



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

MOTOCYKLOVÝ ROTAČNÍ MOTOR

MOTORCYCLE ROTARY ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Slíva

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubor Zháňal, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Jakub Slíva**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Lubor Zháňal, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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:

Motocyklový rotační motor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je návrh a optimalizace rotoru jednokomorového Wankelova motoru o výkonu 60 – 80 kW pro silniční motocykl. Kromě základního konstrukčního návrhu rotoru je třeba provést analýzu silového zatížení a provést tvarovou optimalizaci s cílem dosažení co nejnižší hmotnosti.

Cíle diplomové práce:

Teoretický popis Wankelova motoru,
Návrh základních geometrických a provozních parametrů.
Konstrukce rotoru.
Analýza silového zatížení.
Vytvoření 1D simulačního modelu.
Tvarová optimalizace.

Seznam doporučené literatury:

KOVAŘÍK, L. Motory Wankelovy a jim příbuzné. SNTL Praha, 1970.

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

JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s. ISBN 978-8-87143-15-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 23. 10. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce pojednává o návrhu rotačního motoru typu Wankel pro použití v motocyklu o výkonu 70 – 80 kW. Pro motor jsou navrženy základní geometrické parametry rotoru a kanálů. Výkonové parametry jsou poté prověřeny na ekvivalentním modelu pístového spalovacího motoru s centrickým klikovým mechanismem pomocí 1D simulačního modelu. Dále je rotoru motoru navržen pro použití olejového chlazení a je ověřena správnost návrhu geometrie na základě výpočtu statické silové MKP analýzy při působení maximálního tlaku získaného z 1D simulačního modelu. Závěrem je zhodnocena bezpečnost navrhované geometrie rotoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

Wankel, Wanklův motor, rotační motor, motocyklový motor, 1D simulace

ABSTRACT

This master's thesis describes a concept of Wankel type rotary engine for use in motorcycle with estimated power between 70 – 80 kW. Basic geometry parameters of rotor and ports are calculated. Power output is then checked on equivalent piston combustion engine with central crank mechanism in 1D simulation model. Rotor is designed for use with oil cooling system. Rotor is checked for safe design by static FEM analysis by applying maximum pressure found out of 1D simulation model.

KEYWORDS

Wankel, Wankel engine, rotary engine, motorcycle engine, 1D simulation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SLÍVA, J. *Motocyklový rotační motor*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 55 s. Vedoucí diplomové práce Lubor Zháňal.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Lubora Zháňala, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Jakub Slíva

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Luboru Zháňalovi, Ph.D. za vedení diplomové práce a cenné rady, které mi poskytl.

Dále bych rád poděkoval své rodině, bez jejíž pomoci by nebylo mé studium možné a všem, kteří mi během studia byli oporou.

OBSAH

Úvod	10
1 Historie	11
1.1 První prototyp - MZ	11
1.2 První sériový motocykl – Hercules (Fichtel & Sachs).....	11
1.3 Nejrozšířenější motocykl s rotačním motorem – Suzuki.....	12
1.4 Poslední produkční motocykl s rotačním motorem – Norton.....	12
2 Wanklův rotační motor.....	14
2.1 Geometrický popis motoru	14
2.2 Geometrie skříně motoru	14
2.2.1 Paralelní trochoid.....	17
2.2.2 Úhel náklonu těsnění	18
2.2.3 Matematické stanovení úhlu náklonu	18
2.2.4 Maximální úhel náklonu.....	20
2.3 Geometrie rotoru.....	20
2.3.1 Rovnice vnější obálky rotoru.....	20
2.3.2 Paralelní obálka	21
2.4 Celkový objem pracovní komory.....	21
2.5 Zdvihový objem pracovní komory	23
2.6 Kompresní poměr	23
2.7 Volba základních parametrů	24
2.7.1 Výkon	24
2.7.2 Kompresní poměr	25
2.7.3 Trochoidní konstanta	25
2.8 Dopočet zbývajících parametrů	26
2.8.1 Střední kluzná rychlost vrcholu radiální lišty.....	26
2.8.2 Hrubý odhad výkonu motoru.....	26
3 Simulační 1D model	27
3.1 Základní geometrické parametry	27
3.2 Stanovení počtu válcových jednotek	28
3.3 Časování sání a výfuku	28
3.4 Srovnání obvodových a bočních kanálů	29
3.4.1 Výpočet kanálů.....	30
3.4.2 Sací kanál.....	31
3.4.3 Výfukový kanál	32
3.5 Popis vytvořeného modelu.....	33

3.5.1	Soustava sání	33
3.5.2	Výfuková soustava	33
3.5.3	Nastavení podmínek výpočtu	34
3.6	Výsledné hodnoty	34
3.6.1	Vnější otáčková charakteristika	34
3.6.2	Střední efektivní tlak	35
3.6.3	Měrná efektivní spotřeba paliva	36
3.6.4	Plnicí účinnost	37
3.6.5	Indikovaný tlak v ekvivalentní válcové jednotce	38
4	Ověření výkonu a točivého momentu	39
4.1	Základní předpoklad	39
4.2	Princip výpočtu	39
4.2.1	Průběh tvorby momentu na výstupní hřídeli	40
4.3	Porovnání výsledků	41
4.3.1	Procentuální rozdíl mezi metodami výpočtu	42
5	Návrh 3D modelu	43
5.1	Těleso rotoru	43
5.2	Chlazení rotoru	44
5.2.1	Chlazení směsí	44
5.2.2	Chlazení olejem	44
5.3	Kryt tělesa rotoru	46
5.4	Ložiskové těleso	46
6	Statická MKP analýza vytvořeného modelu	47
6.1	Definice materiálu	47
6.2	Nastavení sítě	47
6.3	Silové zatížení, omezující vazby	48
6.4	Optimalizace rotoru	48
6.5	Výsledky MKP analýzy	49
	Závěr	50
	Seznam použitých zkratk a symbolů	53
	Seznam příloh	55

ÚVOD

Na motocykl je v mnoha ohledech nahlíženo jako na levný dopravní prostředek již od doby jeho vzniku. Nicméně je však také hojně používán jako prostředek k odlišení se od většiny a požitku ze sportovní jízdy. Na trhu nalezneme v současnosti mnoho modelů, které nám k tomuto skutečně dopomohou, avšak jen pár z nich nabídne zajímavá technická řešení.

V průběhu desetiletí byla hledána alternativa ke konvenčním spalovacím motorům. V motocyklech tak bylo použito přeplňování, různé konfigurace spalovacích motorů, elektromotor, motor spalující naftu nebo i turbína. Nejrozšířenější alternativou k těmto pohonům se však v minulosti stal motor s krouživým pohybem pístu.

Velmi zajímavou variantou prožití sportovního zážitku na dvou kolech by mohla být zástavba právě tohoto motoru do sportovního motocyklu. Toto řešení by mohlo znamenat alternativu ke konvenčně poháněným strojům se zachováním sportovního zážitku z jízdy.

Ve své diplomové práci jsem se proto rozhodl navrhnout rotor tohoto motoru tak, aby výkon motoru odpovídal rozmezí 70 až 80 kW a zároveň vykazoval pokud možno co nejmenší hmotnost.

1 HISTORIE

Přestože princip fungování motoru s krouživým pohybem pístu je znám přibližně 100 let, funkční prototyp se objevil až na konci padesátých let minulého století. V té době začaly firmy produkující motocykly hromadně skupovat licence na výrobu tohoto motoru.

1.1 PRVNÍ PROTOTYP - MZ

Pravděpodobně za první motocykl s rotačním motorem lze považovat KKM 175W z dílen německé MZ který byl prototypem složeným z tehdy vyráběného BK351 a testovacího motoru Wankelova typu o objemu rotoru 175 ccm, který nahradil původní dvoutaktní motor. Kromě tohoto prototypu vznikl ještě jeden, KKM175L, který byl podroben rozsáhlému testování. Přesto však dvojnásobný výkon nebyl dostatečným argumentem pro další vývoj a MZ další testy ukončila. [19]

1.2 PRVNÍ SÉRIOVÝ MOTOCYKL – HERCULES (FICHTEL & SACHS)

Jako první veřejný koncept motocyklu s Wanklovým motorem byl veřejnosti představen Hercules W2000, který sklídil velké ohlasy a byl jako první motocykl s tímto motorem vyráběn sériově. Tento stroj měl motor o objemu 294 ccm s výkonem 25 hp a sliboval rychlost přes 140 km/h. Vzduchem chlazený motor však vyžadoval mazání olejem, který bylo nutné přidávat do paliva. Tento problém byl vyřešen přidáním olejového mazacího systému. Celkově bylo vyrobeno asi 1800 kusů. [1]



Obr. 1 Motocykl Hercules [1]

1.3 NEJROZŠÍŘENĚJŠÍ MOTOCYKL S ROTAČNÍM MOTOREM – SUZUKI

V roce 1974 zahájila Suzuki prodej svého pečlivě vyvíjeného modelu RE-5 Rotary, do kterého značně investovala. Vodou a olejem chlazený motor dosahoval výkonu 46 kW, točivého momentu 74 Nm a dokázal udělit stroji rychlost až 168 km/h, byl však se svými 260 kg těžší než tehdejší konkurence klasických motocyklů a navíc přišel s kontroverzním vzhledem v první modelové řadě, který byl po nenaplnění prodejních očekávání rychle přepracován. Navíc motocykl disponoval komplikovaným chlazením a složitě vyvíjeným karburátorem, který občas působil problémy. Celkově se však jednalo o spolehlivý motocykl, který pravděpodobně nepřišel do vhodné doby ropné krize a emisních požadavků, což údajně způsobilo Suzuki obrovské ztráty. Za 4 roky je odhadován prodej 6000 kusů. [2]



Obr. 2 Suzuki RE5 Rotary [2]

1.4 POSLEDNÍ PRODUKČNÍ MOTOCYKL S ROTAČNÍM MOTOREM – NORTON

Poslední sériový motocykl s rotačním motorem vyráběla firma Norton. První verze se vzduchem chlazeným motorem od roku 1984 byly užívány výhradně bezpečnostními složkami Velké Británie, později byl modifikovaný model dostupný i veřejnosti jako cestovní motocykl s vodním chlazením pod názvem Commander. Norton se však poměrně úspěšně se svými motocykly na počátku 90. let účastnil motoristických závodů a proto vznikl také model F1, který však zpočátku velmi trpěl díky špatně navržené kapotáži nadměrným přehříváním, podprůměrným výkonem a špatnými emisemi. Prodejní neúspěch předurčil fakt, že v mnoha zemích neprošel motocykl emisními testy a nesměl být oficiálně prodáván. Po pouhých 130

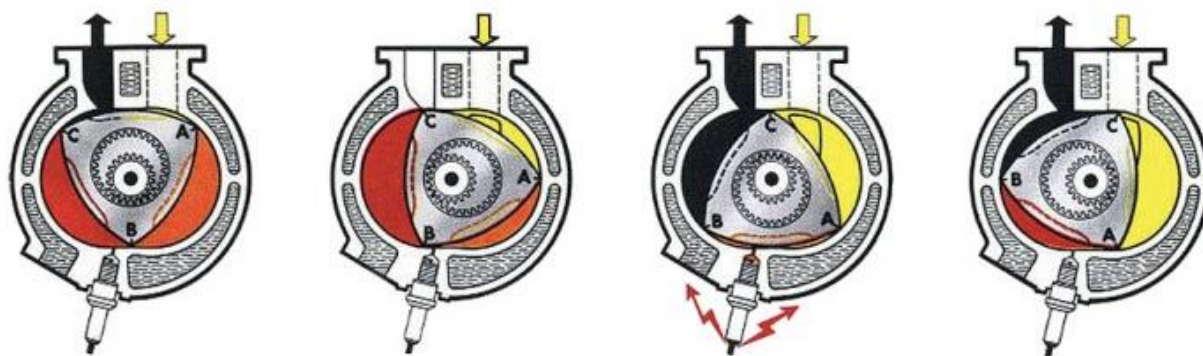
vyrobených kusech byl sice model značně upraven a většina problémů byla odstraněna, bohužel se výrobce potýkal s finančními problémy a v roce 1996 byla po dalších 66 kusech výroba zatím posledního motocyklu s rotačním motorem definitivně ukončena. [18]



Obr. 3 – Norton F1 (první model)

2 WANKLŮV ROTAČNÍ MOTOR

Motor s krouživým pohybem pístu pracuje ve čtyřdobém pracovním cyklu stejně, jako motor klasických koncepcí. Rozdílem je přidělení specifických prostor pro jednotlivé části cyklu, kdy v konvenčních pístových motorech probíhá celý cyklus v jednom prostoru, kdežto u motoru s krouživým pohybem pístu se pracovní objem pohybuje ve směru rotace rotoru. Pro používanou geometrickou konfiguraci to znamená 3 různé pracovní objemy, které zůstávají každý v jiné fázi pracovního cyklu.



Obr. 4 Pracovní cyklus rotačního motoru, žlutě – sání, černě – výfuk. [5]

2.1 GEOMETRICKÝ POPIS MOTORU

Rotační motor nelze srovnávat s pístovým motorem přímo v geometrických parametrech jako vrtání a zdvih, jelikož se jedná o příliš odlišné konstrukce. Namísto toho rotační motor definuje šířka rotoru, generující poloměr a excentricita hlavní hřídele.

Šířka rotoru je myšlena vzdálenost mezi bočními stěnami pracovní komory, případně při zanedbání jisté tolerance rozměr rotoru v jeho axiálním směru. Generujícím poloměrem rozumíme vzdálenost mezi středem rotoru a vrcholem rotoru v radiálním směru hlavní hřídele. Excentricita je vyjádřena jako vzdálenost osy rotace hřídele a osy rotace rotoru na hřídeli. Samotný tvar pracovního prostoru je pak dán generujícím poloměrem a excentricitou rotoru. [3]

2.2 GEOMETRIE SKŘÍNĚ MOTORU

Vnitřní radiální stěnu skříně tvoří epitrochoid. Geometrický tvar je tvořen dráhou bodu na rameni umístěném na generující kružnici, která se odvaluje po statické kružnici. Matematický popis parametricky [4]:

$$x = e \cos(\alpha) + R \cos(\beta)$$

$$y = e \sin(\alpha) + R \sin(\beta);$$

(1)

kde

e – excentricita hřídele [mm] ,

R – generující poloměr [mm],

α – úhel natočení oodvalující kružnice po základní kružnici [rad].

β – úhel natočení odvalující kružnice kolem své osy [rad].

Pokud je poměr mezi úhly α a β celé číslo, generovaná křivka je uzavřená, což je základním požadavkem na konstrukci rotačního motoru. Poměr mezi úhly je dán poměrem mezi generujícími kružnicemi, platí tedy [4]:

$$1 - \frac{p}{q} = \frac{1}{m}, \quad (2)$$

kde

p – poloměr pevné kružnice [mm],

q – poloměr odvalované kružnice [mm],

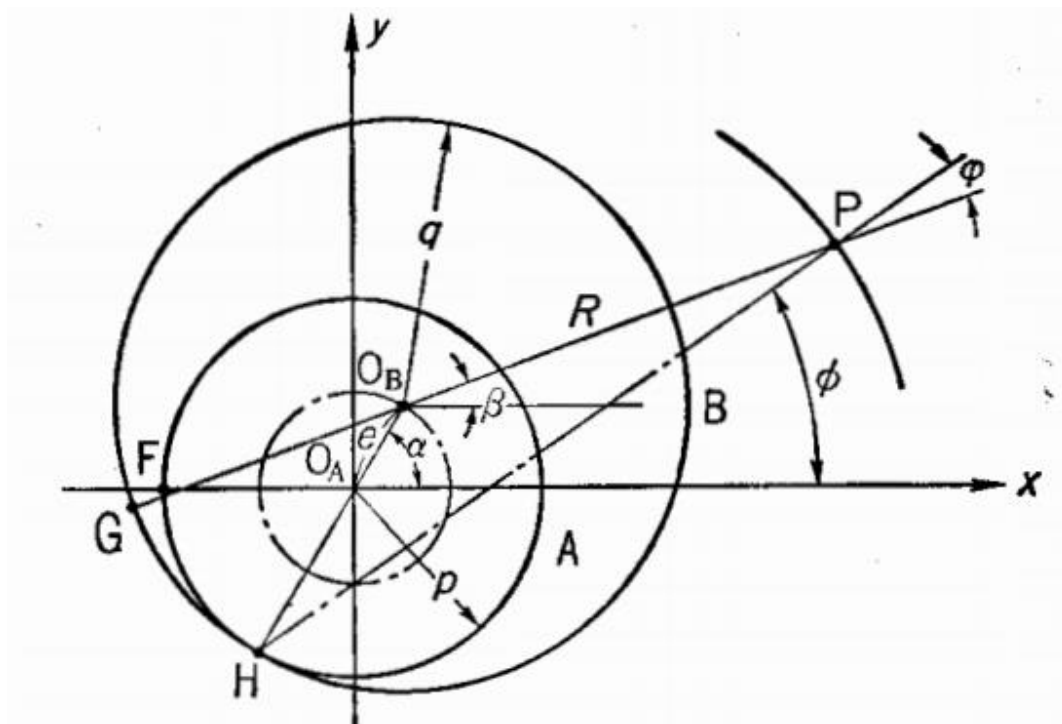
m – celočíselný parametr pro uzavřenou křivku [-]

Poloměry kružnic určují převodový poměr mezi úhly, proto platí [4]:

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

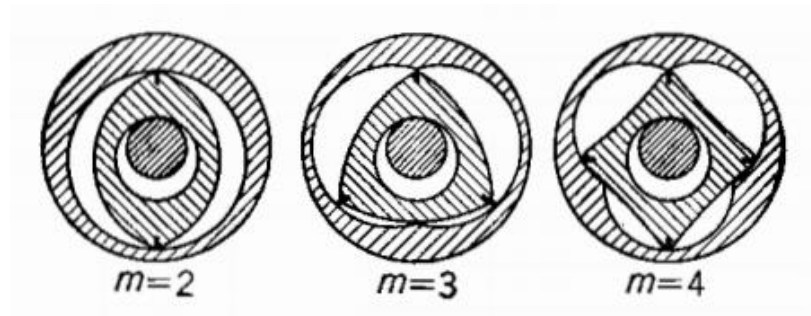
Po dosazení do rovnice (1) získáme tvar [4]

$$\begin{aligned} x &= e \cos \alpha + R \cos \frac{\alpha}{m}, \\ y &= e \sin \alpha + R \sin \frac{\alpha}{m}. \end{aligned} \quad (4)$$



Obr. 5 Tvořící mechanismus epitrochoidy – skříně motoru

Teoreticky je možné generovat tvary s libovolným koeficientem m , pro rotační motory se však ukázala prakticky využitelná varianta $m=3$, jelikož u varianty $m=2$ je nemožné dosáhnout čtyřdobého spalovacího cyklu a varianta $m=4$ je nevýhodná z důvodu nízkého maximálního kompresního poměru a vysokých nároků na těsnicí lišty.

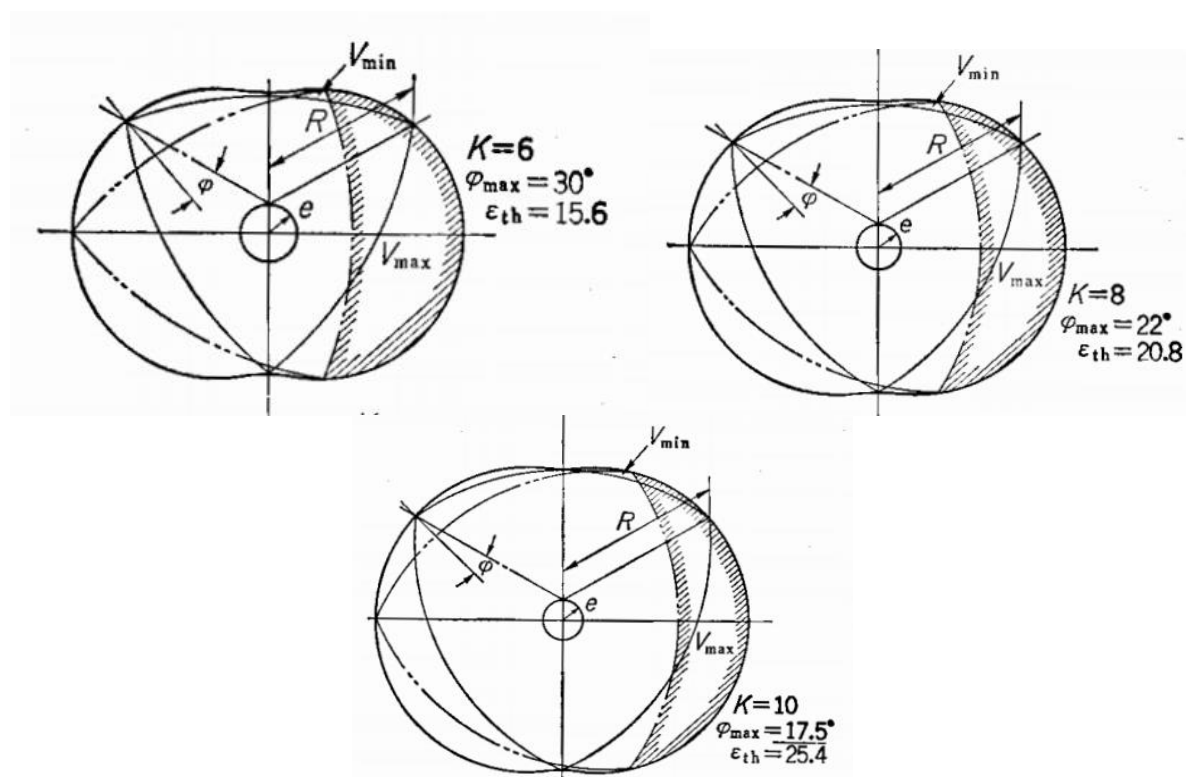


Obr. 6 Porovnání generované geometrie při různých „ m “ [4]

Pro porovnání generovaných tvarů je vhodné zavést jednoduchý parametr pro jejich popis. Jelikož tvar křivek závisí na generovaném poloměru R a excentricitě e , zavedeme trochoidní konstantu, pro kterou platí:

$$K = \frac{R}{e}. \quad (5)$$

Tento koeficient má pro návrh nového motoru zásadní vliv, jelikož určuje hodnotu dosažitelného kompresního poměru a úhel oscilace radiálních těsnění. Běžná hodnota se pohybuje mezi $K=6-8$ [4].



Obr. 7 – Vliv trochoidní konstanty na generovanou křivku, úhel natočení těsnicí lišty a dosažitelného kompresního poměru. [4]

2.2.1 PARALELNÍ TROCHOID

Uvedené rovnice platí pro generaci křivky jedním bodem. těsnění je však tvořeno s určitým přesným poloměrem, je zapotřebí při výpočtu zohlednit náklon těsnění. Tato úprava zamezuje tomu, aby se vrcholové těsnění pohybovalo v radiálním směru od rotoru a způsobovala přílišné opotřebení skříně i lišty samotné. Úhel styku těsnění s povrchem skříně se stále mění, proto je rozdílný i poloměr dotyku vztažený ke středu rotoru. Pro $m=3$ tedy platí:

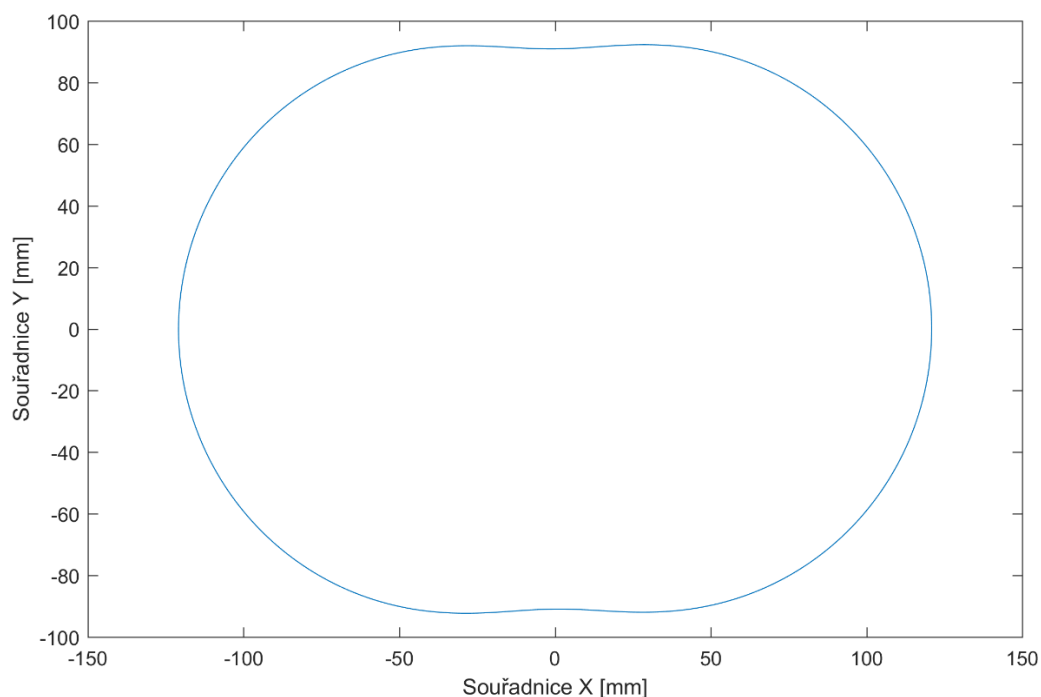
$$x = e \cos \alpha + R \cos \frac{\alpha}{3} + a \cos \left(\frac{\alpha}{3} + \varphi \right),$$

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

kde

φ - úhel náklonu těsnicí lišty [rad],

a - poloměr vrcholového zaoblení radiální těsnicí lišty [mm].



Graf 1 – základní epitrochoida

2.2.2 ÚHEL NÁKLONU TĚSNĚNÍ

Úhel náklonu těsnění je stanoven mezi generujícím poloměrem a normálou trochoidu skříně. Maximální doporučená hodnota je $\varphi = 30^\circ$, při vyšších hodnotách je pravděpodobný výskyt nadměrného opotřebení jak těsnicí lišty a skříně motoru. Běžné hodnoty nepřekračují $\varphi = 25^\circ$.

2.2.3 MATEMATICKÉ STANOVENÍ ÚHLU NÁKLONU

Při užití Obr. 5 jako reference, lze odvodit úhel náklonu jako:

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

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

$$\cos \varphi = \cos \phi \cos \frac{\alpha}{3} + \sin \phi \sin \frac{\alpha}{3},$$

(6)

kde

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

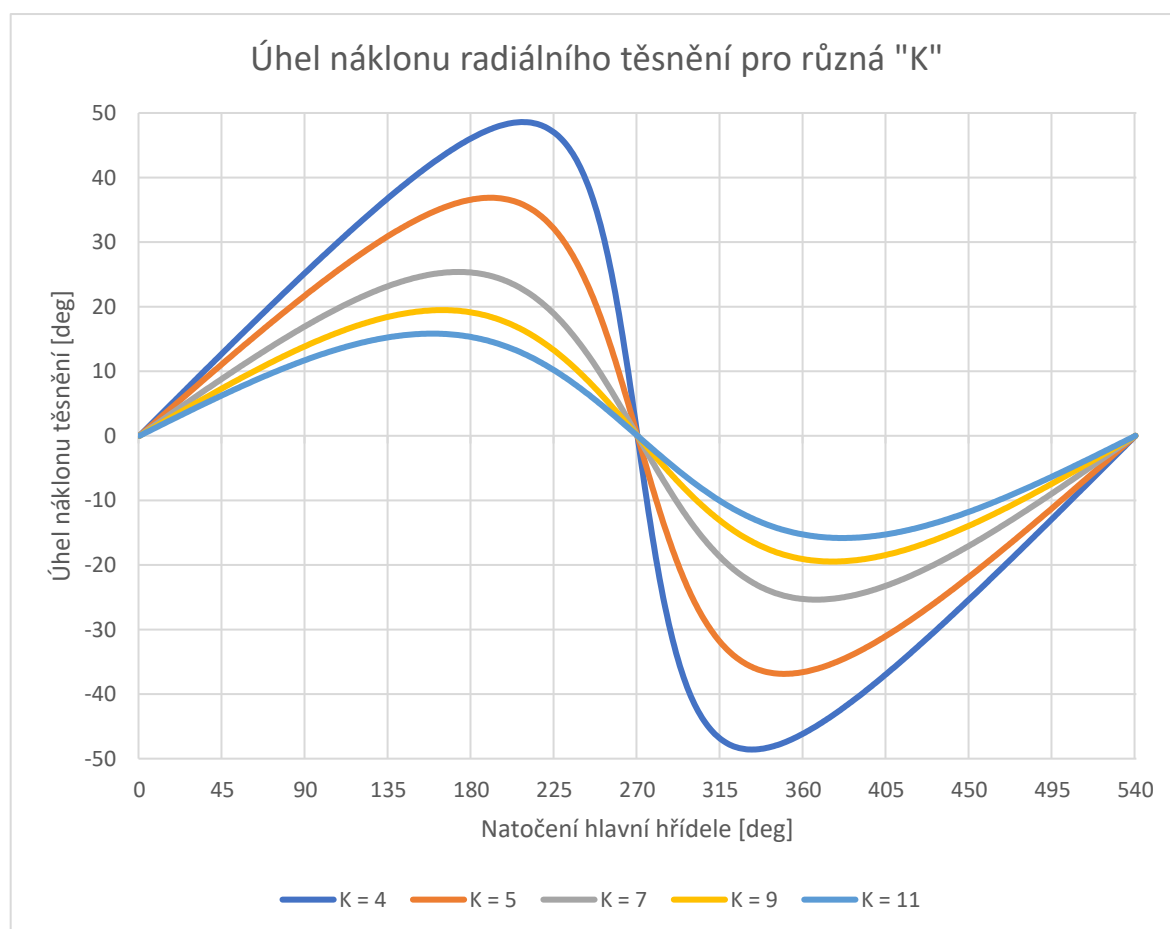
Pak Φ splňuje podmínku

$$\tan \Phi = \frac{3e \sin \alpha + R \sin \frac{\alpha}{3}}{3e \sin \alpha + R \cos \frac{\alpha}{3}} \quad (7)$$

Substitucí do rovnice (5) pak platí:

$$\cos \varphi = \frac{3e \cos \frac{2\alpha}{3} + R}{\sqrt{(9e^2 + R^2 + 6eR \cos \frac{2\alpha}{3})}}, \quad (8)$$

Níže je vykreslen průběh úhlu náklonu na natočení hlavní hřídele pro různé trochoidní konstanty „K“. Aby bylo vyhověno všem podmínkám uvedeným výše, nelze „K“ zvolit příliš malé, aby nebyla hyperoskulační kružnice příliš malý poloměr a maximální úhel náklonu nebyl překročen.



Graf 2 – Úhel náklonu radiálního těsnění pro různá „K“

2.2.4 MAXIMÁLNÍ ÚHEL NÁKLONU

Pro tento úhel musí být splněna následující podmínka:

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

Po aplikaci této podmínky na rovnici (7) poté získáme:

$$\cos \frac{2}{3} \alpha = -\frac{3e}{R},$$

Substitucí v rovnici (7) pak platí:

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

Po použití trochoidní konstanty „K“:

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

(9)

2.3 GEOMETRIE ROTORU

Pro zachování správné funkce rotoru je nezbytné, aby byly zachovány pozice vrcholů radiálního těsnění. Samotný rotor může mít poté téměř jakýkoli tvar za podmínky, že nedojde za rotace ke kolizi s geometrií skříně. V praxi se používají tvary rovnostranného trojúhelníku s konvexně zakřivenými stranami, kdy je požadovaného kompresního poměru dosaženo pomocí vybrání v rotoru, které je optimalizováno pro dobré hoření směsi v rotačním motoru.

2.3.1 ROVNICE VNĚJŠÍ OBÁLKY ROTORU

Pro vnější obálku rotoru platí: [4]

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

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

(10)

kde

v – úhel natočení generující kružnice [rad].

Tyto funkce jsou cyklické a opakují se s periodou 2π , vnější obálka platí přibližně pro

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

2.3.2 PARALELNÍ OBÁLKA

Z důvodu zaručení optimálních vůlí je zapotřebí, aby byla zavedena paralelní obálka rotoru. Aby byla zachována vůle, je nutné 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].

V kapitole 2.2.1 je použita paralelní posunutí trochoidu o zakřivení radiálního těsnění. Pro rovnici (9) poté platí [4]:

$$\begin{aligned} X &= R \cos 2v + \frac{3e^2}{2R} (\cos 8v - \cos 4v) \pm e \sqrt{\left(1 - \frac{9e^2}{R^2} \sin^2 3v\right)} \cdot (\cos 5v + \cos v) \\ &\quad \pm \frac{3e\acute{a}}{2R} (\cos 5v + \cos v) + \acute{a} \cos 2v \sqrt{1 - \frac{9e^2}{R^2} \sin^2 3v}, \\ Y &= R \sin 2v + \frac{3e^2}{2R} (\sin 8v - \sin 4v) \pm e \sqrt{\left(1 - \frac{9e^2}{R^2} \sin^2 3v\right)} \cdot (\sin 5v + \sin v) \\ &\quad \pm \frac{3e\acute{a}}{2R} (\sin 5v + \sin v) + \acute{a} \sin 2v \sqrt{1 - \frac{9e^2}{R^2} \sin^2 3v}, \end{aligned} \quad (11)$$

Potřebná provozní vůle závisí na mnoha faktorech, například odchylkou při výrobě, teplotní deformací, vůlí v ložisku apod.

2.4 CELKOVÝ OBJEM PRACOVNÍ KOMORY

Změna objemu pracovní komory je z hlediska funkce spalovacího motoru jako takového základním požadavkem. Lze ji určit jako součin plochy boční stěny spalovací komory a šířky samotného rotoru: [4]

$$F = \frac{\pi}{3} e^2 + eR \left[2 \cos \varphi_{max} - \frac{3\sqrt{3}}{2} \sin \left(\frac{2}{3} \alpha + \frac{\pi}{6} \right) \right] + \left(\frac{2}{9} R^2 + 4e^2 \right) \varphi_{max}, \quad (12)$$

kde

φ_{max} – maximální úhel natočení radiálního těsnění [rad],

α – úhel natočení hlavní hřídele motoru [rad].

Pro výpočet objemu pak platí [4]:

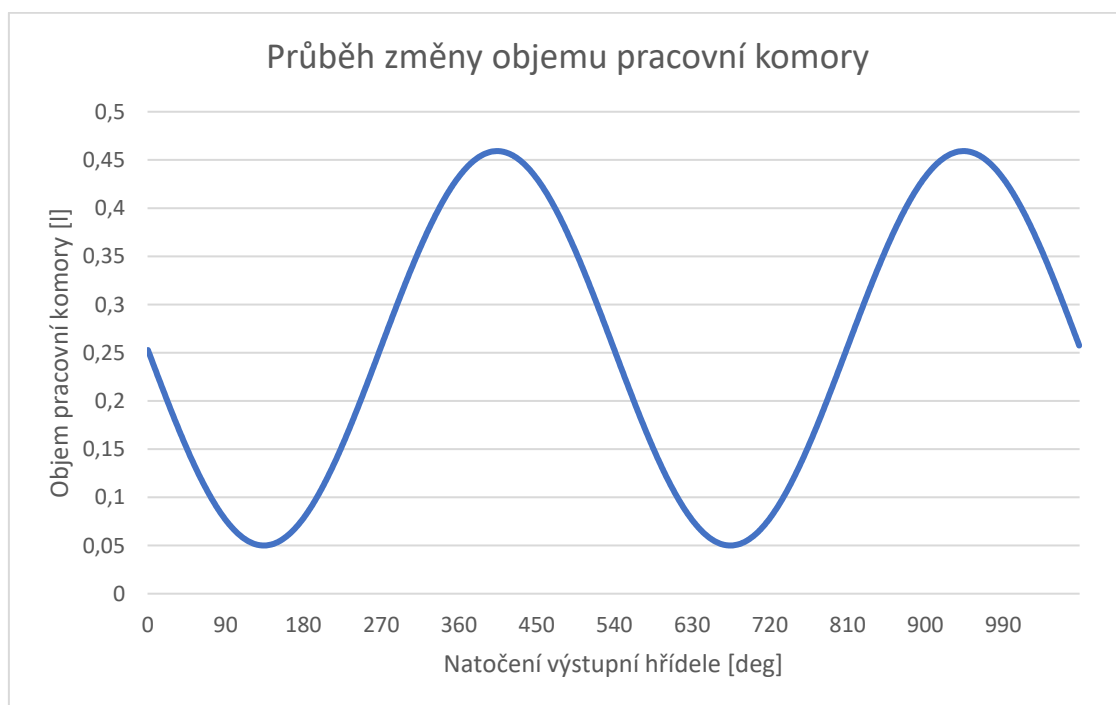
$$V = b \cdot F = V_{min} + \frac{3\sqrt{3}}{2} eRb \left[1 - \sin \left(\frac{2}{3} \alpha + \frac{\pi}{6} \right) \right], \quad (13)$$

kde

b – šíře rotoru [mm],

V_{min} – minimální objem spalovací komory [mm³], [4]

$$V_{min} = \left[\frac{\pi}{3} e^2 + 2eR \cos \varphi_{max} + \left(\frac{2}{9} R^2 + 4e^2 \right) \varphi_{max} - \frac{3\sqrt{3}}{2} eR \right] b. \quad (14)$$



Graf 3 – průběh změny objemu pracovní komory

2.5 ZDVIHOVÝ OBJEM PRACOVNÍ KOMORY

Pro stanovení výkonových parametrů motoru je nutné znát jeho zdvihový objem, který je dán rozdílem mezi maximálním a minimálním objemem pracovní komory. Z rovnice (12) platí pro zdvihový objem V_z [4]:

$$V_z = 3\sqrt{3}eRb. \quad (15)$$

Pro hlavní a vedlejší osu skříně A a B stanovme:

$$\begin{aligned} A &= 2(R + e), \\ B &= 2(R - e). \end{aligned} \quad (16)$$

Po dosazení do rovnice (14) získáme

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

Dále je nutné zavést do výpočtu posunutou paralelní geometrii, zjednodušeně lze použít:

$$\begin{aligned} R_1 &= R + a, \\ R_2 &= R + á, \end{aligned} \quad (17)$$

Dosazením zpět do rovnice získáme [4]:

$$V_z = \sqrt{3}e(2R_1 - R_2)b. \quad (18)$$

kde

V_z – zdvihový objem motoru [mm³].

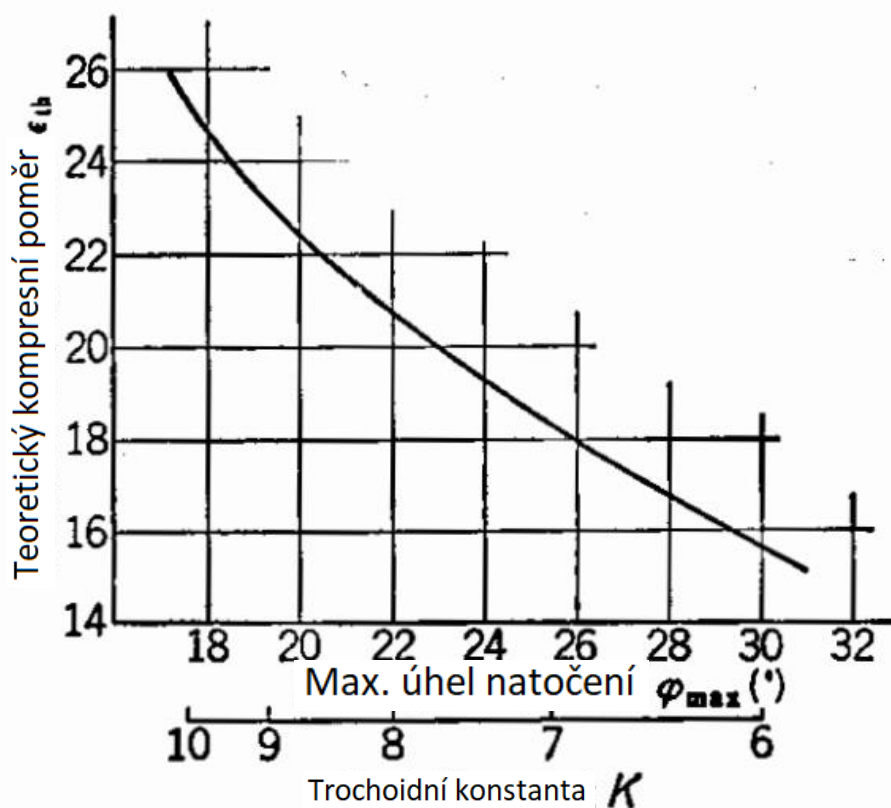
2.6 KOMPRESNÍ POMĚR

Díky své koncepci může rotační motor dosáhnout vysokých kompresních poměrů. Reálně však dochází při vysokých kompresních poměrech k nežádoucím jevům (např. detoáčnímu hoření) a tento poměr je nutno snížit. V praxi se kompresní poměr pohybuje okolo hodnoty $i=10$. Závislost kompresního poměru na trochoidní konstantě vyjadřuje vztah [4]:

$$i_{max} = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{2K \cos \varphi_{max} + \left(\frac{2}{9}K^2 + 4\right) \varphi_{max} + \frac{\pi}{3} + \frac{3\sqrt{3}}{2}K}{2K \cos \varphi_{max} + \left(\frac{2}{9}K^2 + 4\right) \varphi_{max} + \frac{\pi}{3} - \frac{3\sqrt{3}}{2}K},$$

(19)

Při volbě $K=6-10$ je dosahováno kompresního poměru přibližně 15-25, tudíž je nutno tento poměr snížit vhodným vybráním v rotoru [4].



Graf 4- Závislost trochoidní konstanty, maximálního úhlu natočení a kompresního poměru. [4]

2.7 VOLBA ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ

Na samém počátku návrhu je vhodné zvolit několik základních parametrů a další nutné parametry počítat na základě těchto voleb.

2.7.1 VÝKON

Ze zadání práce jasně vyplývá, že konečný výkon motoru má být mezi 70 a 80 kW, proto byla zvolena horní hranice výkonu:

$$P = 80 \text{ kW}$$

Jako první chybějící parametr se jeví otáčky hřídele, při kterých bude motor tohoto výkonu dosahovat. Je proto určen parametr výstupních otáček hřídele motoru:

$$n = 9000 \text{ min}^{-1}$$

Dále je zapotřebí zvolit počet rotorů, který bude v motoru použit. Jelikož se jedná o zástavbu motoru do jednostopého vozidla, kde je nutno brát velký ohled na hmotnost každé komponenty, byl zvolen pouze jeden rotor.

$$i_r = 1$$

2.7.2 Kompresní POMĚR

Dalším parametrem určujícím výkon je volba kompresního poměru. Jak již bylo vysvětleno v části 2.6, Wanklův motor dosahuje vysokého kompresního poměru, což by způsobovalo nežádoucí jevy. Je proto zapotřebí zvolit nižší hodnotu, která se u konvenčních motorů pohybuje právě okolo poměru 10:1. V minulosti byl kompresní poměr doporučován nižší, zejména z důvodu nedokonalého řízení spalování směsi (plně mechanické systémy, karburátory). Pro tento motor je však předpokladem přípravy směsi vstřikování s elektronickým řízením a proto byl zvolen kompresní poměr:

$$i = 10$$

Kontrola správnosti kompresního poměru proběhla při modelování samotného rotoru, kdy bylo upravováno vybrání spalovacího prostoru a pomocí analýzy objemu tohoto vybrání byl kompresní poměr co nejvíce přiblížen požadované hodnotě.

2.7.3 TROCHOIDNÍ KONSTANTA

Důležitým a komplexním parametrem rotoru je trochoidní konstanta. Nelze ji však volit libovolně – je zapotřebí zvážit všechny aspekty uvedené v kapitolách 2.2 a 2.6. Obvyklá hodnota se pohybuje v rozmezí 6 až 8. Aby byly splněny všechny podmínky, byla tato konstanta volena:

$$K = 7$$

z rovnice (5) je poté zřejmé, že následující volené parametry – excentricita hřídele a generující poloměr – je nutno volit s ohledem na dodržení poměru rovnému K .

Byla proto zvolena excentricita hřídele

$$e = 15 \text{ mm}$$

A s ohledem na vztah (5) dopočítán generující poloměr

$$R = 105 \text{ mm}$$

Po kontrole maximálního úhlu natočení dle vztahu v kapitole 2.2.4 lze zjistit, že takto zvolená geometrie dosahuje maximálního úhlu náklonu $\varphi_{\max} < 26^\circ$ a proto ji lze prohlásit za vyhovující.

2.8 DOPOČET ZBÝVAJÍCÍCH PARAMETRŮ

2.8.1 STŘEDNÍ KLUZNÁ RYCHLOST VRCHOLU RADIÁLNÍ LIŠTY

S ohledem na navrženou geometrii je nutné zkontrolovat střední kluznou rychlost vrcholového těsnění. Lze tak učinit dle vztahu [6].

$$v_{as} = n \cdot e \cdot (0,037 + 0,0318 \cdot K) [ms^{-1}] \quad (20)$$

$$v_{as} = 35,046 ms^{-1}$$

Literaturou [6] je doporučeno nepřekračovat hodnotu $v_{as} = 28 ms^{-1}$, nicméně tato literatura byla vydána v roce 1970 a není důvod obávat se přílišného opotřebení nebo jiných problémů, jelikož současné motory typu Wankel dosahují těchto kluzných rychlostí bez omezení životnosti i pro běžné použití.

2.8.2 HRUBÝ ODHAD VÝKONU MOTORU

Nyní je vhodné zkontrolovat, zda je reálné se zvolenými parametry dosáhnout požadovaného výkonu. Pro hrubý odhad výkonu motoru je možno použít jednoduchý vztah s odhadem pomocí středního efektivního tlaku [7]:

$$p_{me} = \frac{2P}{nV}, \quad (21)$$

kde

p_{me} – střední efektivní tlak [Pa]

V – objem motoru

Tento tlak se pohybuje ve spalovacích motorech v rozmezí 0,7 až 1,2 MPa. Pro bezpečné dosažení požadovaného výkonu bude tento tlak odhadován na spodní hranici, tedy:

$$p_e = 0,7 MPa.$$

Podle rovnice (20) lze pak snadno dopočítat minimální potřebný objem motoru, který byl určen na:

$$V_{est} = 1,98 l.$$

Aby tohoto objemu bylo dosaženo, bylo zapotřebí ze známých parametrů dopočítat šířku rotoru podle vztahu (12), která činí:

$$b = 75 mm.$$

3 SIMULAČNÍ 1D MODEL

Pro ověření návrhu rotoru jsem se v této práci rozhodl o ověření dosažitelného výkonu pomocí konvenčního 1D řešiče spalovacích motorů. Na trhu je k dispozici více možností (GT-Power, Lotus Engine Simulation, AVL Boost, Ricardo Wave...), které dokáží simulovat termodynamiku spalovacího motoru včetně interakce se sací a výfukovou soustavou, ale prakticky žádná nenabízí možnost simulovat právě rotační motor v plném rozsahu ze zřejmých důvodů. Lze však úspěšně využít jistých podobností mezi rotačním a konvenčním pístovým motorem a výpočet výkonu idealizovaného modelu tak upřesnit pomocí těchto nástrojů.

V této práci tak bude vytvořen ekvivalentní model Wanklova spalovacího motoru za pomoci řešiče Lotus Engine Simulation Tools.

3.1 ZÁKLADNÍ GEOMETRICKÉ PARAMETRY

Jak je patrné z kapitoly 2.4, změna objemu pracovní komory u Wanklova motoru se značně liší od konvenčního pístového motoru s centrickým mechanismem. Tento rozdíl je proto nutné v simulačním modelu započítat. V konvenčním pístovém motoru probíhá změna objemu dle rovnice [4]:

$$V = V_{min} + \gamma \cdot s \left[(1 - \sin \alpha) + \frac{1}{\lambda \cdot 4} (1 + \cos 2\alpha) \right], \quad (22)$$

kde

γ – poloměr kliky [mm],

s – plocha pístu [mm²],

α – natočení klikové hřídele motoru [rad],

λ , - poměr délky mezi čepy ojnice k poloměru kliky [-].

K řešení tohoto problému lze využít faktu, že změna objemu konvenčního motoru s periodou 1,5x vyšší se bude tím více blížit motoru rotačnímu, čím více se bude blížit délka mezi čepy ojnice nekonečnu [4]. Pro výpočet však nelze použít nekonečnou hodnotu délky, proto byla tato hodnota určena na 1500 mm, kdy se průběhy změny objemů rotačního i konvenčního motoru prakticky kryjí.

Dalším z parametrů nutných pro výpočet motoru je znalost jeho vrtání, které je kritické pro další fungování řešiče. Jak je zřejmé z kapitoly 2, rotační motor takovýmto parametrem nedisponuje a tak je nutné použít alternativu.

Parametr vrtání byl tedy zvolen jako průměr, který odpovídá obsahu plochy rotoru mezi jeho dvěma vrcholy a šířkou. Toto řešení se jeví jako logické z pohledu tvorby sil od tlaků plynů pro výpočet momentu. Hodnota obsahu plochy byla zjištěna řezem ve 3D modelovacím programu.

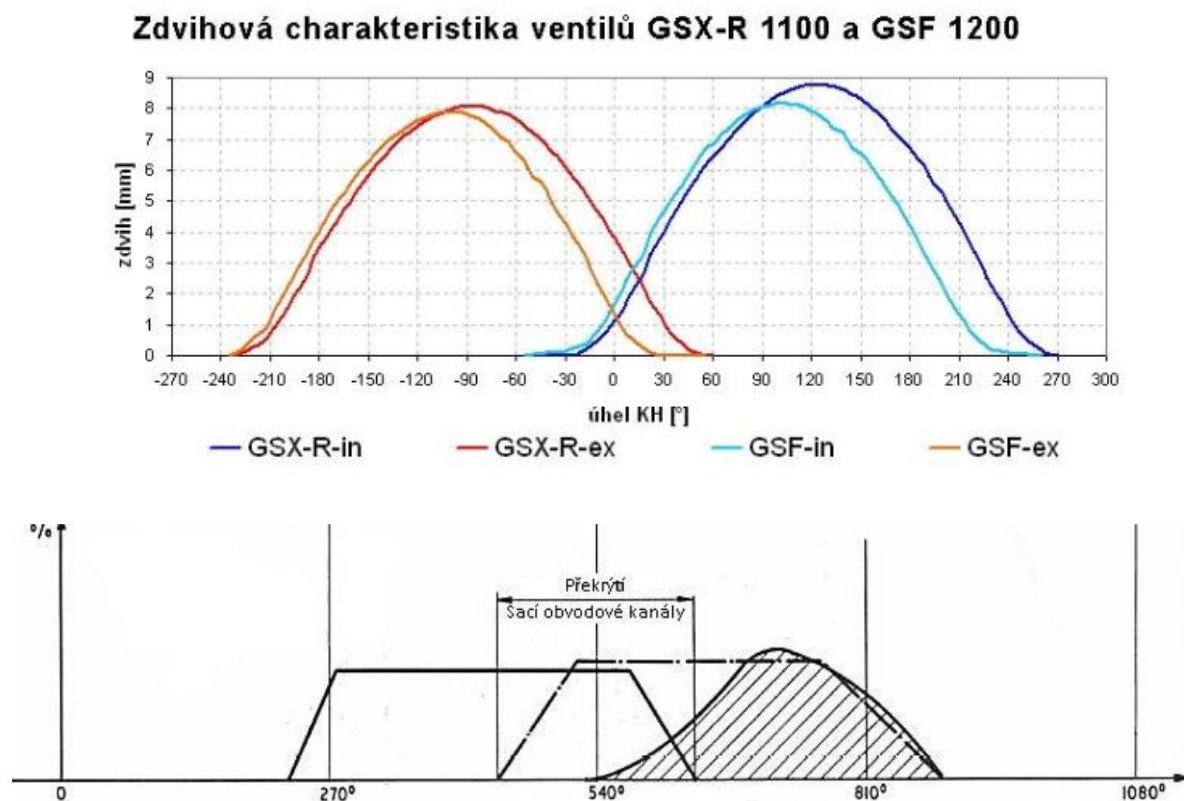
Objem válcové jednotky byl poté stanoven na objem pracovní komory (660 ccm) úpravou zdvihu.

3.2 STANOVENÍ POČTU VÁLCOVÝCH JEDNOTEK

Z principu rotačního motoru vyplývá, že za tři otáčky výstupního hřídele dojde k nasátí vzduchu o trojnásobném objemu jedné komory. Stejný objem nasaje konvenční motor s ekvivalentním objemem za pouhé dvě otáčky. Pro zachování funkce modelu je tedy nutné dodržet poměr rychlosti hřídelí 2:3, který bude důležitý při konečném hodnocení výkonu. Z tohoto vyplývá, že v modelu bude zapotřebí počet válcových jednotek roven počtu pracovních komor, v tomto případě 3. Jednotlivé válcové jednotky poté mají pomocí zdvihu upraven svůj objem tak, aby odpovídal objemu pracovní komory rotačního motoru.

3.3 ČASOVÁNÍ SÁNÍ A VÝFUKU

Dosahované výkony motorů jsou z velké části ovlivněny časováním sacích a výfukových ventilů. U konvenčních motorů je časování řešeno kruhovými ventily ovládanými vačkovou hřídelí, u rotačního motoru ovládá okamžik otevření a zavření ventilu přechod hrany rotoru přes dotyčný kanál. Tyto dva způsoby se velice liší průběhem otevření a průřezem, kdy u konvenčního motoru je otevírání a zavírání ventilu spíše pozvolné a doba otevření relativně krátká, kdežto u rotačního motoru dochází k rychlému otevírání a zavírání při relativně dlouhé době otevření. Toto lze pozorovat i na následujícím grafu:

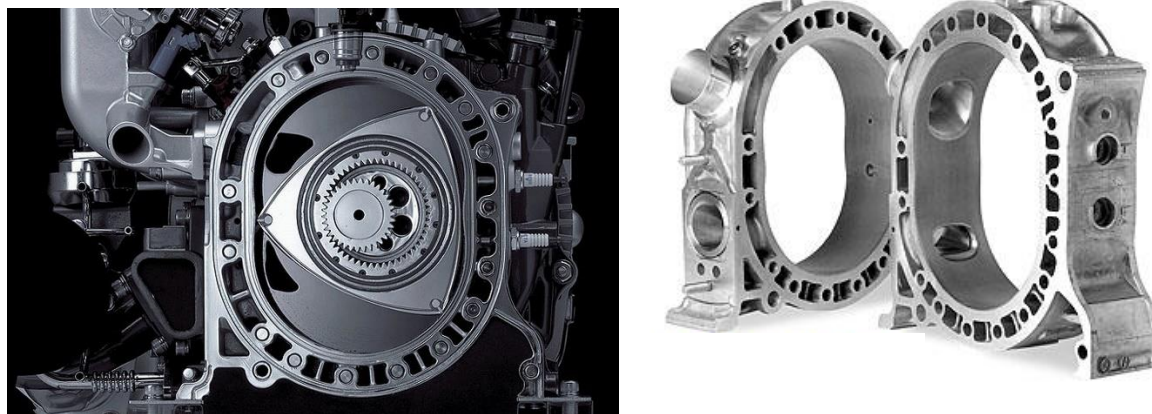


Graf 5 – časování sacího a výfukového kanálu rotačního a konvenčního motoru [8], [15]

3.4 SROVNÁNÍ OBVODOVÝCH A BOČNÍCH KANÁLŮ

Sací a výfukové kanály mohou být v rotačním motoru trojího druhu: Obvodové, boční a jejich kombinace. Pokud je kanál umístěn v obvodu rotorové skříně, jedná se o kanál obvodový. Tyto kanály jsou otevírány a zavírány obvodovou těsnicí lištou, přičemž každý kanál je vždy otevřen pro některou z pracovních komor a sousední komory jsou propojeny při přechodu těsnicí lišty. Směr proudění směsi do komory je stejný jako směr rotace rotoru, což přispívá k menšímu odporu při plnění komory. Toto řešení je používáno hlavně u výfukového kanálu z důvodu tepelného namáhání a možného poškození bočních těsnění. Nevýhodou tohoto typu může být vyšší hluchnost způsobená rychlými přechody těsnících lišt přes hrany kanálů. Obvodové kanály dovolují větší překrytí, než kanály boční a proto se používají pro vysokovýkonné aplikace. Velké překrytí je však nevýhodou v nižším spektru otáček, kde je obtížné zapálení a hoření směsi.

Kanály, které jsou situovány v boční stěně jsou nazývány bočními, oproti obvodovým kanálům vykazují nižší hluchnost, jelikož boční těsnicí lišta vykazuje méně agresivní přechod přes kanál. Motor také netrpí problematickým chodem v nízkých otáčkách, avšak nelze konstrukčně provést tak razantní časování plnění komory a v kombinaci s vířením směsi vstupující z bočního směru nelze dosáhnout vysokých špičkových výkonů. Pro běžné sériové použití se doporučuje boční sací kanál a výfukový obvodový kanál. V případě, že je požadován vysoký výkon je doporučováno použít pouze obvodové kanály. Existují i speciální aplikace, které požadují vysoký výkon motoru ve velkém rozmezí otáček. V tomto případě je možné použít speciální metody pro současné použití bočního i obvodového kanálu pro sání s možností regulace průtoku směsi jednotlivými kanály.



Obr. 8 – Porovnání bočních kanálů (vlevo) a obvodových kanálů (vpravo) [16], [17]

Pro základní návrh je důležité zvolit umístění kanálů buď do kluzné plochy skříně (obvodové kanály) nebo do boční stěny motoru (boční kanály). V grafu 3 lze vidět jednoznačný rozdíl právě v překrytí kanálů.

Pro dané použití motoru byla zvolena varianta obvodových kanálů. Důvody jsou zejména větší překrytí kanálů, lepší plnění komory ve vyšších otáčkách a rychlé přechody mezi otevřením a zavřením kanálů, které dávají možnost zvýšení plnicí účinnosti pomocí tlakových vln. [8]

V této práci bude užito zjednodušeného návrhu kanálů, pro podrobný návrh by bylo zapotřebí použít některý z nástrojů určených k analýze proudění. Ve zjednodušeném návrhu proto bude použit výpočet za předpokladu dodržení střední rychlosti proudění směsi do komory motoru.

3.4.1 VÝPOČET KANÁLŮ

V literatuře [9] lze nalézt následující rovnici pro výpočet rychlosti proudění směsi v obdélníkovém kanálu:

$$c = \frac{\sqrt{3} e^2 K b n}{20} \cdot \frac{360^\circ}{A(\alpha_p^\circ)}, \quad (23)$$

kde

$A(\alpha_p^\circ)$ – úhlový průřez kanálu.

Úhlový průřez lze pak vypočítat [6]:

$$A(\alpha_p^\circ) = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} S_K(\alpha_p) \cdot d\alpha_p, \quad (24)$$

kde

$S_K(\alpha_p)$ – průtočný průřez kanálu.

Tento průřez lze poté vypočítat dle rovnice [6]:

$$S_K(\alpha_p) = e \cdot h_k \cdot \sin(\gamma_x) \cdot \{\cos(3\alpha_{p1}) + \lambda \cdot \cos(\alpha_{p1}) - [\cos(3\alpha_p) + \lambda \cdot \cos(\alpha_p)]\} \quad (25)$$

kde

h_k – šířka kanálu [m],

γ_x – úhel mezi osou x a osou kanálu [rad],

α_{p1} – úhel mezi výchozí pozicí do pozice, kdy je kanál otvírán [rad],

α_p - aktuální úhel otočení pístu z výchozí pozice.

Pokud známe maximální průtočnou plochu kanálu při plném otevření, lze výpočet střední rychlosti zjednodušit na tvar [6]:

$$c = \frac{\sqrt{3} e^2 K h_k n}{20 S_{ko}}, \quad (26)$$

kde

S_{ko} – průtočná plocha plně otevřeného kanálu.

Ze zvolené délky kanálu lze pak snadno dopočítat průtočnou plochu kanálu a průtočnou rychlost tak, aby byla co nejbližší doporučené hodnotě 77 ms^{-1} [6] dle následující rovnice:

$$S_{k_max} = h_k l \sin(\gamma) \quad (27)$$

kde

S_{k_max} – maximální průtočný průřez kanálu [mm^2],

l – délka kanálu [mm].

Z uvedených závislostí je patrné, že je zapotřebí určit krajní úhly, mezi kterými bude kanál otevřen. Poté, co byly tyto úhly zvoleny bylo zapotřebí dopočítat šířku kanálu a zkontrolovat rychlost proudění směsí.

3.4.2 SACÍ KANÁL

Pro sací kanál byly dle předchozích výpočtů zvoleny a spočteny následující parametry:

$$\alpha_1 = 134^\circ$$

$$\alpha_2 = 142^\circ$$

$$\gamma = 80^\circ$$

$$h_k = 50 \text{ mm}$$

$$S_k = 787,8 \text{ mm}^2$$

Po ověření výpočtem pro rychlost proudění v obdélníkovém průřezu je její hodnota:

$$c = 77,9 \text{ ms}^{-1}$$

Hodnota rychlosti proudění se tak velmi blíží ideální hodnotě a proto lze považovat výpočet sacího kanálu za vyhovující.

3.4.3 VÝFUKOVÝ KANÁL

Pro výfukový kanál byly zvoleny následující parametry:

$$\alpha_1 = 40^\circ$$

$$\alpha_2 = 48^\circ$$

$$\gamma = 97^\circ$$

$$h_k = 45 \text{ mm}$$

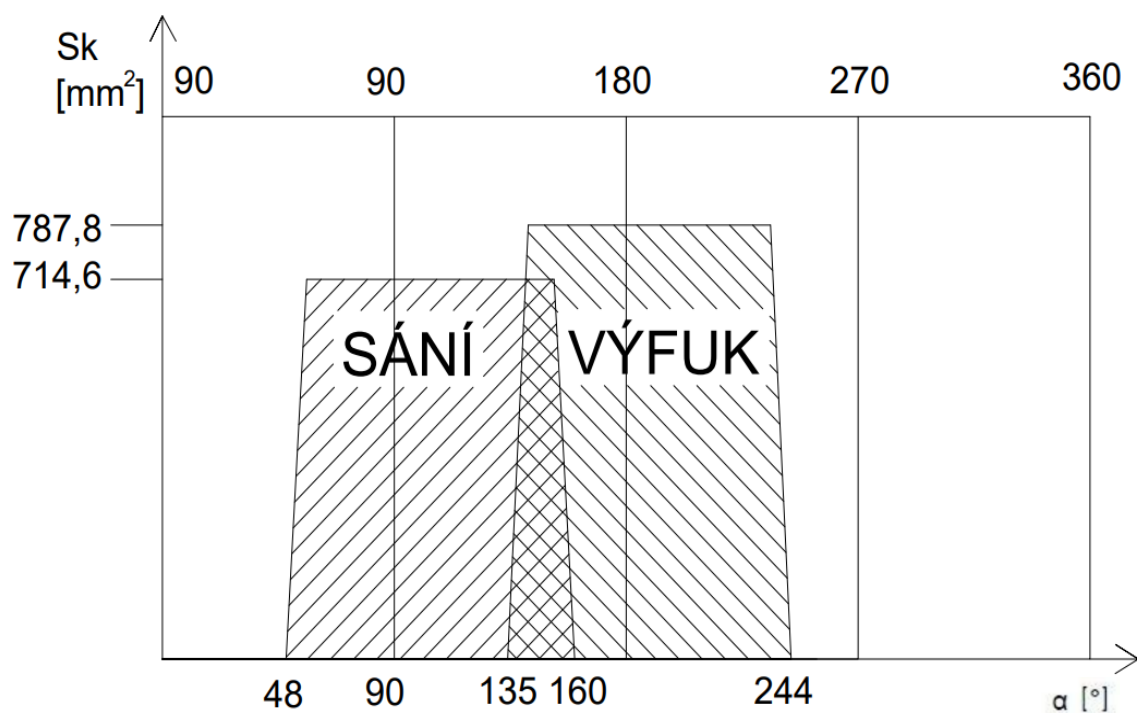
$$S_k = 714,6 \text{ mm}^2$$

Po ověření výpočtem pro rychlost proudění v obdélníkovém průřezu je její hodnota:

$$c = 77,3 \text{ ms}^{-1}$$

Opět lze prohlásit, že hodnota rychlosti proudění vyhovuje z důvodu blízkosti ideální rychlosti proudění.

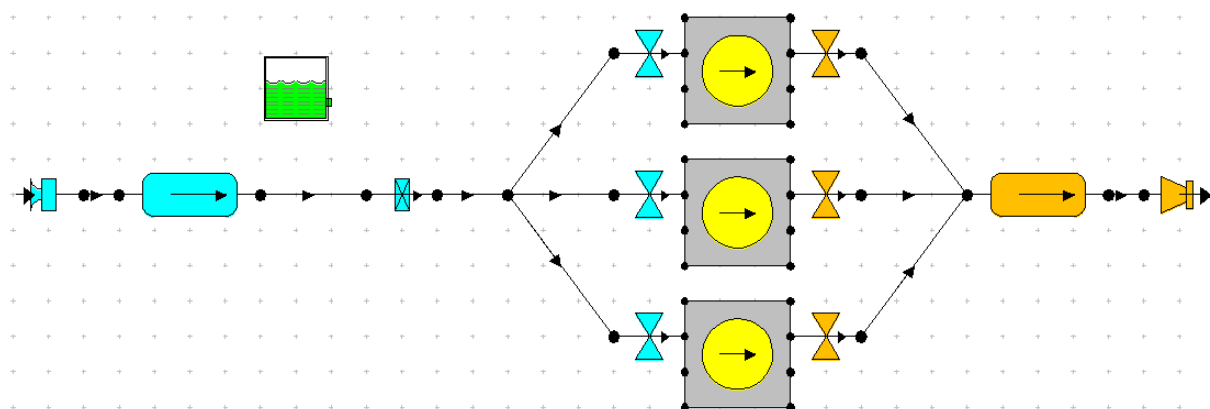
Časování plnění válcové jednoty proto musí být do výpočtového modelu implementováno dle následujícího schématu:



Graf 6 – Časování kanálů

3.5 POPIS VYTVOŘENÉHO MODELU

Tvorba výpočtového modelu v softwaru Lotus je intuitivní, jednotlivé prvky je zapotřebí umístit v grafickém prostředí a vhodně spojit tak, aby model odpovídal reálnému motoru. U modelování rotačního motoru je důležité postihnout zejména sací a výfukové potrubí spolu s časováním otevření a zavření ventilů. Velkou výhodou grafické tvorby 1D modelu je také to, že grafická reprezentace trubek nemusí odpovídat reálné délce a jednotlivé spojovací prvky tak mohou mít délku definovanou dle potřeby.



Obr. 9 – Model rotačního motoru v softwaru Lotus

3.5.1 SOUSTAVA SÁNÍ

Model začíná vstupem sání, který definuje teplotu a tlak nasávaného vzduchu. Pokračuje přes spojovací potrubí s definovanými vlastnostmi do prvku „Plenum“ (vzdušník), který plní funkci stabilizátoru a simuluje použití airboxu. poté následuje škrticí klapka, která při výpočtu omezuje průtočný průřez pomocí otočné clony s definovaným průměrem osy a pomáhá dosáhnout relevantnějších výsledků v celém spektru modelovaných otáček. Příprava směsi je definována jako nepřímé vstřikování pro jednotlivé válcové jednotky.

Pro definování průtoku směsi do válce nelze použít řešení s klasickými ventily, které by nedokázaly přesně postihnout jednu z charakteristik rotačního motoru a to velmi rychlé otevření a uzavření obdélníkových obvodových portů. Jako řešení je proto použito univerzálních ventilů s uživatelsky definovatelnou plochou průřezu.

3.5.2 VÝFUKOVÁ SOUSTAVA

Stejně jako na soustavě sací jsou použity obdobné ventily s rychlým otevřením a zavřením. Tyto ventily přecházejí v rezonátor, který v tomto použití má za účel opět stabilizovat výpočet. Sestavu poté uzavírá konečný prvek výfuku.

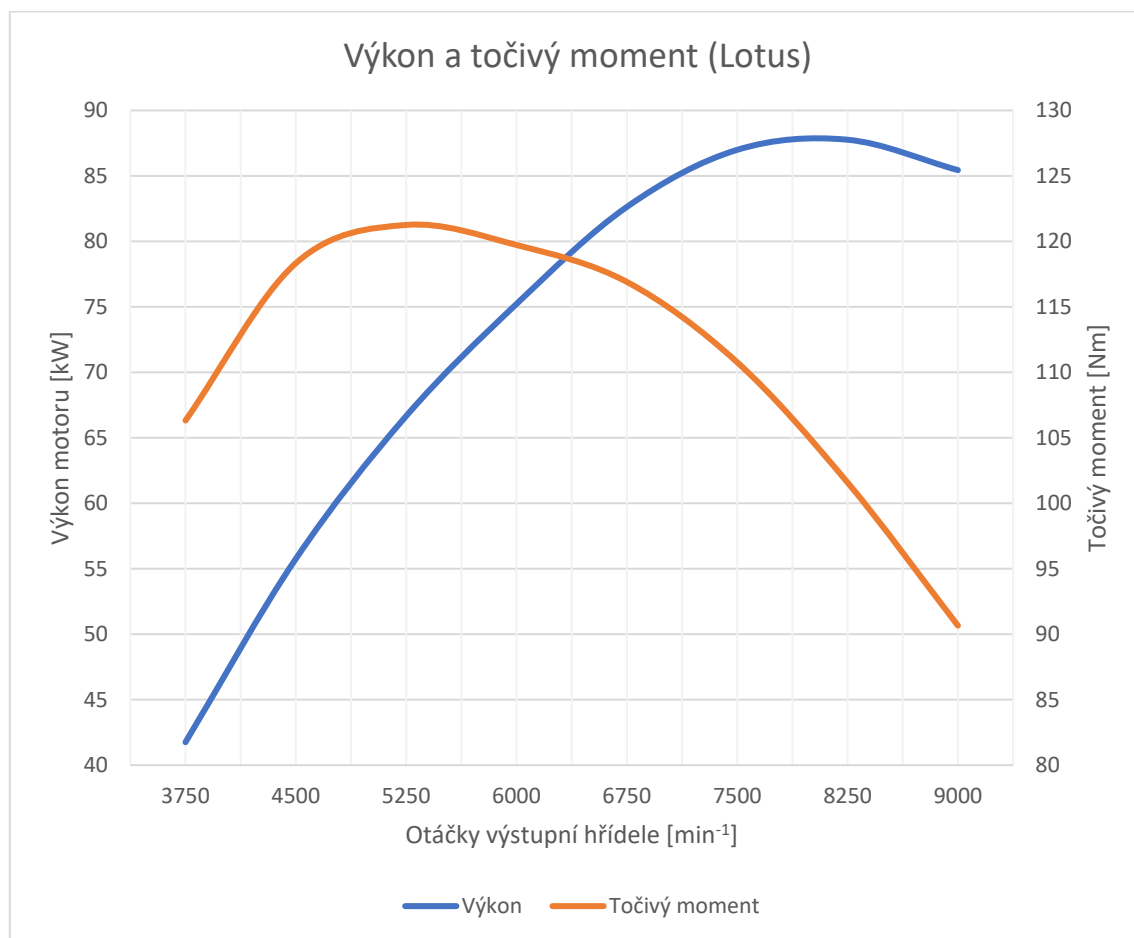
3.5.3 NASTAVENÍ PODMÍNEK VÝPOČTU

Před samotným zahájením výpočtu je zapotřebí nastavit počáteční podmínky. Rozsah výpočtu byl stanoven od 2500 min^{-1} do 6000 min^{-1} , což odpovídá rozsahu otáček výstupní hřídele rotačního motoru od 3750 min^{-1} do 9000 min^{-1} dle podmínky z kapitoly 3.2. Výpočet byl poté proveden s krokem 500 min^{-1} při standartních klimatických podmínkách s úhlovým krokem hřídele 1. Model byl uvažován s dokonalým směřováním paliva, dokonalou výměnou plynů ve válci a standartním modelem Wibeho hoření.

3.6 VÝSLEDNÉ HODNOTY

Po provedení výpočtu jsou k dispozici obsáhlá data o chování motoru, hlavně jeho teoretická otáčková charakteristika. Nejdůležitější hodnoty jsou vykresleny níže.

3.6.1 VNĚJŠÍ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA

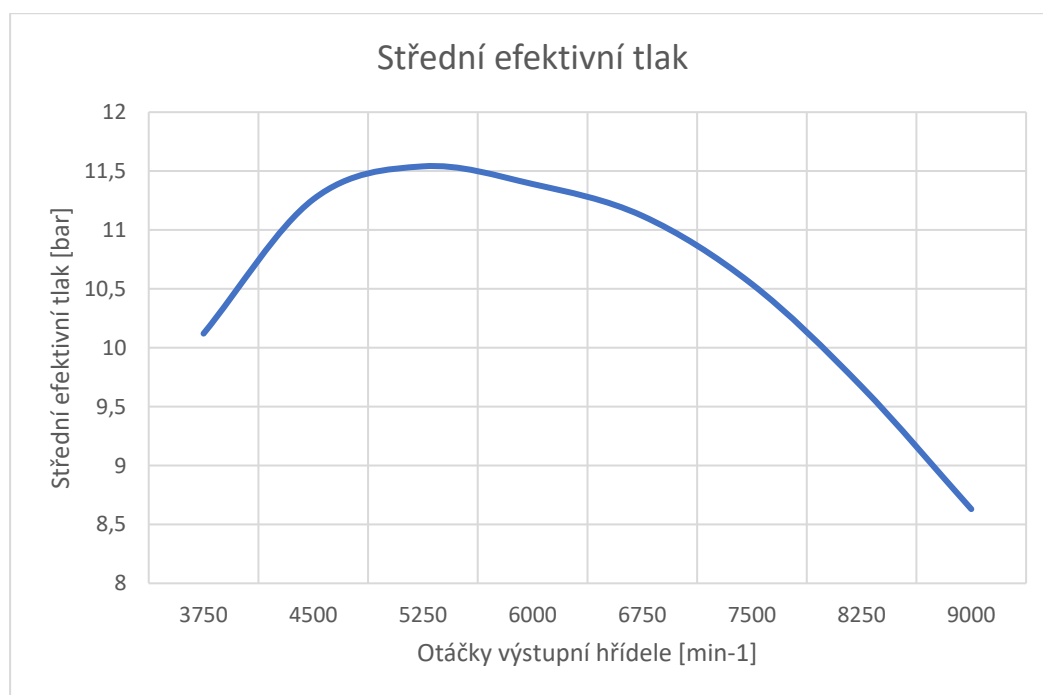


Graf 7 – Výkon a točivý moment exportovaný ze softwaru Lotus

Z grafu lze vyvodit, že motor by měl mít nejvyšší točivý moment k dispozici ve středních otáčkách použitelného rozsahu, což je vzhledem k aplikaci tohoto motoru k běžnému provozu jednoznačným přínosem. Výkon má dále rostoucí tendenci až k hornímu limitu otáček, kde točivý moment již dosahuje příliš nízkých hodnot a v posledních 1000 min^{-1} pak výkon klesá.

3.6.2 STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK

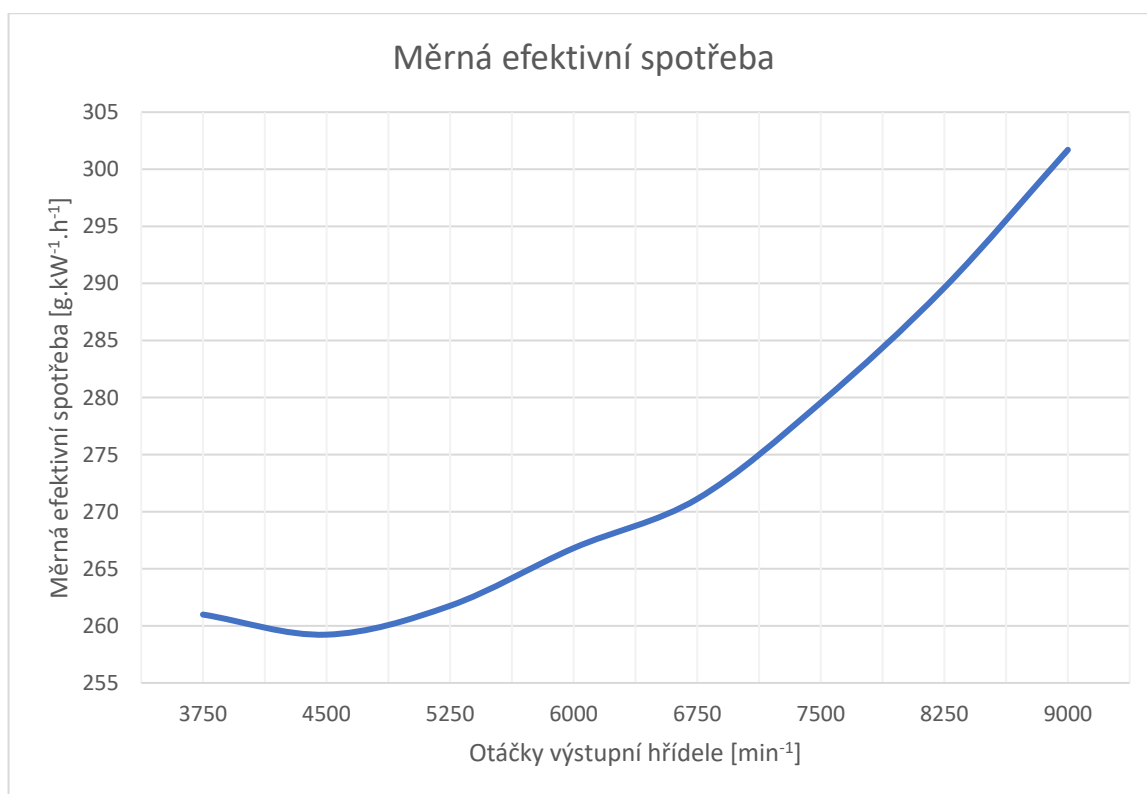
Z průběhu středního efektivního tlaku ve válci je patrné, že odpovídá křivce točivého momentu. Je však také zřejmé, že střední efektivní tlak dosahuje vyšších hodnot, než bylo odhadováno v hrubém návrhu výkonu, což potvrzuje vyšší maximální dosažený výkon.



Graf 8 – Střední efektivní tlak

3.6.3 MĚRNÁ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBA PALIVA

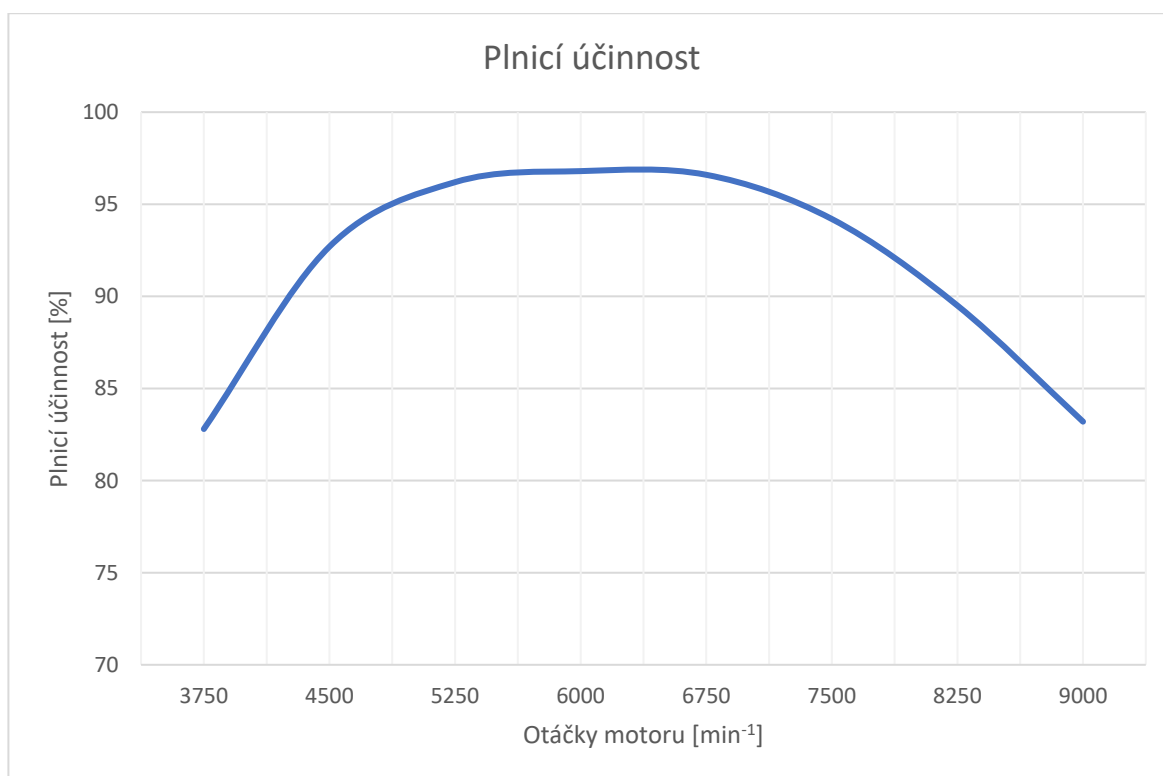
Měřítkem ke zhodnocení správnosti návrhu motoru může být měrná efektivní spotřeba paliva. Dnes se u benzinových motorů lze dostat i velmi blízko hodnotě $200 \text{ g kw}^{-1}\text{h}^{-1}$, v oblasti vysokých výkonů tato hodnota výrazně vzroste. Z výpočtu vyplývá, že pro zadaný rozsah výpočtu měrná efektivní spotřeba ve vyšším spektru otáček jednoznačně roste. Pokud však uvážíme, že se jedná o rotační motor, mohou být tyto hodnoty reálně i o pětinu vyšší [4]. Celkově lze však výsledek prohlásit vzhledem ke koncepci motoru a předpokládanému použití za vyhovující i s relativně vysokou minimální hodnotou.



Graf 9 – měrná efektivní spotřeba

3.6.4 PLNICÍ ÚČINNOST

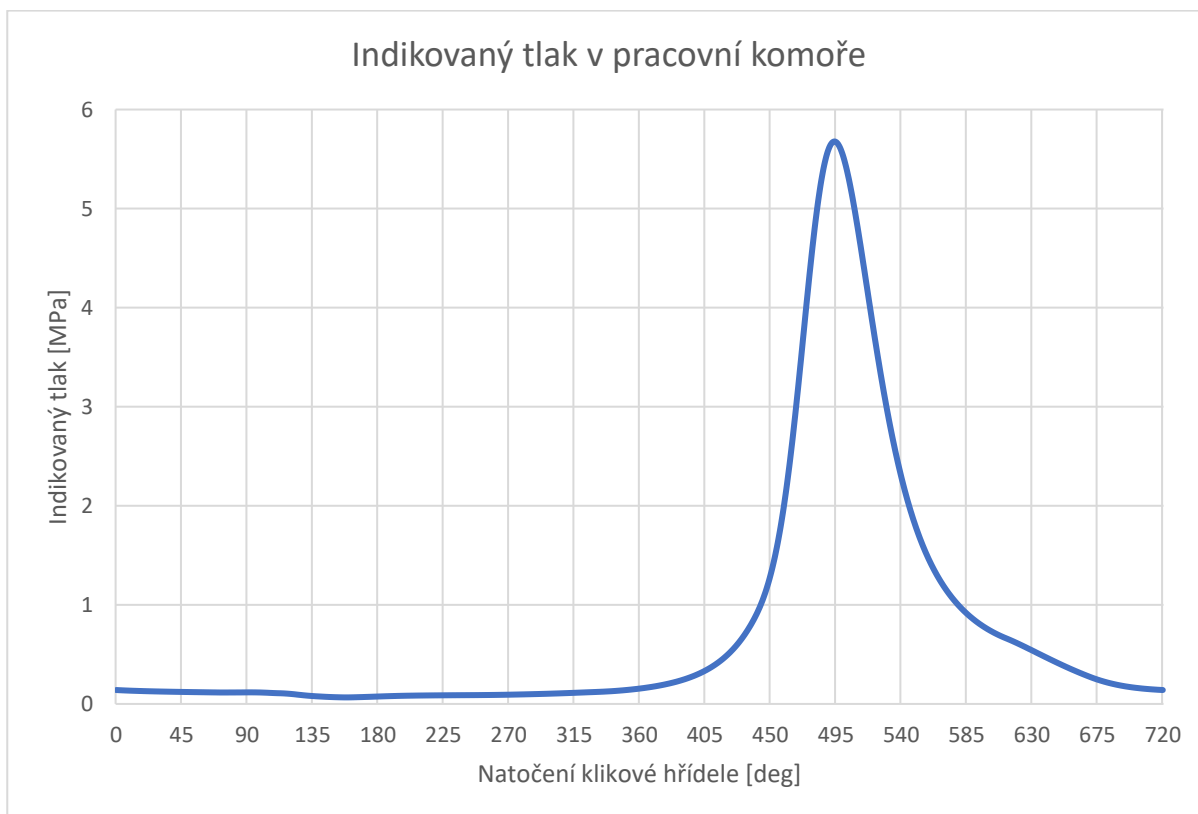
Běžné konvenční nepřepřlňované motory dosahují plnicí účinnosti 80-100% a mohou být přepřlňeny vhodnou volbou délky a průměrů sacího a výfukového potrubí i nad 100% bez dalšího mechanického zařízení. V případě tohoto konkrétního motoru tomu tak však není, jelikož nejsou známy zástavbové parametry potrubí a jedná se o idealizovaný výpočet ekvivalentního modelu, avšak možnost přepřlňování touto metodou je jednoznačně další cestou, jak by se dal výkon tohoto motoru ještě navýšit. Rotační motory obecně poté dosahují bez efektu přepřlňení o něco vyšší plnicí účinnosti (95%), než motory konvenční [4].



Graf 10 – Plnicí účinnost

3.6.5 INDIKOVANÝ TLAK V EKVIVALENTNÍ VÁLCOVÉ JEDNOTCE

Velmi důležitým parametrem spalovacího motoru je průběh indikovaného tlaku. Tento parametr zásadně ovlivňuje tvorbu momentu na klikové hřídeli a v důsledku i dosahovaný výkon. Běžné nepřepřítňované zážehové motory dosahují maximálního tlaku ve válci v rozmezí 4 až 7 MPa [7], tudíž lze tento průběh tlaku ve válci a jeho špičkovou hodnotu považovat za odpovídající. Tento indikovaný tlak bude použit k dalším krokům v návrhu rotoru.



Graf 11 – Indikovaný tlak ve druhé válcové jednotce modelu

4 OVĚŘENÍ VÝKONU A TOČIVÉHO MOMENTU

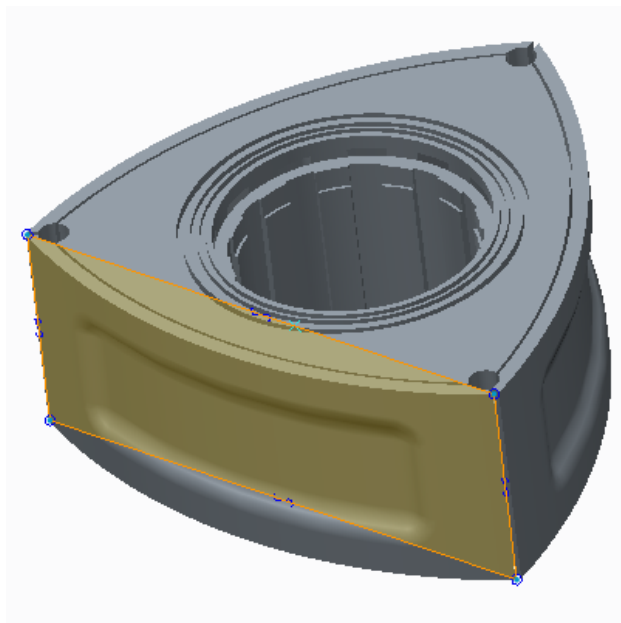
V předchozí kapitole proběhl výpočet vnější otáčkové charakteristiky rotačního motoru za použití zjednodušené verze motoru konvenčního. Tento způsob však zanáší do výpočtu chybu, která negativně ovlivňuje výpočet modelu rotačního motoru. Jelikož však nelze v současné situaci výsledky verifikovat reálným měřením, je výpočet vnější otáčkové charakteristiky ověřen pomocí vlastního výpočtu v softwaru Matlab.

4.1 ZÁKLADNÍ PŘEDPOKLAD

Jako hlavní parametr ovlivňující točivý moment motoru a následně i výkon byl zvolen průběh tlaku v pracovní komoře motoru. Díky úpravě modelu v kapitole 3.1 je dostatečně přesně kopírován průběh změny objemu ve spalovací komoře a lze tedy prohlásit, že průběh tlaku ve válci ekvivalentního motoru dostatečně přesně odpovídá průběhu tlaku v komoře rotačního motoru. Pak lze ze softwaru Lotus exportovat hodnoty tlaku ve válci pro vypočtené spektrum otáček, interpolovat dané hodnoty 1-D interpolační metodou na 1080 hodnot a poté použít takto upravený tlak k výpočtu momentu.

4.2 PRINCIP VÝPOČTU

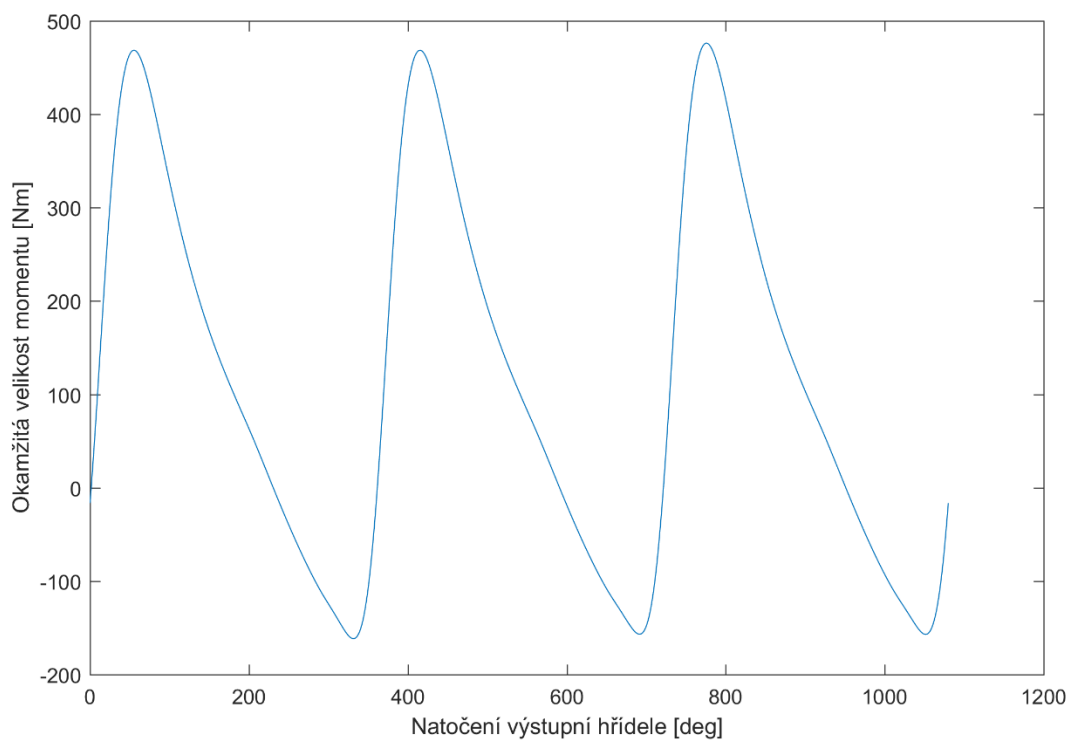
Výpočet momentu na výstupní hřídeli byl proveden následovně – z geometrie rotoru byla zjištěna šířka a délka promítnuté plochy, na kterou působí tlak plynů v pracovní komoře. Poté byla z každého čela rotoru vypočtena silová výslednice v závislosti na průběhu fázově posunutého tlaku. Tyto silové výslednice byly poté použity k výpočtu točivého momentu na výstupní hřídeli motoru.



Obr. 10 – Plocha čela rotoru pro výpočet momentu

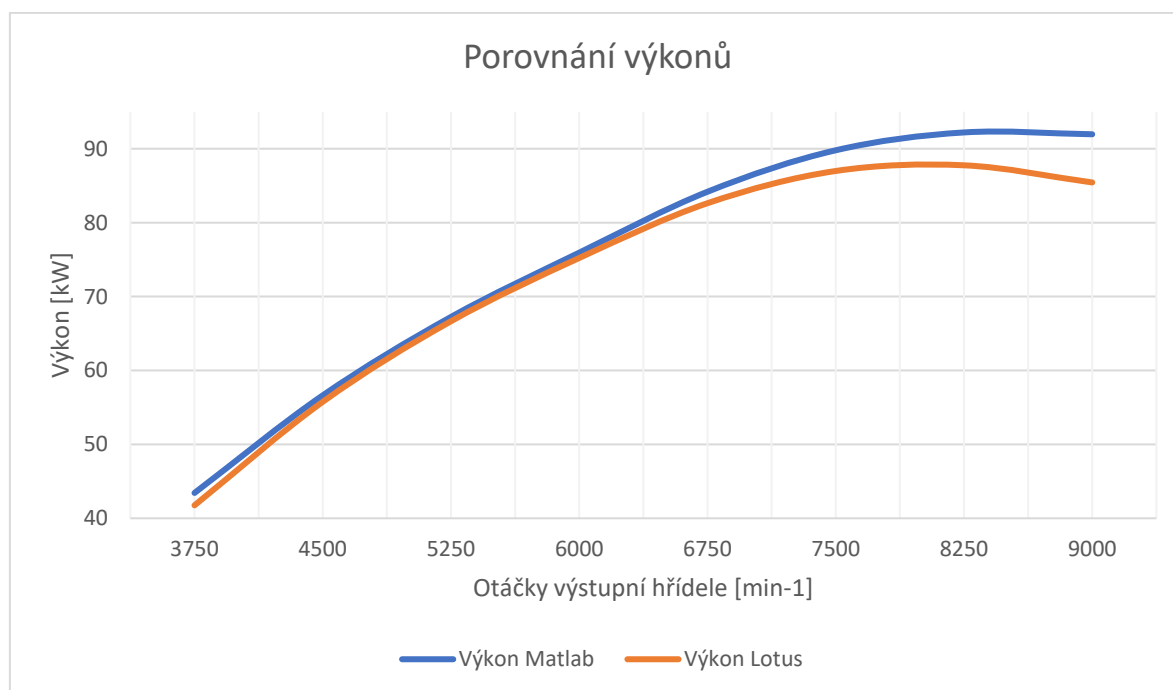
4.2.1 PRŮBĚH TVORBY MOMENTU NA VÝSTUPNÍ HŘÍDELI

Během výpočtu byla také vykreslena křivka průběhu točivého momentu v závislosti na natočení výstupní hřídele rotačního motoru s jedním rotorem. Graficky tak lze dokázat podobnost Wanklova rotačního motoru s jedním rotorem a tříválcového konvenčního spalovacího motoru použitého k výpočtu v prostředí Lotus.

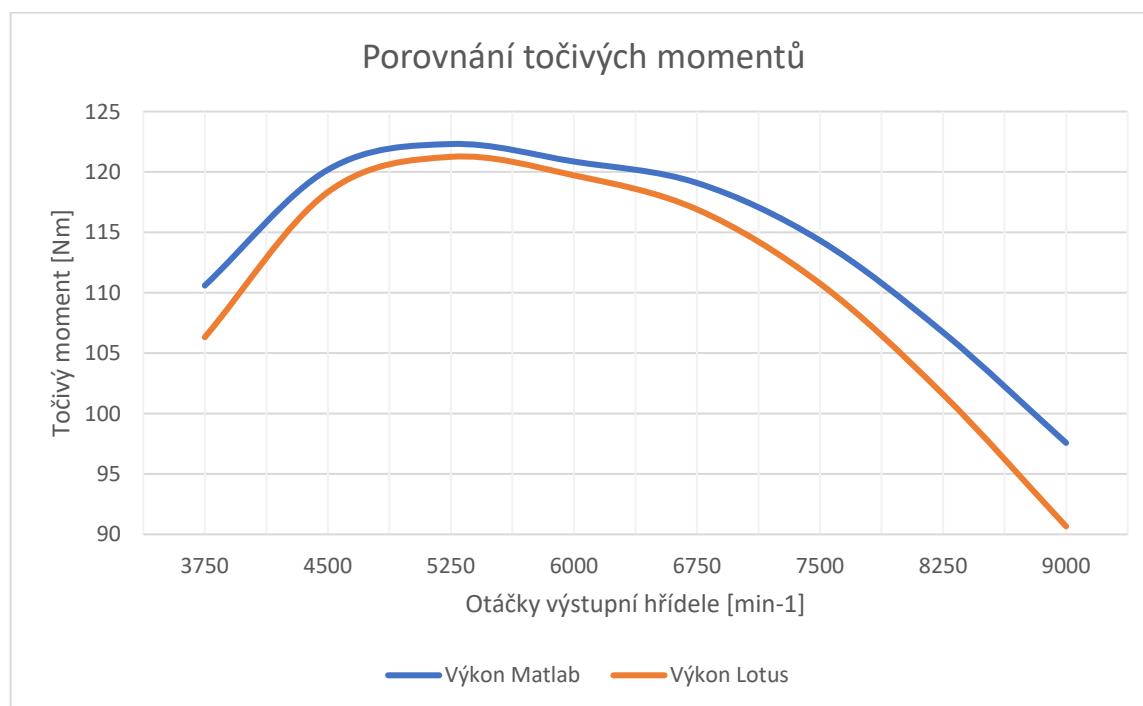


Graf 12 – Znáznornění křivky generovaného momentu (7500 min^{-1})

4.3 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ



Graf 13 – Porovnání výkonu

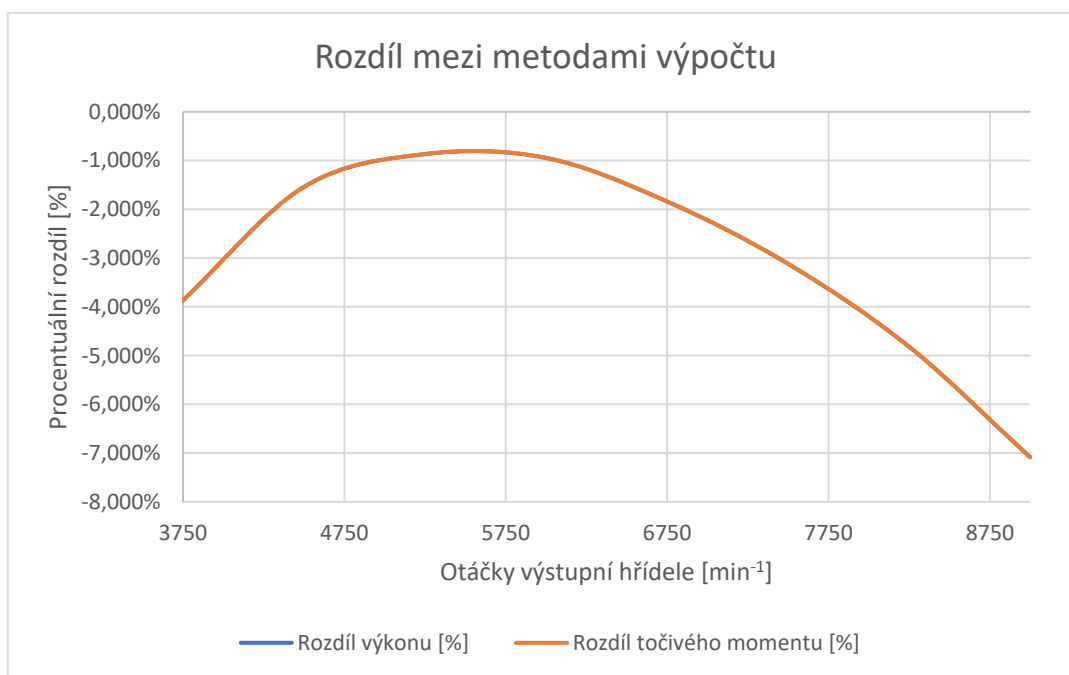


Graf 14 – Porovnání točivých momentů

Výsledné hodnoty výkonů a točivých momentů byly poté vzájemně porovnány. Z výsledků si lze povšimnout rozdílů mezi oběma způsoby výpočtu, kdy výpočet softwaru Lotus vykazuje vždy nižší hodnotu, než idealizovaný výpočet. Nejmenší rozdíl byl zaznamenán v otáčkách

výstupní hřídele 4500 min^{-1} , poté se rozdíl navyšoval až přes 7 %. Tento fakt lze přisoudit tomu, že software Lotus zahrnuje do svého výpočtu i různé druhy ztrát, které vznikají při chodu konvenčního motoru kdežto výpočet v softwaru Matlab je brán jako ideální. [10]

4.3.1 PROCENTUÁLNÍ ROZDÍL MEZI METODAMI VÝPOČTU



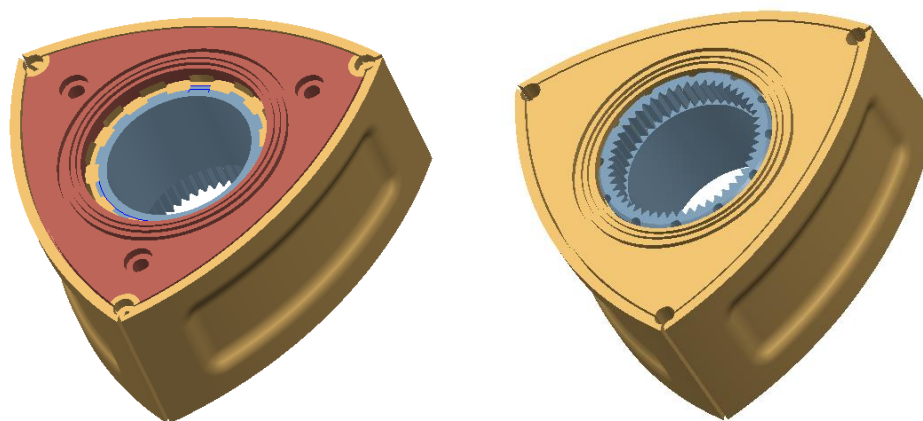
Graf 15 – Grafické znázornění rozdílu výsledků

Tab. 1 – procentuální rozdíl mezi ideálním výpočtem a softwarem Lotus

Otáčky výstupní hřídele [min^{-1}]	Rozdíl výkonu [%]	Rozdíl točivého momentu [%]
3750	-3,868%	-3,865%
4500	-1,542%	-1,539%
5250	-0,869%	-0,866%
6000	-0,948%	-0,945%
6750	-1,842%	-1,839%
7500	-3,120%	-3,118%
8250	-4,821%	-4,818%
9000	-7,087%	-7,084%

5 NÁVRH 3D MODELU

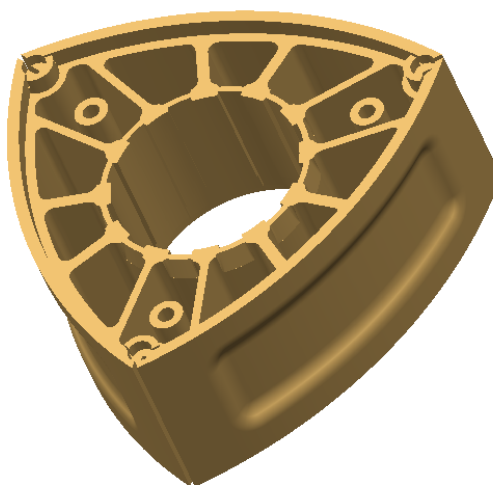
Pro návrh samotného 3D modelu rotoru byl použit software PTC Creo 2.0. Celý rotor je konstruován s ohledem na nízkou hmotnost, proto byla jako hlavní konstrukční materiál uvažována hliníková slitina. Rotor jako takový je složen ze tří částí.



Obr. 11 – Sestava rotoru

5.1 TĚLESO ROTORU

Těleso rotoru je uvažováno z hliníkové slitiny UNS A92618, která se často používá jako materiál pro výrobu pístů spalovacích motorů. Má vynikající odolnost vůči chemické korozi, dobře odolává vysokým teplotám a vykazuje vynikající pevnostní vlastnosti [11], [12]. Těleso rotoru vychází z návrhu geometrie rotoru, modelovány jsou umístění pro vrcholové těsnicí lišty, boční stírací kroužky i olejová těsnění. Vybrání pro spalovací prostor je vypočteno pro zvolený kompresní poměr uvedený v kapitole 2.6.



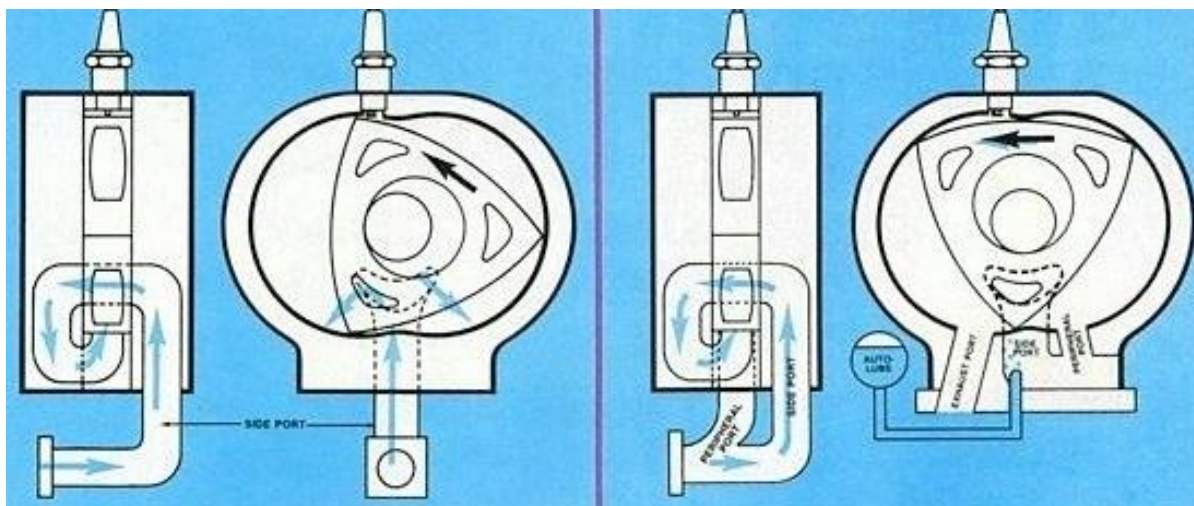
Obr. 12 – Těleso rotoru

5.2 CHLAZENÍ ROTORU

Tělesa rotorů i rotory samotné bývají obvykle konstruovány z litiny s kuličkovým grafitem, která má poměrně vysokou teplotní odolnost. Vysoce namáhané rotory a rotory z méně odolných materiálů potřebují pro zachování své životnosti a vlastností chladit. Lze rozlišit 2 využívané typy chlazení:

5.2.1 CHLAZENÍ SMĚSÍ

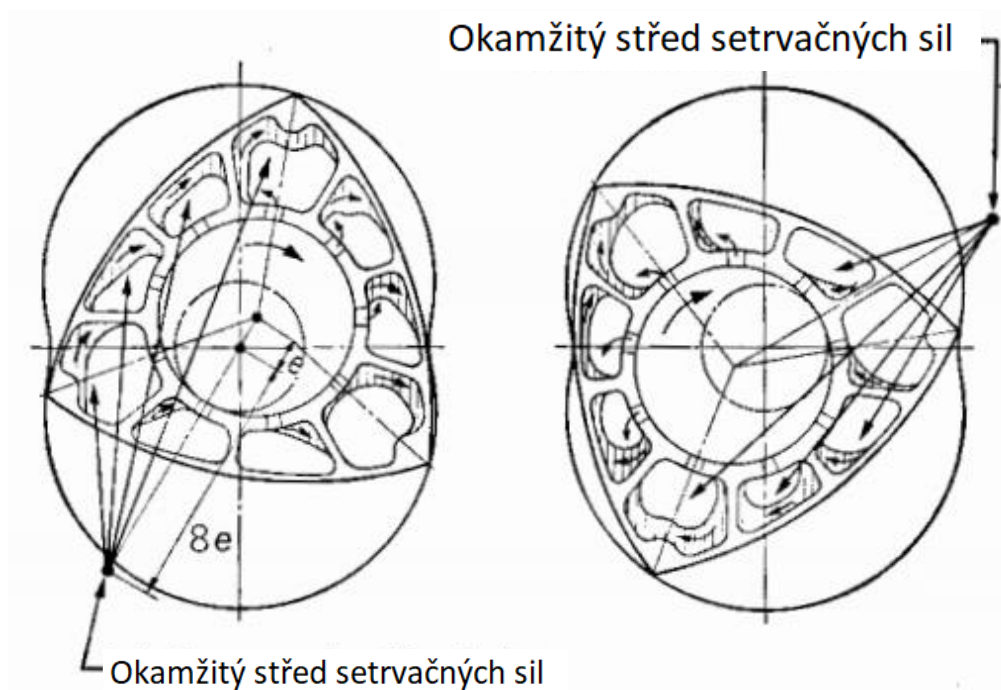
Tento typ chlazení je využíván hlavně u menších rotorů a motorů s bočním kanálem. Využívá se průchodu směsi vzduchu s palivem přes těleso rotoru. Výhodou je jednoduchost konstrukce bez dalšího chladiče, značnou nevýhodu však přináší ohřev směsi určené ke spalování a z toho plynoucí nižší účinnost motoru. Problematické je také narušení olejové vrstvy okolo bočního kanálu chemickým složením směsi a z toho plynoucí vyšší nároky na boční těsnění. [4], [13]



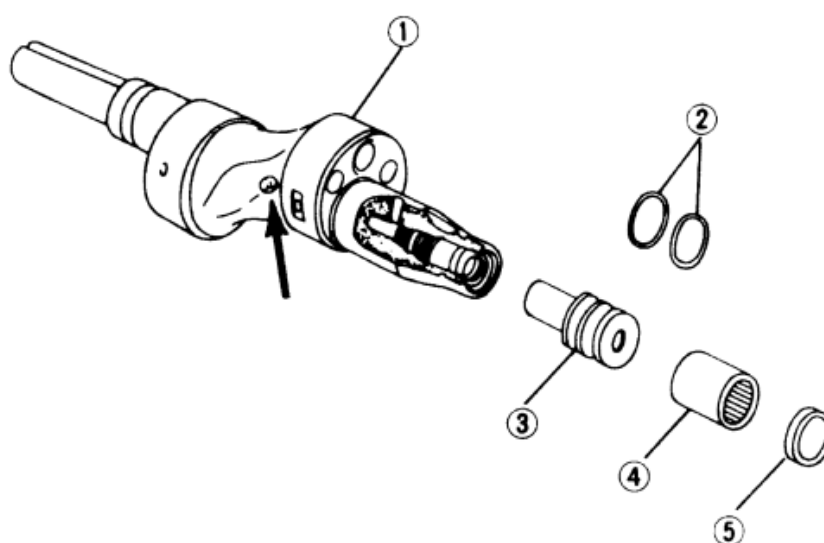
Obr. 13 – Chlazení rotoru směsí, prototyp Yamaha/Yanmar [13]

5.2.2 CHLAZENÍ OLEJEM

Nejvyužívanější způsob chlazení. Rotor se chladí přivedením mazacího oleje ostřikem z excentrické hřídele. Uvnitř rotoru se poté olej pohybuje v závislosti na změně směru setrvačných sil působících planetárním pohybem rotoru. Poté, co olej odebere vnitřním stěnám rotoru teplo, odtéká ze středových děr rotoru působením odstředivé síly přes boční stěnu motoru do olejové jímky. Aby bylo zajištěno dostatečné chlazení i mazání motoru, je nezbytné v konstrukci použít olejový chladič. Tento způsob chlazení byl vybrán i pro navrhovaný rotor. [4]



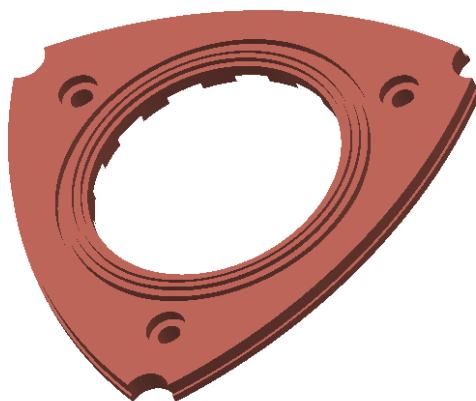
Obr. 14 – Chování oleje uvnitř rotoru [4]



Obr. 15 – Umístění olejové trysky na excentrické hřídeli (šipka), [14]

5.3 KRYT TĚLESA ROTORU

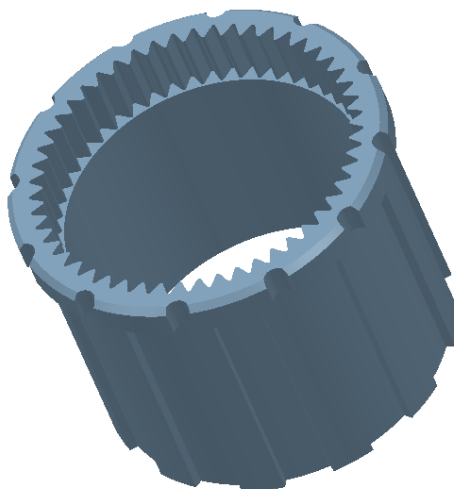
Tento díl slouží jako náhrada jedné boční strany rotoru. Předpokládaný materiál pro výrobu je ze stejné hliníkové slitiny, jako těleso rotoru (UNS A92618). Proto má také přípravu pro aplikaci bočních stíracích kroužků a těsnění. K rotoru je připojena třemi šrouby symetricky umístěnými v ose vrcholů rotoru.



Obr. 16 – Kryt tělesa rotoru

5.4 LOŽISKOVÉ TĚLESO

U tohoto dílu je předpokládáno vyšší silové zatížení z důvodu přenosu sil od ložiska a časovacího ozubení, proto je jako předpokládaný materiál pro analýzu zvolena ocel třídy 17 s kluznou pánví. V tělese rotoru je upevněna v drážkách proti prokluzu a zakolíkována proti axiálnímu posuvu. Zuby jsou kaleny.



Obr. 17 – Ložiskové těleso

6 STATICKÁ MKP ANALÝZA VYTVOŘENÉHO MODELU

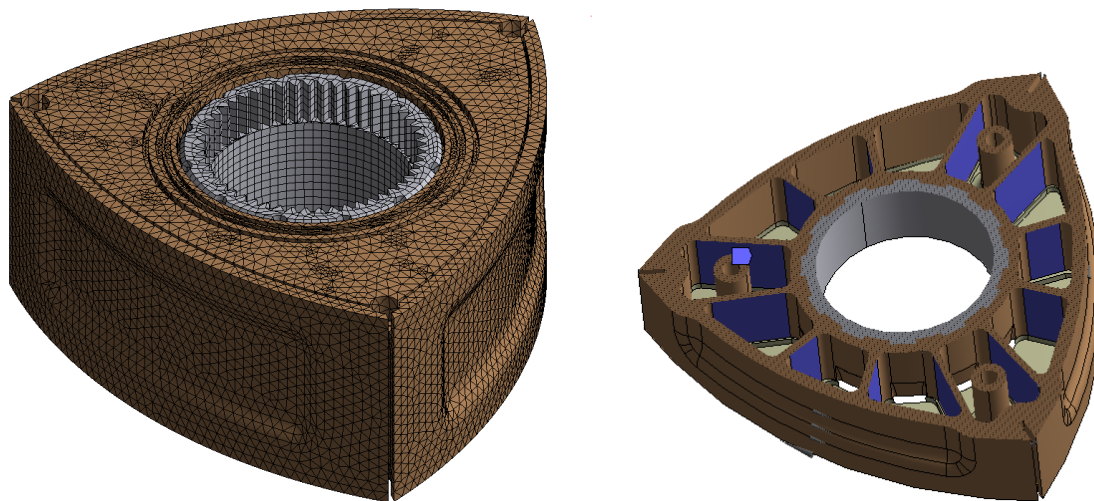
Po vytvoření návrhu rotoru byl analyzován na statické silové namáhání v softwaru ANSYS Workbench 18.1. Základní podmínkou pro relevantní výsledek je vhodná definice všech vstupních parametrů MKP řešiče.

6.1 DEFINICE MATERIÁLU

v modelu byl definován materiál pro rotor a jeho kryt pomocí uživatelsky upraveného profilu pro hliníkovou slitinu. Materiálové vlastnosti byly upraveny s ohledem na použití slitiny UNS A92618. Pro výpočet ložiskového tělesa byl zvolen materiálový model oceli. [12]

6.2 NASTAVENÍ SÍTĚ

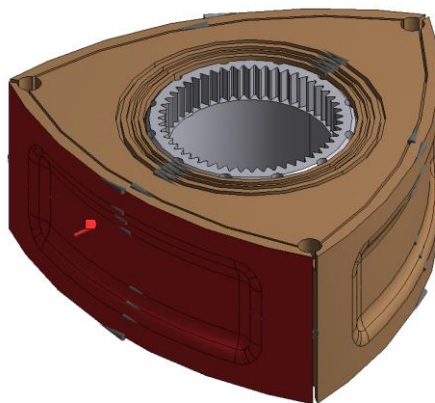
Pro model byla použito síťování metodou Hex-dominant s velikostí prvku 3 mm se zjemněním v předpokládaných kritických místech modelu, jako jsou například výztužná žebra oddělující jednotlivé komory rotoru a jejich zaoblení.



Obr. 18 – Příprava sítě MKP modelu, zobrazení oblasti zjemnění na výztužných žebrech

6.3 SILOVÉ ZATÍŽENÍ, OMEZUJÍCÍ VAZBY

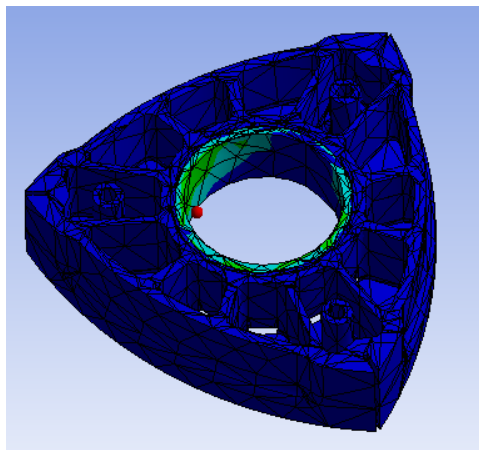
Síla působící na rotor byla definována pomocí tlaku působícího na čelo rotoru. Velikost byla odvozena z tlaku vypočteného v softwaru Lotus a byla použita nejvyšší dosahovaná hodnota. K omezení pohybu součásti byly použity vazby typu „Remote displacement“ a „Compression only support“, aby bylo dosaženo relevantního omezení pohybu modelu v simulaci



Obr. 19 Oblast působícího tlaku

6.4 OPTIMALIZACE ROTORU

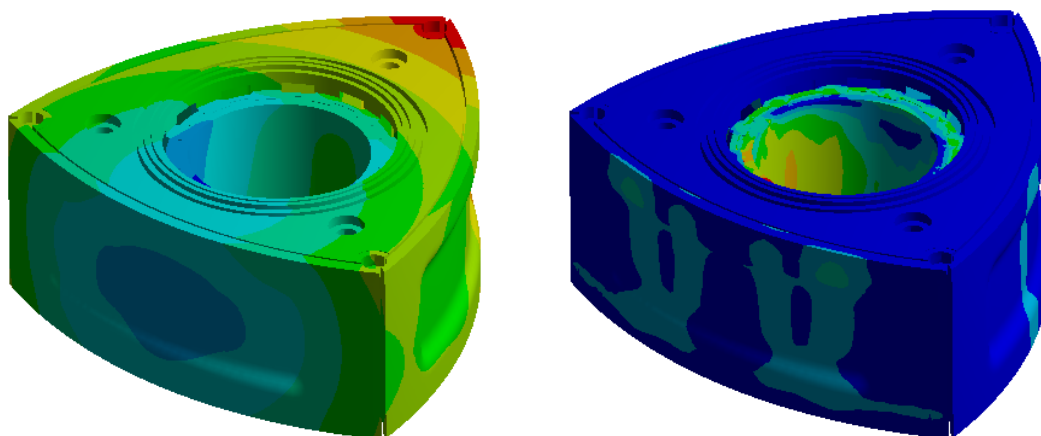
Statická analýza v prvotních verzích výpočtového modelu rotoru ukázala, že geometrie původního rotoru byla navržena až příliš robustní. Maximální dosahované napětí bylo až příliš nízké, což by znamenalo příliš vysokou bezpečnost a přebytnou hmotnost materiálu. Rotor byl proto v několika iteracích upraven tak, aby byla geometrie rotoru tvořena za použití minima materiálu, ale aby zároveň rotor nebyl přetížen a nebyla překročena hranice meze kluzu v materiálu. Nejzásadnější změny geometrie proběhly v oblasti žebér rotoru, jejichž tloušťka byla výrazně upravena. Díky této optimalizaci byla hmotnost celé sestavy rotoru snížena o téměř 200 g na celkovou hmotnost 2,656 kg.



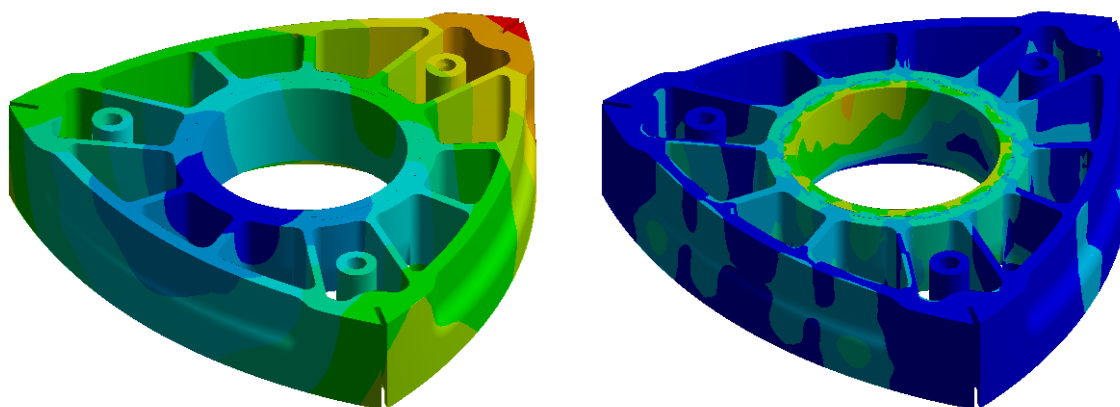
Obr. 20 – Prvotní návrh rotoru ve zjednodušené analýze s širokými žebry

6.5 VÝSLEDKY MKP ANALÝZY

Za pomoci řezů, zobrazení maximálních napětí a umístění měřicích sond do modelu materiálu bylo vyhodnoceno, že konečná verze rotoru splňuje podmínky pro statickou únosnost, jelikož ekvivalentní napětí nedosahuje v žádné části modelu maximální hodnoty ani po uvažování běžných provozních teplot rotoru. V případě únavové životnosti nelze bez náročné analýzy jednoznačně rozhodnout, avšak ekvivalentní napětí v materiálu nepřesahuje mez doporučenou pro jednoduché zhodnocení únavové životnosti v materiálových listech slitiny UNS A92618 [12].



Obr. 21 – zobrazení celkového posunutí a ekvivalentního napětí



Obr. 22 – zobrazení celkového posunutí a ekvivalentního napětí v řezu

ZÁVĚR

Jako cíl diplomové práce byl stanoven návrh rotoru Wanklova rotačního motoru o výkonu 70-80 kW pro pohon v motocyklu. Byly navrženy základní geometrické parametry rotoru, vytvořen ekvivalentní 1D simulační model pro výpočet výkonu a točivého momentu a byl navržen funkční 3D model rotoru, který byl podroben MKP statické silové analýze.

Z důvodu zaměření práce na neobvyklý způsob pohonu byla nejdříve přiblížena minulost použití rotačních motorů v motocyklech. Motor byl poté pro návrh geometrických parametrů popsán a byly navrženy a dopočteny parametry tak, aby motor dosahoval požadovaných výkonů a zároveň plnil podmínky funkčnosti rotačních motorů.

Pro ověření dosažitelných výkonů bylo zvoleno vytvoření 1D simulace spalovacího motoru. Z důvodu nedostupnosti specializovaných nástrojů pro analýzu rotačních motorů bylo využito podobnosti s pístovým spalovacím motorem s centrickým klikovým mechanismem a byl zvolen simulační software Lotus Engine Simulation. Jako hlavní předpoklad pro výpočet byla použita ekvivalentní plocha, na kterou působí tlak plynů, který ovlivňuje sílu vyvíjející moment na výstupní hřídeli. K dosažení průběhu změny objemu v rotačním motoru byl použit v ekvivalentním modelu parametr vzdálenosti mezi čepy ojnice, který umožnil dostatečné přiblížení průběhu v simulačním modelu. Navržené časování plnění válce bylo realizováno uživatelsky definovanými ventily. Výkon motoru dosahuje nejvyšší hodnoty 87,76 kW při velmi příznivém průběhu momentové křivky. Je však nutno zvážit, že model hoření zřejmě nebude plně odpovídat reálnému hoření směsi v rotačním motoru a dosahovaný výkon bude v reálném případě pravděpodobně nižší.

Pro ověření výpočtu byl vytvořen skript v softwaru Matlab, který odhalil předpokládaný rozdíl mezi ideálním modelem a výpočtovým modelem v softwaru Lotus za předpokladu stejného působícího tlaku. Model v prostředí softwaru Lotus tak vykazoval ztrátu ve výkonu i momentu až 7 %.

Po ověření dostatečného výkonu byl navržen samotný rotor dle vypočtené geometrie. V souladu se zadáním byl kladen důraz na zachování co nejnížší hmotnosti sestavy, proto byl rotor navržen z hliníkové slitiny a jeho ložisková jednotka jako ocelová. V návrhu geometrie je uvažováno chlazení olejem pomocí ostříku vnitřních dutin rotoru.

Následně byla provedena statická silová MKP analýza. K zatížení rotoru byl zvolen tlak působící na stěnu rotoru o nejvyšší dosahované hodnotě z průběhu exportovaného indikovaného tlaku. V několika iteracích pak byl model tvarově optimalizován tak, aby bylo dosaženo co nejnížší hmotnosti, kterou se podařilo snížit na 2,656 kg. Po pečlivé analýze dosahovaných napětí v modelu a materiálových vlastností použité hliníkové slitiny bylo vyhodnoceno, že geometrie modelu je navržena s dostatečnou bezpečností minimálně 1,5.

Ačkoliv je dosahováno vyšších výkonů, než bylo zadáno v diplomové práci je třeba uvažovat fakt, že se jedná o velmi idealizovaný model, který bude v reálných aplikacích vždy vykazovat nižší výkon. Proto byly parametry navrženy s jistou rezervou, aby bylo možné dosáhnout reálného výkonu právě až 80 kW. Lze tedy prohlásit, že všechny body práce byly úspěšně splněny.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Hercules W2000 Rotary. *Http://www.motorcyclespecs.co.za* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: http://www.motorcyclespecs.co.za/model/Classic/hercules_w2000_rotary
- [2] *Suzuki RE5 Rotary* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: collections.museumvictoria.com.au/articles/3597
- [3] NORBYE, Jan P. *The Wankel engine: design, development, applications*. [1st ed.]. Philadelphia: Chilton Book Co, 1971. ISBN 08-019-5591-2.
- [4] YAMAMOTO, Kenichi. *Rotary Engine*. 6th ed. Tokio: Sankaido Co., 1981. ISBN 9997341171.
- [5] ERNST, Kurt. Cars of Futures past. *Www.hemmings.com* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: <https://www.hemmings.com/blog/2013/12/19/cars-of-futures-past-1964-1967-nsu-spider/>
- [6] KOVAŘÍK, Ladislav. *Motory Wankelovy a jim příbuzné: určeno také studentům odborných i vysokých škol*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1970. Řada strojírenské literatury.
- [7] TAYLOR, Charles Fayette. *The internal-combustion engine in theory and practice*. 2nd ed., rev. Cambridge, Mass.: M.I.T. Press, 1985. ISBN 02-627-0026-3.
- [8] ANSDALE, R.F. a D.J. LOCKLEY. *The Wankel RC Engine. Desing and Performance*. London: Iliffe Books, 1968, 158 s.
- [9] SVÍDA, David. *Wankelův motor o výkonu 70kW*. Brno, 2004. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojírenského inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jaroslav Rauscher.
- [10] CIULLI, E. A Review of Internal Combustion Engine Losses Part 1: Specific Studies on the Motion of Pistons, Valves and Bearings. *Institution of Mechanical Engineers*. 1992, 4(206), 4.
- [11] A. LEE, Jonathan. *Cast aluminium alloy for high temperature applications*. Huntsville, 2003. Dostupné také z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20030106070.pdf>
- [12] Aluminium 2618. *AZO Materials* [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6617>
- [13] Yamaha RZ201 Rotary. In: *Www.motorkari.cz* [online]. 2012 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: http://www.motorkari.cz/upload/images/cache/clanky/2012-02/20669/20120206120932-2_2_1____.jpg_resize_470x216__type_jpg_.jpg
- [14] Mazda 13b repair instructions. In: *Https://www.mazdabg.com/* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: https://www.mazdabg.com/ftp-uploads/Mazda/--Repair%20Instructions--/1972-1986%20Mazda%20Truck/9057CH03_INSPECTIO3.htm

- [15] Úpravy motorů GSF. In: *Suzuki Bandit* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.suzukibandit.cz/view.php?nazevclanku=upravy-motoru-gsf-gsx-r&cislocclanku=2007060001>
- [16] How a wankel engine works. In: *Https://www.motor1.com* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.motor1.com/news/76372/watch-how-a-wankel-rotary-engine-works/>
- [17] PrimerRacing. In: *Http://www.primerracing.com* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.primerracing.com/Wankelmotoren/Wankel.htm>
- [18] History of Norton Motorcycles. *Norton Motorcycles* [online]. [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <http://www.nortonmotorcycles.com/company/history/>
- [19] WALKER, Mick. MZ. Place of publication not identified: Redline Books, 2004. ISBN 0954435745.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

α	[rad]	Úhel natočení odvalující se kružnice po základní kružnici
a	[mm]	Poloměr vrcholového zaoblení těsnicí lišty
A	[mm]	Hlavní osa skříně
$\acute{a}$	[mm]	Hodnota posunutí vnitřní obálky hypocykloidy
$A(a^\circ p)$	[mm ²]	Úhlový průřez kanálu
a_p	[rad]	Aktuální úhel otočení pístu z výchozí pozice
b	[mm]	Šíře rotoru
B	[mm]	Vedlejší osa skříně
c	[ms ⁻¹]	Rychlost proudění směsi v obdélníkovém kanálu
e	[mm]	Excentricita hřídele
F	[mm ²]	Boční plocha pracovní komory rotoru
h_k	[mm]	Šířka kanálu
i	-	Kompresní poměr
i_r	-	počet rotorů motoru
K	-	Trochoidní konstanta
l	[mm]	Délka kanálu
m	-	Celočíselný parametr uzavřené křivky
n	[min ⁻¹]	Otáčky hřídele
p	[mm]	Poloměr pevné kružnice
P	[kW]	Výkon motoru
p_e	[Mpa]	Volený střední efektivní tlak
p_{me}	[Pa]	Střední efektivní tlak
q	[mm]	Poloměr odvalované kružnice
R	[mm]	Generující poloměr
$R1$	[mm]	Poloměr posunutý o a

R_2	[mm]	Poloměr posunutý o a
s	[mm ²]	Plocha pístu
$S_{k(ap)}$	[mm ²]	Průtočný průřez kanálu
S_{k_max}	[mm ²]	Maximální průtočný průřez kanálu
S_{ko}	[mm ²]	Průtočná plocha plně otevřeného kanálu
S_p	[mm]	Minimální návrhová provozní vůle
β	[rad]	Úhel natočení odvalující kružnice kolem své osy
ν	[rad]	Úhel natočení generující kružnice
V	[l]	Objem motoru
v_{as}	[ms ⁻¹]	Střední kluzná rychlost vrcholového těsnění
V_{est}	[l]	Odhadovaný potřebný objem motoru
V_{min}	[mm ³]	Minimální objem spalovací komory
V_z	[mm ³]	Zdvihový objem pracovní komory
γ	[mm]	Poloměr kliky
$\lambda,$	-	Poměr délky mezi čepy ojnice k poloměru kliky
φ	[rad]	Úhel náklonu těsnicí lišty
φ_{max}	[mm]	Maximální úhel natočení radiálního těsnění
α_{p1}	[rad]	Úhel mezi výchozí pozicí do pozice, kdy je kanál otevřen
γ_x	[rad]	Úhel mezi osou kanálu a osou x
ϕ	[rad]	Úhel mezi normálou trochoidu a osou x

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Soubor „Model rotoru“ (.rar, obsahuje soubory .step)

Příloha 2 – Soubor „Výpočet momentu“ (.rar, obsahuje soubory .m a .txt)