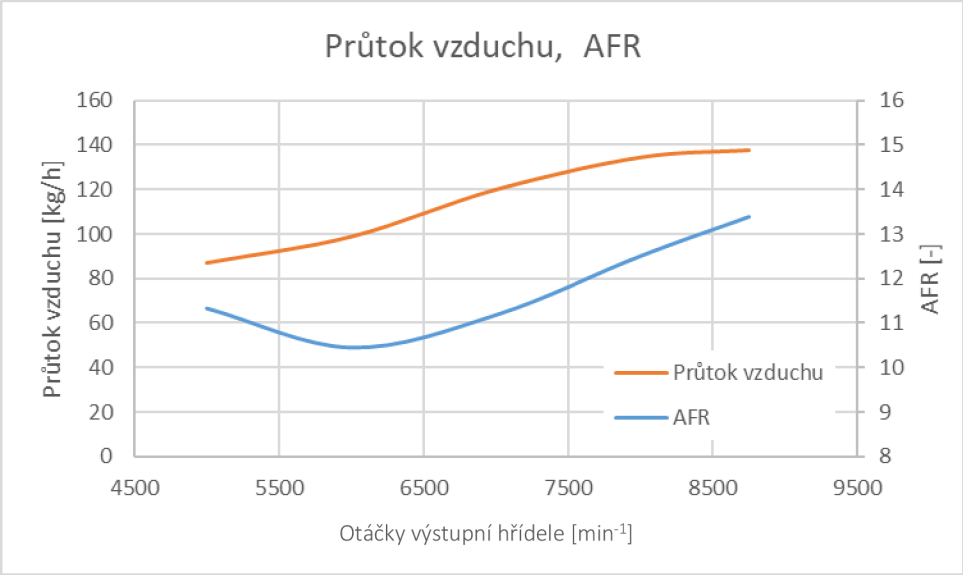


Graf 4-1 Naměřená a výrobcem udávaná data – Aixro 50 - validační motor

Jak je patrné z grafu, motor vyniká plochým průběhem krouticího momentu v rámci naměřených otáček. V porovnání s udávanými hodnotami výrobce je naměřený krouticí moment přibližně o 20 % nižší. Toto může být dáno rozdílnou kalibrací měřících zařízení (dynamometru).

4.1.4. HMOTNOSTNÍ PRŮTOK VZDUCHU

Vhodným parametrem pro kalibraci sacího a výfukového potrubí je porovnání hmotnostních průtoků sání simulace s naměřenými daty. Tento parametr sice nepopisuje jednotlivé části, je však možné díky němu určit kvalitu 1D modelu sání a výfuku. Naměřená data obsahují dále také hmotnostní poměr paliva a nasávaného vzduchu. Motor Aixro je osazen karburátorem, který neumožňuje precizní řízení dávky paliva jako je tomu u elektronických systémů. Proto je podle dat zřejmé, že ve vysokých otáčkách nemá motor dostatek paliva na uchlazení spalovacího prostoru. Tímto se zvedá spalovací teplota a termální zátěž na motor způsobí silné opotřebení hlavních ložisek. Toto byl jeden z hlavních problému motoru Aixro při jeho měření.



Graf 4-2 Průtok vzduchu a bohatost směsi paliva – Aixro XR 50

4.2. URČENÍ ZÁKLADNÍCH GEOMETRICKÝCH PARAMETRŮ

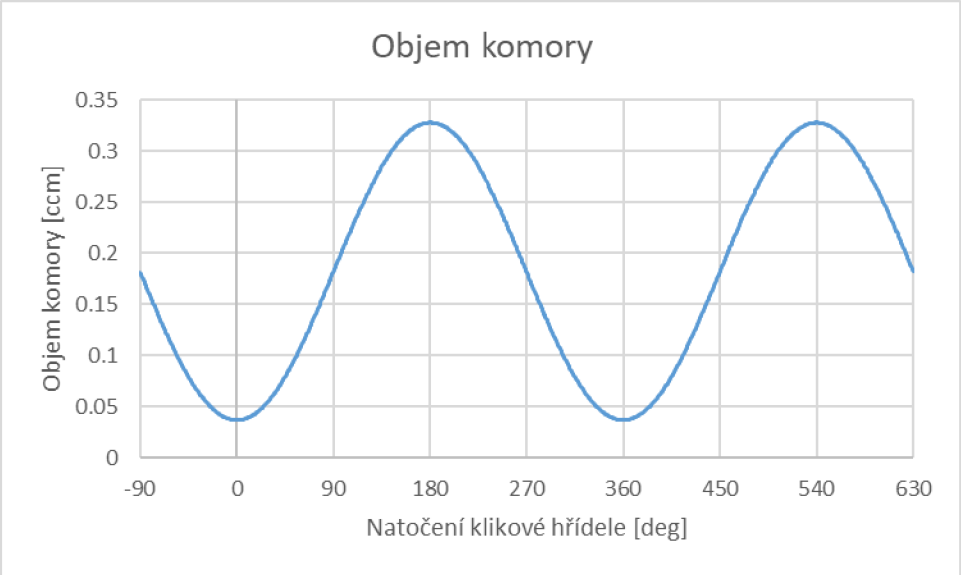
Jak bylo popsáno v předchozím textu kap. 2.5, průběh změny objemu pístového motoru s centrickým klikovým mechanismem se značně liší od rotačního motoru. Proto je nutné vytvořit křivku zdvihu motoru tak, aby průběhy odpovídali. Využijeme jednoduchého vztahu mezi zdvihem a objemem pístového motoru

$$V_\alpha = x_\alpha \frac{B^2}{4} \pi + V_c, \tag{4-1}$$

kde
V_α – Objem válce motoru [m^3],
x_α – zdvih motoru od horní úvratě [m],
B – vrtání motoru [m],
V_c – kompresní objem komory (minimální objem komory) [m^3].

Z uvedeného vztahu vyplývá nutnost znalosti vrtání motoru. Jedná se o základní parametr nutný pro fungování 1D řešiče. Vrtání vstupuje do výpočtů objemu, přestupu tepla, vývinu tepla spalováním atd. Jak bylo zmíněno v kap. 2, rotační motor nemá parametr, který lze s vrtáním přímo porovnat. Proto je zde použita hodnota odpovídající rovnosti ploch vytvořených kruhem o průměru *B* a plochy samotného rotoru. Ačkoliv tento parametr přímo neodpovídá geometrii rotačního motoru, není možné v řešení pokračovat bez jeho zavedení.

Dalším předpokladem pro funkčnost modelu je určení rozsahu natočení klikové hřídele pro kompletní cyklus motoru. V našem případě se jedná o čtyřdobý cyklus trvající 1080 stupňů natočení výstupní hřídele. Klasický klikový mechanismus má ovšem pro čtyřdobý cyklus natočení pouze 720 stupňů. Dalším předpokladem tedy musí být celkový poměr mezi rychlostí hřídelí 2/3. Tento parametr je velice důležitý při určování výstupního krouticího momentu motoru a také rychlosti výstupní hřídele.

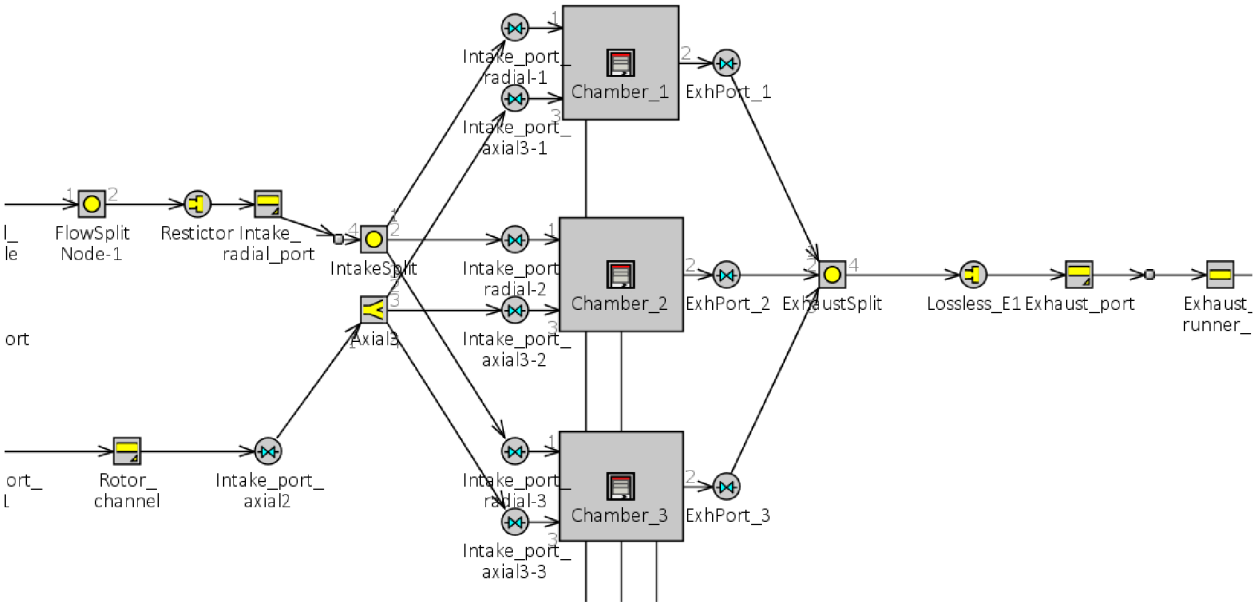


Graf 4-3 - Objem komory v závislosti na natočení klikového hřídele

4.3. POČET VÁLCOVÝCH JEDNOTEK SIMULACE

V předchozím textu jsme si stanovili použití čtyřtaktního cyklu s dvěma otáčky klikového hřídele pro simulaci. Další částí bude stanovení počtu válcových jednotek simulovaného ekvivalentního čtyřdobého pístového motoru. Z principu rotačního motoru dochází za 1080 stupňů otočení výstupní hřídele k teoretickému nasání vzduchu o objemu trojnásobku zdvihového objemu jedné komory. Stejný objem vzduchu nasaje čtyřtaktní motor s ekvivalentním zdvihovým objemem za 720 stupňů natočení klikového hřídele. V předešlém textu jsme již stanovili poměr mezi rychlostí výstupní hřídele pístového motoru a rotačního motoru jako 2/3. Proto je možné stanovit počet válcových jednotek roven počtu pracovních komor rotačního motoru.

V tomto textu tedy budeme používat pro simulaci ekvivalentní čtyřdobý pístový motor s třemi válci. Pro simulaci použijeme zdvihový objem simulovaného rotačního motoru. Předpoklad, který musíme dodržovat, je poměr rychlostí výstupních hřídelí.



Obr. 4-2 Princip modelování spalovacích komor rotačního motoru.

4.4. POPIS TERMODYNAMICKÉHO 1D MODELU

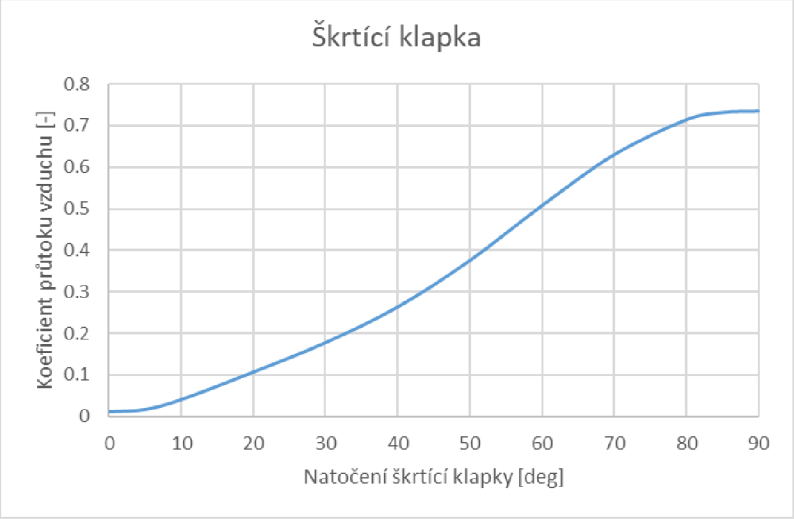
Tvorba modelu probíhá detailním popsáním důležitých parametrů potrubí (průměr, délka, úhel zahnutí atd.) a kanálů motoru. U modelování rotačního motoru je nejdůležitější částí napojování axiálního sacího potrubí a časování jednotlivých kanálů popsané v předchozí kapitole. Nyní si rozebereme jednotlivé prvky validačního modelu pro Aixro XR 50.

4.4.1. KARBURÁTOR

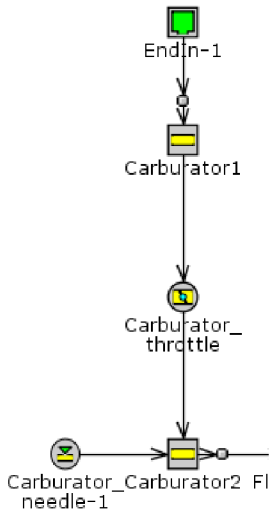
Vstupem do sání motoru je karburátor. Modelování probíhá pomocí dvou elementů potrubí, mezi které je umístěna škrticí klapka. Pomocí elementu clony před vstupem do sání je nastaven součinitel průtoku vzduchu do vstupu. Škrticí klapka je modelována pomocí předepsaných součinitelů průtoku vzduchu v závislosti na jejím natočení.

Při výpočtu program zjistí požadované natočení škrticí klapky, poté vyhledá odpovídající součinitel průtoku vzduchu a aplikuje ho na průtočnou plochu vypočítanou z předepsaného průměru škrticí klapky.

Vstřikování paliva je zajištěno elementem s předepsaným poměrem paliva a vzduchu. Při výpočtu počítá hmotnostní průtok vzduchu elementem, ke kterému je napojen. Poté podle této hodnoty přidá požadované množství paliva. Směšovací poměr je nastaven na základě měření motoru v kapitole 4.1.4.



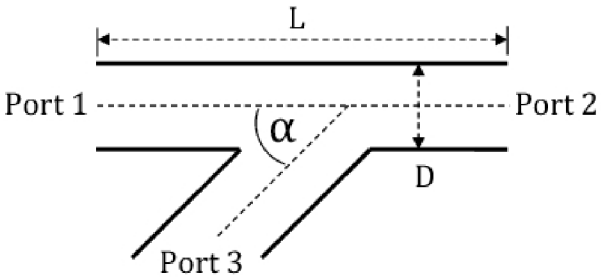
Graf 4-4 Závislost koeficientu průtoku vzduchu na natočení škrticí klapky



Obr. 4-5 Model karburátoru motoru Aixro XR 50

4.4.2. ROZDĚLENÍ SACÍHO POTRUBÍ

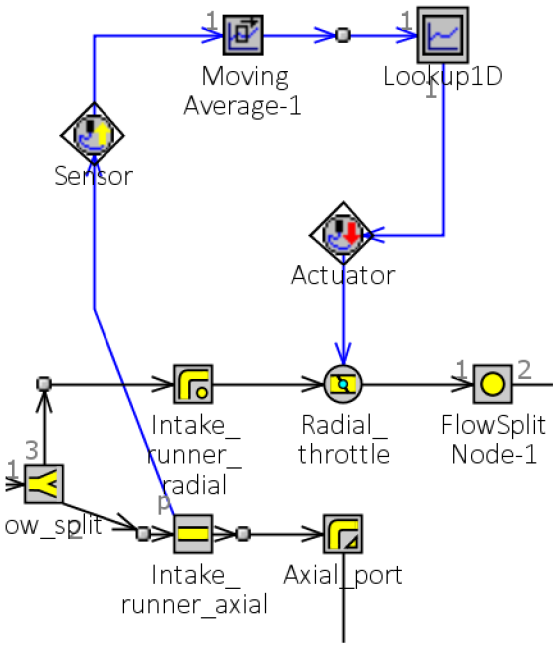
Za karburátorem musí být sání rozděleno na axiální a radiální větev. Toto je docíleno pomocí prvku FlowSplitTAngle. Používá kruhový průřez hlavního kanálu, od kterého se odpojuje vedlejší kanál (v našem případě radiální sací kanál) pod definovaným úhlem. Zadanými parametry jsou průměr hlavní větve, délka hlavní větve a úhel napojení vedlejší větve. Prvek má definovaný materiál a konstantní teplotu stěny rovnou okolní teplotě.



Graf 4-5 Prvek rozdělení sacího potrubí s definovaným úhlem

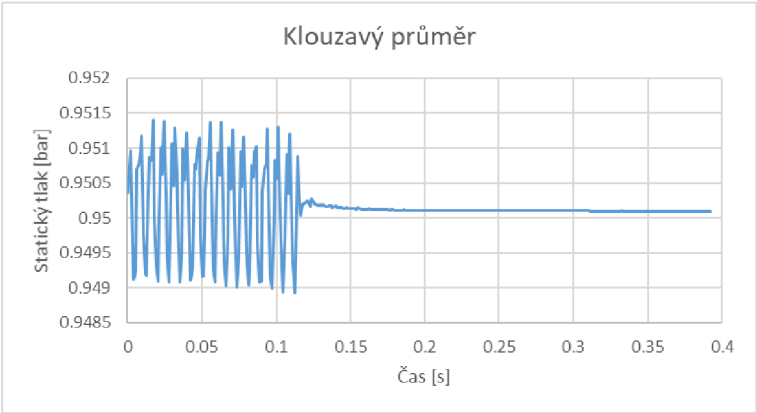
4.4.3. RADIÁLNÍ SACÍ POTRUBÍ

Radiální sací potrubí je opatřeno sekundární škrticí klapkou. Ta zajišťuje škrcení při částečném zatížení a nízkých otáčkách motoru. Tím umožňuje kontrolovat nasávání směsi přes axiální kanál, který je použit k mazání a chlazení motoru. Škrticí klapka je ovládaná podtlakovou regulací napojenou na axiální kanál. Při snížení tlaku, které je způsobeno zvýšení rychlosti nasávané směsi v axiálním kanálu podle Bernoulliho rovnice, se otevírá škrticí klapka. Tento princip je zahrnut v modelu pomocí sensoru tlaku a aktuátoru.

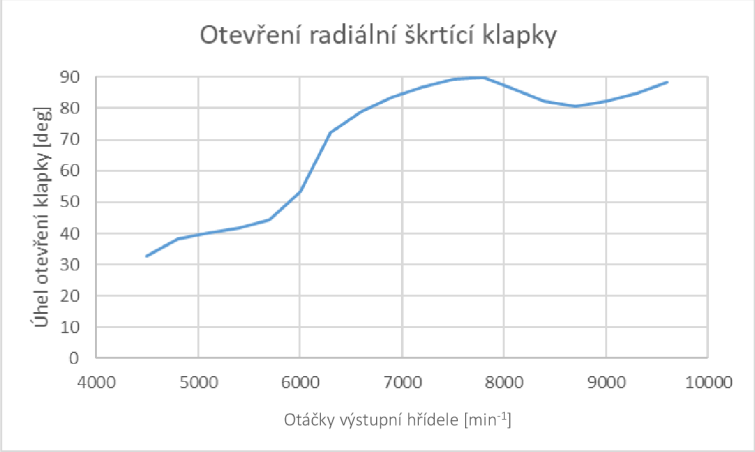


*Obr. 4-4 Řízení podtlakového aktuátoru radiální škrticí klapky (**Intake_runner axial** – axiální sací větev; **Sensor** – měření statického tlaku v axiální sací větvi; **MovingAverage-1** – klouzavý průměr určený k vyhlazení měřených dat; **Lookup1D** – jednorozměrná tabulka přiřazených hodnot natočení škrticí klapky k výstupu ze sensoru; **Actuator** – akturátor použitý k ovládání radiální škrticí klapky; **Radial_throttle** – radiální škrticí klapka*

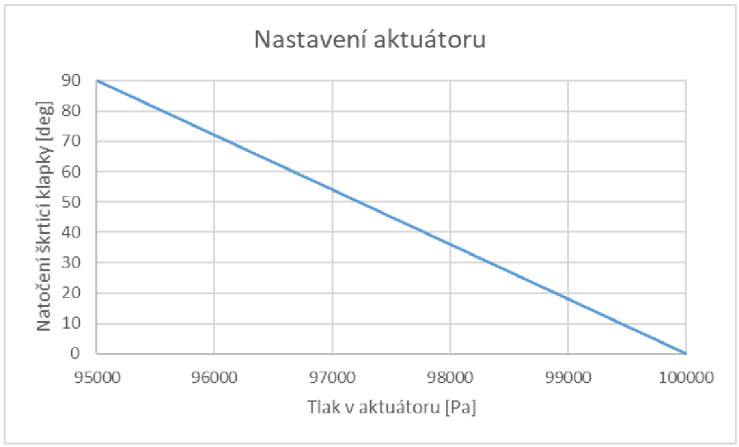
Pomocí sensoru je získán údaj o statickém tlaku v potrubí axiálního sání. Na výstup je použit klouzavý průměr, který zajistí vyhlazení získaných dat. Díky průměrování se zvýší stabilita modelu. Poté se v modulu Lookup D-1 přiřadí hodnotě tlaku hodnota natočení škrticí klapky, které je poté přes aktuátor poslána do samotné škrticí klapky.



Graf 4-6 Vliv klouzavého průměru na výstup tlakového sensoru



Graf 4-7 Otevření radiální škrticí klapky v závislosti na otáčkách motoru

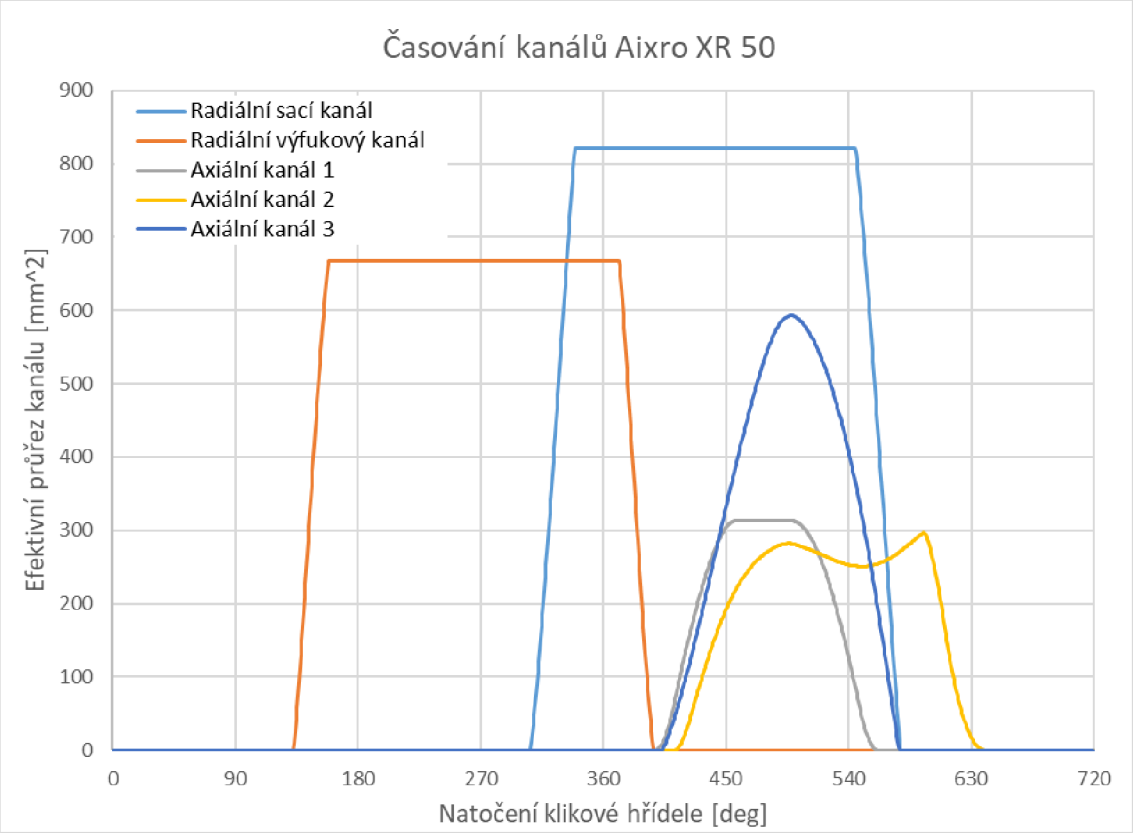


Graf 4-8 Nastavení závislosti měřeného tlaku na natočení škrticí klapky v aktuátoru

Ke vstupu směsi do spalovacího prostoru je využit radiální kanál. Vstup do kanálu je kruhový. Jeho výstup je obdélníkového průřezu. Tento tvar se používá pro zkrácení doby otevírání a zavírání kanálu při zvětšení průtočného průřezu. Z důvodu zvýšení průtoku směsi axiálním kanálem je do radiálního kanálu umístěn restriktor proudění. Modelování náhlé změny průřezu je v 1D systémech řešeno náhradní clonou, které postihne odtržení proudění směsi od stěn kanálů. Vytvořením clony s nejmenším průměrem restriktoru získáme dostatečnou aproximaci součinitele průtoku. Jeho kalibrace je uvedena dále v textu (kap. 4.7.1)

4.5. ČASOVÁNÍ SACÍCH A VÝFUKOVÝCH KANÁLŮ

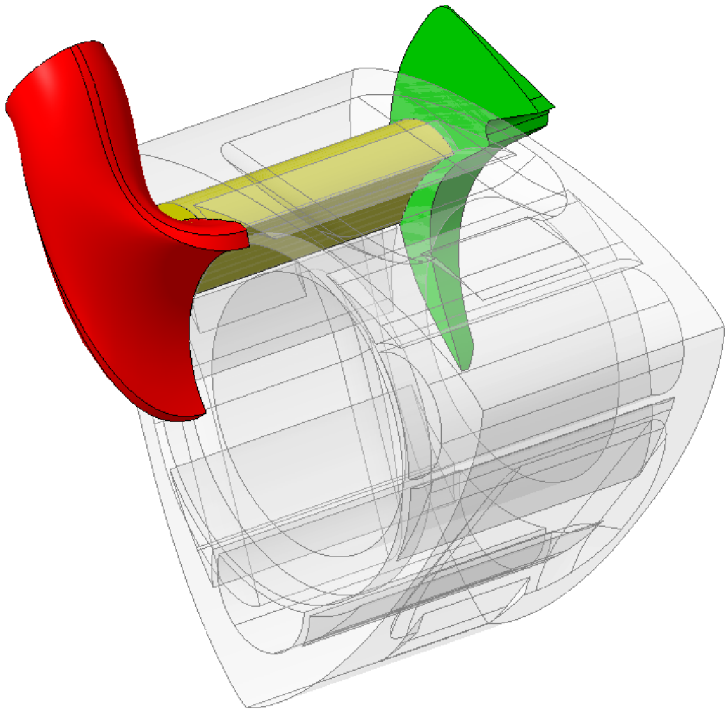
Ačkoliv nejsou zvolené 1D systémy navrženy pro výpočty rotačních motorů, můžeme je při zachování charakteristik sání a výfuku použít k řešení problému. Pro analýzu sacího a výfukového systému byl použit 3D model s kinematickou analýzou průběhu otevření jednotlivých kanálů. Tento přístup byl použit z důvodu složitosti tvarů křivek axiálního sacího kanálu, které by nebylo možné snadno postihnout pouze aproximací mezi několika bodů otevření.



Graf 4-9 - Časování otevření jednotlivých sacích kanálů motoru Aixro XR 50

4.5.1. AXIÁLNÍ SACÍ KANÁL

Axiální sací kanál obsahuje z důvodů koncepce motoru tři přechody s proměnnou plochou průřezu (v 1D modelu používáme prvek pro modelování clony s variabilním součinitelem průtoku). Jak bylo uvedeno dříve, rotor musí být chlazen procházející směsí. Proto musí směs projít kanálem v rotoru, kde nastane přenos tepla ze stěn rotoru do nasávané směsi. Prvním přechodem (značeným jako Axiální kanál 1 v Graf 4-9) je přechod mezi sacím kanálem v postranním víku motoru a samotným kanálem v rotoru. Přechod číslo dvě (značeným jako Axiální kanál 2 v Graf 4-9) se nachází mezi rotorovým kanálem a vratným kanálem v protilehlém víku motoru. Z vratného kanálu poté putuje nasávaná směs do spalovací komory. Toto je zde označeno jako Axiální kanál 3 v Graf 4-9.



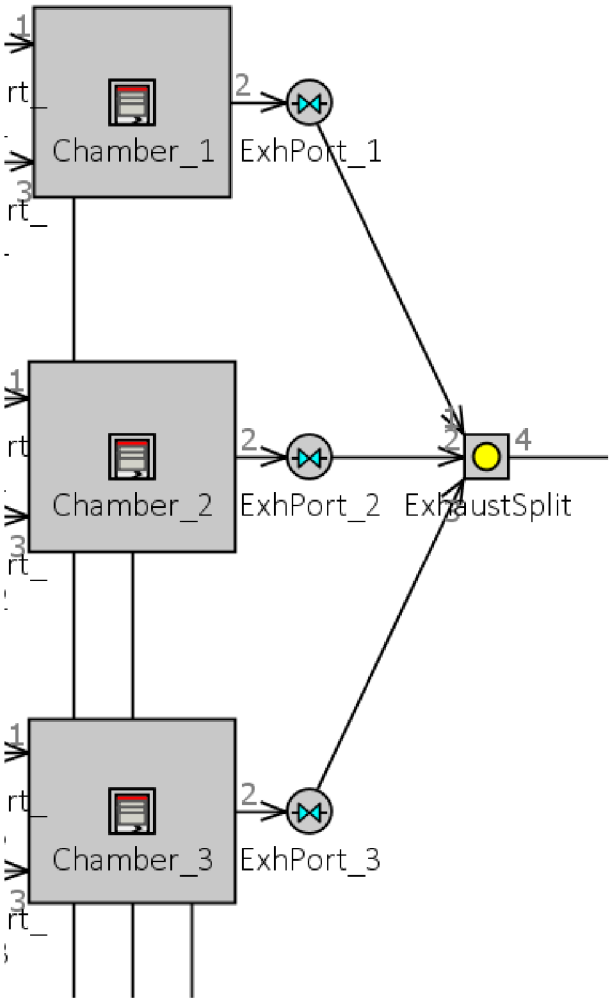
Graf 4-10 Axiální sací kanál: Červeně – první axiální kanál, žlutě – kanál v rotoru, zeleně – vratný kanál ústící do spalovací komory

4.5.2. RADIÁLNÍ SACÍ KANÁL

Koncepce Aixro XR 50 využívá dvojice sacích kanálů. Vedlejší radiální kanál vyústí přímo do spalovací komory. Tento kanál je použit ke zvýšení objemové účinnosti motoru při vyšších otáčkách a je řízen podtlakovým aktuátorem, který otevírá sekundární škrticí klapku v radiálním sání. Časování kanálu je dáno pozicí vrcholového radiálního těsnění na rotoru. Rotor samotný otevírá a zavírá kanál po přechodu tohoto těsnění. Důležitým aspektem z hlediska časování a modelování rezonancí v ekvivalentním modelu je prakticky neustálé otevření kanálu pro jednu ze tří spalovacích komor. Naproti tomu v pístovém motoru je každý sací ventil přiřazen pouze jednomu válci. V modelu tento problém budeme řešit nastavením všech tří sacích radiálních kanálů do stejného místa (vzdálenosti) z pohledu 1D řešiče. Toto nastavení nám zajistí možnost použití jednoho sacího potrubí, které se poté pomocí bezrozměrného rozdělení větví do třech ventilů pro spalovací komory. Z koncepce motoru vyplívá, že doba mezi počátkem otevírání a počátkem zavírání radiálních ventilů musí být 360 stupňů (1080/3 stupňů) natočení hlavní hřídele (při aplikaci převodního vztahu pro klikovou hřídel - 240 stupňů natočení klikové hřídele).

4.5.3. RADIÁLNÍ VÝFUKOVÝ KANÁL

Kanál je řešený stejným způsobem jako radiální sací kanál. Opět je zde podmínka rozdílu mezi počátkem otevření a zavření 240 stupňů natočení klikové hřídele. O časování kanálu se opět stará samotný rotor. I tento kanál je prakticky stále otevřen pro jednu ze tří spalovacích komor.



Obr. 4-5 Řešení spojení výfukových kanálů bezrozměrným členem v 1D simulačním programu

4.6. MODEL SPALOVÁNÍ

V 1D řešičích je možné využít řadu funkcí pro modelování spalování. Pro kvalitní výsledky je vhodné vybrat funkci, pro kterou máme největší množství vstupních parametrů. V našem případě pro zážehový motor s nepřímým vstřikováním paliva je vhodné použít Wiebeho spalovací model bez zohlednění turbulencí.

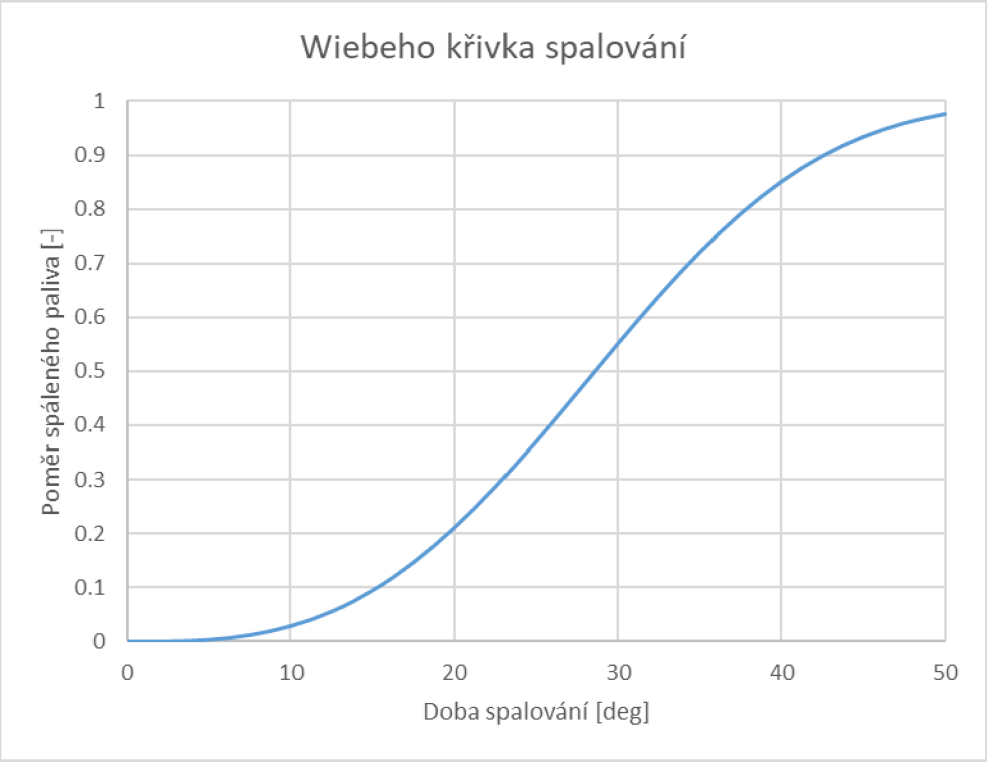
Poměr spáleného paliva je dán

$$m_{frac} = 1 - e^{-A\left(\frac{\theta}{\theta_b}\right)^{M+1}},$$

(4-2)

kde
m_{frac} - poměrné množství spáleného paliva,
A - Wiebeho koeficient úplnosti spalování,
θ - úhel natočení klikové hřídele od počátku spalování [rad],
θ_b - délku spalování paliva v jednotkách úhlu natočení klikové hřídele [rad].

Jako příklad výpočtu si uvedeme případ pro rotační motor Aixro XR 50 s rychlostí výstupní hřídele 9000 otáček za minutu. Z důvodu předpokladu neúplného spalovaní paliva jenž bývá u rotačních motorů častým jevem, volíme jako koncové poměrné množství hodnotu 0.975, jenž odpovídá koeficientu $A = 3.71$. Celková doba spalování je s přihlédnutím k velikostem spalovacího prostoru a rychlostí otáček $\theta_b = 50°$. Pro tyto podmínky je možno pomocí rovnice (4-2) vykreslit následující závislost.



Graf 4-11 Wiebeho křivka spalování pro zadané parametry

4.7. URČENÍ PRŮTOKOVÝCH SOUČINITELŮ

Pro určení průtokových součinitelů byla použita korelace mezi 3D CFD metodou a 1D modelem sacího a výfukového potrubí. Pomocí výpočtu hmotnostního toku 3D simulace byla kalibrována hodnota součinitele průtoku použitého v prvcích jednorozměrného modelu. Tento krok byl použit ke zvýšení přesnosti simulace složité geometrie, kterou není možné korektně postihnout defaultně nastavenými hodnotami 1D modelu. Další možností určení průtokových součinitelů je fyzické testování součásti na profukovací stanici. Ta určí hmotnostní průtok v závislosti na tlakovém spádu přes součást. Výhodou tohoto testu je vysoká přesnost. Metodu ovšem není možné používat z hlediska přístupu pro všechny případy.

4.7.1. NASTAVENÍ CFD MODELU

Základní podmínkou pro kvalitu 3D simulace proudění je kvalitní nastavení síťování. Následující tabulka ukazuje parametry nastavení sítě použité pro všechny simulace.

Tab. 6 Nastavení použité k síťování

Typ elementů	-	**Tetrahedral**
Minimální velikost elementu	mm	0.9
Maximální velikost stěny elementu	mm	1
Maximální velikost elementu	mm	1
Zjemnění stěny	-	Inflation
Tloušťka zjemnění	mm	2
Počet vrstev zjemnění	-	5

Okrajové podmínky byli zvoleny totožné pro 1D a 3D simulace.

Tab. 7 Počáteční podmínky simulace

Relativní tlak vstupu	**Pa**	**2500**
Relativní tlak výstupu	Pa	0
Teplota vzduchu	°C	25
Hustota vzduchu	kg/m^3	1.2
Dynamická viskozita vzduchu	kg/m.s	1.8174e-5

Typ algoritmu použitý pro výpočet simulací 3D proudění se liší podle vlastností proudění. Základním rozdělením se kterým se setkáme při řešení problémů je laminární a turbulentní mód proudění. Jeho určení pro potrubí probíhá na základě určení Reynoldsova čísla

$$Re = \frac{v\delta}{\upsilon}, \qquad (4\text{-}3)$$

kde
Re – Reynoldsovo číslo [-],
v – rychlost volného proudění [m/s],
δ – charakteristický rozměr [m],
v – kinematická viskozita tekutiny [m^2/s].

Charakteristický rozměr pro vnitřní proudění potrubím je hydraulický průměr

$$\delta_h = \frac{4S}{O}, \tag{4-4}$$

kde
δ_h - hydraulický průměr [m],
S – plocha průřezu potrubí [m^2],
O – obvod průřezu smáčený protékající tekutinou [m].

Proudění je považováno za turbulentní pokud platí $Re > 4000$. Jako příklad výpočtu je uvedeno řešení pro radiální kanál

$$Re = \frac{68\left[\frac{m}{s}\right]0.025\ [m]}{1.8174\text{e}-5\ \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]} \sim 93540, \tag{4-5}$$

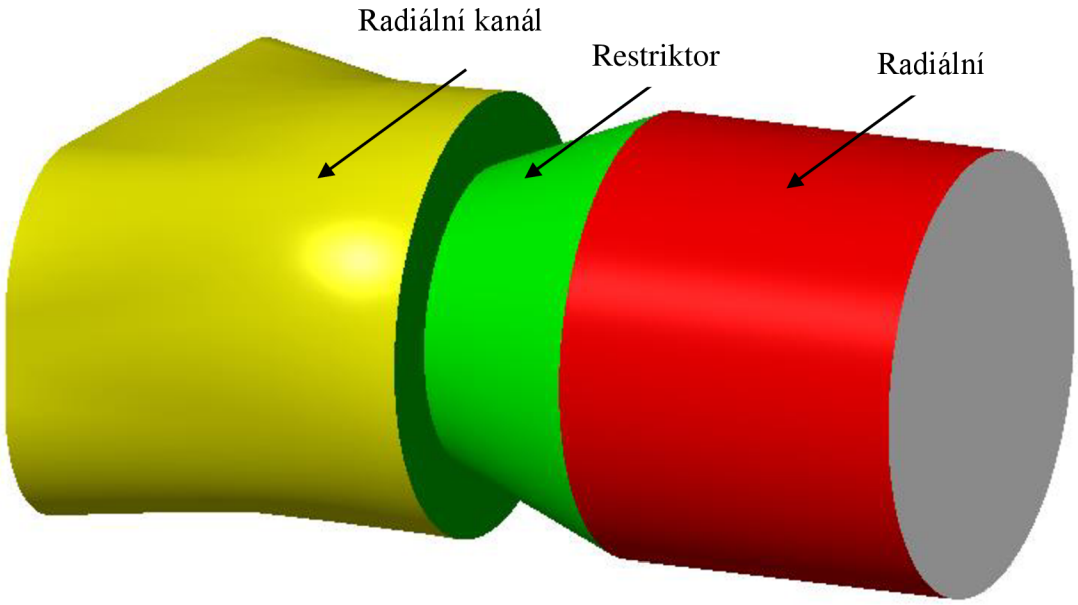
Výsledky pro všechny následující řešené případy proudění jsou řádově větší než $Re = 4000$ a proto můžeme prohlásit, že proudění je turbulentní. Je proto nutné použít výpočetní model, který modeluje vliv turbulence na protékající tekutinu.

Tab. 8 Nastavení turbulentního výpočtového modelu.

Výpočtový model	**-**	**Realisable k-ε**
Model mezní vrstvy	-	Enhanced wall treatment
C2-ε koeficient	-	1.9
TKE Prandtlovo číslo	-	1
TDR Prandtlovo číslo	-	1.2

4.7.2. RADIÁLNÍ KANÁL

Celý systém ústí do spalovací komory, která bude modelovaná zjednodušeně se zachováním šíře skříně. Při vytváření modelu využijeme symetrie, díky které je možné značně zkrátit výpočetní čas. Výsledkem simulace je poté hmotnostní průtok vzduchu. Tento poté můžeme porovnat s vymodelovaným radiálním kanálem v 1D modelu za stejných okrajových podmínek a případně model kalibrovat. Dále upravením součinitele proudění v modelu Restriktor dosáhneme ekvivaletního hmotnostního průtoku obou simulací.

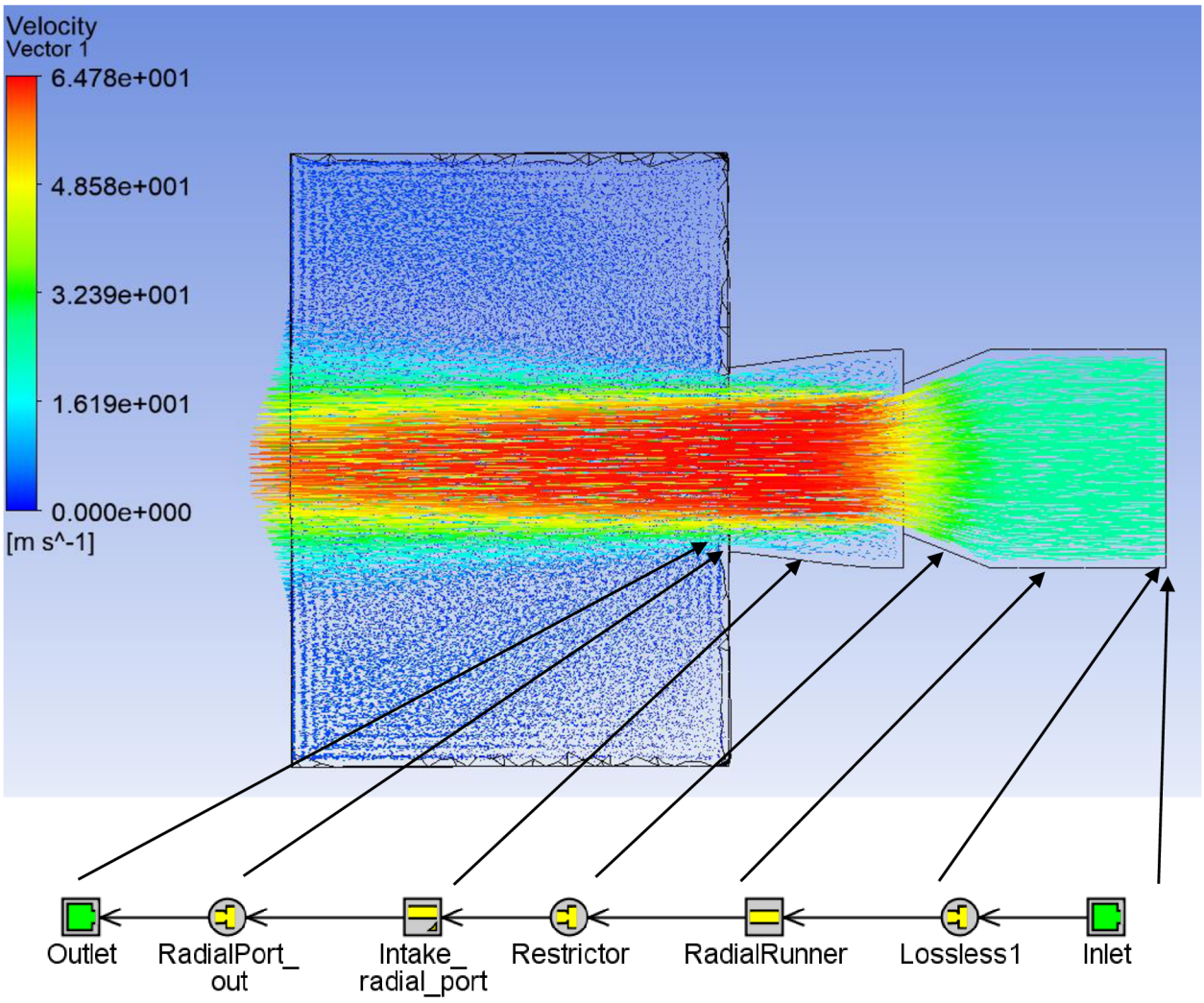


Obr. 4-6 Sestava radiální kanálu s restriktorem použita pro CFD simulace.

Součinitel průtoku vzduchu značí poměr mezi naměřeným průtokem a teoretickým bezztrátovým průtokem daným průřezem. Jeho použití je výhodné, protože jako bezrozměrná veličina snadno charakterizuje kvalitu potrubí nebo daného přechodu (např. přechod ventilového kanálu do spalovacího prostoru motoru). Součinitel průtoku je dán vztahem

$$C_d = \frac{\dot{m}}{\rho A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}, \tag{4-6}$$

kde
$\dot{m}$ – hmotnostní průtok dané tekutiny [kg/s],
ρ – hustota tekutiny [kg/m^3],
A – plocha průřezu překážky [m^2],
ΔP – tlakový spád [Pa].



Obr. 4-7 Přirovnání modelu 1D simulace k 3D CFD simulaci proudění – Kalibrace 1D modelu (Inlet – vstup do systému , aplikace okrajových podmínek; Lossless1-clona předepisující bezztrátový přechod mezi prvkem Inlet a RadialRunner; RadialRunner – prvek potrubí konstantního průřezu; Restrictor – clona nahrazující model restriktoru; Intake_radial_port – potrubí simulující radiální kanál o nekonstantním průřezu;RadialPort_out – clona simulující úplné otevření variabilní clony použité v modelu motoru; Outlet – okrajové podmínky pro výstup ze systému)

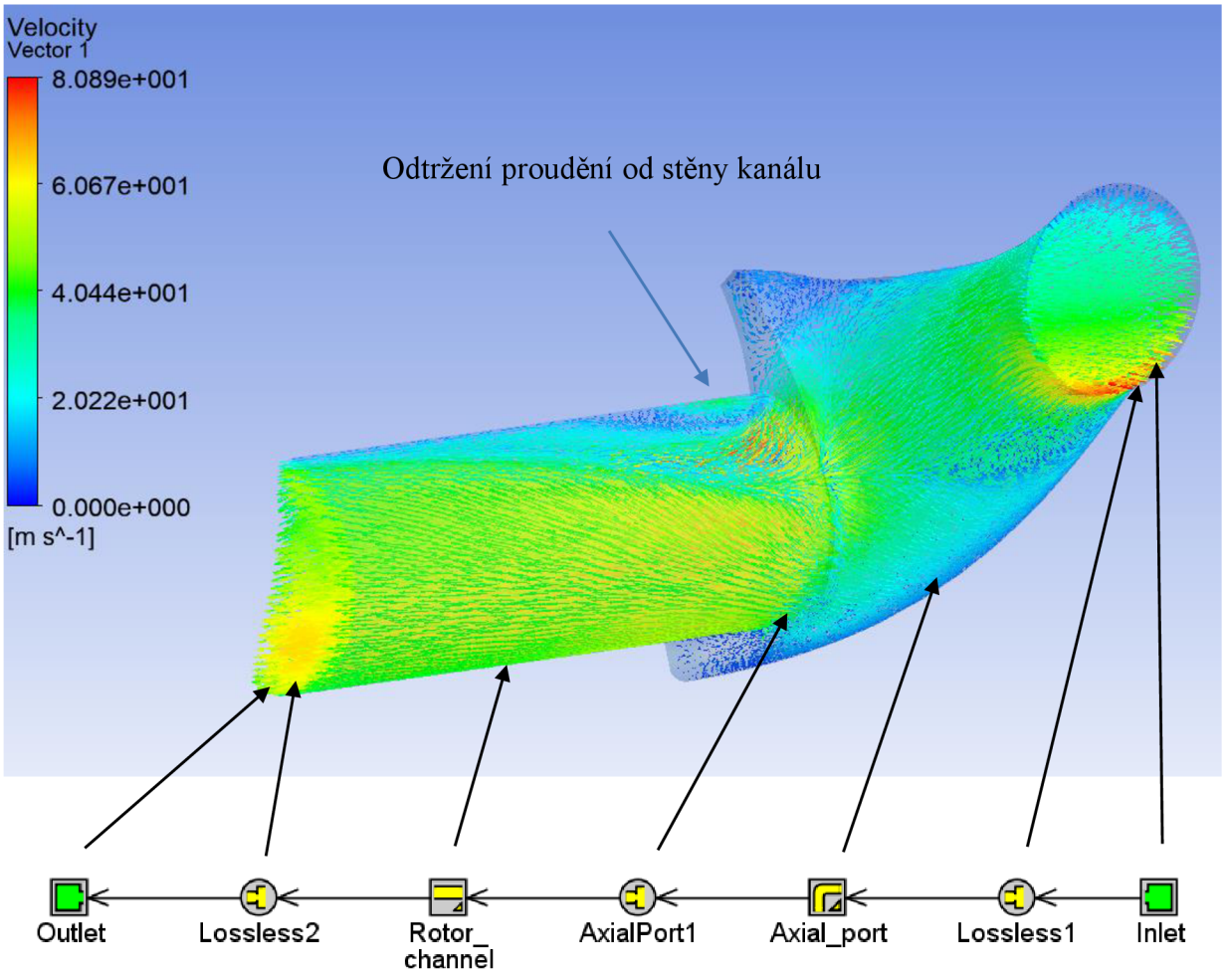
Pro použití na kalibraci modelu je tento přístup příliš nepřesný. Protože je simulována větší část potrubí najednou z důvodu zachycení interakce mezi jednotlivými komponentami, byla zvolena metoda umožňující upravit součinitel průtoku v požadované komponentě s návazností na celý systém. Pro získání totožných výsledků z 3D simulace v 1D simulaci byla použita optimalizace koeficientu clony s cílem získat dříve vypočítaný hmotností průtok také v 1D simulaci.

Výsledkem 3D simulace je hmotnostní průtok vzduchu $\dot{m}_f = 14.98 \frac{g}{s}$. Pro 1D simulaci $\dot{m}_f = 16.96 \frac{g}{s}$. Úpravou hodnoty součinitele průtoku vzduchu ve cloně Restriktor $CD = 0.70337$

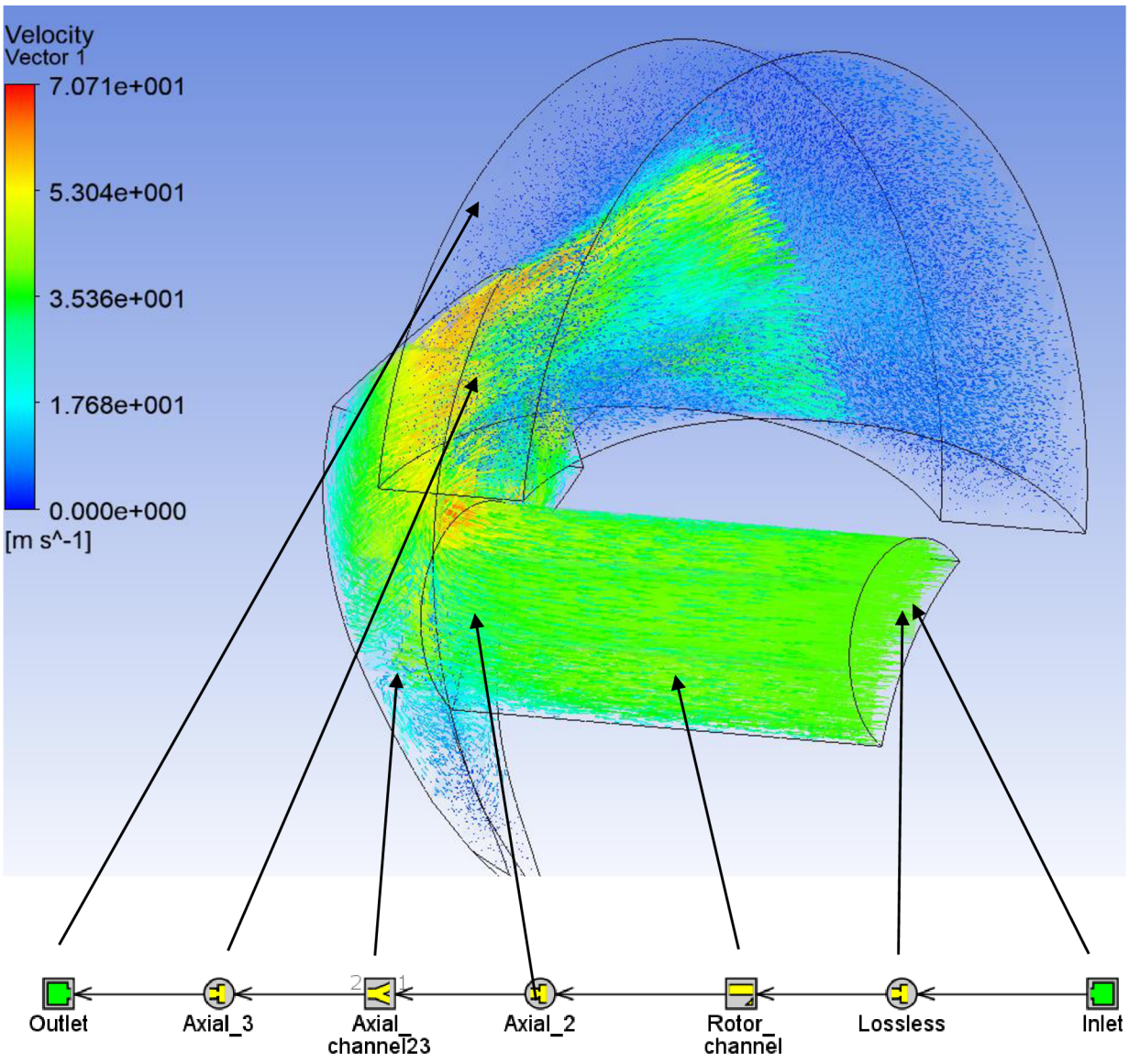
byla získána hodnota hmotnostního průtoku, která odpovídá 3D simulaci. Touto cestou bude provedena kalibrace všech sacích a výfukových kanálů modelu.

4.7.3. AXIÁLNÍ KANÁL

Pro simulaci byl nastaven úhel natočení rotoru, které odpovídá vzájemným polohám kanálů při maximálním průtoku směsi. Pro určení součinitele průtoku kanálů je použit CFD model s turbulentním Realisable k-epsilon modelem. V 1D modelu je následně upravena hodnota součinitele průtoku na cloně spojující oba kanály aby hmotnostní průtok v obou simulacích odpovídal. Podrobnější popis modelu v kap. 4.7.1. Simulace byla rozdělena na dva úseky. Interakce mezi prvním kanálem a rotorovým kanálem byla zachycena v první simulaci Obr. 4-8. Její výsledky byly použity jako nástroj pro kalibraci variabilní clony kanálu. Z výsledků je patrné odtrhávání proudění od stěny na vstupu rotorového kanálu. Tento jev by nebyl 1D analýzou zachycen a má vliv na snížení součinitele průtoku.



*Obr. 4-8 Přirovnání modelu 1D simulace k 3D CFD simulaci proudění – Kalibrace 1D modelu (**Inlet** – vstup do systému , aplikace okrajových podmínek; **Lossless1**-clona předepisující bezztrátový přechod mezi prvkem **Inlet a Axial_port; Axial_port** – prvek potrubí s předepsaným průřezem; **AxialPort1** – clona nahrazující variabilní přechod v modelu – kalibrace je prováděna v bode maximálního otevření; **Rotor_channel –** potrubí simulující kanál v rotoru; **Outlet –** okrajové podmínky pro výstup ze systému)*

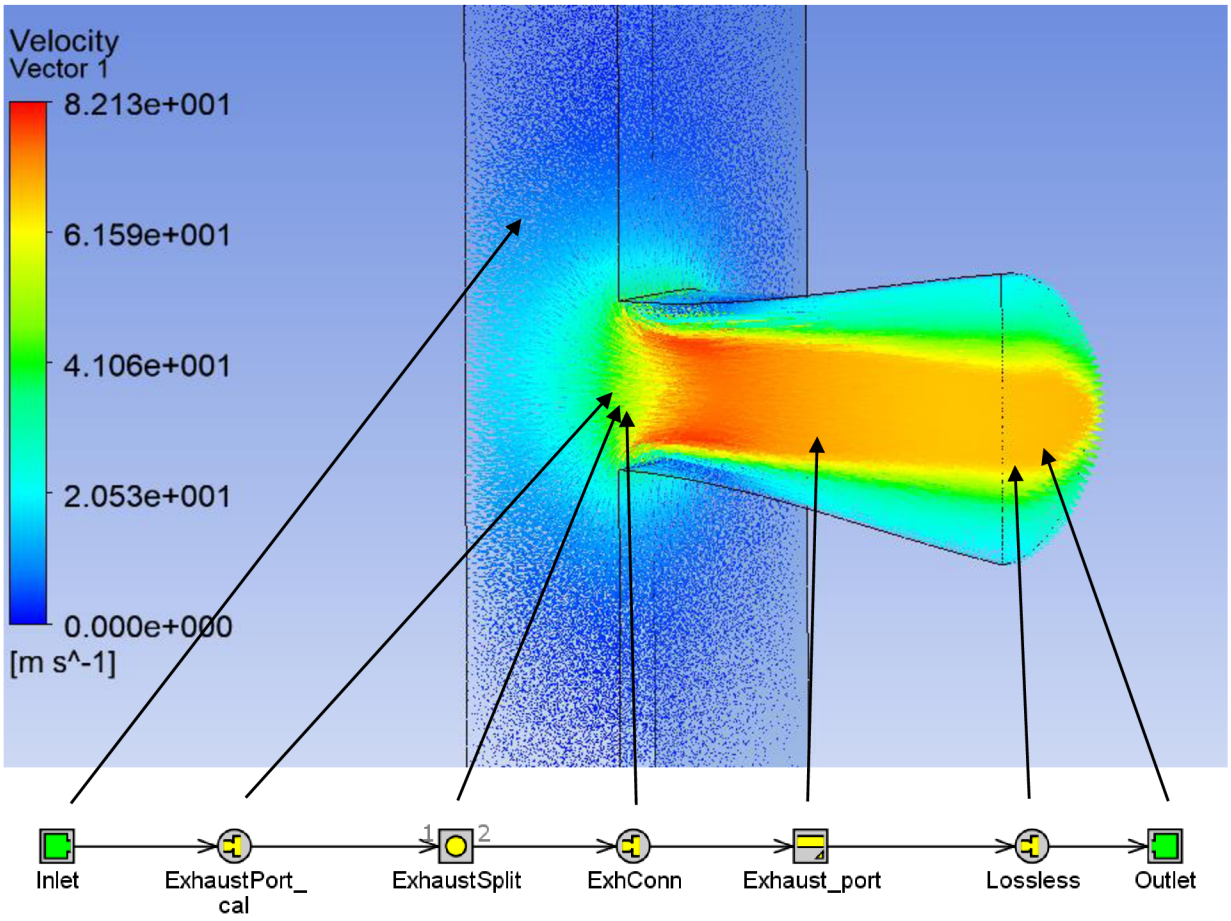


Obr. 4-9 Přirovnání modelu 1D simulace k 3D CFD simulaci proudění – Kalibrace 1D modelu; ***Inlet*** *– vstup do systému , aplikace okrajových podmínek;* ***Lossless*** *-clona předepisující bezztrátový přechod mezi prvkem* ***Inlet a Rotor_channel;*** ***Rotor_channel*** *– potrubí simulující kanál v rotoru;* ***Axial_2*** *– clona nahrazující variabilní přechod v modelu – kalibrace je prováděna v bode maximálního otevření;* ***Axial_channel23*** *– potrubí simulující kanál ve stěně rotorové skříně – je použit prvek FlowSplitGeneral u kterého je možnost nastavení charakteristické délky a expanzního průměru pro sousedící prvky;* ***Axial_3*** *– clona nahrazující variabilní přechod v modelu – kalibrace je prováděna v bodě maximálního otevření;* ***Outlet-*** *okrajové podmínky pro výstup ze systému, v 3D simulaci je použita část spalovací komory pro simulaci expanze jež je zahrnuta v prvku Axial_3*

Navazující část axiálního kanálu byla simulována společně. Jako vstup je použit rotorový kanál a tato simulace má za úkol kalibraci průtokového součinitele mezi rotorovým kanálem a vratným kanálem ve stěně rotorové skříně. Zde dochází k prudké změně směru proudění a skokovému zvětšení průměru potrubí. Oba jevy mají za důsledek snížení hodnot součinitele proudění. Na Obr. 4-9 je detailně rozebraná podobnost simulací.

4.7.4. VÝFUKOVÝ KANÁL

Radiální výfukový kanál se skládá z obdélníkového vstupu s přechodem do kruhového průřezu. Výsledky simulace ukazují odtržení proudění od stěny na vstupu do kanálu. Tento jev má vliv na snížení součinitele proudění kanálu.



*Obr. 4-10 Přirovnání modelu 1D simulace k 3D CFD simulaci proudění – Kalibrace 1D modelu (**Inlet** – vstup do systému , aplikace okrajových podmínek; **Lossless -**clona předepisující bezztrátový přechod mezi prvkem **Inlet a Exhaust_port; Exhaust_port –** potrubí simulující výfukový kanál v rotorové skříni; **ExhConn** – bezztrátová clona sloužící ke spojení prvků **Exhaust_port a ExhaustSplit; ExhaustSplit –** bezobjemové rozdělení použité v modelu motoru pro rozdělení kanálů mezi jednotlivé spalovací komory; **ExhaustPort_cal –** clona nahrazující variabilní přechod v modelu – kalibrace je prováděna v bodě maximálního otevření; **Outlet-** okrajové podmínky pro výstup ze systému, v 3D simulaci je použita část spalovací komory pro simulaci kontrakce potrubí)*

4.8. PŘESTUP TEPLA VE SPALOVACÍ KOMOŘE

Při vývinu tepla spalováním ve spalovací komoře dochází k přestupu části vyprodukovaného tepla do stěn komory v důsledku vysokého teplotního gradientu mezi náplní a stěnou válce. Hlavním mechanismem přenosu tepla do stěn je konvekce. U vznětových motorů navíc radiace způsobená zářením sazí vytvořených za vysokých teplot. Přenos tepla konvekcí nastává při pohybu tekutin a vzájemném pohybu tekutiny a pevné látky. Pokud je vzájemný pohyb způsoben silou jinou než gravitační, tento jev značíme nucenou konvekcí. [3]

4.8.1. KOEFICIENT KONVEKCE

Přestup tepla konvekcí nastává mezi spalinami a bočními stěnami spalovacího prostoru, radiální stěnou a také rotorem. Hustota tepelného toku je popsána následujícím vztahem [3]

$$\dot{q} = h_c \Delta T, \tag{4-7}$$

kde
$\dot{q}$ – hustota tepelného toku [W/m^2],
h_c – koeficient konvekce [W/m^{2}K],
ΔT – rozdíl teplot tekutiny a stěny [K].

Koeficient konvekce je nutné určit experimentálně nebo pomocí odvozených empirických vztahů na základě předešlého testování. Pro jednoduché popsání složité problematiky přestupu tepla ve spalovací komoře byly vytvořeny zjednodušující modely (Annand, Woschni, Eichleberg a další). Tyto náhradní funkce umožňují výpočet koeficientu konvekce z provozních a geometrických parametrů motoru s dostatečnou přesností vhodnou pro predikce. Jejich výhodou je vysoká univerzálnost použití. Nejrozšířenější poloempirický model definoval prof. Woschni [3]

$$h_c = 3.26 B^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.55} w^{0.8}, \tag{4-8}$$

kde
B – charakteristická délka (vrtání motoru) [m],
w – lokální průměrná rychlost proudění ve válci [m/s],
T – lokální průměrná teplota tekutiny ve válci [K],
p – tlak ve válci [kPa].

Průměrná lokální rychlost proudění ve válci je poté stanovena podle [3]

$$w = \left[C_1 \overline{S_p} + C_2 \frac{V_z T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \right], \tag{4-9}$$

kde
$\overline{S_p}$ – střední pístová rychlost [m/s],
T_r – referenční teplota [K],
p_r – referenční tlak [Pa],
V_r – referenční objem [m^3],
p – okamžitý tlak ve válci [Pa],
p_m – okamžitý tlak ve válci bez spalování [Pa].

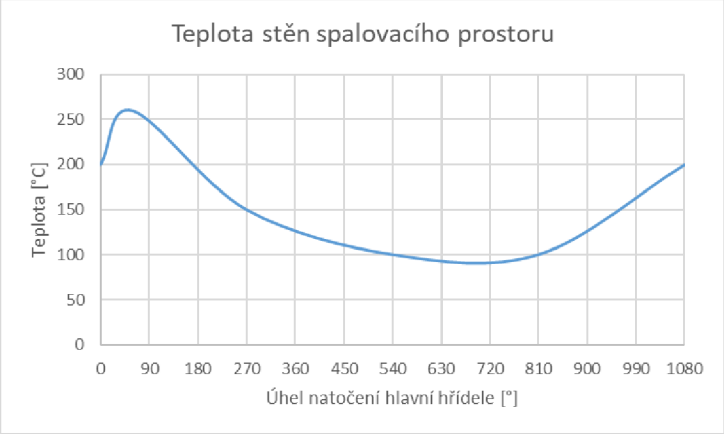
Hodnoty konstant C_1 a C_2 jsou specifické pro motor a jsou určeny korelací s naměřenými hodnotami. Pro počáteční odhad konstant použijeme hodnoty odvozené pro čtyřdobý vodou chlazený motor s čtyřventilovou technikou [3].

Pro
sání a výfuk: $C_1 = 6.18$ $C_2 = 0$,
kompresi: $C_1 = 2.28$ $C_2 = 0$,
expanzi: $C_1 = 2.28$ $C_2 = 3.24x10^{-3}$.

Kalibrace těchto hodnot se provádí z naměřených dat indikace motoru a teplotních čidel umístěných do stěn spalovacího prostoru.

4.8.2. TEPLOTA STĚN SPALOVACÍHO PROSTORU

Dalším důležitým parametrem, vedle koeficientu konvekce pro určení tepelného přestupu, je rozdíl teplot sousedních médií (náplň – stěny spalovacího prostoru). Průměrná teplota spalin je určena pomocí vztahů vývinu tepla ve válci kap. 4.6. Teplota stěny bývá nejčastěji udávána z naměřených hodnot. Pro rotační motor byla vytvořena závislost teploty stěn na natočení hlavní hřídele. Jako vstup byla použita dříve naměřená data z motoru NKU [1]. Data jsou použita pro nastavení teplot spalovacího prostoru (radiální povrch skříně, postranní víka skříně) za předpokladu konstantní teploty povrchu rotoru. Tento předpoklad je zaveden na základě principu rotačního motoru. Ke spalování dochází na stále stejném místě skříně. Toto má za následek jiné rozdělení teplot v průběhu cyklu v porovnání s pístovým motorem, kde dochází například k vyššímu tepelnému přestupu do nasávané směsi v důsledku vysokých teplot sacích kanálů a ventilů. Proto je nutná definice teplot stěn spalovacího prostoru v závislosti na natočení hlavní hřídele u rotačního motoru.



Graf 4-12 Závislost teploty stěn spalovacího prostoru na natočení hlavní hřídele – nulový bod značí horní úvrať expanze.

4.8.3. URČENÍ PLOCH STĚN

Pro určení tepelného toku je podle definice nezbytné určení plochy spalovacího prostoru

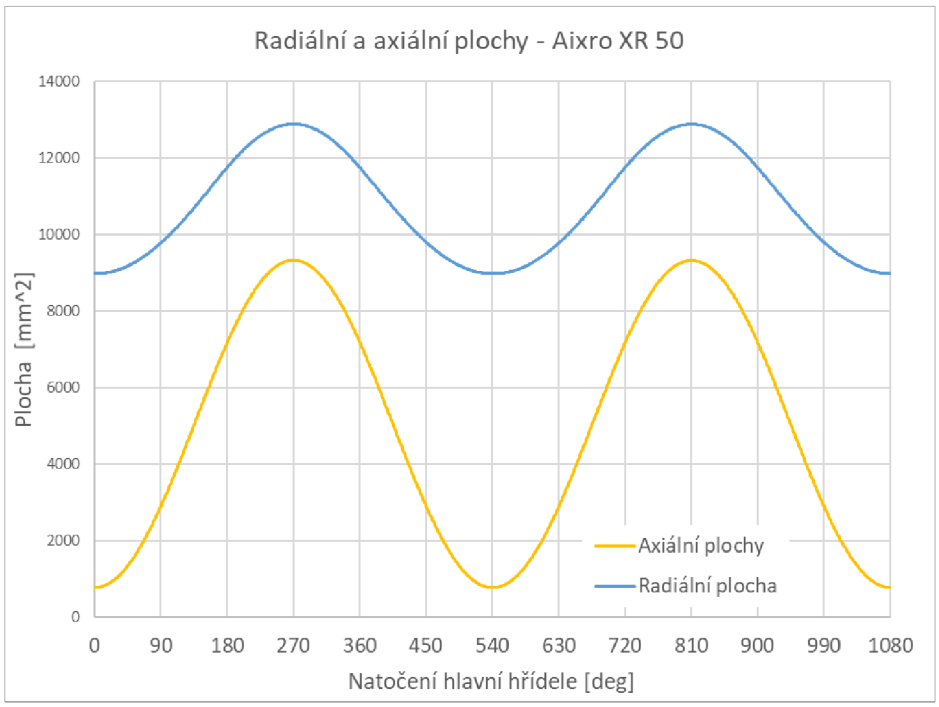
$$\dot{Q} = \dot{q}A, \tag{4-10}$$

kde

$\dot{Q}$ – tepelný tok [W],
A – plocha kolmá k hustotě tepelného toku [m^2].

Z důvodu použití náhradního ekvivalentního pístového motoru v 1D simulaci je nutné určit průběhy závislostí změny plochy spalovacího prostoru na natočení výstupní hřídele rotačního

motoru. Tyto hodnoty musí být korektně aplikovány do 1D řešiče. Určení ploch bylo provedeno za pomoci kinematické analýzy modelu motoru.

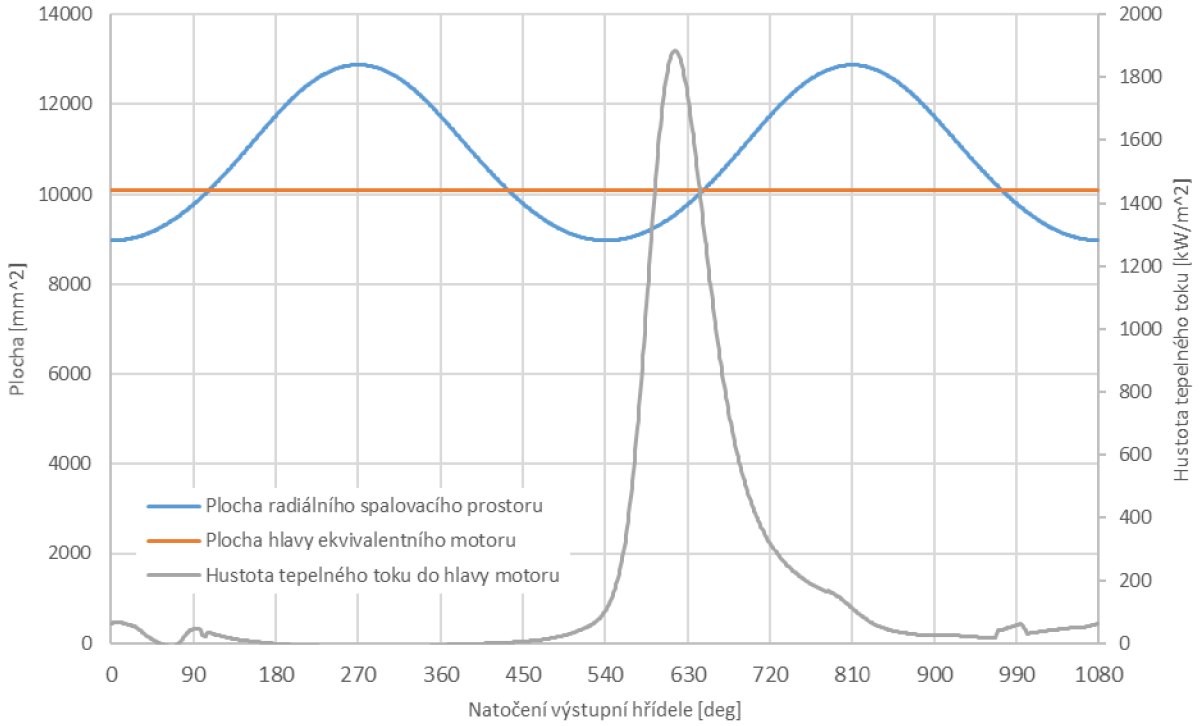


Graf 4-13 Závislost ploch spalovacího prostoru na natočení hlavní hřídele – Aixro XR 50

Z principu pístového motoru plyne konstantní plocha hlavy motoru (ekvivalent radiální plochy). 1D řešiče proto přímo neumožňují nastavení závislosti této plochy na natočení klikového hřídele. Proto musí být použita metoda ke stanovení konstantní hodnoty plochy, která bude minimalizovat chybu způsobenou tímto zjednodušením. Byla vybrána metoda váženého průměru na hustoty tepelného toku do hlavy motoru v modelu

$$\overline{S_h} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \dot{q}_\iota \; S_i}{\sum_{i=1}^{n} \dot{q}_\iota}, \tag{4-11}$$

kde
$\overline{S_h}$ – průměrná hodnota plochy hlavy spalovacího prostoru [m^2],
$\dot{q}_\iota$ – hustota tepelného toku [W/m^2],
$\dot{S}_\iota$ – radiální plocha spalovacího prostoru rotačního motoru [m^2].



Graf 4-14 Aplikace váženého průměru – určení hodnoty plochy hlavy spalovacího prostoru

4.9. TŘECÍ ZTRÁTY

Třecí ztráty představují rozdíl mezi indikovanými výkonovými parametry motoru a efektivními hodnotami na výstupní hřídeli motoru (pomocí dynamometru). Procentuální velikost třecích ztrát může být přibližně od 10%, při plném zatížení až do 100% při volnoběžných otáčkách motoru. Ztráty můžeme dělit na [3]:

1. Ztráty pumpováním – práce potřebná na nasátí směsi do spalovacího prostoru a výfuk spalin do výfukového systému.
2. Ztráty třením – práce potřebná k překonání odporů vzniklých při vzájemném pohybu pohybujících se součástí motoru (ložiska, těsnění, ozubená kola atd.)
3. Ztráty v pohonu příslušenství motoru – práce potřebná k pohonu nezbytných součástí motoru (alternátor, vodní pumpa atd.)

Tato práce je později přeměněna na teplo. Proto je možné tyto tři druhy práce pro zjednodušení výpočtů zahrnout do celkových třecích ztrát [3]

$$W_{tf} = W_p + W_{rf} + W_a, \tag{4-12}$$

kde
W_p – ztráty pumpováním [J],
W_{rf} – ztráty třením [J],
W_a – ztráty pohonem příslušenství [J].

Pro určování rozdílů mezi užitnými a indikovanými veličinami motoru je vhodné zavést třecí ztráty ve formě středního tlaku cyklu [3]

$$FMEP = \frac{W_{tf}}{V_z}, \tag{4-13}$$

kde
$FMEP$ – střední třecí tlak cyklu [Pa],
V_z – zdvihový objem [m^3].-

Poté platí pro střední efektivní tlak cyklu [3]

$$BMEP = IMEP - FMEP, \tag{4-14}$$

kde
$IMEP$ – střední indikovaný tlak cyklu [Pa],
BMEP – střední efektivní tlak cyklu [Pa].

Pro výpočet třecích ztrát modelu je použit Chen-Flynnův model třecích ztrát [5]

$$FMEP = C_{const} + C_p\, P_{max} + C_{mps}\, \overline{S_p} + C_{mpss}\, (\overline{S_p})^2, \tag{4-15}$$

kde
C_{const} – konstatní hodnota středního třecího tlaku [Pa],
C_p – součinitel maximálního tlaku ve válci [-],
P_{max} – maximální tlak ve válci za cyklus [Pa],
C_{mps} – součinitel rychlosti [Pa/ms^{-1}],
$\overline{S_p}$ – střední pístová rychlost [ms^{-1}],
C_{mpss} – součinitel kvadratické rychlosti [Pa/m^2s^{-2}].

Jedná se o empirický vztah, který určuje závislost středního tlaku třecích ztrát v závislosti na maximálním tlaku ve válci, střední pístové rychlost a jejím kvadrátu. Střední pístová rychlost je zde brána pro náhradní pístový motor.

Určení konstant modelu je běžně prováděno dvěma způsoby. Mohou být použita data z měření aktivního dynamometru nebo pomocí rozdílů indikovaných a užitných výkonových parametrů.

4.9.1. MĚŘENÍ POMOCÍ AKTIVNÍHO DYNAMOMETRU

Měření se provádí za ustálených podmínek na aktivním dynamometru. Ten umožňuje motor nejen brzdit, ale také podle potřeby pohánět. Při dosažení ustáleného stavu při daných otáčkách je zastaven přívod paliva do motoru. Dále se měří výkon potřebný pro pohánění motoru. Toto měření je vhodné provést pro více bodů rychlostního spektra. Z důvodu odstavení spalování motoru není možné určit součinitel maximálního tlaku ve válci. Z experimentálního měření vyplívá dostatečná korelace při použití hodnoty $C_p = 0.005$.

4.9.2. ROZDÍL INDIKOVANÝCH A EFEKTIVNÍCH VÝKONŮ

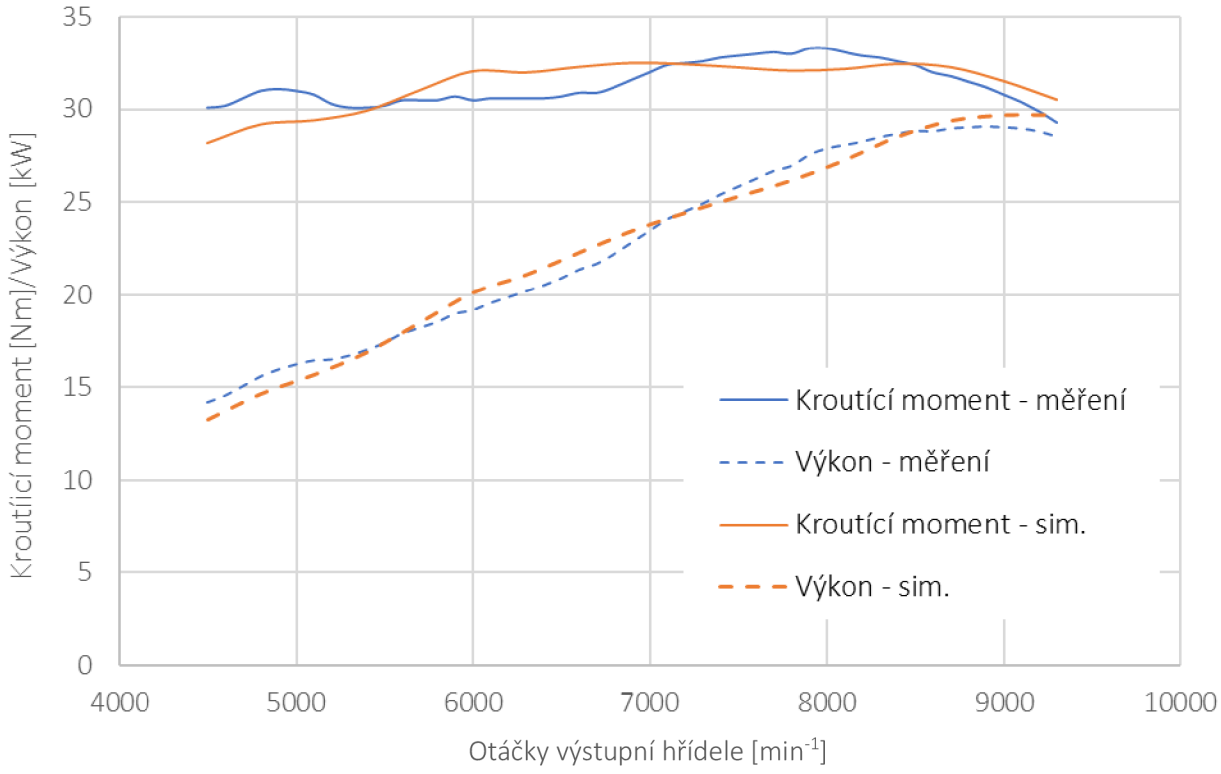
Metoda využívá pro stanovení středního tlaku třecích ztrát rovnice (4-13). Pomocí naměřených dat indikace motoru a měření užitných dat z dynamometru jsou jejich rozdílem určeny ztráty třením. Tato metoda je v praxi považována za nepřesnou v porovnání s předchozím postupem. Díky matematickému rozdílu je malou chybou na některé z měřených veličin způsobena velká chyba na výsledku třecích ztrát. Toto je dáno řádově menší hodnotou třecích ztrát v porovnání s indikovanými nebo užitnými hodnotami. Dalším problémem hlavně u víceválcových motoru jsou rozdíly mezi indikovanými hodnotami mezi jednotlivými válci. Proto je nutné pro tento způsob použít měření z několika válců.

5. POROVNÁNÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT S VÝSLEDKY SIMULACE

V následujícím textu bude znázorněno porovnání výsledku simulace s naměřenými hodnotami z testování motoru Aixro XR 50 na dynamometru. Všechny porovnávané hodnoty byly naměřeny při plném otevření škrticí klapky. Z uvedených grafů plyne kvalitní korelace mezi simulací a naměřenými hodnotami. Bez naměřených výsledků indikovaných hodnot není možné přesně stanovit hodnoty průběhu spalování. Uvedené hodnoty jsou proto pouze informativní a jejich ověření pomocí měření bude nutné.

5.1. VNĚJŠÍ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA

Základním grafem určujícím parametry motoru je vnější otáčková charakteristika. Uvedená charakteristika uvádí závislost krouticího momentu a výkonu motoru na otáčkách výstupní hřídele. Tento parametr vypovídá o motoru jako celku a zahrnuje vliv objemových, termodynamický i mechanických účinností motoru.



Graf 15 Vnější otáčková charakteristika – porovnání naměřených hodnot s výsledky simulace

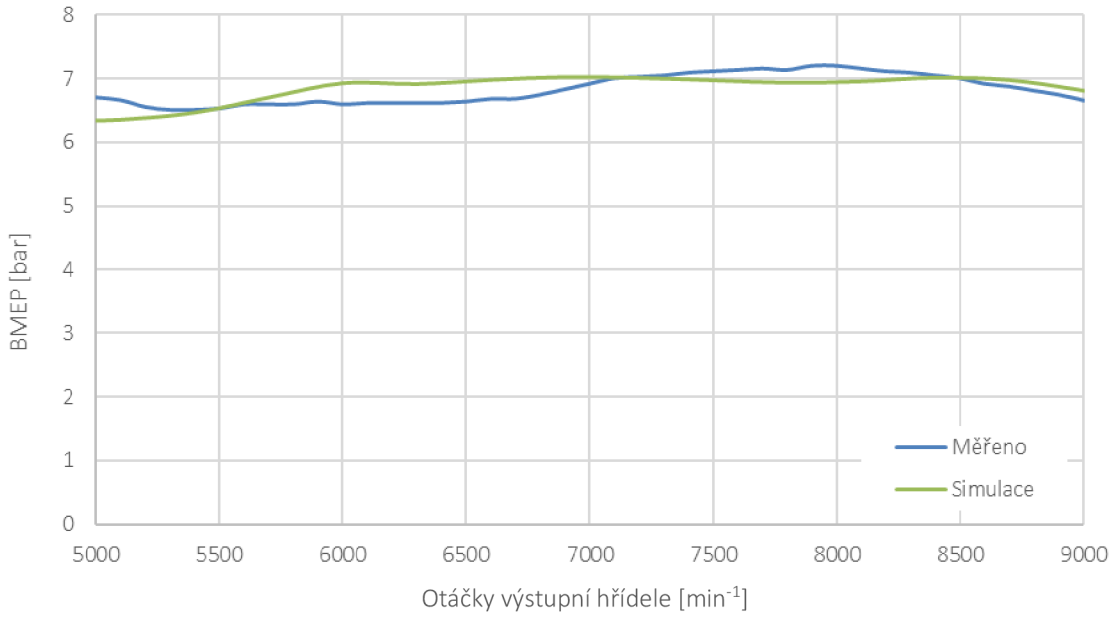
5.2. STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK

BMEP (brake mean effective pressure) vyjadřuje měrnou práci vykonanou za jeden pracovní cyklus motoru, je definován

$$BMEP = \frac{M_k}{V_z} * 2\pi n, \qquad (5\text{-}1)$$

kde
M_k – krouticí moment motoru [Nm],
V_z – zdvihový objem motoru [m^3],
n – počet otáček výstupní hřídele za cyklus ($n = 3$ pro Wanklův motor).

Použití tohoto parametru má výhodu při porovnávání motorů o rozdílném zdvihovém objemu. Díky tomu můžeme lineární závislostí přibližně určit zdvihový objem návrhového motoru při předpokladu rovnosti měrného efektivního tlaku u obou motorů. Je zřejmé, že tyto tlaky se nebudou mezi motory s různou geometrií rovnat. Pro počáteční návrh zdvihového objemu nové jednotky však stačí přibližná hodnota, která bude podle potřeb upravena v průběhu vývoje. Stejný postup je použit dále v textu na přibližné určení zdvihového objemu navrhovaného motoru.



Graf 16 Střední efektivní tlak – porovnání simulace s naměřenými hodnotami

5.3. HMOTNOSTNÍ PRŮTOK VZDUCHU

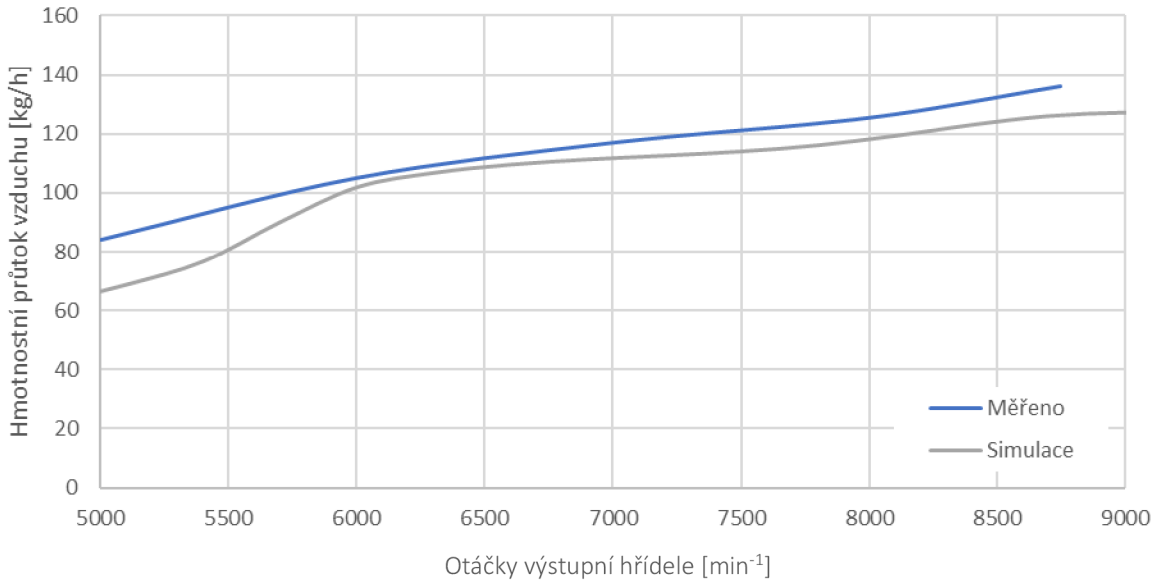
Hmotnostní průtok vzduchu sáním motoru určuje objemovou účinnost motoru. Data byla získána pomocí měření spotřeby paliva a podle směšovacího poměru naměřeného lambda sondou byla dopočítaná hodnota průtoku vzduchu. Použití tohoto přístupu je vhodné u motorů, u kterých není možné umístění váhy vzduchu do sacího potrubí. Například kvůli rozměrům sání. Platí

$$m_a = m_f AFR, \tag{5-2}$$

kde
m_a – hmotnostní průtok vzduchu [kg/s],

m_f – hmotnostní průtok paliva [kg/s],
AFR – směšovací poměr paliva a vzduchu [-].

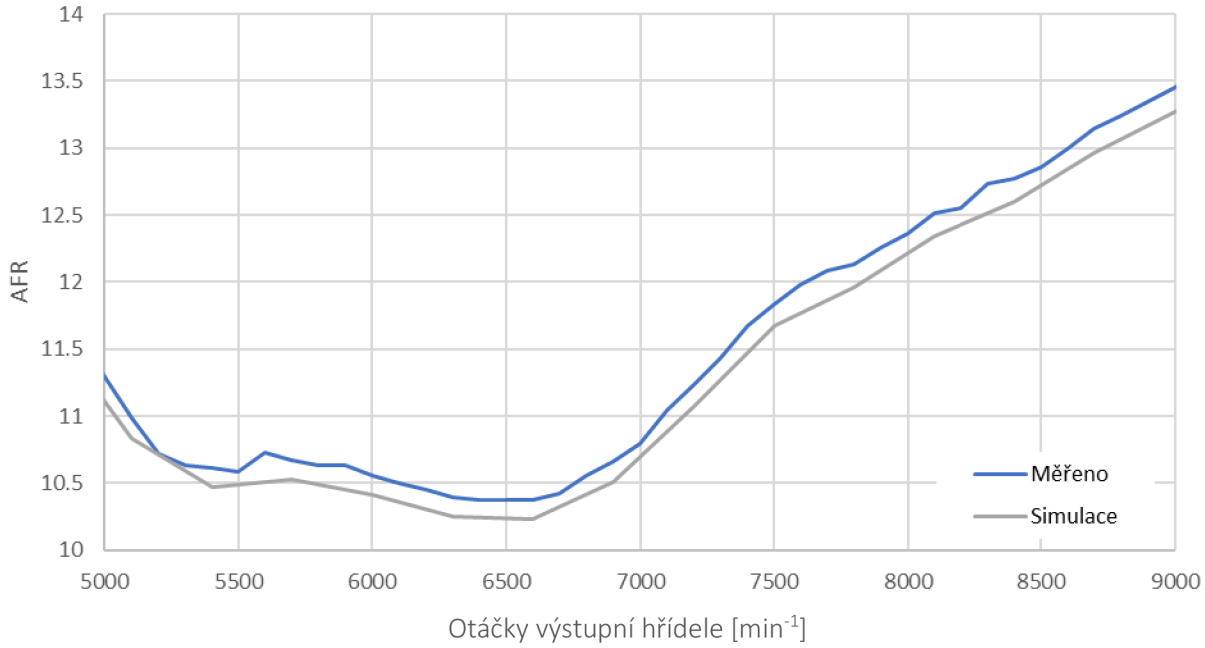
Přesnost měření závisí na přesnosti měření průtoku paliva a směšovacího poměru. Ačkoliv se může zdát nevýhodné z hlediska přesnosti použití dvou veličin, které jsou zatíženy jistou chybou, samotná kalibrace automobilního měřiče hmotnostního průtoku vzduchu je z hlediska vlivu potrubí na měřič obtížná. Výrobce navíc uvádí chybu měření až 20 %. Naopak měření průtoku paliva se provádí za použití vysoce přesné digitální váhy a směšovací poměr je díky analýze výfukových plynů určen kvalitně. Následující data byla naměřena při plném otevření škrticí klapky.



Graf 17 Závislost hmotnostního průtoku vzduchu na otáčkách motoru (plné otevření škrticí klapky) – porovnání simulace s naměřenými hodnotami

5.4. SMĚŠOVACÍ POMĚR

Díky analýze výfukových plynů byla naměřena data závislosti směšovacího poměru motoru v průběhu otáčkového spektra. Měřeno při plně otevřené škrticí klapce. Motor Aixro XR 50 je osazen karburátorem. Z naměřených dat vyplívá vysoká bohatost směsi především ve středních otáčkách motoru. Toto nastavení pravděpodobně výrobce používá z důvodu problémů s chlazením motoru. Díky osazení motoru karburátorem není možné dosáhnout optimálního směšovacího poměru v celém otáčkovém spektru.



Graf 18 Závislost směšovacího poměru na rychlosti motoru – porovnání měření se simulací.

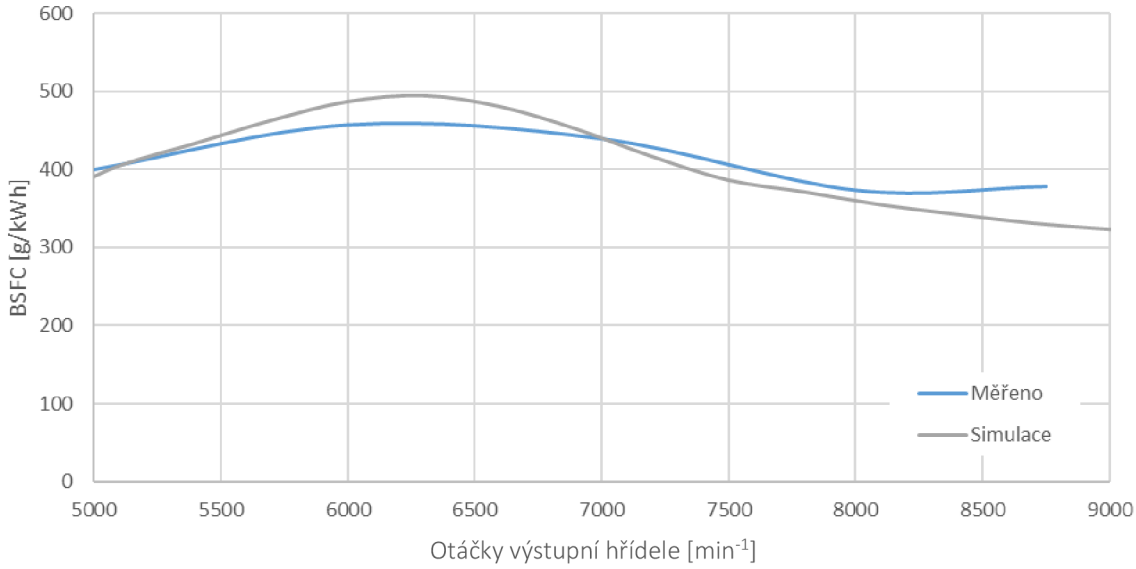
5.5. MĚRNÁ SPOTŘEBA PALIVA

Veličina udávající spotřebu paliva vztaženou na vyprodukovaný výkon. Měrná spotřeba se udává jak indikovaná, tak efektivní. Jelikož nebylo použito měření indikovaných parametrů motoru, uvedené výsledky značí měrnou efektivní spotřebu paliva

$$BSFC = \frac{m_f}{P}, \tag{5-3}$$

kde
P – efektivní výkon motoru [kW],

Výhodou této veličiny je možnost porovnání účinnosti a ekonomičnosti provozu motorů různých koncepcí.



Graf 19 Závislost měrné spotřeby paliva na rychlosti motoru – porovnání měření se simulací

6. NÁVRH MOTORU O VÝKONU 11KW

S použitím konceptu ověřeného termodynamického modelu popsaném v předchozí kapitolách byl vytvořen model s požadovanými parametry. Základem určení objemu komory je předpoklad podobnosti středního efektivního tlaku motoru Aixro XR 50 s navrhovaným motorem. Úpravou vzorce (5-1)

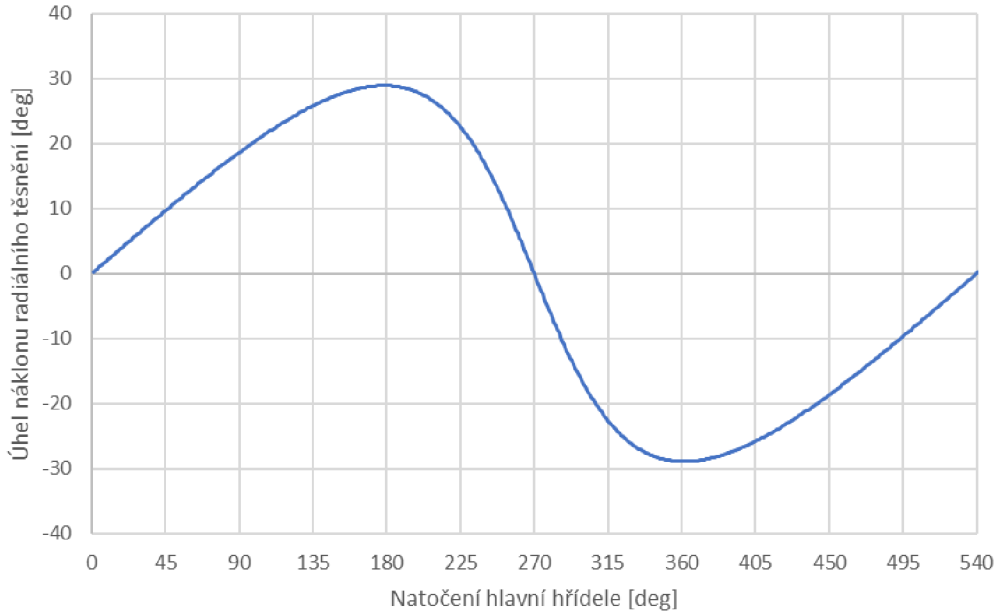
$$V_z = \frac{P * n}{BMEP * n_r}, \tag{6-1}$$

kde
n_r – otáčky výstupní hřídele při požadovaném výkonu [s^{-1}].

získáme závislost zdvihového objemu na měrném efektivním tlaku, který je určen z měření motoru Aixro XR 50. Pro požadovaný výkon 11kW při 8800 otáčkách výstupní hřídele za minutu

$$V_z = \frac{11000 * 3}{675000 * \frac{8800}{60}} = 330 * 10^{-6} = 330[cm^3]. \tag{6-2}$$

Pro tento zdvihový objem bylo zvoleno generující rameno R=55,8 mm a excentricita e=9 mm. Šířka skříně B=42,2 mm. Pro tyto parametry platí trochoidní konstanta K=6,2. Parametry byly zvoleny s přihlédnutím k minimálním vnějším rozměrům motoru. Podle předešlého textu v kapitole 2.2 je stanoven průběh úhlu náklonu.



Obr. 11 Úhel náklonu radiálního těsnění pro K=6,2 - návrhový motor

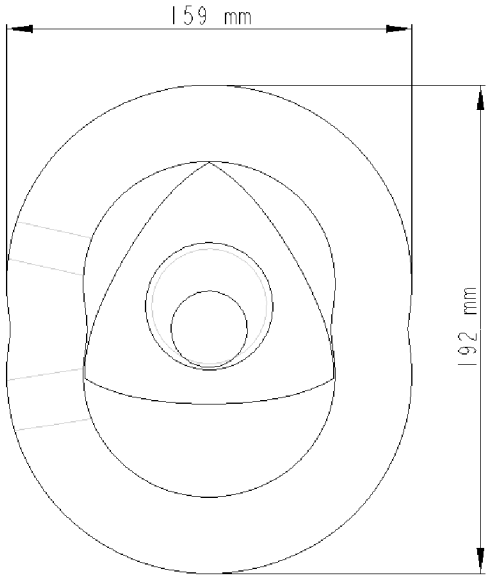
Maximální kompresní poměr je stanoven podle rovnice *(2-23)* $\epsilon_{th} = 16{,}15$. Byl zvolen kompresní poměr $\epsilon = 9{,}5$, který se jeví jako ideální běžně používaná hodnota. Snížení kompresního poměru je dosaženo pomocí vybrání v rotoru. Další úpravy kompresního poměru jsou v rámci testování motoru realizovatelné pouze pomocí nového návrhu rotoru. Toto umožní rychlé testování různých konfigurací.

6.1. VNĚJŠÍ ROZMĚRY MOTORU

Z daných předchozích parametrů je sestaven přibližný model vnější obálky motoru pro znázornění jedné z hlavních předností rotačního motoru. V porovnání s obdobně výkonným pístovým čtyřdobým motorem je zřejmá výrazně nižší hmotnost a rozměry rotačního motoru. K porovnání byl použit motor DuroMax XP16 o výkonu 11kW při 3600 otáčkách za minutu. Jedná se o čtyřdobý jednoválcový motor s vrtáním 90 mm a zdvihem 66 mm. Rozvod motoru je zajištěn pomocí vačkové hřídele umístěné v bloku motoru (OHV). Tento motor je hojně využíván v amatérském motokárovém sportu [24].

Tab. 9 – porovnání váhy a rozměrů navrhovaného motoru s motorem DuroMax XP16

Parametr	*Navrhovaný motor*	*DuroMax XP16*
Váha	6 kg	32 kg včetně příslušenství
Výška	192 mm	435 mm
Šířka	159 mm	234 mm
Délka	125 mm	201 mm



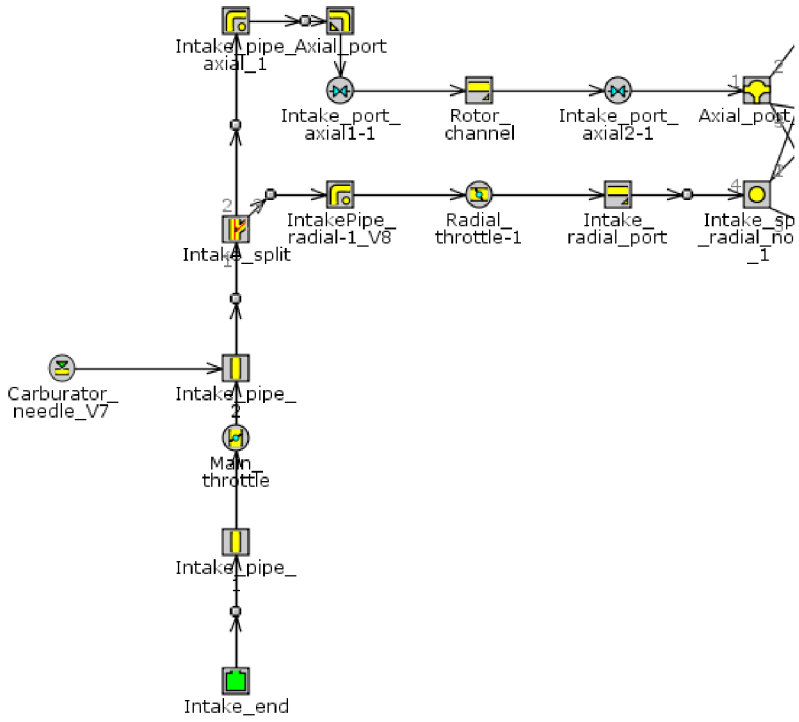
Obr. 12 – Rozměry navrhovaného motoru

Obr. 13 – DuroMax XP16 [24]

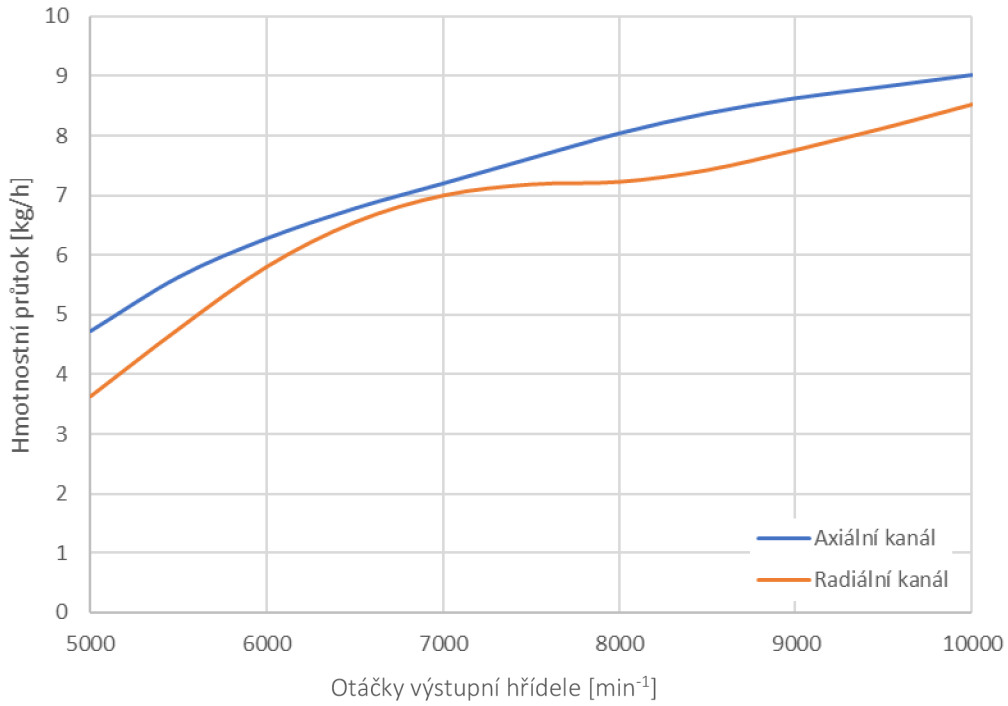
6.2. NÁVRH SACÍCH KANÁLŮ A POTRUBÍ

Návrh sacích kanálu byl proveden s důrazem na maximální hmotnostní průtok směsi axiálním kanálem z důvodu dostatečného mazání a chlazení motoru. Základem je optimalizace časování axiálního kanálu společně s optimalizací průměrů a délek sání. Tento krok byl uskutečněn pomocí optimalizačního nástroje v programu GT-Power. Cílem optimalizace byla maximální hodnota hmotnostního průtoku axiálním kanálem při 7000 otáčkách motoru za minutu. Průměr radiálního kanálu má velký vliv na celkový hmotnostní průtok motorem, ale také axiálním kanálem. Z důvodu vyšších tlakových ztrát, způsobeným složitým provedením axiálního kanálu, je nutné vytvořit škrcení na radiálním kanálu pro zajištění dostatečného hmotnostního průtoku směsi axiálním kanálem. Tím je dosaženo kvalitního mazání a chlazení rotoru. Motor je možné pomocí radiálního kanálu naladit na vyšší než požadovaný výkon. Tímto se ovšem značně sníží chlazení a mazání motoru v důsledku výše popsaného jevu. Škrcení radiálního kanálu je na motoru Aixro XR 50 řešeno pomocí vloženého restriktoru v radiální větvi sání. V navrhovaném motoru je radiální kanál navržen s jistou rezervou pro možné zmenšení kanálu restriktorem podle výsledků testování motoru. Podle naměřených teplot, výkonu a podle viditelného opotřebení motoru je poté možno stanovit produkční tvar radiálního sání.

Díky delšímu axiálnímu sacímu potrubí je dosaženo vyššího poměru hmotnostního průtoku axiálním kanálem. U motoru Aixro XR 50 je axiální sací větev kratší než radiální. Spolu s efektivním škrcením radiálního kanálu je dosaženo více než padesáti procentního rozdělení průtoku směsi do axiálního kanálu. Dále je možné průtok korigovat například podle teploty sacích kanálů díky sekundární radiální škrticí klapce.



Obr. 14 Návrh termodynamického modelu sání – rozdíl v návrhu spočívá v delším potrubí axiálního kanálu a kratším radiálním kanálem, tímto je dosažen vyšší podíl hmotnostního průtoku axiálním kanálem v porovnání s motorem Aixro XR 50.



Graf 20 Hmotnostní průtok axiálním a radiálním sacím kanálem v závislosti na rychlosti motoru.

6.3. NÁVRH VÝFUKOVÉHO SYSTÉMU

Pro první testovací prototyp je použit výfukový systém bez tlumiče a systémů úpravy emisí. Ačkoliv je možné simulovat emisní složení výfukových plynů, tyto simulace vyžadují velice kvalitně ověřené modely za použití měření indikačních tlaků a rozboru výfukových plynů. Z tohoto důvodu nejsou v simulaci zahrnuty výsledky emisní analýzy.

Pro zvýšení vyplachovací účinnosti při vyšších otáčkách bylo použito skokové změny průměru výfukového potrubí v délce určené podle výsledku optimalizačního algoritmu. Délky i průměry jednotlivých potrubí jsou také optimalizovány pro zvýšení plnící účinnosti motoru.

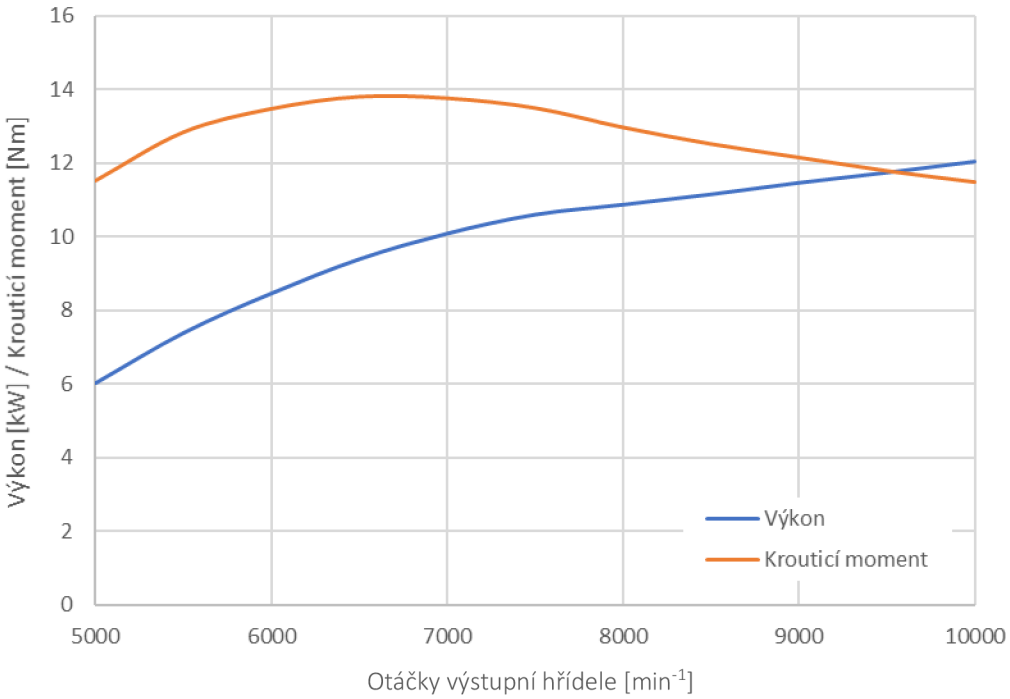
*Obr. 15 Návrh termodynamického modelu výfuku – mezi prvky **Exhaust_pipe_1** a **Exhaust_pipe_2** je použita skoková změna průřezu potrubí, která způsobí propagaci rezonanční vlny ve výfukovém systému.*

6.4. VÝSLEDNÉ PARAMETRY NAVRHOVANÉHO MOTORU

Použitím koncepce termodynamického modelu motoru Aixro XR 50 s optimalizací sání a výfuku, upraveným zdvihovým objemem a průběhem obsahu ploch stěn spalovacího prostoru bylo dosaženo následujících výkonových parametrů.

6.4.1. VNĚJŠÍ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA

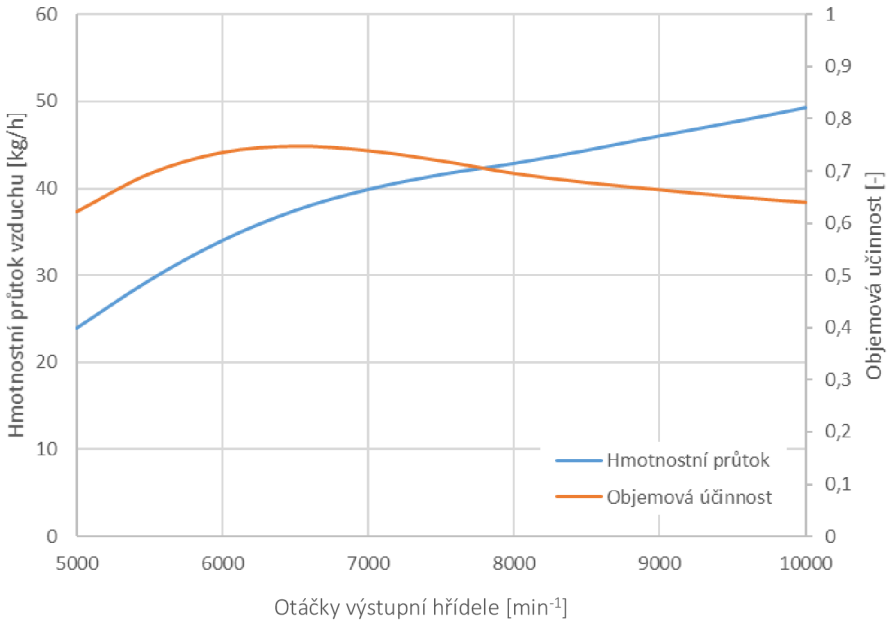
Vnější otáčková charakteristika pro navrhovaný motor do 10000 otáček za minutu. Maximální krouticí moment motoru dosahuje 13,8Nm při 6500 otáčkách za minutu, maximální výkon je při 10000 otáčkách za minutu 12kW. Při 9000 otáčkách za minutu poté 11,4kW. Udávány jsou měrné parametry.



Graf 21 Vnější otáčková charakteristika navrhovaného motoru

6.4.2. OBJEMOVÁ ÚČINNOST MOTORU

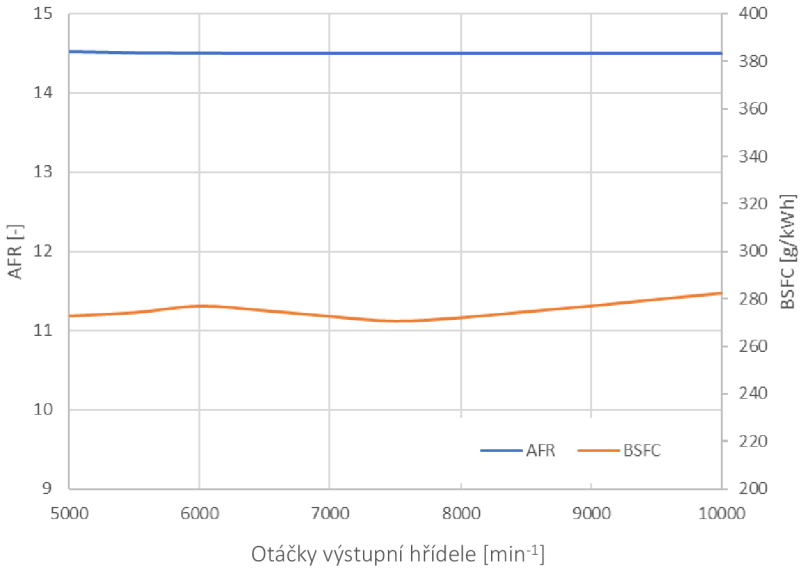
Objemová účinnost motoru je určena především geometrií radiálního sacího kanálu. Díky nutností škrcení radiálního kanálu, kvůli zvýšení průtoku směsi axiálním kanálem, je objemová účinnost poměrně nízká. Naopak životnost motoru by měla být tímto návrhem značně zvýšena z důvodu zvýšení průtoku směsi axiálním kanálem.



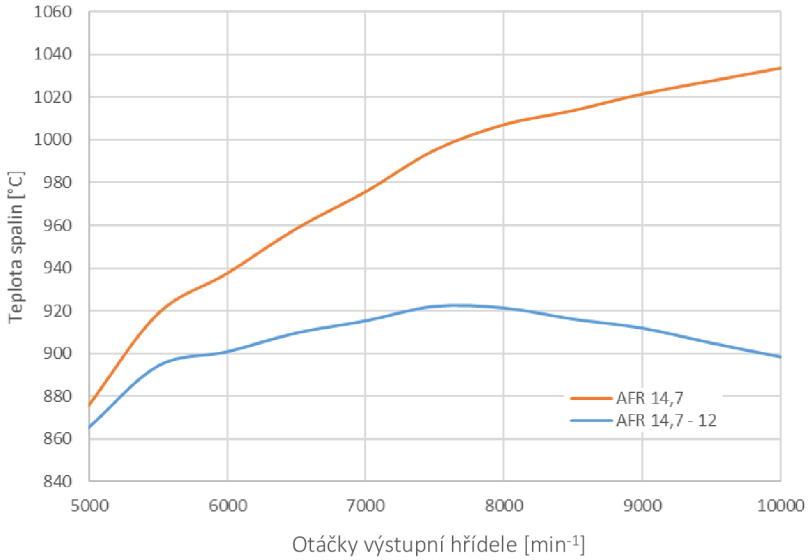
Graf 22 Závislost hmotnostního průtoku vzduchu motorem a objemové účinnosti na rychlosti motoru

6.4.3. SMĚŠOVACÍ POMĚR A MĚRNÁ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBA

Z emisních důvodů je návrh prováděn pro stechiometrický směšovací poměr (AFR). Z důvodu chlazení motoru je možné obohatit směs při vyšším zatížení ve vysokých otáčkách pomocí elektronicky řízeného vstřikování. Příčinou jsou vysoké spalovací teploty při maximálním zatížení motoru. Tento předpoklad se musí ověřit testováním prototypu a případně upravovat palivovou mapu řídící jednotky motoru. Měrná efektivní spotřeba (BSFC) je udávána pro maximální otevření škrticí klapky. Z grafu Graf 24 je patrný rozdíl teplot spalin určených na výstupu z výfukového kanálu při použití stechiometrického směšovací poměru (oranžově) a postupného snižování poměru vzduchu a paliva z 14,7 při 5000 otáčkách za minutu na 12 při 10000 otáčkách za minutu.



Graf 30 Závislost směšovacího poměru a měrné efektivní spotřeby na rychlosti motoru



Graf 24 Rozdíl v teplotě spalin na výstupu z radiálního výfukového kanálu při použití stechiometrického směšovacího poměru a postupného snižování poměru vzduchu a paliva z hodnoty 14,7 při 5000 otáčkách za minutu na hodnotu 12 při 10000 otáčkách za minutu

ZÁVĚR

Na počátku práce byl stanoven cíl aplikování komerčních 1D termodynamických simulačních programů pro pístové motory na motory rotační. K tomuto účelu byla vytvořena metodika tvorby ekvivalentního pístového motoru, pro který je dále vytvořen termodynamický model na základě, kterého získáváme požadované výsledky. Pro validaci vytvořeného modelu byla použita data naměřená na motoru Aixro XR50 pomocí dynamometru. Tento motor se ukázal jako nejvhodnější z hlediska koncepce mazání a chlazení motoru. Použitím validovaného modelu je následně optimalizačními algoritmy vytvořen návrh koncepčně stejného motoru o nižším zdvihovém objemu a výkonu 11kW při 9000 otáčkách za minutu.

Prvním krokem při tvorbě matematického termodynamického modelu motoru bylo definování rozdílných vlastností rotačních a pístových motorů, které musely být postihnuty za účelem hodnověrnosti vytvořeného modelu. Specifické parametry rotačního motoru Wanklova typu byly uvedeny a připodobněny k ekvivalentnímu pístovému spalovacímu motoru. Byly stanoveny základní parametry pístového motoru jako vrtání, zdvih a časování ventilů. Hlavním cílem byla věrohodnost získaného modelu a jeho validace podle naměřených dat z motoru Aixro XR50.

Z důvodu složitosti sacího systému navrhovaného motoru byla nastíněna metodika určování průtokových součinitelů jednotlivých prvků sání. Z dostupných řešení bylo vybráno simulování proudění pomocí 3D CDF řešičů. Poté pomocí tvorby ekvivalentního modelu v 1D řešiči je koeficient průtoku kalibrován pro dosažení kvalitních výsledků.

Porovnáním výsledků simulací a měření se ukazuje kvalitní korelace mezi daty naměřenými na rotačním motoru a výsledky simulace pístového motoru. Ačkoliv nejsou tyto řešiče primárně určeny k využití pro rotační motory, ukázalo se jejich možné použití při správném nastavení parametrů ekvivalentního pístového motoru.

Hlavním problémem návrhu nového motoru byl z hlediska životnosti motoru kvalitní návrh axiálního sacího potrubí. Tento problém byl částečně vytvořen přepracováním časování axiálního kanálu a také škrcením radiálního kanálu, které způsobí vyšší podíl průtoku směsi axiálním kanálem. Tento krok má za důsledek nižší objemovou účinnost motoru. Tato skutečnost je ovšem vyvážena nízkou hmotností a zástavbovými rozměry. Proto je tak v porovnání se stejně výkonným pístovým motorem dosaženo vyššího poměru výkonu a váhy. Navrhovaná jednotka při výkonu 11kW váží přibližně 6 kg.

Ačkoliv se z dostupných dat ukazuje kvalitní korelace mezi modelem a měřením, dalším krokem bude nutná validace prototypu pomocí měření indikace spalovacího tlaku a měřením veličin na motorové brzdě. Tento postup je nutný k určení dalších neznámých parametrů, především poté průběhu spalování a tepelných ztrát v motoru.

Všechny body zadání byly postupně splněny.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] NORBYE, *Jan P. The Wankel engine: design, development, applications.* [1st ed.]. Philadelphia: Chilton Book Co, 1971. ISBN 08-019-5591-2.

[2] YAMAMOTO, Kenichi. *Rotary Engine*. Tokyo, Japan: Sankaido Co., 1981.

[3] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. 2. New York: McGraw-Hill, c1988. ISBN 0-07-100499-8.

[4] Chen, S.K., and Flynn, P.F., "Development of a Single Cylinder Compression Ignition Research Engine," SAE Paper 650733.

[5] *SPARCS: Advanced Innovative Engineering* [online]. 2017 [cit. 2017-01-25].Dostupné z: http://www.aieuk.com/sparcs/

[6] *SPARCS: Advanced Innovative Engineering* [online]. 2017 [cit. 2017-01-25].Dostupné z: http://www.aieuk.com/sparcs/

[7] *Youtube: 225CS JP8 Fuel Test* [online]. 2015 [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=kmde1KJWRGs

[8] *125CS – 20 BHP: Advanced Innovative Engineering* [online]. 2017 [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: http://www.aieuk.com/125cs-20bhp-wankel-rotary-engine/

[9] *Compact SPARCS: Advanced Innovative Engineering* [online]. 2017 [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: http://www.aieuk.com/compact-sparcs/

[10] *Rotapower: Freedom motors [online]. [cit. 2017-01-26].* Dostupné z: http://www.freedom-motors.com/freedom_rotapower.html

[11] *Spark Plug: NGK* [online]. [cit. 2017-01-26]. Dostupné z: https://www.ngk.com/glossary/8/spark-plug/S

[12] *Rotapower 150cc: Freedom motors* [online]. [cit. 2017-01-27]. Dostupné z: http://www.freedom-motors.com/freedom_150cc.html

[13] *Wankel AG: VIP-4200* [online]. [cit. 2017-01-27]. Dostupné z: http://www.wankel-rotary.com/seite1_e.html

[14] *Aixro: Woelfle Engineering* [online]. [cit. 2017-01-29]. Dostupné z: http://www.woelfle-engineering.com/Information/information_aixro_en.html

[15] *Aixro XR30 rotary: Woelfle Engineering* [online]. [cit. 2017-01-29]. Dostupné z: http://www.woelfle-engineering.com/Produkte/XR30_rotary_engine_420.JPG

[16] *Woelfle Engineering: Aixro XR 50* [online]. [cit. 2017-04-30]. Dostupné z: http://www.woelfle-engineering.com/Produkte/produkte_XR50rotaryengine_en.html

[17] *Performance diagram: Aixro XR 30* [online]. In:. [cit. 2017-01-29]. Dostupné z: http://www.woelfle-engineering.com/Produkte/Aixro%20XR30%20Wankelmotor%20Grafik%20Leistung%20Drehmoment%20121208.xls

[18] *Operation manual version 2011: Aixro XR 50* [online]. In: . [cit. 2017-01-29]. Dostupné z: http://www.woelfle-engineering.com/Produkte/Aixro%20XR50%20Karting%20Rotary%20Engine%20Operation%20Manual%20110825_edition%204.6.pdf

[19] *PVL Ignition: Scooter motor* [online]. [cit. 2017-01-29]. Dostupné z: http://scootermotor.de/en/fb_digifire.htm

[20] *Aixro XR 50: Woelfle Engineering* [online]. [cit. 2017-01-29]. Dostupné z: http://www.aixro.co.uk/wp-content/uploads/2016/01/Aixro-XR-50-Rotary-Wankel-Sports-Engine-1.jpg

[21] *DKM 54 - Wankel engine: Wikipedia* [online]. [cit. 2017-01-30]. Dostupné z: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/1/1a/DrehkolbenmotorDKM54.JPG

[22] *Mazda genealogy: Worleys* [online]. [cit. 2017-01-30]. Dostupné z: http://www.worleys.com/rx-7/mazda-geneology.html

[23] *Wankel engine cycles* [online]. [cit. 2017-01-30]. Dostupné z: http://www.365carclub.com/wp-content/uploads/2015/08/wankel-engine.jpg

[24] *MaxTool: DuroMax XP16HPE* [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: https://www.maxtool.com/xp16hpe-duromax-xp16hpe

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

e	[mm]	Excentricita hlavní hřídele
R	[mm]	Generující poloměr
α	[rad]	Úhel natočení odvalující kružnice po základní kružnici
β	[rad]	Úhel natočení odvalující kružnice kolem své osy
p	[mm]	Poloměr pevné kružnice
q	[mm]	Poloměr odvalované kružnice
φ	[rad]	Úhel náklonu radiální těsnící lišty
a	[mm]	Poloměr vrcholového zaoblení radiální těsnící lišty
ϕ	[rad]	Úhel mezi normálou trochoidu a osou x
φ_{max}	[rad]	Maximální úhel náklonu těsnící lišty
v	[rad]	Úhel natočení generující kružnice
S_p	[mm]	Minimální návrhová provozní vůle
$\acute{a}$	[mm]	Hodnota posunutí vnitřní obálky hypocykloidy
b	[mm]	Šíře rotoru
V_{min}	[mm^3]	Minimální objem spalovací komory
V_z	[mm^3]	Zdvihový objem rotačního motoru
V_α	[m^3]	Objem válce motoru
x_α	[m]	Zdvih motoru od horní úvratě
B	[m]	Vrtání motoru
V_c	[m^3]	Kompresní objem komory
m_{frac}	[-]	Poměrné množství spáleného paliva
A	[-]	Wiebeho koeficient úplnosti spalování
θ	[rad]	Úhel natočení klikové hřídele od počátku spalování
θ_b	[rad]	Délku spalování paliva v jednotkách úhlu natočení klikové hřídele
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
v	[m/s]	Rychlost volného proudění
δ	[m]	Charakteristický rozměr
υ	[m^2/s]	Kinematická viskozita tekutiny
δ_h	[m]	Hydraulický průměr
S	[m^2]	Plocha průřezu potrubí
O	[m]	Obvod průřezu smáčený protékající kapalinou [m]
$\dot{m}$	[kg/s]	Hmotnostní průtok

ρ	[kg/m^3]	Hustota tekutiny
A	[m^2]	Plocha průřezu překážky
ΔP	[Pa]	Tlakový spád
CD	[-]	Součinitel průtoku
$\dot{q}$	[W/m^2]	Hustota tepelného toku
h_c	[W/m^{2}K]	Koeficient konvekce
ΔT	[K]	Rozdíl teplot tekutiny a stěny
B	[m]	Charakteristická délka
w	[m/s]	Lokální průměrná rychlost proudění ve válci
T	[K]	Lokální průměrná teplota tekutiny ve válci
p	[kPa]	Tlak ve válci
$\overline{S_p}$	[m/s]	Střední pístová rychlost
T_r	[K]	Referenční teplota
p_r	[Pa]	Referenční tlak
V_r	[m^3]	Referenční objem
p	[Pa]	Okamžitý tlak ve válci
p_m	[Pa]	Okamžitý tlak ve válci bez spalování
$\dot{Q}$	[W]	Tepelný tok
A	[m^2]	Plocha kolmá k hustotě tepleného toku
$\overline{S_h}$	[m^2]	Průměrná hodnota plochy hlavy spalovacího prostoru
$\dot{S}_i$	[m^2]	Radiální plocha spalovacího prostoru rotačního motoru
W_p	[J]	Ztráty pumpováním
W_{rf}	[J]	Ztráty třením
W_a	[J]	Ztráty pohonem příslušenství
$FMEP$	[Pa]	Střední třecí tlak cyklu
$IMEP$	[Pa]	Střední indikovaný tlak cyklu
$BMEP$	[Pa]	Střední efektivní tlak cyklu
C_{const}	[Pa]	Konstantní hodnota středního třecího tlaku
C_p	[-]	Součinitel maximálního tlaku ve válci
P_{max}	[Pa]	Maximální tlak ve válci za cyklus
C_{mps}	[Pa/ms^{-1}]	Součinitel rychlosti
$\overline{S_p}$	[ms^{-1}]	Střední pístová rychlost
C_{mpss}	[Pa/m^{2}s^{-2}]	Součinitel kvadratické rychlosti

M_k	[Nm]	Krouticí moment motoru
n	[-]	Počet otáček výstupní hřídele za cyklus
m_a	[kg/s]	Hmotnostní průtok vzduchu
m_f	[kg/s]	Hmotnostní průtok paliva
AFR	[-]	Směšovací poměr paliva a vzduchu
P	[kW]	Efektivní výkon motoru
n_r	[s^{-1}]	Otáčky výstupní hřídele při požadovaném výkonu