

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VYUŽITÍ VAČKOVÉHO MECHANISMU JAKO NÁHRADY KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ SPALOVACÍHO MOTORU

CAM-SHAFT REPLACEMENT OF CRANK-SHAFT POWERTRAIN OF COMBUSTION ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAKUB SUK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. LUBOR ZHÁŇAL

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jakub Suk

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Využití vačkového mechanismu jako náhrady klikového ústrojí spalovacího motoru

v anglickém jazyce:

Cam-shaft replacement of crank-shaft powertrain of combustion engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Náplní diplomové práce je prozkoumání možností nahrazení klikového mechanismu spalovacího motoru vačkovým převodem.

Cíle diplomové práce:

- objasnění problematiky
- navržení výchozích parametrů motoru pro zvolený výkon
- navržení a vytvoření CAD modelů základních součástí motoru (vačky, ojnice a pístu)
- simulace funkčnosti virtuálního modelu
- analýza a zhodnocení výsledků

Seznam odborné literatury:

- KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I. SNTL Praha, 1978.
- RAUSCHER, K. Spalovací motory. VUT Brno, 1996 (elektronický text).
- KOŠŤÁL, J. - SUK, B. Pístové spalovací motory. SNTL Praha, 1973.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Lubor Zháňal

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 11.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá možností nahrazení klikového mechanismu spalovacího motoru vačkovým převodem. V úvodní části práce jsou navrženy základní parametry motoru s tímto typem převodu. Následně je navrženo několik typů zdvihových křivek vačky, podle požadavků na průběh zdvihu. Dále je v práci vypracován konstrukční návrh základních částí motoru, detailně je řešena konstrukce tělesa vačky. Poslední z kapitol je simulace funkčnosti virtuálního modelu. V závěru jsou zhodnoceny výsledky a porovnány výhody a nevýhody takového typu motoru.

Klíčová slova

zdvihová křivka, vačkový mechanismus, ojnice, převod

Abstract

Diploma thesis deal with possibility cam-shaft replacement of crank-shaft powertrain of combustion engine. In exordium work are designed basic engine data herewith type powertrain. Subsequently is designed several types stroke curves of lobe, after needs on course stroke. Further is in work elaborate engineering design body motor, in detail is solve construction body lobe. In last of capitol is evulate functionality virtual model. At the close are reviewed record and compared benefits and disavantages such engine type.

Key words

stroke curve, cam mechanism, piston rod, transmission

Bibliografická citace VŠKP:

SUK, J. *Využití vačkového mechanismu jako náhrady klikového ústrojí spalovacího motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 76 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubor Zháňal.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Lubora Zháňala a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 25. května 2010

Jakub Suk

PODĚKOVÁNÍ

Za obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Luboru Zháňalovi.

Obsah:

1	Úvod	9
2	Stručná historie vozidlových spalovacích motorů bez využití klikového hřídele	10
2.1	Spalovací motory s nespojitým vnitřním spalováním	10
2.1.1	Motor typu Wankel.....	10
2.1.2	Sférický motor	10
2.1.3	Motor Revetec	11
2.2	Spalovací motory se spojitým vnitřním spalováním	12
2.2.1	Spalovací turbína	12
3	Návrh koncepce motoru.....	13
3.1	Základní návrh.....	13
3.2	Výpočet základních parametrů motoru.....	14
4	Návrh průběhu zdvihu pístu	15
4.1	Návrh křivky pro ideální kinematiku motoru	15
4.2	Návrh křivky pro zlepšení termodynamiky motoru	16
4.3	Návrh křivky kombinující výhody předchozích křivek.....	18
4.3.1	Výpočet směrnice tečny.....	19
4.3.2	Křivka navrhovaná s ohledem na průběh a maximální hodnoty zrychlení	21
4.4	Porovnání jednotlivých návrhů zdvihové křivky.....	24
4.4.1	Porovnání kinematických veličin	24
4.4.2	Porovnání průběhu tlaku ve válci	26
5	Návrh vymezení vůle mezi vačkou a kladkami.....	27
5.1	Hydraulické vymezení vůle	27
5.2	Mechanický vymežovací element	27
5.3	Vymezení vůle konstrukční úpravou	29
5.3.1	Výpočet změny rozměrů v důsledku tepelného namáhání motoru.....	29
5.3.2	Výpočet změny rozměrů vlivem kompletního namáhání motoru	32
5.3.3	Pevnostní kontrola ojnice	37
5.3.4	Návrh ocelové ojnice a její pevnostní kontrola	39
5.3.5	Předběžný návrh uložení součástí.....	41
5.3.6	Pevnostní kontrola ocelové ojnice.....	42
6	Návrh tvaru vačky	44
6.1	Návrh profilu boku vačky.....	44
6.2	Výpočet ekvidistanty k dané křivce	45
6.2.1	Obecný výpočet ekvidistanty.....	45
6.2.2	Výpočet ekvidistanty pro zvolenou zřihovou křivku.....	45
7	Konstrukční návrh pístu	48
8	Konstrukční návrh ojnice.....	48
8.1	Konstrukční návrh ojnice.....	48
8.2	Konstrukční návrh vodících hřídelek	49
8.3	Konstrukční návrh vodících kladek	50
9	Konstrukční návrh vaček a hlavní hřídele	51
9.1	Konstrukční návrh tělesa vačky.....	51
9.2	Konstrukční návrh hlavního hřídele motoru.....	52
10	Konstrukční návrh ozubených soukolí a výstupního hřídele	52
11	Návrh vyvažovacího zařízení	54
11.1	Zjištění harmonických složek zrychlení	55
11.2	Výpočet amplitudy a frekvence první harmonické složky	57
11.3	Konstrukce dvojice vývažků	58

12	Simulace funkčnosti virtuálního modelu	61
13	Porovnání klasického motoru s klikovou hřídelí a motoru s vačkou	64
13.1	Porovnání kinematiky motorů	64
13.2	Porovnání změny tlaku ve válci	65
13.3	Moment přenášený mechanismem při maximálním tlaku ve válci	66
14	Závěr	68
	Seznam použité literatury	69
	Seznam obrázků a grafů	70
	Seznam tabulek	72
	Seznam použitých zkratk a symbolů	73

1 Úvod

Snižování spotřeby paliva a emisí je v současné době jeden z nejdůležitějších požadavků pro konstrukce motorů osobních automobilů, toho lze dosáhnout například zvyšováním účinnosti soudobých motorů. Klikový mechanismus představuje jeden z hlavních podsystémů, které velmi ovlivňují parametry motoru. Od doby vynalezení spalovacího motoru se funkce klikového mechanismu a jeho konstrukce podstatně nezměnily. Záměna klikového mechanismu za mechanismus pracující na jiném principu je jedno z možných řešení dalšího zdokonalování spalovacích motorů. Historie zaznamenala řadu pokusů o nahrazení klikového mechanismu nebo celé klasické koncepce motoru, této problematice je věnována první kapitola práce.

Úkolem diplomové práce je návrh a analýza vačkového mechanismu jako náhrady klikového ústrojí ve spalovacím motoru. Cílem je pokusit se navrhnout čtyřválcový motor bez použití klikového mechanismu, podle známých myšlenek konstrukce. Vyřešení některých hlavních problémů takovéto konstrukce, těmi jsou například přenos kroutícího momentu z pístů na výstupní hřídele, eliminace vůlí motoru a konstrukce vyvažovacích zařízení. V závěru práce budou porovnány vlastnosti takového typu motoru a motoru s klikovou hřídelí podobných parametrů.

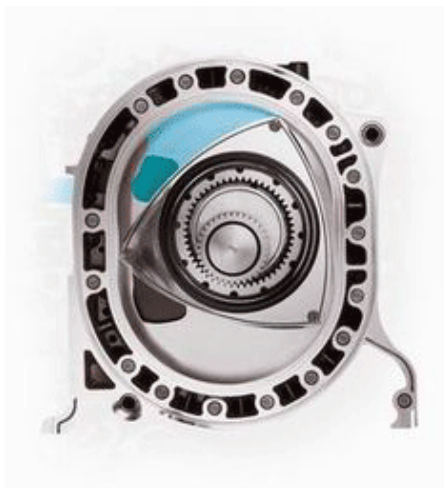
2 Stručná historie vozidlových spalovacích motorů bez využití klikového hřídele

V historii byli vynalezeny různé typy spalovacích motorů bez použití klikového hřídele, část z nich i nadále zůstává v podobě návrhů nebo myšlenek. V následující kapitole budou představeny nejnámější typy spalovacích motorů bez klikové hřídele, u kterých se podařilo dokázat jejich praktickou funkčnost.

2.1 Spalovací motory s nespojitým vnitřním spalováním

2.1.1 Motor typu Wankel

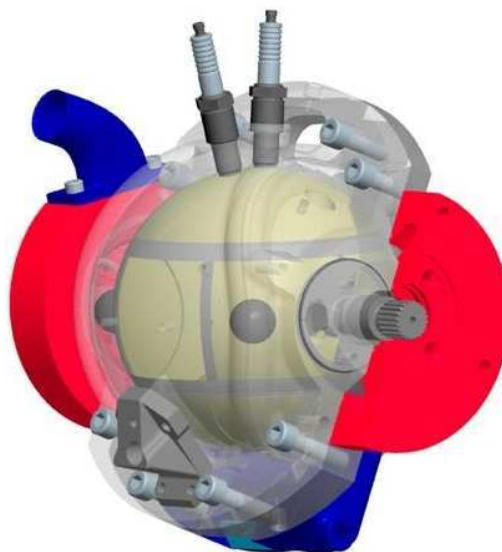
Duchovním otcem tohoto typu pohonné jednotky je Felix Wankel, který na tomto typu pohonu pracoval ve 20.-50. letech minulého století. Po představení této koncepce pokračovala ve vývoji řada světových automobilek NSU, Citroen, Suzuki (motocykly). V současné době wankelův motor v největším množství vyrábí japonská Mazda. Mezi největší úspěchy wankelova motoru patří vítězství Mazdy v roce 1991 v závodu 24 hodin Le Mans. Výhody jsou především menší a kompaktnější rozměry vůči motorům stejného výkonu a menší obsah spalovací komory. Další značnou výhodou je možnost plně vyvážit rotující části. Mezi nevýhody patří zvýšená spotřeba paliva a zadíraní pístních kroužků. Potenciál tohoto typu motoru do dnešních dnů nebyl dostatečně rozvinut, a pokud se bude pokračovat v dalším vývoji, může se stát plně konkurenceschopnou alternativou pístových spalovacích motorů



Obr. 1 - Motor typu Wankel [10]

2.1.2 Sférický motor

Peraves Superballmotor, jak tento typ pohonné jednotky nazývají jeho autoři. Byl vyvinut ve Švýcarsku ve spolupráci společnosti Peraves AG a Univerzitou aplikovaných věd Zurich. Prototyp motoru je testován zabudovaný ve skútru Yamaha. Mezi výhody tohoto motoru patří poloviční otáčky nutné ke srovnatelnému výkonu s pístovým motorem, menší hmotnost a rozměry. V motoru jsou jen 3 pohybující se části, z čehož vyplývají i menší výrobní náklady.



Obr. 2 - Sférický motor Peraves[11]

2.1.3 Motor Revetec

Myšlenky na vytvoření tohoto typu motoru přišly na svět v roce 1995, když se australský inženýr Brad Howell-Smith zabýval výzkumem ztrát a účinností spalovacího motoru. Během posledních deseti let postavily ve společnosti Revetec 10 prototypů tohoto typu motoru. V roce 2008 byla představena finální verze a testována nezávislou společností Orbital. Motor dosáhl účinnosti 39,5%. Jednalo se o čtyřválcový atmosférický zážehový motor s dvěma ventily na válec a rozvodem OHV, motor nebyl vybaven žádnou složitou elektronikou běžně využívanou moderními spalovacími motory.

Mezi výhody patří možnost upravit motor pro různé typy paliv, požadovaný průběh točivého momentu nebo spektra otáček. Toho lze dosáhnout změnou geometrie vačky. Pohonné jednotky jsou podstatně menší a lehčí. Nevýhody tohoto typu motoru nejsou v dnešní době přesně známy, protože nebylo možné motor podrobit dlouhodobějším zkouškám.

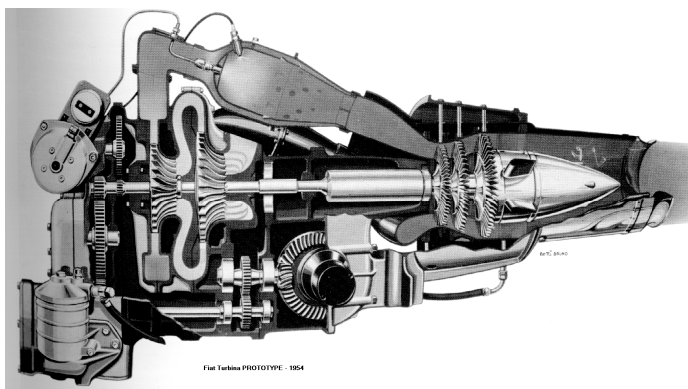


Obr. 3 - Vačkový motor Revetec [9]

2.2 Spalovací motory se spojitým vnitřním spalováním

2.2.1 Spalovací turbína

První myšlenky na využití spalovací turbíny navrhl už Leonardo da Vinci. V roce 1950 britská automobilka Rover představila první vůz s motorem poháněným plynovou turbínou. Řada dalších společností se pokoušela umístit spalovací turbínu do osobních automobilů, ale většinou zůstalo pouze u prototypů. Hlavními výhodami tohoto typu pohonné jednotky je možnost spalovat různé druhy paliv. Hlavní výhody spalovacích turbín, kvůli kterým jsou umístovány do letadel, ale nejsou relevantní v automobilové technice, jsou například velmi dobrý výkon ve vysokých výškách. Výroba spalovacích turbín byla v historii mnohem nákladnější než výroba pístových spalovacích motorů. Z tohoto důvodu se také nikdy nedočkala masovějšího rozšíření.

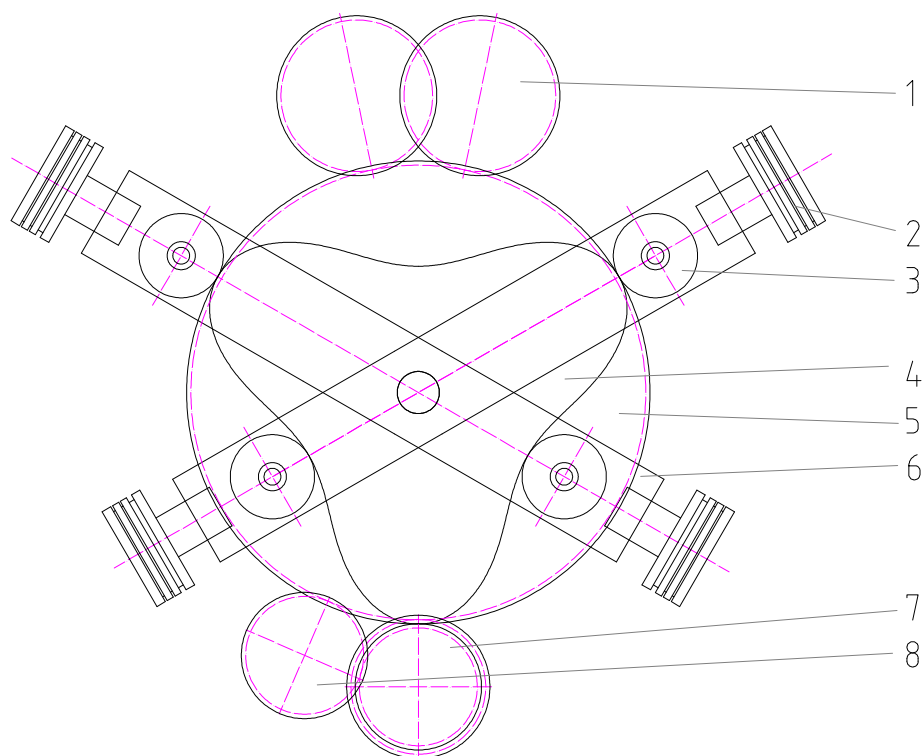


Obr. 4 - Turbína z vozu Fiat z roku 1954[10]

3 Návrh koncepce motoru

3.1 Základní návrh

Navrhovaný motor bude mít čtyři válce s celkovým objemem 1433.5 cm^3 , rozevřením válců 60° a čtyřdobý pracovní cyklus. Jeden píst vykonává tři zdvihy za jednu otáčku hlavní hřídele. Translační pohyb pístů je transformován na otáčivý pomocí dvojice vaček. Dvojice pístů je propojena společnou ojnici, na které jsou umístěny dvojice kladek, které se odvalují po vačkách. Druhá dvojice pístů se pohybuje protiběžně, a tím dojde k částečné eliminaci sil vyvolaných posuvnými hmotami. Vačky se otáčejí proti sobě, tím se vyruší momenty vznikající rotací těchto vaček. S každou z vaček je přímo spojeno ozubené kolo, které zajišťuje přenos momentu na výstupní hřídel. Mezi jednu vačku a výstupní hřídel musí být vloženo ozubené kolo, které má stejný počet zubů jako kolo na výstupní hřídeli, tím je zajištěna stejnoběžnost. S každým ozubeným kolem spojeným s vačkou je v záběru ozubené kolo připojené na jeden z dvojice vyvažovacích hřídelů.



Obr. 5 - Schéma koncepce navrhovaného motoru

- 1- Dvojice ozubených kol spojená s vyvažovacími hřídeli
- 2- Písty
- 3- Dvojice kladek
- 4- Vačky
- 5- Ozubená kola spojená s vačkami
- 6- Ojnice
- 7- Výstupní hřídel s párem ozubených kol
- 8- Vložené kolo

3.2 Výpočet základních parametrů motoru

Výpočet výkonu motoru s jedním zdvihem na otáčku motoru:

$$Pe = pe \cdot Vz \cdot \frac{n}{60} \cdot \tau \cdot i \quad (1)$$

Pro motor čtyřdobý je taktnost $\tau = 0,5$ a pro motor dvoudobý je $\tau = 1$. V tomto případě je nutné dosadit za $\tau = 1,5$, protože motor koná 3 pracovní zdvihy za 2 otáčky, tato hodnota platí pro čtyřdobý motor. Výkon a zdvihový objem jednoho válce je zvolen podobný jako u soudobého motoru s klikovým hřídelem a stejným zdvihem a vrtáním, otáčky budou dopočítány. Vzhledem k předpokladu, že bude motor atmosferický, je volen $pe=1,1$ MPa, Kompresní poměr je zvolen 10,5. Zapalování motoru bude následující: První z válců je v expanzním zdvihu, ve válci připojeném na druhé straně ojnice dochází ke kompresy.

$$Pe=80 \text{ kW} , Vz=0.3585 \text{ m}^3, n=4$$

$$n = \frac{Pe \cdot 60}{pe \cdot Vz \cdot \tau \cdot i} \quad n=2029,3 \text{ ot/min} \quad (2)$$

Průměr pístu je zvolen 78mm, z toho bude dopočítán zdvih:

$$z = \frac{4 \cdot Vz}{\pi \cdot D^2} \quad z=75,026 \text{ mm} \quad (3)$$

Zdvih volím $z=75$ mm

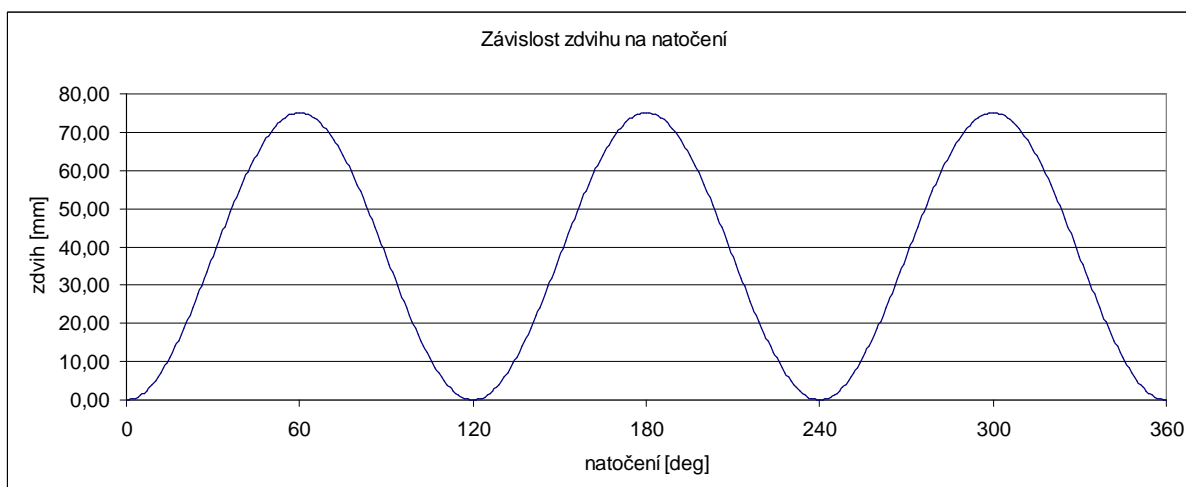
4 Návrh průběhu zdvihu pístu

Jak již bylo uvedeno, bude snaha navrhnout zdvihovou křivku s třemi zdvihy na jednu otáčku motoru. Tři zdvihy motoru jsou voleny proto, protože je to nejmenší nutný počet palců vačky zajišťující, že dva protilehlé písty se budou pohybovat současně proti sobě. Zdvih vačky je určen v předchozí kapitole $z = 75\text{mm}$. Dále je nutné zajistit, aby zdvihová křivka vačky byla po celém průběhu spojitá a hladká. Stejně tak je nutné, aby první 2 derivace funkce popisující zdvihovou křivku vačky byly spojitě a hladké. To znamená zajistit, aby průběh rychlosti a zrychlení částí motoru konajících translační pohyb byl spojitý a hladký. Tyto podmínky je nutné splnit z toho důvodu, aby v mechanismu nevznikaly nežádoucí rázy.

4.1 Návrh křivky pro ideální kinematiku motoru

Jako první možnost se nabízí zdvihová křivka popsaná jednoduchou harmonickou funkcí sinus. Tato křivka nebude, na rozdíl od zdvihové křivky klikového hřídele, složena z nekonečné řady harmonických funkcí.

$$s(\alpha) = \left[(\sin(3 \cdot \alpha - 90^\circ)) + 1 \right] \cdot \frac{0,075}{2} \quad (4)$$



Obr. 6 - Závislost zdvihu na úhlu natočení vačky

Funkci pro rychlost a zrychlení se spočítají jako derivace funkce zdvihu:

$$v(\alpha) = s(\alpha)' \rightarrow v(\alpha) = \frac{0,225 \cdot \cos(3 \cdot \alpha - 90^\circ)}{2} \quad (5)$$

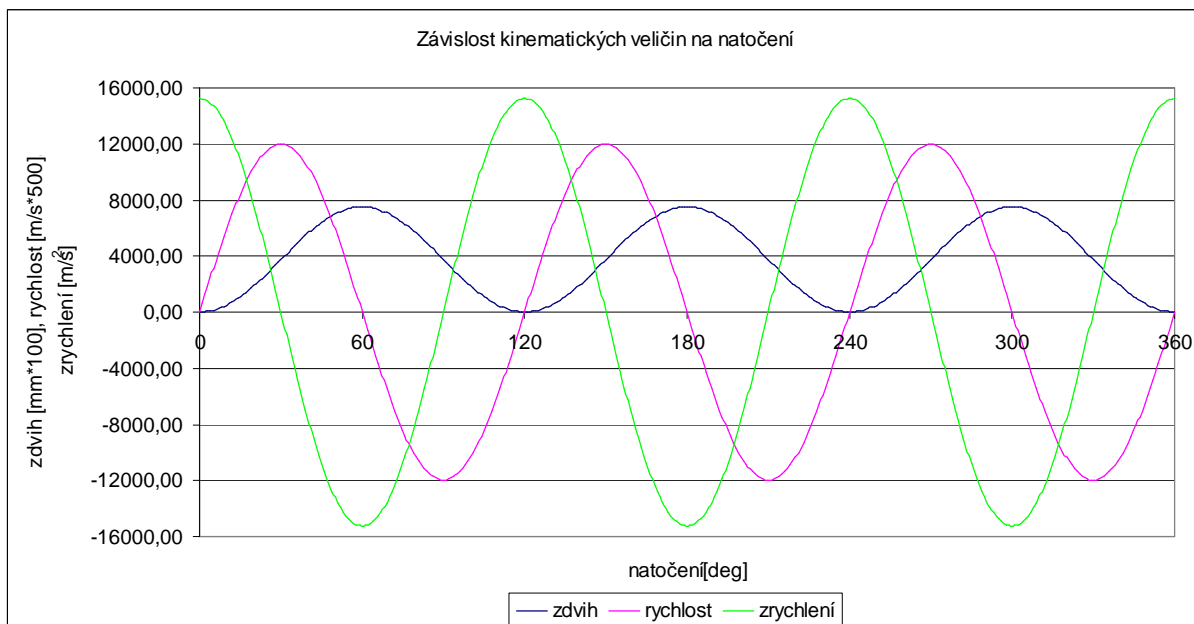
$$a(\alpha) = s(\alpha)'' \rightarrow a(\alpha) = -0,675 \cdot \frac{\sin(3 \cdot \alpha - 90^\circ)}{2} \quad (6)$$

Vztahy pro rychlost a zrychlení při daných otáčkách potom jsou:

$$v = v(\alpha) \cdot \omega \quad (7)$$

$$a = a(\alpha) \cdot \omega^2 \quad (8)$$

$$\text{kde: } \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (9)$$



Obr. 7 - Závislost kinematických veličin na úhlu natočení vačky

4.2 Návrh křivky pro zlepšení termodynamiky motoru

Nespornou výhodou koncepce motoru s vačkou, je možnost částečně ovládat průběh vnitřního spalování motoru v závislosti na úhlu natočení vačky. Toho lze docílit změnou zdvihové křivky pístu. Konkrétně bude snaha zpomalit pohyb pístu okolo úvrátí. Předpokládaným výsledkem této úpravy by mělo být více času pro prohoření směsi v menším objemu, to znamená přiblížit se izochorickému přívodu tepla. Další výhodou by mělo být více času pro výměnu plynu v pracovním prostoru válce v oblasti "stříhu ventilů".

Výpočet křivek bude proveden na úseku 60 stupňů, dále už je křivka symetrická, a proto je výpočet analogický. Tato křivka bude složená na úseku 60 stupňů ze tří funkcí. Na počátku a konci zdvihu upravenými harmonickými funkcemi. Harmonické funkce budou, opět sinusové, které ale budou mít pomalejší stoupání a budou propojeny, křivkou s 10 exponenty, která zaručí, že bude zdvihová křivka po svém průběhu spojitá a hladká. V tomto případě bude navržena křivka tak, že bude spojitá do 4. derivace. Tato změna by nám měla zaručit, že výsledné průběhy zrychlení, a tím i silové interakce budou mít rozumné frekvenční spektrum.

Křivka na úseku 0-12° je označena indexem 1, na úseku 12-48° je označena indexem 2, úseku 48-60° je označena indexem 3.

$$s_1(\alpha) = \left[(\sin \cdot (2,6 \cdot \alpha - 90^\circ)) \right] \cdot \frac{0,075}{2} \quad (10)$$

$$s_2(\alpha) = a1 + b1 \cdot \alpha + c1 \cdot \alpha^2 + d1 \cdot \alpha^3 + e1 \cdot \alpha^4 + f1 \cdot \alpha^5 + g1 \cdot \alpha^6 + h1 \cdot \alpha^7 + i1 \cdot \alpha^8 + j1 \cdot \alpha^9 \quad (11)$$

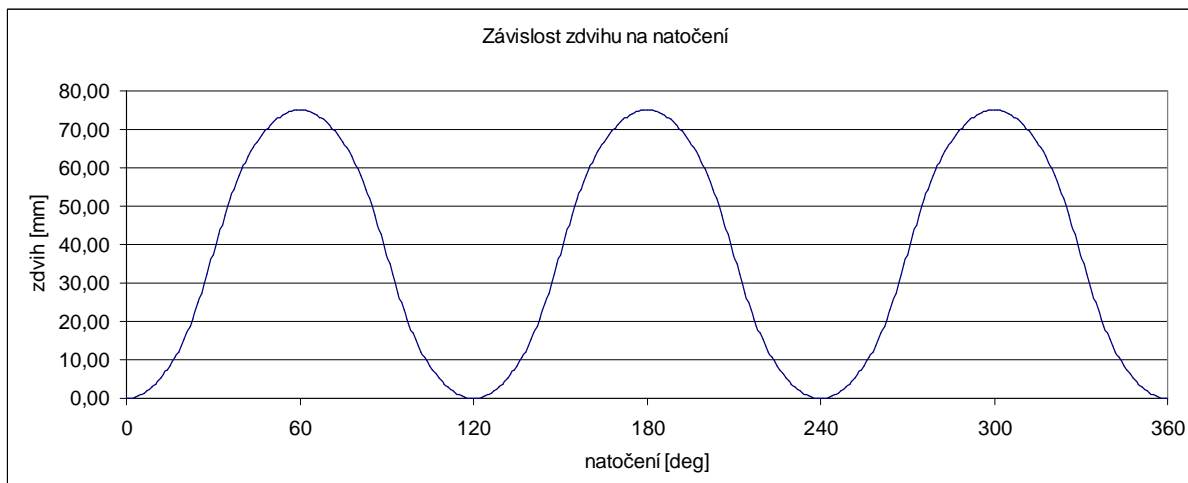
$$s_3(\alpha) = \left[(\sin \cdot (2,6 \cdot \alpha - 66^\circ)) \right] \cdot \frac{0,075}{2} \quad (12)$$

funkce	Úhel natočení [°]	
	12	48
s_2	0,00542384	0,06957616
$s_2' = v_2$	0,050507633	0,050507633
$s_2'' = a_2$	0,21683484	-0,21683484
$s_2''' = a_2'$	-0,341431602	-0,341431602
$s_2'''' = a_2''$	-1,465803518	1,465803518

Tabulka 1 - Hodnoty počátečních podmínek

Hodnoty v daných bodech jsou stejné jako hodnoty harmonických funkcí v těchto bodech. Při zachování těchto podmínek zdvihová křivka a její první tři derivace plynule navazují na průběhy harmonických funkcí. Z takto zadaných počátečních podmínek vznikne 10 rovnic s 10 neznámými koeficienty, po vyřešení dané soustavy rovnic jsou hodnoty koeficientů následující:

$$\begin{array}{lllll}
 a_1 = -0,0226 & b_1 = 0,6369 & c_1 = -7,4811 & d_1 = 50,2885 & e_1 = -200,9451 \\
 f_1 = 498,4386 & g_1 = -746,6444 & h_1 = 702,4129 & i_1 = -353,6508 & j_1 = 75,0470
 \end{array}$$



Obr. 8 - Závislost zdvihu na úhlu natočení vačky

Funkce pro rychlost a zrychlení se spočítají jako derivace funkce zdvihu:

$$v(\alpha) = s(\alpha)' \rightarrow \quad (13)$$

$$v_1(\alpha) = \frac{0,195 \cdot \cos(2,6 \cdot \alpha - 90^\circ)}{2} \quad (14)$$

$$v_2(\alpha) = b_1 + 2 \cdot c_1 \cdot \alpha + 3 \cdot d_1 \cdot \alpha^2 + 4 \cdot e_1 \cdot \alpha^3 + 5 \cdot f_1 \cdot \alpha^4 + 6 \cdot g_1 \cdot \alpha^5 + 7 \cdot h_1 \cdot \alpha^6 + 8 \cdot i_1 \cdot \alpha^7 + 9 \cdot j_1 \cdot \alpha^8$$

$$v_3(\alpha) = \frac{0,195 \cdot \cos(2,6 \cdot \alpha - 90^\circ)}{2} \quad (15)$$

$$(16)$$

$$a(\alpha) = s(\alpha)'' \rightarrow \quad (17)$$

$$a_1(\alpha) = \frac{-0,507 \cdot \sin(2,6 \cdot \alpha - 90^\circ)}{2} \quad (18)$$

$$a_2(\alpha) = 2 \cdot c1 + 6 \cdot d1 \cdot \alpha + 12 \cdot e1 \cdot \alpha^2 + 20 \cdot f1 \cdot \alpha^3 + 30 \cdot g1 \cdot \alpha^4 + 42 \cdot h1 \cdot \alpha^5 + 56 \cdot i1 \cdot \alpha^6 + 72 \cdot j1 \cdot \alpha^7 \quad (19)$$

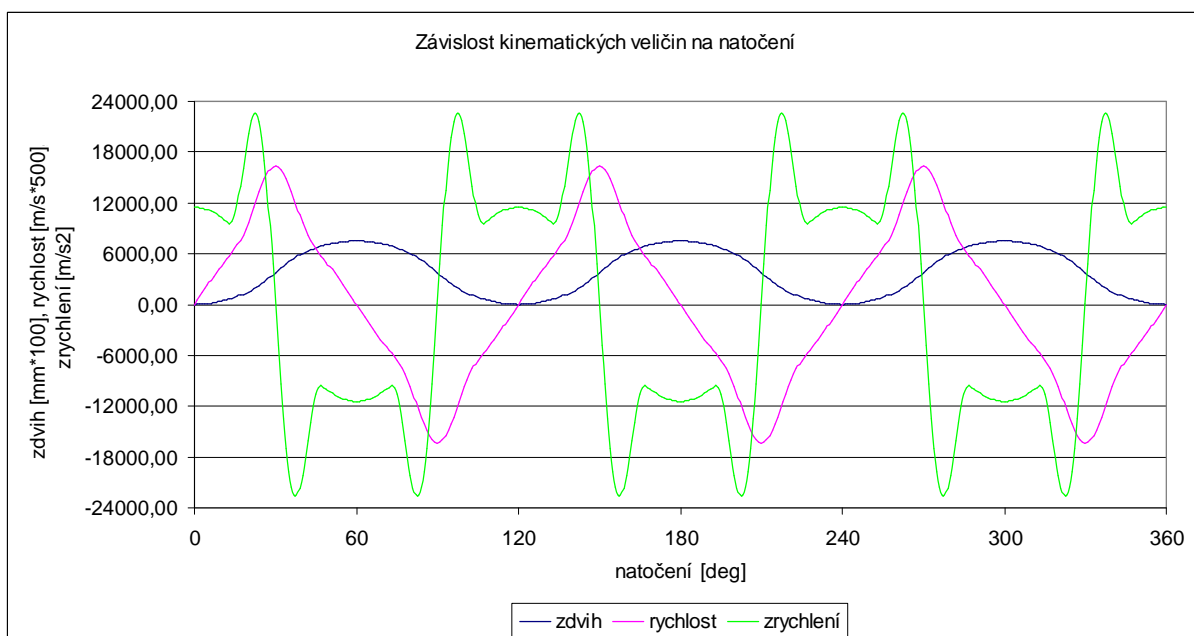
$$a_3(\alpha) = \frac{-0,507 \cdot \sin(2,6 \cdot \alpha - 66^\circ)}{2} \quad (20)$$

Vztahy pro rychlost a zrychlení při daných otáčkách jsou:

$$v = v(\alpha) \cdot \omega \quad (21)$$

$$a = a(\alpha) \cdot \omega^2 \quad (22)$$

$$\text{kde: } \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (23)$$



Obr. 9 - Závislost kinematických veličin na úhlu natočení vačky

4.3 Návrh křivky kombinující výhody předchozích křivek

Jak je patrné z předcházející kapitoly, křivka složená ze tří funkcí má značně velké hodnoty maximálního zrychlení. V této kapitole bude snaha navrhnout zdvihovou křivku požadovaných vlastností, ale s nižšími hodnotami maximálního zrychlení. Při návrhu křivky musí být splněny stejné podmínky na vlastnosti zdvihové křivky, tedy pomalejší pohyb kolem úvratí oproti kinematické křivce. Podle předpokladu toho bude dosaženo zvětšením strmosti směrnice křivky v polovině zdvihu. Při návrhu takovéto křivky je třeba dodržet podmínky stanovené v předchozí kapitole a dále zahrnout další podmínky.

Křivka navržená v této kapitole vychází částečně z předchozí křivky, popsané funkcí sinus. Hlavní rozdíl je v tom, že tato křivka je složená z dvou polynomů, na každých 30 stupňů jeden, který je určen počátečními podmínkami. Důležité je dodržet symetrii křivek tak,

aby bylo zohledněno, že zdvihová křivka musí být souměrná vůči polovině zdvihu. Výpočet křivek bude opět proveden na úseku 60 stupňů, dále už je křivka symetrická, a proto je výpočet analogický.

Křivku na úseku 0-30° je označena indexem 1, na úseku 30°- 60° je označena indexem 2.

$$s_1(\alpha) = a_1 + b_1 \cdot \alpha + c_1 \cdot \alpha^2 + d_1 \cdot \alpha^3 + e_1 \cdot \alpha^4 + f_1 \cdot \alpha^5 + g_1 \cdot \alpha^6 + h_1 \cdot \alpha^7 \quad (24)$$

$$s_2(\alpha) = a_2 + b_2 \cdot \alpha + c_2 \cdot \alpha^2 + d_2 \cdot \alpha^3 + e_2 \cdot \alpha^4 + f_2 \cdot \alpha^5 + g_2 \cdot \alpha^6 + h_2 \cdot \alpha^7 \quad (25)$$

funkce	Úhel natočení [°]		
	0	30	60
s_1	0	0,0375	
$s_1' = v_1$	0	0,15	
$s_1'' = a_1$	$= -a_2$	0	
$s_1''' = a_1'$	0	-1,0125	
s_2		0,0375	0,075
$s_2' = v_2$		0,15	0
$s_2'' = a_2$		0	$= -a_1$
$s_2''' = a_2'$		-1,0125	0

Tabulka 2 - Hodnoty počátečních podmínek

Většina počátečních podmínek uvedených v tabulce vychází z požadavků na zdvih udané konstrukčními rozměry motoru. Parametrem, který byl zvolen je hodnota derivace zrychlení v třiceti stupních. Hodnota derivace není úplně rozhodující, důležité je aby pro obě křivky byla stejná (spojitost hodnot obou křivek, zaručuje hladkost o řád nižší derivace v tomto místě), proto je zvolena stejná hodnota jako u sinusové vačky, ta byla dopočítána ze vzorce:

$$a_{der} = -2,025 \frac{\cos(3 \cdot 30^\circ - 90^\circ)}{2} \quad a_{der} = -1,0125 \quad (26)$$

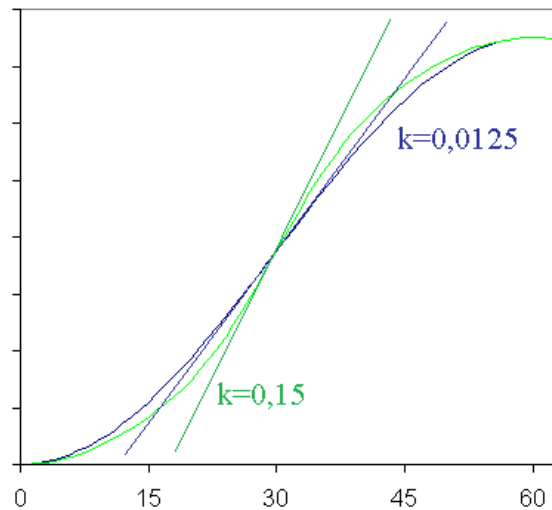
Další volená hodnota je první derivace zdvihu při třiceti stupních, tato hodnota je zároveň směrnice tečny zdvihové funkce v tomto bodě. Jak již bylo uvedeno dříve, zvětšením strmosti tečny oproti sinusovému zdvihu bude dosaženo požadovaných vlastností zdvihové křivky.

4.3.1 Výpočet směrnice tečny

Směrnice tečny funkce v daném bodě se rovná první derivaci funkce v daném bodě:

$$s_{der} = \frac{0,225 \cdot \cos(3 \cdot 30^\circ - 90^\circ)}{2} \quad s_{der} = 0,1125 \quad (27)$$

Z výpočtu je patrné, že směrnice tečny sinusové funkce v 30 stupních je $k = 0,1125$. Směrnici tečny vypočítané funkce je zvolena $k = 0,15$.

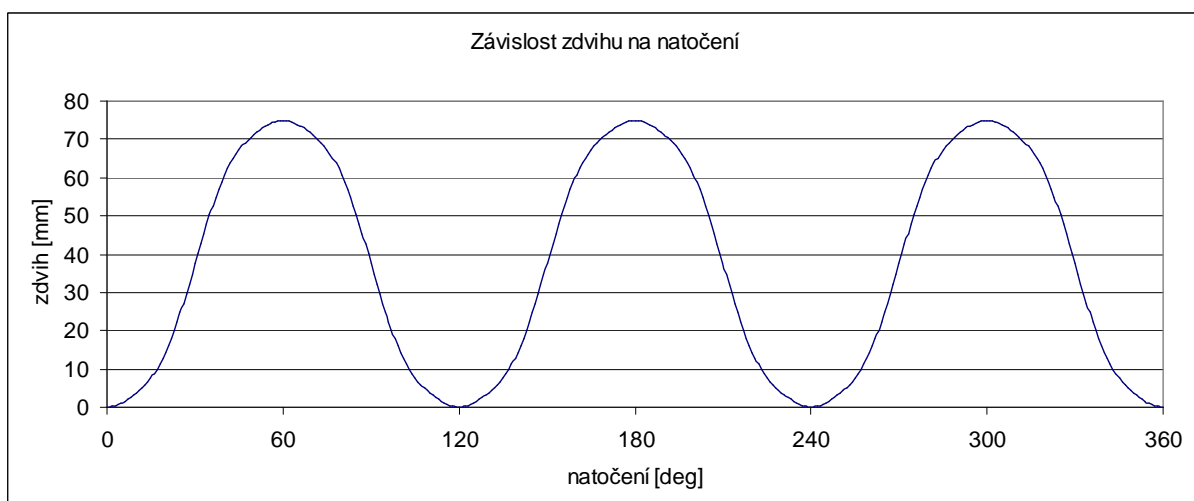


Obr. 10 - Zobrazení směrnic jednotlivých křivek

Z takto zadaných počátečních podmínek může být vytvořena soustava 15 rovnic. Funkce, které byly navrženy pro popis zdvihu, mají každá 8 neznámých koeficientů. Z toho vyplývá, že jeden koeficient může být volen. Pro dosažení lepších výsledků bude zvolena přímo hodnota, neznámého zrychlení v 0 a 60 stupních, tato hodnota je zvolena $a_1 = 0,35$ m/s, která se jen nepatrně liší od hodnoty zrychlení sinusové vačky.

Koeficienty spočítané například pomocí Gaussovy eliminační metody:

$a_1 = 0$	$b_1 = 0$	$c_1 = 0,175$	$d_1 = 0$
$e_1 = -4,273$	$f_1 = 20,326$	$g_1 = -33,599$	$h_1 = 18,823$
$a_2 = -2,261$	$b_2 = 22,843$	$c_2 = -97,184$	$d_2 = 225,561$
$e_2 = -306,009$	$f_2 = 242,678$	$g_2 = -104,375$	$h_2 = 18,822$



Obr. 11 - Závislost zdvihu na úhlu natočení vačky

..

Funkce pro rychlost a zrychlení se potom spočítají jako derivace funkce zdvihu:

$$v(\alpha) = s(\alpha)' \rightarrow \quad (28)$$

$$v_1(\alpha) = b1 + 2 \cdot c1 \cdot \alpha + 3 \cdot d1 \cdot \alpha^2 + 4 \cdot e1 \cdot \alpha^3 + 5 \cdot f1 \cdot \alpha^4 + 6 \cdot g1 \cdot \alpha^5 + 7 \cdot h1 \cdot \alpha^6 \quad (29)$$

$$v_2(\alpha) = b2 + 2 \cdot c2 \cdot \alpha + 3 \cdot d2 \cdot \alpha^2 + 4 \cdot e2 \cdot \alpha^3 + 5 \cdot f2 \cdot \alpha^4 + 6 \cdot g2 \cdot \alpha^5 + 7 \cdot h2 \cdot \alpha^6 \quad (30)$$

$$a(\alpha) = s(\alpha)'' \rightarrow \quad (31)$$

$$a_1(\alpha) = 2 \cdot c1 + 6 \cdot d1 \cdot \alpha + 12 \cdot e1 \cdot \alpha^2 + 20 \cdot f1 \cdot \alpha^3 + 30 \cdot g1 \cdot \alpha^4 + 42 \cdot h1 \cdot \alpha^5 \quad (32)$$

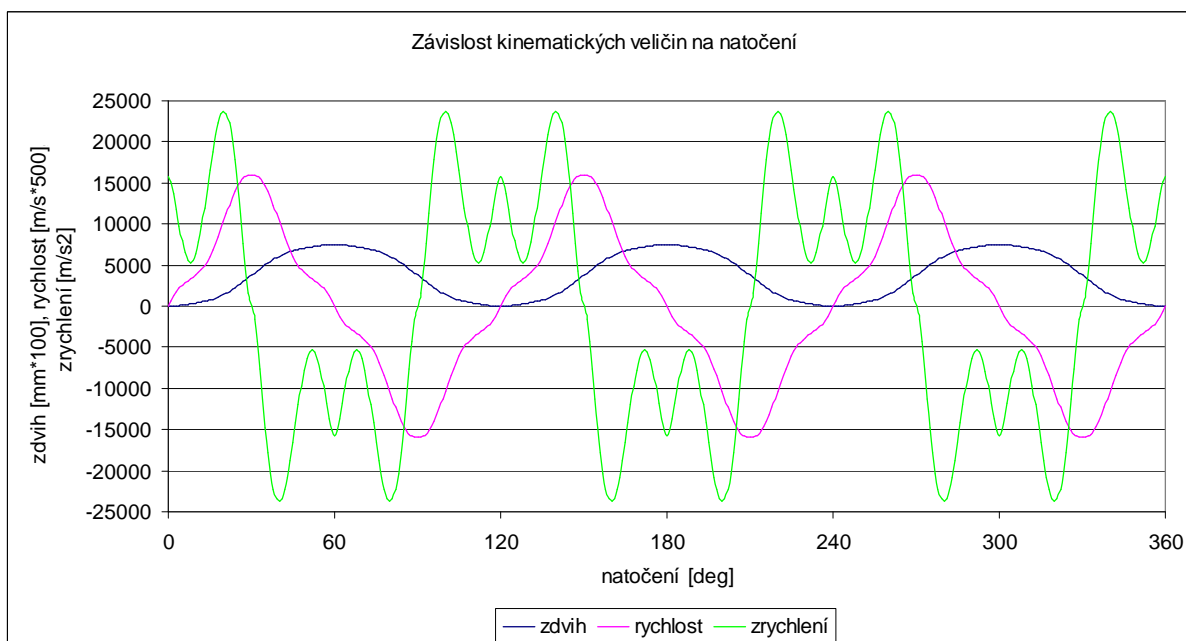
$$a_2(\alpha) = 2 \cdot c2 + 6 \cdot d2 \cdot \alpha + 12 \cdot e2 \cdot \alpha^2 + 20 \cdot f2 \cdot \alpha^3 + 30 \cdot g2 \cdot \alpha^4 + 42 \cdot h2 \cdot \alpha^5 \quad (33)$$

Vztahy pro rychlost a zrychlení při daných otáčkách jsou:

$$v = v(\alpha) \cdot \omega \quad (34)$$

$$a = a(\alpha) \cdot \omega^2 \quad (35)$$

$$\text{kde: } \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (36)$$



Obr. 12 - Závislost kinematických veličin na úhlu natočení vačky

4.3.2 Křivka navrhovaná s ohledem na průběh a maximální hodnoty zrychlení

Jak je vidět na obrázku 12, křivka sestavená ze dvou polynomů má oproti předpokladu horší průběh a maximální hodnoty zrychlení než předchozí křivky, v této kapitole bude snaha dosáhnout lepších hodnot změnou počátečních podmínek při výpočtu křivky.

funkce	Úhel natočení [°]		
	0	30	60
s_1	0	0,0375	
$s_1' = v_1$	0	0,13	
$s_1'' = a_1$		0	
$s_1''' = a_1'$	0		
$s_1'''' = a_1''$		0	
$s_1''''' = a_1'''$	0		
s_2		0,0375	0,075
$s_2' = v_2$		0,13	0
$s_2'' = a_2$		0	
$s_2''' = a_2'$			0
$s_2'''' = a_2''$		0	
$s_2''''' = a_2'''$			0

Tabulka 3 - Hodnoty počátečních podmínek

Jak je patrné z tabulky s počátečními podmínkami, hodnoty zdvihu při daných úhlech zůstaly shodné, změněna byla směrnice tečny při 30 stupních na menší strmost 0,13. I při této zmenšené strmosti zůstane zpomalení pístu až do 10 stupňů zdvihu téměř shodné. Další změna oproti předchozím výpočtům je následující, křivka je spojitá do páté derivace a tedy hladká do derivace čtvrté. Při tomto návrhu nebyly zadávány žádné konkrétní hodnoty od druhé derivace, zadány byly jen nulové hodnoty, které zaručují spojitost funkcí. Z takto zadaných hodnot může být vytvořena soustava 16 rovnic. Každá z funkcí je tedy popsána 8 koeficienty.

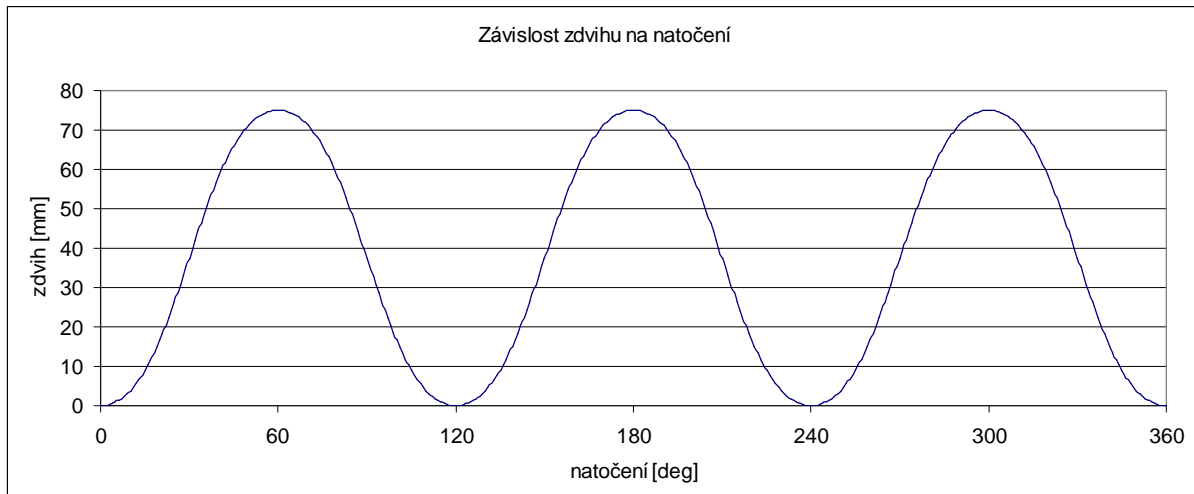
Křivku na úseku 0-30° je označena indexem 1, na úseku 30° -60° indexem 2.

$$s_1(\alpha) = a_1 + b_1 \cdot \alpha + c_1 \cdot \alpha^2 + d_1 \cdot \alpha^3 + e_1 \cdot \alpha^4 + f_1 \cdot \alpha^5 + g_1 \cdot \alpha^6 + h_1 \cdot \alpha^7 \quad (37)$$

$$s_2(\alpha) = a_2 + b_2 \cdot \alpha + c_2 \cdot \alpha^2 + d_2 \cdot \alpha^3 + e_2 \cdot \alpha^4 + f_2 \cdot \alpha^5 + g_2 \cdot \alpha^6 + h_2 \cdot \alpha^7 \quad (38)$$

Koeficienty spočítané pomocí Gaussovy eliminační metody:

$a_1 = 0$	$b_1 = 0$	$c_1 = 0,1194$	$d_1 = 0$
$e_1 = 0,2293$	$f_1 = 0$	$g_1 = -1,0176$	$h_1 = 0,7873$
$a_2 = -0,0769$	$b_2 = 0,8821$	$c_2 = -4,0925$	$d_2 = 10,7275$
$e_2 = -15,1342$	$f_2 = 11,7368$	$g_2 = -4,7536$	$h_2 = 0,7873$



Obr. 13- Závislost zdvihu na úhlu natočení vačky

Funkce pro rychlost a zrychlení se spočítají jako derivace funkce zdvihu:

$$v(\alpha) = s(\alpha)' \rightarrow \quad (39)$$

$$v_1(\alpha) = b1 + 2 \cdot c1 \cdot \alpha + 3 \cdot d1 \cdot \alpha^2 + 4 \cdot e1 \cdot \alpha^3 + 5 \cdot f1 \cdot \alpha^4 + 6 \cdot g1 \cdot \alpha^5 + 7 \cdot h1 \cdot \alpha^6 \quad (40)$$

$$v_2(\alpha) = b2 + 2 \cdot c2 \cdot \alpha + 3 \cdot d2 \cdot \alpha^2 + 4 \cdot e2 \cdot \alpha^3 + 5 \cdot f2 \cdot \alpha^4 + 6 \cdot g2 \cdot \alpha^5 + 7 \cdot h2 \cdot \alpha^6 \quad (41)$$

$$a(\alpha) = s(\alpha)'' \rightarrow \quad (42)$$

$$a_1(\alpha) = 2 \cdot c1 + 6 \cdot d1 \cdot \alpha + 12 \cdot e1 \cdot \alpha^2 + 20 \cdot f1 \cdot \alpha^3 + 30 \cdot g1 \cdot \alpha^4 + 42 \cdot h1 \cdot \alpha^5 \quad (43)$$

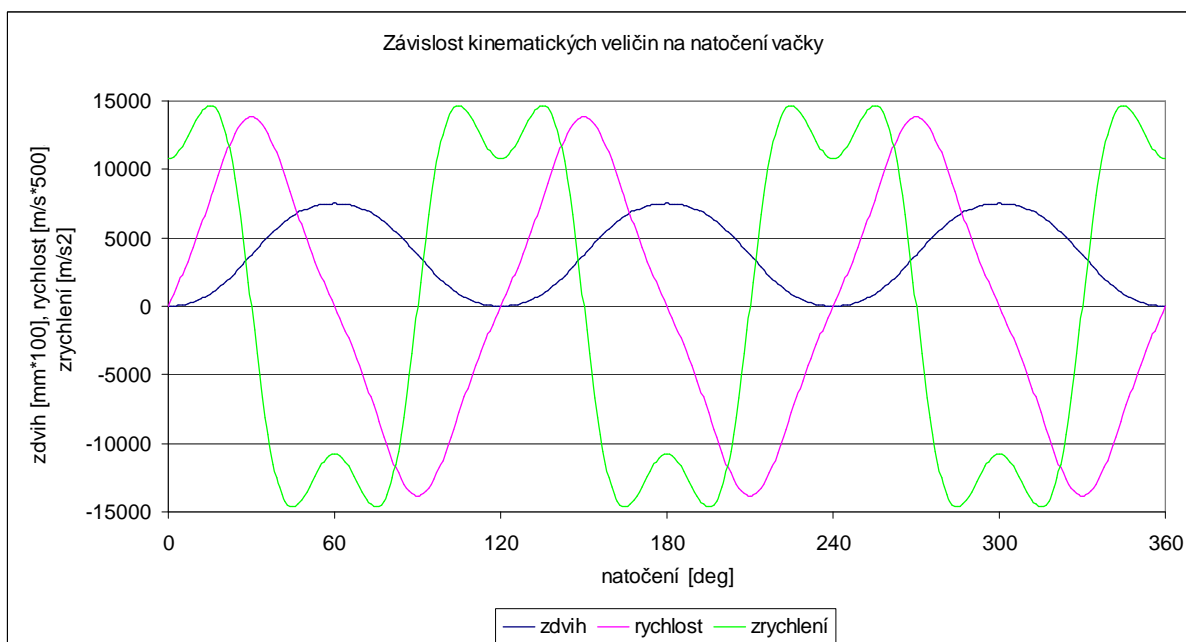
$$a_2(\alpha) = 2 \cdot c2 + 6 \cdot d2 \cdot \alpha + 12 \cdot e2 \cdot \alpha^2 + 20 \cdot f2 \cdot \alpha^3 + 30 \cdot g2 \cdot \alpha^4 + 42 \cdot h2 \cdot \alpha^5 \quad (44)$$

Vztahy pro rychlost a zrychlení při daných otáčkách jsou:

$$v = v(\alpha) \cdot \omega \quad (45)$$

$$a = a(\alpha) \cdot \omega^2 \quad (46)$$

$$\text{kde: } \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (47)$$

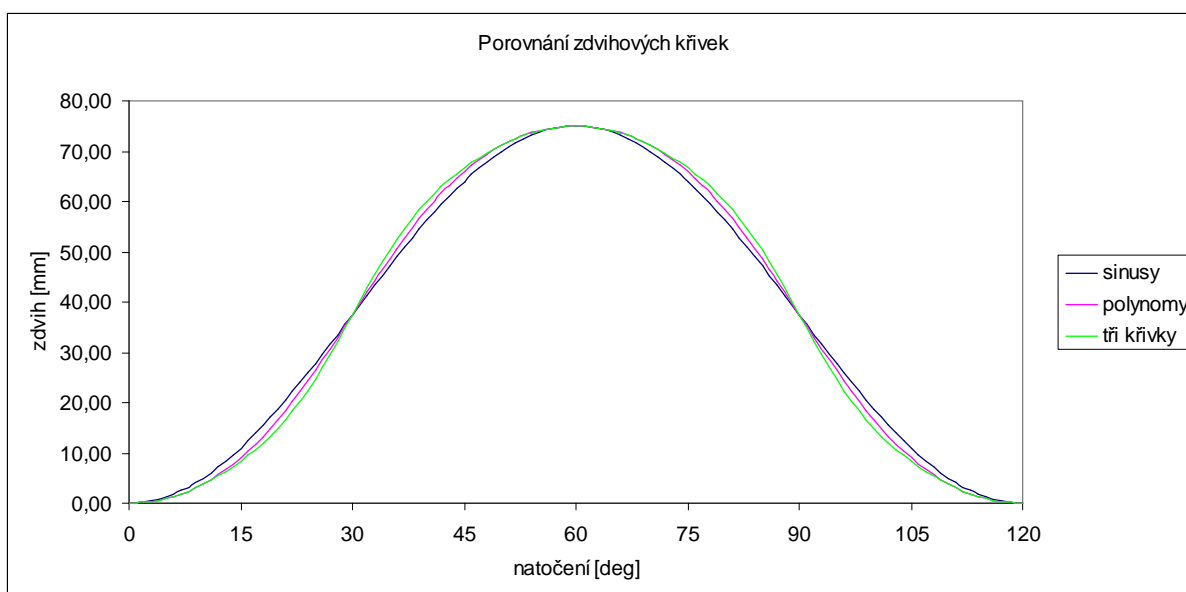


Obr. 14 - Závislost kinematických veličin na úhlu natočení vačky

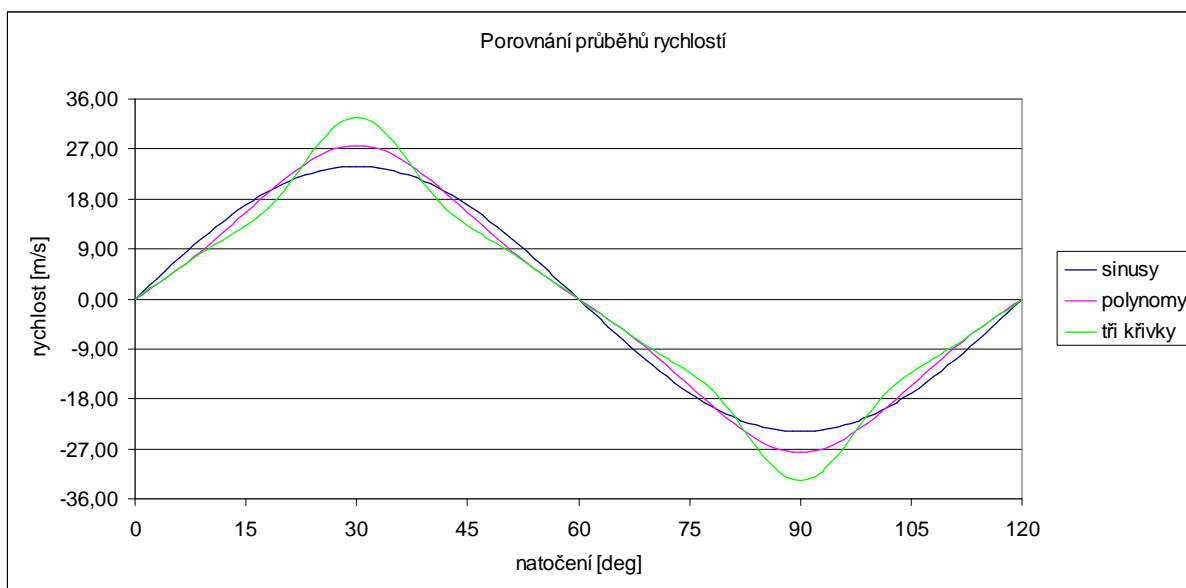
4.4 Porovnání jednotlivých návrhů zdvihové křivky

4.4.1 Porovnání kinematických veličin

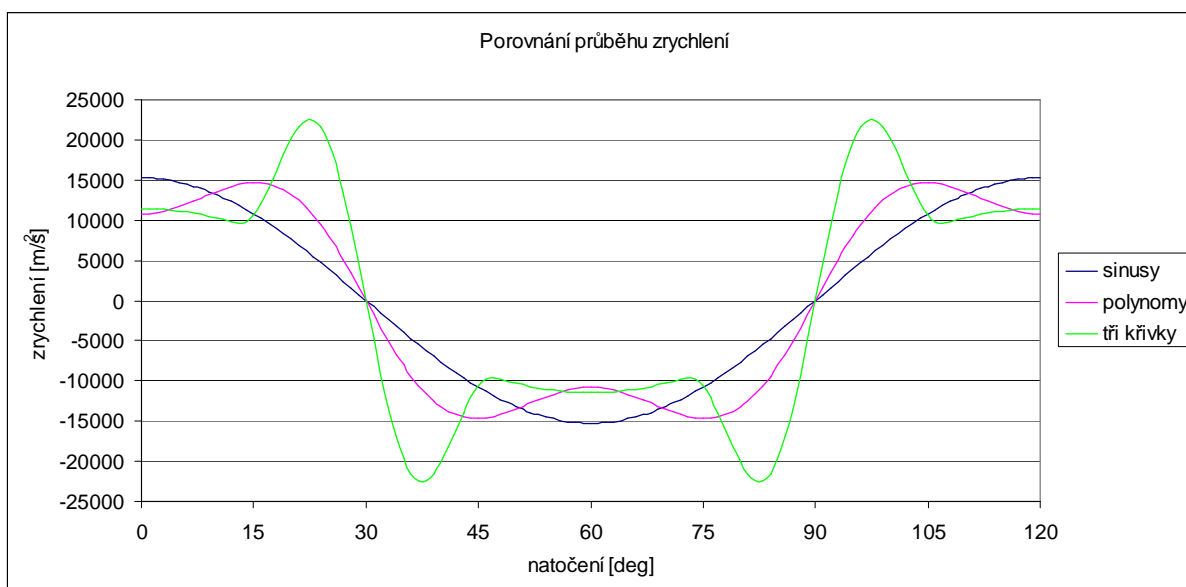
V této kapitole budou porovnány jednotlivé zdvihové křivky, porovnání bude provedeno na úseku 120 stupňů, tedy jednoho zdvihu pístu. U zdvihových křivek, budou porovnány průběhy kinematických veličin a změna tlaku ve válci v závislosti na natočení vačky.



Obr. 15 - Porovnání závislosti zdvihu na úhlu natočení vačky



Obr. 16 - Porovnání závislostí rychlosti na úhlu natočení vačky



Obr. 17 - Porovnání závislostí zrychlení na úhlu natočení vačky

	Zdvih při 12°	Maximální rychlost [m/s]	Maximální zrychlení [m/s ²]
Sinusy	0,716	23,907	15241,35
Dvě křivky	0,542	32,761	22458,19
Polynomy	0,561	27,626	14663,26

Tabulka 4 – Hodnoty kinematických veličin

Jak je patrné z tabulky 4, u zdvihových křivek složených z polynomů a z třech křivek se podařilo zpomalit pohyb pístu vůči úhlu natočení. Zdvih pístu je u křivky složené ze třech funkcí menší než u ostatních návrhu ale tato křivka má příliš velké hodnoty maximální rychlosti a zrychlení. U křivky složené z polynomů se dokonce podařilo snížit velikost maximálního zrychlení pod hodnotu zrychlení sinusového zdvihu. Maximální velikosti rychlosti složených křivek je samozřejmě vyšší než hodnoty rychlosti sinusové funkce.

Jednotlivé průběhy zdvihových funkcí byly navrženy s ohledem na to, aby hodnoty maximální rychlosti a zrychlení pístu byly co nejnižší.

4.4.2 Porovnání průběhu tlaku ve válci

Další porovnání bude provedeno na změně tlaku ve válci v závislosti na úhlu natočení vačky. Pokud je uvažováno, že je ve válci stlačován ideální plyn za stálé teploty a cyklus je uzavřený, tedy nedochází k výměně náplně, potom:

$$p \cdot V = konst \rightarrow p = konst / V \quad (48)$$

$$D = 78\text{mm}, z_{\max} = 75\text{mm}, K=10,5$$

$z(\alpha)$ je závislost zdvihů jednotlivých křivek na úhlu natočení vačky

$$V = V_k + (z_{\max} - z(\alpha)) \cdot S_p \quad (49)$$

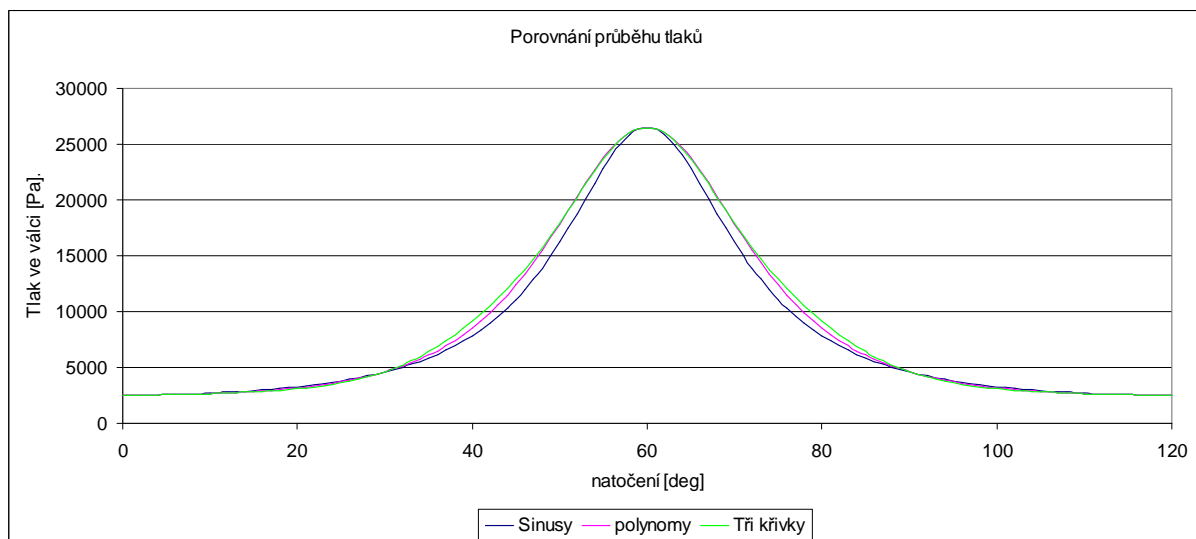
$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (50)$$

$$V_z = S_p \cdot z_{\max} \quad (51)$$

$$V_k = \frac{V_z}{K - 1} \quad (52)$$

Pokud dosadíme za konstantu hodnotu 1, potom:

$$p = \frac{1}{V} \quad (53)$$



Obr. 18 - Porovnání závislosti tlaku ve válci na úhlu natočení vačky

Maximální hodnoty tlaků musí být u všech typů křivek shodné, to ale platí pouze při tomto ideálním cyklu. Tlaky ve válcích u složených křivek jsou v průběhu zdvihu vyšší. Vzhledem k hodnotám porovnaným v kapitole 4.4 bude v dalších částech práce počítáno s křivkou složenou z polynomů. Tato křivka dostatečně vyhovuje našim požadavkům a zároveň má nejlepší hodnoty a průběh zrychlení.

5 Návrh vymezení vůle mezi vačkou a kladkami

Spojení mezi vačkou a posuvným členem mechanismu zajišťuje dvojice kladek, tyto kladky jsou umístěny naproti sobě. Snahou je navrhnout toto spojení tak, aby kladky byly ve stálém kontaktu s vačkou. Mezi vačkou a kladkou tedy nesmí vzniknout vůle, která by umožňovala vznik rázů v mechanismu a následné vytloukání materiálu v kontaktních plochách s dalšími nepříznivými vlivy na chod motoru.

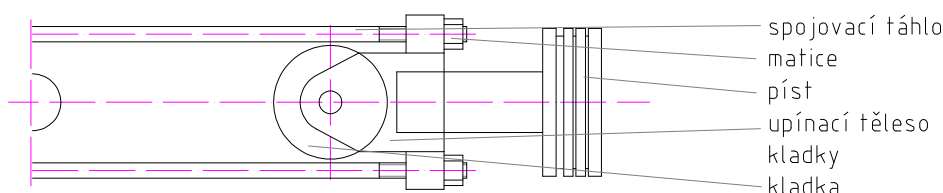
Vymezení vůle mechanismu lze realizovat třemi známými způsoby: hydraulicky, mechanickým vymešovacím elementem nebo konstrukční úpravou.

5.1 Hydraulické vymezení vůle

Hydraulické vymezení není možné v našem případě použít, protože žádná z částí hnacího ústrojí není ve stálém kontaktu s pevnou částí motoru. Z toho důvodu nelze vhodně konstruovat kanál pro přívod tlakového oleje, který by vymezoval provozní vůle.

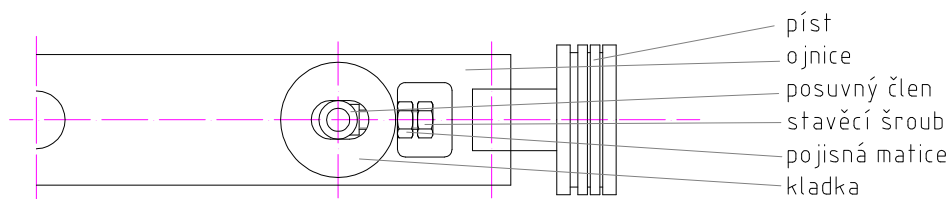
5.2 Mechanický vymešovacím element

K vymezení vůle mechanismu lze využít mechanický vymešovacím element přidaný ke konstrukci ojnice, nebo zcela nahrazující konstrukci ojnice.



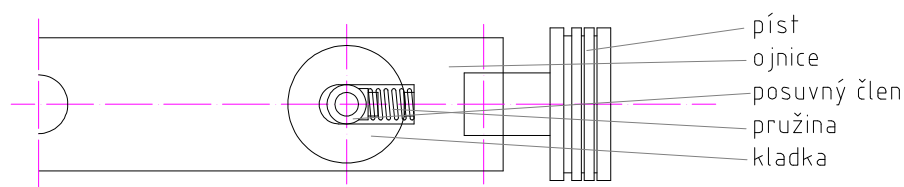
Obr. 19 - Vymezení vůle pomocí vymešovacího elementu, první varianta

První možností je nahrazení celé konstrukce ojnice upínacími tělesy pro kladky, které jsou spojeny čtyřmi spojovacími tyčemi. Tyto tyče jsou pomocí matic při montáži předepnuty tak, aby při provozu eliminovaly případné vůle vznikající v mechanismu.



Obr. 20 - Vymezení vůle pomocí vymežovacího element, druhá varianta

Další možnost řešení využívá klasické konstrukce ojnice, ve které je vyfrézovaná drážka. V této drážce se posunuje člen s dvojicí kladek. Posuvný člen je při montáži předeprnut pomocí šroubu, který je zajištěn pojistnou maticí proti pootočení.



Obr. 21 - Vymezení vůle pomocí vymežovacího element, třetí varianta

Poslední navrženou možností je řešení založené na stejném principu jako předchozí, s tím rozdílem, že stálý styk kladky s vačkou zajišťuje pružina, která tlačí na posuvný člen.

U všech řešení je třeba upozornit na značné nevýhody navržených konstrukcí. Přidáním dalších mechanických dílů na těleso ojnice nebo kladky vzrůstá hmotnost posuvných hmot motoru a složitost celé konstrukce. Další nevýhodou je nutnost po určité době seřizovat tyto vůle, k čemuž by byla nutná demontáž celého motoru. Třetí řešení se zdá zcela nevyhovující, protože není možné navrhnout pružinu dostatečné tuhosti, tak aby zajistila stálý kontakt kladky s vačkou a zároveň měla přijatelné rozměry.

5.3 Vymezení vůle konstrukční úpravou

Jako nejvhodnější řešení bylo zvoleno vymezení vůlí pomocí samotné konstrukce již existujících dílů. To znamená, že bude snaha vymezit vůli mezi kladkami a vačkou navržením vhodných rozměrů součástí. Jedna z možností, jak vymezit vůle je navrhnout uložení s přesahem. Takto vzniklé přepětí lze zajistit pomocí nalisování vaček mezi kladky. Na ojnici, která tímto nalisováním bude nejvíce namáhána, působí zátěžné účinky. Jde především o tepelné zatížení, zatížení od setrvačných sil a sil od tlaku plynů. Kompletní působení těchto sil ale nemůže být použito k výpočtu, pokud není k dispozici vhodný indikátorový diagram. Pomocí tohoto diagramu by mohlo být stanoveno kompletní zatížení hnacího ústrojí v závislosti na úhlu natočení. Protože není k dispozici indikátorový diagram pro konkrétní motor, bude použit indikátorový diagram motoru s klikovým ústrojím a shodným objemem válcové jednotky.

Nejdříve je nutné zjistit, jak velká vůle vznikne mezi vačkou a kladkami během provozu motoru. Výpočet bude rozdělen na dvě části. V první části bude vypočteno, jak velká vůle vznikne při prostém zatížení hnacích částí teplotou. V druhé části bude simulováno zatížení ojnice při maximálních otáčkách motoru a současném zatížení teplotou.

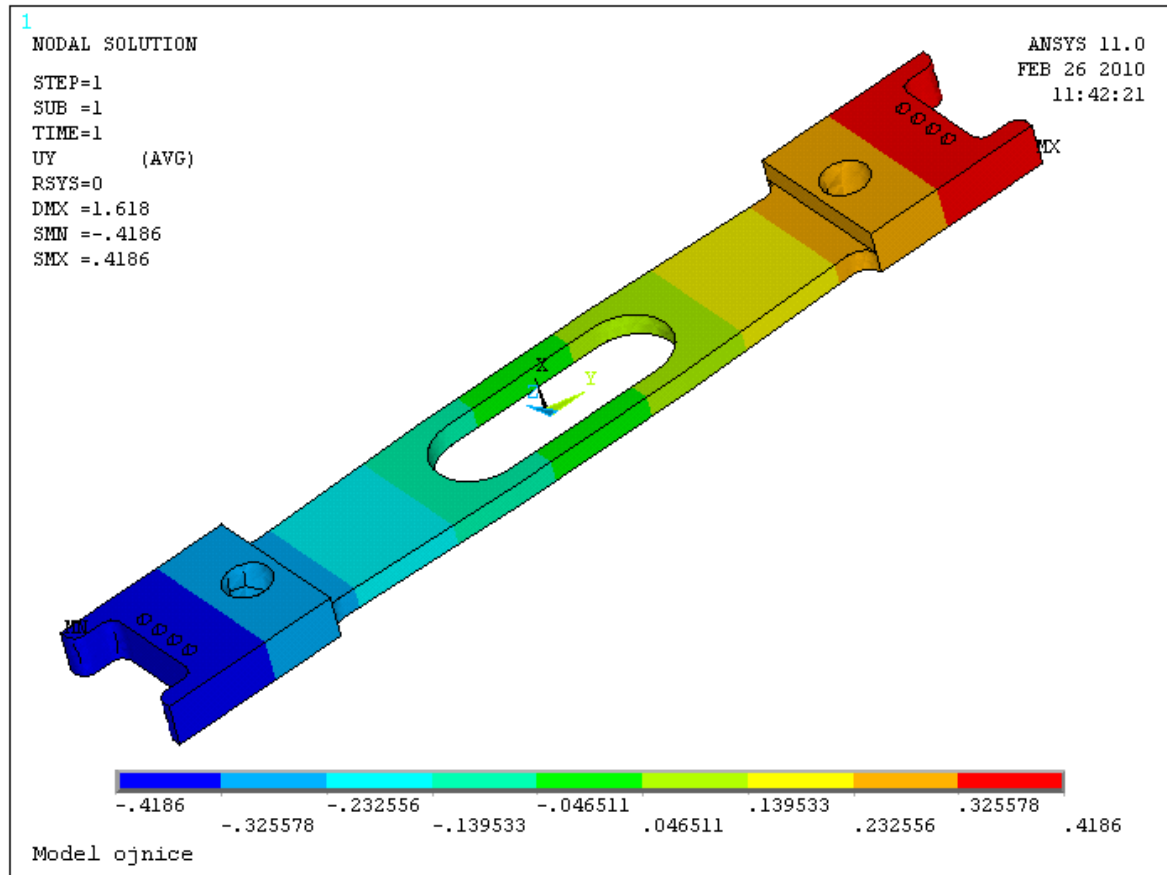
5.3.1 Výpočet změny rozměrů v důsledku tepelného namáhání motoru

Tepelné zatížení součástí je jediný zátěžný účinek, který bude v této kapitole uvažován. Deformace součástí vyplývající ze zatížení budou řešeny pomocí MKP, konkrétně programu ANSYS a následně porovnány s výsledky analytického výpočtu. Vzhledem k neznalosti přesného modelu teplotního pole, které zatěžuje součásti, bude uvažováno, že chod motoru je ustálený režim. Tedy stacionární, na čase nezávislý proces, s teplotou součástí 100°C. Tato teplota je uvažována jen pro ojnici, vačku a kladky.

Vstupní hodnoty pro výpočet teplotních dilatací:

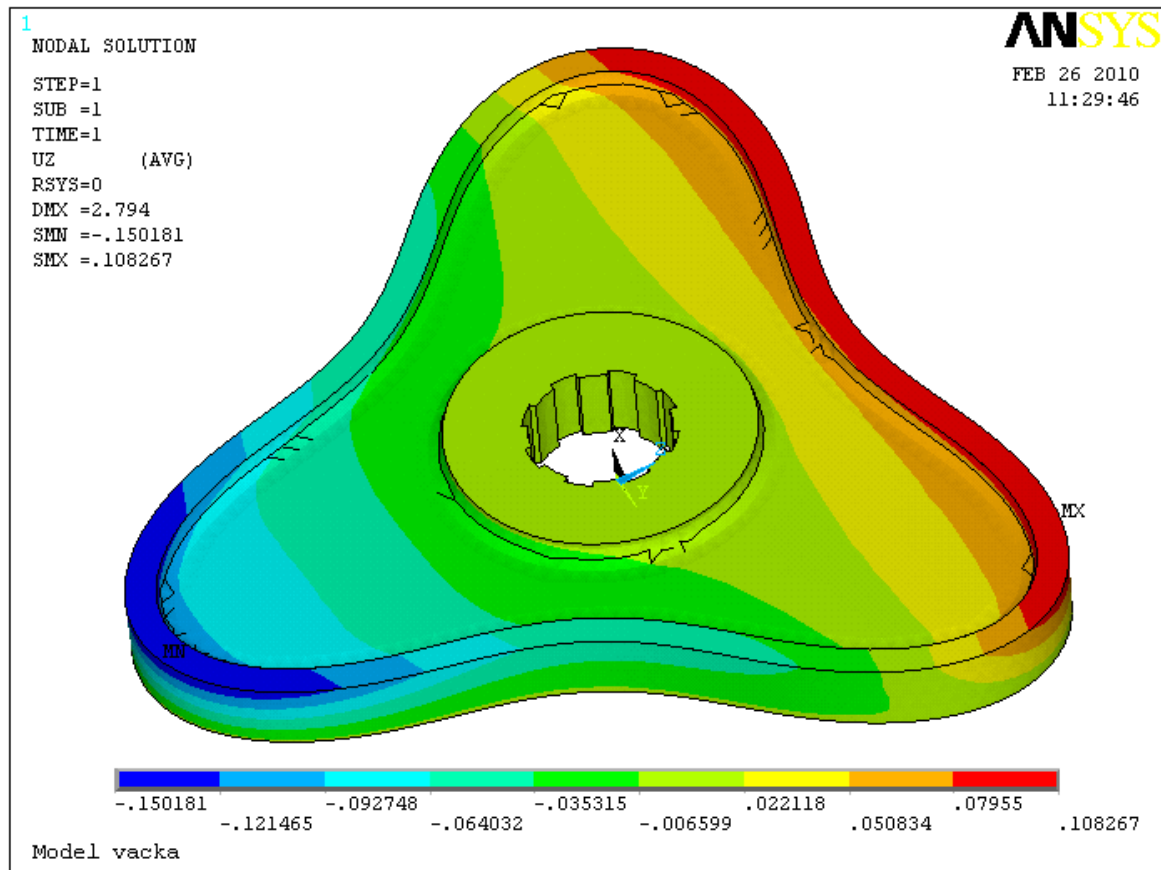
ojnice $E = 0,75 \cdot 10^5$ MPa
 $\mu = 0,33$
 $\alpha = 0,0229$ mm/mK platí pro dural

vačka $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa
 $\mu = 0,3$
 $\alpha = 0,0122$ mm/mK platí pro ocel



Obr. 22 - Konturové zobrazení posuvů v ojnici vlivem tepelného zatížení

Součást je zavazbena ve středu proti posuvu v ose Y. Dilatace ojnice v místě uchycení kladek je $\Delta l_T = 0,5771$ mm.



Obr. 23 - Konturové zobrazení posuvů vačky v ose z vlivem tepelného zatížení

Součást je zavazbena ve středu proti posuvu v ose Z. Dilatace vačky v protilehlých místech dotyku kladek je $\Delta l_v = 0,2489$ mm.

Analytické výpočty:

Kontrolní analytický výpočet dilatace ojnice:

$$\alpha_{al} = 0,0229 \text{ mm/mK}, l_{0oj} = 315 \text{ mm}, \Delta t = 80$$

$$\Delta l_r = \alpha_{al} \cdot l_{0oj} \cdot \Delta t$$

$$\Delta l_r = 0,5771 \text{ mm} \quad (54)$$

Kontrolní analytické výpočet dilatace vačky:

$$\alpha_o = 0,0122 \text{ mm/mK}, l_{0v} = 255 \text{ mm}, \Delta t = 80$$

$$\Delta l_v = \alpha_o \cdot l_{0v} \cdot \Delta t$$

$$\Delta l_r = 0,2489 \text{ mm} \quad (55)$$

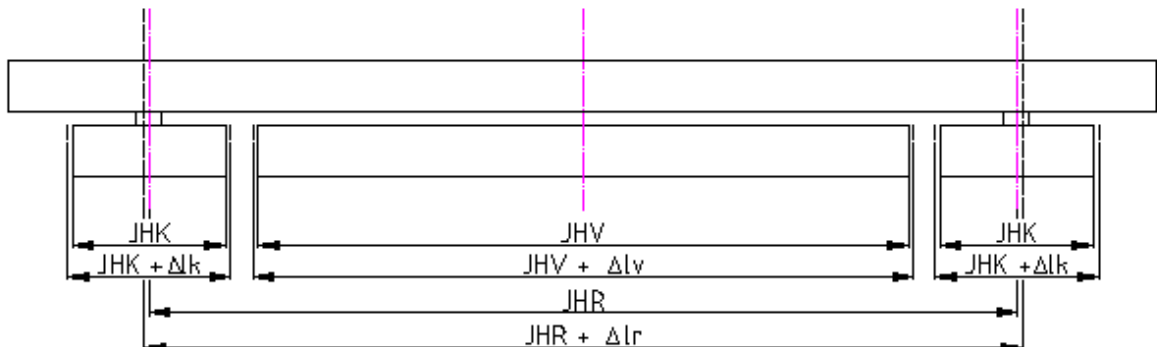
Dilatace kladek je vypočítána pouze analyticky:

$$\alpha_o = 0,0122 \text{ mm/mK}, l_{0k}=2R=60 \text{ mm}, \Delta t=80$$

$$\Delta l_k = \alpha_o \cdot l_{0k} \cdot \Delta t$$

$$\Delta l_k = 0,0586 \text{ mm} \quad (56)$$

Δl_k je změna rozměru jedné kladky



JHK - jmenovitá hodnota průměru kladky
JHV - jmenovitá hodnota rozměrů vačky
JHR - jmenovitá hodnota rozteče děr pro kladky

Obr. 24 - Rozměrové schéma ústrojí

Vůle vzniklá v mechanismu po zahřátí na provozní hodnotu:

$$v = \Delta l_r - \Delta l_v - 2 \cdot \frac{\Delta l_k}{2} \quad (57)$$

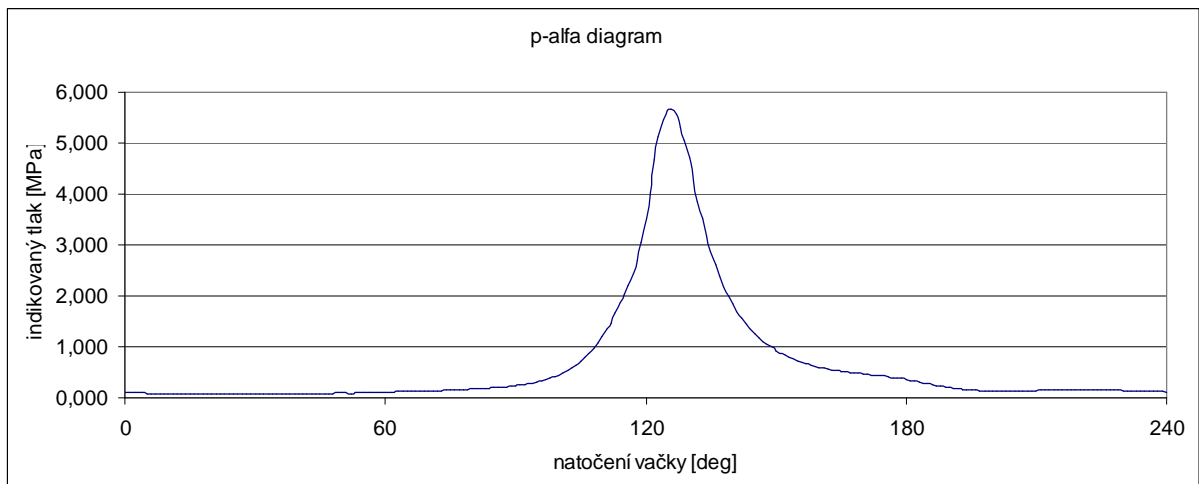
$$v = 0,2696 \text{ mm}$$

Výsledky analytických výpočtů jsou shodné s výsledky simulace. Jak je vidět z výsledků, po zahřátí na provozní teplotu, vznikne v mechanismu vůle. Pro určení řešení eliminující vůle je třeba spočítat vliv zatížení silami na ojnici.

5.3.2 Výpočet změny rozměrů vlivem kompletního namáhání motoru

Další z vlivů, který bude mít vliv na změnu rozměru ojnice, jsou zatěžující síly. Těmito zatěžujícími silami rozumíme síly primární (od tlaku plynů) a síly sekundární (od setrvačných sil). K výpočtu těchto sil je třeba, kromě již provedených výpočtů, načíst hodnotu indikovaných tlaků ve válci motoru. Vzhledem k tomu, že indikované tlaky takového typu motoru nejsou k dispozici, bude použito hodnot získaných při měření motoru s klikovou hřídelí a stejným objemem válcové jednotky. Použití těchto hodnot by nemělo výrazně ovlivnit výsledky výpočtů. Jedinou úpravou těchto hodnot je přepočítání z jednoho zdvihu na jednu otáčku motoru, na tři zdvihy na jednu otáčku motoru. Výpočet bude opět prováděn pomocí programu Ansys.

Atmosferický tlak je uvažován: $p_{am} = 0,1 \text{ Mpa}$



Obr. 25 - Graf závislosti indikovaného tlaku v jednom válci na natočení vačky motoru

V případě, že je znám indikovaný tlak, lze zobrazit i p-v diagram motoru. Zde je třeba uvést, že skutečný diagram takového typu motoru se bude lišit, s těmito hodnotami indikovaného tlaku je uváděn jen pro názornost.

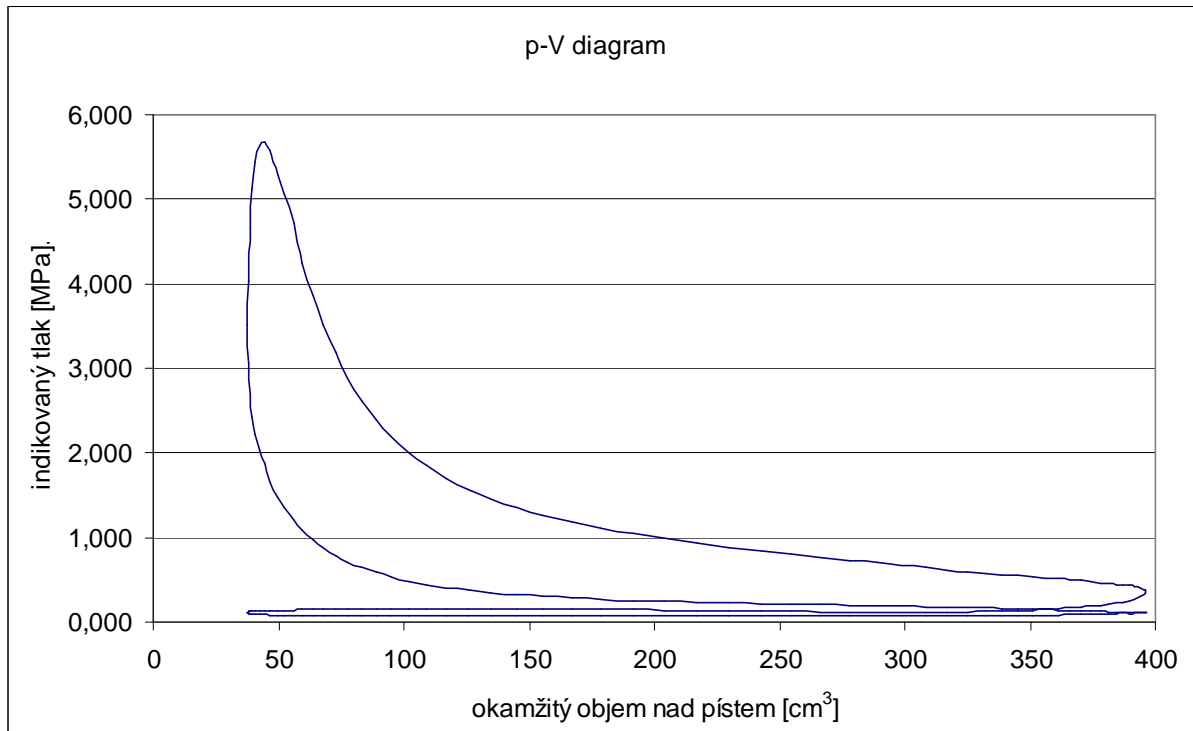
Výpočet okamžitého objemu nad pístem:
$$V = V_k + S_p \cdot z \quad (58)$$

$D=78 \text{ mm}, z_{\max}=75 \text{ mm}, K=10,5$

$V_z = S_p \cdot z_{\max} \quad V_z = 358,377 \text{ cm}^3 \quad (59)$

$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad S_p = 47,784 \text{ cm}^2 \quad (60)$

$V_k = \frac{V_z}{K-1} \quad V_k = 37,724 \text{ cm}^3 \quad (61)$



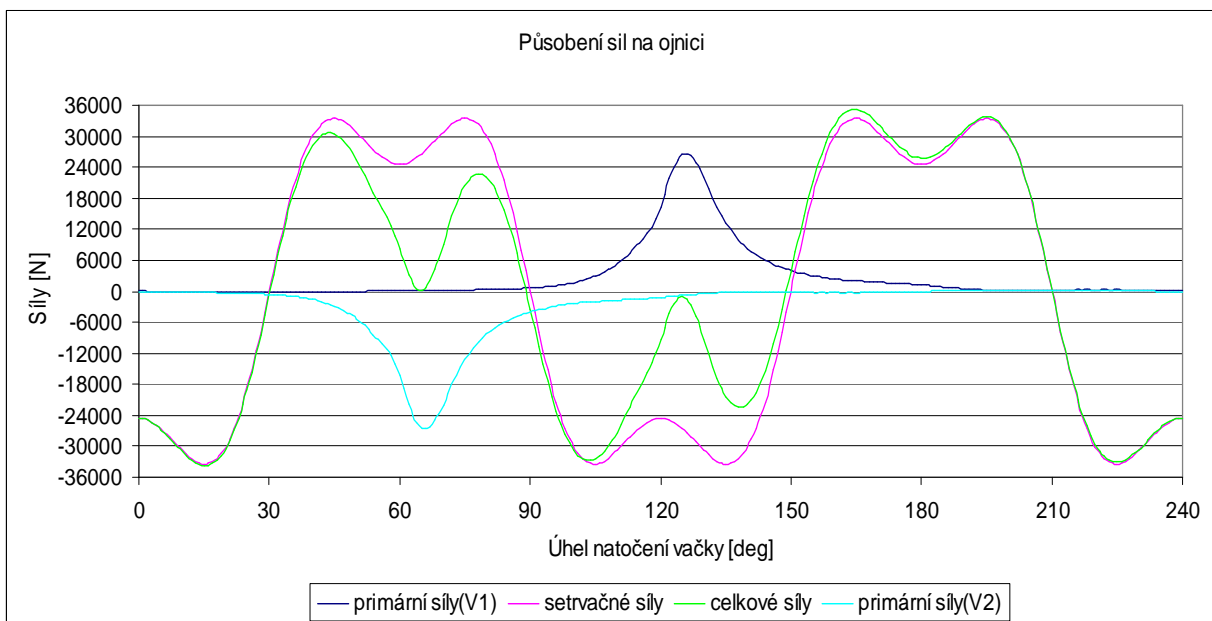
Obr. 26 - p-V diagram motoru

a_i ...zrychlení proměnné s úhlem natočení vačky

Primární síly:
$$F_p = (p_i - p_{atm}) \cdot S_p \quad (62)$$

Sekundární síly:
$$F_s = (-m_p) \cdot a_i \quad (63)$$

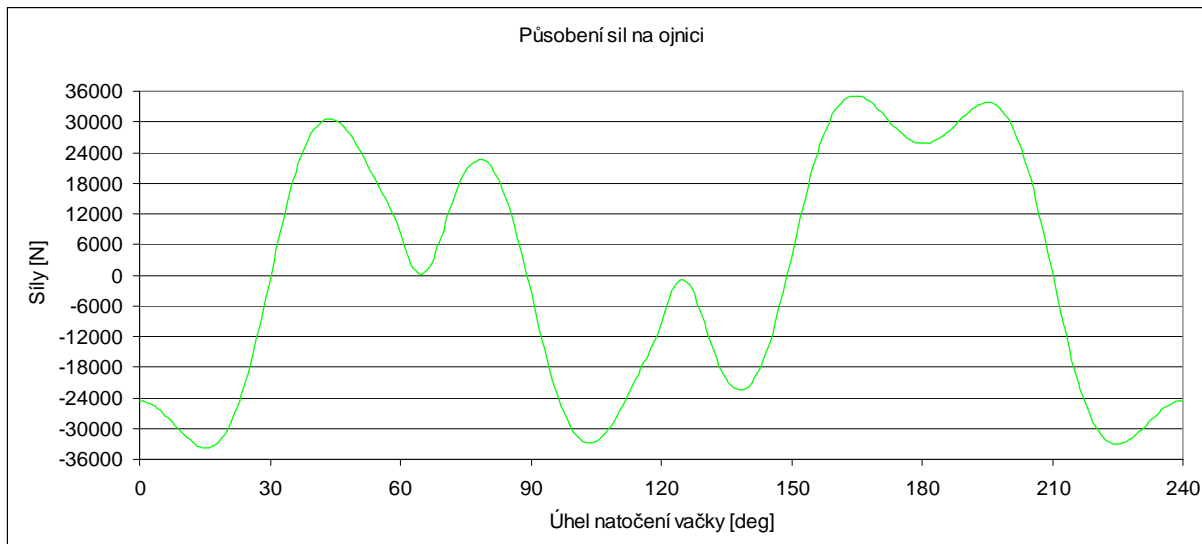
Celkové síly působící na ojnici:
$$F_c = F_p + F_s \quad (64)$$



Obr. 27 - Síly působící na ojnici při maximálních otáčkách motoru

úhel natočení vačky[°]	0-60	60-120	120-180	180-240
válec 1	sání	komprese	expanze	výfuk
válec 2	komprese	expanze	výfuk	sání

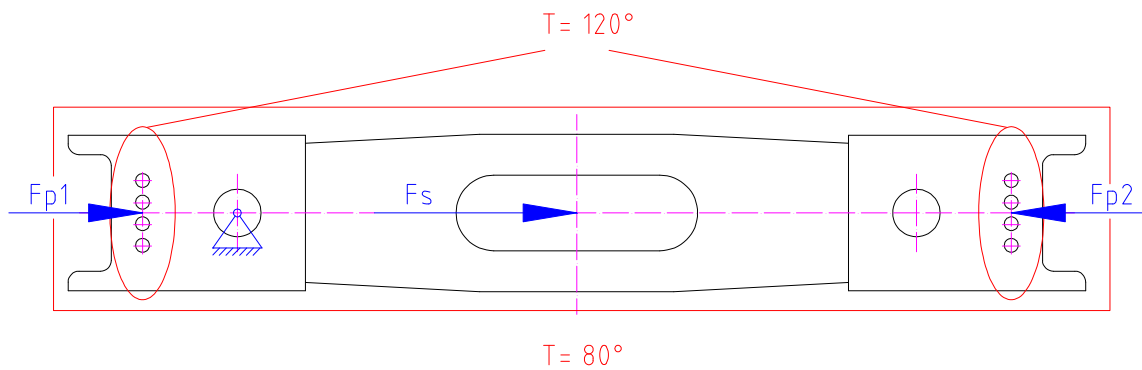
Tabulka 5 – Jednotlivé doby obou válců



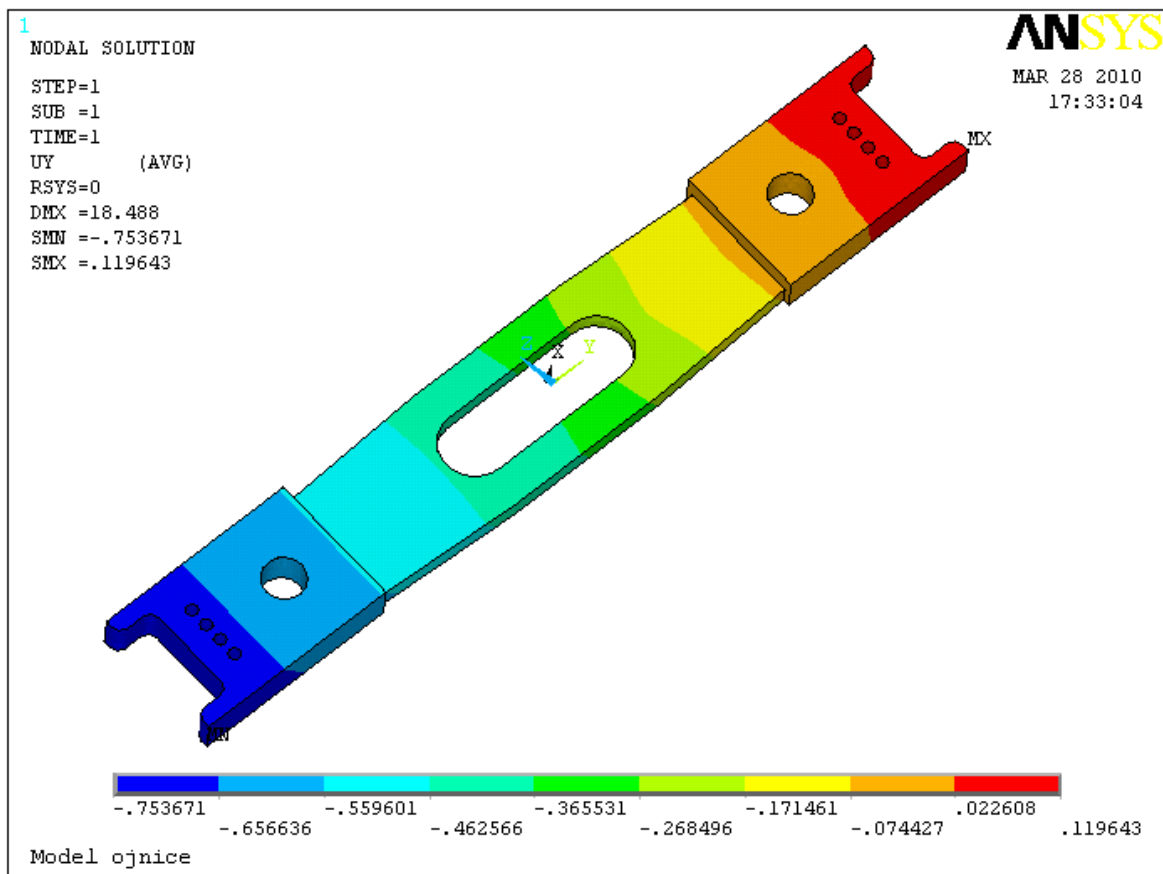
Obr. 28 - Celková síla působící na ojnici při maximálních otáčkách motoru

Pro výpočet namáhání ojnice silami je třeba uvažovat, že na ojnici nepůsobí primární síly jen od jednoho válce, ale od válců dvou, proto jsou v grafu obr.27 zobrazeny primární síly od obou válců. Pracovní doby jednotlivých válců jsou popsány v tabulce 5. Na rozdíl od motoru s klikovou hřídelí s podobnými parametry, kde významněji ovlivňují průběh celkových sil síly primární, u tohoto typu motoru jsou významnější síly setrvačné. Tento fakt je způsoben tím, že posuvné hmoty motoru s vačkou jsou výrazně vyšší. Dále je třeba uvést, že tyto hodnoty platí při maximálních pracovních otáčkách motoru, tedy otáčkách při kterých je uvažováno, že prodloužení ojnice je vlivem působení sil největší.

Výpočet prodloužení ojnice bude proveden při 157°, kdy je absolutní velikost celkových působících sil největší. Geometrie ojnice byla oproti geometrii uvažované v kapitole 5.3.1 změněna s ohledem na značné síly působící na ojnici během provozu. Ojnice byla uprostřed zesílena a byla zmenšena velikost otvoru, kterým prochází hlavní hřídel, cílem těchto úprav by mělo být zvětšení tuhosti ojnice. Působení jednotlivých zátěžných účinků na ojnici zobrazuje obrázek 29. V těžišti ojnice působí setrvačné síly, síly od tlaku plynů působí v místě uchycení pístů. Zatížení teplotou bylo oproti kapitole 5.3.1 také změněno se snahou přiblížit zatěžování realitě. Na celou ojnici působí nižší teplota 80°C, ale v místě kontaktu s písty byla teplota zvýšena na 120°C. Tyto hodnoty byly zvoleny na základě předpokladu, že největší část tepelného zatížení bude na ojnici přenášet píst motoru. Ojnice je pro výpočet zavazbena proti posuvu v podélném směru v místě uchycení jedné dvojice kladek.



Obr. 29 - Působení zátěžných účinků na ojnici



Obr. 30 - Posuvy v ojnici ve směru osy Y

Posuvy v ojnici v místě uchycení kladek jsou $\Delta l_{rs}=0,613$ mm. Změny rozměrů ostatních částí jsou převzaty z předchozí kapitoly. Vůle vzniklá v mechanismu po zahřátí na provozní hodnotu:

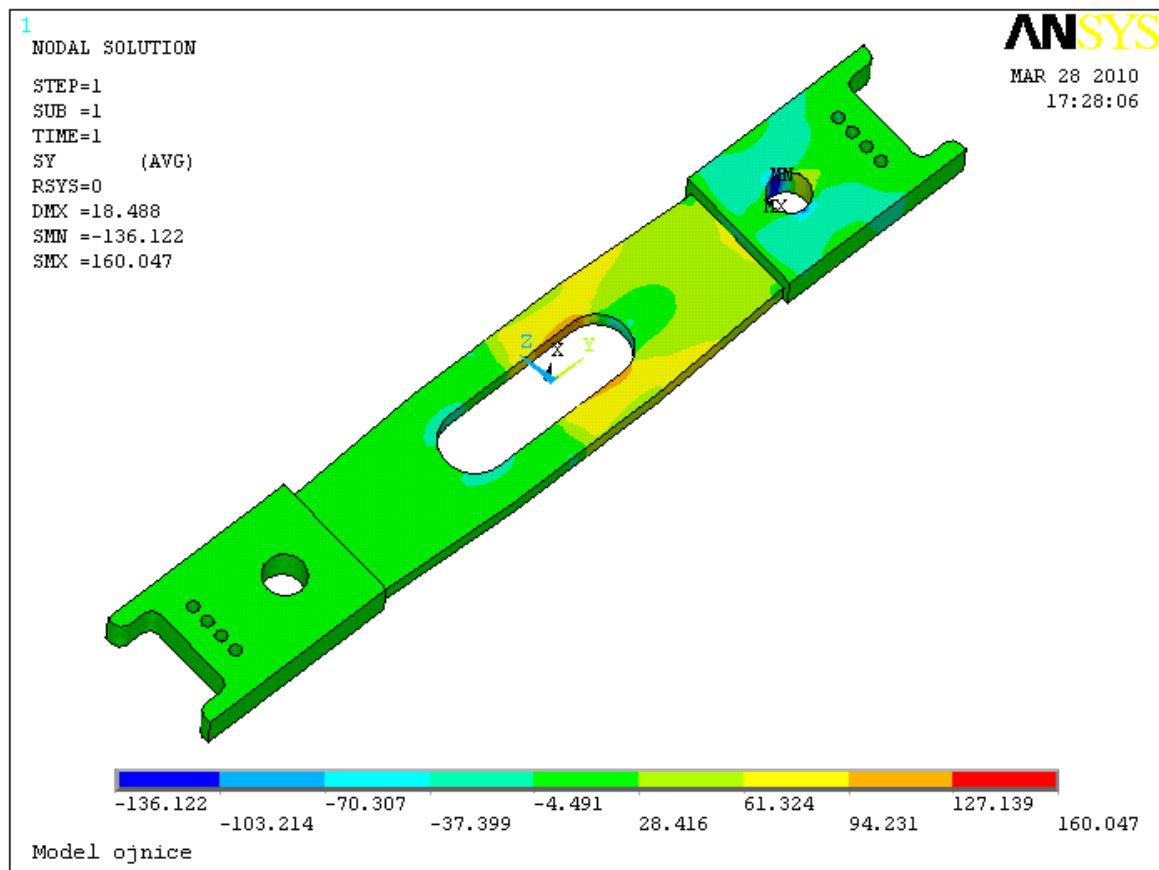
$$v_{ts} = \Delta l_{rs} - \Delta l_v - 2 \cdot \frac{\Delta l_k}{2} \quad (65)$$

$$v = 0,3056mm$$

Vzniklou vůli lze částečně eliminovat použitím jiných materiálů u těchto součástí. Toto řešení ale zcela vůli neodstraní. Vhodnější způsob eliminace této vůle je navrhnout uložení s přesahem, který zajistí stálý kontakt součástí. Do rozměrů tohoto uložení je třeba zahrnout vypočtenou vůli po zahřátí na provozní teplotu, deformace součástí vlivem působících sil, výrobní tolerance součástí a také předpokládané opotřebení ve stykových plochách součástí.

5.3.3 Pevnostní kontrola ojnice

V předchozí kapitole bylo simulováno skutečné zatížení ojnice při maximálních otáčkách. Výpočet bude v této kapitole využit k pevnostní kontrole ojnice. Rozložení maximálního osového napětí v ojnici je na následujícím obrázku i s jeho maximálními hodnotami.



Obr. 31 - Konturové zobrazení napětí v ojnici v podélné ose

Ojnice je nejvíce namáhána tahovým napětím vyvolaným působením setrvačných sil. Největší namáhání působí v místě uchycení kladek a v místě otvoru pro průchod hlavní hřídele. Výpočet bude proveden vzhledem k meznímu stavu únavového porušení. Pro výpočet

bude zvolen souměrný střídavý napěťový cyklus s amplitudou napětí, kterou představuje maximální tahové namáhání ojnice $\sigma_a = 160,047$ MPa. Výpočet bezpečnosti bude proveden vzhledem k neomezené životnosti. Jako materiál ojnice je uvažována slitina hliníku AlZn4Mg2,5 se zaručenou hodnotou pevnosti $R_m = 460$ MPa.

Mez únavy vzorku:

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m \quad (66)$$

$$\sigma_{Co} = 231,84 \text{ MPa}$$

Výpočet meze únavy reálné součásti bude proveden podle Marinovy rovnice:

$$\sigma'_c = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} \quad (67)$$

Určení korekčních součinitelů:

Součinitel povrchu:

Povrch součásti	Faktor a		Exponent b
	S _{utr} kpsi	S _{utr} Mpa	
Omílaný	1,34	1,58	-0,085
Obráběný, tažený za studena	2,70	4,51	-0,265
Válcovaný za tepla	14,4	57,7	-0,718
Tvářený	39,9	272	-0,995

Tabulka 6 – Vliv povrchu součásti na hodnotu součinitele [5]

$$k_a = a \cdot R_m^b \quad (68)$$

pro obráběný povrch platí

$$k_a = 0,888$$

Součinitel velikosti:

pro axiální namáhání platí

$$k_b = 1$$

Součinitel namáhání:

pro namáhání tak-tlak platí

$$k_c = 0,85$$

Součinitel teploty:

Teplota [°C]	S _T /S _{RT}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000

Tabulka 7 - Vliv teploty součásti na hodnotu součinitele [5]

$$k_d = 1,02$$

Součinitel spolehlivosti:

Spolehlivost	Součinitel spolehlivosti k_e
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99.9	0,753
99.99	0,702

Tabulka 8 - Vliv požadované spolehlivosti součástí na hodnotu součinitele [5]

Obvykle volená hodnota spolehlivosti strojních součástí je 50 % pro tu platí

$$k_e = 1$$

Součinitel dalších vlivů součástí:

na součást nepůsobí žádné další vlivy

$$k_f = 1$$

Po dosazení do Marinovy rovnice vychází:

$$\sigma'_c = 182,118 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti vzhledem k neomezené životnosti:

$$k = \frac{\sigma'_c}{\sigma_a} \tag{69}$$

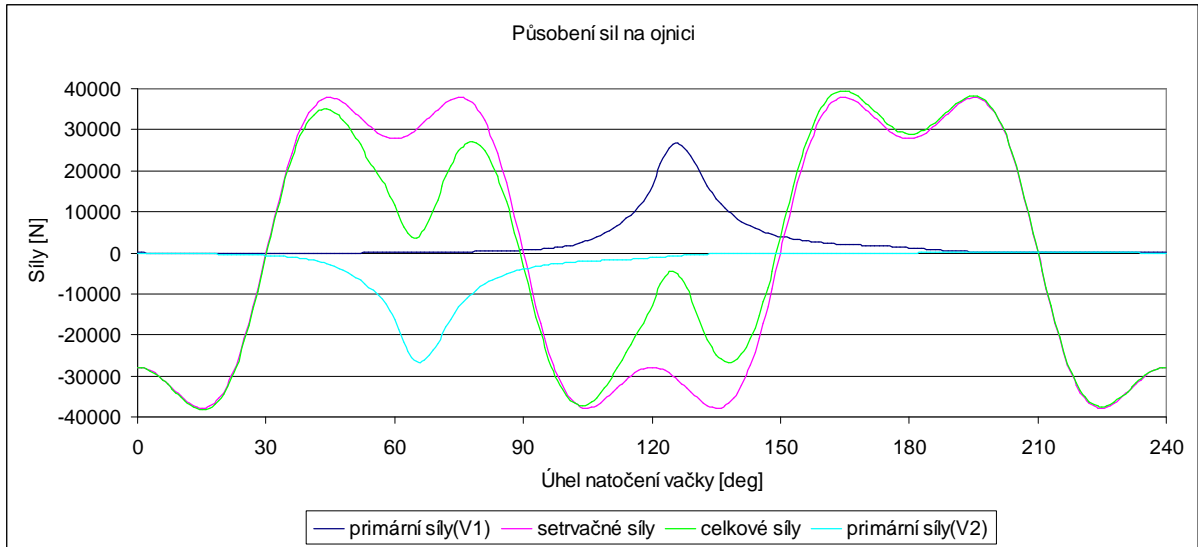
$$k = 1,134$$

Hodnota bezpečnostního součinitele je větší než 1, ale jeho hodnota není dodatečně velká, lepších výsledků by bylo dosaženo volbou jiného materiálu, nebo změnou konstrukce ojnice.

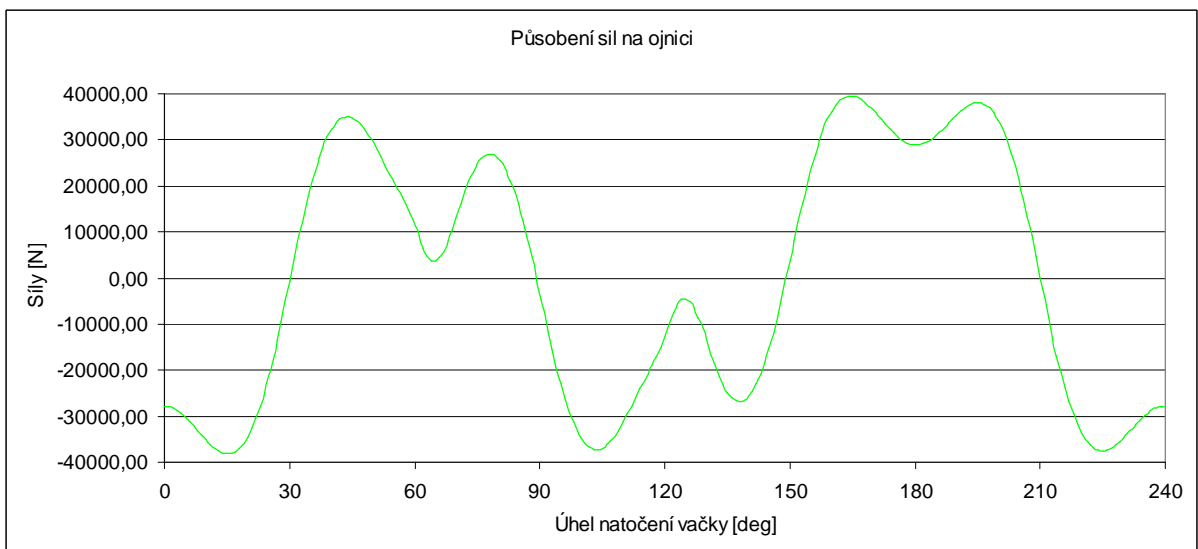
5.3.4 Návrh ocelové ojnice a její pevnostní kontrola

Ocelová ojnice je navrhována z důvodu nevyhovující tepelné roztažnosti ojnice z hliníkové slitiny. Další z důvodů pro návrh ojnice z oceli je relativně nízká hodnota bezpečnostního součinitele. Při návrhu ocelové ojnice musí být zvažován vliv značně větší hustoty oceli než hliníkové slitiny, a tedy větší hmotnosti ojnice při zachování tvaru a konstrukce původní hliníkové ojnice. Úkolem je tedy navrhnout ocelovou ojnici s co nejnížší hmotností, aby nedošlo k neúnosnému navýšení setrvačných sil působících v motoru. Takto navržená ojnice bude zatížena stejným typem sil a teplotami jako hliníková ojnice, jediným rozdílem je velikost těchto sil. Konstrukce ojnice zobrazená níže je výsledný návrh. Tomuto návrhu předcházela řada řešení, které byly upravovány a počítány pomocí MKP. Většina úprav konstrukce představovala odstranění koncentrátorů napětí na součásti. Jako materiál ojnice byla zvolena ocel pro vysoce namáhané strojní součásti 16532 se zaručenou mezí pevnosti 1600 MPa. Zatížení ojnice je aplikováno stejně jako v kapitole 5.3.2, rozdílné jsou pouze velikosti setrvačných sil, protože hmotnost ocelové ojnice je o 0,35kg vyšší než

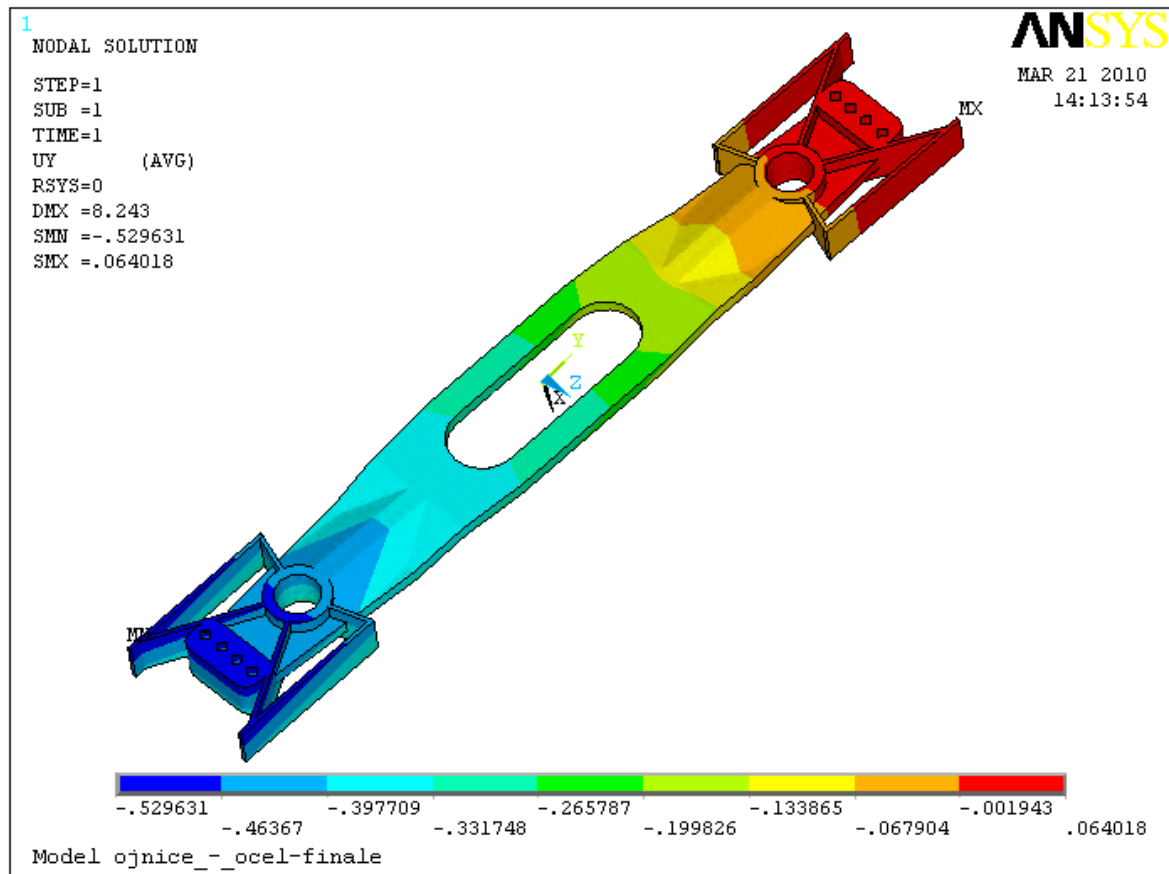
hmotnost ojnice z hliníkové slitiny. Výpočet je proveden při 165 stupních natočení vačky, kdy jsou celkové síly působící na ojnici největší.



Obr. 32 - Síly působící na ojnici při maximálních otáčkách motoru



Obr. 33 - Celková síla působící na ojnici při maximálních otáčkách motoru



Obr. 34 - Posuvy v ojnici ve směru osy Y

Posuvy v ojnici v místě uchycení kladek jsou $\Delta l_{rs}=0,4579$ mm. Změny rozměrů ostatních částí jsou převzaty z předchozí kapitoly. Vůle vzniklá v mechanismu po zahřátí na provozní hodnotu tedy je:

$$v_{ts} = \Delta l_{rs} - \Delta l_v - 2 \cdot \frac{\Delta l_k}{2} \quad (70)$$

$$v = 0,1505 \text{ mm}$$

Z předchozího výpočtu je patrné, že vůle vzniklá v mechanismu je výrazně menší při použití ocelové ojnice. K eliminaci této vůle bude navrženo vhodné uložení s přesahem.

5.3.5 Předběžný návrh uložení součásti

V této kapitole je uvedeno možné řešení eliminace vůle, vzniklé při provozu motoru, toto řešení bude nutné dále upravovat podle požadavků při detailní konstrukci motoru. Rozteč děr pro uchycení kladek v ojnici je pro výpočet tolerance uvažována jako díra, rozměr kladky v místě dotyku kladek jako hřídel.

Pro ojnici je zvoleno toleranční pole stupně přesnosti 6, pro vačku 5.

Tolerovaný rozměr ojnice: $315_{-0,09}^{-0,122}$

Tolerovaný rozměr vačky:

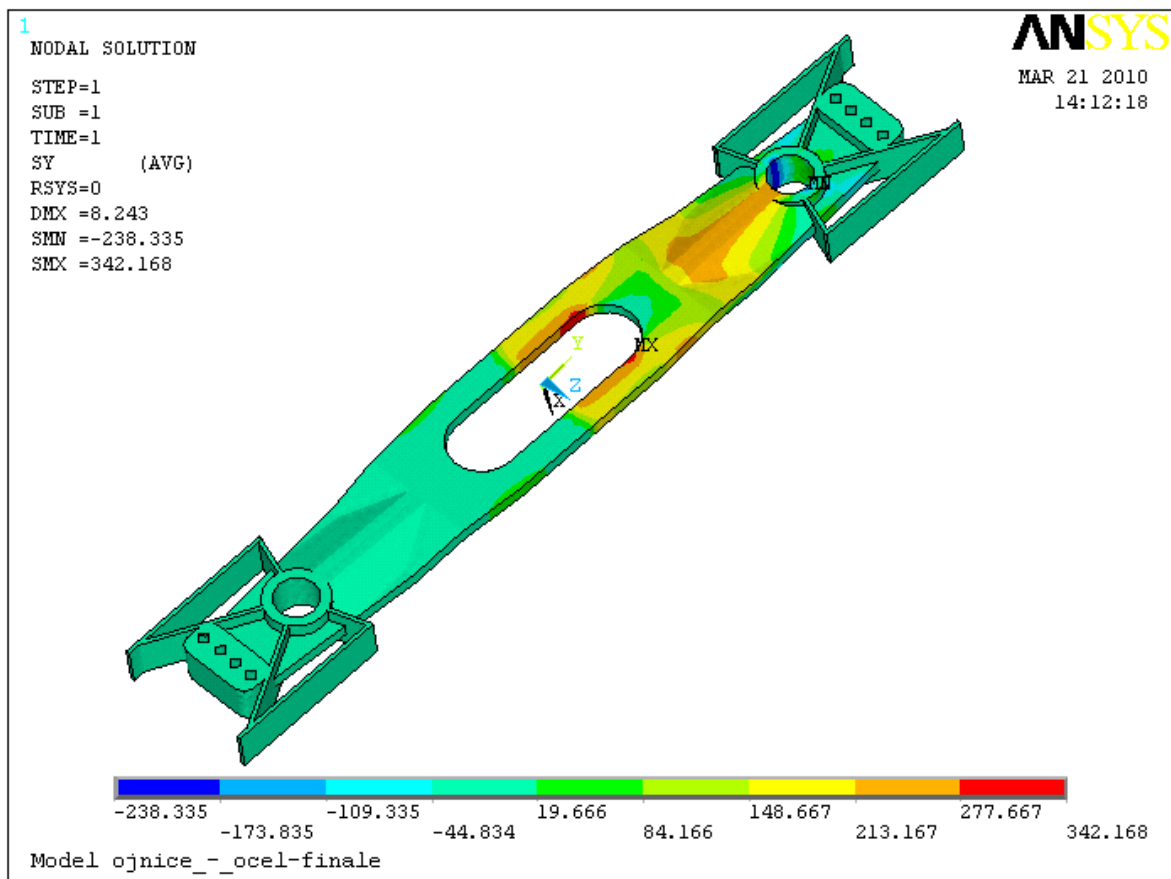
$$+0,088 \\ 255+0,065$$

Maximální přesah: 0,210 mm

Minimální přesah 0,155 mm

Při dodržení těchto tolerancí při výrobě součástí nemůže nikdy dojít ke vzniku vůle v uložení součástí. Při návrhu uložení s přesahem byla také uvažena rezerva 0,045 mm na opotřebení stykových ploch.

5.3.6 Pevnostní kontrola ocelové ojnice



Obr. 35 - Konturové zobrazení napětí v ojnici v podélné ose

Amplituda tahového napětí je:

$$\sigma_a = 342,168 \text{ MPa}$$

Výpočet meze únavy reálné součásti bude proveden podle Marinovy rovnice. Koeficienty pro výpočet meze únavy reálné součásti jsou shodné jako v kapitole 5.3.3.

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot Rm$$

(71)

$$\sigma_{Co} = 806,4 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned}\sigma'_c &= k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} \\ \sigma'_c &= 455,255 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{72}$$

Výpočet bezpečnosti vzhledem k neomezené životnosti:

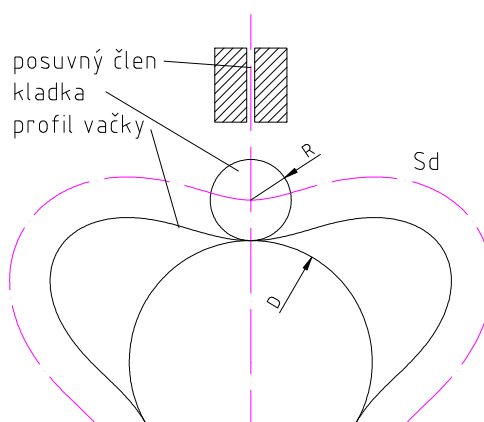
$$\begin{aligned}k &= \frac{\sigma'_c}{\sigma_a} \\ k &= 1,331\end{aligned}\tag{73}$$

Podle výsledků součást vydrží neomezený počet cyklů, hodnota koeficientu bezpečnosti má vyšší hodnotu než u ojnice z hliníkové slitiny, proto bude pro další návrhy používána ojnice z oceli.

6 Návrh tvaru vačky

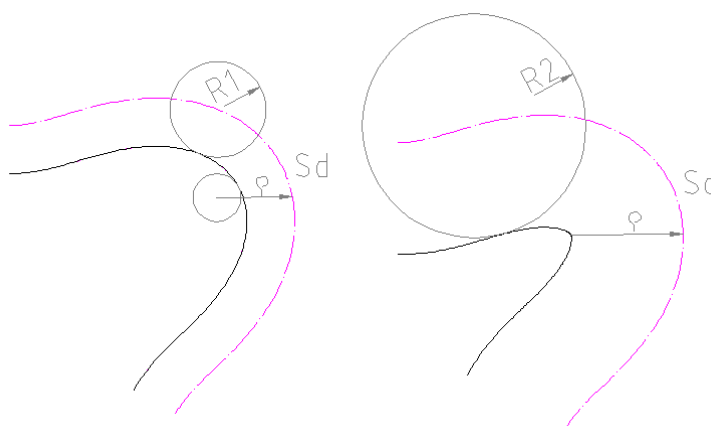
6.1 Návrh profilu boku vačky

U zdvihátka, v našem případě pístu s ojnicí, použijeme ke zmenšení stykového tření vodící kladku. Při návrhu skutečného profilu vačky je vycházeno z funkce zdvihové křivky. Navržená zdvihová křivka musí být nanesena na základní kružnici D . Takto vzniklá rovinná křivka popisuje relativní dráhu kladky S_d , tuto dráhu opisuje střed kruhového zdvihátka. Dráha S_d by mohla být uvažována jako profil vačky jen v případě bodového kontaktu (kruhové zdvihátko by muselo mít poloměr blízký se nule). Vliv konečného poloměru vodící kladky je vyjádřen jako ekvidistanta k relativní dráze kladky S_d .



Obr. 36 - Schéma vačkového ústrojí

Je-li navržena relativní dráha kladky S_d , je třeba zvolit poloměr kladky R . Poloměr kladky R je třeba volit tak, aby na vrcholu vačky nevznikl ostrý vrchol. Proto musí být zvolen poloměr kladky R menší, než je nejmenší poloměr zakřivení křivky S_d (v tomto případě byl nejmenší poloměr křivky zjištěn graficky). Vliv různě velkých poloměrů kladky na tvar obrysu vačky při dané S_d je na obrázku 37.



Obr. 37 - Vliv poloměru kladky na profil boku vačky

Nejmenší poloměr zakřivení je označen ρ . V případě, že $R_1 < \rho$, nevznikne na vačce ostrý vrchol (jedná se o případ, kterého je snaha dosáhnout). Je-li ale zvolen $R_2 = \rho$, vznikne na vačce ostrý vrchol, který by se za provozu velmi brzy opotřeboval. Na profilu vačky se ostré vrcholy a hrany nesmějí vyskytovat, protože jsou příčinou rázu v ústrojí. Tento fakt byl zohledněn už při návrhu zdvihové křivky vačky. Při návrhu poloměru kladky je třeba také uvážit, že kladkou prochází kruhový čep, který bude muset být dimenzován vzhledem k působícím silám. Poloměr kladky $R > \rho$ není prakticky realizovatelný.

Zvolené hodnoty: základní kružnice $D=240$ mm
poloměr kladky $R=30$ mm

Skutečný tvar profilu vačky je vzhledem k použití kruhového zdvihátka ekvidistanta k relativní dráze kladky S_d . Ekvidistanta je ve vzdálenosti rovnající se poloměru kladky tedy R .

6.2 Výpočet ekvidistanty k dané křivce

6.2.1 Obecný výpočet ekvidistanty

Pro rovinnou křivku vyjádřenou parametrickými rovnicemi:

$$x = \varphi(t), y = \psi(t) \quad (74)$$

je možné rovnici ekvidistanty vyjádřit jako:

$$\bar{x} = \varphi(t) + c \cdot \frac{\frac{d\psi}{dt}}{\sqrt{\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 + \left(\frac{d\psi}{dt}\right)^2}} \quad (75)$$

$$\bar{y} = \psi(t) + c \cdot \frac{\frac{d\varphi}{dt}}{\sqrt{\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 + \left(\frac{d\psi}{dt}\right)^2}} \quad (76)$$

kde:

\bar{x}, \bar{y} jsou souřadnice ekvidistantní křivky, c je libovolná reálná konstanta udávající vzdálenost ekvidistanty (vzdálenost je měřená v normálovém směru od původní křivky), proměnná t je v našem případě úhel natočení hřídele motoru α

6.2.2 Výpočet ekvidistanty pro zvolenou zvihovou křivku

Výpočet bude uveden na úseku 0 až 60 stupňů, dále je výpočet analogický. Nejdříve je nutné převést funkci rovinné křivky vyjádřené jako závislost zdvihu na úhlu natočení na parametrickou křivku.

Původní vyjádření funkce křivky:

Křivka na úseku 0-30° je označena indexem 1, úseku 30-60° je označena indexem 2.

$$s_1(\alpha) = a1 + b1 \cdot \alpha + c1 \cdot \alpha^2 + d1 \cdot \alpha^3 + e1 \cdot \alpha^4 + f1 \cdot \alpha^5 + g1 \cdot \alpha^6 + h1 \cdot \alpha^7 \quad (77)$$

$$s_2(\alpha) = a2 + b2 \cdot \alpha + c2 \cdot \alpha^2 + d2 \cdot \alpha^3 + e2 \cdot \alpha^4 + f2 \cdot \alpha^5 + g2 \cdot \alpha^6 + h2 \cdot \alpha^7 \quad (78)$$

Hodnoty koeficientů jsou uvedeny v kapitole 4.3.2

Parametrické vyjádření:

pro $\alpha = 0 - 30^\circ$

$$x_1 = \alpha \quad (79)$$

$$y_1 = a1 + b1 \cdot \alpha + c1 \cdot \alpha^2 + d1 \cdot \alpha^3 + e1 \cdot \alpha^4 + f1 \cdot \alpha^5 + g1 \cdot \alpha^6 + h1 \cdot \alpha^7 \quad (80)$$

pro $\alpha = 30 - 60^\circ$

$$x_2 = \alpha \quad (81)$$

$$y_2 = a2 + b2 \cdot \alpha + c2 \cdot \alpha^2 + d2 \cdot \alpha^3 + e2 \cdot \alpha^4 + f2 \cdot \alpha^5 + g2 \cdot \alpha^6 + h2 \cdot \alpha^7 \quad (82)$$

pro všechny úhly platí

$$\frac{d\varphi}{dt} = 1 \quad (83)$$

pro $\alpha = 0 - 30^\circ$

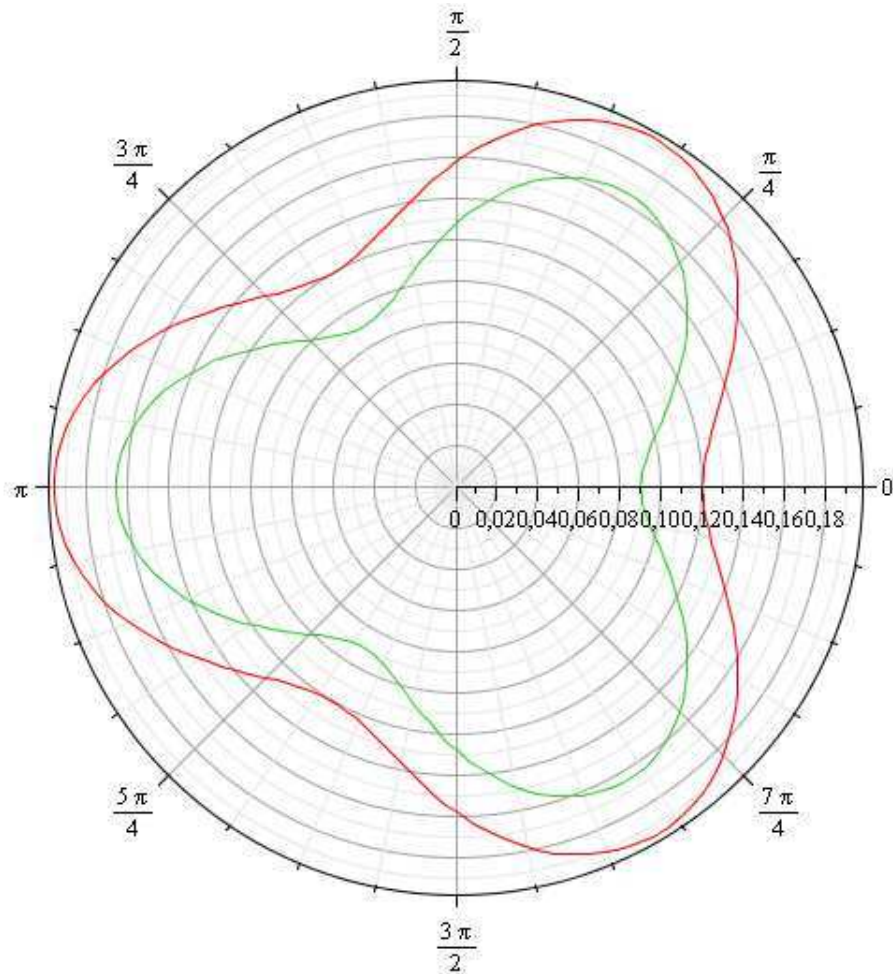
$$\frac{d\psi}{dt} = b1 + 2 \cdot c1 \cdot \alpha + 3 \cdot d1 \cdot \alpha^2 + 4 \cdot e1 \cdot \alpha^3 + 5 \cdot f1 \cdot \alpha^4 + 6 \cdot g1 \cdot \alpha^5 + 7 \cdot h1 \cdot \alpha^6 \quad (84)$$

pro $\alpha = 30 - 60^\circ$

$$\frac{d\psi}{dt} = b2 + 2 \cdot c2 \cdot \alpha + 3 \cdot d2 \cdot \alpha^2 + 4 \cdot e2 \cdot \alpha^3 + 5 \cdot f2 \cdot \alpha^4 + 6 \cdot g2 \cdot \alpha^5 + 7 \cdot h2 \cdot \alpha^6 \quad (85)$$

$c=0,03$ m

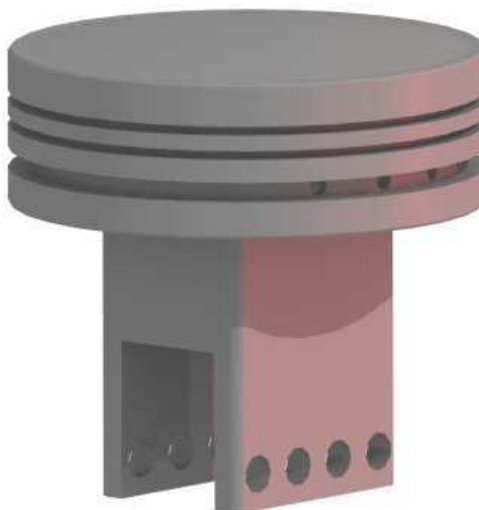
Po dosazení do rovnic \bar{x}, \bar{y} lze spočítat body ekvidistantní křivky. Tyto body jsou vykresleny v grafu (obr. 38), červená křivka je relativní dráha vačky Sd, zelená křivka je skutečný profil boku vačky.



Obr. 38 - Zobrazení křivek vačky v polárním grafu

7 Konstrukční návrh pístu

Píst tohoto typu motoru se liší od klasického pístu motoru s klikovou hřídelí tím, že na něj nepůsobí boční síly. Z toho důvodu není na pístu boční vodící plocha a pro spojení s ojnicí není nutné používat kruhový čep. Píst s ojnicí postačuje spojit nalisováním čtyř čepů. Hlavní rozměry pístu jsou předběžně zvoleny podle obvyklých zvyklostí při návrhu pístu zážehových motorů [5].



Obr. 39 - Píst motoru

8 Konstrukční návrh ojnice

Konstrukční návrh ojnice se skládá ze tří částí, a to návrhu tělesa ojnice, návrhu vodících hřídelek a návrhu sestavy dvojice kladek.

8.1 Konstrukční návrh ojnice

Hlavním požadavky na ojnicí jsou, aby spojovala oba protilehlé písty a zároveň umožňovala přenos síly z pístů na vačky. Na krajích ojnice jsou kruhové otvory, v nichž jsou zalisované čepy, pomocí kterých je k ojnicím připojena dvojice pístů. Dále jsou v ojnici otvory pro umístění spojovacích pouzder dvojice kladek. Na bocích ojnic jsou broušené plochy, po kterých se pohybují čtyři vodící hřídelky. V těchto hřídelkách vedou mazací kanály, které zajišťují mazání stykové plochy. Uprostřed ojnice je oválný otvor, kterým prochází hlavní hřídel motoru, zároveň je uprostřed ojnice asymetrické vybrání, které umožňuje překřížení s druhou ojnicí. Konstrukce a materiál ojnice byly navrženy při pevnostních výpočtech ojnice.



Obr. 40 - Model ojnice z hliníkové slitiny

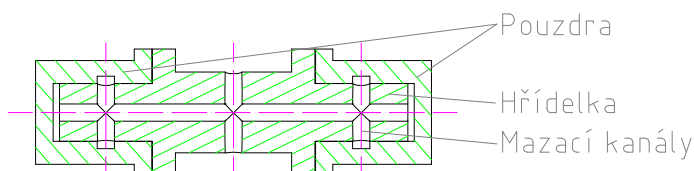


Obr. 41 - Model ocelové ojnice

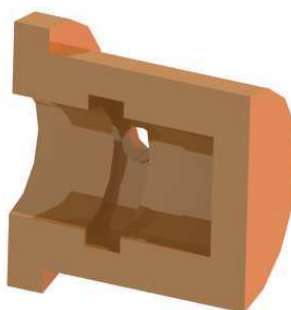
8.2 Konstrukční návrh vodících hřídelek

Vodící hřídelky se odvalují po hranách ojnic, a tím zajišťují vedení ojnice ve směru pohybu pístů. Každou z ojnic vedou čtyři vodící hřídelky. Hřídelky se otáčejí v bronzových pouzdrech, která jsou zalisována v bloku motoru. Mazání stykové plochy hřídelek a ojnice

zajišťuje tlakový olej, který vede mazacím kanálem z bloku motoru skrz pouzdra do hřídelek a odtamtud je rozstříkovan na vodící plochy ojnice pomocí dvou otvorů. Mazací olej je také vytlačován mezi hřídelkou a pouzdra, a tím je zajištěna poloha hřídelky a mazání této stykové plochy. Hřídelky jsou vyrobeny z cementační oceli, pouzdra z bronzové slitiny.



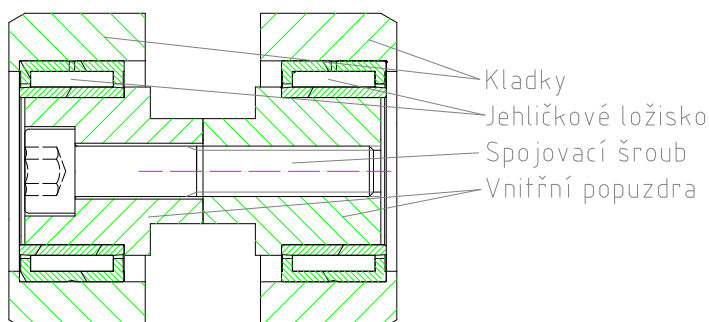
Obr. 42 - Řez vodící hřídelkou ojnice



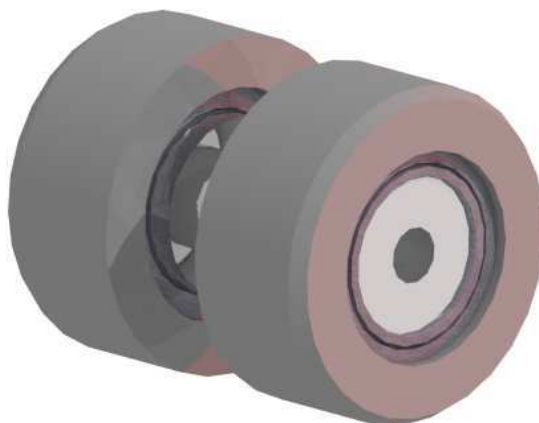
Obr. 43 - Řez modelem pouzdra

8.3 Konstrukční návrh vodících kladek

Na každé ojnici jsou dvě dvojice kladek, které přenášejí pohyb z pístní skupiny na vačky. Každá z kladek se musí otáčet jiným směrem, proto musí být v obou polovinách nezávislý rotační element, tuto funkci zajišťují dvě jehličková ložiska. V tělese ojnice jsou zalisována dvě vnitřní pouzdra, která jsou k sobě sešroubována jedním šroubem M10. Na každém pouzdra je jedno jehličkové ložisko SKF NKI-28-20-TN. Na ložiscích jsou nalisována vlastní tělesa kladky, kladky mají sražení na hranách, které umožní snadnější nalisování vačky. Na kladky nepůsobí během provozu axiální síla, spojovací šroub je v sestavě umístěn jen pro dostatečné spojení při montáži.



Obr. 44 - Řez sestavou dvojice kladek

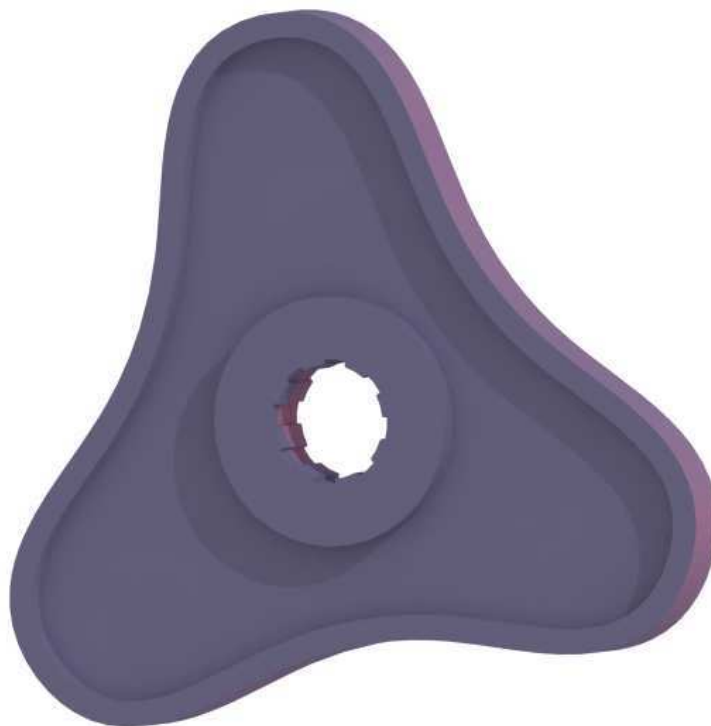


Obr. 45 - Model sestavy dvojice kladek

9 Konstrukční návrh vaček a hlavní hřídele

9.1 Konstrukční návrh tělesa vačky

V motoru jsou umístěny dvě vačky. Profil boku vačky tvoří parametrická křivka vypočítaná v kapitole 6. Těleso vačky je plné, bez odlehčovacích otvorů, ale malé šířky. Tím je dosaženo toho, že vyložení kladek je co nejmenší. Uprostřed vačky je otvor s rovnobokým drážkováním, pomocí kterého je přenášen kroutící moment z vačky na ozubené kolo. Na tělese vačky nejsou záměrně umístěny žádné vylehčovací otvory, protože vhodné dimenzování vaček umožní výrazně zmenšit akumulátor energie motoru.



Obr. 46 - Model vačky

9.2 Konstrukční návrh hlavního hřídele motoru

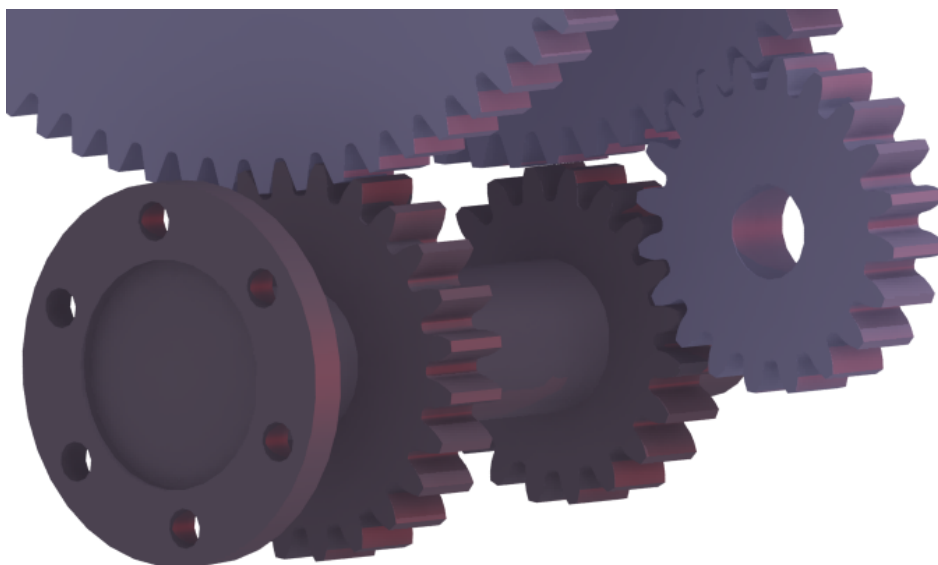
Hlavní hřídel motoru zajišťuje vedení jedné z vaček a ozubeného kola, zároveň musí umožňovat protiběžné otáčení druhé vačky s ozubeným kolem. Spojení první vačky a ozubeného kola je zajištěno rovnobokým drážkováním, které je umístěno přímo na hřídeli. Protiběžnost druhé vačky a ozubeného kola zajišťuje náboj s vnějším ozubením, které tyto dvě součásti spojuje. Uvnitř náboje je zalisováno pouzdro s vnitřním kluzným ložiskem z kompozice, toto ložisko je mazáno olejovými kanály, které vedou v hlavní hřídeli. Do hřídele je přiváděn mazací olej pomocí kluzných ložisek. Ložiska jsou v bloku motoru a zároveň zajišťují vedení hlavní hřídele. Pro vedení hlavního hřídele by vzhledem k relativně nízkým otáčkám postačovala valivá ložiska. Kvůli nutnosti vedení oleje ale není možné použít klasická valivá ložiska, muselo by se jednat o ložiska speciálně vyrobená, proto tedy toto řešení ztrácí na významu.



Obr. 47 - Hlavní hřídel s nábojem

10 Konstrukční návrh ozubených soukolí a výstupního hřídele

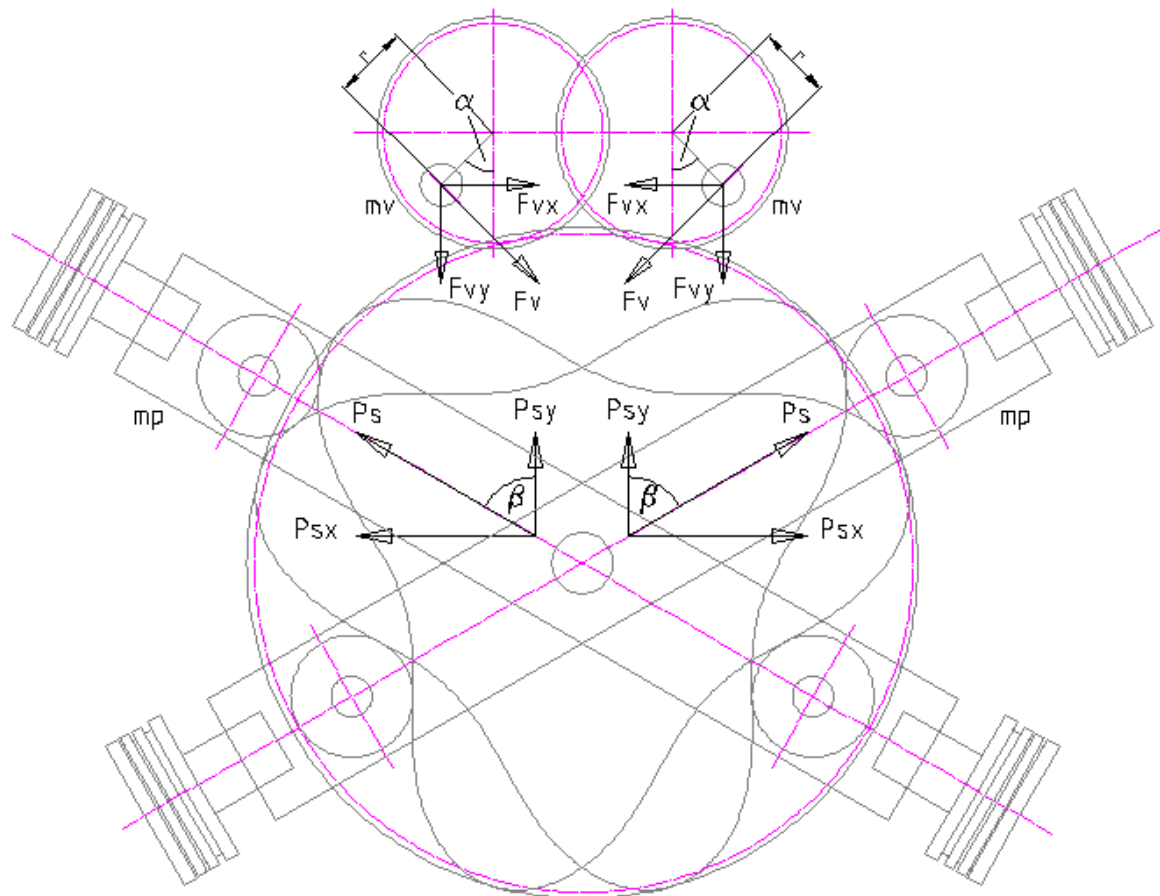
Pro přenos kroutícího momentu z vaček na výstupní hřídel je na hlavním hřídeli umístěna dvojice ozubených kol. Ozubená kola jsou spojena rovnobokým drážkováním s vačkami. Průměr hlavové kružnice ozubených kol je přibližně stejný jako největší rozměr vačky, ozubená kola mají 81 zubů. Pro všechna ozubená soukolí je zvolen modul $m = 4$. S jedním ozubeným kolem zabírá kolo, které je pevně umístěno na výstupním hřídeli a má 24 zubů. Mezi druhé velké ozubené kolo a druhé kolo na výstupním hřídeli je umístěno vložené kolo, které zajišťuje stejnoběžnost kol na výstupním hřídeli. Vložené kolo i druhé kolo na výstupním hřídeli mají shodně 20 zubů. Tímto počtem zubů je zajištěno to, že kola mají stejný převodový poměr a zároveň nedochází k záběru mezi kolem na výstupním hřídeli a kolem hlavním. Na jednom konci výstupního hřídele je příruba pro uchycení akumulátoru energie motoru, setrvačnick může být menší než u klasického motoru, protože jeho funkci částečně nahrazují dostatečně dimenzované vačky.



Obr. 48 - Detail výstupního hřídele s ozubenými koly

11 Návrh vyvažovacího zařízení

Jak bylo uvedeno na začátku práce, vyvážení motoru bude realizováno dvojicí vývažků, které se otáčejí proti sobě. Vačky motoru se točí protisměrně, momenty vyvolané jejich rotací se tedy vzájemně eliminují. Obě sestavy ojníc se pohybují společně, proto dochází k eliminaci sil vyvolaných posuvnými hmotami ve směru x, dvojicí vývažku tedy bude vyvažována síla vyvolaná posuvnými hmotami motoru ve směru y. Vývažky jsou poháněny od ozubeného kola spojeného s vačkou a otáčejí se trojnásobnými otáčkami než vačky motoru.



Obr. 49 - Schéma konstrukce a působících sil dvojice vývažků

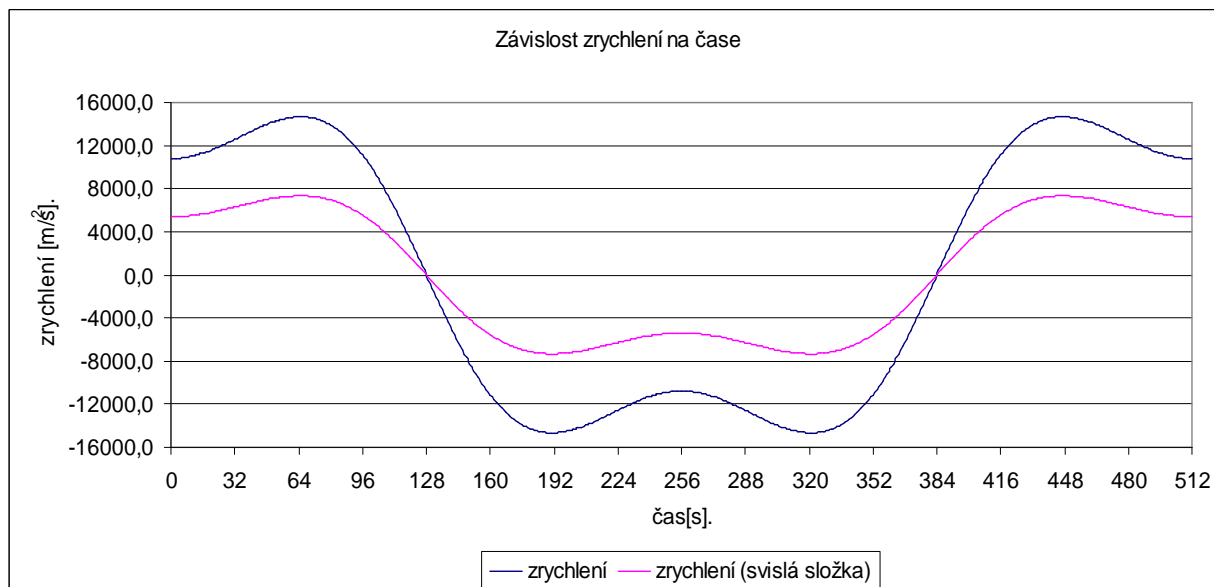
Vyvážení svislých složek posuvných sil:

$$2 \cdot P_{sv} = 2 \cdot F_{vy} \quad (86)$$

$$m_p \cdot a(\alpha) \cdot \cos(\beta) = m_v \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin(3 \cdot \alpha) \quad (87)$$

11.1 Zjištění harmonických složek zrychlení

Jako vstupní data pro výpočet vlastních frekvencí zrychlení motoru jsou zobrazeny hodnoty zrychlení ve směru y. Protože počet vstupních hodnot signálu pro rychlou fourierovu transformaci musí být 2^m a $m > 2$, je vyjádřen vstupní signál zrychlení 512 vzorky popisujícími jednu periodu zrychlení, to je 1 zdvih pístu motoru.



Obr. 50 - Zobrazení jedné periody zrychlení pístu

Po transformaci dostaneme vektor komplexních čísel s $1+2^{m-1}$ vzorky. Tato komplexní čísla reprezentují vzorky frekvencí daného signálu.

	0
0	5.3927·10 ³
1	5.3938·10 ³
2	5.3969·10 ³
3	5.4021·10 ³
4	5.4093·10 ³
5	5.4186·10 ³
6	5.4299·10 ³
A1 = 7	5.4432·10 ³
8	5.4585·10 ³
9	5.4757·10 ³
10	5.4949·10 ³
11	5.5158·10 ³
12	5.5387·10 ³
13	5.5633·10 ³
14	5.5896·10 ³
15	5.6176·10 ³

Tabulka 9 – Hodnoty zrychlení ve směru y (prvních 15 hodnot)

	0
0	0
1	$7.90619 \cdot 10^3 + 3.84787i \cdot 10^{-4}$
2	0
3	$-2.60843 \cdot 10^3 + 2.90277i \cdot 10^{-3}$
4	0
5	$122.71008 + 2.72127i \cdot 10^{-3}$
6	0
7	$-32.394465 + 2.4431i \cdot 10^{-4}$
8	0
9	$7.19785 + 9.39226i \cdot 10^{-4}$
10	0
11	$-3.224925 + 1.7594i \cdot 10^{-5}$
12	0
13	$1.18684 + 8.97897i \cdot 10^{-4}$
14	0
15	$-0.6775 + 2.63732i \cdot 10^{-3}$

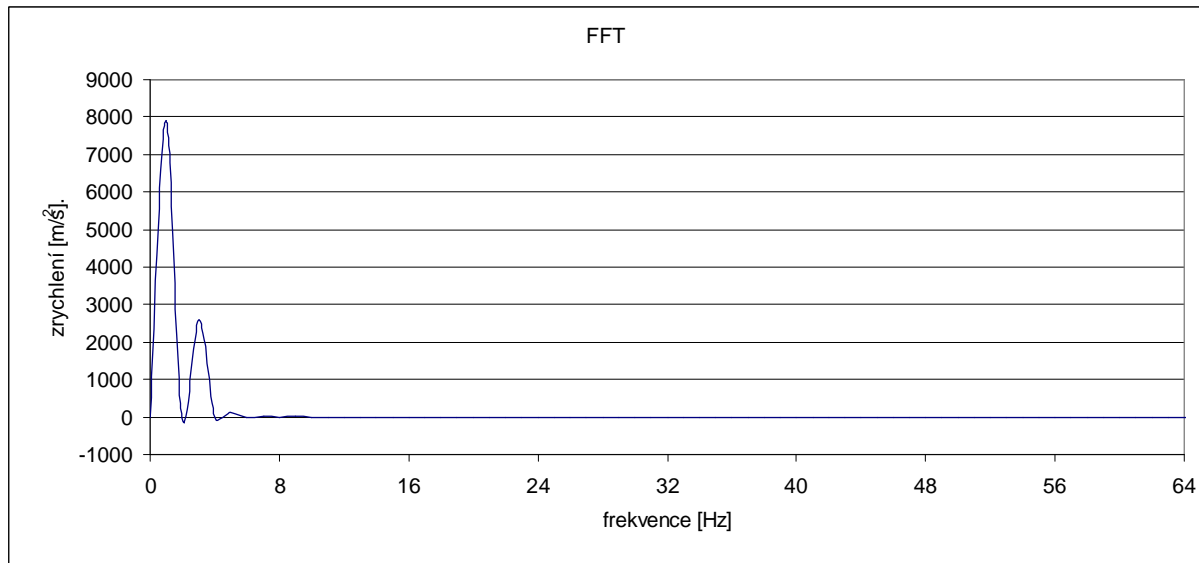
Atrans =

Tabulka 10 – Transformované hodnoty

	0
0	$5.3927 \cdot 10^3$
1	$5.3938 \cdot 10^3$
2	$5.3969 \cdot 10^3$
3	$5.4021 \cdot 10^3$
4	$5.4093 \cdot 10^3$
5	$5.4186 \cdot 10^3$
6	$5.4299 \cdot 10^3$
7	$5.4432 \cdot 10^3$
8	$5.4585 \cdot 10^3$
9	$5.4757 \cdot 10^3$
10	$5.4949 \cdot 10^3$
11	$5.5158 \cdot 10^3$
12	$5.5387 \cdot 10^3$
13	$5.5633 \cdot 10^3$
14	$5.5896 \cdot 10^3$
15	$5.6176 \cdot 10^3$

Azpet =

Tabulka 11 – Zpětná transformace (kontrola)



Obr. 51 - Zobrazení harmonických složek

11.2 Výpočet amplitudy a frekvence první harmonické složky

Motor vykoná 2029,3 otáček za minutu, za 1 otáčku 3 zdvihy, 1 zdvih je 1 perioda, frekvence je tedy:

$$n = \frac{2029,3}{60} \quad n = 33,822 \text{ ot} / \text{s} \quad (88)$$

$$f = n \cdot 3 \quad f = 101,465 \text{ s}^{-1} \quad (89)$$

Pístní skupina vykoná 101,465 period za sekundu, 1 perioda je popsána 512 vzorky:

$$N = f \cdot 512 \quad N = 51950,1 \text{ s}^{-1} \quad (90)$$

Vstupní hodnoty jsou vzorkovány 51950,1 vzorky za sekundu vzorkovací frekvence vstupního signálu tedy je:

$$F_s = 51950,1 \text{ Hz}$$

Frekvence při největší amplitudě 7906,19 m/s je:

$$k=1, n=512$$

$$F = \frac{k}{n} \cdot F_s \quad F = 101,465 \text{ Hz} \quad (91)$$

Frekvence pohybu těžiště posuvných hmot motoru:

$$n = 2029,3$$

$$f_p = \frac{n}{60} \cdot 3 \quad f_p = 101,465 \text{ Hz} \quad (92)$$

Frekvence při největší amplitudě (první harmonická frekvence) odpovídá frekvenci pohybu těžiště tělesa.

11.3 Konstrukce dvojice vývažků

Dvojice vyvažovacích hřídelí se točí proti sobě s trojnásobným počtem otáček než jsou otáčky vačky. Každá z hřídelí vyvažuje jednu z ojnicních skupin. Vyvažovací elementy jsou z oceli a jsou k hřídelím přišroubovány dvěma šrouby.

Hmotnost posuvných hmot: $m_p = 2,577 \text{ kg}$

Amplituda zrychlení: $a_y = 89448,3 \text{ m/s}^2$

Síla posuvných částí motoru:

$$F_y = m_p \cdot a_y \quad F_y = 230508 \text{ N} \quad (93)$$

Výpočet vývažku:

$$F_v = F_y \quad F_v = m_v \cdot a_t \quad (94)$$

Poloměr otáčení (těžiště vývažku) určen z 3D modelu:

$$r = 0,0314 \text{ m}$$

Frekvence otáčení vývažku:

$$f = 101,465 \text{ Hz}$$

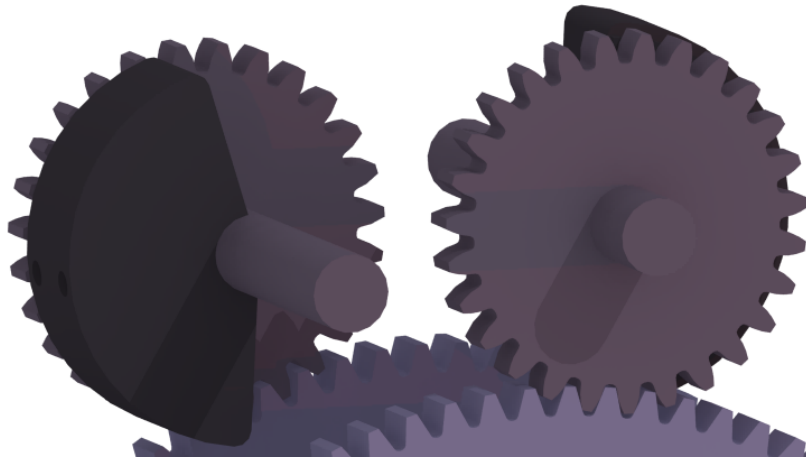
Tečné zrychlení vývažku:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad \omega = 637,2 \text{ rad/s} \quad (95)$$

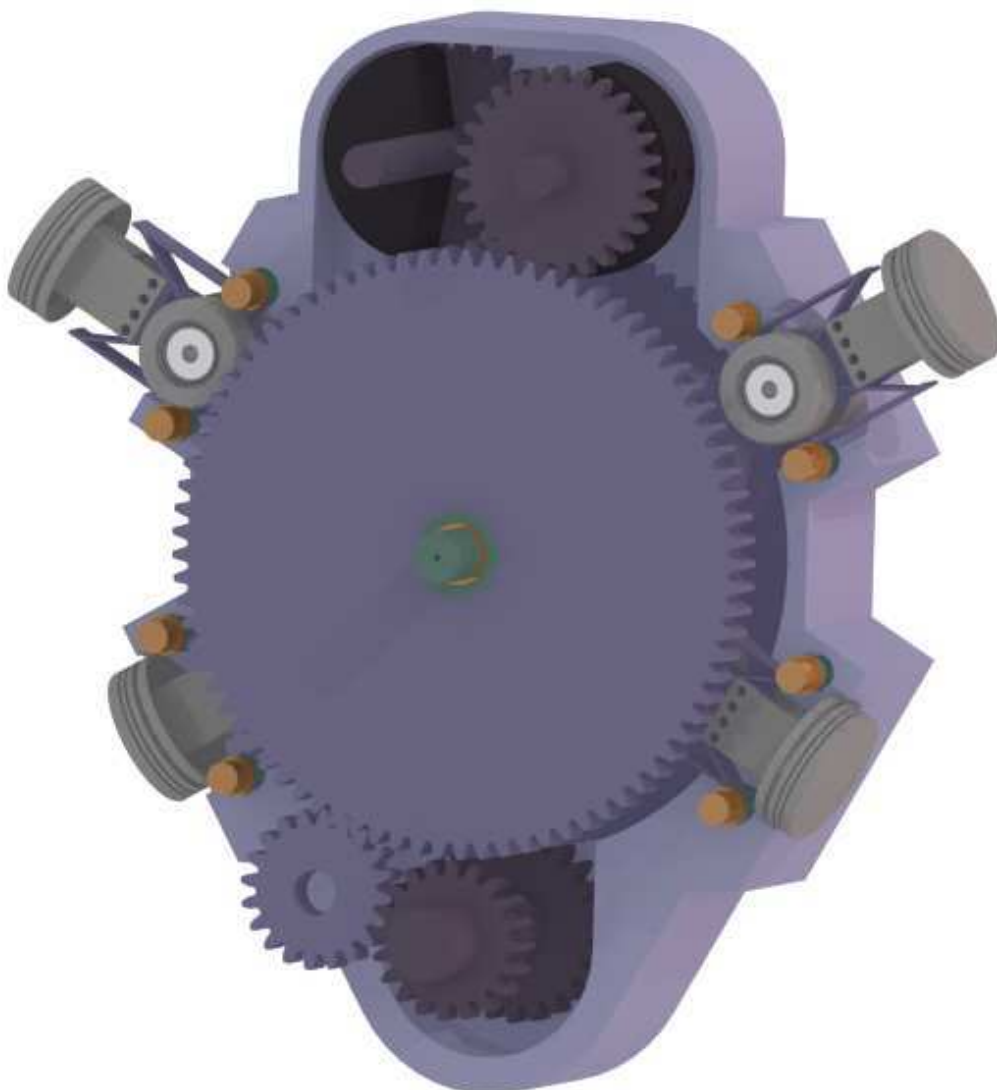
$$a_t = r \cdot \omega^2 \quad a_t = 12762,1 \text{ m/s} \quad (96)$$

Hmotnost vývažku:

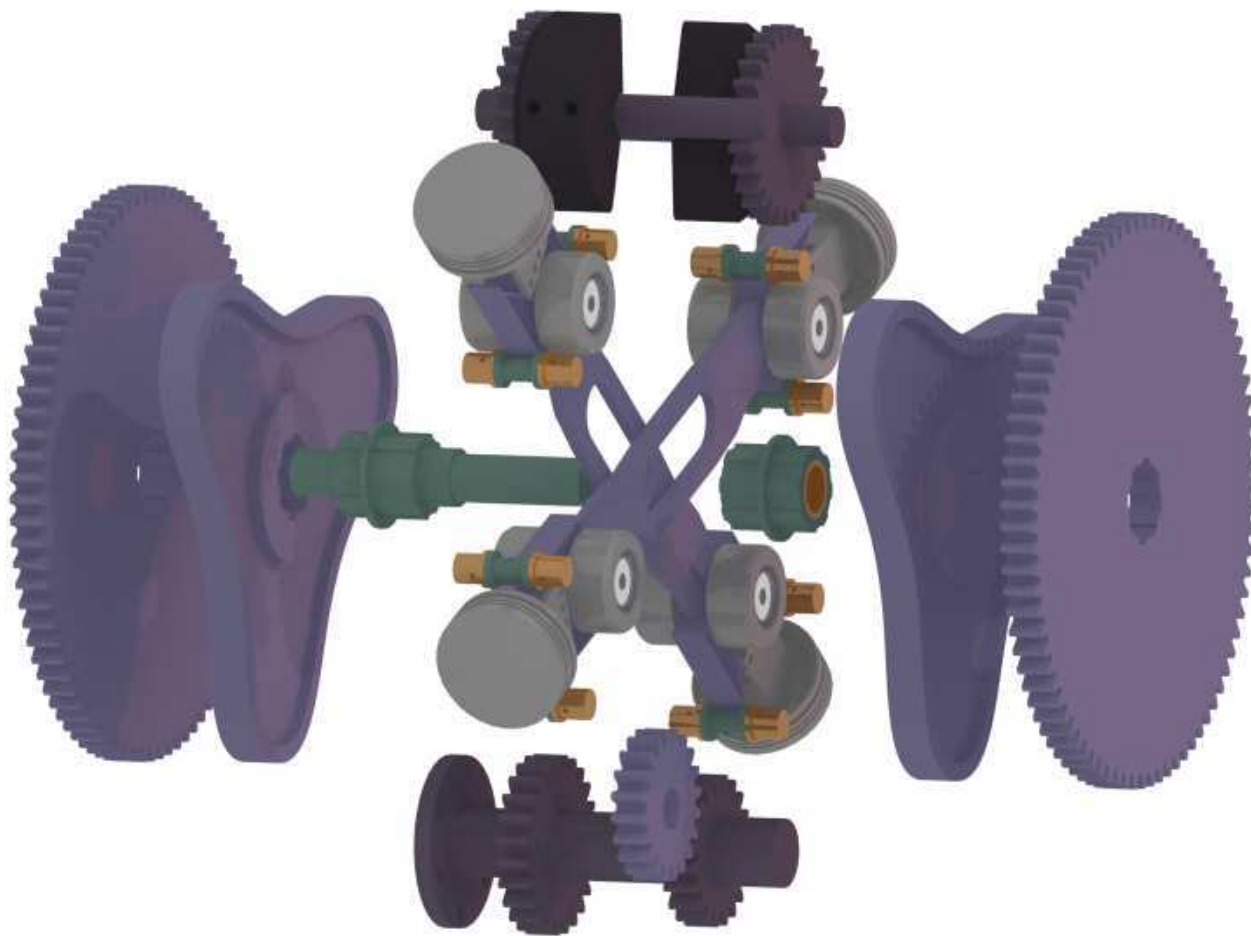
$$m_v = \frac{F_v}{a_t} \quad m_v = 1,79032 \text{ kg} \quad (97)$$



Obr. 52 - Konstrukční řešení dvojice vyvažovacích hřídelí



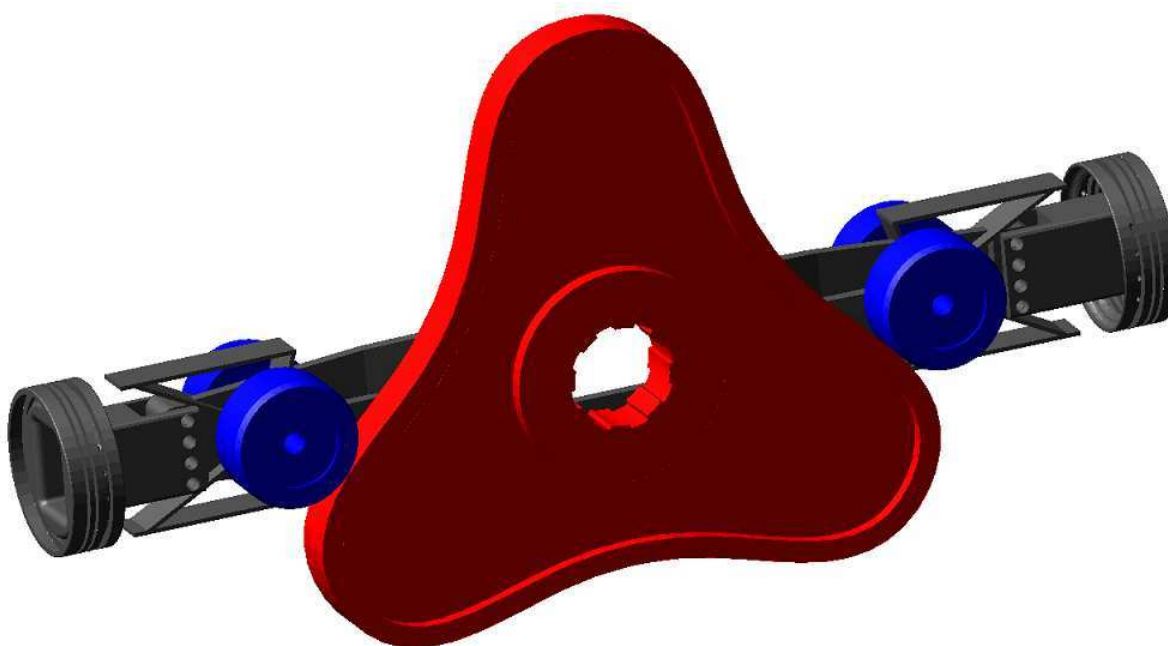
Obr. 53 - Sestava motoru uložená v polovině bloku



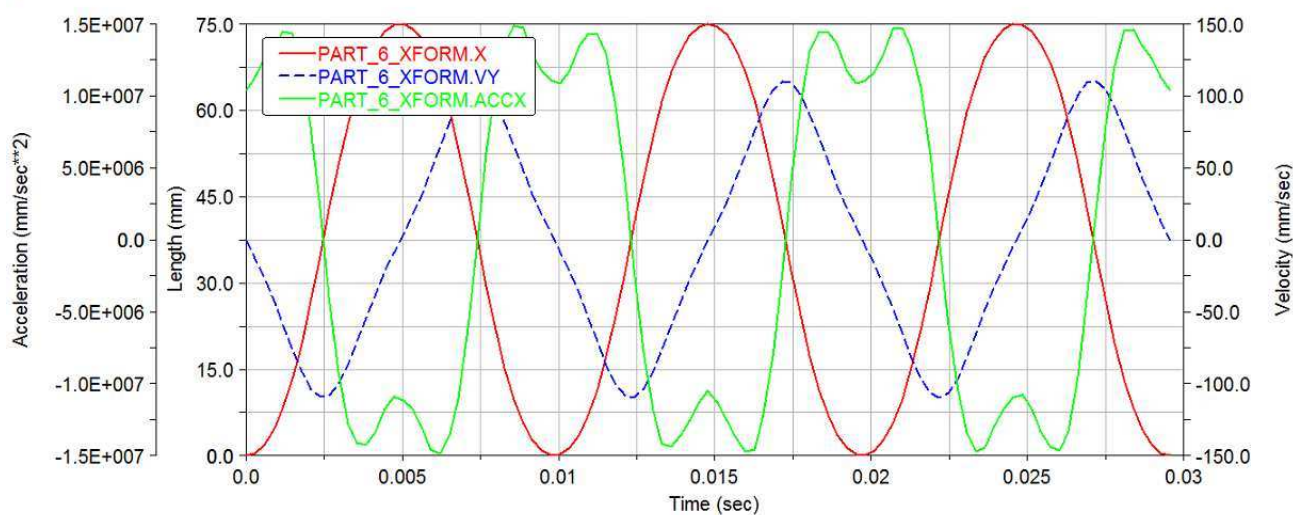
Obr. 54 - Modely hlavních součástí hnacího ústrojí motoru

12 Simulace funkčnosti virtuálního modelu

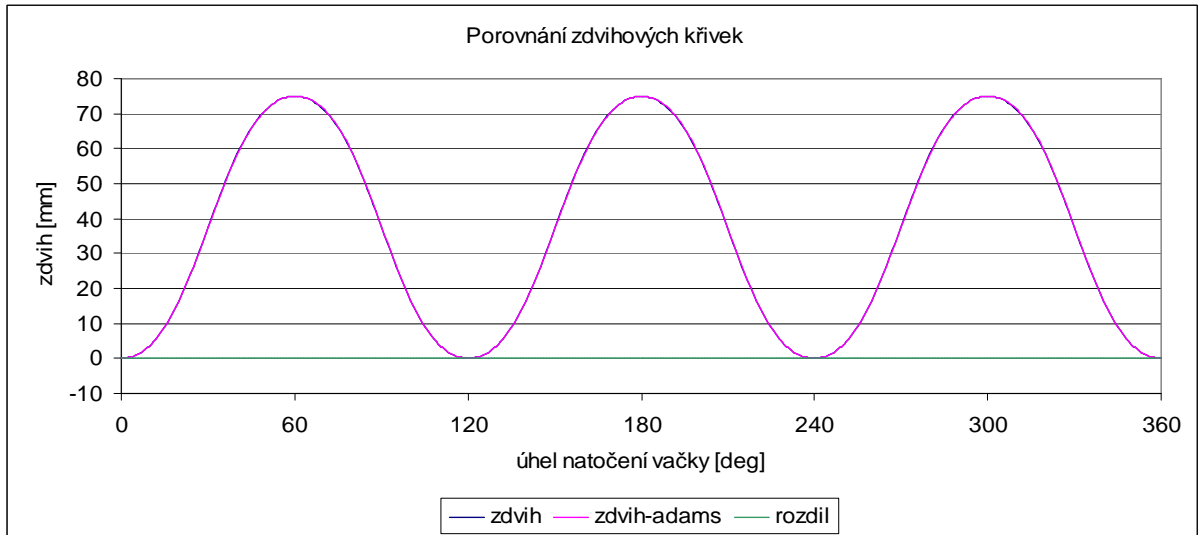
Pro ověření funkčnosti modelu vytvořeného pomocí Cad (Catia) byly nejdůležitější části ústrojí převedeny do multibody programu Adams. Pomocí tohoto modelu byla porovnávána kinematika vypočítaná analyticky a kinematika skutečného modelu. Kinematické veličiny jsou porovnány během jedné otáčky vačky.



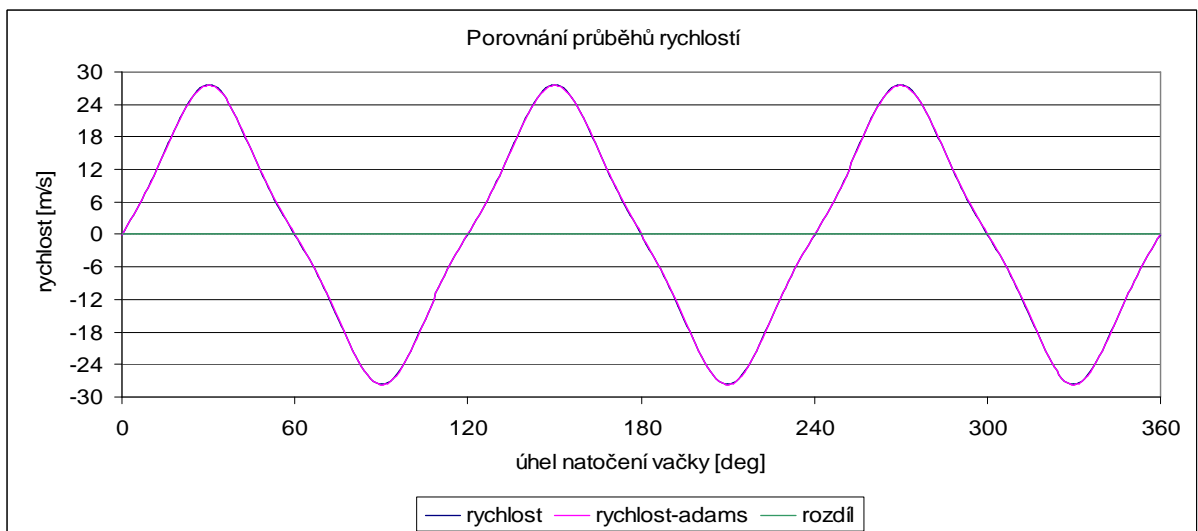
Obr. 55 - Model pro výpočet kinematiky v multibody programu



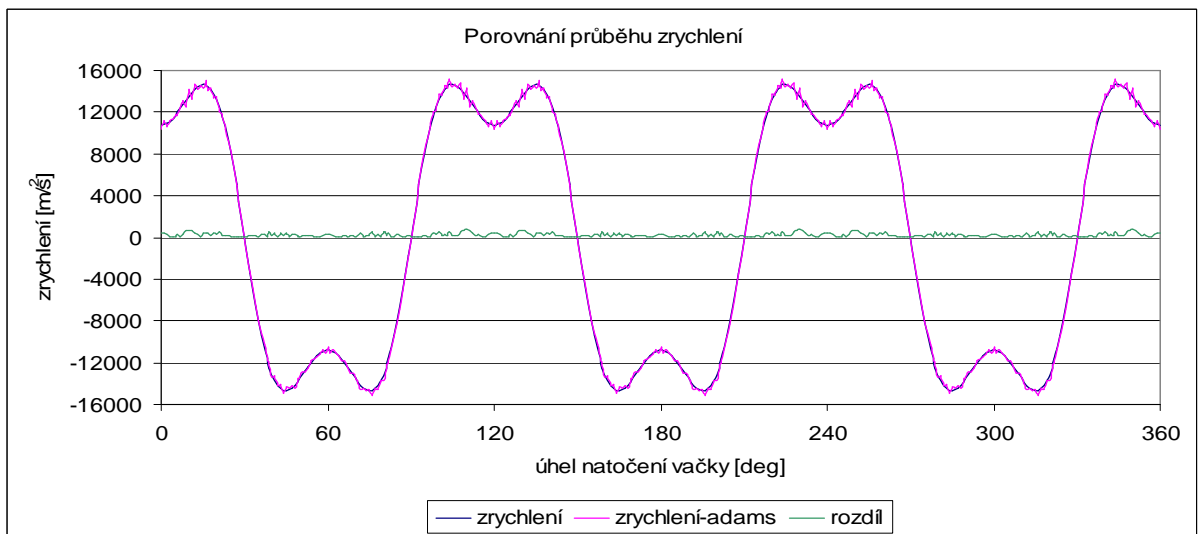
Obr. 56 - Průběh kinematických veličin skutečného modelu



Obr. 57 - Porovnání vypočítaného průběhu zdvihu se simulací



Obr. 58 - Porovnání vypočítaného průběhu rychlosti se simulací



Obr. 59 - Porovnání vypočítaného průběhu zrychlení se simulací

Hodnoty zdvihu a rychlosti zjištěné simulací se oproti hodnotám analyticky vypočítaným liší maximálně o 0,3 %. To jsou relativně malé rozdíly vzniklé pravděpodobně při zaokrouhlování hodnot koeficientů zdvihových křivek. Naproti tomu hodnoty zrychlení se od sebe liší o téměř o 3,5 %. Tento rozdíl není způsoben chybným analytickým výpočtem průběhu zrychlení, ale vznikl při zadávání křivky vačky v programu adams. Pohyb vačky v programu je na písní skupinu přenášen vazbou bod-křivka, tato křivka byla zadána jako lomená čára s 360 body, tedy křivka, která není po svém průběhu hladká. Takováto křivka nemá tedy spojitě průběhy derivací, a proto ani průběh simulovaného zrychlení není spojitý. Rozdíly hodnot zobrazené v grafu 61 tedy vznikly při zjednodušení modelu pro simulaci v multibody programu. Celkový průběh zrychlení a jeho maximální hodnoty v simulaci odpovídají hodnotám, které byly uvažovány v práci. Výsledné kinematické průběhy tedy dostatečně odpovídají průběhům analyticky vypočítaným.

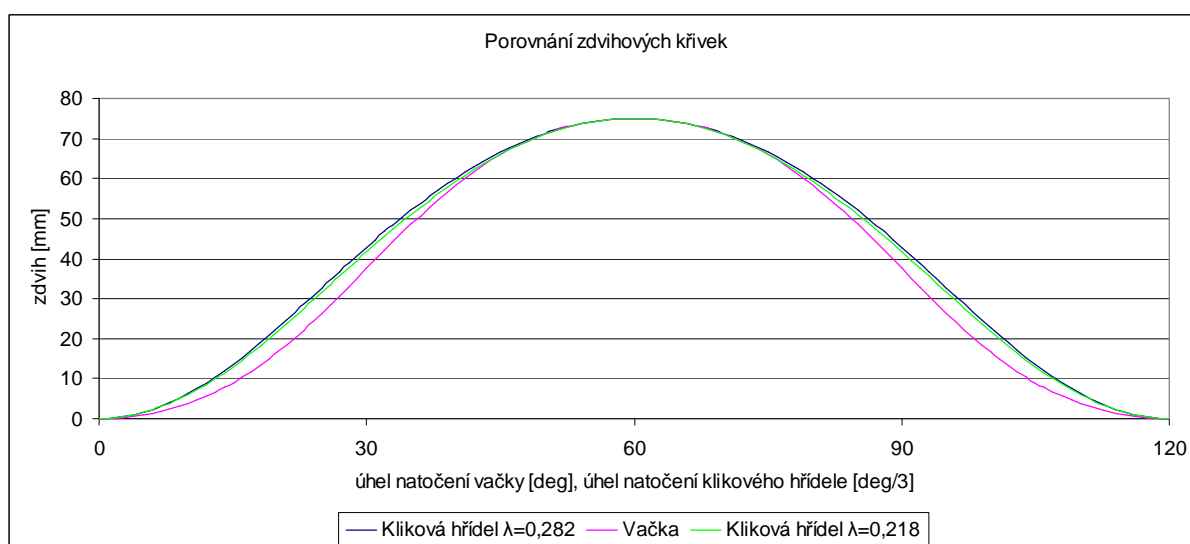
13 Porovnání klasického motoru s klikovou hřídelí a motoru s vačkou

V této kapitole jsou porovnány některé vybrané vlastnosti motoru s klikovou hřídelí a motoru s převodem vačkou, tedy především parametry, které byly během práce navrhovány. Pro větší objektivnost jsou posuzovány motory se shodným zdvihem a podobnými parametry. Navíc jsou s vačkovým motorem srovnávány motory s dvěma různými klikovými poměry. Délky ojnice jsou voleny v rozmezí $L_{oj}/D=1,7-2,3$.

Klikový poměr λ	Zdvih [mm]	Délka ojnice [mm]
0,282	75	133
0,218	75	172

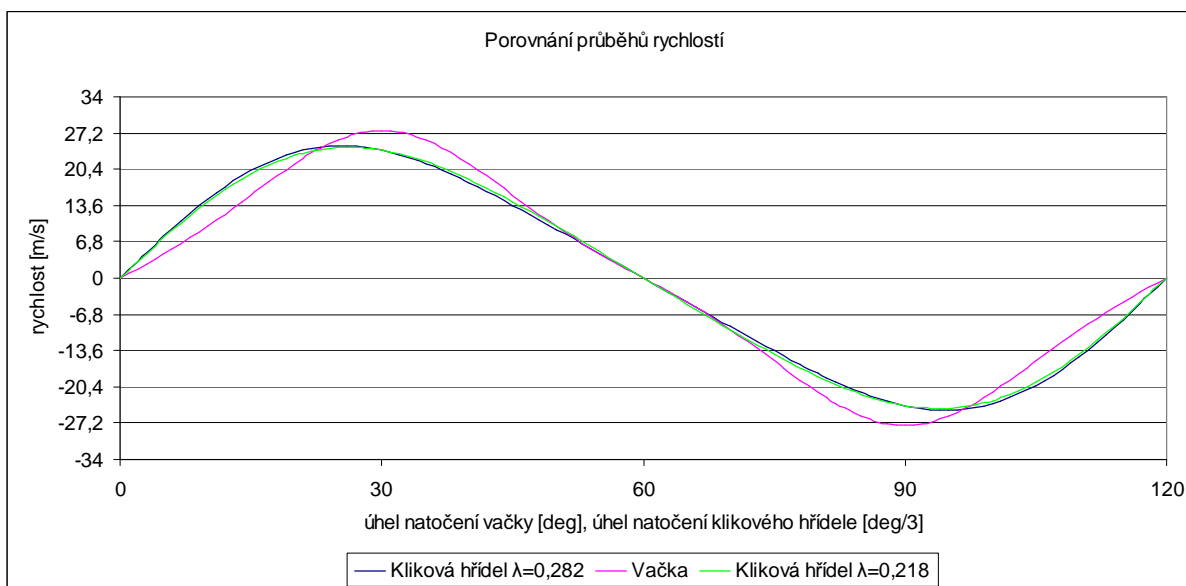
Tabulka 12 – Vstupní hodnoty motorů s klikovou hřídelí

13.1 Porovnání kinematiky motorů

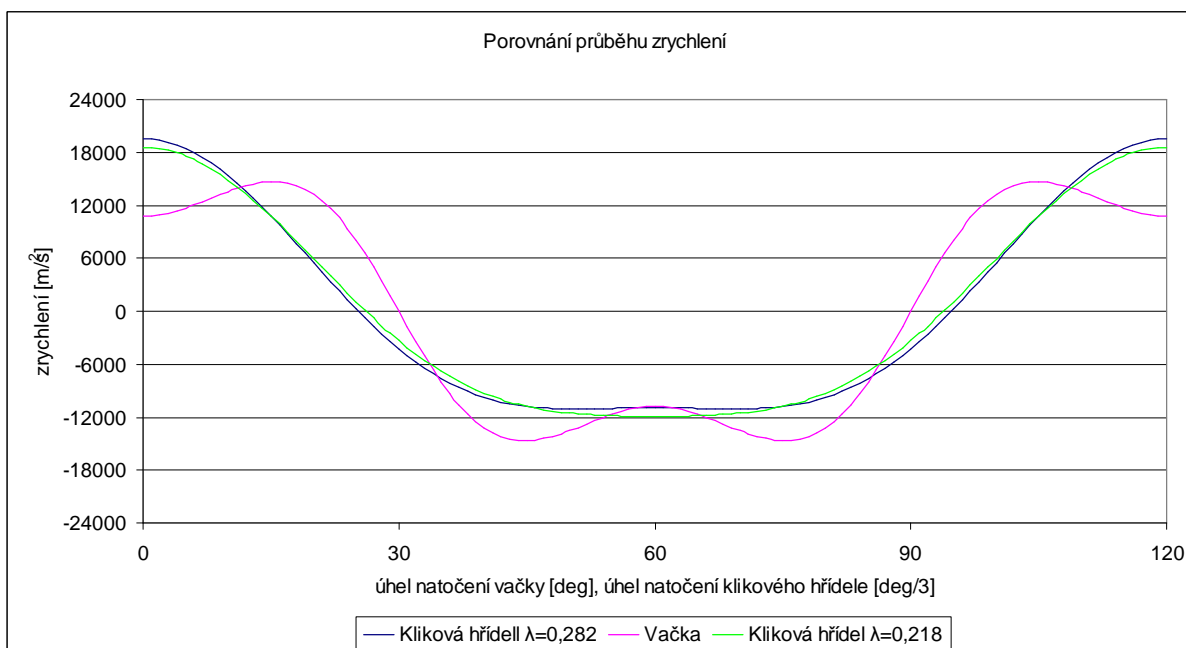


Obr. 60 - Porovnání závislosti zdvihu na úhlu natočení vačky a klikové hřídele

Jak je vidět z grafu na obrázku 60, při porovnání průběhu jednoho zdvihu pístu se podařilo výrazně zmenšit zdvih pístu u vačkového motoru okolo horní úvrati.



Obr. 61 - Porovnání závislosti rychlosti na úhlu natočení vačky a klikové hřídele



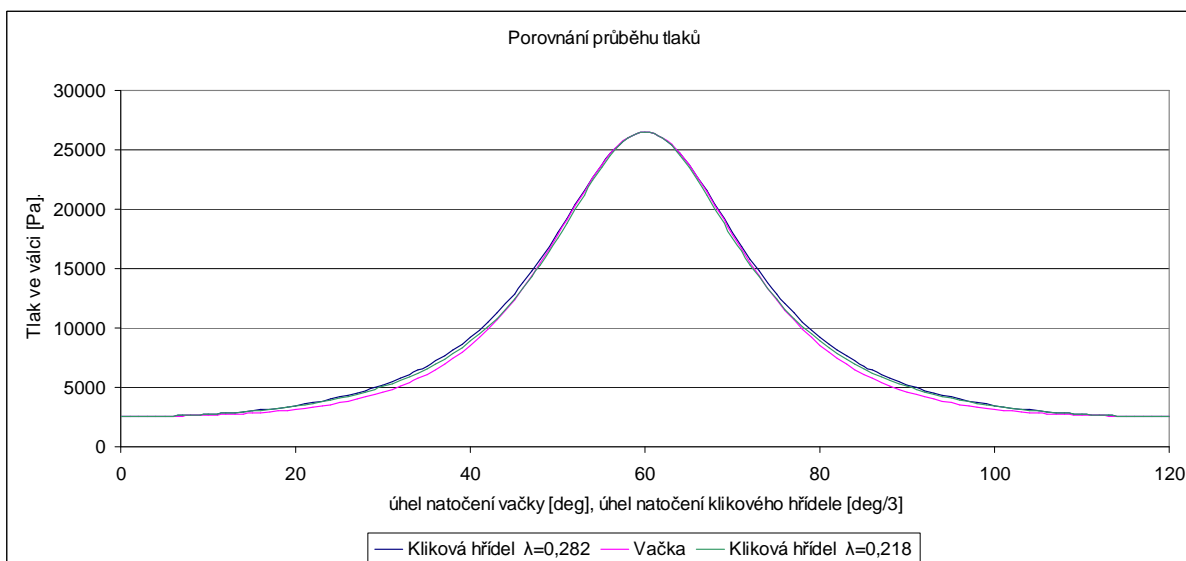
Obr. 62 - Porovnání závislosti zrychlení na úhlu natočení vačky a klikové hřídele

Maximální rychlost pohybu pístu u vačkového motoru je vyšší než u motoru s klikovou hřídelí, to je způsobeno nižším nárůstem rychlosti na počátku pohybu pístu. Maximální zrychlení pohybu pístu je u vačkového motoru dokonce nižší než u motoru s klikovou hřídelí.

13.2 Porovnání změny tlaku ve válci

Výpočet je proveden obdobně jako v kapitole 4.6, počáteční podmínky jsou také shodné.

$$p \cdot V = konst \quad (98))$$

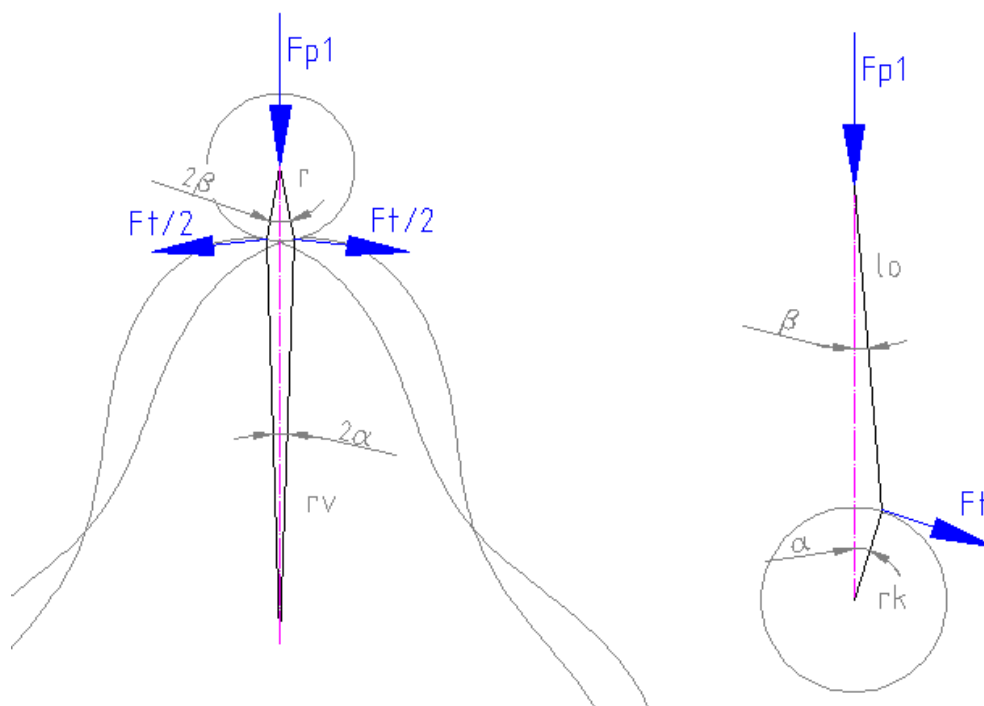


Obr. 63 - Porovnání závislosti tlaku na úhlu natočení vačky a klikové hřídele

Maximální tlak ve válci při zachování počátečních podmínek musí být shodný, u obou typů motorů. Jediným rozdílem je menší tlak ve válci motoru u vačkového motoru v rozmezí přibližně 20 až 40 stupňů, resp. 80 až 100 stupňů.

13.3 Moment přenášený mechanismem při maximálním tlaku ve válci

V této kapitole je provedeno porovnání momentu, který vytváří motor při působení samotných primárních sil. Porovnání je provedeno v poloze mechanismu, kde primární síla působí na píst maximální hodnotou. Schéma působení síly je uvedeno na obrázku 64, hodnoty jsou uvedeny v tabulce 13.



Obr. 64 - Působení sil u jednotlivých typů motorů

	Vačka	Klikový hřídel $\lambda=0,28$	Klikový hřídel $\lambda=0,218$
Úhel natočení [°]	126	378	378
Primární síla [N]	26639,37	26639,37	26639,37
Zdvih pístu [mm]	1,3184	2,34	2,23
Rozměry [mm]	$r = 30, r_v = 163,88$	$l_o = 133, r_k = 37,5$	$l_o = 172, r_k = 37,5$
α [°]	3,756	18	18
β [°]	10,307	4,998	3,863
F_t [N]	647,3	1040,82	992,02
M_k [Nm]	1060,8	390,3	372

Tabulka 13 – Hodnoty pro výpočet momentů

Použité výpočty:

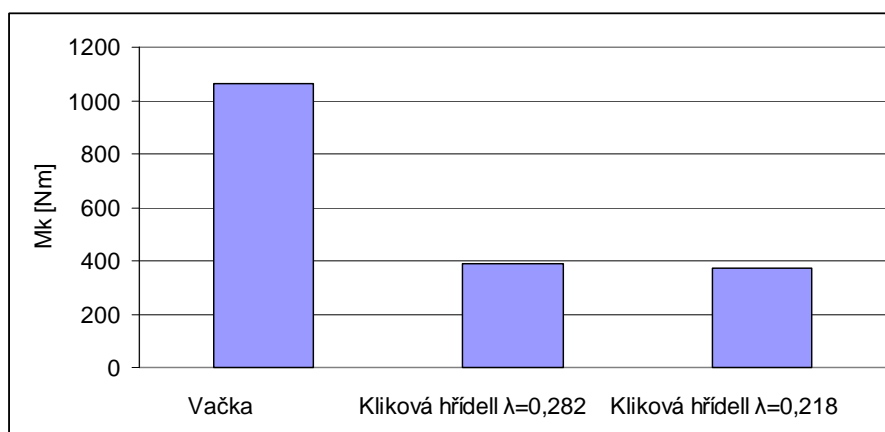
$$\beta_k = \sin(\lambda \cdot \sin(\alpha)) \quad (99)$$

$$F_t = F_p \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad (100)$$

Klikový hřídel vačka

$$M_k = F_t \cdot r_k \quad M_k = F_t \cdot r_v \quad (101)$$

$$\lambda = \frac{r_k}{l_o} \quad \lambda = \frac{r_v}{r} \quad (102)$$



Obr. 65 - Porovnání velikosti momentu přenášeného mechanismem

Jak je vidět z tabulky, tangenciální síla působící na rameno kliky u motoru klasické koncepce je téměř dvojnásobně větší než síla u motoru s vačkou, ale rameno, na které síla působí, je u vačkového motoru více než čtyřnásobné. Z tohoto důvodu je moment přenášený vačkovým mechanismem v porovnání s motorem klasické koncepce více než dvojnásobný. Na tomto místě je ale třeba upozornit, že výsledná hodnota tohoto momentu je závislá na konstrukci tělesa vačky, a to především na průměru základní kružnice vačky.

14 Závěr

Hlavní myšlenkou práce je prozkoumání možnosti nahrazení klikového mechanismu spalovacího motoru vačkovým mechanismem. Cílem bylo navržení výchozích parametrů motoru pro zvolený výkon. Navržení a vytvoření CAD modelů základních součástí motoru, simulace funkčnosti virtuálního modelu a analýza a zhodnocení výsledků.

Základní parametry motoru byly navrženy pro zvolený výkon, při volbě parametrů byl brán ohled na parametry motoru klasické koncepce tak, aby bylo možno tyto typy motorů dále porovnávat. Před vlastním návrhem modelů jednotlivých součástí motoru bylo nutné navrhnout vhodnou zdvihovou křivku vačky, která by vyhovovala našim požadavkům na chod motoru. Bylo navrženo několik křivek, ze kterých byla následně vzájemným porovnáním vybrána křivka nejvhodnější. Konkrétní tvar zdvihové křivky byl po celou dobu tvorby práce mnohokrát upravován s ohledem na výsledky řešení dílčích úkolů. Zejména kvůli pevnostně napětíové analýze ojnice musela být zdvihová křivka přepočítána s ohledem na dosažení menších maximálních hodnot zrychlení. Další výrazná změna křivky musela být provedena poté, co byl zjištěn vliv počtu spojitých derivací funkce křivky na počet harmonických složek pohybu pístní skupiny.

Kromě modelů základních součástí byly navrženy i další hlavní součásti hnacího ústrojí včetně poloviny bloku motoru. Navrženy byly vačky, ojnice, písty, všechny ozubené převody motoru, hlavní a výstupní hřídel a vyvažovací zařízení motoru. Všechny součásti motoru byly finálně sestaveny do společné sestavy tak, aby byla prokázána stacionární funkčnost virtuálního modelu.

Jeden z nejsložitějších úkolů práce představovalo vymezení vůle mezi vačkou a kladkami připojenými na ojnici. Po důkladném prozkoumání možných řešení bylo dále pracováno s vymezením vůle vlastní konstrukcí součástí. Při výpočtech tohoto řešení bylo zjištěno, že ojnice z hliníkové slitiny není nejvhodnější z důvodů velké tepelné roztažnosti. Proto bylo nutné navrhnout ocelovou ojnici, s co nejmenší hmotností. Výsledky z této kapitoly, zejména výstupy z programu ansys, se využily při kontrole ojnice na působení cyklického namáhání.

Simulace funkčnosti virtuálního modelu byla provedena pomocí multibody programu Adams, kde byly porovnány analyticky vypočítané kinematické průběhy s průběhy nasimulovanými. Průběhy i maximální hodnoty kinematických veličin si odpovídaly.

V poslední kapitole se porovnávaly vybrané vlastnosti motoru s klikovou hřídelí a motoru s vačkovým mechanismem. V této kapitole se potvrdily některé příznivé vlastnosti motoru s vačkou, například vyšší přenášený moment, zpomalení pohybu pístu okolo horní úvrati, nebo nižší maximální hodnota zrychlení pístu. Naproti tomu je nutné zabývat se i negativními vlastnostmi tohoto typu motoru. Jedná se především o poměrně složitou konstrukci ojnice, která musí odolávat vysokému namáhání a zároveň musí být co nejlehčí. Navíc musí vymezovat vůle vzniklé v hnacím ústrojí motoru. Další z problémů, které bude nutné v budoucnu řešit, je relativně vysoká hodnota kontaktního tlaku mezi vačkou a kladkami a z toho vyplývající opotřebení těchto součástí. Nespornou výhodou motoru s vačkou je možnost řídit zdvih pístu navržením vhodné zdvihové křivky, ale i tento návrh má jistá omezení, která je nutné dodržet.

V práci bylo prokázáno, že motor s vačkovým převodem může fungovat a byly vyřešeny některé základní úkoly. Tento typ motoru bude ale nutné podrobit dalšímu vývoji. Jako klíčový úkol pro další řešitele tohoto typu motoru považuji vyřešení vlivu tvaru zdvihové křivky pístu na vnitřní spalování motoru.

Seznam použité literatury

- [1] SCHRÖCK, Joseph. *Montáž lícování měření*. Oto Kraus; Bohumil Mašek. Praha : SNTL, 1965. 305 s.
- [2] HAROLD, A. Rothbart. *CAMS : Design, Dynamics, and Accuracy*. New York (USA) : John Wiley & Sons, Inc., 1956. 350 s.
- [3] GRIM, Antonín. *Grafické řešení vaček pro jednoúčelové stroje*. FRANTIŠEK GLANC. Praha : SNTL, 1956. 112 s.
- [4] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. Praha : SNTL, 1983. 483 s.
- [5] BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, Keith J. *Shigley's mechanical engineering design* . 8th ed. New York : McGraw-Hill , 2006. 1059 s.
- [6] RAUSCHER, J.: *Ročníkový projekt*. Brno: studijní opory FSI VUT, 2005. 150s.
- [7] RAUSCHER, J.: *Vozidlové motory*. Brno: studijní opory FSI VUT, 2003. 235s.
- [8] SKOUMALOVÁ, Zuzana. *Statické a únavové vlastnosti vybrané slitiny hliníku*. Brno, 2008. 60 s. Bakalářská práce. FSI VUT.
- [9] REVETEC [online]. 2008 [cit. 2010-04-20]. Media Galleries . Dostupné z WWW: <<http://www.revetec.com/>>.
- [10] ÚADI [online]. 2005 [cit. 2010-04-20]. Studijní opory. Dostupné z WWW: <<http://www.uadi.fme.vutbr.cz/>>.
- [11] PERAVES [online]. 2008 [cit. 2010-04-20]. Kugelmotor. Dostupné z WWW: <<http://www.peraves.ch>>.

Seznam obrázků a grafů

Obr. 1 - Motor typu Wankel [10]	10
Obr. 2 - Sférický motor Peraves[11]	11
Obr. 3 - Vačkový motor Revetec [9]	11
Obr. 4 - Turbína z vozu Fiat z roku 1954[10]	12
Obr. 5 - Schéma koncepce navrhovaného motoru.....	13
Obr. 6 - Závislost zdvihu na úhlu natočení vačky	15
Obr. 7 - Závislost kinematických veličin na úhlu natočení vačky.....	16
Obr. 8 - Závislost zdvihu na úhlu natočení vačky	17
Obr. 9 - Závislost kinematických veličin na úhlu natočení vačky.....	18
Obr. 10 - Zobrazení směrnic jednotlivých křivek	20
Obr. 11 - Závislost zdvihu na úhlu natočení vačky	20
Obr. 12 - Závislost kinematických veličin na úhlu natočení vačky	21
Obr. 13- Závislost zdvihu na úhlu natočení vačky	23
Obr. 14 - Závislost kinematických veličin na úhlu natočení vačky	24
Obr. 15 - Porovnání závislosti zdvihu na úhlu natočení vačky	24
Obr. 16 - Porovnání závislostí rychlosti na úhlu natočení vačky	25
Obr. 17 - Porovnání závislostí zrychlení na úhlu natočení vačky	25
Obr. 18 - Porovnání závislosti tlaku ve válci na úhlu natočení vačky.....	26
Obr. 19 - Vymezení vřele pomocí vymešovacieho elementu, první varianta	27
Obr. 20 - Vymezení vřele pomocí vymešovacieho element, druhá varianta	28
Obr. 21 - Vymezení vřele pomocí vymešovacieho element, třetí varianta	28
Obr. 22 - Konturové zobrazení posuvů v ojnici vlivem tepelného zatížení	30
Obr. 23 - Konturové zobrazení posuvů vačky v ose z vlivem tepelného zatížení.....	31
Obr. 24 - Rozměrové schéma ústrojí	32
Obr. 25 - Graf závislosti indikovaného tlaku v jednom válci na natočení vačky motoru	33
Obr. 26 - p-V diagram motoru.....	34
Obr. 27 - Síly působící na ojnici při maximálních otáčkách motoru.....	34
Obr. 28 - Celková síla působící na ojnici při maximálních otáčkách motoru	35
Obr. 29 - Působení zátěžných účinků na ojnici	36
Obr. 30 - Posuvy v ojnici ve směru osy Y	36
Obr. 31 - Konturové zobrazení napětí v ojnici v podélné ose	37
Obr. 32 - Síly působící na ojnici při maximálních otáčkách motoru.....	40
Obr. 33 - Celková síla působící na ojnici při maximálních otáčkách motoru	40
Obr. 34 - Posuvy v ojnici ve směru osy Y.....	41
Obr. 35 - Konturové zobrazení napětí v ojnici v podélné ose	42
Obr. 36 - Schéma vačkového ústrojí	44
Obr. 37 - Vliv poloměru kladky na profil boku vačky	44
Obr. 38 - Zobrazení křivek vačky v polárním grafu.....	47
Obr. 39 - Píst motoru	48
Obr. 40 - Model ojnice z hliníkové slitiny	49
Obr. 41 - Model ocelové ojnice	49
Obr. 42 - Řez vodící hřídelkou ojnice	50
Obr. 43 - Řez modelem pouzdra.....	50
Obr. 44 - Řez sestavou dvojice kladek	50
Obr. 45 - Model sestavy dvojice kladek	51
Obr. 46 - Model vačky.....	51

Obr. 47 - Hlavní hřídel s nábojem	52
Obr. 48 - Detail výstupního hřídele s ozubenými koly	53
Obr. 49 - Schéma konstrukce a působících sil dvojice vývažků	54
Obr. 50 - Zobrazení jedné periody zrychlení pístu	55
Obr. 51 - Zobrazení harmonických složek	57
Obr. 52 - Konstrukční řešení dvojice vyvažovacích hřídelí	59
Obr. 53 - Sestava motoru uložená v polovině bloku	59
Obr. 54 - Modely hlavních součástí hnacího ústrojí motoru	60
Obr. 55 - Model pro výpočet kinematiky v multibody programu	61
Obr. 56 - Průběh kinematických veličin skutečného modelu	61
Obr. 57 - Porovnání vypočítaného průběhu zdvihu se simulací	62
Obr. 58 - Porovnání vypočítaného průběhu rychlosti se simulací	62
Obr. 59 - Porovnání vypočítaného průběhu zrychlení se simulací	62
Obr. 60 - Porovnání závislosti zdvihu na úhlu natočení vačky a klikové hřídele	64
Obr. 61 - Porovnání závislosti rychlosti na úhlu natočení vačky a klikové hřídele	65
Obr. 62 - Porovnání závislosti zrychlení na úhlu natočení vačky a klikové hřídele	65
Obr. 63 - Porovnání závislosti tlaku na úhlu natočení vačky a klikové hřídele	66
Obr. 64 - Působení sil u jednotlivých typů motorů	66
Obr. 65 - Porovnání velikosti momentu přenášeného mechanismem	67

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Hodnoty počátečních podmínek.....	17
Tabulka 2 - Hodnoty počátečních podmínek.....	19
Tabulka 3 - Hodnoty počátečních podmínek.....	22
Tabulka 4 – Hodnoty kinematických veličin.....	25
Tabulka 5 – Jednotlivé doby obou válců.....	35
Tabulka 6 – Vliv povrchu součásti na hodnotu součinitele [5].....	38
Tabulka 7 - Vliv teploty součásti na hodnotu součinitele [5].....	38
Tabulka 8 - Vliv požadované spolehlivosti součásti na hodnotu součinitele [5].....	39
Tabulka 9 – Hodnoty zrychlení ve směru y (prvních 15 hodnot).....	55
Tabulka 10 – Transformované hodnoty	56
Tabulka 11 – Zpětná transformace (kontrola)	56
Tabulka 12 – Vstupní hodnoty motorů s klikovou hřídelí.....	64
Tabulka 13 – Hodnoty pro výpočet momentů.....	67

Seznam použitých zkratek a symbolů

$a(\alpha)$	[m/s ²]	zrychlení závislé na úhlu natočení vačky
a_t	[m/s ²]	tečné zrychlení
c	[mm]	reálná konstanta udávající vzdálenost ekvidistanty
D	[mm]	průměr pístu
E	[MPa]	youngův modul pružnosti materiálu
f	[Hz]	frekvence pohybu
F_c	[N]	celkové síly
F_p	[N]	primární síly
F_s	[N]	sekundární síly
F_s	[Hz]	vzorkovací frekvence výstupního signálu
F_t	[N]	tangenciální síla
F_v	[N]	síly vyvolané vývažkem
i	[-]	počet válců motoru
K	[-]	kompresní poměr
k	[-]	součinitel bezpečnosti
$k_{a,b,c,d,e}$	[-]	korekční součinitele
l_{0k}	[mm]	jmenovitý rozměr kladky
l_{0oj}	[mm]	jmenovitá délka ojnice
l_{0v}	[mm]	jmenovitý rozměr vačky
mp	[kg]	hmotnost posuvných hmot motoru
mv	[kg]	hmotnost vývažku
n	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky motoru
p	[Pa]	tlak
p_{atm}	[Pa]	atmosferický tlak
P_e	[W]	výkon motoru
p_e	[Pa]	střední efektivní tlak
P_s	[N]	posuvné síly
r	[m]	poloměr otáčení vývažku
$s(\alpha)$	[m]	zdvih závislý na úhlu natočení vačky
S_d	[-]	relativní dráha kladky
S_p	[m ²]	plocha pístu
T	[°C]	teplota
V	[m ³]	okamžitý objem válcové jednotky
$v(\alpha)$	[m/s]	rychlost závislá na úhlu natočení vačky
V_k	[m ³]	kompresní objem
V_z	[m ³]	zdvihový objem jednoho válce motoru
x	[m]	parametrická souřadnice křivek vačky
y	[m]	parametrická souřadnice křivek vačky
z	[mm]	zdvih motoru
$z(\alpha)$	[mm]	zdvih pístu závislý na natočení vačky
z_{max}	[mm]	maximální zdvih pístu
α	[mm/mK]	koeficient délkové roztažnosti materiálu
Δl_k	[mm]	dilatace kladky
Δl_r	[mm]	dilatace ojnice v místě uchycení kladek
Δl_v	[mm]	dilatace vačky v místě uchycení kladek
λ	[-]	klikový poměr

μ	[-]	poissonovo číslo
ρ	[mm]	nejmenší poloměr zakřivení
σ_c	[MPa]	mez únavy reálné součásti
σ_{c0}	[MPa]	mez únavy vzorku
τ	[-]	taktnost motoru
ω	[rad/s]	úhlová rychlost vačky