



Pohon makety spalovacího motoru se simulací nerovnoměrnosti chodu

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Petr Stejskal**
Vedoucí práce: Ing. Karel Páv, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Drive for Dummy Combustion Engine with Simulated Speed Oscillation

Diploma thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Systems

Author: **Bc. Petr Stejskal**
Supervisor: Ing. Karel Páv, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Petr Stejskal**
Osobní číslo: **S14000339**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **Pohon makety spalovacího motoru se simulací nerovnoměrnosti chodu**
Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Popište současný stav techniky používané pro pohon makety spalovacího motoru při měření dynamiky ventilového rozvodu.
2. Uveďte možnosti řízeného vyvolání nerovnoměrnosti chodu motoru a jejich výhody a nevýhody.
3. Proveďte studii proveditelnosti mechanického zařízení pro pohon makety spalovacího motoru s možností simulace nerovnoměrnosti chodu pomocí řízeného vyosení hnacího kloubového hřídele.
4. Vypracujte výrobní výkresovou dokumentaci navrženého řešení.
5. Během řešení diplomové práce spolupracujte se společností ŠKODA Auto, a.s.

Rozsah grafických prací: **výkresová dokumentace**
Rozsah pracovní zprávy: **zpráva cca 50 stran. + CD**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:


- [1] **Výkresová dokumentace Škoda Auto, a.s..**
[2] **ACHTENOVÁ, G. a V. KLÍR. Převodná ústrojí motorových vozidel-kloubové hřídele. ČVUT v Praze.**
[3] **MRAVEC, R. Elektrické stroje a přístroje, 1. Elektrické stroje. SNTL 1982.**

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Karel Páv, Ph.D.**
ŠKODA-AUTO a.s.

Datum zadání diplomové práce: **15. listopadu 2015**
Termín odevzdání diplomové práce: **15. února 2017**


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. listopadu 2015

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Pohon makety spalovacího motoru se simulací nerovnoměrnosti chodu

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá návrhem pohonu makety spalovacího motoru se simulací nerovnoměrnosti chodu. Práce je rozdělena na několik částí. V prvních částech je popsán současný stav, nerovnoměrnost chodu spalovacího motoru a různé možnosti vyvolání nerovnoměrnosti chodu pohonu. Praktická část této práce se zabývá řešením za pomoci kloubové hřídele a dále je popsán konstrukční návrh tohoto řešení. K diplomové práci je přiložena výkresová dokumentace a CD s elektronickou verzí této práce a 3D modelem.

Klíčová slova: spalovací motor, kmitání, křížový kloub, 3D CAD

Drive for Dummy Combustion Engine with Simulated Speed Oscillation

Annotation

This Diploma thesis occupy with the proposal of drive for dummy combustion engine with simulated speed oscillation. The work is consist of a few parts. The first parts describe current status, speed oscillation of combustion engine and farther you can see different variations of drives design. The practical part of this thesis deals solution with universal joint and farther is created its construction design. On attachment of this Diploma thesis you can find drawings and CD with electronic version of this work and 3D model.

Keywords: combustion engine, oscillation, universal joint, 3D CAD

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce panu Ing. Karlu Pávovi, Ph.D. za rady a věcné připomínky k diplomové práci, dále konzultantovi panu Ing. Janu Lohniskému za poskytnuté informace k dané problematice.

Také děkuji své rodině za podporu nejen při zpracování této práce, ale i během celého studia.

Obsah

Obsah	7
Seznam použitých zkratk a symbolů	9
1 Úvod	11
2 Současný stav techniky používané pro pohon makety spalovacího motoru	12
3 Nerovnoměrnost chodu PSM	15
3.1 Data z měření nerovnoměrnosti	15
3.2 Průběh výchylky nerovnoměrnosti	17
3.3 Amplituda výchylky nerovnoměrnosti	19
4 Možnosti řízeného vyvolání nerovnoměrnosti chodu makety motoru	24
4.1 Požadavky na řešení problému	24
4.2 Elektronické řízení nerovnoměrnosti	24
4.3 Mechanické vyvolání nerovnoměrnosti	25
4.3.1 Ozubená kola nekruhového tvaru	25
4.3.2 Zkracování a prodlužování větví řemenového/řetězového rozvodu	25
4.3.3 Řešení pomocí vyosení kloubového hřídele	27
4.4 Hydraulické řízení nerovnoměrnosti	27
5 Pohon makety PSM pomocí kloubového hřídele	28
5.1 Kinematický rozbor křížového kloubu	28
5.2 Koncepce zařízení	29
5.3 Elektromotor	31
5.3.1 Charakteristika elektromotoru	31
5.3.2 Uložení elektromotoru	32
5.3.3 Mechanismus vyosení elektromotoru	33
5.4 Konstrukční řešení sestavy křížového kloubu	35
5.4.1 Dana Spicer	35
5.4.2 Sestava – řez 3D modelem	36
5.4.3 Ložiskový domek	38
5.4.4 Ložiska	38
5.5 Řetěz Bosch Rexroth HPC	40
5.5.1 Převodový poměr a počet zubů	41

5.5.2	Dimenzování řetězu.....	41
5.5.3	Rozměry řetězových kol a délka řetězu	43
5.5.4	Kontrola pera řetězového kola	44
5.5.5	Mazání řetězu.....	44
5.5.6	Pohled na 3D model řetězového rozvodu	45
5.6	Výsledný 3D model.....	47
6	Závěr.....	48
	Přílohy	49
	Zdroje a použitá literatura	50

Seznam použitých zkratek a symbolů

Onačení	Význam	Jednotka
PSM	Pístový spalovací motor	
R3	Řadový tříválcový pístový spalovací motor	
R4	Řadový čtyřválcový pístový spalovací motor	
EA111, EA211	Kódové označení pístových spalovacích motorů	
α_0 - α_5	Koeficienty časového okna Flat top	[-]
β	Úhel vyosení křížového kloubu	[°]
β_{max}	Maximální úhel vyosení křížového kloubu	[°]
φ	Okamžitý úhel natočení	[°]*
$\Delta\varphi$	Odchylka od úhlu natočení	[°]
ω	Úhlová rychlost	[rad.s ⁻¹]*
$\Delta\omega$	Odchylka úhlové rychlosti	[rad.s ⁻¹]*
π	Ludolfovo číslo	[-]
A_{qi}	Celková amplituda kmitání	[°]
B_{qi}	Amplituda kmitání kosinusové složky	[°]
C_{qi}	Amplituda kmitání sinusové složky	[°]
b	Šířka řetězového kola	[mm]
d_k	Průměr hlavové kružnice	[mm]
d_0	Průměr roztečné kružnice	[mm]
D_{max}	Maximální průměr kola s řetězem	[mm]
f	Frekvence	[s ⁻¹]*
F_B	Tahová síla v řetězu	[kN]
F_{Bref}	Maximální dovolená tahová síla v řetězu	[kN]
G	Hmotnost řetězu na jednotku délky	[kg.m ⁻¹]
i	Řád harmonické složky	[-]
i_3	Převodový poměr pro R3	[-]
i_4	Převodový poměr pro R4	[-]
I	Moment setrvačnosti	[kg.m ²]
k	Rázový součinitel	[-]
l_{min}	Minimální délka řetězu	[mm]
l_{max}	Maximální délka řetězu	[mm]
L_{10}	Základní otáčková trvanlivost ložisek	[10 ⁶ otáček]
L_{10h}	Základní časová trvanlivost ložisek	[h]

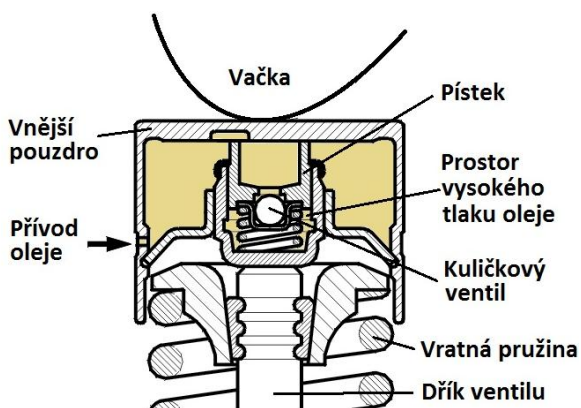
n	Otáčky	[min ⁻¹]*
p	Tlak	[MPa]*
p _D	Dovolený tlak	[MPa]
q	Průběh signálu v časovém okně Flat Top	[-]
S _{min}	Dynamický koeficient bezpečnosti	[-]
t	Čas	[s]
T	Perioda	[s]
w _{FT}	Funkce časového okna Flat Top	[-]
Z	Počet zubů řetězového kola	[-]

*není-li specifikováno jinak

1 Úvod

Toto téma diplomové práce jsem si zvolil z několika důvodů. Možnost pracovat na projektu ve firmě, jakou je Škoda Auto a.s., jsem viděl jako cennou zkušenost pro vstup do nastávající praxe. Dále zadání diplomové práce obsahuje vývoj a konstrukční činnost, ke které mám velmi blízko a věřím, že v budoucnu to bude náplň mého zaměstnání.

Měření dynamiky ventilových rozvodů se provádí na maketě motoru, neboť je měřící zařízení umístěno ve spalovacím prostoru válce. Maketa motoru tak neobsahuje písty a ojnice, pouze klikovou hřídel, rozvody a hlavu válců s ventilovými rozvody. Mazání obstarává samostatný mazací agregát, který přivádí motorový olej do makety motoru (může se jednat i o použitý „vyjetý“ olej). Tento agregát zajišťuje požadovanou teplotu a tlak oleje, také může do oleje vnášet bublinky vzduchu. Tyto parametry mají na dynamiku ventilů zásadní vliv, neboť ke kontaktu ventilu a vačky dochází přes takzvaná vymezení hydraulická zdvihátka, ve kterých je hydraulická kapalina právě motorový olej (obrázek 1).



Obrázek 1. Hydraulické zdvihátko. [1]

Samotné měření dynamiky ventilových rozvodů je založeno na principu Dopplerova jevu. Měřící laserová sonda je umístěna v prostoru válce, první referenční laserový paprsek směřuje na nepohyblivou část hlavy válců, druhý měřící paprsek je nasměrován na talířek ventilu (spodní plocha ventilu). Na obou plochách je nanášena speciální reflexní vrstva, která zlepšuje odrazivost laserového paprsku. Pomocí Dopplerova jevu se poté vyhodnotí rozdíl rychlostí, následnou derivací, respektive integrací se vyhodnotí zrychlení, respektive výchylka.

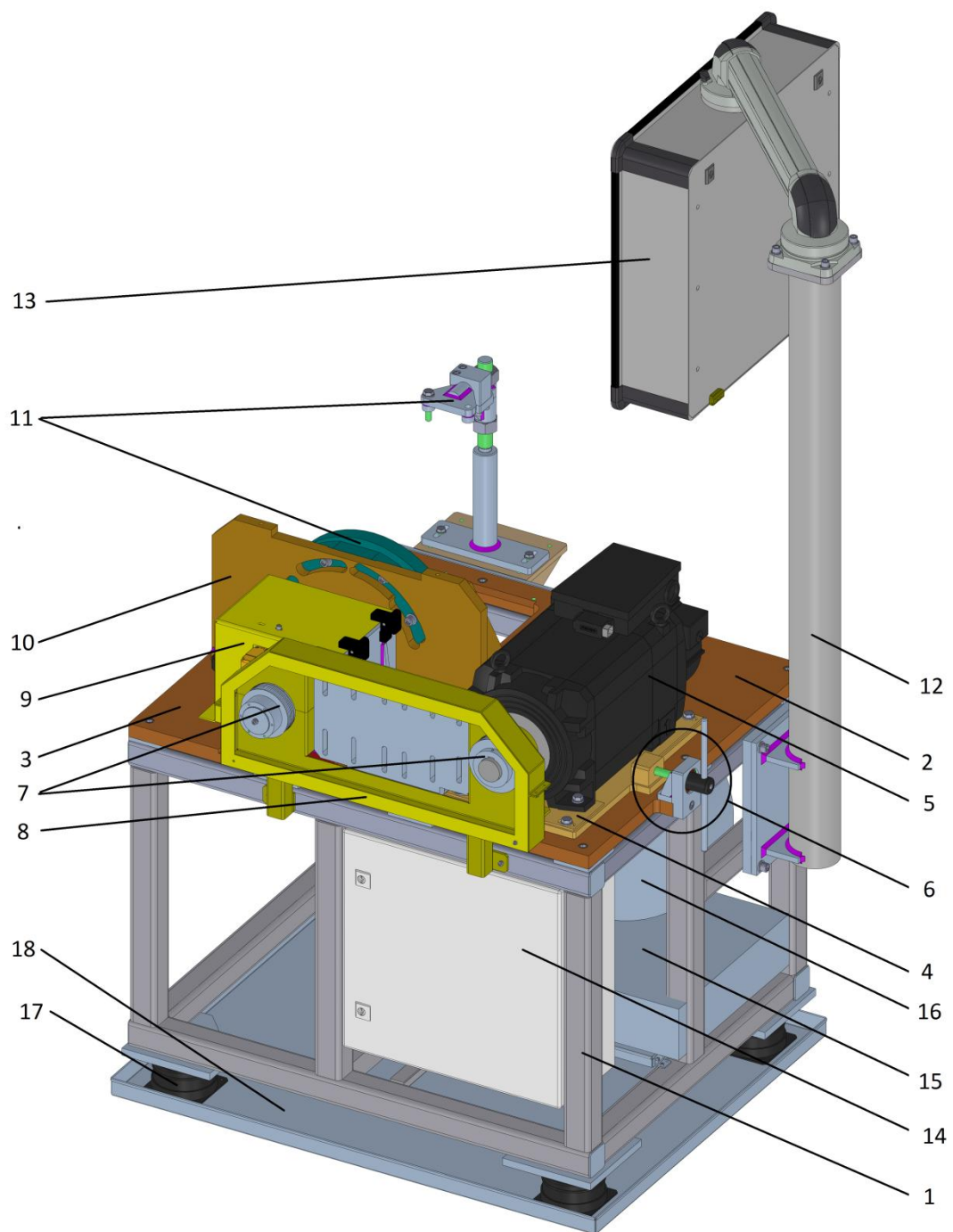
Měření na reálném motoru by bylo velmi obtížné a nešlo by realizovat ze spalovacího prostoru. Pro přiblížení ke skutečným jevům dynamiky ventilových rozvodů se tedy uvažuje pohon makety, který bude simulovat reálný nerovnoměrný chod klikové hřídele a následně i ventilového rozvodu.

2 Současný stav techniky používané pro pohon makety spalovacího motoru

Na obrázku 2 je izometrický pohled na model současného zařízení používaného pro pohon makety pístového spalovacího motoru (dále jen PSM). Tento model jsem v rámci diplomové práce obdržel od Škoda Auto a. s.

Na rámu ze silnostěnného ocelového profilu čtvercového průřezu (pozice 1) je umístěna základní dvoudílná deska (ocelový plech tloušťky 30 mm, pozice 2 a 3). Rám je uložen na pryžových tlumících prvcích, které zabraňují přenosu vibrací do okolí (pozice 17). Na základní desce je posuvně uložen třífázový asynchronní elektromotor Siemens s výkonem 18,5 kW (pozice 5). Výkon je rozváděn pomocí drážkového řemene a příslušných řemenic (pozice 7). První řemenice je uložena na hřídeli elektromotoru, druhá na vlastní hřídeli v ose pohonu makety spalovacího motoru. Mezi hlavní řemenice lze doplnit dodatečné napínací řemenice. Posuvné uložení elektromotoru umožňuje vyvození předpětí řemenu. K tomuto účelu slouží napínací mechanismus (pozice 6). Na pozici 9 je uložení hřídele druhé řemenice. Hřídel je pomocí pružné spojky (s vysokou torzní tuhostí) spojena s nábojem makety PSM. Na pozici 11 je uložení makety PSM. Přehled všech pozic je v tabulce 1.

Pohon makety PSM pomocí elektromotoru přes řemenový rozvod lze tedy považovat za rovnoměrný. Tento řemenový rozvod však vyžaduje velké předpětí pro přenos výkonu, což dále velmi zatěžuje ložiska a negativně ovlivňuje chod celého zařízení.



Obrázek 2. Pohled na 3D model současného zařízení.

Pozice	Popis pozice
1	Rám z ocelového profilu
2	Základní deska z ocelového plechu (uložení elektromotoru)
3	Základní deska z ocelového plechu (uložení makety PSM)
4	Posuvná deska uložení elektromotoru
5	Elektromotor Siemens
6	Napínací mechanismus
7	Řemenový rozvod
8	Kryt řemenového rozvodu
9	Uložení hnané řemenice, ložiskový domek, pružná spojka
10	Konzola uložení makety PSM
11	Uložení makety PSM
12	Konzola kontrolního panelu
13	Kontrolní panel
14	Řídící elektronika
15	Ventilátor
16	Difuzor ventilátoru
17	Pryžové uložení rámu
18	Plechová vana

Tabulka 1. Soupis dílů.

3 Nerovnoměrnost chodu PSM

Hlavní složku nerovnoměrnosti chodu čtyřdobého pístového spalovacího motoru vyvolává spalování palivové směsi - expanze. Průběh této nerovnoměrnosti je závislý především na počtu válců PSM a rozložení zapalování. Pro tříválcový PSM s rovnoměrným rozložením zapalování (po 240°) připadají na jeden pracovní cyklus (2 otáčky klikového hřídele) tři expanze, pro čtyřválcový PSM (zapalování po 180°) to jsou čtyři expanze na jeden pracovní cyklus.

Hlavní harmonická složka průběhu nerovnoměrnosti je tedy 1,5. řádu pro tříválcové a 2. řádu pro čtyřválcové PSM. S rostoucími otáčkami se však začínají výrazněji projevovat další vlivy, které vyvolávají nerovnoměrnost nebo ji ovlivňují. Je to například působení torzního tlumiče, vliv dalších zařízení motoru, které odebírají mechanickou práci z klikového hřídele, tuhost jednotlivých dílů apod. S vyššími otáčkami se začínají výrazněji projevovat funkce vyšších řádů.

3.1 Data z měření nerovnoměrnosti

Pro účely diplomové práce jsem od Škoda Auto a.s. obdržel tři soubory dat (ve formátu MS Excel) z měření nerovnoměrnosti chodu PSM. Jeden soubor pro tříválcový a dva soubory pro čtyřválcový PSM. Měření nerovnoměrnosti probíhalo na náboji torzního tlumiče, který byl pevně spojen s klikovou hřídelí, za pomoci bezkontaktního laserového měřicího zařízení od firmy Brüel & Kjær.

Výstupní hodnota (po zpracování signálu z měřicí sondy) je odchylka úhlové rychlosti $\Delta\omega$ [deg.s⁻¹] od teoretické úhlové rychlosti ω_n při nominálních otáčkách PSM n_{PSM} . Měření probíhalo v rozsahu otáček daném pro jednotlivé motory (tabulka 2) s rozestupem 100 min⁻¹. Délka měřeného úseku na jednotlivých otáčkách je 0,5 s.

Kódové označení PSM	Počet válců	Délka měřeného úseku pro jednotlivé n_{PSM}	Počet měřených hodnot	Rozsah otáček PSM	Měřená veličina
		t_{mc}	i_c	n_{PSM}	
	[-]	[s]	[-]	[min ⁻¹]	[deg.s ⁻¹]
EA111	R3	0,5	1024	1100÷5200	$\Delta\omega$
EA211	R4	0,5	1024	1100÷6500	$\Delta\omega$
EA211	R4	0,5	8192	1100÷6500	$\Delta\omega$

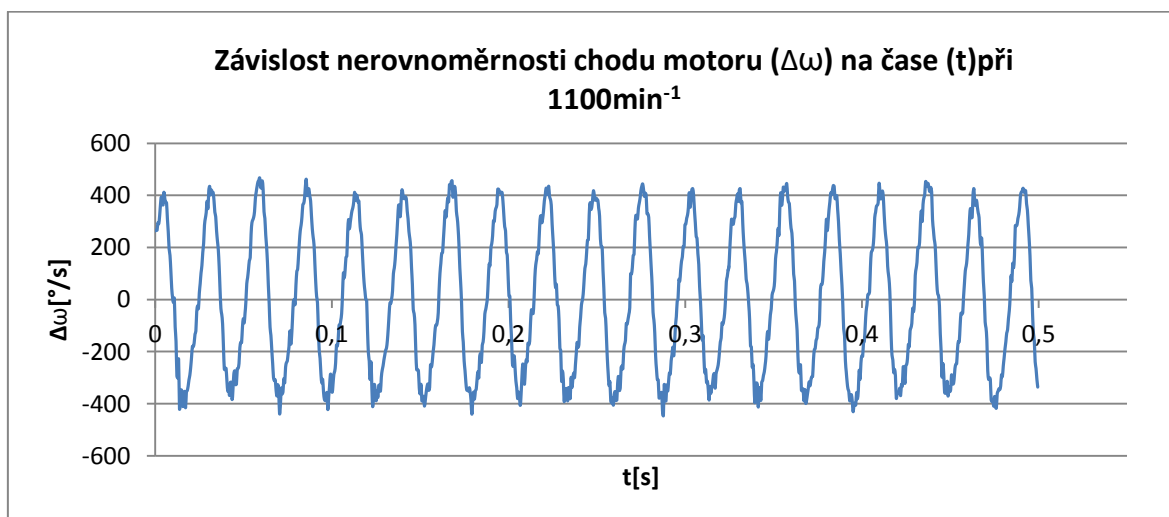
Tabulka 2. Přehled obdržených dat.

Matice dat nerovnoměrnosti chodu tak obsahuje až 55 sloupců a 8192 řádků. Tabulka 3 slouží pro znázornění dat a zpřehlednění následných vzorců a výpočtů.

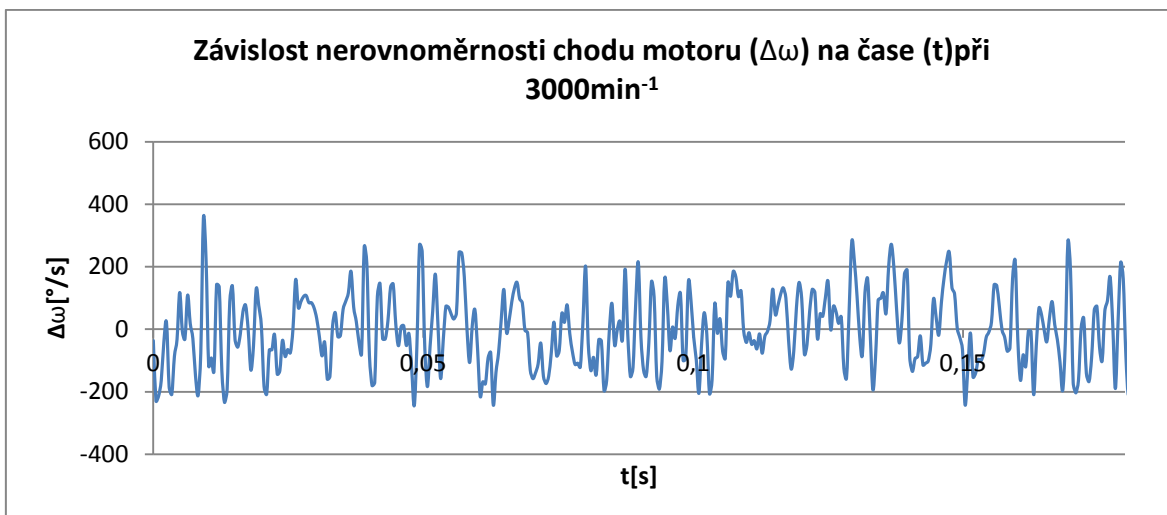
Pořadové číslo měření	Čas měření	Okamžitá odchylka uhlové rychlosti				
		$\Delta\omega_{1100}$	$\Delta\omega_{1200}$	$\Delta\omega_{1300}$	$\Delta\omega_n$	$\Delta\omega_{6500}$
i	t_m	[deg.s ⁻¹]				
[-]	[s]	[deg.s ⁻¹]				
1	0,000000	263,56	-362,88	390,97	...	-332,71
2	0,000488	266,49	-265,86	444,21	...	-414,54
3	0,000977	266,05	-187,20	478,41	...	71,65
4	0,001465	295,30	-169,03	463,34	...	-203,68
5	0,001953	291,09	-151,57	162,07
6	0,002441	322,13	236,78
7	0,002930	365,82	-524,29
8	0,003418	-250,83
9	0,003906	573,73
...	234,14
1024 (i_c)	0,5 (t_{mc})
n_{PSM}	[min ⁻¹]	1100	1200	1300	n	6500

Tabulka 3. Data z měření R4.

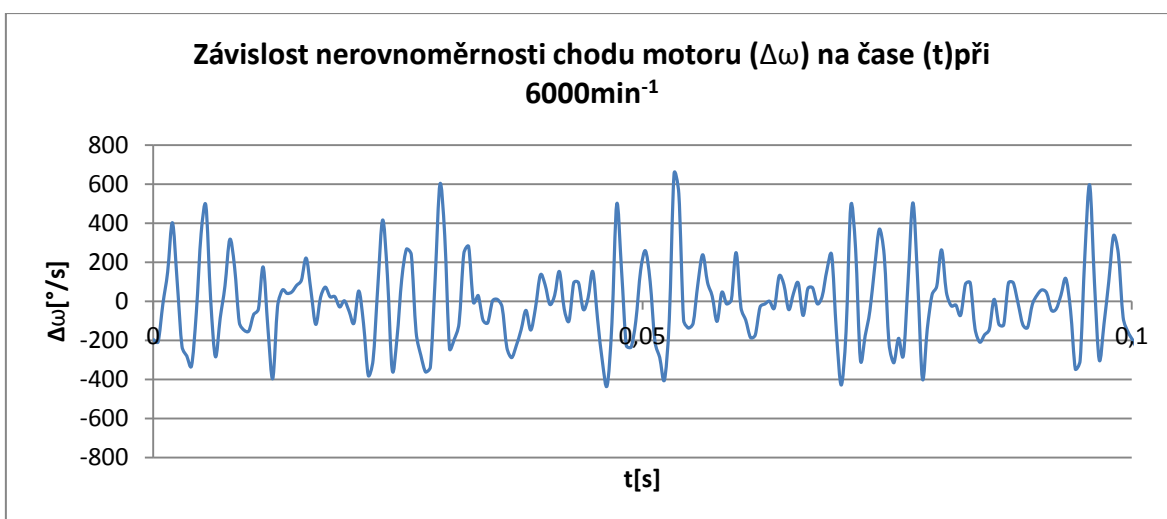
Pro vybrané hodnoty nominálních otáček (1100; 3000 a 6000 min⁻¹) je zobrazen grafický průběh znázorňující naměřené odchylky uhlové rychlosti čtyřválcového PSM. Čas t odpovídá zhruba 9 otáčkám klikové hřídele. Na prvním grafu je průběh celého měření (0,5 s) při 1100 min⁻¹.



Graf 1. Rychlostní nerovnoměrnost chodu při 1100min⁻¹.



Graf 2. Rychlostní nerovnoměrnost chodu při 3000min⁻¹.



Graf 3. Rychlostní nerovnoměrnost chodu při 6000min⁻¹.

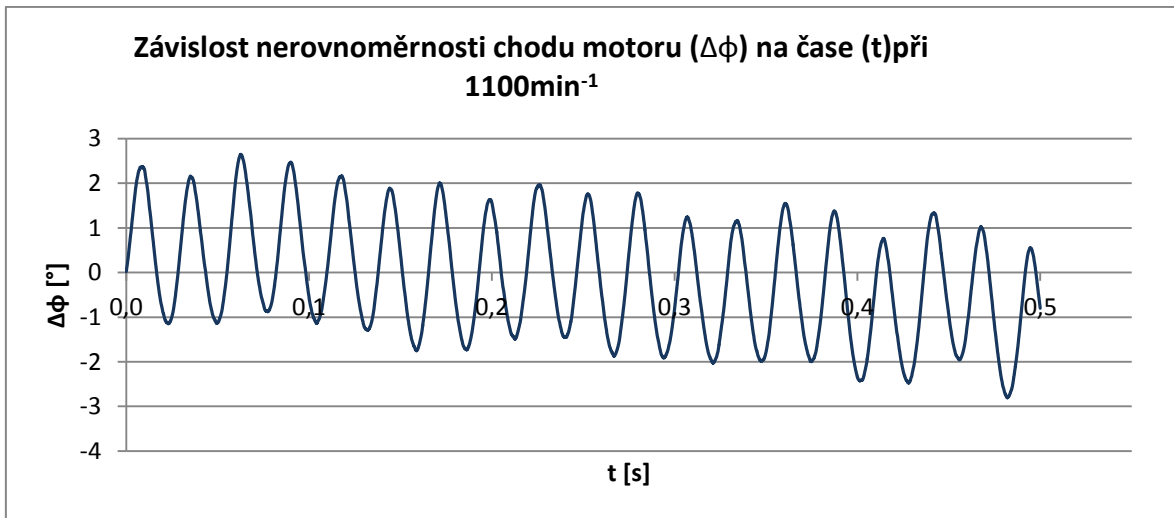
3.2 Průběh výchylky nerovnoměrnosti

Pro lepší představu o průběhu nerovnoměrnosti a návrh zařízení je vhodnější uvažovat výchylku nerovnoměrnosti $\Delta\varphi$ [°; deg] a následně její amplitudu (kapitola 3.3). Vzorec pro numerické řešení (2) průběhu nerovnoměrnosti vychází z integrace úhlové rychlosti (1). Řešeno v MS Excel – numerická integrace lichoběžníkovou metodou (2).

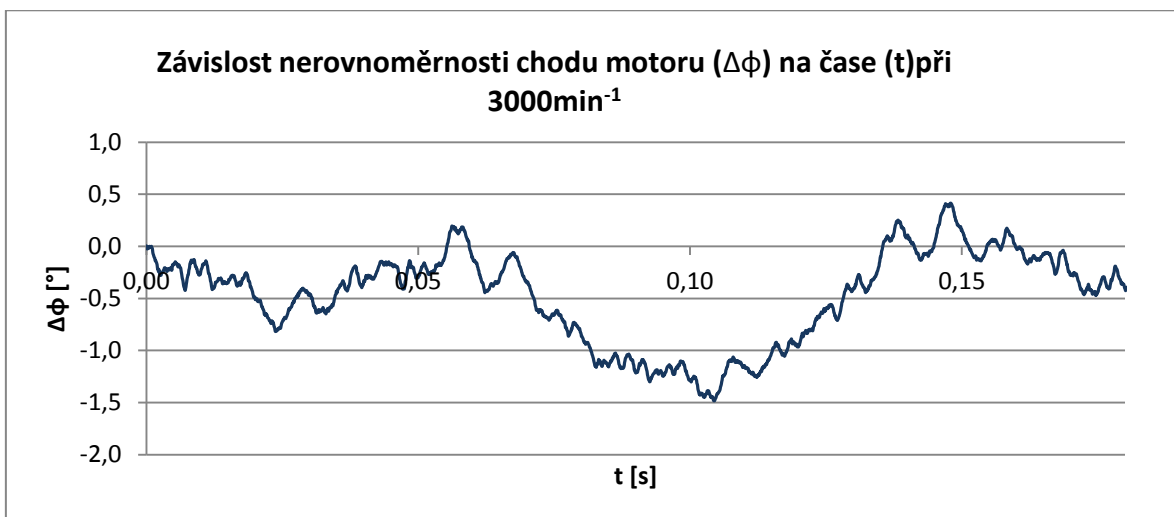
$$\Delta\varphi(t) = \int_0^t \omega(t) \cdot dt \quad (1)$$

$$\Delta\varphi_i = \sum_{n=1}^i \frac{1}{2} (\Delta\omega_i - \Delta\omega_{i-1}) \cdot (t_i - t_{i-1}) \quad (2)$$

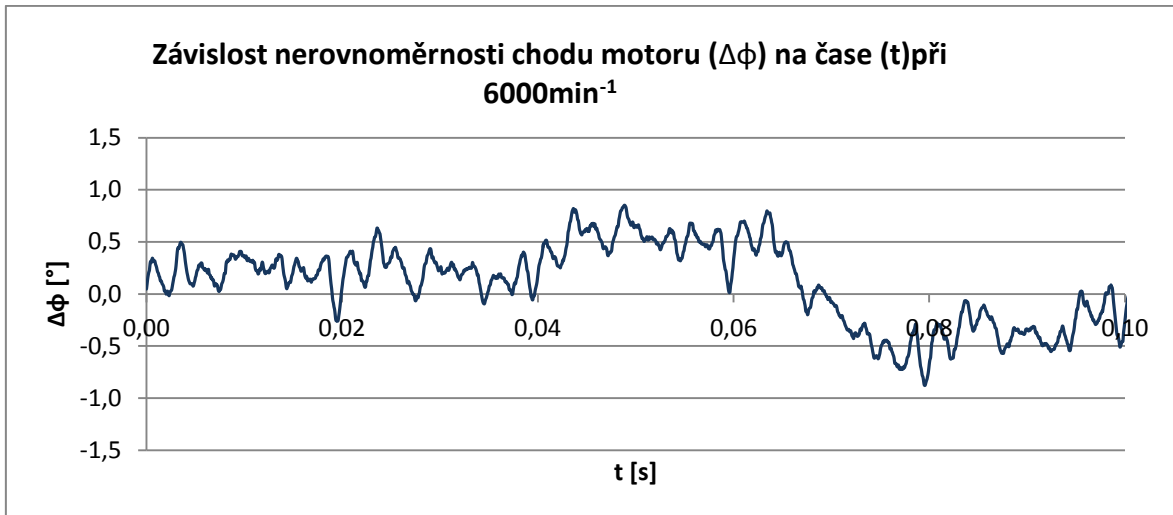
Grafy 4-6 znázorňují průběh numericky vypočítané výchylky nerovnoměrnosti $\Delta\varphi$ čtyřválcového PSM vždy pro zhruba 9 otáček klikové hřídele. Celkový průběh je ovlivněn také zejména kolísáním otáček PSM, což má za následek odchýlení od nulové hodnoty.



Graf 4. Úhlová nerovnoměrnost chodu při 1100min^{-1} .



Graf 5. Úhlová nerovnoměrnost chodu při 3000min^{-1} .



Graf 6. Úhlová nerovnoměrnost chodu při 6000min⁻¹.

3.3 Amplituda výchyvky nerovnoměrnosti

Pro zjištění amplitudy jednotlivých harmonických složek lze provést numericky Fourierovu transformaci. Vyšetřováním harmonických složek se zároveň eliminují nízké frekvence nerovnoměrnosti (zejména globální kolísání otáček PSM). Při výpočtech je nutné uvažovat celočíselné řady harmonických funkcí a tedy vhodně zvolit globální periodu signálu T_G . Pro tříválnový PSM to je jeden pracovní oběh - dvě otáčky klikové hřídele. Pro čtyřválnový motor lze uvažovat jednu otáčku.

Fourierova transformace vyžaduje spojitost signálu a předpokládá periodicitu i mimo oblast transformace, neboť zvolený časový úsek musí odpovídat z-násobku celé globální periody, kde „z“ je celé číslo.

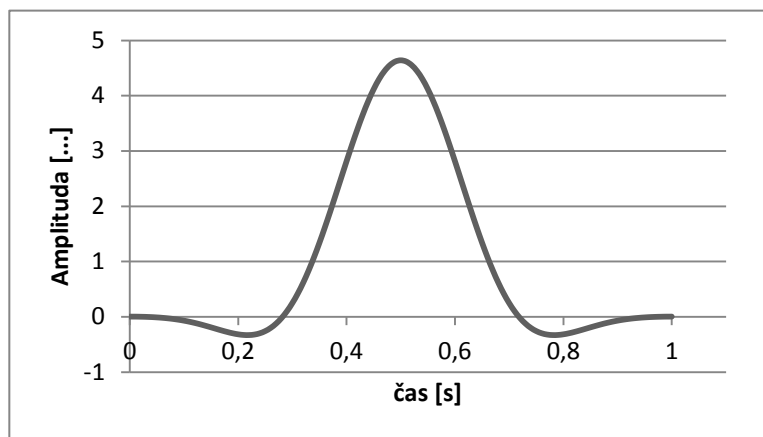
Ze statistického hlediska je nejlepší co nejdelší časový úsek transformovaného signálu, abychom dosáhli dostatečné přesnosti. Z tohoto důvodu je vhodné využít celý měřený úsek pro jednotlivé otáčky, tedy 0,5s. Pro dosažení spojitosti signálu na krajích měřeného intervalu, modulujeme signál použitím vhodně zvoleného časového okna. V tomto případě se jedná o časové okno *Flat Top* (graf 7, (3)) s koeficienty dle ISO 18431-1 (tabulka 2). Takto zvolené časové okno zajistí výpočet výsledné amplitudy s relativní chybou menší než 0,01. Aplikace časového okna je pouhé vynásobení původního signálu funkcí $w_{FT}[2]$.

Flat Top okno $w_{FT}(t)$ na intervalu $0 \leq t < T$: (3)

$$w_{FT}(t) = \alpha_0 - \alpha_1 \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) + \alpha_2 \cdot \cos\left(\frac{4 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) - \alpha_3 \cdot \cos\left(\frac{6 \cdot \pi \cdot t}{T}\right) + \alpha_4 \cdot \cos\left(\frac{8 \cdot \pi \cdot t}{T}\right)$$

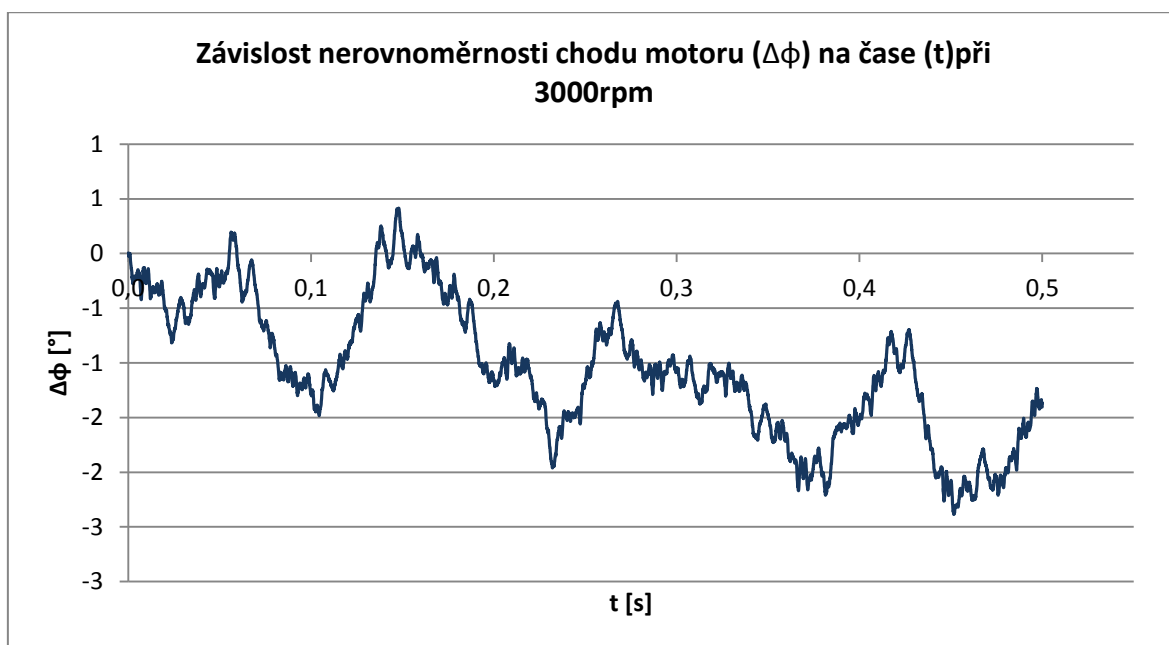
	ISO 18431-1
α_0	1
α_1	1,933
α_2	1,286
α_3	0,388
α_4	0,0322

Tabulka 4. Koeficienty časového okna Flat Top. [2]

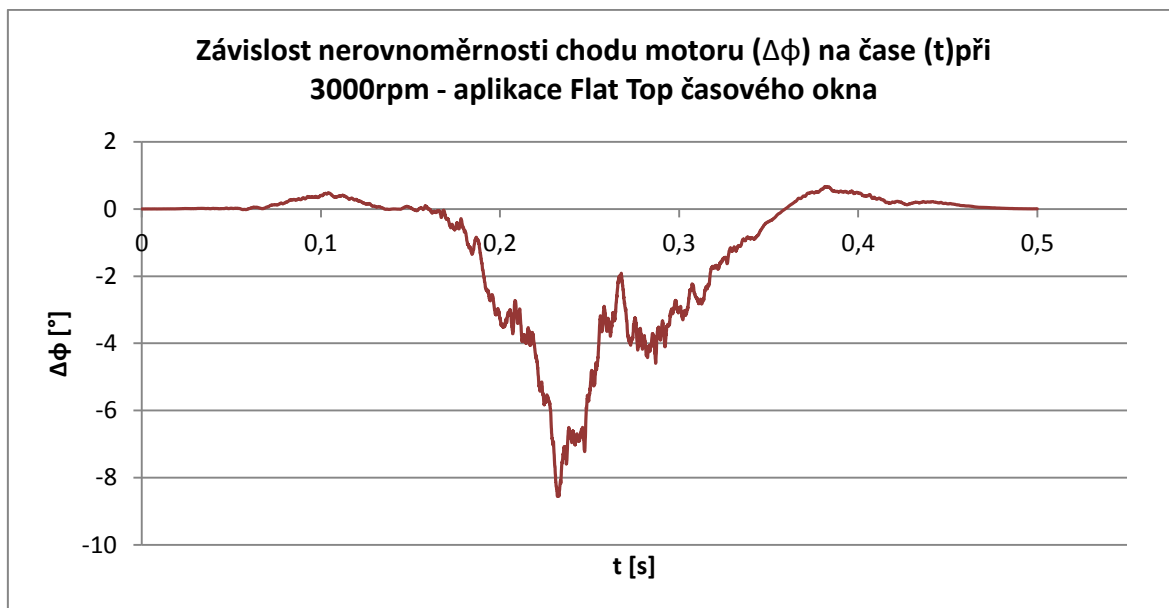


Graf 7. Průběh časového okna Flat Top.

Ukázka aplikace časového okna na signál nerovnoměrnosti čtyřválcového PSM při 3000 otáčkách za minutu.



Graf 8. Úhlová nerovnoměrnost chodu při 3000min⁻¹.



Na takto modulovaný signál lze aplikovat Fourierovu transformaci. Integrální tvar pro amplitudu kosinusové B_{qi} , respektive sinusové C_{qi} složky bude

$$B_{qi} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} q(t) \cdot \cos(i\omega t) \cdot d(\omega t), \quad (4)$$

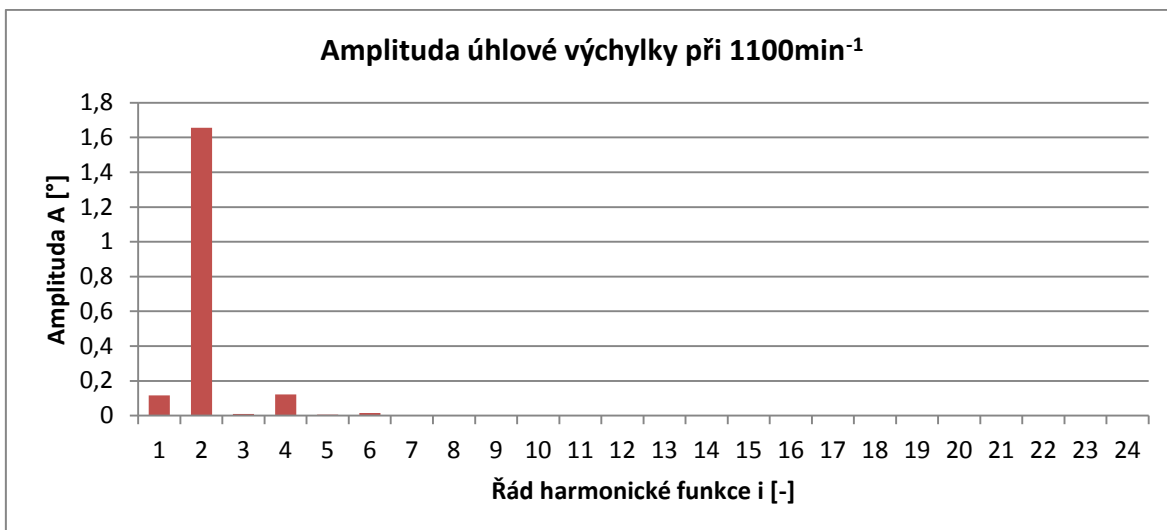
$$C_{qi} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} q(t) \cdot \sin(i\omega t) \cdot d(\omega t), \quad (5)$$

a velikost výsledné amplitudy

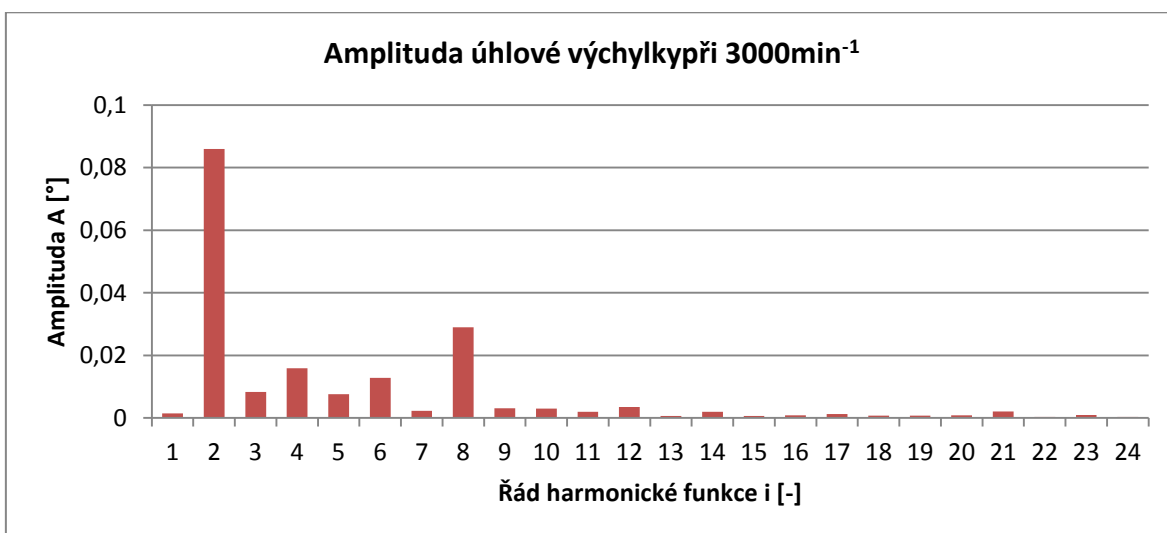
$$A_{qi} = \sqrt{B_{qi}^2 + C_{qi}^2}, \quad (6)$$

kde i je řád harmonické složky a $q(t)$ je modulovaný signál nerovnoměrnosti chodu.

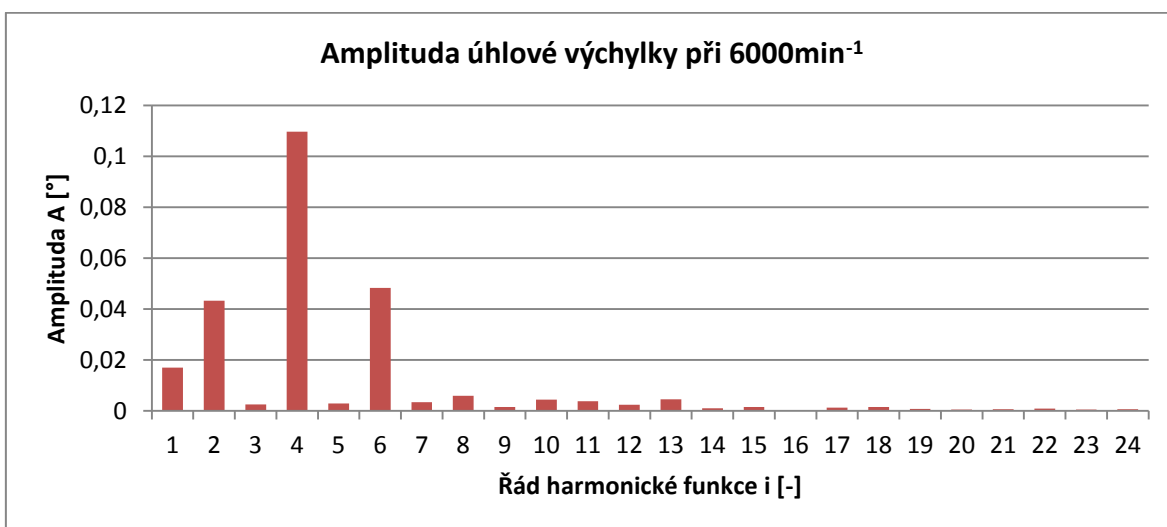
Grafické znázornění amplitud pro vybrané otáčky po numerickém řešení v MS Excel je na následujících grafech.



Graf 10. Amplituda úhlové výchylky jednotlivých harmonických složek při 1100min⁻¹.

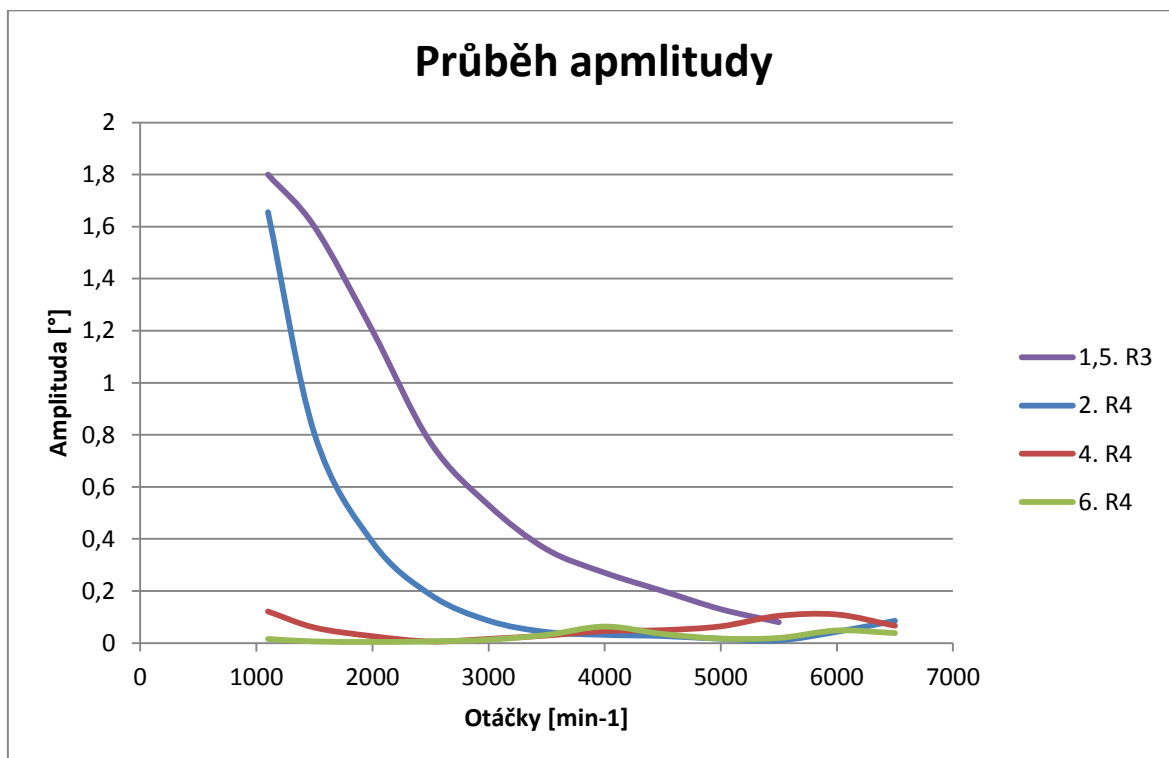


Graf 11. Amplituda úhlové výchylky jednotlivých harmonických složek při 3000min⁻¹.



Graf 12. Amplituda úhlové výchylky jednotlivých harmonických složek při 6000min⁻¹.

V grafu 13 je znázorněn výsledný průběh amplitudy 2., 4. a 6. řádu pro řadový čtyřválec (R4) a 1,5. složka pro řadový tříválec (R3). Vzhledem k nízké vzorkovací frekvenci při měření nerovnoměrnosti chodu tříválcového PSM lze plnohodnotně vyhodnotit pouze 1,5. řád harmonické složky.



Graf 13. Průběh amplitudy jednotlivých harmonických složek pro R3 a R4.

Z grafu lze vyčíst, že základní složka nerovnoměrnosti (2. harmonická) pro čtyřválcový motor R4 s rostoucími otáčkami rychle ztrácí své dominantní postavení a zhruba od poloviny rozsahu otáček (pro čtyřválcový PSM $\sim 3500 \text{ min}^{-1}$) začíná převládat čtvrtá harmonická složka. Základní složka nerovnoměrnosti (1,5. harmonická) pro tříválcový PSM má výraznější charakter až k maximálním otáčkám.

Z hlediska simulace nerovnoměrnosti chodu při pohonu makety PSM jsou základní složky nerovnoměrnosti nejnázornější, ovšem u čtyřválcového PSM by bylo vhodné simulovat i vyšší složky.

4 Možnosti řízeného vyvolání nerovnoměrnosti chodu makety motoru

V této kapitole jsou popsány požadavky na řešení problému a možnosti řešení vyvolání nerovnoměrnosti.

4.1 Požadavky na řešení problému

Základní požadavek pro pohon makety PSM je dosažení nerovnoměrnosti s průběhem harmonické funkce alespoň druhého řádu. Ideální stav je, dosáhnout průběhu nerovnoměrnosti, který se přibližuje reálné nerovnoměrnosti chodu PSM, viz kapitola 3. Tuto nerovnoměrnost je potřeba dodržet v celém rozsahu otáček, tzn. zhruba $1000\div 7000 \text{ min}^{-1}$.

4.2 Elektronické řízení nerovnoměrnosti

Řešení pomocí elektronicky řízeného pohonu přináší největší perspektivu v řešení problému, avšak současný stav sériově vyráběných komponent je na hranici přijatelných kompromisů a cenové náklady na takové řešení jsou poměrně vysoké.

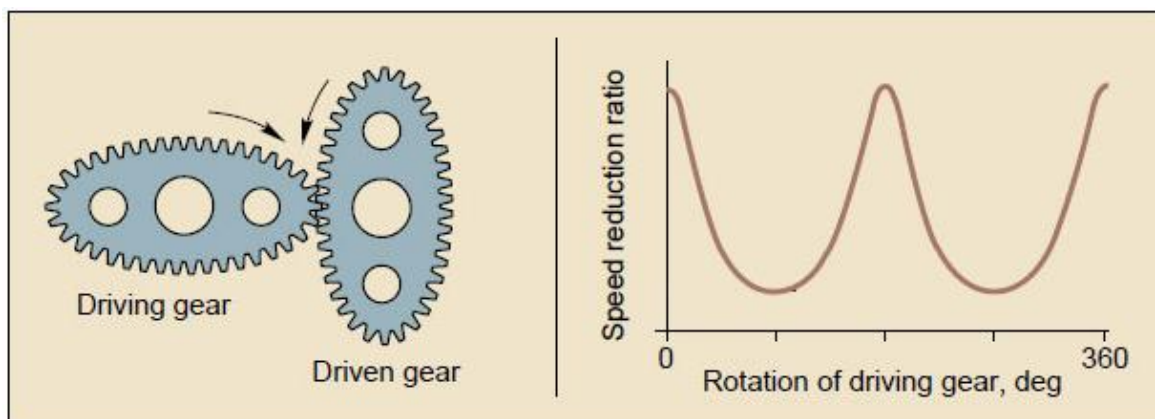
V rámci diplomové práce jsem kontaktoval deset firem, které se zabývají realizací řízených elektropohonů. Odpověď mnoha firem zněla negativně, povětšinou, že pohonu s takovou dynamikou nelze dosáhnout za použití jimi dodávaných komponent. Jedna z firem dále kontaktovala výrobce elektropohonů, avšak vývoj takového zařízení by byl značně drahý – v řádu milionů až desítek milionů Kč. Z tohoto hlediska individuální vývoj nepřipadá v úvahu.

V polovině případů jsem se setkal s neochotou firem spolupracovat v rámci diplomové práce. Možností by byla přímá konfrontace pracovníků Škoda Auto a.s. s jednotlivými firmami.

4.3 Mechanické vyvolání nerovnoměrnosti

4.3.1 Ozubená kola nekruhového tvaru

Ozubená soukolí nekruhového tvaru produkují periodicky proměnný převod. Tato soukolí se mohou skládat ze dvou identických kol (viz obrázek 3), nebo se obě kola svým tvarem mohou lišit.



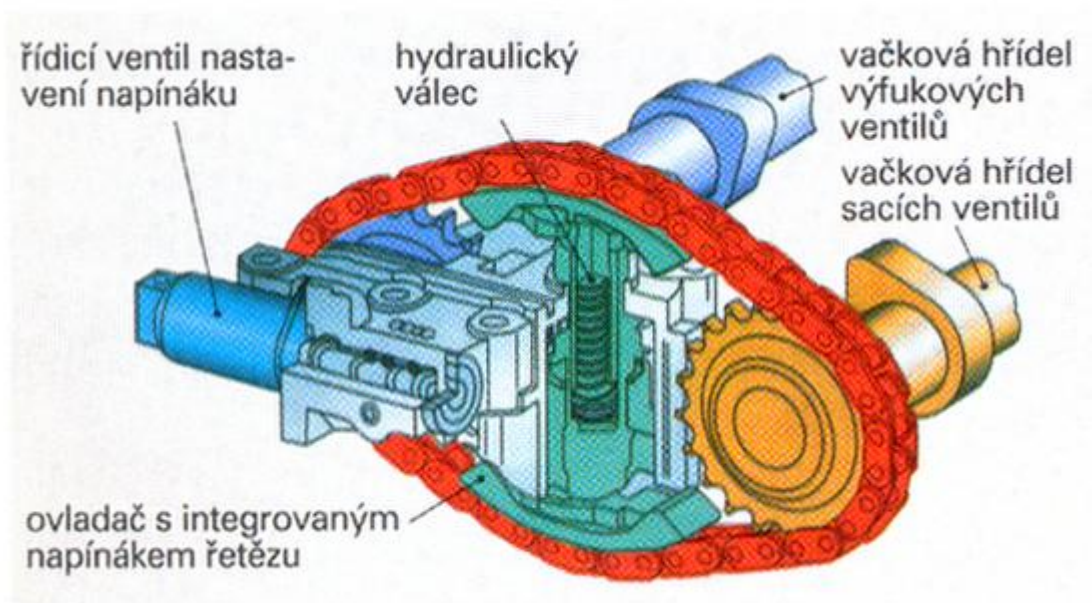
Obrázek 3. Soukolí s koly eliptického tvaru. [3]

Návrh geometrie takového soukolí je však velmi obtížný, navíc by tento převod produkoval nerovnoměrnost s konstantní velikostí amplitudy v celém rozsahu otáček. Dalším nepříznivým faktorem je samotná výroba těchto kol, neboť nelze využít konvenční metody výroby ozubených kol. Většinou se využívá technologie řezání drátem na elektrojiskrových CNC strojích.

Z toho pohledu je tedy soukolí nekruhového tvaru pro danou problematiku nepříznivé.

4.3.2 Zkracování a prodlužování větví řemenového/řetězového rozvodu

Tento návrh vychází z již používaného řešení tzv. variabilního časování ventilových rozvodů u spalovacích motorů. Konkrétně se jedná o mechanismus se stavitelným napínákem řetězu (např. Vario Cam - Škoda Octavia 1.8l, 20V, viz obrázek 4).



Obrázek 4. Variabilní časování řetězového rozvodu. [4]

Takovéto řešení lze využít jak pro běžný řetěz nebo ozubený řetěz, tak pro ozubený řemen, kde by se využívala napínací kola místo napínáku. Řetěz, případně řemen, by však byl při vyvolání nerovnoměrnosti vystaven působení dynamických sil, což by mohlo způsobit jeho odbíhání z napínáku či z kol samotných, ale také kmitání rozvodu. Celý systém by vyžadoval tedy dva samostatné celky – pohon pro vyvolání nerovnoměrnosti a samotný pohon řetězového rozvodu (elektromotor).

Mechanismus stavitelného napínáku, případně napínacích kol, lze ovládat třemi způsoby:

- Mechanické ovládání pomocí excentrického mechanismu. Z konstrukčního hlediska se jedná o nejjednodušší způsob, avšak hlavní nevýhodou je pevné nastavení amplitudy výchylky a průběh pouze jednoho daného řádu.
- Hydraulické ovládání pomocí písku. Toto řešení vychází ze systému Vario Cam a přináší výhodu v možném nastavení průběhu výchylky. Nevýhodou je samotný hydraulický okruh, u kterého je nutné zajistit dostatečně rychlé řízení.
- Elektronické ovládání pomocí servomotoru. Toto řešení je nejpříznivější, neboť lze výchylku přímo řídit servomotorem dle zvoleného programu a daného průběhu.

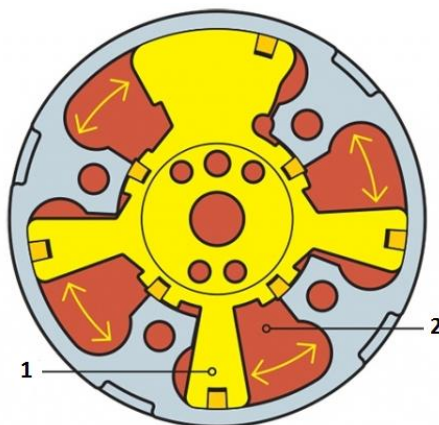
4.3.3 Řešení pomocí vyosení kloubového hřídele

Toto řešení je podrobně popsáno v kapitole 5.

4.4 Hydraulické řízení nerovnoměrnosti

Tento návrh také vychází z již používaného řešení variabilního časování ventilových rozvodů u spalovacích motorů, ale je relativně jednodušší, než předešlý způsob (4.3.2). Nastavení časování probíhá přímo hydraulickým systémem ve speciálním mechanismu – u spalovacích motorů je to speciální řemenice na vačkové hřídeli.

Maketa PSM by byla poháněna elektromotorem. Spojení makety a elektromotoru by bylo zajištěno vloženým hydraulickým mechanismem, který by vyvolával nerovnoměrnost chodu s možným nastavením velikosti amplitudy. Na obrázku 5 je schematicky znázorněn takovýto mechanismus, kde změna tlaku hydraulické kapaliny v komůrkách (2) vyvolá silovou reakci na lopatky (1) a tím relativní natočení mezi vstupem (u PSM to je vnější pouzdro, na které je přiváděn výkon z klikové hřídele) a výstupem (vnitřní lopatkový člen spojený s vačkovou hřídelí).



Obrázek 5. Schéma hydraulického mechanismu variabilního časování.[5]

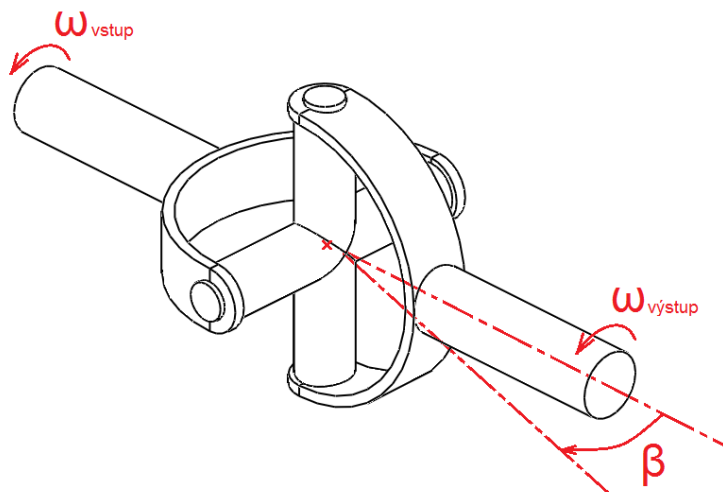
Požadavky na hydraulický okruh by byly ovšem velmi vysoké. U spalovacích motorů toto zařízení pracuje s daleko nižší frekvencí změny, než by tomu bylo v případě pohonu makety.

5 Pohon makety PSM pomocí kloubového hřídele

V této kapitole je provedena studie pohonu makety PSM s možností simulace nerovnoměrnosti chodu pomocí řízeného vyosení hnacího kloubového hřídele. V jednotlivých podkapitolách je popsáno mnou navrhované řešení.

5.1 Kinematický rozbor křížového kloubu

Křížový kloub (označovaný též *Hookeův*, *Kardanův* nebo *univerzální* kloub) je schopen přenášet točivý moment mezi různoběžnými hřídelemi. Nejedná se ovšem o homokinetickou vazbu. Je zachován smysl otáčení, dojde-li však k vyosení ($\beta \neq 0^\circ$), tak při konstantní úhlové rychlosti vstupní hřídele ($\omega_{vstup} = konst.$) se periodicky mění úhlová rychlost výstupní hřídele ($\omega_{výstup} = f(\omega_{vstup}, \beta)$) s periodou $\frac{1}{2}$ otáčky.



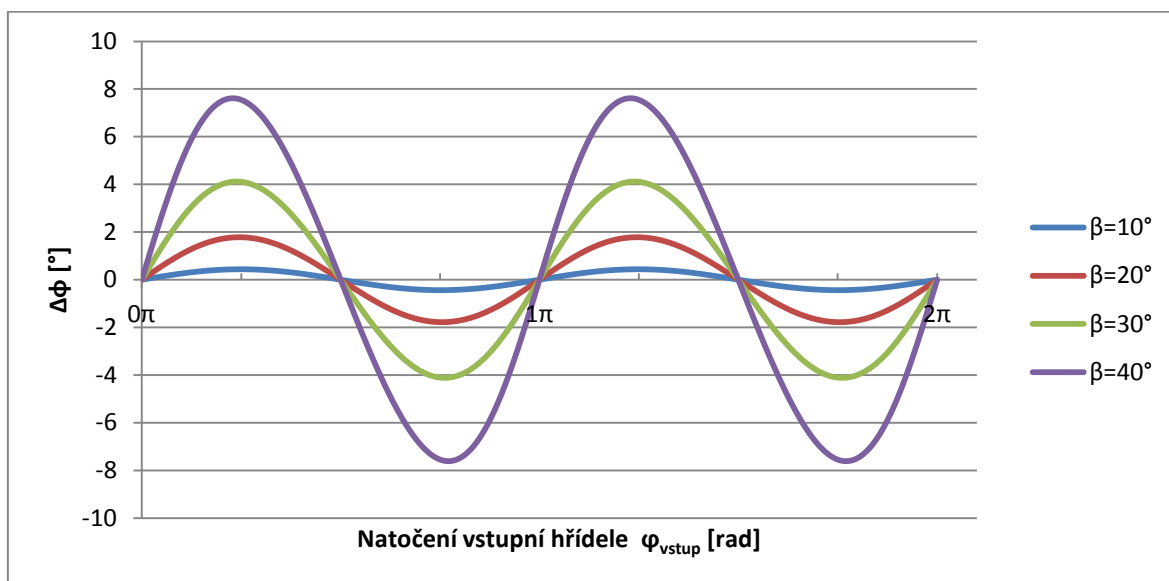
Obrázek 6. Znázornění křížového kloubu.

Závislost natočení výstupní hřídele $\varphi_{výstup}$ na vstupní φ_{vstup} , respektive kinematickou vazbu hřídelů popisuje vztah (7) a (8)[7]:

$$\varphi_{výstup} = \arctg \frac{\tan \varphi_{vstup}}{\cos \beta}, \quad (7)$$

$$\frac{\omega_{výstup}}{\omega_{vstup}} = \frac{\cos \beta}{1 - \cos^2 \varphi_{vstup} \cdot \sin^2 \beta}. \quad (8)$$

Graf 14 znázorňuje průběh odchylky $\Delta\varphi = \varphi_{výstup} - \varphi_{vstup}$ v závislosti na natočení vstupní hřídele φ_{vstup} pro jednotlivá vyosení β .



Graf 14. Průběh nerovnoměrnosti kloubové hřídele.

Tento průběh je velice příznivý pro pohon makety čtyřválcového PSM, neboť jej lze připodobnit k průběhu harmonické funkce druhého řádu. Pro pohon tříválcového PSM je nutná redukce toho průběhu na 1,5. řád, neboli vytvoření převodu do rychla, kde převodový poměr bude

$$i_3 = \frac{1,5}{2} = 0,75. \quad (9)$$

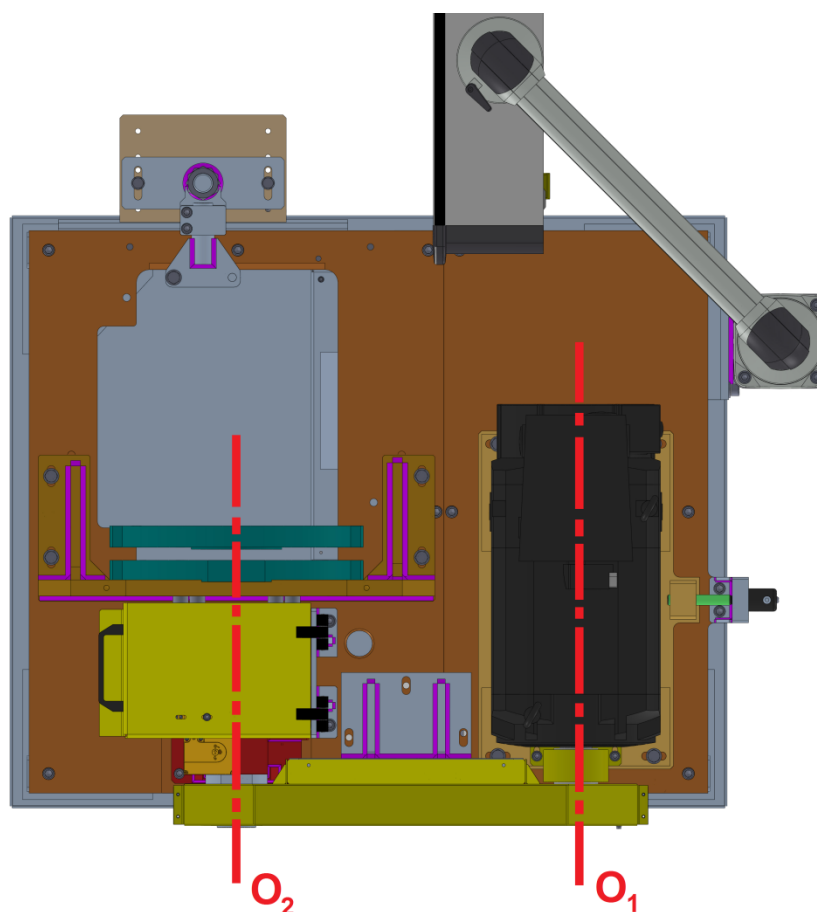
5.2 Koncepce zařízení

Základní konstrukční požadavky na toto zařízení:

- možnost změny převodového poměru při pohonu čtyřválcového ($i_4 = 1$) a tříválcového PSM ($i_3 = 0,75$);
- vyosení kloubového hřídele, které bude možné elektronicky řídit dle předem daného simulačního režimu (programu) pro pohon makety;
- dosažení dostatečné výchylky. Velikost vyosení jsem zvolil $\beta_{max} = 25^\circ$, kde amplituda výchylky dosahuje cca 3° ;
- možný provoz v obou směrech otáčení.

Při pohonu pouze čtyřválcového PSM by optimální řešení spočívalo v přímém (sériovém) propojení pohonu (elektromotoru) a makety přes křížový kloub. Avšak při pohonu tříválcového PSM by byla nutná vložená převodovka mezi maketu a křížový kloub. Řešením by mohla být dvoustupňová převodovka, ale vzhledem k požadavkům (zejména převodové poměry) nelze využít žádnou sériově vyráběnou. Dále by se při takovém uspořádání muselo zařízení navrhnout celé nové.

Při návrhu pohonu makety za pomoci kloubové hřídele jsem se snažil vycházet ze stávajícího zařízení, jehož model ve formátu STP jsem měl k dispozici a snažil se využít většinu původních dílů (včetně elektromotoru) bez konstrukčního zásahu a navrhnout díly nové, které by se za původní díly pouze zaměnily.



Obrázek 7. Pohled shora na současné zařízení.

Na obrázku 7 je pohled shora na model současného zařízení. O_1 je osa rotace elektromotoru, O_2 je osa pohonu makety PSM. Výkon mezi osami je přenášen drážkovým řemenem.

Zde jsem si dal za cíl nezasahovat do konstrukce v ose pohonu makety O_2 , pouze přepracovat uložení elektromotoru místo posuvného na rotační pro vyosení kloubového

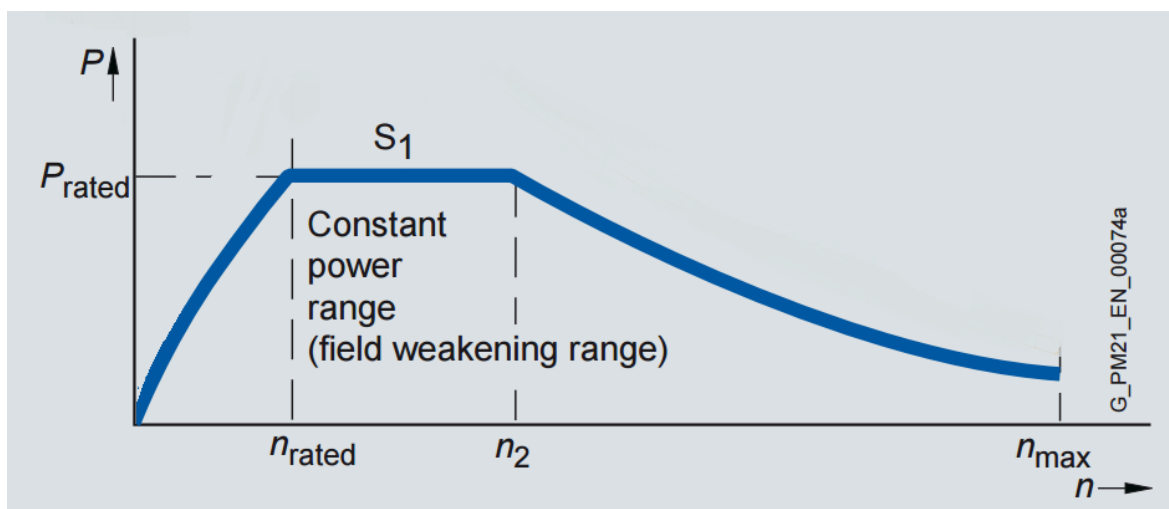
hřídele, zmenšit osovou vzdálenost O_1-O_2 a nahradit drážkový řemen vhodnou alternativou a zároveň tak docílit možnosti změny převodového poměru.

5.3 Elektromotor

Použitý elektromotor je Siemens 1HP8135-1DF00-1BA1_2.

5.3.1 Charakteristika elektromotoru

V sestavě jsem zachoval původní asynchronní elektromotor Siemens se jmenovitým výkonem $P_{rated}=18,5$ kW.



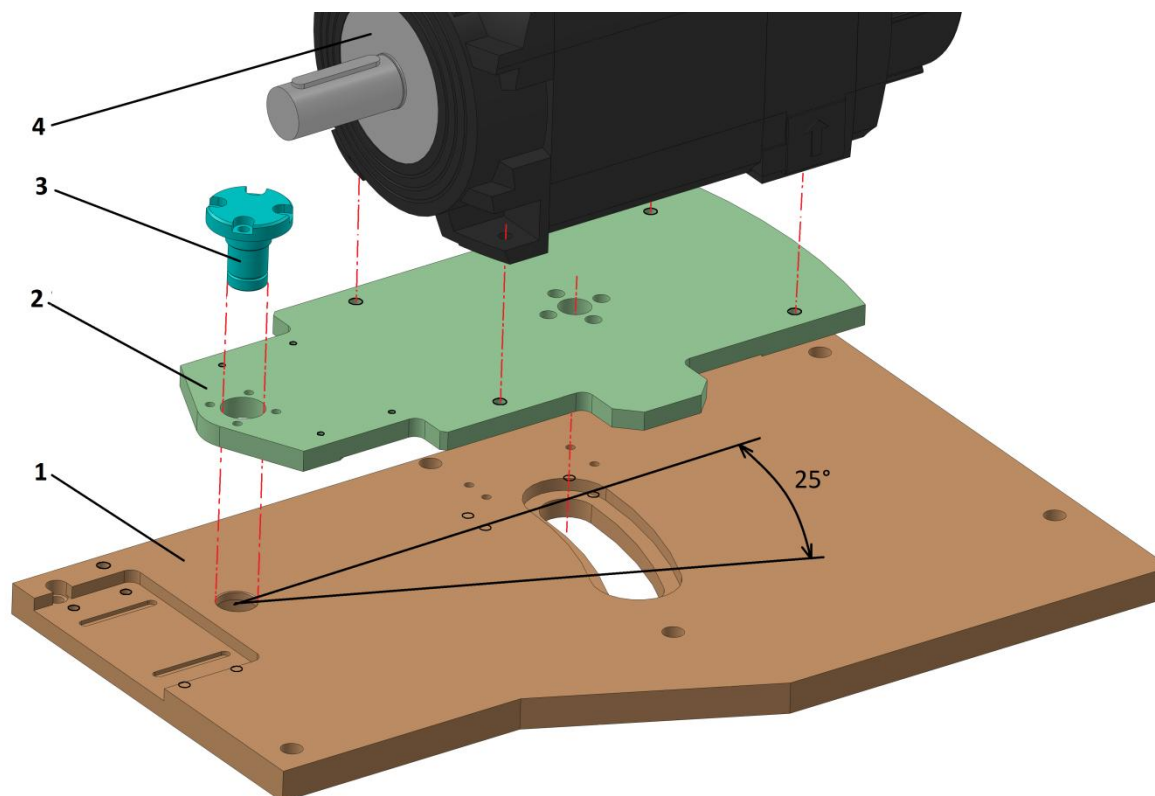
Graf 15. Charakteristika elektromotoru Siemens. [8]

Siemens 1HP8135-1DF00-1BA1_2					
Otáčky	n_{el}	$[\text{min}^{-1}]$	n_{rated}	n_2	n_{max}
			1500	6150	8000
Výkon	P_{el}	$[\text{kW}]$	18,5	18,5	<18,5*
Točivý moment	Mk_{el}	$[\text{N.m}]$	118	29	<22*
Moment setrvačnosti	I	$[\text{kg.m}^2]$	0,094		
* není v katalogu definováno					

Tabulka 5. Vlastnosti elektromotoru Siemens. [8]

5.3.2 Uložení elektromotoru

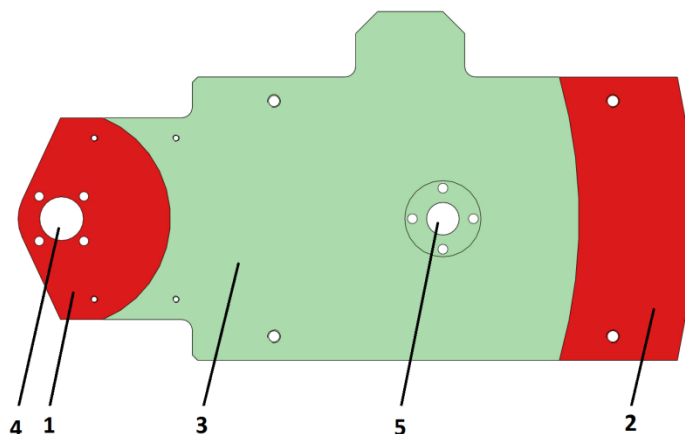
Základní uspořádání uložení elektromotoru, které jsem navrhl, je na obrázku 8. Elektromotor (4) je uložen na ocelové desce tloušťky 20mm (2), tato deska je uložena otočně pomocí čepu (3) na základní ocelové desce tloušťky 30mm. Čep je v základní desce uložen pomocí ložiska, aby došlo k vymezení vůlí. Ovládání mechanismu vyosení je umístěno pod úrovní základní desky, k ovládání dochází skrz drážku, jejíž rozsah je 25°



Obrázek 8. Základní uspořádání uložení elektromotoru.

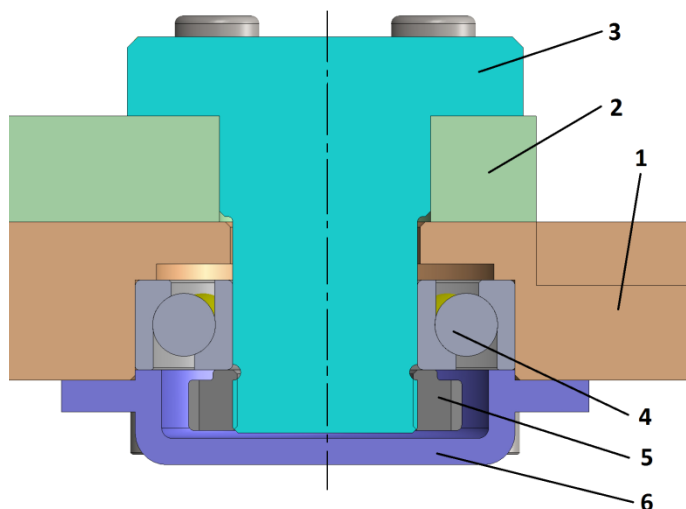
Na obrázku 9 je deska uložení elektromotoru – pohled ze spodu. Červeně vyznačené plochy (na obrázku označené 1 a 2) jsou kontaktní kluzné plochy, které dosedají na základní desku. Tyto plochy mají předepsanou nízkou drsnost povrchu. Plocha s označením 3 je od kluzných ploch odsazená o dva milimetry a nepřichází tak do kontaktu se základní deskou.

Na pozici 4 je uložení pro čep, přes který je deska elektromotoru uložena na základní desce. Na pozici 5 je uložení pro prvek, který přenáší reakci z pohonu vyosení (kapitola 5.3.3) na desku elektromotoru.



Obrázek 9. Deska uložení elektromotoru.

Na obrázku 10 je řez sestavou rotačního uložení desky elektromotoru. Na základní desce (1) je uložena na kontaktních plochách deska elektromotoru (2). K desce elektromotoru je přišroubován čep (3), který je v základní desce uložen v kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem (4). Pro vymezení vůlí je sestava stažena maticí KMFE (SKF) a poté opatřena krycím víčkem (6).



Obrázek 10. Řez rotačním uložením desky elektromotoru.

5.3.3 Mechanismus vyosení elektromotoru

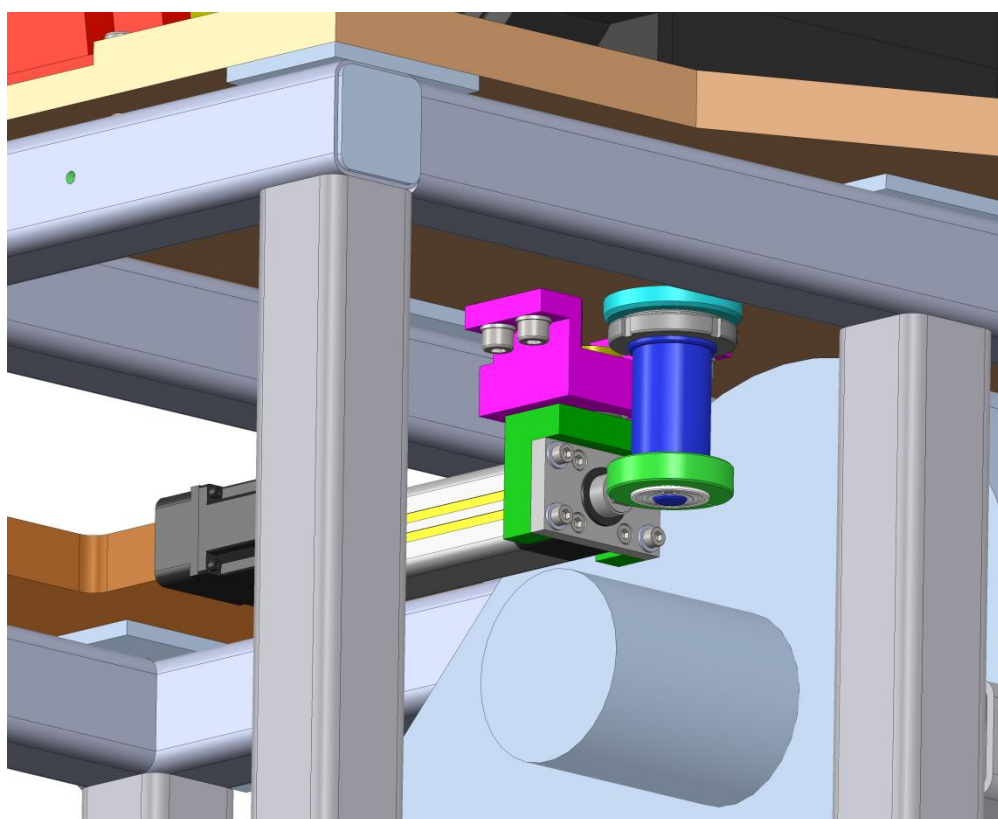
Mechanismus vyosení elektromotoru je ovládán elektrickým lineárním *aktuátorem* s kuličkovým šroubem a polohovým snímačem (obrázek 11) – vyosení lze tedy nastavovat pomocí řídicí jednotky a předem zvoleného programu. Zde jsem vycházel z *aktuátorů* firmy Parker.

Abych konstrukčně nezasahoval do původních dílů, bylo možné pohon vyosení elektromotoru realizovat pouze na omezeném prostoru pod úrovní základní desky (obrázek 12).

Jelikož během pracovního zdvihu *aktuátoru* bude docházet i k jeho natáčení, bylo potřeba zajistit možnost rotačního pohybu celého *aktuátoru* a také volnou rotaci v oku *aktuátoru*, přes které se bude přenášet reakce na uložení elektromotoru.



Obrázek 11. Lineární *aktuátor*. [9]



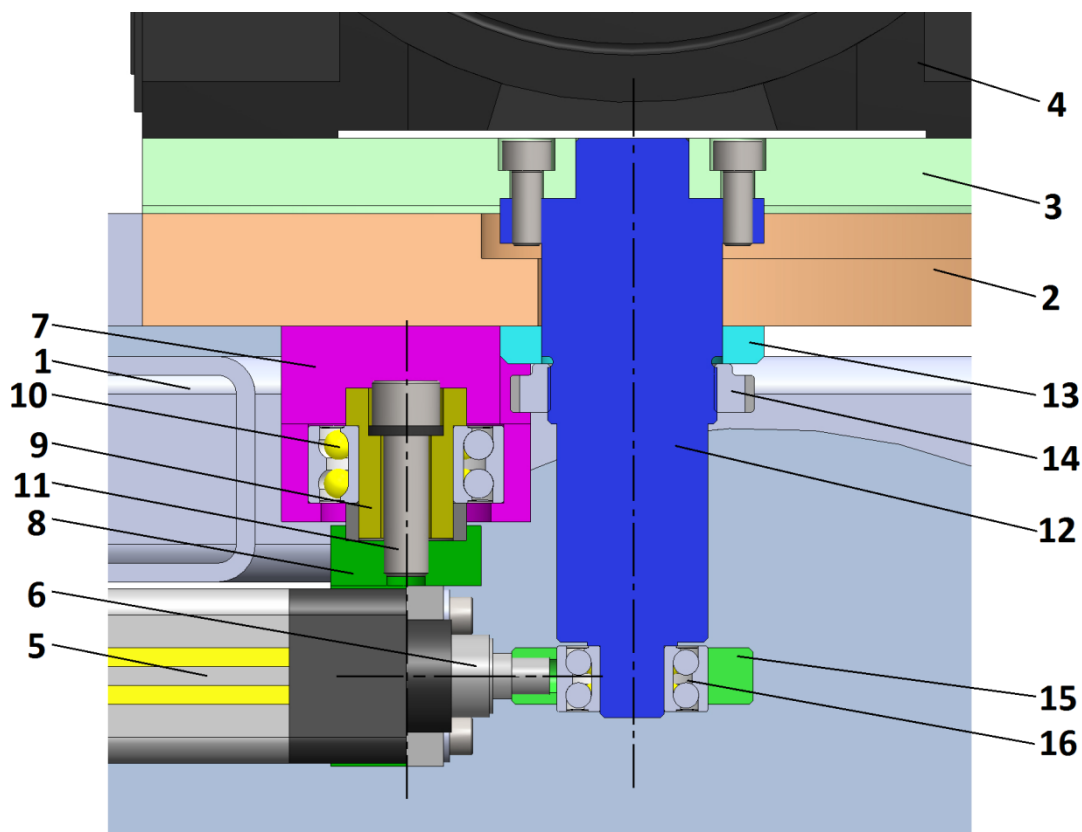
Obrázek 12. Pohled na pohon vyosení elektromotoru.

Na obrázku 13 je pohled v řezu na sestavu pohonu vyosení elektromotoru. Na pozici 1 je rám zařízení, na kterém je uložena základní deska (2). Na základní desce je deska elektromotoru (3) s elektromotorem (4).

Lineární *aktruátor* (5) je pro možnost svého natáčení během zdvihu uložen pomocí sestavy čepu (9) s ložiskem (10). Tělo aktuátoru je přišroubováno ke svému závěsu (8), který se natáčí společně s *aktruátorem*. K tomuto závěsu je přišroubován čep (9) pomocí šroubu (11). Čep je uložen v kuličkovém dvouřadém ložisku s kosoúhlým stykem, které

zajišťuje natáčení bez vůlí. Ložisko je dále uloženo v domku (7) a tento domek je přišroubován čtyřmi šrouby k základní desce.

Pomocí čepu (12), který prochází drážkou v základní desce (2), je přenášena reakce na desku elektromotoru, ke které je tento čep přišroubován. Na čepu je nalisováno dvouřadé kuličkové ložisko (16). Toto ložisko obepíná oko aktuátoru (15), které je pomocí závitů spojeno s výsuvným členem aktuátoru (6). Pro zvýšení tuhosti sestavy je čep stažen kluznou podložkou (13) a maticí KMFE (14).



Obrázek 13. Řez pohonem vyosení elektromotoru.

5.4 Konstrukční řešení sestavy křížového kloubu

5.4.1 Dana Spicer

Vhodný křížový kloub jako celek se mi nepodařilo nalézt u žádného výrobce, ve většině případů je dodáván pouze samotný kříž s jehlovými ložisky. Vidličky křížového kloubu jsem tedy navrhl vlastní pro zvolený kříž. Požadavkům na takový kříž nejvíce vyhovuje řešení firmy Dana Spicer velikosti 25x63,45mm.



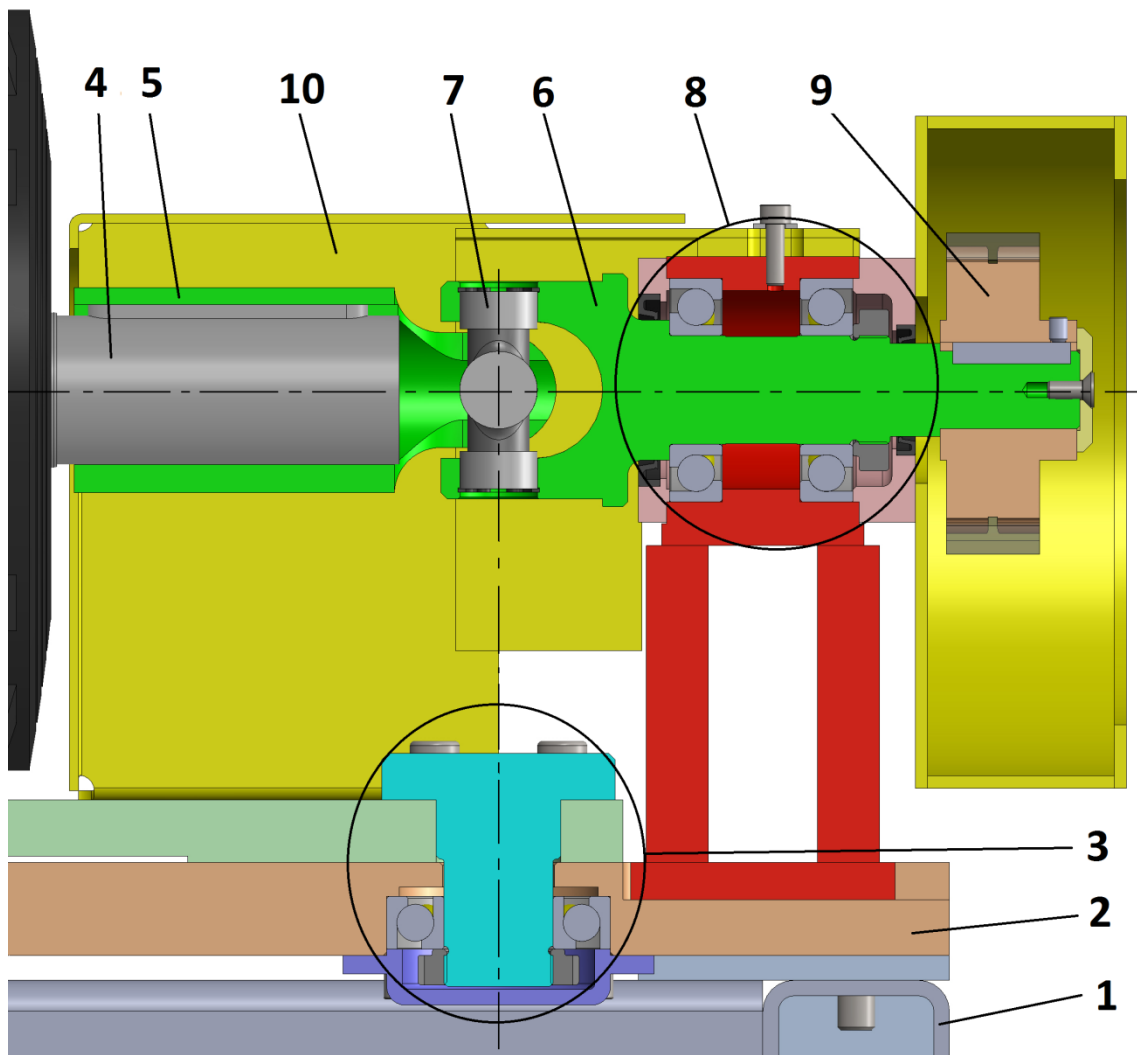
Obrázek 14. Kříž kloubu od firmy Dana Spicer. [10]

5.4.2 Sestava – řez 3D modelem

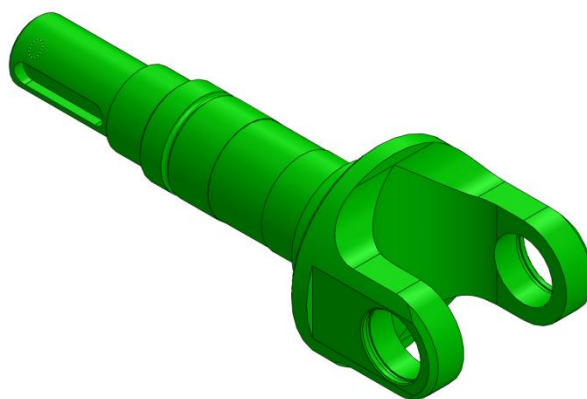
Na obrázku 15 je znázorněn řez 3D modelem křížového kloubu a jeho uložení. Na rámu z ocelového profilu (1) je uložena základní deska (2). Pro správnou funkci křížového kloubu při vyosení musí ležet střed rotace kříže (průsečík os jednotlivých ramen kříže) v ose natáčení elektromotoru – svislá osa procházející čepem uložení elektromotoru (pozice 3).

Na výstupní hřídeli elektromotoru (4) je uložena vstupní vidlička křížového kloubu (5). Tato vidlička není axiálně (v ose rotace elektromotoru) zajištěna, pro přenos točivého momentu je uložena pomocí těsného pera. Na pozici 7 je kříž od firmy Dana Spicer, jehož ložiska jsou nalisována v jednotlivých vidličkách a zajištěna pojistnými kroužky. Výstupní vidlička (6) je vcelku s hřídelí, která je uložena pomocí kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem v ložiskovém domku – pozice 8. Ložiska jsou axiálně stažena pojistnou maticí KMFE a prostor ložisek je utěsněn proti vnikání nečistot a úniku maziva dvěma těsnícími kroužky. Na výstupu hřídele je na peru uloženo řetězové kolo (kapitola 5.5). Celá sestava křížového kloubu je kvůli bezpečnosti uložena v plechovém krytu (10).

Na obrázku 16 je izometrický pohled na hřídel s vidličkou křížového kloubu. Druhá vidlička je stejně tvarovaná, rozdíl je pouze v uložení na výstupní hřídeli elektromotoru.



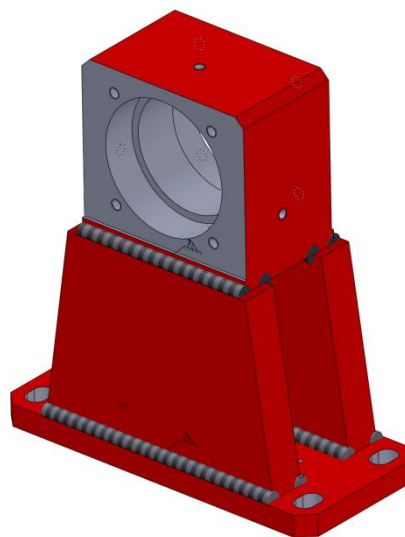
Obrázek 15. Sestava křížového kloubu v řezu.



Obrázek 16. Vidlička křížového kloubu s hřídelí s drážkou pro pero.

5.4.3 Ložiskový domek

Ložiskový domek (obrázek 17) vychází z již používané koncepce na původním zařízení. Jedná se o ocelový svařenec, kde jsou funkční plochy (na obrázku šedé) obráběné až po svařování a následném žíhání pro odstranění vnitřního pnutí. Ložiskový domek je uložen na základní desku pomocí dvou těsných per. Toto uložení umožňuje axiální posuv (v ose rotace) a tak nastavení přesné polohy křížového kloubu do osy naklápění elektromotoru a následně zajištěn čtyřmi šrouby.



Obrázek 17. Ložiskový domek.

5.4.4 Ložiska

V sestavě jsou použita kuličková ložiska s kosoúhlým stykem SKF 7207 BECBP. Základní trvanlivost ložiska v milionech otáček je dle ISO 281:2007[11]

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p, \quad (10)$$

případně přepočteno na hodiny

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \cdot L_{10}, \quad (11)$$

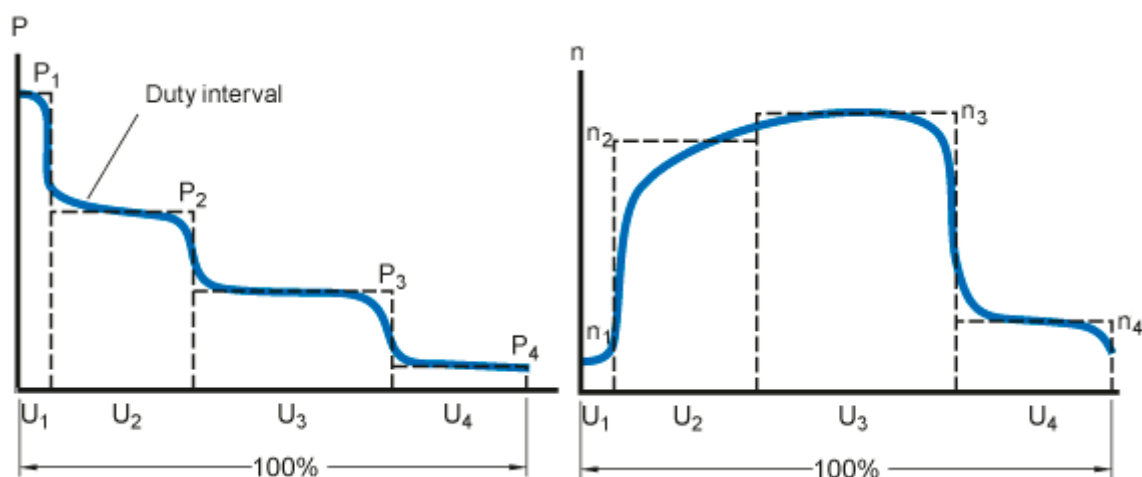
kde

L_{10}	=	základní trvanlivost (při 90% spolehlivosti) [milióny otáček]
L_{10h}	=	základní trvanlivost (při 90% spolehlivosti) [provozní hodiny]
C	=	základní dynamická únosnost [kN]
P	=	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [kN]
n	=	otáčky (rychlost otáčení) [1/min]
p	=	exponent rovnice trvanlivosti = 3 pro ložiska s bodovým stykem = 10/3 pro ložiska s čárovým stykem.

Tabulka 6. Popis veličiny pro výpočet základní trvanlivosti. [11]

Určení trvanlivosti ložisek je v tomto případě velmi obtížné, neboť dochází ke změnám zatížení v průběhu provozu, ale také ke změnám velikosti sil v průběhu jedné otáčky.

Obecně platí, že pro přibližné určení trvanlivosti ložisek by bylo potřeba nejdříve zredukovat proměnné provozní podmínky na omezený počet jednodušších zatěžovacích případů, u kterých lze stanovit jednotlivé velikosti zatížení a zatěžovací spektrum pak nahradit histogramem konstantních bloků zatížení, kde každý blok má své procentuální nebo časové zastoupení[11].



Obrázek 18. Histogram zatížení ložisek. [11]

V každém pracovním intervalu lze zatížení ložiska a provozní podmínky nahradit střední konstantní hodnotou. Pokud N_1 označíme počet otáček, v jejichž průběhu působí zatížení P_1 a N je počet otáček pro dokončení všech proměnlivých cyklů zatížení, potom se pro úsek cyklu $U_1 = N_1/N$ použije podmínka zatížení P_1 , které má vypočtenou trvanlivost $L_{10\ 1}$. Za proměnných provozních podmínek lze trvanlivost ložiska vypočítat ze vztahu[11]:

$$L_{10} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10\ 1}} + \frac{U_2}{L_{10\ 2}} + \frac{U_3}{L_{10\ 3}} + \dots}, \quad (12)$$

kde

L_{10}	=	základní trvanlivost (při 90% spolehlivosti) [miliony otáček]
$L_{10\ 1}, L_{10\ 2}, L_{10\ 3}, \dots$	=	základní trvanlivost (při 90% spolehlivosti) při konstantních podmínkách 1, 2, ... [miliony otáček]
U_1, U_2, \dots	=	dílčí úseky trvanlivosti za podmínek zatížení 1, 2, ... Poznámka: $U_1 + U_2 + \dots + U_n = 1$

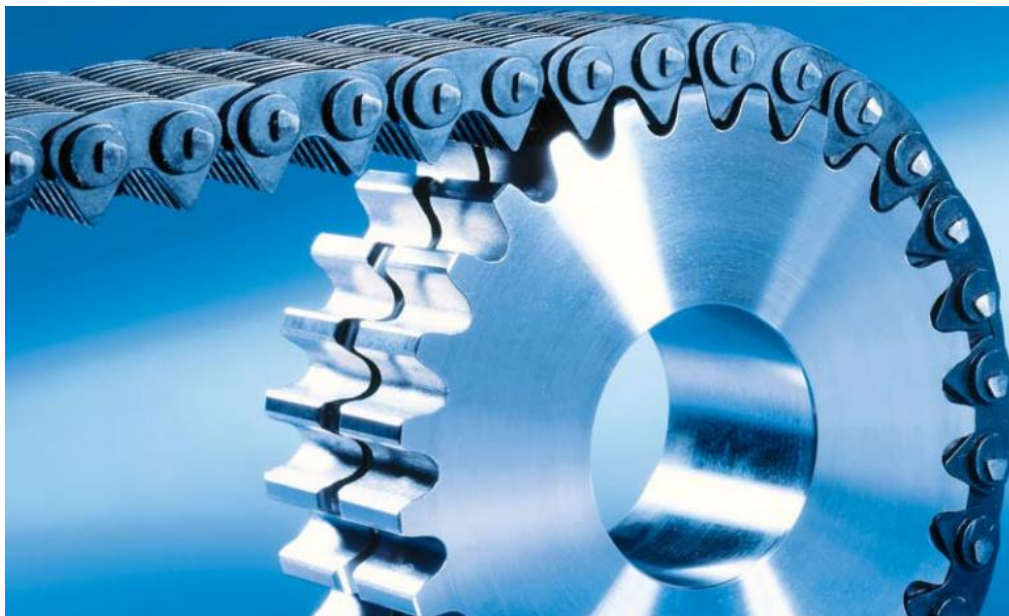
Tabulka 7. Popis veličin pro výpočet složené trvanlivosti. [11]

Z tohoto plyne, že pro výpočet trvanlivosti ložisek je nutné přezkoumat všechny možné režimy provozu zařízení a jednotlivá časová využití. Ložiskový domek poskytuje dostatek prostoru pro případné konstrukční změny a volbu únosnějších ložisek.

5.5 Řetěz Bosch Rexroth HPC

Pro přenos výkonu a změnu převodového poměru jsem se rozhodoval mezi ozubeným řetězem a ozubeným řemenem s ocelovým kordem. Řemen by však musel být velmi široký (přes 100mm) a také být předepjat velkou silou. Toto řešení by sice zaručovalo přenos nerovnoměrnosti s nízkými ztrátami, ale vzhledem k předpětí při velké šířce řemenu by byly některé díly velmi namáhané, zejména hřídele na ohyb a tím i ložiska, která by zachycovala reakce. Z tohoto důvodu jsem se přiklonil k ozubenému řetězu. Zde jsem vycházel z řetězů firmy Bosch Rexroth. Konkrétně se jedná o ozubený řetěz HPC, který se vyznačuje vysokou dynamickou pevností a tuhostí, klidným chodem a nízkou hlučností (evolventní profil ozubení řetězových kol) a vyhovuje poměrně vysoké obvodové rychlosti, dále se řetěz dodává v tzv. předepjatém stavu, kdy za dobu své životnosti nedochází k výraznému prodlužování délky.

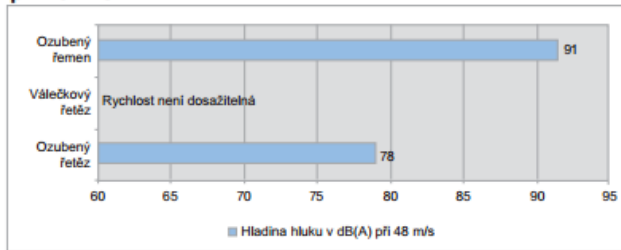
Řetězová kola pro řetězy HPC dodává také firma Bosch Rexroth. Vnější rozměry se řídí geometrií ozubení, rozměry náboje jsou dodány dle požadavku zákazníka.



Obrázek 19. Řetěz HPC s řetězovým kolem. [12]

Hladina hluku ve srovnání s jinými pohony

při 48 m/s



Obrázek 20. Hluková hladina a profil zubu u řetězu HPC. [12]

5.5.1 Převodový poměr a počet zubů

Řetězový převod přináší výhodu jednoduché změny převodového poměru, kdy stačí výměna jednoho řetězového kola a řetězu, poté následné napnutí řetězu. Pro řetězová kola HPC je doporučeno minimálně 17 zubů, optimálně alespoň 23. Abych dosáhl převodového poměru pro pohon makety tříválcového motoru, zvolil jsem počet zubů menšího řetězového kola 24 a většího 32, kde výsledný převodový poměr odpovídá požadavku (viz 5.1)

$$i_3 = \frac{24}{32} = 0,75, \quad (13)$$

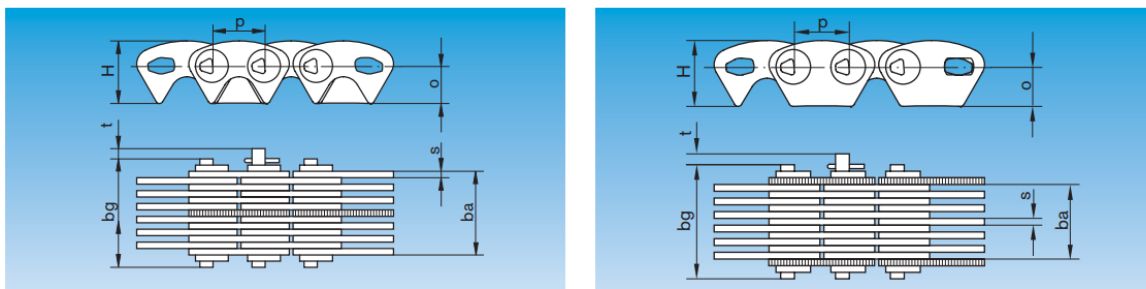
a převodový poměr pro pohon makety čtyřválcového PSM je

$$i_4 = \frac{32}{32} = 1. \quad (14)$$

5.5.2 Dimenzování řetězu

Ozubené řetězy HPC jsou dodávány v několika roztečích, z nichž jsem vybral rozteč $p=3/8''$, tedy 9,525mm s vodící lamelou na středu řetězu. Výpočet šířky řetězu a tím i jeho únosnosti jsem provedl dle vzorců z katalogu Bosch Rexroth (obrázek 21).

Ozubené řetězy HPC



Rozteč p	Objednací číslo	Počet řad	Jmenovitá šířka b _n	Pracovní šířka b _a	Celková šířka b _g	Zatížení na mezi pevnosti	Váha [kg/m]	Šířka věnce kola b	H	o	s	t
3/8" =	HPC 015 A	10	15	12,5	19,9	25,4	1,0	11,5	11,3	6,8	1,5	2,0
9,525 mm	HPC 020 A	13	20	17,2	24,5	30,1	1,2	16,0				
	HPC 025	17	25	26,6	30,8	39,3	1,5	30,0				
	HPC 030	21	30	32,9	37,1	48,6	1,8	35,0				
	HPC 040	25	40	39,1	43,3	57,9	2,2	45,0				
	HPC 050	33	50	51,6	55,8	76,4	2,9	55,0				
	HPC 065	41	65	64,2	68,4	94,9	3,6	70,0				

Výpočetní vzorce:

$$v = \frac{Z \cdot p \cdot n}{60000} \leq 50 \text{ m/s}$$

Kde

n = otáčky v ot./min.
v = rychlost v m/s
Z = počet zubů
p = rozteč v mm

$$F_{\text{Berf}} \geq \left(\frac{P \cdot k}{v} + G \cdot v^2 \cdot 10^{-3} \right) \cdot S_{\text{min}}$$

Kde

F_{Berf} = výpočtové mezní zatížení v kN
P = výkon v kW
k = rázový faktor podle tabulky
v = rychlost v m/s
G = váha ozubeného řetězu v kg/m
S_{min} = dynamický bezpečnostní koeficient závislý na typu a použití HPC = 3...5

Směrné hodnoty rázového faktoru

zatížení	pohonné stroje		
	pohon s měkkým náběhem	motor na třífázový proud	pístový stroj
rovno-měrné	1,0	1,2	1,5
střední rázy	1,3	1,5	2,0
těžké rázy	≥ 1,7	≥ 2,0	≥ 2,5

Obrázek 21. Výpočty řetězu HPC - katalog Bosch Rexroth. [12]

Ve výpočtovém vzorci pro F_B (F_{Bref}) vystupuje obvodová rychlost a výkon. Z tohoto důvodu jsem uvažoval při výpočtech troje charakteristické otáčky elektromotoru. Dynamický a rázový koeficient viz tabulka 9, maximální obvodové rychlosti je dosaženo na řetězovém kole s 32 zuby.

Postupným dosazováním jsem došel k sedmnáctiřadému řetězu HPC025 se zatížením na mezi pevnosti F_{Bref}=39,3kN s hmotností na jeden metr délky G=1,5kg.m⁻¹. Výsledná síla namáhající řetěz F_B a příslušné koeficienty jsou v tabulce 9.

n_{el}	P_{el}	v	F_B	Z	32	[-]	
[min^{-1}]	[kW]	[$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	[kN]	p	9,525	[mm]	
n_{rated}	1500	18,5	7,62	30,78	k	2,5	[-]
n_2	6150	18,5	31,24	14,72	G	1,5	[$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]
n_{max}	8000	<18,5	40,64	18,01	S_{min}	5	[-]

Tabulka 8. Údaje pro výpočet řetězu.

Řetěz HPC025 vyhovuje, jelikož platí

$$F_{Bref} > F_B. \quad (15)$$

5.5.3 Rozměry řetězových kol a délka řetězu

Tabulka 10 obsahuje základní údaje o řetězových kolech. Kolo s počtem zubů $z=27$ slouží pouze jako napínací nebo vložené.

Počet zubů	Průměr hlavové kružnice	Průměr roztečné kružnice	Max. průměr s řetězem	Šířka
Z	d_k	d_0	D_{max}	b
[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
24	68,1	72,97	81,97	30
27	77,3	82,05	91,05	30
32	92,65	97,18	106,18	30

Tabulka 9. Rozměry řetězových kol.

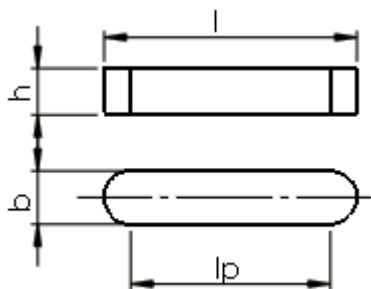
Potřebnou délku řetězu jsem stanovil pomocí funkce *Řemen/Řetěz* v 3D modelu. Tato funkce vytvoří obálkovou křivku řetězových kol na průměru roztečné kružnice a spočítá její celkovou délku. Délka $l_{i,max}$ je pro maximální vysunutí napínacího kola, délka $l_{i,min}$ pro minimální možné vysunutí. Pro uzavření řetězu je nutný sudý počet článků, aby se konce daly spojit. Teoretický počet článků, který získáme vydělením $l_{i,min}$ roztečí řetězu p , je tedy potřeba zaokrouhlit nahoru na sudé číslo, dostaneme tak skutečný počet článků. Vynásobením skutečného počtu článků roztečí p získáme skutečnou délku řetězu, která musí být menší, než $l_{i,max}$, aby bylo možné řetěz předeprnout.

Uspořádání převodu	Délky řetězu pomocí funkce <i>Řemen/Řetěz</i>		Teoretický počet článků pro $l_{i,min}$	Skutečný počet článků	Skutečná délka řetězu l_i
	[mm]				
i_3	$l_{i3,min}$	1178,9	123,7	124	1181,1
	$l_{i3,max}$	1197,4			
i_4	$l_{i4,min}$	1214,5	127,5	128	1219,2
	$l_{i4,max}$	1230,5			

Tabulka 10. Délky řetězu pro jednotlivá uspořádání.

5.5.4 Kontrola pera řetězového kola

Pevnostní výpočet pera jsem provedl pouze na tlak. Průřezy normovaných per jsou stanoveny tak, že pokud nebude překročeno maximální dovolené napětí v tlaku, nebude překročeno ani maximální dovolené napětí ve stříhu. Materiál pera je ocel 11 600.



Obrázek 22. Rozměry pera.

Pero 8e7 x 7 x 38 ČSN 02 2562		
l	38	[mm]
lp	30	[mm]
b	8	[mm]
h	7	[mm]
d	25	[mm]
M _k	118	[N.m]
p _D	120	[MPa]

Tabulka 11. Údaje pro výpočet pera.

Výpočet pera na tlak tedy je[7]

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{h \cdot l_p \cdot d} = \frac{4 \cdot 118}{0,007 \cdot 0,03 \cdot 0,025} = 89,9 \text{ MPa.} \quad (16)$$

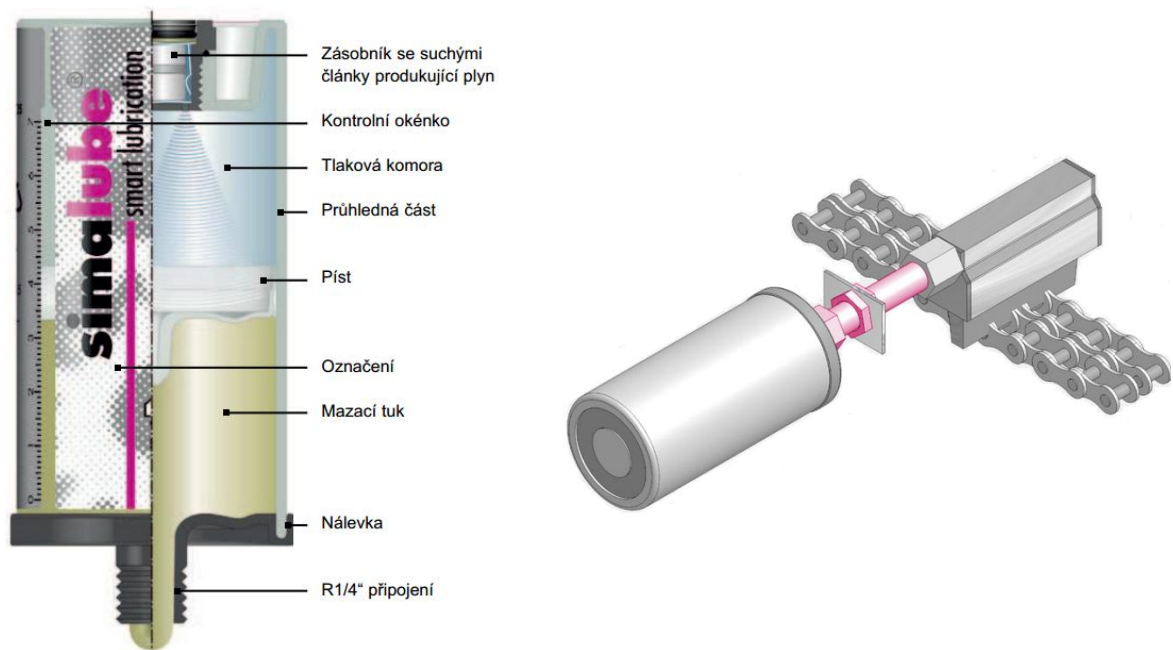
Pero vyhovuje, neboť

$$p < p_D. \quad (17)$$

5.5.5 Mazání řetězu

Mazání řetězového převodu obstarává automatická maznice s řetězovým olejem. V návrhu použito technické řešení firmy Simalube.

Na obrázku 23 je znázorněn řez nádobkou automatické maznice. Tento dávkovač maziva je jednoduše aktivován otočením číselného aktivačního šroubu ve vrchní části maznice a může být kdykoliv zastaven a znovu uveden do provozu. Aktivačním šroubem se sepne elektrický okruh, který obsahuje baterii a články produkující plyn. Dle nastavené intenzity mazání se produkuje množství plynu, které svým tlakem působí na píst, jenž vytlačuje mazivo z nádobky. Zbývající množství maziva může být sledováno pomocí kontrolního okénka[13].

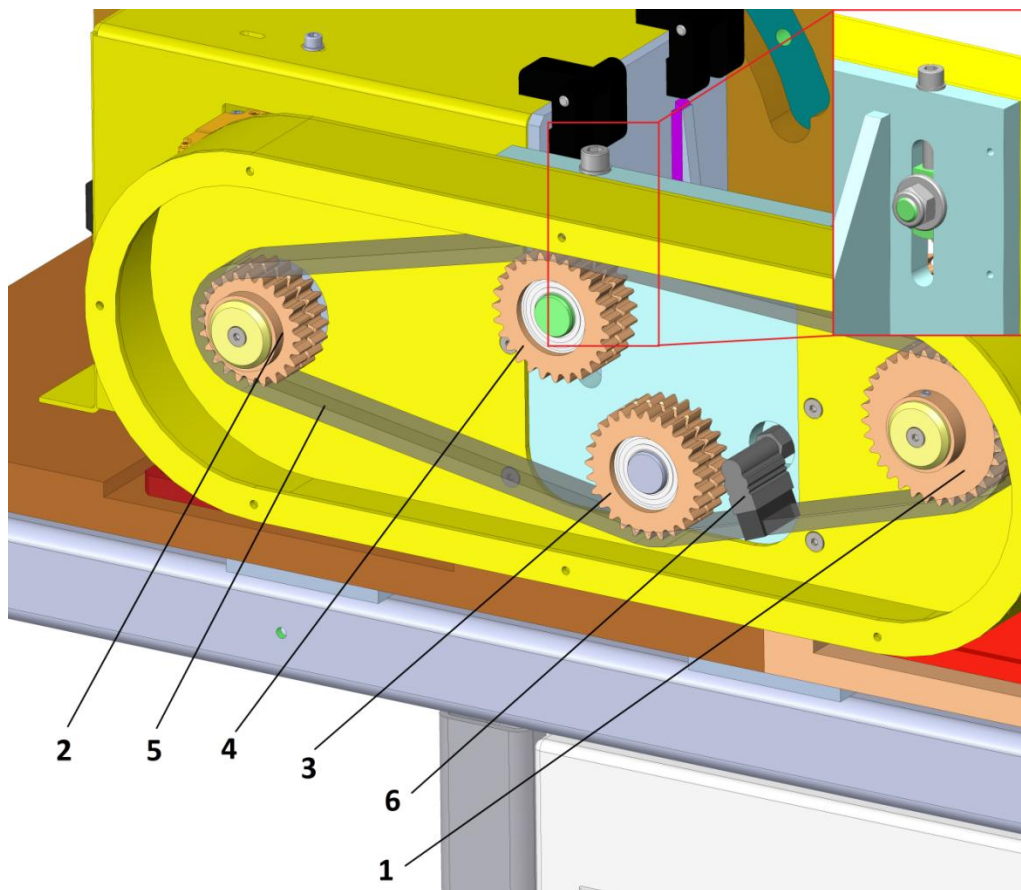


Obrázek 23. Automatická maznice Simalube. [13]

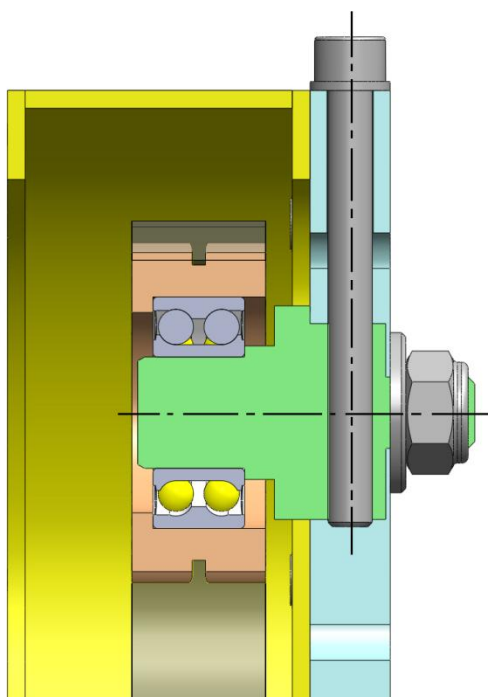
5.5.6 Pohled na 3D model řetězového rozvodu

Pohled na 3D model návrhu je na obrázku 24. Pozice 1 je hnací řetězové kolo, pozice 2 hnané – obě tato kola jsou na hřídeli uložena pomocí pera (5.5.4) a zajištěna proti axiálnímu pohybu podložkou a šroubem. Hnané řetězové kolo (2) je již uloženo na hřídeli původního zařízení. Pozice 3 vložené kolo, pozice 4 představuje napínací řetězové kolo. Pozice 5 je ozubený řetěz HPC (zobrazena jeho obálka), pozice 6 je umístění automatické maznice (viz předchozí kapitola). Řetězový rozvod je uložen uvnitř krytu z plechu tloušťky 4mm, na obrázku bez víka, které se ke krytu připevní pomocí osmi šroubů (na obrázku osm závitových děr po obvodu krytu). V pravém horním rohu je pohled ze zadní strany na napínací mechanismus. K napínání dochází pomocí šroubu s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Při jeho utahování dochází k posuvu čepu napínacího kola a k vyvození předpětí v řetězu. Poté se čep napínacího kola aretuje maticí.

Vložené řetězové kolo má za účel zkrátit délku spodní volné větve řetězového rozvodu, stejně tak napínací kolo u vrchní větve, kterým se dále vyvodí předpětí řetězu. Zmenšení délek větví přispěje ke snížení možnosti jejich kmitání. Správné předpětí řetězového rozvodu umožňuje obousměrný provoz a také sníží možnost kmitání větví řetězového rozvodu. Vložené, respektive napínací kolo jsou uloženy (uložení s přesahem) na dvouřadém kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem (viz obrázek 25).

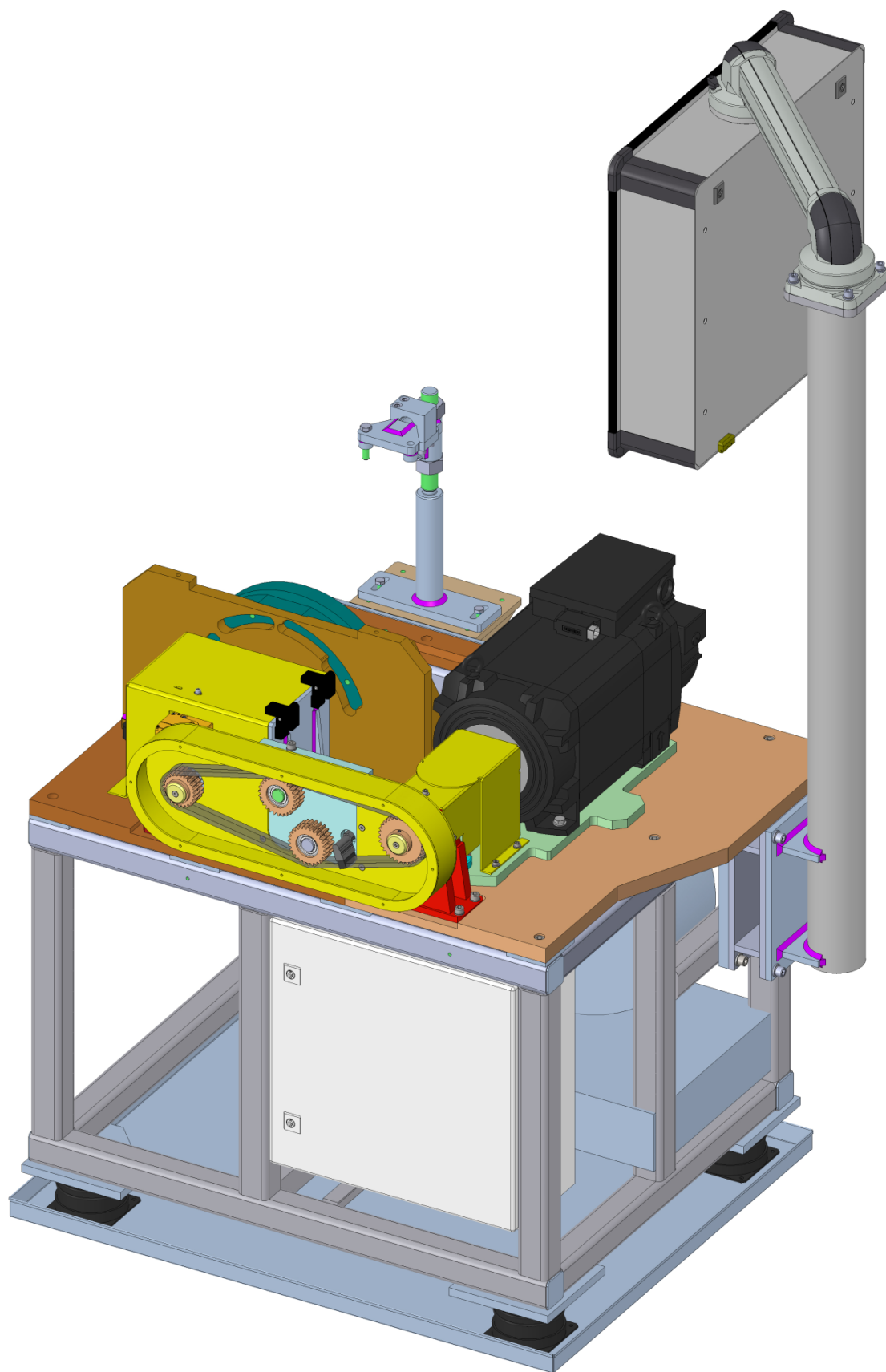


Obrázek 24. Řetězový rozvod s pohledem na napínací mechanismus řetězu ze zadní strany.



Obrázek 25. Řez napínacím mechanismem a uložením napínacího kola.

5.6 Výsledný 3D model



Obrázek 26. Izometrický pohled na výsledný model (bez víka krytu řetězového rozvodu).

6 Závěr

Diplomová práce ve spolupráci se Škoda Auto a.s. pro mě znamenala první nahlédnutí do praxe v podniku, který se zabývá vývojem a výrobou osobních automobilů. Řešením daného problému jsem si rozšířil znalosti nabyté za dobu studia i mimo ni a to nejen v oblasti pístových spalovacích motorů.

Technické zařízení pro pohon makety spalovacího motoru s možností simulace nerovnoměrnosti chodu za pomoci křížového kloubu, které jsem navrhl, splňuje ze své podstaty pouze základní požadavky na nerovnoměrný pohon makety PSM. Průběh nerovnoměrnosti, který produkuje křížový kloub při svém vyosení lze považovat za harmonickou funkci druhého řádu, při zvoleném převodovém poměru do rychla lze dosáhnout 1,5. řádu. Z tohoto důvodu by bylo vhodné dále analyzovat ostatní možnosti vyvolání nerovnoměrnosti a porovnat praktické důsledky na ventilový rozvod při pohonu makety.

Přílohy

K diplomové práci je v tištěné podobě přiložen výkres sestavy a výkres vybraného dílu. Dále je k práci přiloženo CD s dalšími vybranými výkresy ve formátu PDF, 3D modelem navrhnutého zařízení v univerzálním formátu STP a elektronická verze této práce ve formátu PDF.

Tištěné přílohy:

- | | | |
|----------------------|-------------------------------------|----|
| 1. DP-PS-2016-001.00 | Výkres sestavy s kusovníkem | A0 |
| 2. DP-PS-2016-011.00 | Výkres vidličky křížového kloubu 01 | A2 |

V elektronické podobně na CD:

- | | | |
|--------------------------------------|-------------------------------------|-----|
| 3. DIPLOMOVÁ PRÁCE Bc. Petr Stejskal | | PDF |
| 4. Kompletní model sestavy | | STP |
| 5. DP-PS-2016-001.00 | Výkres sestavy s kusovníkem | PDF |
| 6. DP-PS-2016-002.00 | Výkres lož. domku – obráběné plochy | PDF |
| 7. DP-PS-2016-008.00 | Výkres základní desky | PDF |
| 8. DP-PS-2016-009.00 | Výkres desky uložení elektromotoru | PDF |
| 9. DP-PS-2016-010.00 | Výkres vidličky křížového kloubu 01 | PDF |
| 10. DP-PS-2016-011.00 | Výkres vidličky křížového kloubu 02 | PDF |

Zdroje a použitá literatura

- [1] *Představení motoru, motor EW10J4* [online]. [vid. 10. 5. 2016] Dostupné z: http://www.qclt.com/html/B4307_607/607/info/tc/b1bbm7ke.htm
- [2] DADiSP online help. *Flattop* [online]. ©1995-2016 [Vid. 12. 3. 2016]. Dostupné z: <http://www.dadisp.com/webhelp/dsphelp.htm#mergedprojects/refman2/fncreffk/FLATTOP.htm>
- [3] BROWN, Joe. *Motion System Design, Noncircular gears make unconventional moves* [online]. 1. 5. 2000. © 2016 [Vid. 10. 4. 2016]. Dostupné z: <http://machinedesign.com/motorsdrives/noncircular-gears-make-unconventional-moves>
- [4] *T12 Ventilové rozvody čtyřdobých spalovacích motorů* [online]. [vid. 10. 5. 2016]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/160/12.html>
- [5] BEDNÁŘ, Marek. *Jak funguje variabilní časování ventilů? Pár schémat odhalí tajemství* [online]. 16. 8. 2015. ©1995-2016 [vid. 10. 5. 2016]. Dostupné z: <http://www.autoforum.cz/technika/jak-funguje-variabilni-casovani-ventilu-par-schemat-odhali-tajemstvi>
- [7] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů 2*. 4. vyd. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-574-7
- [8] Katalog SIEMENS. *1HP8 Main motors 5* [online]. [Vid. 3. 2. 2016]. Dostupné z: http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/pm21/chapters/cat_pm-21-ch05_2011_en.pdf
- [9] Produkty PARKER. *Standardní aktruátory* [online]. [Vid. 3. 2. 2016]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/elektromechanika/aktuatory/standartni-aktuatory>
- [10] *Universal joint kits and center bearings for passenger cars and trucks* [online]. [Vid. 15. 3. 2016]. Dostupné z: <http://www2.dana.com/pdf/K350-1-DSSP.pdf>
- [11] *Dynamické zatížení ložiska a trvanlivost* [online]. © 2016 [Vid. 5. 5. 2016]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/bearing-life-and-load-ratings/dynamic-bearing-loads-and-life/index.html>
- [12] Katalog BOSCH REXROTH. *Technika pohonu řetězy Rexroth* [online]. © 2016 [Vid. 20. 2. 2016]. Dostupné z: http://www.pksevis.com/data/web/upload/59_rexroth_franke/retezy_Bosch_Rexroth_pohony.pdf
- [13] Katalog SIMALUBE. *Simalube smart lubrication* [online]. [Vid. 20. 2. 2016]. Dostupné z: <http://www.pksevis.com/data/web/upload/45-simalube/simalube-1-.pdf>