



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

ŘEŠENÍ POHONU VAČKOVÉHO HŘÍDELE POMOCÍ OZUBENÝCH KOL

SOLUTION OF GEAR DRIVE FOR CAMSHAFT

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ROSTISLAV BARVÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. PAVEL NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2010

Sem
vlošte
zadání

Abstrakt

Rostislav BARVÍK

Řešení pohonu vačkového hřídele pomocí ozubených kol

DP, ÚADI, 2010, 75 str., 87 obr.

Pro rozměry pohonu vačkového hřídele motoru Zetor, který je řešený pomocí převodu ozubených kol se šikmým ozubením bude vytvořen dynamický model v MBS (multi body system) a provedou se příslušné analýzy. Vytvoří se model i s čelním ozubením přímým. Závěrem bude srovnání obou variant.

Klíčová slova: pohon ventilového rozvodu, čelní ozubená kola, tuhost, tlumení, MBS (multi body system)

Abstract

Rostislav BARVIK

Solution of Gear Drive for Camshaft

DW, DMTE, 2010, 75 pp., 87 fig.

For dimensions of crankshaft drive Zetor engine, which is solve by a helical gear drive will be created a dynamic model in MBS (multi body system) and perform analyses. The same way will be created a dynamic model for a spur gear system. In conclusion will be confrontation both of these drive solutions.

Keywords: valve drive, spur and helical gear, stiffness, damping, MBS (multi body system)

Bibliografická citace VŠKP

BARVÍK, R. *Řešení pohonu vačkového hřídele pomocí ozubených kol*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 75 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Doc. Ing. Pavla NOVOTNÉHO, Ph.D. a s použitím uvedené literatury.

.....
podpis

Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu Doc. Ing. Pavlu NOVOTNÉMU, Ph.D.

Obsah

1 Úvod	7
2 Přehled a porovnání pohonů vačkového hřídele	8
3 Čelní ozubení přímé	11
3.1 Základní pojmy a rozměry ozubeného kola s přímými zuby	11
3.2 Korekce ozubených kol s přímými zuby	12
4 Čelní ozubení šikmé	14
4.1 Základní pojmy a rozměry ozubeného kola s šikmými zuby	14
4.2 Korekce ozubených kol se šikmými zuby	15
4.3 Silové poměry u ozubených kol se šikmými zuby	16
5 Konstrukce čelních ozubených kol	17
6 Určení potřebných parametrů pro tvorbu dynamických modelů	18
6.1 Určení rozměrů přímého ozubení	18
6.2 Určení tuhosti ozubených kol	21
6.2.1 Určení záběrové tuhosti	22
6.2.2 Určení tuhosti disků kol	24
6.2.3 Určení celkové tuhosti ozubených kol	35
6.3 Určení tlumení ozubených kol	38
6.3.1 Určení redukováných momentů setrvačnosti	38
6.3.2 Určení vlastních frekvencí	39
6.3.3 Určení tlumení kol	39
7 Dynamický model kontaktu kol	40
8 Tvorba dynamických modelů	42
8.1 Představení modulu MBS Adams	42
8.2 Vytvoření pohonu modelů (testrig)	43
8.3 Vytvoření modelů ozubených kol	48
9 Zatížení hřídelí	54
9.1 Kliková hřídel	54
9.2 Vačková hřídel	55
9.3 Hřídel vstřikovacího čerpadla	59

10 Analýzy modelů	60
10.1 Pohon s přímými ozubenými koly	60
10.1.1 Průběh momentů v kontaktu	61
10.1.2 Průběh sil v kontaktu	63
10.2 Pohon se šikmými ozubenými koly	65
10.2.1 Průběh momentů v kontaktu	65
10.2.2 Průběh sil v kontaktu	66
11 Závěr	70
12 Seznam použité literatury	71
13 Seznam použitých zkratk a symbolů	73

1. Úvod

Ozubená kola jsou symbolem strojírenství. Jsou jedny z nejsložitějších strojních součástí a to nejen po stránce teoretické, konstrukční ale i výrobní. I přes tyto složitosti se dá říci, že se bez ozubených převodů neobejdou žádná větší strojní uskupení, jako například automobil, obráběcí stroje apod. Jsou to převody, s velkou účinností. Jsou to převody tvarové mají tedy stálý převodový poměr s možností různého uspořádání hřídelů (rovnoběžné, mimoběžné, souosé).

Motory Zetor využívají pro pohon vačkového hřídele ozubeného převodu. V této diplomové práci bude popsáno konstrukční uspořádání pohonu přičemž kola jsou čelní s šikmým ozubením. Zadaním práce je srovnat dvě konstrukční varianty a to přímé s šikmým ozubením. Proto pro přímé ozubení musí být vypočítány potřebné parametry ze známých osových vzdáleností, které jsou už navrženy pro ozubení šikmé využívané u motorů Zetor.

Pro srovnání obou variant bude použit software MBS (multi body system), ve kterém budou vytvořeny dynamické modely pohonu ventilového rozvodu. Veškeré parametry potřebné pro tvorbu těchto modelů včetně zatížení jednotlivých kol pohonu budou rovněž popsány v této práci.

Na závěr úvodu bych rád zmínil proč jsem si vybral toto téma diplomové práce. Jedním z faktorů pro mé rozhodnutí byla brigáda ve firmě Tatra Kopřivnice, kde jsem pracoval jako dělník ve vývoji převodů (převodovky, nápravy, přídatné převody). Druhý z faktorů bylo využití softwaru MBS, se kterým jsem se chtěl seznámit na uživatelské úrovni, k čemuž mi pouze hodiny cvičení vybraných předmětů nestačily.

2. Přehled a porovnání pohonů vačkového hřídele

Základem pohonu rozvodového ústrojí je přesná synchronizace pohybu klikového hřídele a vačkového hřídele. Jelikož je požadována stálost převodového poměru mezi klikovou hřídelí a vačkou a to v poměru 2:1 u čtyřdobého motoru, přičemž směr otáčení klikové hřídele a vačkové hřídele musí souhlasit, jsou používány výhradně převody s tvarovým stykem. Konstrukce používané u pohonu rozvodového ústrojí jsou čelním ozubením přímým nebo šikmým, řetězovým převodem, zubový řemen a výjimečně královským hřídelem. Každá z konstrukcí má svoje výhody a nevýhody, jako je hlučnost, životnost apod. Porovnání jednotlivých typů konstrukcí je v tab.2.1.

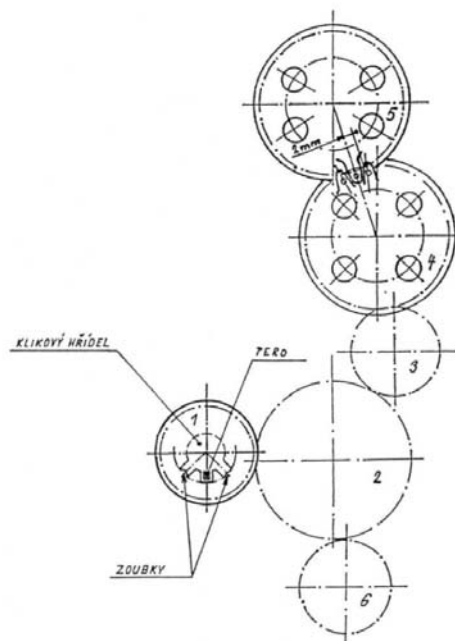
Druh převodu	Výkon [kW]		Obvodová rychlost v [m/s]		Maximální otáčky [1/min]	Převodový poměr i		Účinnost [%]	Vzdálenost a [mm]
	optimální	extrém	optimální	extrém		optimální	extrém		
Čelní ozubení	0,12-3000	65000	0,3-50	210	150000	2 až 8	20	97-99	5 až 2500
Řetězový převod	0,2-200	4000	3 až 10	40	10000	1 až 6	10	97-98	100-3000
Kuželové soukolí	2-500	4000	0,3-40	130	50000	1 až 5	8	96-99	90°
Ozubený řemen	0,1-300	1000	40-50	70	30000	1 až 8	12	96-98	100-2000

Tab. 2.1 Porovnání parametrů převodů používaných u pohonu vačkových hřídelí [24]

Výhodou pohonu ozubenými koly je schopnost přenášet velké výkony a zvládat vysoké obvodové rychlosti a vysoké otáčky. Z těchto důvodů jsou převody čelním ozubením používány u nákladních automobilů, autobusů a sportovních automobilů.

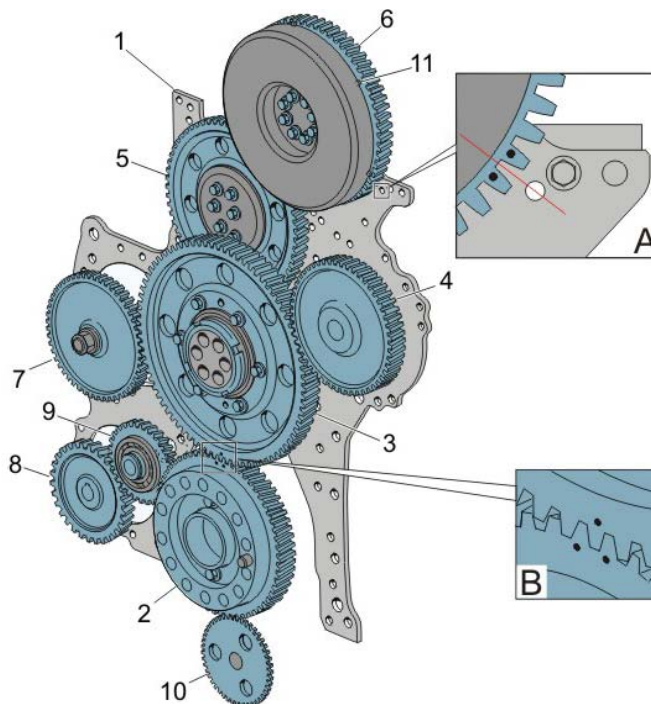
Vzdálenost os mezi jednotlivými koly a jejich hmotnost u pohonu vačkových hřídelí může být omezující faktor, ale to je řešeno odlehčeními kol a použitím vložených kol pro překonání větších osových vzdáleností. Lze tedy tento pohon použít jak u rozvodů ventilů OHV, tak u rozvodů OHC. Vložená kola jsou často vhodnou konstrukcí motoru využita pro pohon dalších pomocných agregátů. Konkrétní příklady použití pohonu vačkové hřídele pomocí ozubenými koly jsou na obrázcích 2.1 a 2.2.

- 1 Hnací kolo rozvodu
- 2 Vložené rozvodové kolo
- 3 Kolo pomocného pohonu
- 4 Kolo pohonu vstř. čerp.
- 5 Vačkové kolo
- 6 Kolo olejového čerpadla



Obr.2.1 Příklad pohonu vačkového hřídele pomocí ozubených kol u motoru TEDOM [21]

1. Deska s rozvody
2. Kolo klikové hřídele
3. Vložené kolo dvojité
4. Kolo pro pomocný pohon (přídavné zařízení)
5. Vložené kolo nastavitelné
6. Kolo vačkové hřídele
7. Hnací kolo, vzduchový kompresor
8. Hnací kolo, čerpadlo posilovače řízení a palivové čerpadlo
9. Vložené kolo, čerpadlo posilovače řízení a palivové čerpadlo
10. Hnací kolo, olejové mazací čerpadlo
11. Tlumič kmitů na setrvačniku se zuby pro indukční snímač polohy klikové hřídele



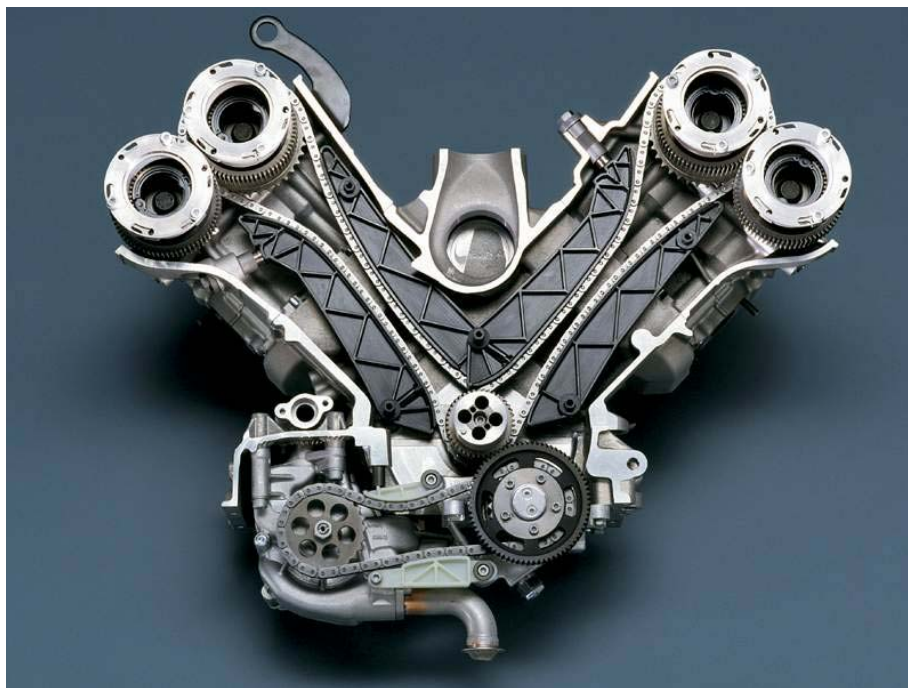
Obr.2.2 Příklad pohonu vačkového hřídele pomocí ozubených kol u motoru VOLVO D13A440 [22]

Vlastnost	Válečkový řetěz	Ozubený řemen	Ozubení
Synchronizace	1	1	1
Účinnost převodu	1	1	1
Odolnost proti rázům	3	2	4
Hluk/vibrace	3	2	4
Podmínky prostředí (citlivost na:)	Voda, prach	Teplota, olej voda, prach	Voda, prach
Úspora místa (Vysoká rychlost / malé zatížení)	4	1	2
Úspora místa (Nízká rychlost / vysoké zatížení)	1	3	2
Mazání	Požadované	Nemaže se	Požadované
Flexibilita uspořádání	1	2	4
Síly na ložiska	1	3	1
Význam	1 - Vynikající	2 - Dobrý	4 - Nedostatečný

Tab.2.2 Porovnání vlastností základních převodů používaných u automobilů [24]

V tabulce 2.2 je vidět srovnání vlastností převodů používaných u automobilů. Pro použití pohonu pomocí ozubení je rozhodující vlastnost hluk a s ním související vibrace a rázy. Jelikož ozubené převody jsou citlivé na rázy a vibrace, které vznikají za chodu motoru, nejsou používány u osobních automobilů, kde hluk je velmi nežádoucí a rušící element. Proto se u osobních automobilů používají pohony pomocí ozubených řemenů a řetězovým převodem,

přičemž nejpoužívanějším je pohon řetězový. Není příliš hlučný a nebo je hluk omezen tzv. vodítky, má vysokou flexibilitu v uspořádání a nezatěžuje příliš ložiska.



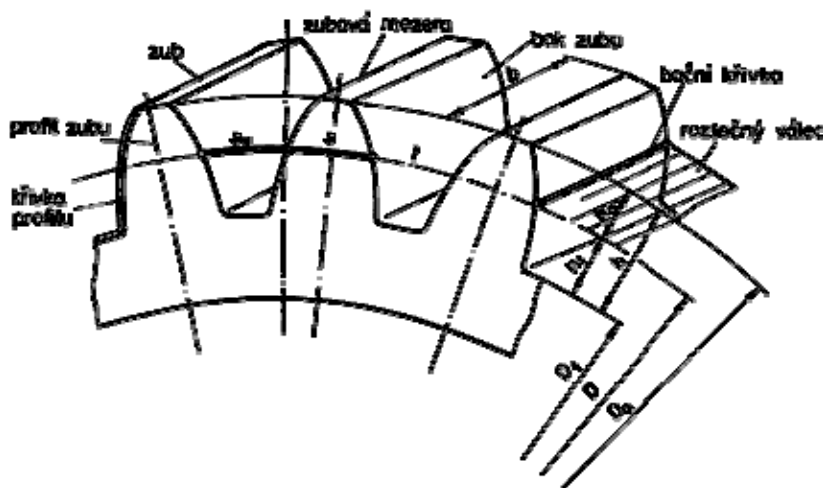
Obr.2.3 Příklad pohonu vačkové hřídele pomocí řetězového převodu BMW [26]

Významnou nevýhodou převodu ozubenými koly je hluk, který je důsledkem rázů při záběru zubů a vibrací vzniklých v převodu od běžícího motoru přesněji od klikové hřídele. Pro částečné snížení vibrací od záběrů zubů se používají čelní ozubená kola se šikmým ozubením. Při tomto konstrukčním řešení, však musí být řešeny i axiální síly vznikající v převodu. Dále se pohon rozvodu umísťuje na stranu klikového hřídele se setrvačником, díky jehož hmotnosti a tuhosti nejsou vibrace od motoru přenášeny na pohon rozvodu tak velké a tudíž i hluk je nižší.

3. Čelní ozubení přímé

3.1 Základní pojmy a rozměry ozubeného kola s přímými zuby

D - průměr roztečné kružnice
 D_a - průměr hlavové kružnice
 D_f - průměr patní kružnice
 s - tloušťka zubu měřená jako oblouk na roztečné kružnici
 s_u - šířka zubní mezery
 t - rozteč zubů
 h - výška zubů
 b - šířka zubů



Obr.3.1 Základní rozměry čelního přímého ozubení [25]

Na obrázku jsou znázorněny základní rozměry čelního přímého ozubení společně se základními pojmy. Základní vztažnou plochou ozubeného kola je roztečný válec viz. obr. 3.1, který je u nekorigovaných kol totožný s válcem valivým. Vzájemný pohyb dvou ozubených kol se může nahradit bezskluzovým valením valivých válců po sobě. Ozubení je omezeno hlavovým a patním válcem. Část zubu mezi válcem roztečným a hlavovým se nazývá hlavou zubu, část mezi válcem roztečným a patním patou zubu. Zubová mezera je ohraničena hlavovým a patním válcem a dvěma nestejnolehlými boky sousedních zubů. Dalším základním rozměrem je rozteč zubů, to je vzdálenost dvou stejnohlých boků

$$\pi \cdot d = z \cdot p \Rightarrow d = \frac{p}{\pi} \cdot z \quad (3.1)$$

kde se vychází z obvodu roztečného válce a poměr mezi p a π se nazývá modulem ozubení obecně označovaný jako m [1]. Moduly ozubení jsou normalizovány. Základní rozměry čelního nekorigovaného ozubení s přímými zuby jsou tedy [1]:

$$d = m \cdot z ; \quad p = \pi \cdot m \quad (3.2)$$

V závislosti na velikosti modulu m se určují i další rozměry běžného ozubení na základě geometrické podobnosti[25]:

$$\text{Výška zubu} \quad h = 2,25 \cdot m \quad (3.3)$$

$$\text{Výška hlavy zubu} \quad h_a = m \quad (3.4)$$

$$\text{Výška paty zubu} \quad h_f = 1,25 \cdot m \quad (3.5)$$

$$\text{Průměr hlavové kružnice} \quad d_a = d + 2 \cdot h_a = mz + 2m = m(z + 2) \quad (3.6)$$

$$\text{Průměr patní kružnice} \quad d_f = d - 2 \cdot h_f = mz - 2 \cdot 1,25m = m(z - 2,5) \quad (3.7)$$

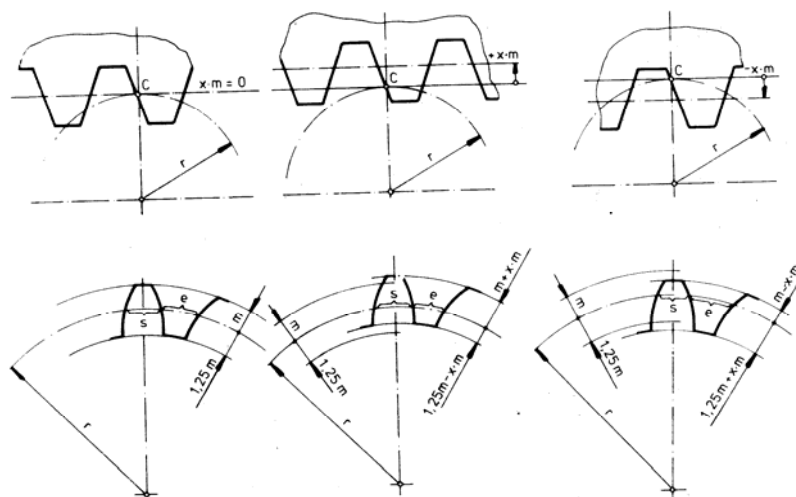
$$\text{Průměr základní kružnice} \quad d_b = m \cdot z \cdot \cos \alpha \quad (3.8)$$

Kde α je úhel záběru, který je normalizovaný a jeho hodnota je nejčastěji 20° .

3.2 Korekce ozubených kol s přímými zuby

V praxi se často používají ozubená kola korigovaná. Korigovaná geometrie je změna tvaru ozubení, používající se například k zamezení podřezání paty, zesílení paty, zmenšení skluzu, k dosažení potřebné vzdálenosti os a dalších úprav. Korigované kolo může pracovat v záběru s korigovaným ozubeným kolem opačné korekce. Většina korekcí je založena na metodě posunutí nástroje při výrobě. Další možnosti korekce jsou změnou úhlu záběru a změnou výšky paty zubu.

U ozubení korigovaného metodou posunutí nástroje a tedy i profilu zubu se změní výška hlavy zubu, výška paty zubu, průměr hlavové kružnice, průměr patní kružnice, tloušťka zubu, šířka zubní mezery. Naopak nezměněny zůstávají průměr roztečné kružnice, rozteč (měřená na roztečné kružnici), průměr základní kružnice. [1]



Obr.3.2 Příklady korekce posunutím základního profilu

Levý obr. nekorigováno,prostř. pozitivní a pravý negativní korekce [1]

Při korekci se nástroj posune o určitou hodnotu, která se zpravidla označuje jako součin tzv. jednotkového posunutí a základního profilu x a modulu m . Při výrobě se pak nebude dotýkat roztečná přímka hřebene roztečné kružnice kola, jak tomu je u nekorigovaných ozubení, ale bude od ní vzdálena o hodnotu $x.m$. Na obr.3.2 jsou pak znázorněny korekce posunutí nástroje, přičemž změněné hodnoty budou dle vztahů [25]:

$$d_1 = m.z_1 \quad (3.9)$$

$$d_{b1} = m.z_1.\cos\alpha \quad (3.10)$$

$$d_{f1} = d_1 - m(2,25 - 2.x_1) \quad (3.11)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2.m.(1 - x_1) \quad (3.12)$$

$$s_1 = 0,5.\pi.m - 2.x_1.m.tg\alpha \quad (3.13)$$

$$s_{u1} = 0,5.\pi.m + 2.x_1.m.tg\alpha \quad (3.14)$$

Pro spoluzabírající kolo pak budou platit obdobné vztahy jako pro první kolo jen s tím rozdílem, že kolo bude mít opačnou korekci. Vztahy budou tedy vypadat následovně [25]:

$$d_2 = m \cdot z_2 \quad (3.15)$$

$$d_{b2} = m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha \quad (3.16)$$

$$d_{f2} = d_2 - m(2,25 + 2 \cdot x_2) \quad (3.17)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m(1 + x_2) \quad (3.18)$$

$$s_2 = 0,5 \cdot \pi \cdot m - 2 \cdot x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (3.19)$$

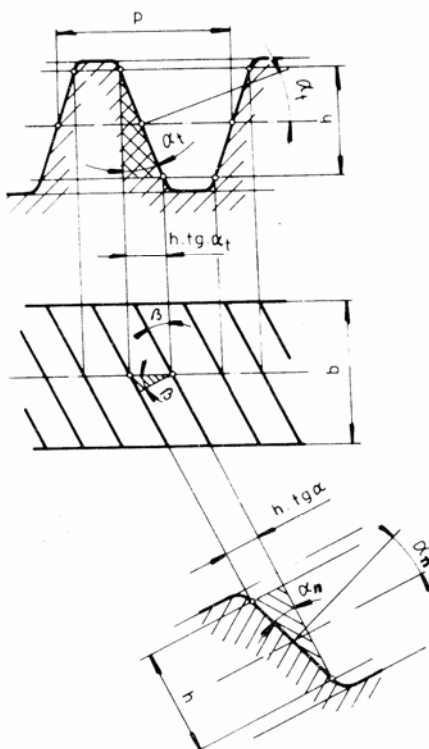
$$s_{u2} = 0,5 \cdot \pi \cdot m + 2 \cdot x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (3.20)$$

4. Čelní ozubení šikmé

4.1 Základní pojmy a rozměry ozubeného kola s šikmými zuby

U čelních kol s přímými zuby nastává teoretický záběr dvou zubů v jednom okamžiku po celé šířce zubů, tedy náhle, což má za následek vybuzené kmitání a vyšší hlučnost ozubeného převodu. Tuto nevýhodu částečně odstraňují čelní soukolí se šikmými zuby. Zde začíná záběr na patě zubu pastorku u čela kola a končí na hlavě zubu pastorku u druhého čela kola. Začátek i konec záběru jsou pozvolné, průběh záběru je plynulý, chod soukolí je klidnější a tišší. Prostorový tvar zubu zvyšuje jeho odolnost v namáhání ohybem [1].

Zuby těchto kol jsou v podstatě šroubové závity s evolventními profily. Název je odvozen od ozubeného hřebene, kde se jedná opravdu o zuby šikmé s přímkovou boční křivkou odkloněnou od zubů přímých o úhel sklonu zubu β . Zuby spoluzabírajících kol mají stejný úhel sklonu, ale opačný smysl stoupání, který se označuje stejně jako u šroubů [1].



Obr.4.1 Rozměry kola se šikmým ozubením, hodnoty s indexem t jsou hodnoty v čelní rovině kola. Hodnoty s indexem n jsou hodnoty v normální rovině [1]

Parametry v základního profilu [24] – v normální rovině: $m, \alpha, p, h_a^*, c^*, r_f^*$

Parametry v čelní rovině:

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta} \quad (4.1)$$

$$p_t = \frac{p}{\cos \beta} \quad (4.2)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (4.3)$$

$$\text{Roztečná kružnice} \quad d = \frac{z \cdot m}{\cos \beta} \quad (4.4)$$

$$\text{Základní kružnice} \quad d_b = \frac{z \cdot m}{\cos \beta} \times \cos \alpha \quad (4.5)$$

$$\text{Patní kružnice} \quad d_f = d - 2,5 \cdot m \quad (4.6)$$

$$\text{Hlavová kružnice} \quad d_a = d + 2 \cdot m \quad (4.7)$$

Tloušťka zubu:

$$\text{- v normální rovině} \quad s_n = m \cdot 0,5 \cdot \pi \quad (4.8)$$

$$\text{- v čelní rovině} \quad s_t = \frac{s_n}{\cos \beta} \quad (4.9)$$

Šířka mezery:

$$\text{- v normální rovině} \quad e_n = m \cdot 0,5 \cdot \pi \quad (4.10)$$

$$\text{- v čelní rovině} \quad e_t = \frac{e_n}{\cos \beta} \quad (4.11)$$

K výrobě šikmého ozubení se používá stejných normalizovaných nástrojů i strojů jako k výrobě čelních kol s přímými zuby. Nástroj se vykloní vzhledem k ose obráběného kola o úhel sklonu zubů β . Proto jsou tvary a rozměry šikmých zubů v rovině kolmé na jejich boční křivku (v tzv. normální rovině) stejné jako profily zubů čelního soukolí s přímými zuby. [1]

4.2 Korekce ozubených kol se šikmými zuby

Při korigování ozubených kol čelních se zuby šikmými se postupuje shodně jako úkol se zuby přímými s tím rozdílem, že se dosazuje do vzorce pro součinitele posunutí počet zubů porovnávacího kola z_n . Potom bude součinitel posunutí u korekcí pro zábranu podřezání a s dovoleným podřezáním dán vztahy [1]:

$$x = \frac{z_{n \min} - z_n}{z_{n \min}} = \frac{z_{n \min} - \frac{z}{\cos^3 \beta}}{z_{n \min}} \quad (4.12)$$

Kde z_n je počet zubů porovnávacího kola.

Parametry v základního profilu [25] - v normální rovině: $m, \alpha, p, h_a^*, c^*, r_f^*$

Parametry v čelní rovině:

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta} \quad (4.13)$$

$$p_t = \frac{p}{\cos \beta} \quad (4.14)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (4.15)$$

Roztečná kružnice $d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta} \quad (4.16)$

Základní kružnice $d_{b1} = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta} \times \cos \alpha \quad (4.17)$

Patní kružnice $d_{f1} = d_1 - m(2,25 - 2 \cdot x) \quad (4.18)$

Hlavová kružnice $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m(1 - x) \quad (4.19)$

Tloušťka zubu:

- v normální rovině $s_{n1} = m(0,5 \cdot \pi - 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha) \quad (4.20)$

- v čelní rovině $s_{t1} = \frac{s_{n1}}{\cos \beta} \quad (4.21)$

Šířka mezery:

- v normální rovině $e_{n1} = m(0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha) \quad (4.22)$

- v čelní rovině $e_{t1} = \frac{e_{n1}}{\cos \beta} \quad (4.23)$

Vztahy pro korigované spoluzabírající kolo pak budou [25]:

Roztečná kružnice $d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta} \quad (4.24)$

Základní kružnice $d_{b2} = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta} \times \cos \alpha \quad (4.25)$

Patní kružnice $d_{f2} = d_2 - m(2,25 - 2 \cdot x) \quad (4.26)$

Hlavová kružnice $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m(1 - x) \quad (4.27)$

Tloušťka zubu:

- v normální rovině $s_{n2} = m(0,5 \cdot \pi - 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha) \quad (4.28)$

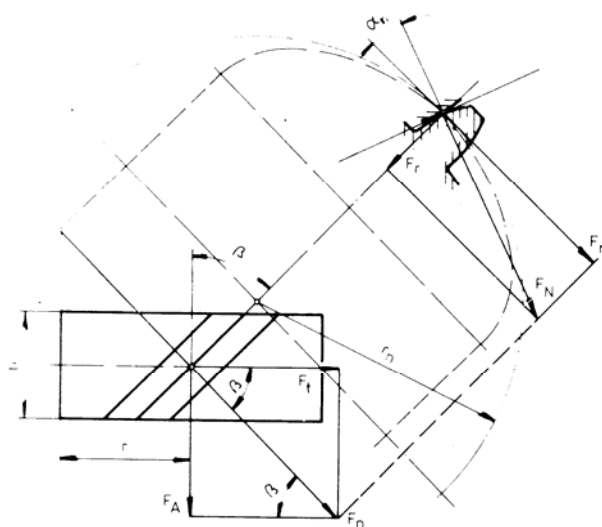
$$\text{- v čelní rovině} \quad s_{t2} = \frac{s_{n2}}{\cos \beta} \quad (4.29)$$

Šířka mezery:

$$\text{- v normální rovině} \quad e_{n2} = m(0,5\pi + 2x \operatorname{tg} \alpha) \quad (4.30)$$

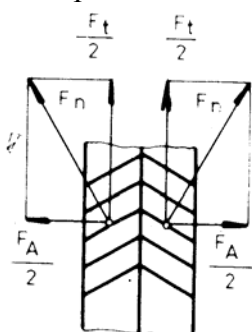
$$\text{- v čelní rovině} \quad e_{t2} = \frac{e_{n2}}{\cos \beta} \quad (4.31)$$

4.3 Silové poměry u ozubených kol se šikmými zuby



Obr.4.2 Silové poměry u ozubených kol se šikmými zuby [1]

Všechny síly na obrázku jsou potřebné pro výpočet hřídele a ložisek. Nevýhodou kol se šikmými zuby je axiální silová složka F_a . Aby nebyla axiální síla příliš velká, provádí se u jednoduchých šikmých zubů úhel sklonu $\beta = 6^\circ$ - 10° , výjimečně až $\beta = 20^\circ$. Pro vyloučení účinku axiální síly se užívá ozubení tzv. šípové.



Obr.4.3 Šípové ozubení [1]

5. Konstrukce čelních ozubených kol

Z důvodu proměnlivé obvodové síly se v dnešní době volí převod pokud možno jako poměr dvou nesoudělných čísel, aby se opotřebení rozložilo rovnoměrně na všechny zuby, aby nevznikla nestejná vůle mezi zuby a omezilo se tak buzení kmitání a tím i hluchost soukolí.

Nejvyšší doporučitelná hodnota převodového poměru je závislá na druhu ozubení, na obvodové rychlosti, na způsobu pohonu, na uložení kol a na žádané tichosti chodu. Omezení velikostí převodových poměrů vyplývá nejen z vlastností záběru při značných rozdílech velikostí spoluzabírajících kol, ale také z nárůstu rozměrů převodových soukolí vzhledem k nejmenšímu možnému počtu zubů na pastorku. Pro ozubená kola čelní ukazuje hodnoty i_{\max} tabulka 5.1. V závorkách jsou uvedeny hodnoty výjimečné, vyhovující jen omezeně [1].

ozubení	zuby	pohon	i_{\max}
vnější	přímé	ruční	8 až (12)
		motorický	4 až (6)
	šikmé		8 až (10)

Tab.5.1 Největší převodové poměry[1]

Snahou konstruktérů při navrhování ozubených převodů je dosáhnout co nejmenších rozměrů konstrukce a z toho vyplývající nízké výrobní ceny. Zmenšováním počtu zubů by se dosáhlo snížení kroutících momentů a tím i rozměrů konstrukce, omezení však tvoří průměr hřídele pastorku a požadovaný nejmenší součinitel záběru (požaduje se zpravidla $\epsilon \geq 1,2$), přičemž součinitel záběru je definován jako poměr mezi obloukem záběru a roztečí. Aby mohlo docházet k nepřerušovanému a klidnému záběru, musí být oblouk záběru větší než rozteč. Přesněji řečeno součinitel záběru musí být větší jak 1.

Vzhledem k tomu, že záběr je tím příznivější, čím delší je dráha záběru a tedy čím větší je počet zubů, volí se u motorického pohonu počet zubů pastorku raději větší, než nejmenší počty zubů dosažitelného korigováním. U ozubených kol čelních se zuby šikmými se volí počet zubů pastorku zpravidla $z \geq z_{\min} \cdot \cos^3 \beta$.

Většina kol se vyrábí z ocele a litiny, ale i z plastových materiálů. Jejich konstrukční provedení je závislé na velikosti kola, na počtu vyráběných kusů, na obvodové rychlosti, výrobních možnostech apod.

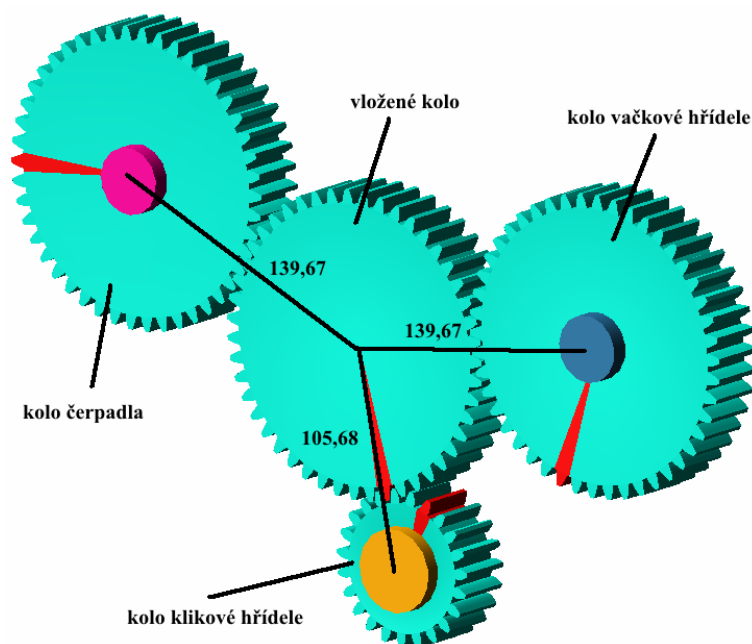
Pastorky s malým počtem zubů mohou být vcelku s hřídelem (obr.5.1) nebo mohou být ke hřídeli přivařeny, obvykle jsou však pastorky nasazeny na hřídel. Větší kola mají věnec spojen nábojem diskem, který může být plný nebo odlehčen otvory.

6 Určení potřebných parametrů pro tvorbu dynamických modelů

Než se vytvoří dynamické modely, musí se nejdříve určit potřebné parametry, které vyžaduje modul MBS při jejich sestavování. Modul MBS je představen v 8. kapitole. Jelikož u motorů Zetor je pohon řešen pomocí ozubených kol se šikmým ozubením musí se také určit rozměry přímého ozubení na dané osové vzdálenosti.

6.1 Určení rozměrů přímého ozubení

K určení rozměrů přímého ozubení se musí odečíst osové vzdálenosti kol a to z rozměrů klikové skříně. Schéma uspořádání jednotlivých kol pohonu rozvodu je znázorněno na obr.6.1. i s hodnotami osových vzdáleností v mm.

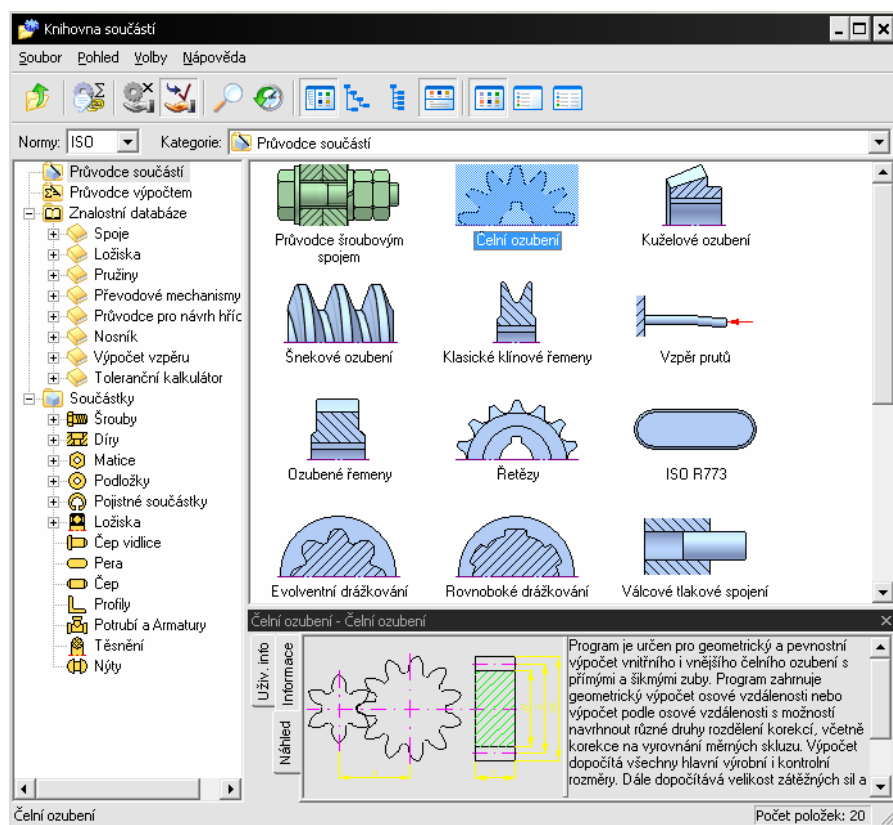


Obr.6.1 Schéma uspořádání pohonu rozvodu a osové vzdálenosti

Pro určení potřebné geometrie přímého ozubení je využito nástavby pro CAD software.



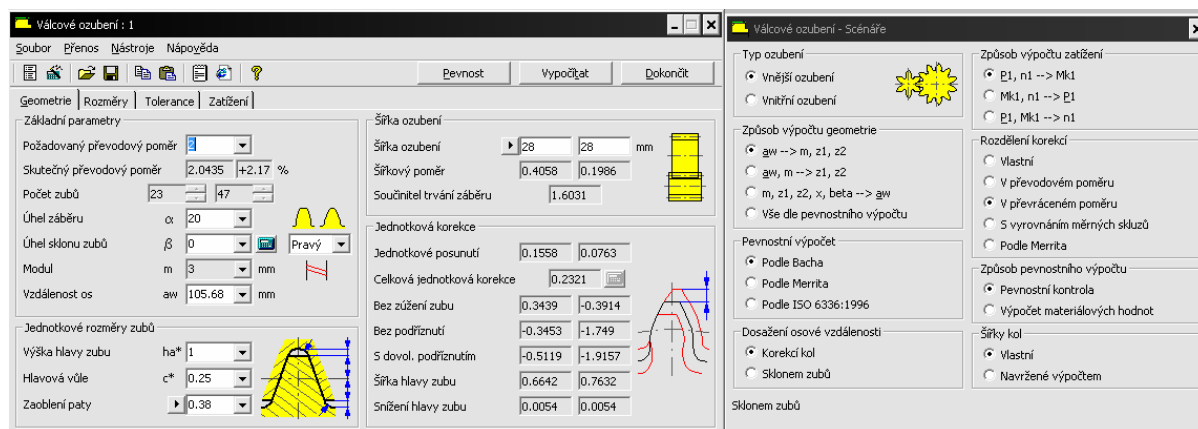
Obr. 6.2 Toolbar Mechsoft for ProEngineer



Obr.6.3 Okno knihovny součástí

V knihovně součástí se mohou zvolit co prvky, které jsou potřeba. Lze zde provádět normalizované výpočty od šroubových spojů až po výpočet ozubených kol. Jsou zde normalizované součásti jako například šrouby, díry, pera, podložky apod., které usnadňují modelování v ProE jejich vložení.

Volbou položky čelní ozubení se otevře okno pro výpočet válcového ozubení, kde se volí ze tří úrovní výpočtu a to návrh geometrie, rychlý návrh, pokročilý. V tomto případě je zvolen pokročilý výpočet válcového ozubení. Po volbě a potvrzení výběru se otevřou dvě okna pro zadávání parametrů výpočtu. Okna jsou znázorněna na obr.6.4



Obr.6.4 Tabulky pro pokročilý výpočet válcového ozubení

Parametry, které jsou výchozí pro výpočet přímého ozubení, jsou osová vzdálenost a převodový poměr, tyto parametry se musí dodržet. Z těchto důvodů se volí: typ ozubení

vnější, způsob výpočtu geometrie z osové vzdálenosti a_w a dosažení osových vzdáleností se volí pomocí korekcí kol.

Jakmile se zadá vše potřebné, provede se výpočet. Po přepočítání se výpočet uloží a to jako textový soubor nebo soubor html. Výsledky výpočtu soukolí jsou znázorněny v tab.6.1.

Požadovaný převodový poměr	2		Kolo 1	Kolo 2
Skutečný převodový poměr	2.0435 (+2.17%)	Počet zubů	23	47
Úhel záběru	α 20°	Jednotkové posunutí	0.1558	0.0763
Výška hlavy zubu	ha^* 1 (= 3 mm)	Roztečný průměr d	69 mm	141 mm
Hlavová vřle	c^* 0.25 (= 0.75 mm)	Průměr základní kružnice db	64.839 mm	132.497 mm
Zaoblení paty	0.38 (= 1.14 mm)	Hlavový průměr da	75.902 mm	147.425 mm
Výška hlavy nástroje	1.25 (= 3.75 mm)	Patní průměr df	62.435 mm	133.958 mm
Úhel sklonu zubů	β 0°	Pracovní roztečný průměr dw	69.447 mm	141.913 mm
Modul	m 3 mm	Tloušťka zubu s	5.053 mm	4.879 mm
Vzdálenost os	a_w 105.68 mm	Šířka hlavy zubu	0.6642 (= 1.9927 mm)	0.7632 (= 2.2895 mm)
Roztečná vzdálenost os	a 105 mm	Šířka ozubení	28 mm	28 mm
Celková jednotková korekce	0.2321	Šířkový poměr	0.4058	0.1986
Provozní úhel záběru	α_w 20.9895°	Tloušťka zubu na těživě sk	4.462 mm	4.308 mm
Normální rozteč	p 9.425 mm	Rozměr přes zuby W	23.427 mm	50.841 mm
Základní rozteč	ptb 8.856 mm	Rozměr přes válečky (kuličky) M	74.421 mm	146.077 mm
Součinitel trvání záběru	1.6031 (1.6031 + 0)	Průměr válečku (kuličky) dw	4.5 mm	4.5 mm
Označení přesnosti	6	Virtuální počet zubů zv	23	47
Mezní úchylna sklonu zubu	Fb 0.012 mm	Mezní obvodové házení ozubení Fr	0.021 mm	0.028 mm
Mezní úchylna rovnoběžnosti os	fx 0.012 mm	Mezní úchylna čelní rozteče fpt	0.0085 mm	0.009 mm
Mezní úchylna rovnoběžnosti os	fy 0.006 mm	Mezní úchylna základní rozteče fpb	0.008 mm	0.0085 mm

Tab.6.1 Základní rozměry soukolí kola kliky (kolo 1) a vloženého kola (kolo2)

V tab.6.1 jsou základní rozměry kola kliky a vloženého kola. Musí se ještě dopočítat rozměry kola vačkového hřídele a vstřikovacího čerpadla. Tyto dvě kola jsou shodná, protože mají shodnou osovou vzdálenost s vloženým kolem. Provede se výpočet pouze mezi kolem vloženým a například kolem vačkové hřídele.

V tabulce pro pokročilý výpočet válcového ozubení se opět volí vnější ozubení a dosažení osové vzdálenosti korekcí kol, avšak způsob výpočtu geometrie je volen způsob výpočtu z modulu ozubení, počtu zubů obou kol, jednotkového posunutí a úhlu sklonu zubů. Počet zubů vloženého kola je znám z předchozího výpočtu, kde je 47 zubů na vloženém kole, převod mezi vloženým kolem a kolem vačkové hřídele (resp. kolem vstřikovacího čerpadla) je 1, proto se volí počet zubů kola vačkové hřídele 46. Počet zubů je o jeden menší z důvodu rovnoměrného opotřebení zubů. Zadávané parametry tedy jsou počet zubů obou kol 47 a 46, modul ozubení 3mm, úhel sklonu zubů 0° a jednotkové posunutí vloženého kola 0,0763 známé z předchozího výpočtu. Po zadání všech parametrů proběhne výpočet a opět uložení do html souboru. Rozměry kol jsou znázorněny v tab.6.2

Požadovaný převodový poměr		0.9787		Kolo 1	Kolo 2
Skutečný převodový poměr		0.9787	Počet zubů	47	46
Úhel záběru	α	20°	Jednotkové posunutí	0.0763	-0.0194
Výška hlavy zubu	h_a^*	1 (= 3 mm)	Roztečný průměr d	141 mm	138 mm
Hlavová vřle	c^*	0.25 (= 0.75 mm)	Průměr základní kružnice d_b	132.497 mm	129.678 mm
Zaoblení paty		0.38 (= 1.14 mm)	Hlavový průměr d_a	147.456 mm	143.882 mm
Výška hlavy nástroje		1.25 (= 3.75 mm)	Patní průměr d_f	133.958 mm	130.384 mm
Úhel sklonu zubů	β	0°	Pracovní roztečný průměr d_w	141.172 mm	138.168 mm
Modul	m	3 mm	Tloušťka zubu s	4.879 mm	4.67 mm
Vzdálenost os	a_w	139.67 mm	Šířka hlavy zubu	0.7583 (= 2.2748 mm)	0.7738 (= 2.3214 mm)
Roztečná vzdálenost os	a	139.5 mm	Šířka ozubení	28 mm	28 mm
Celková jednotková korekce		0.0569	Šířkový poměr	0.1986	0.2029
Provozní úhel záběru	α_w	20.1906°	Tloušťka zubu na těživě sk	4.308 mm	4.124 mm
Normální rozteč	p	9.425 mm	Rozměr přes zuby W	50.842 mm	50.603 mm
Základní rozteč	p_{tb}	8.856 mm	Rozměr přes válečky (kuličky) M	146.077 mm	142.593 mm
Součinitel trvání záběru		1.7297 (1.7297 + 0)	Průměr válečku (kuličky) d_w	4.5 mm	4.5 mm
Označení přesnosti		6	Virtuální počet zubů z_v	47	46
Mezní úchylna sklonu zubu	F_b	0.013 mm	Mezní obvodové házení ozubení F_r	0.028 mm	0.028 mm
Mezní úchylna rovnoběžnosti os	f_x	0.013 mm	Mezní úchylna čelní rozteče f_{pt}	0.009 mm	0.009 mm
Mezní úchylna rovnoběžnosti os	f_y	0.0065 mm	Mezní úchylna základní rozteče f_{pb}	0.0085 mm	0.0085 mm

Tab.6.2 Základní rozměry soukolí vloženého kola (kolo 1) a kola vačkové hřídele (resp. kola vstřikovacího čerpadla = kolo 2)

6.2 Určení tuhosti ozubených kol

Zuby ozubených kol se pod zatížením deformují a to je příčinou řady negativních, ale i pozitivních důsledků. Deformace zubů se zpravidla kvantitativně vyjadřují tuhostí ozubení, která je definována jako poměr zatížení (délkového nebo šířkového) k deformaci. [3]

Vzhledem ke složitému tvaru zubů je teoretické určení deformací a tuhosti obtížné, ale poměrně snáze je lze určit experimentálně. Experimentálně se určuje tuhost ozubení nejčastěji staticky měřením deformací ozubení zatíženého konstantní silou nebo při pomalém otáčení seismickým měřením úchylek. [3]

V dnešní době se však často využívá vhodných počítačových programů obzvláště MKP (metoda konečných prvků). Jeden z nejrozšířenějších takovýchto programů je ANSYS a jeho různé moduly. Úloha řešení tuhosti ozubených kol v MKP by mohla vypadat nějak následovně: modely kol (zahrnující geometrii, materiál apod.) s kontaktem zubů, jedno kolo pevně uchyceno a druhé se natočí o jednotkovou hodnotu a vypočítají reakční síly v kontaktu. Pomocí jednotkového natočení a k tomu příslušnému zatížení se pak určí torzní tuhost ze známého vztahu:

$$k = \frac{M}{\varphi} \quad (6.1)$$

Kde k [Nm/rad] je hledaná tuhost, M je zatížení a φ je jednotkové natočení (deformace).

Deformace a tuhost jednotlivých páru zubů se mění po dráze záběru. Zub má největší deformaci, působí-li síla na vrcholu zubu následkem velké deformace ohybu. [3]

Tuhost jednoho páru zubů čelního soukolí závisí na tvaru obou zubů, tedy především na $z_{1,2}$, α_n a $x_{1,2}$. Se zvětšením z , α_n a x tuhost roste. Tuhost nezávisí na velikosti zubů, tj. na m_n , a na šířce ozubení závisí nepřímo. Pro standardní ozubení, což je tento případ a proto se toho využije, je možno určit c' podle empirického vztahu [3]:

$$\frac{1}{c'} = 0,04723 + \frac{0,15551}{z_{n1}} + \frac{0,25791}{z_{n2}} - 0,00635 \cdot x_1 - 0,11654 \frac{x_1}{z_{n1}} - 0,00193x_2 - 0,24188 \frac{x_2}{z_{n2}} + 0,00529x_1^2 + 0,00182x_2^2 \quad (6.2)$$

Tento vztah platí pro vnější přímé i šikmé ozubení a standardní základní profil přičemž pro šikmé ozubení se počítá s virtuálním ozubením.

Záběrová tuhost ozubení se následně určí dle vztahu [3]:

$$c_\gamma = c'(0,75\varepsilon_\alpha + 0,25) \quad (6.3)$$

Tento vztah rovněž platí jak pro ozubení přímé tak šikmé. Kde ε_α je součinitel trvání záběru.

6.2.1 Určení záběrové tuhosti

Jak již bylo zmíněno v předcházející kapitole pro určení záběrové tuhosti je využito empirických vztahů, které jsou vhodné pro standardní ozubení jak přímé tak i šikmé. Rozměry přímého ozubení už jsou určeny a šikmé ozubení je dáno. Příslušné hodnoty se tedy dosadí do vztahů a určí se záběrové tuhosti.

Hodnoty parametrů přímého ozubení mezi kolem klikové hřídele a vloženým kolem:

- u přímého ozubení je počet zubů náhradních kol shodný s počtem zubů samotných kol:

$$z_{n1} = 23, z_{n2} = 47$$

- jednotkové posunutí:

$$x_1 = 0,1558 \text{ mm}, x_2 = 0,0763 \text{ mm}$$

- součinitel trvání záběru:

$$\varepsilon_\alpha = 1,6031$$

Dosadí se do vztahů 6.2, 6.3 a vypočítá:

$$\frac{1}{c'} = 0,04723 + \frac{0,15551}{23} + \frac{0,25791}{47} - 0,00635 \cdot 0,1558 - 0,11654 \frac{0,1558}{23} - 0,00193 \cdot 0,0763 - 0,24188 \frac{0,0763}{47} + 0,00529 \cdot 0,1558^2 + 0,00182 \cdot 0,0763^2 = 0,057 (N / \text{mm} \cdot \mu\text{m})^{-1}$$

$$c' = \frac{1}{0,057} = 17,45 N / \text{mm} \cdot \mu\text{m}$$

Záběrová tuhost pro přímé ozubení mezi kolem klikové hřídele a vloženým kolem je:

$$c_\gamma = c' \cdot (0,75 \cdot \varepsilon_\alpha + 0,25) = 17,45 \cdot (0,75 \cdot 1,6031 + 0,25) = \underline{\underline{25,35 N / \text{mm} \cdot \mu\text{m}}}$$

Hodnoty parametrů přímého ozubení mezi kolem vloženým a kolem vačkové hřídele (čerpádlu):

- počet zubů náhradních kol:

$$z_{n1} = 47, z_{n2} = 46$$

- jednotkové posunutí:

$$x_1 = 0,0763 \text{ mm}, x_2 = -0,0194 \text{ mm}$$

- součinitel trvání záběru:

$$\varepsilon_\alpha = 1,7297$$

Dosadí se do vztahů 6.2, 6.3 a vypočítá:

$$\frac{1}{c'} = 0,04723 + \frac{0,15551}{47} + \frac{0,25791}{46} - 0,00635 \cdot 0,0763 - 0,11654 \frac{0,0763}{47} - 0,00193 \cdot (-0,0194) - 0,24188 \frac{-0,0194}{46} + 0,00529 \cdot 0,0763^2 + 0,00182 \cdot (-0,0194)^2 = 0,056 (N / mm \cdot \mu m)^{-1}$$
$$c' = \frac{1}{0,056} = 17,86 N / mm \cdot \mu m$$

Záběrová tuhost pro přímé ozubení mezi kolem vloženým a kolem vačkové hřídele je:

$$c_\gamma = c' \cdot (0,75 \cdot \varepsilon_\alpha + 0,25) = 17,86 \cdot (0,75 \cdot 1,7297 + 0,25) = \underline{\underline{27,63 N / mm \cdot \mu m}}$$

Obdobným způsobem se postupovalo u šikmého ozubení.

Hodnoty parametrů šikmého ozubení mezi kolem klikové hřídele a vloženým kolem:

- hodnoty pro výpočet jsou dány
- u šikmého ozubení se do vztahů za počet zubů dosazují počty zubů virtuálního ozubení a tyto se určí ze vztahu [3]:

$$z_n = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (6.4)$$

Kde z je počet zubů kola a β je úhel sklonu zubů. Dosazením získáme:

$$z_{n1} = 31, z_{n2} = 63$$

- jednotková posunutí:

$$x_1 = 0,6075 \text{ mm}, x_2 = 0 \text{ mm}$$

- součinitel trvání záběru:

$$\varepsilon_\alpha = 2,7705$$

Dosadí se do vztahů 6.2, 6.3 a vypočítá:

$$\frac{1}{c'} = 0,04723 + \frac{0,15551}{31} + \frac{0,25791}{63} - 0,00635 \cdot 0,6075 - 0,11654 \frac{0,6075}{31} - 0,00193 \cdot 0 - 0,24188 \frac{0}{63} + 0,00529 \cdot 0,6075^2 + 0,00182 \cdot 0^2 = 0,052 (N / mm \cdot \mu m)^{-1}$$
$$c' = \frac{1}{0,052} = 19,18 N / mm \cdot \mu m$$

Záběrová tuhost pro šikmé ozubení je:

$$c_\gamma = c' \cdot (0,75 \cdot \varepsilon_\alpha + 0,25) = 19,18 \cdot (0,75 \cdot 2,7705 + 0,25) = \underline{\underline{44,64 N / mm \cdot \mu m}}$$

Hodnoty parametrů šikmého ozubení mezi kolem vloženým a kolem vačkové hřídele (čerpadla):

- počet zubů virtuálních kol

$$z_{n1} = 57, z_{n2} = 55$$

- jednotková posunutí:

$$x_1 = 0 \text{ mm}, x_2 = 0 \text{ mm}$$

- součinitel trvání záběru:

$$\varepsilon_\alpha = 2,8275$$

Dosadí se do vztahů 6.2, 6.3 a vypočítá:

$$\begin{aligned}\frac{1}{c'} &= 0,04723 + \frac{0,15551}{57} + \frac{0,25791}{55} - 0,00635 \cdot 0 - 0,11654 \frac{0}{57} - 0,00193 \cdot 0 - \\ &- 0,24188 \frac{0}{55} + 0,00529 \cdot 0^2 + 0,00182 \cdot 0^2 = 0,055 (N / mm \cdot \mu m)^{-1} \\ c' &= \frac{1}{0,055} = 18,18 N / mm \cdot \mu m\end{aligned}$$

Záběrová tuhost pro šikmé ozubení je:

$$c_y = c' \cdot (0,75 \cdot \varepsilon_\alpha + 0,25) = 18,18 \cdot (0,75 \cdot 2,8275 + 0,25) = \underline{\underline{43,1 N / mm \cdot \mu m}}$$

6.2.2 Určení tuhosti disků kol

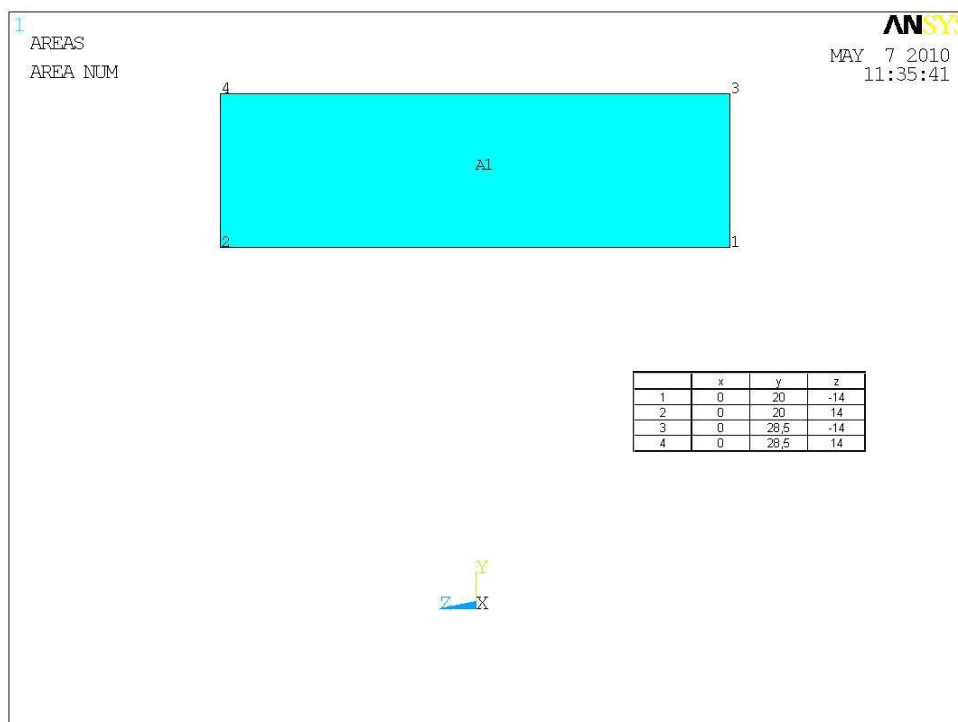
V předchozí kapitole se určily záběrové tuhosti, tyto tuhosti se však týkají pouze ozubení. Pro určení celkové tuhosti ozubených kol se musí určit i tuhost disků kol, k čemuž je využit už dříve zmíněný MKP software ANSYS. Modely disků kol nejsou složité, a byly rovnou modelovány v MKP. Rozměry disků kol pro šikmé ozubení jsou dány, pro ozubení přímé se musí rozměry vhodně volit vzhledem k rozměrům samotného ozubení a rozměrům hřídelů, na kterých jsou jednotlivá kola uložena.

Rozměry kol přímého a šikmého ozubení nejsou nějak výrazně odlišná. Přímé ozubení sice má větší zuby (větší modul), ale patní kružnice je pouze asi o 1 mm menší u přímého ozubení na průměru. Rozměry pro modely v MKP jsou tedy voleny z rozměrů kol přímých, které jsou dostačující i pro kola se šikmým ozubením. Při modelování jsou také zanedbány rádiusy, zkosení a drážky pro pera.

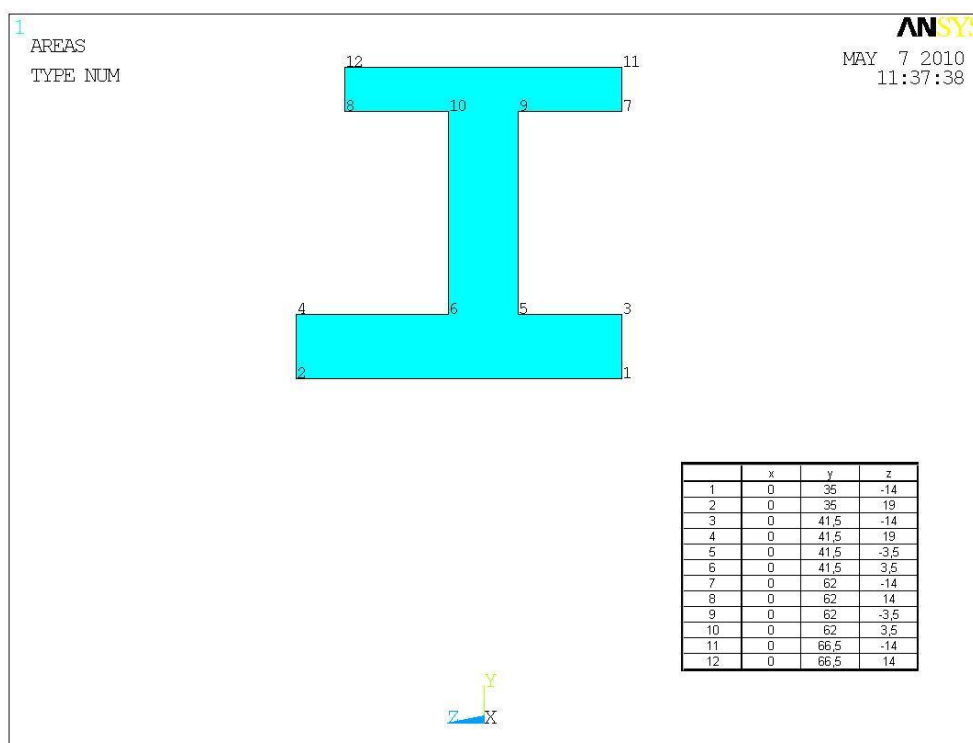
Modelování v MKP je provedeno pomocí nástrojů v nabídce Modeling znázorněné na obr. 6.5. Pomocí nástrojů v nabídce Create se můžou vytvářet různé prvky modelování. V tomto případě je využito Keypoints (klíčové body), na kterých jsou následně vytvořeny čáry (Lines) a z nich plochy (Areas). Po vytvoření profilu disku kol, znázorněné na obrázcích 6.6-6.8 společně se souřadnicemi jednotlivých klíčových bodů, je využito nástroje Operate. Jímž je možno provádět různé operace jako vytažení, rotování, sloučení, rozdělení apod. Profily disků jsou orotovány nástrojem Extrude – Areas – About axis, jako osu rotace se volí dva klíčové body, které jsou vytvořeny na ose z. Tímto způsobem se vytvoří modely disků kol.



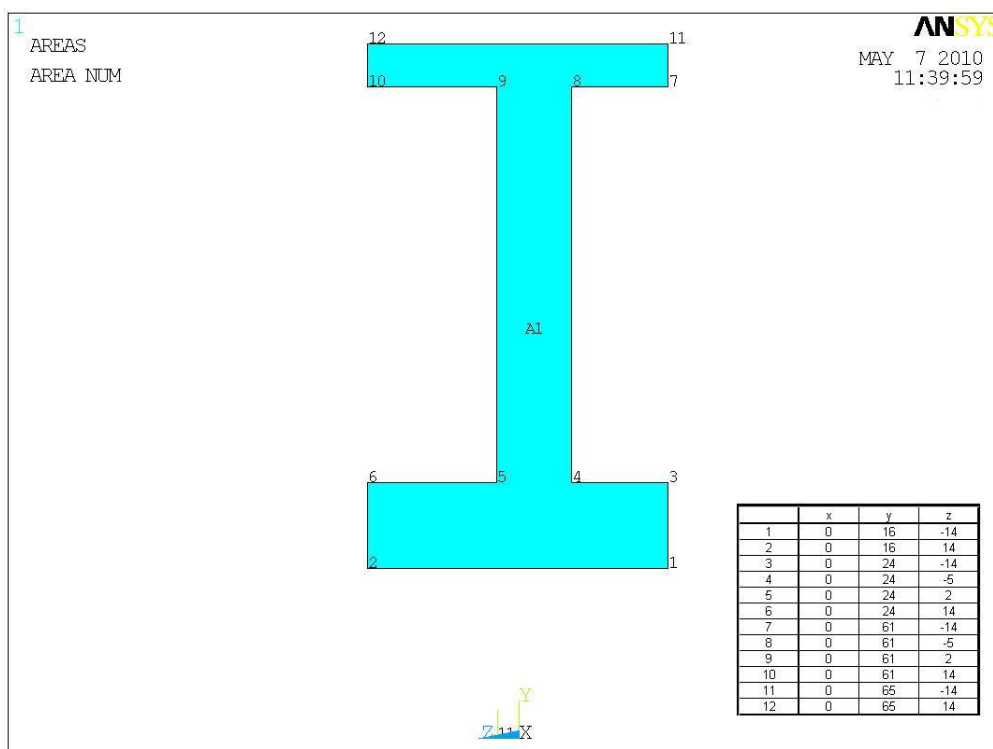
Obr.6.5 Nabídka nástrojů v MKP softwaru ANSYS:
a) nabídka Create, b) nabídka Operate



Obr.6.6 Profil disku kola klikové hřídele a souřadnice Keypoints



Obr.6.7 Profil disku kola vloženého a souřadnice Keypoints

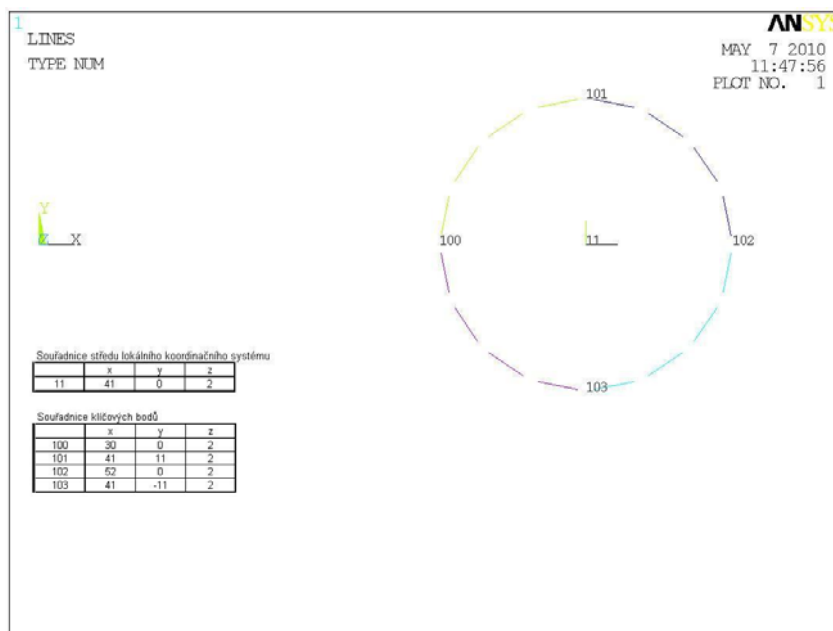


Obr.6.8 Profil disku kola vačkové hřídele a souřadnice Keypoints

Jsou vytvořeny modely disků kol, avšak model kola vačkové hřídele ještě není zcela hotov. Na tomto kole, stejně tak i na kole od vstřikovacího čerpadla, které je shodné, proto je vytvořen pouze jeden model, se musí dodělat odlehčení v podobě dvou děr.

Toto odlehčení je opět modelováno pomocí stejných nástrojů. Pro tvorbu děr se však musí vytvořit lokální souřadnicový systém cylindrický, ve kterém je možno nakreslit kruh potřebný pro vytvoření díry.

Nejprve jsou udělány čtyři klíčové body (souřadnice na obr.6.9), na kterých je potom vytvořen kruh. V hlavním menu je zvoleno WorkPlane – Local Coordinate System – Create Local CS – At Specified Loc, což znamená vytvoření lokálního koordinačního systému ve specifických souřadnicích. Souřadnice počátku lokálního koordinačního systému jsou souřadnice středu díry (viz obr.6.9 a 6.10). Po zadání souřadnic se objeví tabulka (obr. 6.10). Kde se volí potřebné parametry, hlavně však typ koordinačního systému na cylindrický. V tomto lokálním koordinačním systému jsou udělány čtyři čáry pomocí nástroje Create – Lines – Lines – In Active Coord, musí být přepnuto na cylindrický souřadnicový systém, ten se zapíná nebo vypíná v hlavním menu WorkPlane – Change Active CS to. Z kruhu se udělá pomocí nástroje Create – Areas – Arbitrary – By Lines plocha, ta se následně vytáhne nástrojem Extrude – Areas – By XYZ Offset. Hodnota vytažení je skrz žebro tzn. 7mm.



Obr.6.9 Tvorba kruhu pro odlehčení, souřadnice středu lokálního koordinačního systému a souřadnice klíčových bodů

Dialog box titled "Create Local CS at Specified Location". It contains the following fields and values:

- KCN Ref number of new coord sys: 11
- KCS Type of coordinate system: Cylindrical 1
- XC, YC, ZC Origin of coord system: 41, 0, 2
- THXY Rotation about local Z: (empty)
- THYZ Rotation about local X: (empty)
- THZX Rotation about local Y: (empty)
- Following used only for elliptical and toroidal systems
- PAR1 First parameter: 1
- PAR2 Second parameter: 1

Buttons at the bottom: OK, Apply, Cancel, Help.

Obr. 6.10 Tabulka tvorby lokálního koordinačního systému

Po vytvoření objemu díry nástrojem Extrude se musí tento objem odečíst od již vytvořeného disku a to pomocí nástroje Modeling – Operate – Booleans – Subtract – Volumes. Následováním instrukcí vznikne požadovaná díra.

Na kole vačkové hřídele zbývá ještě dodělat druhá díra. Pomocí nástroje Reflect - Lines (zrcadlení) je velmi jednoduše překopírován kruh a dále je postup stejný jako při tvorbě díry předchozí.

Josu vytvořeny modely jednotlivých disků kol. Další kroky se týkají nástroje tzv. Meshing (Mesh-Tool obr.6.13), který slouží k vysítování modelů elementy. Elementy neboli prvky pro sítování modelu se musí nejprve nadefinovat v nabídce Element Type – Add/Edit/Delete. Otevřením nabídky a kliknutím na Add se otevře knihovna s různými typy elementů (obr.6.11).

Dialog box titled "Library of Element Types". It contains the following fields and values:

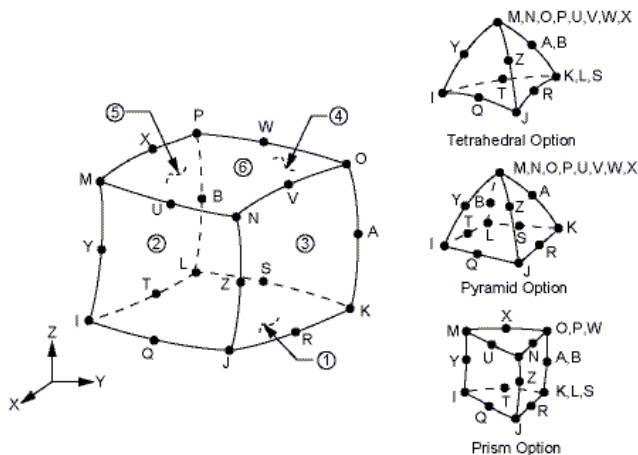
- Library of Element Types: Structural Mass (selected), Link, Beam, Pipe, Solid, Shell, Solid-Shell, Constraint
- 3D mass: 21
- Element type reference number: 1

Buttons at the bottom: OK, Apply, Cancel, Help.

Obr.6.11 Knihovna elementů

V této knihovně se pro každý model vyberou vhodné typy elementů. Pro disk kola klikové hřídele a disk kola vloženého je volen prvek pro sítování modelů Solid95. Solid95 je prvek definovaný 20 uzly mající tři stupně volnosti na uzel: posuvy ve směrech x , y a z . Prvek může mít jakoukoliv prostorovou orientaci, má plasticitu, creep, napětovou tuhost, velkou deflexi a velké napětové schopnosti [20]. Geometrie elementu je znázorněna na obr 6.12. Umožní vysítovat disky tzv.mapováním (Mapped).

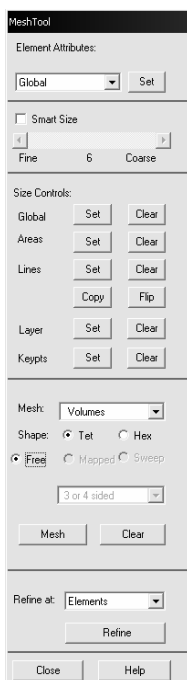
U modelu kola vačkového hřídele je použit stejný typ elementu, ale kolo vačkové hřídele má díry v disku z důvodu odlehčení kola, proto u tohoto tvaru nebylo použito mapované síťování. Využije se tedy jiného typu síťování a to free (volné). Nástroj pro volbu a zadávání síťování je znázorněn na obr. 6.13.



Obr.6.12 Geometrie elementu Solid95 [20]

Druhý prvek, který se musí zadat je prvek vhodný pro přenos natočení, poněvadž úloha řešení tuhosti pomocí MKP vypadá tak, že vnější okraj disků kol se zafixuje ve všech směrech a střed natočíme o 1 rad.

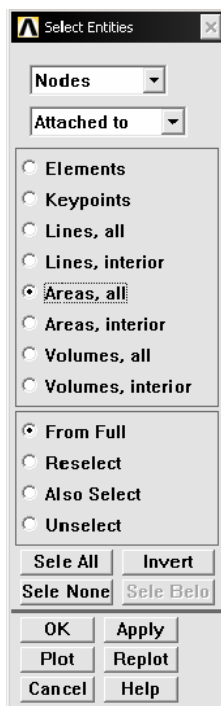
Pro úspěšné řešení úlohy je volen prvek, který nahradí hřídel. A aby bylo možné přenést natočení ze středu na disky kol musí se ve středu kol vytvořit tuhá prutová náhrada hřídele, složeného z tuhých elementů schopné přenést natočení ze středu na disk kola, tím jej deformovat a v místech zafixování následně určit reakce, potřebné pro dopočet tuhosti dle vztahu 6.1. Na tuhous prutovou náhradu bal použit element typu MPC184.



Obr. 6.13 Nástroj Mesh-Tool

Tvorba prutové náhrady je možná hned několika způsoby: kopírováním, vytvořením tzv. makra nebo vytvoření jednotlivých prvků nástrojem Create.

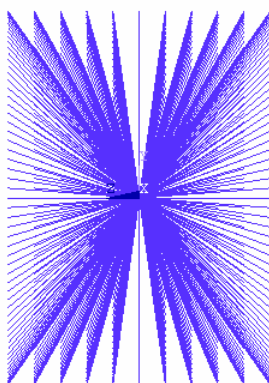
K vytvoření elementu je potřeba zvolit element. Už však při výběru typů elementů se u prvku MPC184 v nastavení volí rigid beam, což zaručí, že prvek je tuhý. Jestliže je vše nastaveno vytvoří se elementy pomocí uzlů a nástroje Create – Elements – Auto Numbered – Thru Nodes. Aby se vytvářely elementy pouze ve středu, musí se vybrat uzly náležící vnitřním plochám disků kol. To se provede v hlavním menu Select – Entities.



Obr. 6.14 Select - Entities

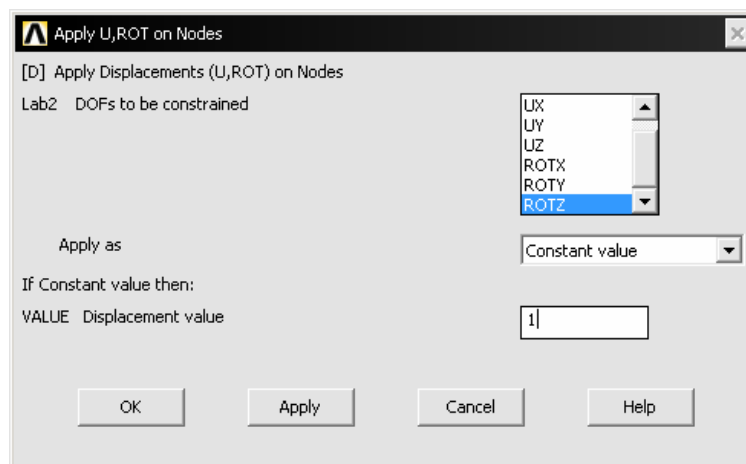
Nejprve jsou vybrány plochy díry pro hřídel. Volí se Areas, By Num/Pick, From Full, provede se výběr a zobrazí se příkazem Plot. Následně jsou vybrány uzly (nodes) náležící těmto plochám, opět v Select – Entities s tím rozdílem, že se zadají Nodes, Attached to, Areas all, From Full a opět se zobrazí výběr. Tímto způsobem jsou vybrány uzly náležící plochám v díře pro hřídel u každého kola a jsou aktivní jen ony. Pro snadnější orientaci v tak velkém množství bodů je vhodné vytvářet elementy pro každý čtvrt-válec samostatně. K vytvoření elementu je vždy potřeba zadat 2 uzly, vždy je vybrán střed a uzel náležící ploše v díře pro hřídel.

Uzel středový se vždy vytvoří ještě před samotnou tvorbou elementu u každého čtvrt-válce zvlášť. To znamená, že se postupně udělají 4 uzly v jedné lokaci (resp. ve středu koordinačního systému, který v tomto případě souhlasí se středem disků kol), proto po vytvoření celé prutové náhrady jsou ve středu 4 uzly, tyto uzly se sloučí v jeden příkazem Merge Items v nabídce Numbering Ctrl's. Na následujícím obrázku je znázorněn jeden ježek, konkrétně se jedná o kolo klikové hřídele.



Obr.6.15 Prutová náhrada hřídele kola klikové hřídele

Po vytvoření modelů se zadají podmínky úlohy, která se v MKP řeší. Jak už jsem dříve zmiňoval vnější okraj disků jsou upevněny ve všech směrech a střed natočen o jednotkové natočení. Všechna kritéria zatížení a počtu stupňů volnosti jsou definovány v nabídce Loads. Pro zamezení jakéhokoli posuvu uzlů na vnějším okraji disků kol se nejprve vybraly uzly náležící vnější válcové ploše. To je provedeno opět nástrojem Select. Po výběru bodů se otevře nabídka Devone Loads – Apply – Structural – Displacement – On Nodes. Pro tyto uzly je zadáno All DOF (degree of freedom) a hodnota se nechá 0, což omezí pohyb ve všech stupních volnosti. Stejná nabídka je použita při zadání jednotkového natočení o 1 rad s tím rozdílem, že se volí ROTZ, Constant value a hodnota je 1 rad, znázorněno na obr.6.16. Zadalo se natočení kolem osy z, která také tvoří osu kola, poněvadž střed disku je shodný s počátkem globálního kartézského souřadného systému.



Obr.6.16 Zadání jednotkového natočení středu kol

Tento postup je zopakován u všech modelů a následně se úlohy nechají v MKP vyřešit. To se provede pomocí nástroje Solve-Current LS v nabídce Solution. Po výpočtu se nechají zobrazit výsledky. Ty se zobrazí v nabídce General Postproc – Plot Results. V tomto případě se zobrazí deformovaný tvar. Zde se zjistí jak se zdeformuje disk a také zda je prutová náhrada správně spojena s diskem. Velikost deformací se zobrazí pomocí nástroje Contour Plot – Nodal Solu. Zde se volilo DOF Solution – Z-component of rotation což zobrazilo barevný průběh deformací na disku. Zpravidla červenou barvou jsou zobrazovány největší deformace. V tomto případě největší deformace disků je na vnitřním válci, jak je znázorněno na obrázku 6.19, na němž je zobrazen disk kola vloženého. Na obrázku lze pozorovat poměrně velké

deformace. To je pochopitelné vzhledem k tomu, že je zadáváno natočení středu 1 rad, což je přibližně 57,3 ve stupních. Barevné (konturové) zobrazení průběhu deformace je znázorněno na obr. 6.20.

Samozřejmě před samotným výpočtem se musí definovat materiál disků kol a to ocel v nabídce Preprocessor-Material props-Material models, kde se otevře tabulka pro výběr materiálu. Volí se materiál Linear-Elastic-Isotropic. Po zvolení tohoto materiálu se otevře okno pro zadání vlastností materiálu a to modul pružnosti a poissonova čísla.

Modul pružnosti v tahu E je vlastnost materiálu, která je dána Hookovým zákonem (6.5). Hookův zákon popisuje lineární část tahové (tlakové) závislosti (obr.6.17). Je to oblast, kde při odlehčení sil působících na materiál deformace zmizí (elastická deformace).

Poissonovo číslo nebo také součinitel příčné deformace je vlastnost materiálu popisující rovněž oblast pružné (elastické) deformace, je v ní konstantní a pro ocel se udává přibližná hodnota $\mu=0,3$ (obr.6.17).

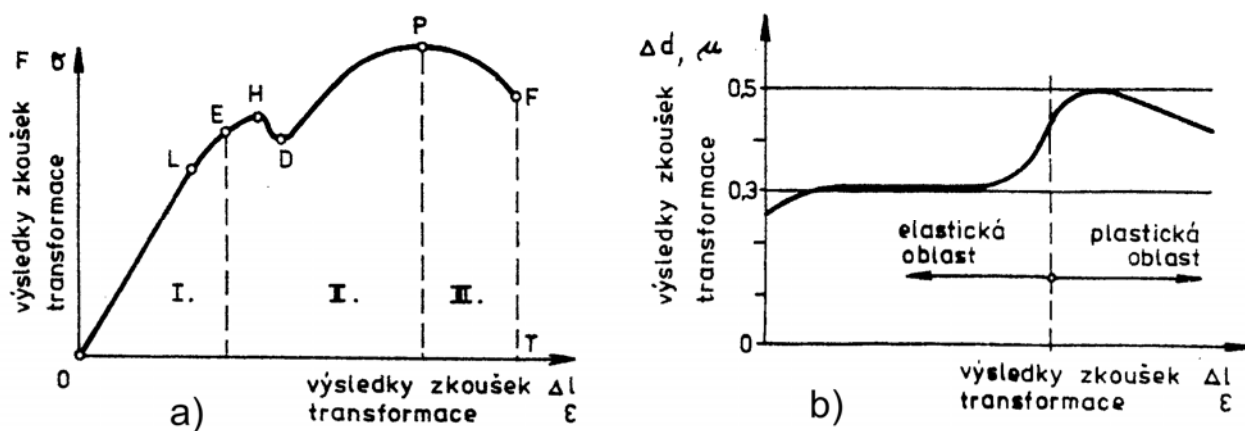
Hookův zákon [13]:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (6.5)$$

Poissonovo číslo [13]:

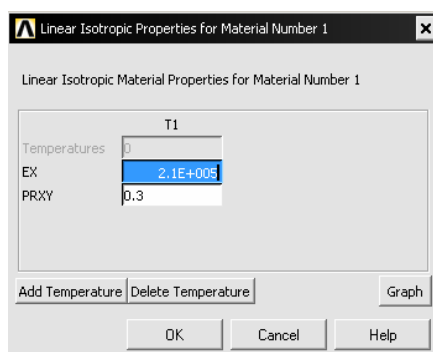
$$\mu = \frac{1}{m_p} = \left| \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x} \right| \quad (6.6)$$

Kde m_p Poissonova konstanta a $\varepsilon_y, \varepsilon_x$ délková přetvoření (deformace) v příslušném směru.

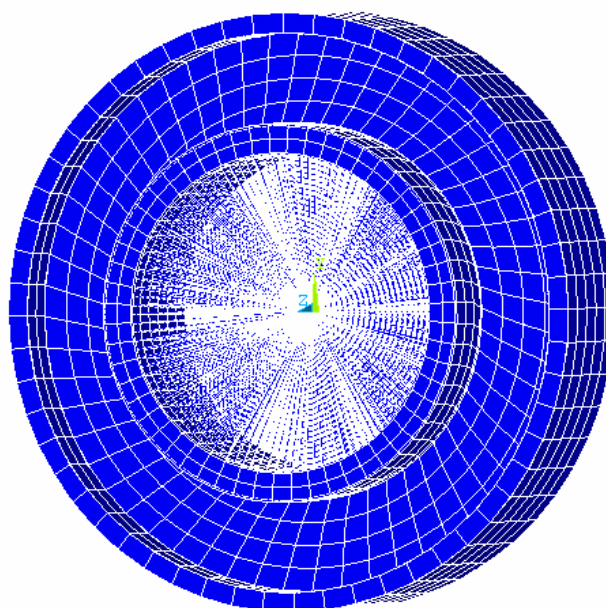


Obr.6.17 a) Tahový (tlaková) závislost: a) závislost $F - \Delta l$ b) závislost $\Delta d - \Delta l$

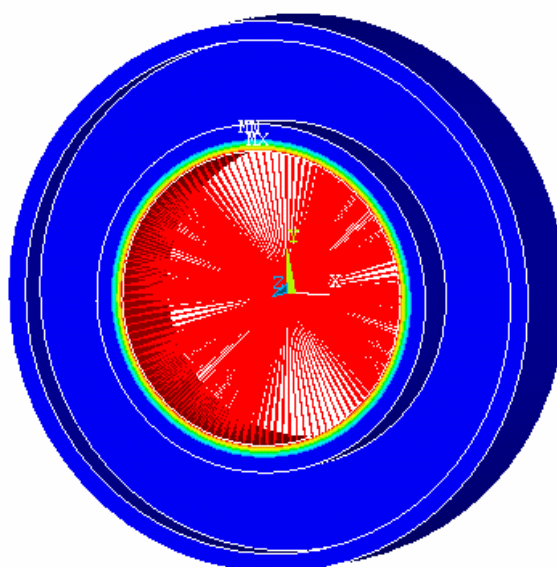
Oblast I. V obr.6.17a je oblastí elastické deformace. Oblast II. je oblast rovnoměrných pružně plastických deformací a oblast III. je nerovnoměrných pružně plastických deformací.



Obr.6.18 Zadání vlastností lineárního elastického a isotropního materiálu

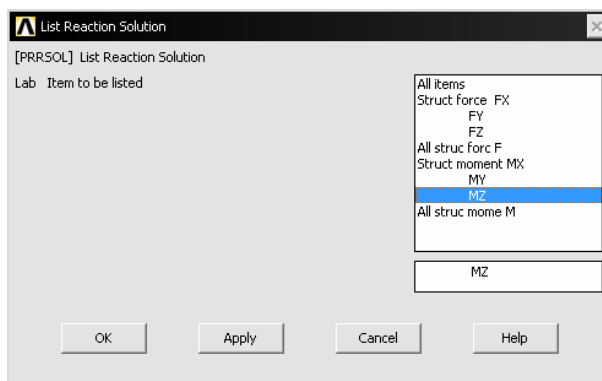


Obr.6.19 Deformovaný tvar disku kola (vložené kolo)



Obr.6.20 Konturové znázornění natočení

Po provedení výpočtu se zjistí reakce na obvodu disku vzniklé v důsledku natočení. To se provede v hlavním menu List-Results-Reaction Solution, otevře se tabulka, která nabídne možnosti znázorněné na obrázku 6.21. Je volena možnost Struct Moment MZ, což vypíše hodnoty výsledků momentů kolem osy z k jednotlivým uzlům, které se zadávaly v Displacement-On Nodes. Na spodním řádku výpisu momentů je zapsán výsledný moment. Hodnoty momentů pro všechny 3 modely disků jsou zapsány v tabulce 6.1.



Obr.6.21 Volba výsledků reakcí

Disk kola	M_z [Nm]
klikové hřídele	$0,19694 \cdot 10^{11}$
vložené	$0,14571 \cdot 10^{11}$
klikové hřídele (čerpádla)	$0,26723 \cdot 10^{10}$

Tab.6.1 Hodnoty reakčních momentů

Hodnoty momentů jsou velká v řádech až 10^{11} Nm. Vzhledem k materiálu a tvarů disků kol jsou to hodnoty očekávané. Největší je u disku kola klikové hřídele, protože toto kolo má poměrně malý rozdíl mezi průměry (viz obr.6.6), tudíž se dá očekávat, že kolo bude mít i největší tuhost. Naopak ostatní disky kol mají větší rozdíl mezi průměry a jsou odlehčena do tvaru I v profilu (viz obr.6.7-6.8), to zaručuje nižší tuhost než u kola klikové hřídele. Navíc u kola vačkové hřídele a čerpádla jsou odlehčení v podobě dvou děr v disku, toto odlehčí snižuje tuhost těchto disků až o jeden řád.

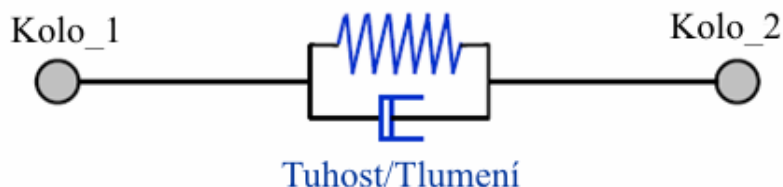
Tuhosti jednotlivých disků kol jsou určeny dle vztahu 6.1. Za moment je dosazeno M_z a za natočení 1 rad. Na první pohled je vidět, že číselně se tuhost bude rovnat hodnotám momentů zjištěných pomocí MKP. Hodnoty tuhosti kol jsou znázorněny v následující tabulce.

Disk kola	k [Nm/rad]
klikové hřídele	$0,19694 \cdot 10^{11}$
vložené	$0,14571 \cdot 10^{11}$
klikové hřídele (čerpádla)	$0,26723 \cdot 10^{10}$

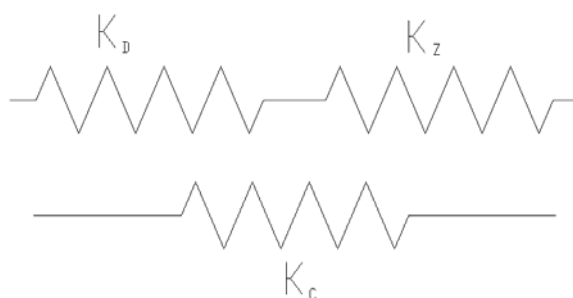
Tab.6.2 Hodnoty tuhostí jednotlivých disků kol

6.2.3 Určení celkové tuhosti ozubených kol

Jsou určeny tuhosti ozubení i tuhosti disků kol. Jelikož pro tvorbu dynamických modelů je využit MBS (multi body system), kde se nahrazuje kontakt kol pružinou a tlumícím členem viz. obr.6.22. se zde musí zadat celková tuhost kol a také tlumení kol, o kterém je pojednáno v kap.6.3.



Obr.6.22 Model nahrazení kontaktu kol v Adams/Engine



Obr.6.23 Model tuhostí disku k_D a záběru k_z , k_c celková tuhost

Celkovou tuhost ozubeného kola je určena pomocí modelu dvou sériově řazených pružin za sebou viz obr.6.23. Vztah pro určení celkové tuhosti vypadá následovně:

$$\frac{1}{k_c} = \frac{1}{k_o} + \frac{1}{k_D} \quad (6.7)$$

Ve vztahu 6.7 se celková tuhost ozubených kol určí jako součet převrácených poměrů jednotlivých tuhostí disků a záběrů kol. Vzhledem k tomu, že tuhosti disků ozubených kol vyšly v řádech až 10^{11} nebude mít velký vliv na velikost celkové tuhosti kol, resp. dělení velkým číslem dává malé číslo. Proto můžu říci, že celková tuhost bude dána především tuhosti záběru ozubení.

ozubení	záběr kol	Tuhost záběru [N/mm.μm]
přímé	kolo kliky - vložené	25,35
	vložené - kolo vačkové hř.(čerpádla)	27,63
šikmé	kolo kliky - vložené	44,64
	vložené - kolo vačkové hř.(čerpádla)	41,3

Tab.6.3 Shrnutí výsledky záběrových tuhostí z kap.6.2.1

V kapitole 6.2.1 se určily záběrové tuhosti, výsledky jsou shrnuty v tabulce 6.3. Můžeme vidět, že tyto tuhosti jsou v jednotkách N/mm.μm. Tyto jednotky definují záběrovou tuhost jako sílu [N] působící na šířku ozubení [mm], způsobující deformaci o 1 μm. MBS však pracuje s obvyklými jednotkami tuhosti a to N/mm, proto se tuhost záběru před samotným zadáváním do MBS přepočítá na tyto jednotky. A to tím způsobem, že hodnotu se vynásobí šířkou ozubení 28mm čímž se dostane síla v N způsobující deformaci 1 μm. Následně se jen převede μm na mm a dostanou se hodnoty uvedené v tab.6.4.

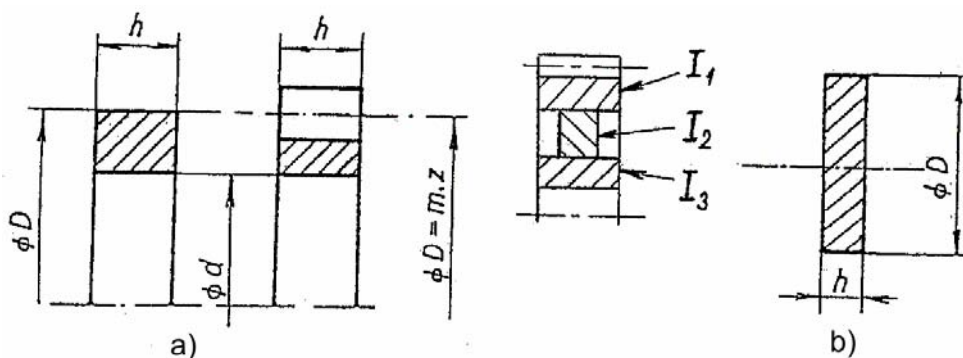
ozubení	záběr kol	Tuhost záběru [N/mm]
přímé	kolo kliky - vložené	709800
	vložené - kolo vačkové hř.(čerpadla)	773640
šikmé	kolo kliky - vložené	1249920
	vložené - kolo vačkové hř.(čerpadla)	1156400

Tab.6.4 Tuhosti přepočítané na N/mm

Jak už jsem zmínil v předchozím textu, hodnoty tuhostí disků jsou velké a i když bych se přepočítal na jednotky N/mm pořád bych měl vysoká čísla, které k celkové tuhosti příliš nepřidají, proto celková tuhost bude v podstatě rovna tuhosti záběrů uvedených v tabulce 6.4.

Určení tuhosti disků kol výpočtem

Torzní tuhost disků kol lze určit i jiným způsobem a to výpočtem. Jsou známy rozměry disků kol a tudíž i jejich profily. Z profilů disků kol lze určit J_p polární kvadratické momenty kol.



Obr.6.24 Průřezy a) prstenec b) kotouč

Polární kvadratický moment kotouče (i pro hřídel):

$$J_p = \frac{\pi}{32} d^4 \quad (6.8)$$

Polární moment prstence (vhodný pro náhradu ozubených kol):

$$J_p = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) \quad (6.9)$$

Momenty setrvačnosti pak jsou dány vztahem:

$$I = \rho \cdot J_p \cdot h \quad (6.10)$$

kde h je šířka, D je vnější průměr a d je vnitřní průměr.

V případě zjednodušení profilu rozdělením na jednodušší obrazce platí:

$$I_C = \sum I_i \quad (6.11)$$

Torzní tuhost se potom může určit dle vztahu:

$$k = \frac{G \cdot J_p}{l} \quad (6.12)$$

kde G je materiálová vlastnost modul pružnosti ve smyku, jeho hodnota pro ocel je přibližně $8,3 \cdot 10^{10} \text{ Nm}^{-2}$, a l je šířka kola (u hřídele jeho délka).

V případě ozubených kol s přímými zuby a nekorigovaným ozubením lze tento způsob výpočtu tuhostí celých ozubených kol využít. Ozubené kolo se nahradí prstencem na obr.6.24. U ozubených kol se šikmými zuby nelze nahradit prstencem, poněvadž by nebyl zahrnut celkový tvar zubů, mající vliv na tuhost ozubení.

6.3 Určení tlumení kol

Jelikož kontakt kol je nahrazen modelem skládající se z pružin a tlumičů, které představují maření energie, je nutné určit i tlumení kontaktů kol. Tlumení všeobecně je vlastnost většiny reálných fyzikálních jevů. Například při mechanickém pohybu je tlumení obvykle spojeno s odporem (odporem prostředí, odporem tření, a to jak třením na rozhraní dvou těles, tak i vnitřní tření materiálu).

Tlumení kol je možno určit ze vztahu (6.9 v kap.6.3.3.), který vyplývá ze studií o kontaktů ozubených kol [12]. Pro určení tlumení dle tohoto vztahu je nutné určit si redukovaný moment setrvačnosti (6.13) a také vlastní frekvenci jednotlivých kol, která je závislá na jejich tuhosti a redukovaných momentů setrvačnosti.

6.3.1 Určení redukovaných momentů setrvačnosti

Ze vztahu 6.13 [11], lze vyčíst, že redukovaný moment je dán podílem součinu a součtu momentů setrvačnosti kol ve společném záběru. Momenty setrvačnosti kol se jednoduše zjistí pomocí modelů zhotovených v CAD softwaru, kde se pomocí materiálové analýzy vyčtou momenty setrvačnosti přičemž materiál kol je zadána ocel. Hodnoty momentů setrvačnosti jednotlivých ozubených kol jsou shrnuty v tab.6.5.

ozubení	kolo	I [kg.mm ²]
přímé	klikového hřídele	454,63
	vložené	6034,19
	vačkového hřídele	4463,1
šikmé	klikového hřídele	462,07
	vložené	5384,2
	vačkového hřídele	4553

Tab.6.5 Hodnoty momentů setrvačnosti

Vztah pro určení redukovaných momentů setrvačnosti je:

$$I_{red} = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 + I_2} \quad (6.13)$$

Hodnoty redukovaných momentů setrvačnosti jsou shrnuty v následující tabulce:

ozubení	kontakt	I _{red} [kg.mm ²]
přímé	kolo kliky - vložené	422,78
	vložené - kolo vač. hř.	2565,54
šikmé	kolo kliky - vložené	425,55
	vložené - kolo vač. hř.	2466,92

Tab.6.7 Hodnoty redukovaných momentů setrvačnosti

6.3.2 Určení vlastních frekvencí

Po určení redukovaných momentů setrvačností je vše potřebné pro určení vlastních frekvencí kol k dispozici pro vztah 6.14 [12], kde je vlastní frekvence definována odmocninou z poměru tuhosti kola ku redukovanému momentu setrvačnosti kola.

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{k}{I_{red}}} \quad (6.14)$$

Hodnoty vlastních frekvencí určených dle vztahu 6.9 z redukovaných momentů setrvačností (tab.6.7) a tuhostí záběru kol (tab.6.4) jsou uvedeny v následující tabulce:

ozubení	kontakt	Ω_0 [1/s]
přímé	kolo kliky - vložené	1296
	vložené - kolo vač. hř.	549
šikmé	kolo kliky - vložené	1714
	vložené - kolo vač. hř.	685

Tab.6.8 Vlastní frekvence kontaktů kol

6.3.3 Určení tlumení kol

Samotné tlumení kontaktů kol se určí dle vztahu 6.15 [12]:

$$b_T = 2 \cdot \Omega_0 \cdot I_{red} \cdot \xi \quad (6.15)$$

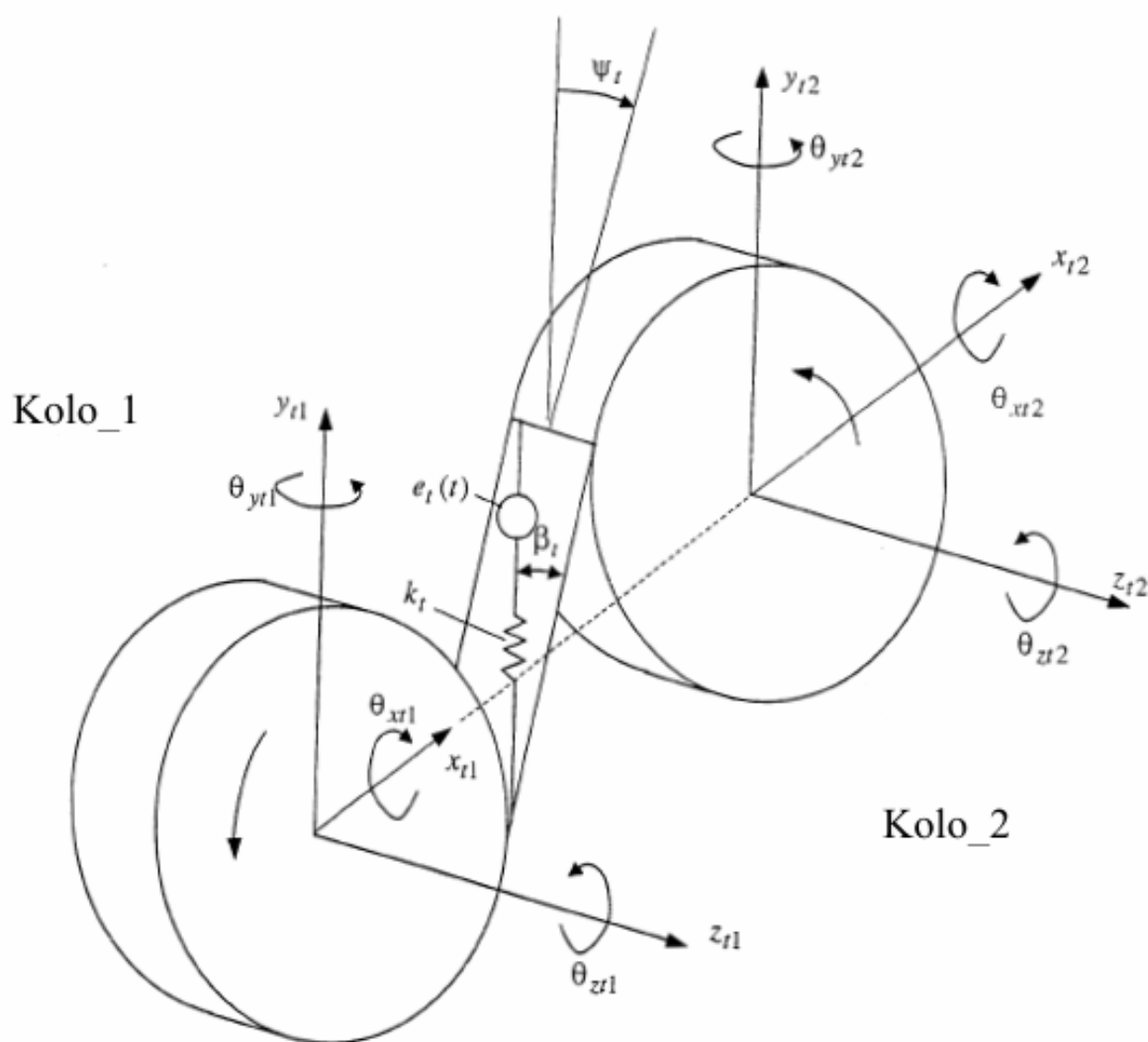
Kde ξ je poměrné tlumení, které se na základě studií záběru ozubených kol pohybuje v rozmezí 0,01 až 0,3 [12]. Pro tuto práci je voleno poměrné tlumení 0,01. Po dosazení již určených hodnot vycházejí čísla uvedená v následujícím shrnutí (tab.6.9)

ozubení	kontakt	b_T [kg.mm ² .s ⁻¹]
přímé	kolo kliky - vložené	10956
	vložené - kolo vač. hř.	28177
šikmé	kolo kliky - vložené	14586
	vložené - kolo vač. hř.	33780

Tab.6.9 Tlumení kontaktů kol

7. Dynamický model kontaktů kol

Na obr.7.1 je znázorněn model kontaktu šikmého páru zubů. Obě kola jsou předpokládána jako dokonale tuhá a jsou k sobě navzájem spojena lineárním členem pružinou k_t , na dotykové ploše zubu v normálním směru určeného úhlem sklonu zubů β_t . Rovněž je aplikováno posunutí ve formě pohybové přenosové chyby $e(t)$. Relativní pozice kol je dána polohou os naznačených v obr.7.1. V této pozici dotyková plocha svírá úhel Ψ_t s osou y jak je znázorněno na obrázku. Obě kola se mohou posunovat ve třech směrech os x, y, z a také otáčet kolem těchto os θ_{xt} , θ_{yt} , θ_{zt} . Tudíž, s šesti stupni volnosti pro každé kolo (zub), má pár zubů v kontaktu 12 stupňů volnosti, které definují vazbu mezi dvěma hřídeli nesoucí ozubená kola.



Obr.7.1 3D model kontaktu šikmého ozubení [16]

Pohybové rovnice pro Kolo_1 jsou [16]:

$$m_{t1} \cdot \ddot{y}_{t1} + c_t \cdot \dot{p}_t(t) + \bar{k}_t \cdot p_t(t) \cdot \cos \beta_t \cdot \cos \Psi_t = 0 \quad (7.1)$$

$$m_{t1} \cdot \ddot{x}_{t1} + c_t \cdot \dot{p}_t(t) + \bar{k}_t \cdot p_t(t) \cdot \cos \beta_t \cdot \sin \Psi_t = 0 \quad (7.2)$$

$$m_{t1} \cdot \ddot{z}_{t1} - c_t \cdot \dot{p}_t(t) - \bar{k}_t \cdot p_t(t) \cdot \sin \beta_t = 0 \quad (7.3)$$

$$I_{t1} \cdot \ddot{\theta}_{yt1} + r_{t1} \cdot c_t \cdot \dot{p}_t(t) + r_{t1} \cdot \bar{k}_t \cdot p_t(t) \cdot \sin \beta_t \cdot \cos \Psi_t = 0 \quad (7.4)$$

$$I_{t1} \cdot \ddot{\theta}_{xt1} + r_{t1} \cdot c_t \cdot \dot{p}_t(t) + r_{t1} \cdot \bar{k}_t \cdot p_t(t) \cdot \sin \beta_t \cdot \sin \Psi_t = 0 \quad (7.5)$$

$$J_{t1} \cdot \ddot{\theta}_{zt1} + r_{t1} \cdot c_t \cdot \dot{p}_t(t) + r_{t1} \cdot \bar{k}_t \cdot p_t(t) \cdot \cos \beta_t = T_{t1} \quad (7.6)$$

Pohybové rovnice pro Kolo_2 jsou [16]:

$$m_{t2} \cdot \ddot{y}_{t2} - c_t \cdot \dot{p}_t(t) - \bar{k}_t \cdot p_t(t) \cdot \cos \beta_t \cdot \cos \Psi_t = 0 \quad (7.7)$$

$$m_{t2} \cdot \ddot{x}_{t2} - c_t \cdot \dot{p}_t(t) - \bar{k}_t \cdot p_t(t) \cdot \cos \beta_t \cdot \sin \Psi_t = 0 \quad (7.8)$$

$$m_{t1} \cdot \ddot{z}_{t1} + c_t \cdot \dot{p}_t(t) + \bar{k}_t \cdot p_t(t) \cdot \sin \beta_t = 0 \quad (7.9)$$

$$I_{t2} \cdot \ddot{\theta}_{yt2} + r_{t2} \cdot c_t \cdot \dot{p}_t(t) + r_{t2} \cdot \bar{k}_t \cdot p_t(t) \cdot \sin \beta_t \cdot \cos \Psi_t = 0 \quad (7.10)$$

$$I_{t2} \cdot \ddot{\theta}_{xt2} + r_{t2} \cdot c_t \cdot \dot{p}_t(t) + r_{t2} \cdot \bar{k}_t \cdot p_t(t) \cdot \sin \beta_t \cdot \sin \Psi_t = 0 \quad (7.11)$$

$$J_{t2} \cdot \ddot{\theta}_{zt2} + r_{t2} \cdot c_t \cdot \dot{p}_t(t) + r_{t2} \cdot \bar{k}_t \cdot p_t(t) \cdot \cos \beta_t = -T_{t2} \quad (7.12)$$

V těchto rovnicích $p_t(t)$ představuje relativní výchylku v testovaném kontaktu kol ve směru normálním na kontaktní plochy. Relativní výchylka je dále popsána v [16].

Pohyb soustavy s n stupni volnosti je matematicky popsán n diferenciálními pohybovými rovnicemi. S narůstajícím počtem stupňů volnosti mechanických soustav se stává soustava pohybových rovnic rozsáhlá a řešení je velmi pracné. Proto se zde používá maticový zápis [11]:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{Q}(t) \quad (7.13)$$

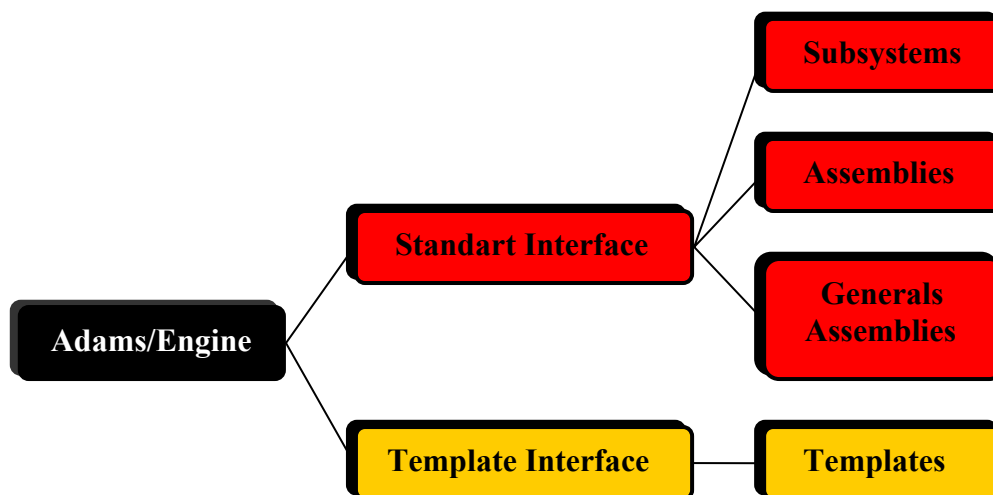
kde \mathbf{q} je vektor výchylek
 $\dot{\mathbf{q}}$ je vektor rychlosti
 $\ddot{\mathbf{q}}$ je vektor zrychlení
 \mathbf{M} je matice hmotnosti
 \mathbf{B} je matice tlumení
 \mathbf{K} je matice tuhosti
 $\mathbf{Q}(t)$ je vektor budících sil

Celá soustava pohybových rovnic je zapsána jedinou rovnicí 7.13. Výhodou je zjednodušení a to, že maticový počet je výhodný pro numerické zpracování na samočinném počítači. V případě modelů tvořených v MBS jsou ozubená kola schopna se otáčet pouze kolem svých os, na obr.7.1 osy z_{t1} , z_{t2} . Proto jsou pro modely aktuální rovnice otáčení kolem těchto os (7.6 a 7.12). Model kol s přímým ozubením se dále zjednodušuje, protože úhly β_i a ψ_i jsou nulové. Tudiž se i zjednodušují rovnice, kde členy vyjádřené funkcí sinus jsou nulové a úplně z rovnic zmizí a členy jen s kosinovou funkcí zůstanou přičemž $\cos 0^\circ = 1$.

8. Tvorba dynamických modelů

Jako výchozí software pro tvorbu dynamických modelů je využit software MBS Adams. Adams/Engine, jako jedna část MSC.ADAMS[®] soupravy softwarů, je specializované prostředí pro modelování motorů. To nám dovoluje vytvořit virtuální modely motorových podsystémů a analyzovat modely stejně jako bychom analyzovali fyzické modely.

8.1 Představení modulu Adams/Engine

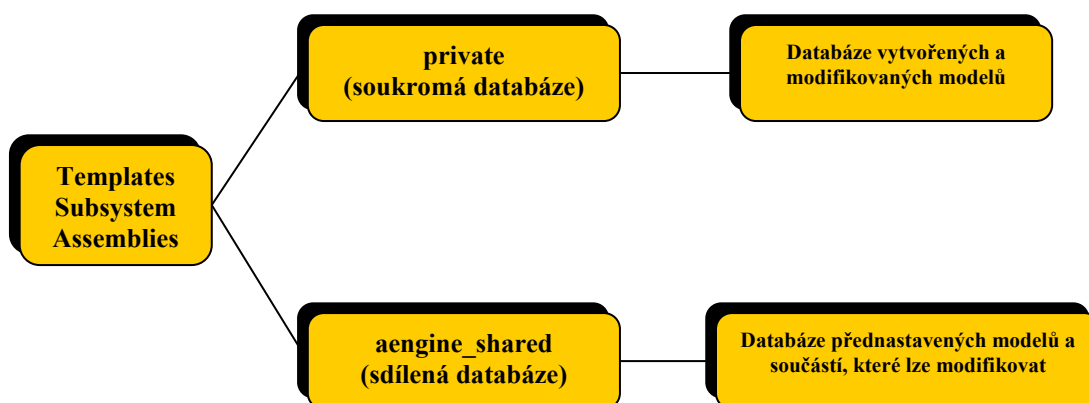


Obr.8.1 Struktura Adams/Engine

Adams/Engine má dva režimy rozhraní [19]:

Standart Interface – používá se při pracování s již existujícími šablonami k tomu, abychom sestavili sestavy a k analýze těchto sestav.

Template Builder – jestliže máme uživatelské schopnosti, používá se pro tvorbu nových šablon k používání v rozhraní Standart Interface.



Obr.8.2 Struktura databází programu Adams/Engine

Na obrázku výše je znázorněná struktura databází Adams/Engine. Ve sdílené databázi (aengine_shared) můžeme nalézt šablony, subsystémy a sestavy již předem nadefinované, které nám mohou usnadnit modelování s možností vhodných modifikací a využít je pro analýzy. Soukromá databáze slouží k ukládání nově vytvořených modelů v Template Builder a modifikovaných modelů. V Adams/Engine lze také nastavit cílovou databázi pro ukládání výsledků analýz.

8.2 Vytvoření pohonu modelu (testrig)

Pro vytvoření dynamických modelů je nezbytné vytvořit si tzv. testrig. Připojením testrigu k podsystému můžeme rozpohybovat model a provést analýzu sestavy. V Adams/Engine můžeme nalézt už předem vytvořené testrigy pro různé sestavy. Například zde najdeme testrig pro roztočení klikového mechanismu, záleží na tom jakou úlohu chceme analyzovat.

V tomto případě se musí vymodelovat vlastní testrig pohonu vačkové hřídele pomocí ozubených kol. Je to v podstatě náhrada za jednotlivé hřídele kol. A k tomuto testrigu se následně vytvoří modely ozubených kol podle sestavení jako na obr.6.1 a to dvakrát, jeden pro ozubení přímé a druhé pro ozubení šikmé.

Jak již bylo zmíněno v úvodu k Adams/Engine, tak ke tvorbě nových šablon slouží Template Builder. K tvorbě šablon se z hlavního panelu využívá menu Build, kde jsou všechny prvky, které lze použít.

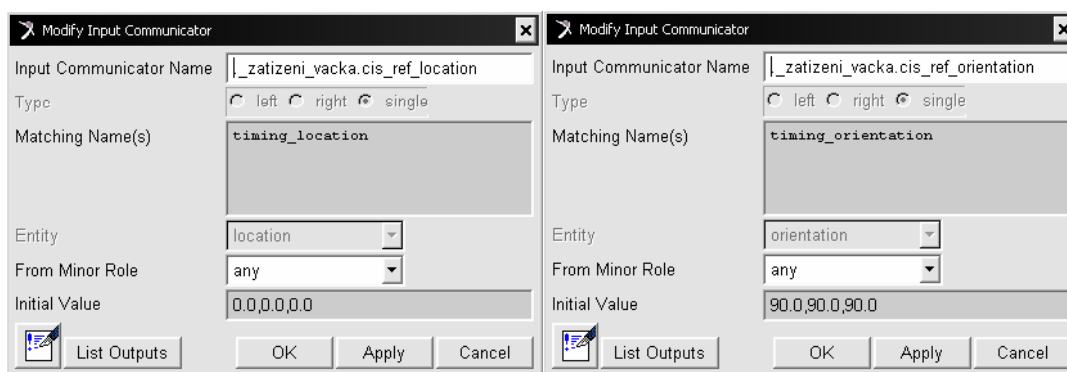
Prvky Build menu, použité pro vytvoření šablony pohonu modelů (testrig) [19]:

- 🌈 **Communicator** – klíčové elementy, které umožňují výměnu informací mezi podsystémy (subsystems), šablonami (templates) a test-rigem v sestavách (assemblies). Mohou být dvojího typu: **Input** (vstup) – žádá si informace z jiných podsystémů nebo test-rigů, **Output** (výstup) – poskytuje informace dalším podsystémům nebo test-rigům.
- 🌈 **Construction frames** – jsou základními stavebními bloky, obsahují informace polohy (location) a orientace (orientation). Když je potřeba jen poloha a žádná informace o orientaci lze použít **Hardpoint** – bod obsahující informaci pouze o poloze.
- 🌈 **General Part** – je tuhé těleso, které je definováno plohou, orientací, hmotností, setrvačností a těžištěm

- 🌈 **Cylinder** – slouží k vytvoření válcové geometrie (např. hřídele), pro definování je potřeba General part, Construction frame a rozměry
- 🌈 **Joint** – definuje tuhé spojení mezi dvěma částmi a pomáhá definovat pohyb částí. K definování spojení je nutné zadat 2 části, které chceme spojit, typ spojení (např. rotační), polohu a orientaci.

Samotné modelování začne tím, že se volí jméno nové šablony a **Major Role** (hlavní úloha), která se volí podle toho k čemu bude šablona určena. Pro případ pohonu váčkového hřídele se volí Testrig.

Následně se může tvořit testrig. Zprvu se vytvoří vstupní komunikátory (Input Communicator) jeden typu poloha (location) a druhý typu orientace (orientation). Okna zadávání komunikátorů jsou znázorněna na obrázcích dále. U orientace se zadávají hodnoty 90, to je natočení vůči globálnímu souřadnicovému systému.

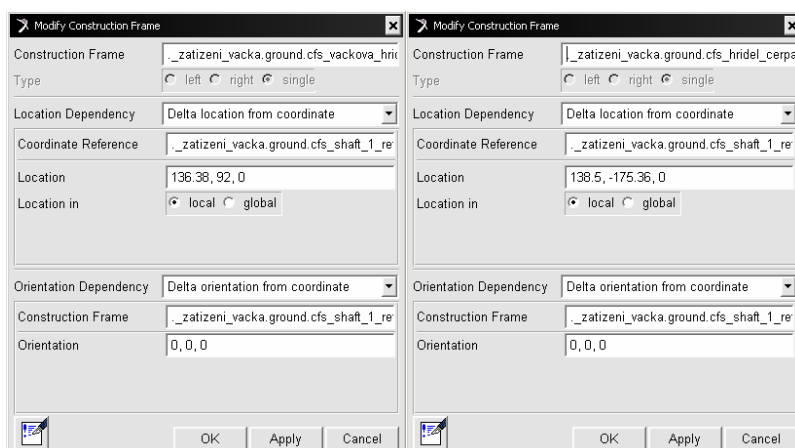


Obr.8.3 Zadávání Input Communicator

V poli Matching Name se zadává popisek, který potom musí být shodný s popisem Output Communicatoru, to zaručí, že se subsystemy při sestavení v General Assemblies spojí, tak jak je potřeba. Minor role se ponechal any (tzn.jakýkoliv), v tomto případě se k tomuto komunikátoru přiřadí jakýkoliv output komunikátor. V poli Entity se volí typ komunikátoru. Obdobným postupem se nadefinují i Output Communicators (výstupní komunikátory). Výstupní komunikátory se však nastaví na typ mount. Mount komunikátor se pevně spojí s komunikátorem také typu mount (ale input komunikátorem) v sestavě s podsystémem ozubeného soukolí. Aby se komunikátory správně spojily musí být správně zapsány matching names. Pokud se vytváří komunikátory, které se musí přiřadit k jiným komunikátorům v jiné šabloně při jejich sestavování do assembly, lze provést test těchto komunikátorů a ověřit si zda jsou stejného typu a mají správné matching names. Tento test komunikátoru se provede později při tvorbě ozubeného soukolí.

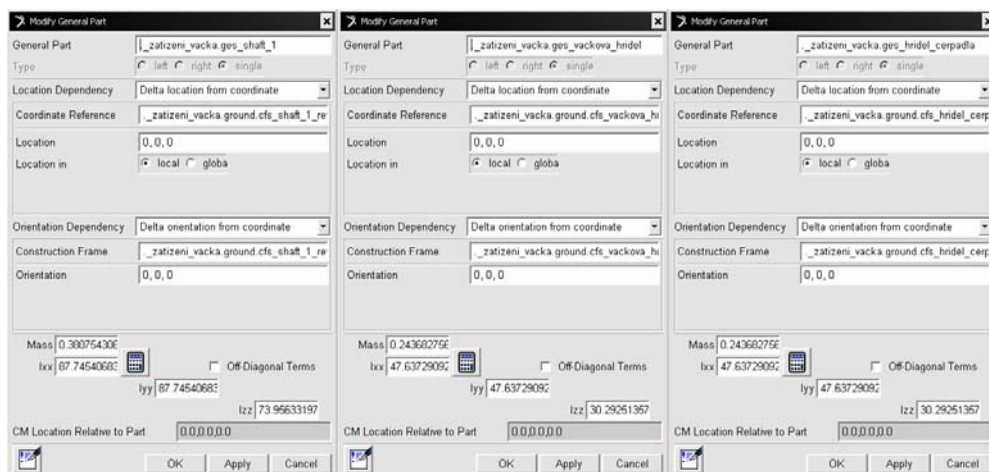
Po zadání komunikátorů se vytvoří Construction frame. Construction frame se vytvoří pro každou hřídel pohonu tzn. pro klikovou hřídel, váčkovou hřídel a hřídel čerpadla. Pro construction frame klikové hřídele se vyberou parametry pro definování polohy i orientace v již zadaných komunikátorech.

Pro ostatní hřídele se zadají parametry difference vůči poloze a orientaci stavebního bloku (construction frame) klikové hřídele. Hodnoty diferencí jsou dány v kapitole 6.1 osovými vzdálenostmi, difference orientace však bude nulová.



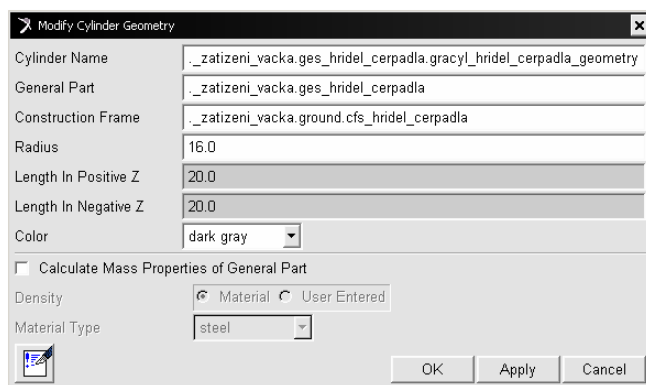
Obr.8.4 Construction frame vačkové hřídele a hřídele čerpadla

Pokud jsou zadány construction frames mohou se na nich vytvořit General parts. Ty jsou definovány právě těmito frames. Okna definování General parts všech hřídelů jsou znázorněny na obrázku níže.



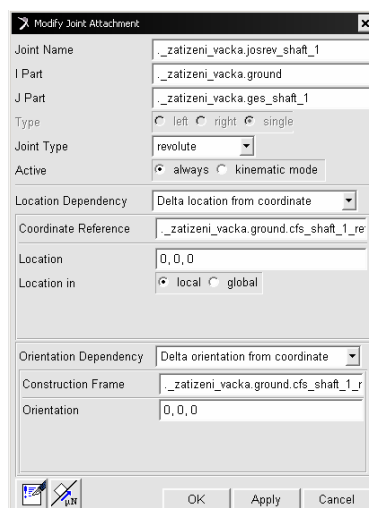
Obr.8.5 Okna definování General part

General parts umožní definování válcové geometrie hřídelů. Příklad definování je znázorněn na obr. 8.6. Rozměr všech hřídelů v ose z je volen -20, 20, průměry hřídelů jsou kliková hřídel 40 mm, vačková hřídel 32 mm a hřídel čerpadla 32 mm.



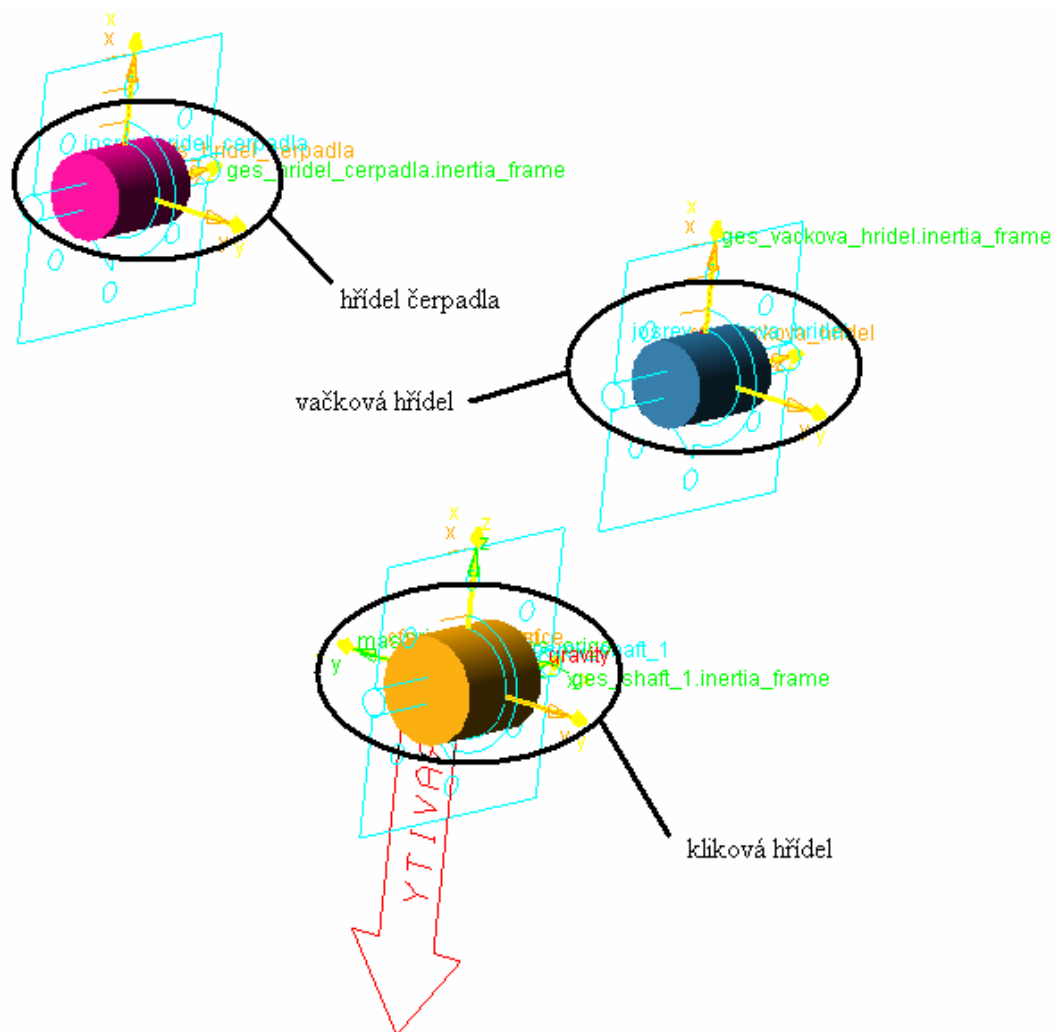
Obr.8.6 Zadání geometrie hřídele čerpadla

Jestliže jsou zhotoveny hřídele musejí se vytvořit vazby, které zaručí otáčení těchto hřídelů kolem své osy. U každé hřídele se tedy nadefinují Joint typu revolute (rotační) vůči ground (zem). Opět okno definování je na obrázku níže, kde jsou znázorněny parametry vazby pro klikovou hřídel.



Obr.8.7 Okno definování vazby pro klikovou hřídel

Obr. 8.8 znázorňuje testrig pro pohon vačkového hřídele. Tento testrig však není ještě konečný, poněvadž v něm chybí prvky, které ozubená kola roztočí. Pro zadávání nuceného pohybu lze použít prvek z nabídky Build a to prvek Dyno. Je použit nejen pro nucené roztočení kola klikové hřídele, ale i pro odporové momenty, které působí od čerpadla a vačkového hřídele.



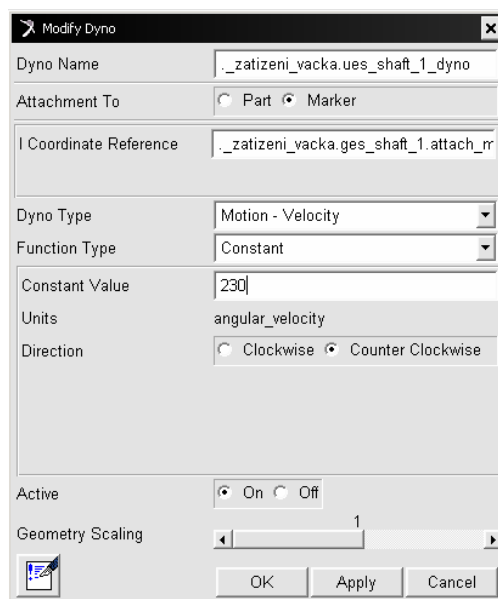
Obr.8.8 Šablona pohonu modelů (testrig)

Dyno – prvek sloužící pro roztočení, dyno má 2 módy: Torque mode (Momentový mód), Motion mode (pohybový mód). Pro každý mód je možnost zadat vstupní funkci, jsou 4 možnosti jak tuto funkci zadávat:

- konstantní hodnota
- harmonickou funkcí, specifikovaná souborem nebo uživatelsky zadanými hodnotami
- křivkou specifikovanou souborem
- uživatelsky zadanou funkcí

Výstupní výsledky, které může dyno poskytnout jsou:

- úhel natočení
- úhlová rychlost
- úhlové zrychlení
- moment



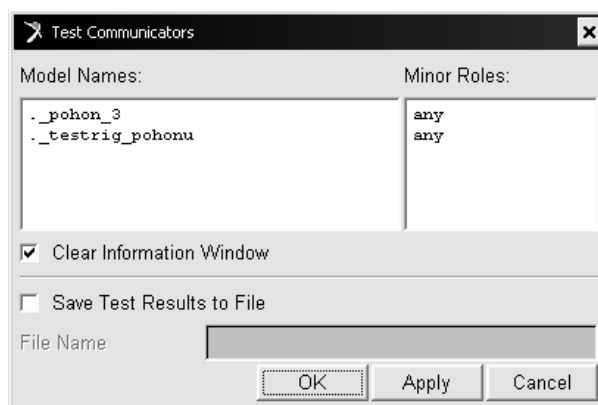
Obr. 8.9 Okno pro definování Dyna

Okno definování dyna je na obr. 8.9. Dyna jsou připojena na jednotlivé hřídele pomocí Attachment To – Part. Pro začátek se zadávají pouze konstantní hodnoty. U klikové hřídele je zadána konstantní hodnota úhlové rychlosti v rad/s například $230 rad/s$ (odpovídá $2200 ot/min$). Dyna ostatních dvou hřídelů zůstanou bez konkrétních hodnot tedy 0.

V dalších kapitolách pak bude pojednáno o zatížení hřídele čerpadla i vačkové hřídele a je využito definice uživatelské funkce z importovaných dat do Adamsu. U dyna lze samozřejmě zadávat i smysl otáčení a také zda má být dyno aktivní či nikoli. Geometry Scaling je pak nastavení měřítka zobrazení dyna v rozhraní.

8.3 Vytvoření modelu ozubených soukolí

Tvorbu modelu ozubených kol je doprovázena použitím stejných prvků jako u testrigu. Nejprve se opět nadefinují komunikátory. Jelikož se už definovaly komunikátory u testrigu musí tyto komunikátory souhlasit s těmito. Jeden Input komunikátor testrigu musí souhlasit s jedním Output komunikátorem ze soukolí. Proto aby bylo možné správně nadefinovat tyto komunikátory lze využít nástroje testu komunikátorů.



Obr.8.10 Okno zadání testu komunikátorů

K provedení testu komunikátorů musí být otevřeny všechny šablony, které jsou testovány. Po zadání šablon a minor roles se potvrdí a otevře se oznamovací okno, kde jsou vypsaný všechny komunikátory. Komunikátory, které mají shodný typ a matching names jsou zapsány v Matched communicators, ty které nekorespondují jsou pak dále rozepsané v Unmatched input/output communicators.

Ukázka výpisu shodujících (matched) se komunikátorů:

!----- Matched communicators: -----!

Communicator Matching Name: timing_crankshaft

Input Communicator Name: cis_kolo_kliky

Located in: _pohon_3

Output Communicator Name: cos_shaft_1

Output from: _testrig_pohonu

Communicator Matching Name: kolo_vacky

Input Communicator Name: cis_kolo_vacky

Located in: _pohon_3

Output Communicator Name: cos_vackova_hridel

Output from: _testrig_pohonu

Communicator Matching Name: hridel_cerpadla

Input Communicator Name: cis_kolo_cerpadla

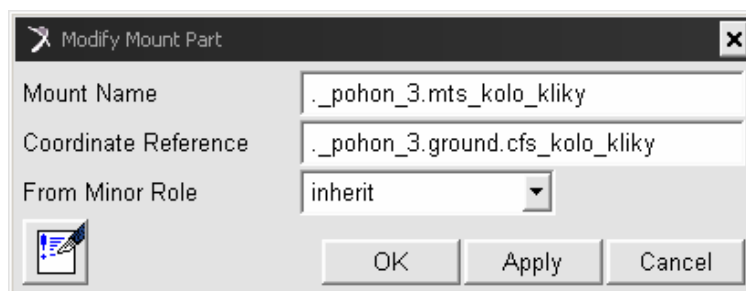
Located in: _pohon_3

Output Communicator Name: cos_hridel_cerpadla

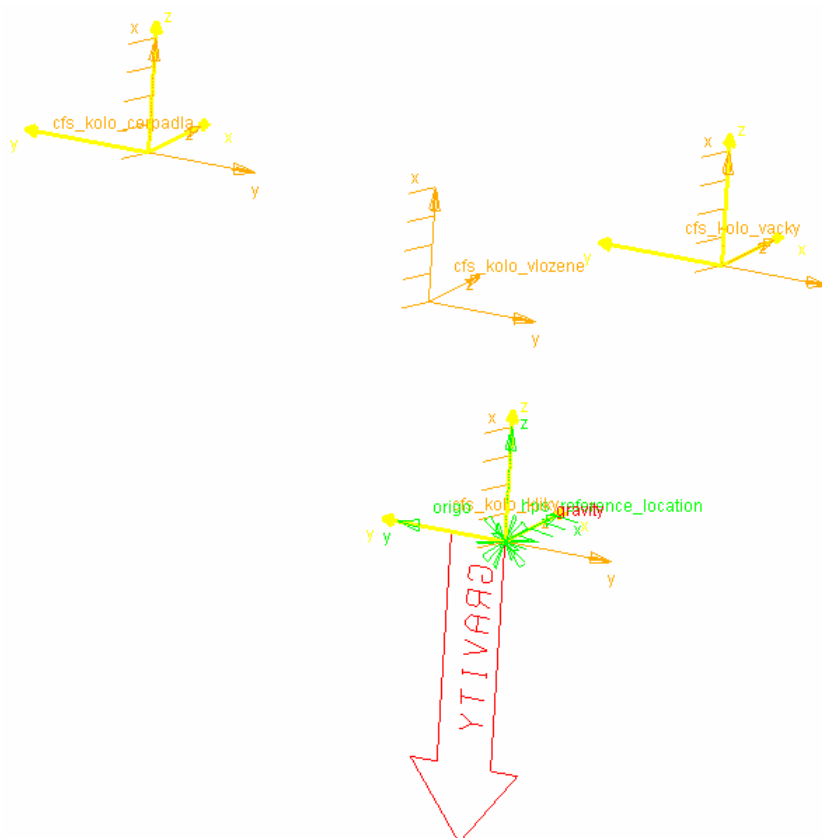
Output from: _testrig_pohonu

Jestliže jsou nadefinovány všechny potřebné komunikátory, mohly se vytvořit jednotlivé construction frames pro každé kolo. Opět jsou dány polohou a orientací. Orientace je u všech construction frames stejná, ale poloha je dána osovými vzdálenostmi ozubených kol.

Jakmile jsou vytvořeny construction frames všech kol pohonu vytvoří se Mount part. Mount part je nehmotná část, která představuje komponent vstupující neboli připevněný v sestavě do šablony. Pokud se kliková hřídel má připojit ke kolu rozvodu musí mít kolo rozvodu vytvořeno Mount part (mts_kolo_kliky) a to platí i pro ostatní kola, ke kterým jsou připojeny hřídele testrigu. Musí se tedy ještě vytvořit mts_kolo_cerpadla a mts_kolo_vacky. U kola vloženého se nevytváří mount part, protože toto kolo je ve skutečnosti pouze volně uloženo. Pro vytvoření mount part se zadají construction frame a minor role, který zůstal nastavený na inherit (zděděný).



Obr.8.11 Okno definování Mount Part



Obr.8.12 Středý (construction frames, mount parts) jednotlivý ozubených kol

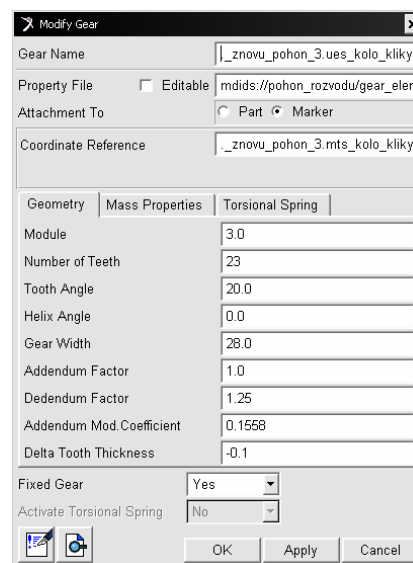
Na obrázku 8.12 jsou znázorněny construction frames oranžovou barvou a žluté koordinační systémy jsou mount parts. Zelené značky jsou marker (=koordinační systém) a hardpoint, jsou to značky informativní polohy a orientace.

Construction frames tvoří středý jednotlivých kol pohonu, proto se mohou vytvořit v těchto souřadnicích kola. Nástroj pro zadání ozubeného kola na je v menu Build – Timing Mechanism – Gear – Spur/Helical Gear Element. Okno pro zadání parametrů ozubeného kola je znázorněno na následujícím obrázku 8.13.

V okně se zadají parametry ozubeného kola. Než však budou zadány tyto parametry musí se načíst ze aengine_shared/gear_elements.tbl šablony ozubení. Po načtení ozubení z předdefinované šablony se musí pozměnit parametry, aby to bylo možné zatrhne se políčko Editable, následně je možno přepsat stávající parametry na nové. Aby se nové parametry a tudíž i nová šablona ozubení správně uložila a ne jenom přepsala již předem definovanou šablonu, pozmění se název a cesta databáze nově editovaného ozubení.

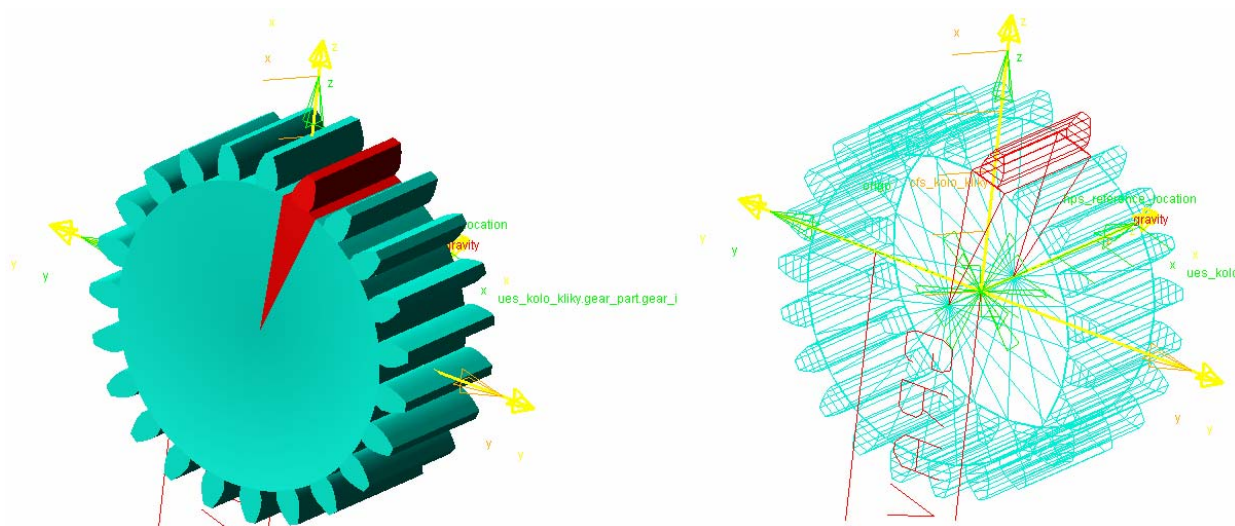
Parametry kola s přímým ozubením jsou: modul ozubení 3mm, počet zubů 23 pro kolo kliky, 47 pro kolo vložené, 46 pro kolo vačkové hřídele a čerpadla, normalizovaný úhel záběru zubů je 20°, šířka ozubení 28 mm. Addendum

Factor představuje velikost faktoru hlavy zubu a Dedendum Factor představuje velikost faktoru paty zubu.



Obr.8.13 Okno parametrů ozubeného kola

Addendum Mod. Coefficient pak znamená velikost korekce kol, v tomto případě je hodnota známa z předchozího výpočtu přímého ozubení a hodnota pro jednotlivá kola jsou: kolo kliky 0,1558, kolo vložené 0,0763, kolo vačkové hřídele a čerpadla je -0,0194. U zadávání parametru kol se šikmým ozubením se navíc zadává i Helix Angle, což je úhel sklonu zubů a to 20°. Parametry šikmého ozubení jsou: modul ozubení 2,5 mm, normalizovaný úhel záběru opět 20°, šířka ozubení 28 mm, počet zubů kola kliky 26, kolo vložené 53, kolo vačkové hřídele a kolo čerpadla 52. Velikosti korekcí kol jsou: kolo kliky 0,6075, kolo vložené 0, kolo vačkové hřídele a kolo čerpadla také 0.



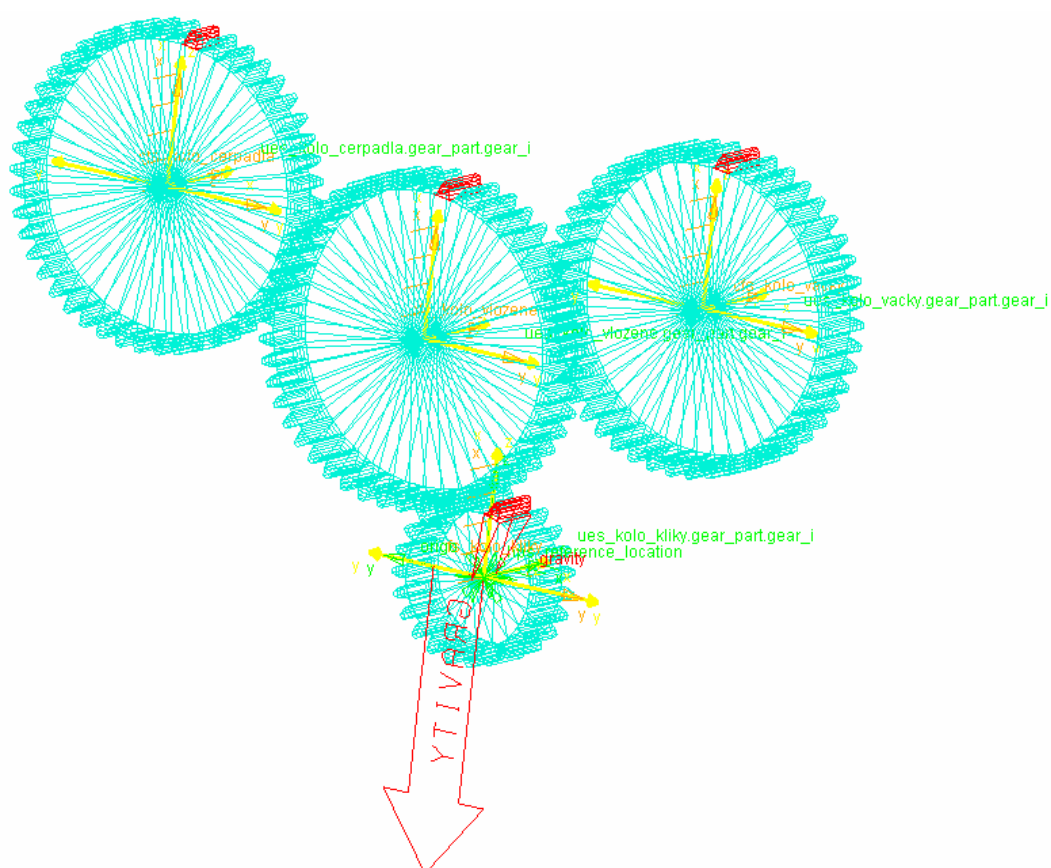
Obr.8.14 Ukázka kola kliky přímé ozubení

Poslední parametr, který nebyl zmíněn je pole Fixed Gear. V tomto poli je voleno zda kolo je k něčemu připevněno. Kola klikové hřídele, vačkové hřídele a čerpadla jsou připevněna k testrigu, u těchto kol je voleno Yes (ano). Kola se připojí k hřídelím a budou se s nimi otáčet. Kolo vložené je však pouze otočně uložené, proto je zde voleno No (ne). Kdyby se volila u kola vloženého zvolila druhá volba Yes, kolo by se zafixovalo ke ground (zemi) a nebylo by schopné se otáčet a přenášet moment (pohánět) ostatní kola.

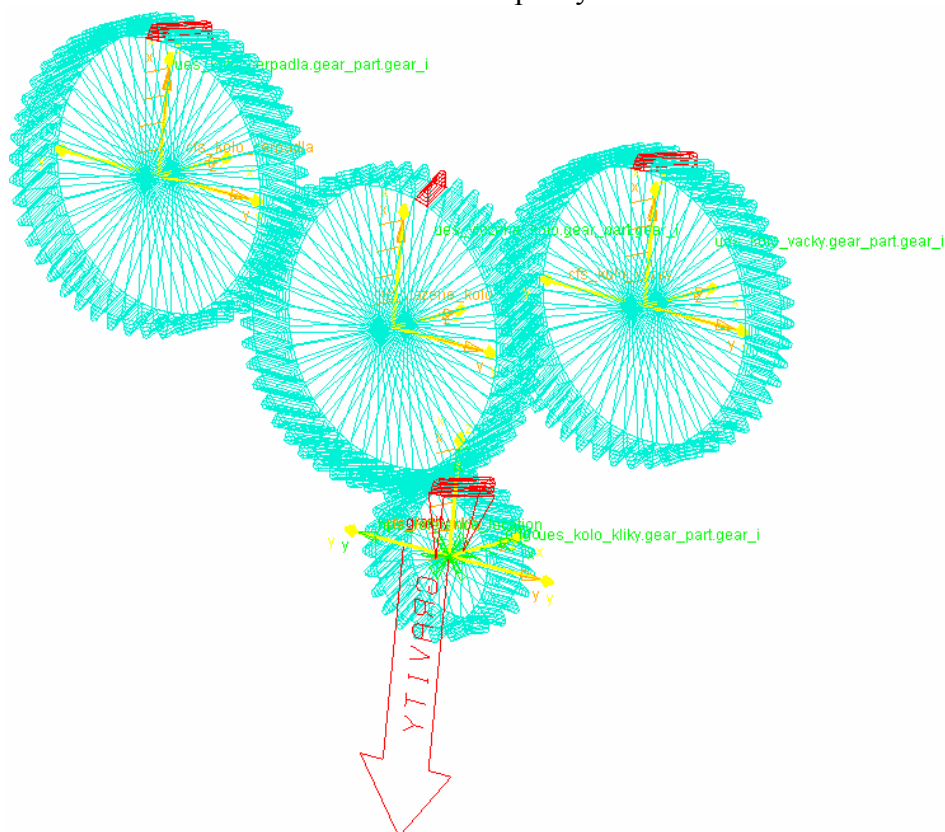
V záložce Mass properties se pak zadávají hmotnost kola a momenty setrvačnosti. Hodnoty těchto parametrů byly opět známy a to z analýzy modelů v CAD systému. Záložka je znázorněna na obrázku vedle.



Obr.8.14 Záložka
Mass properties




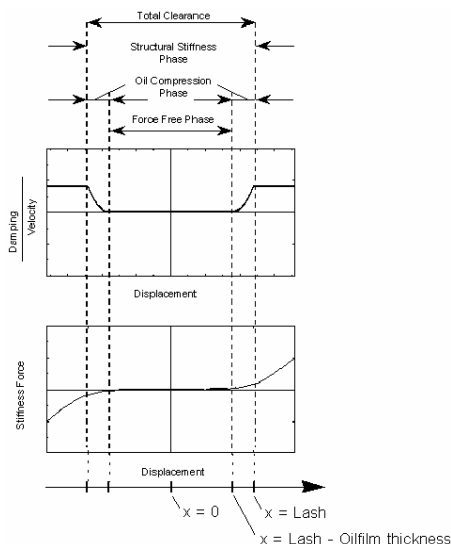
Obr.8.15 Soukolí kol s přímým ozubením



Obr.8.16 Soukolí kol s šikmým ozubením

Na obrázcích 8.15 a 8.16 jsou zobrazeny jednotlivá soukolí, tato soukolí však nejsou finální verze. Aby byly šablony obou soukolí úplná musí se zadat kontakty mezi jednotlivými dvojicemi kol. To se provede pomocí nabídky v menu Build – Timing Mechanism – Gear – Three Phase Gear Force.

 **Three Phase Gear Force** [19] – představuje silovou vazbu dvou ozubených elementů, ozubených elementů se rozumí ozubení kol. Síla působící v této vazbě je určena na roztečném poloměru a to vzhledem jak k úhlu záběru tak i úhlu sklonu (šroubovice) zubů. Tato síla je pak přepočítána do vhodných sil a momentů aplikovaných v centru záběru kola a s reakcemi aplikovaných u dalšího kola. Formulace kontaktní síly v Adams/Engine je pak založena na tzv. Oilfilm Thickness Theory.

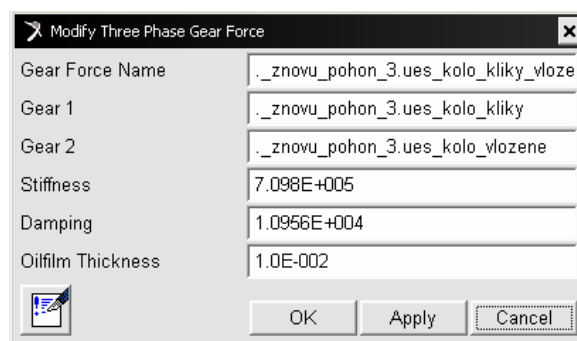


Obr.8.17 Oilfilm Thickness
Tudory [19]

Výstupy tohoto prvku jsou [19]:

- **Total_force** – výsledná síla, stejná jako normal force, avšak nezahrnuje tření
- **Normal_force** – výsledná síla normální k povrchu zubu
- **Tangential_force** – výsledná síla tečná k roztečné kružnici kola
- **Axial_force** – výsledná síla v axiálním směru, nulová u přímých zubů
- **Torque_g1** – výsledný moment na jednom kole
- **Torque_g2** – výsledný moment druhého kola záběru

Tento prvek je nadefinován mezi kolo kliky a vložené kolo, dále pak pro kolo vložené a kolo vačkové hřídele a poslední pro kolo vložené a kolo čerpadla. Okno zadávání parametrů kontaktu kol je na obr. 8.18. Zde se volil název kontaktu a kola mezi kterými se kontakt měl vytvořit. Do pole Stiffness se zadává tuhost záběru, ta se určila v kap.6 stejně tak jako tlumení (Damping). Tloušťka olejového filmu (Oilfilm Thickness) se volí v řádu 10^{-2} .



Obr.8.18 Okno zadání
kontaktní kol

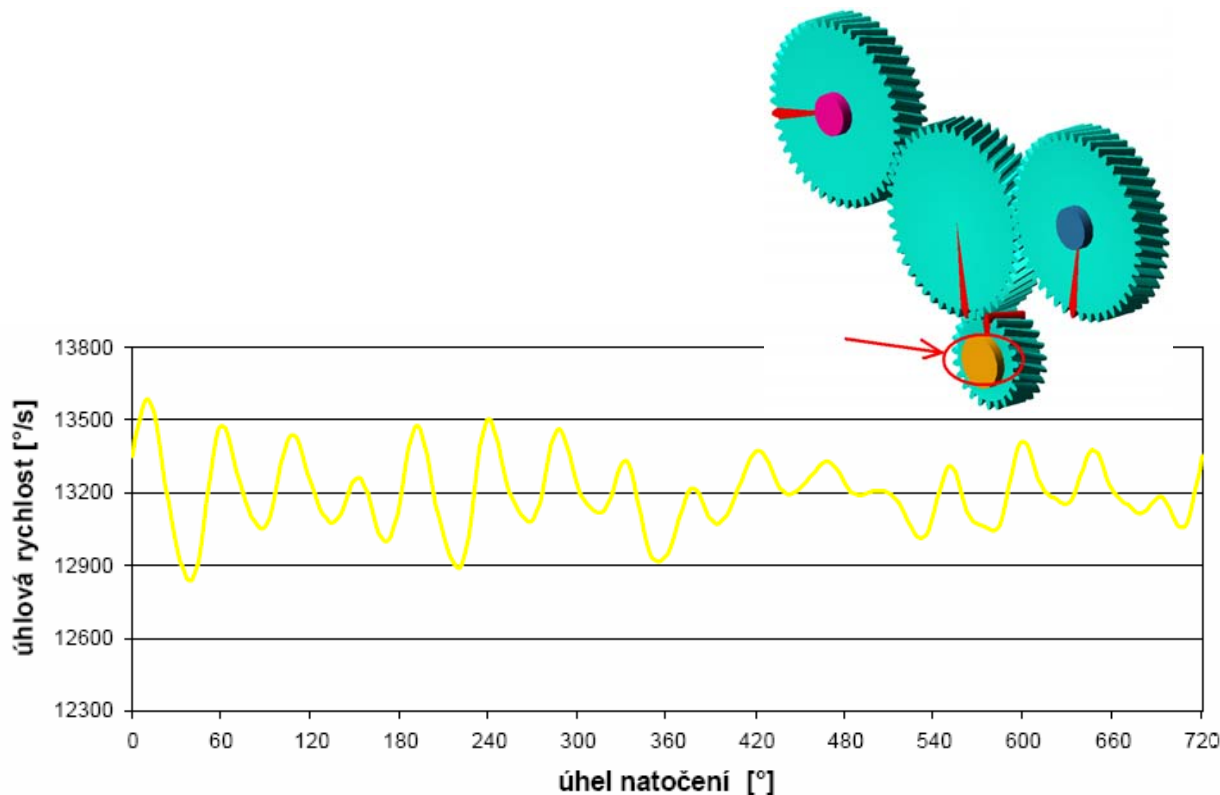
9 Zatížení hřídelí

Kolo kliky je nasazeno na klikové hřídeli motoru. Síly spalovacího procesu se prostřednictvím pístu a ojnice přenáší na otáčení klikové hřídele. Kliková hřídel následně roztáčí ozubené kolo pohonu vačkové hřídele.

Kolo pohonu vačkové hřídele u motorů firmy Zetor Tractors a.s. je umístěno na předním konci klikové hřídele a je ve stálém záběru s vloženým kolem, kterým je poháněno kolo vačkové hřídele a kolo hřídele vstřikovacího čerpadla. Všechna kola pohonu kromě kola vloženého vnášejí rázy a vibrace do celého soukolí. Tyto rázy a vibrace jsou pak příčinou hluku, který je nežádoucí.

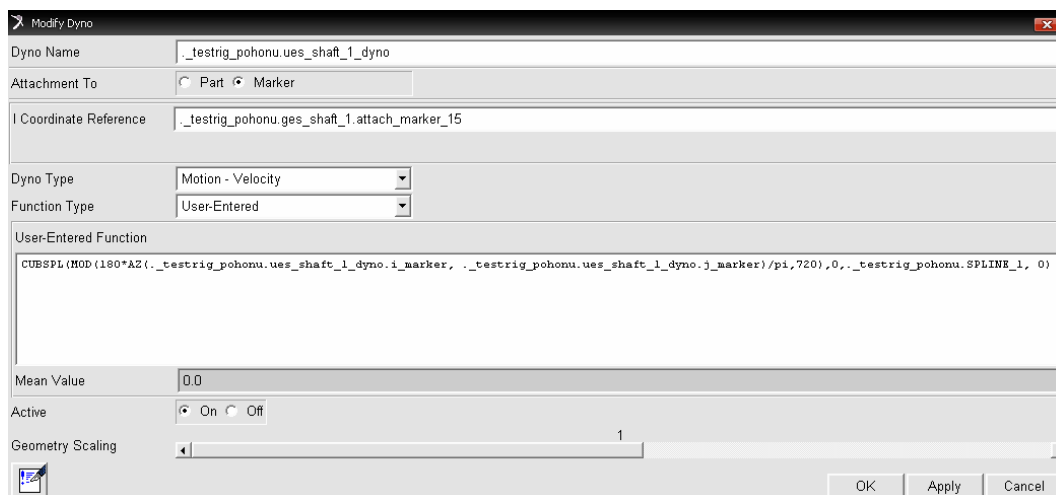
9.1 Kliková hřídel

Spalovací proces je u souborých spalovacích motorů vznětových i zážehových charakteristický svým prudkým nárůstem tlaků. Prostřednictvím pístu se přenáší síly v klikovém mechanismu, které otáčejí klikovou hřídel, již jsou pak poháněny další komponenty motoru. Velikost těchto sil se s časem resp. s úhlem natočení klikové hřídele mění. Přenos těchto sil je také doprovázen různými ztrátami v klikovém mechanismu a to vše způsobuje kolísání úhlové rychlosti na klikové hřídeli. Úhlová rychlost kola klikové hřídele nikdy nemůže být konstantní, vždy bude kolísat kolem nějaké pomyslné konstantní rychlosti. Na obrázku 8.1 je znázorněn příklad kolísání úhlové rychlosti klikové hřídele pro 2200 ot./min (230 rad/s^{-1}). Tato křivka je použita pro nucené roztočení modelu pohonu vačkové hřídele.



Obr.9.1 Úhlová rychlost kola klikové hřídele [18]

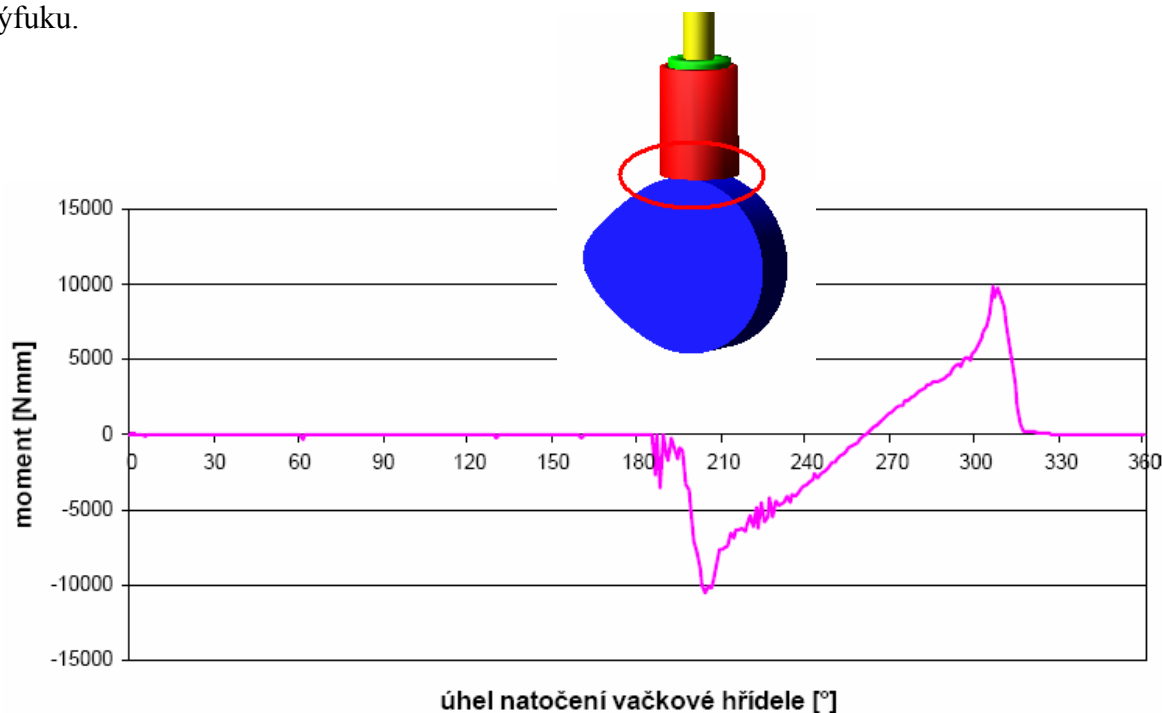
Aby se hřídel byla schopna otáčet podle křivky na obr.9.1, musí se importovat data do MBS a vytvořit z těchto dat křivku. Dále se nadefinuje spline (křivka) pomocí Function Builder na dyno klikové hřídele.



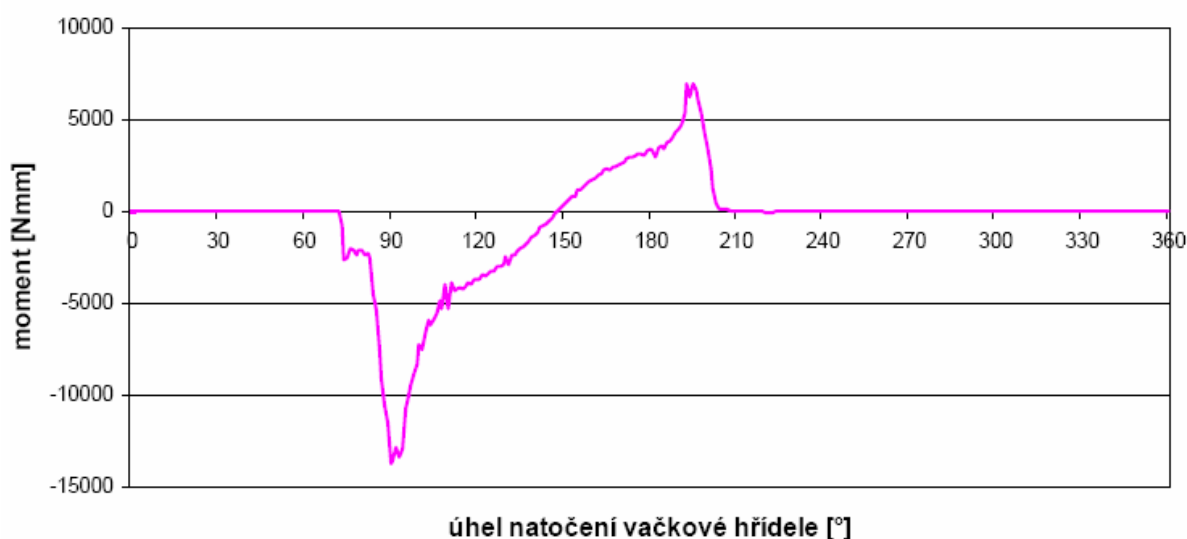
Obr.9.2 Příklad definování křivky (kolo klikové hřídele)

9.2 Vačková hřídel

Vačková hřídel také přispívá svým dílem k rázům v mechanismu. Při náběhu vačky na zdvihátko dochází ke tření a tím vzniku třecího momentu, který se projeví na vačkové hřídeli. Průběh momentu sací a výfukové vačky je trochu odlišný, je to dáno vlastnostmi sání a výfuku.



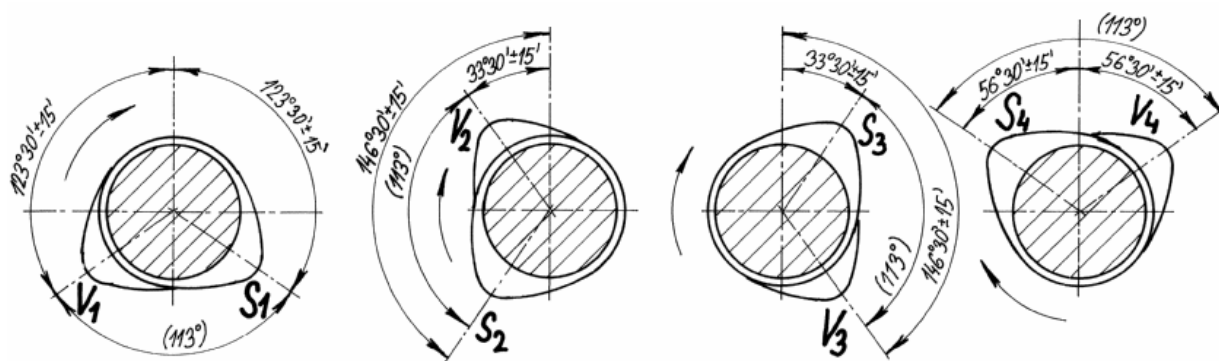
Obr.9.3 Moment vačky sacího ventilu [14]



Obr.9.4 Moment vačky výfukového ventilu [14]

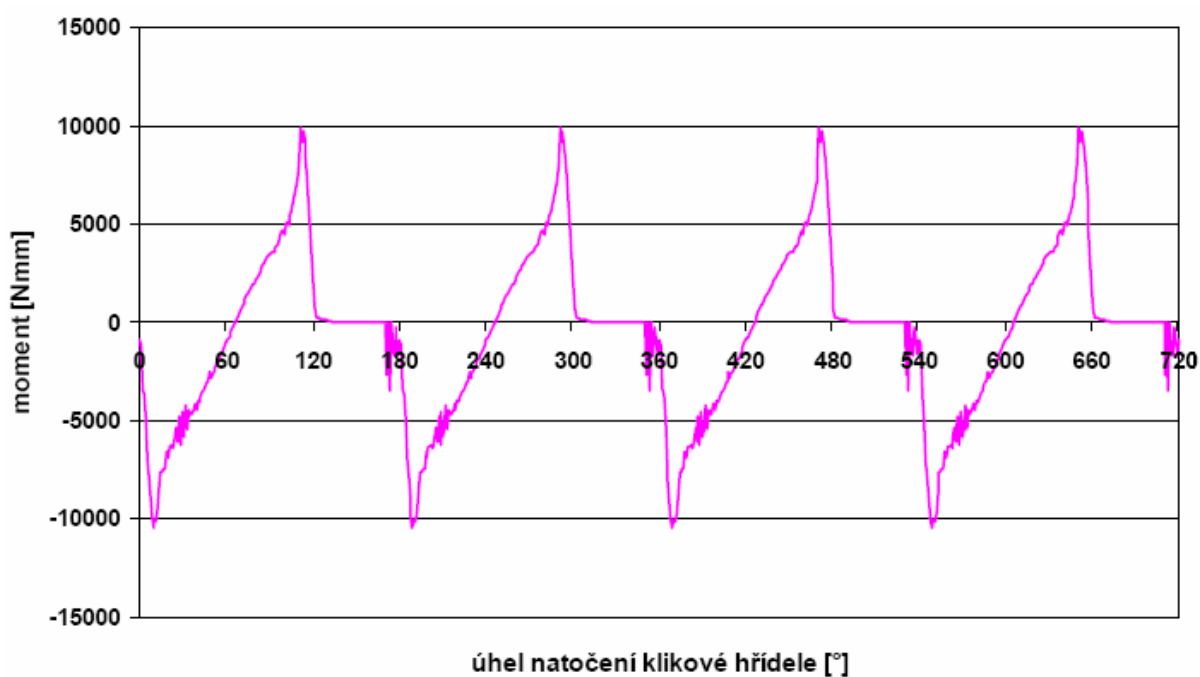
Tyto hodnoty momentů jsou obdrženy od kolegy, který provádí analýzu ventilového rozvodu motoru Zetor Tractores a.s. Křivky momentů znázorněné na obrázcích 9.3 a 9.4 jsou pro otáčky klikového hřídele 2200ot/min (otáčky vačkové hřídele 1100ot/min). Jsou provedeny analýzy v rozsahu otáček klikové hřídele od 1000-2200ot/min a to po 100ot/min. Nejvyšší hodnoty třecích momentů pak jsou při otáčkách 2200/min. Použijí se tedy pouze tyto hodnoty momentů.

Analýza pohonu vačkové hřídele se týká 4-válcového motoru se dvěma ventily na válec, jeden sací a druhý výfukový. Celkový počet vaček na hřídeli je tedy 8. Pro definování protimomentu v MBS se musí momenty z obr.9.3 a 9.4 správně nařazovat podle jednotlivých vaček hřídele.

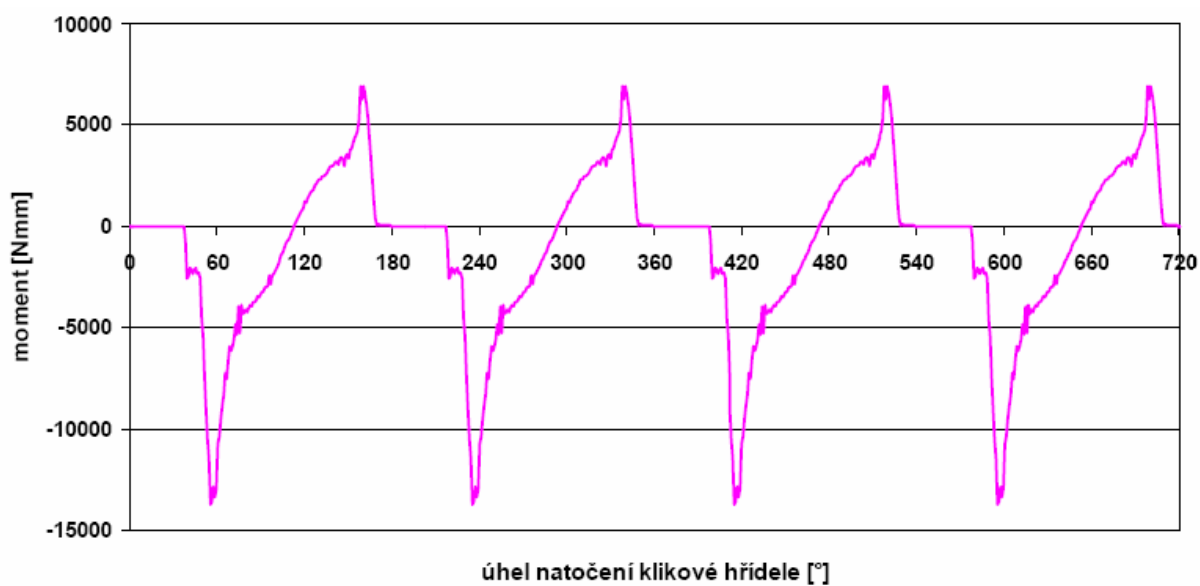


Obr.8.5 Fázování jednotlivých vaček na hřídeli

Sací a výfukové ventily jsou vůči sobě fázovány po 90° v závislosti na natočení vačkové hřídele. Fázování vzhledem k úhlu natočení klikové hřídele je po 180° .

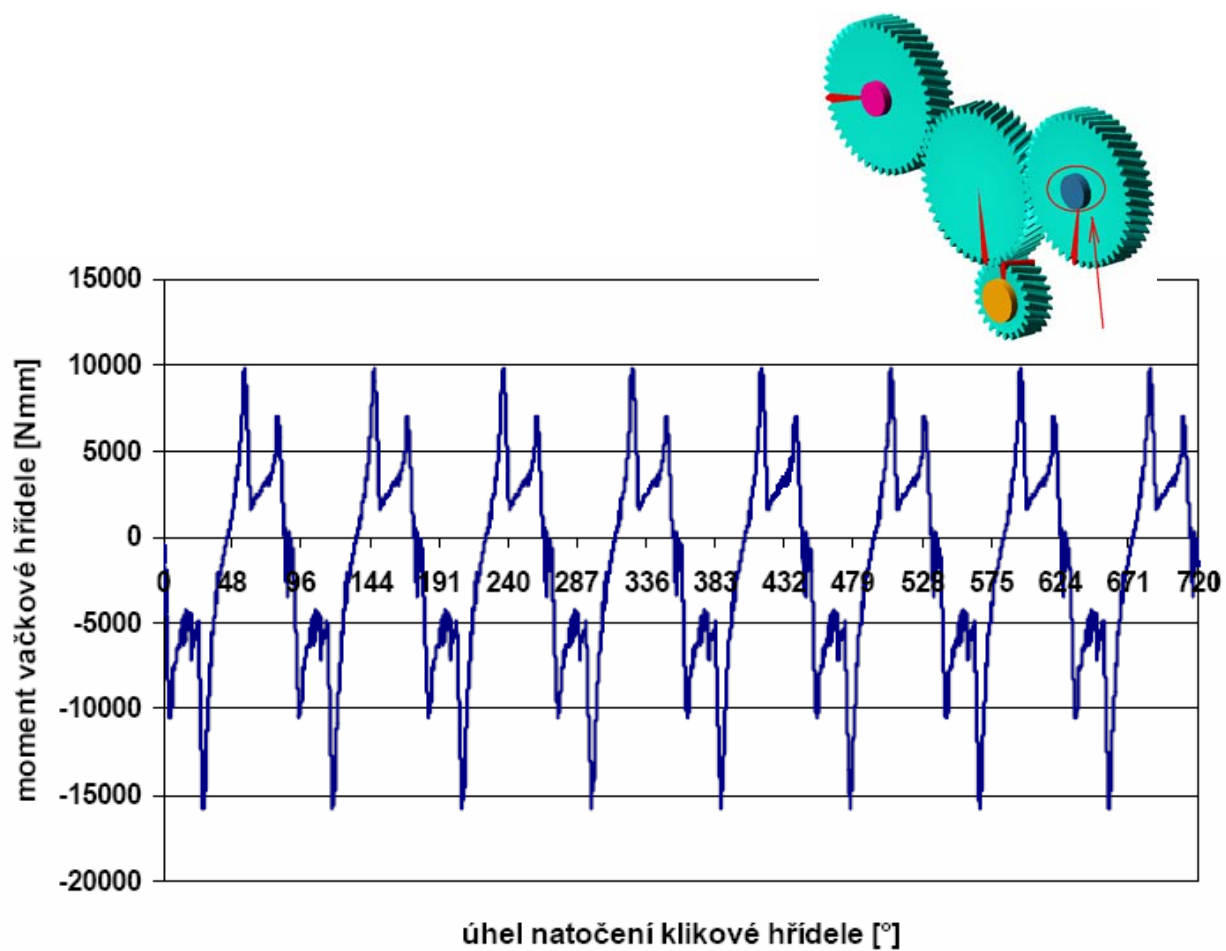


Obr.9.6 Fázování momentu sací vačky



Obr.9.7 Fázování momentu výfukové vačky

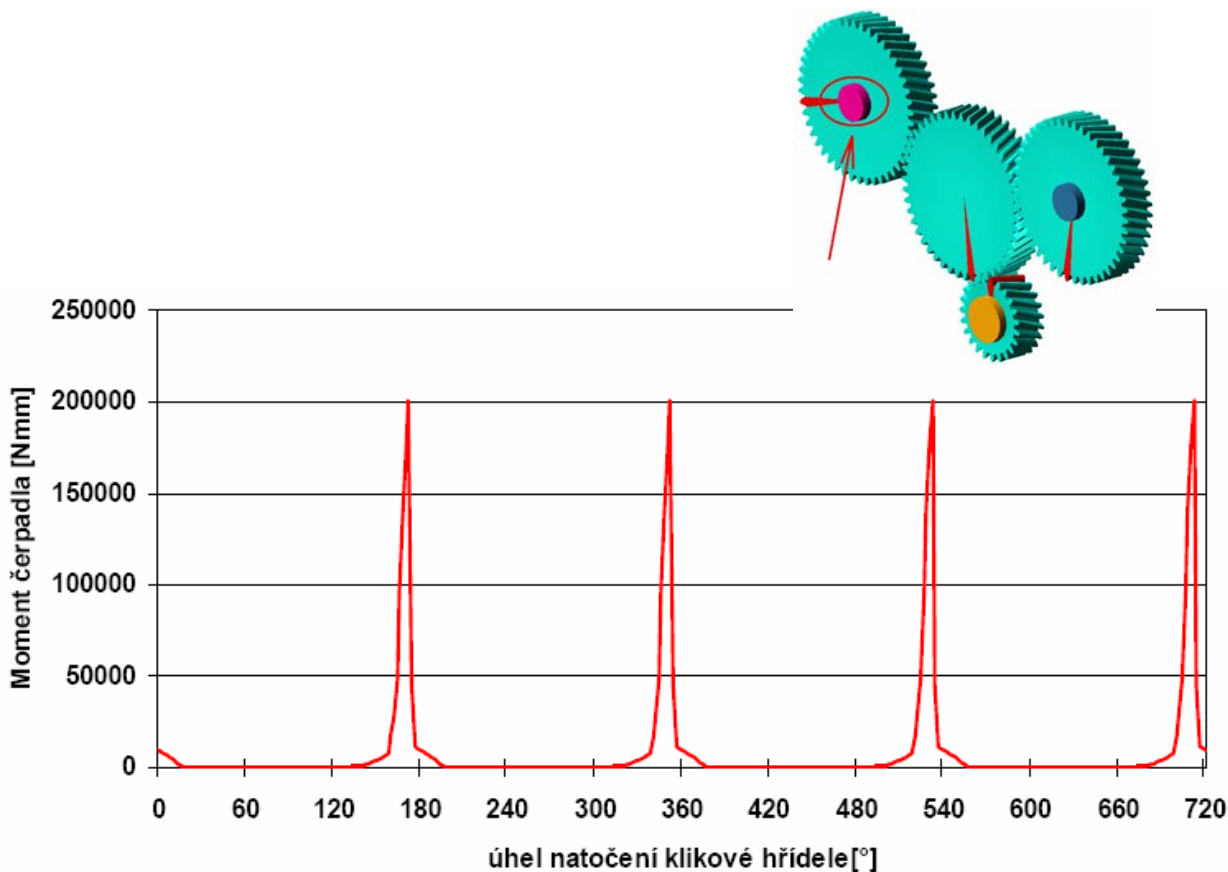
Do Adams/Engine jsou importovány data pro vytvoření křivek jako na obrázcích 9.6 a 9.7. Tyto křivky se sečtou a vytvoří výsledný moment působící na vačkové hřídeli.



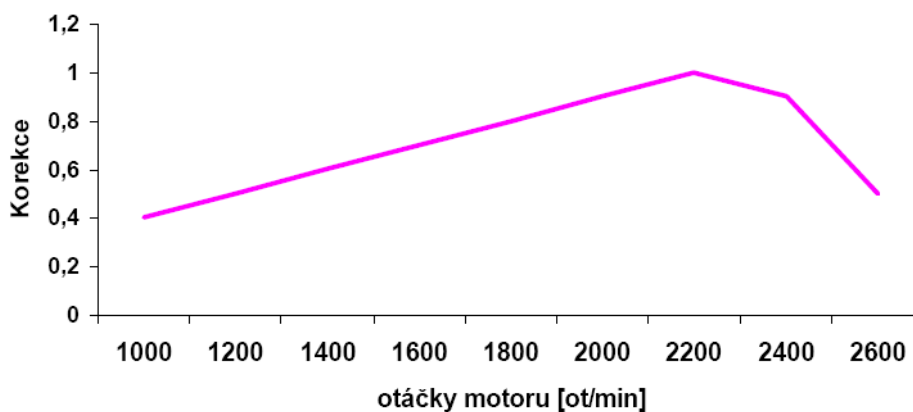
Obr.9.7 Celkový moment vačkové hřídele

9.3 Hřídel vstřikovacího čerpadla

Vstřikovací čerpadlo svým provozem také přispívá k rázům a vibracím v pohonu. Analýza se týká čtyřválcového vznětového motoru. Průběh momentu čerpadla má průběh křivky na obr.9.8. Tento průběh je pro otáčky 2200/min, při těchto otáčkách dosahuje moment čerpadla největších hodnot. Korekce momentu čerpadla pro jiné další otáčky znázorněna na dalším obrázku, nicméně pro analýzu je použit moment pro 2200ot/min.



Obr.9.8 Moment čerpadla pro 2200ot/min [14]

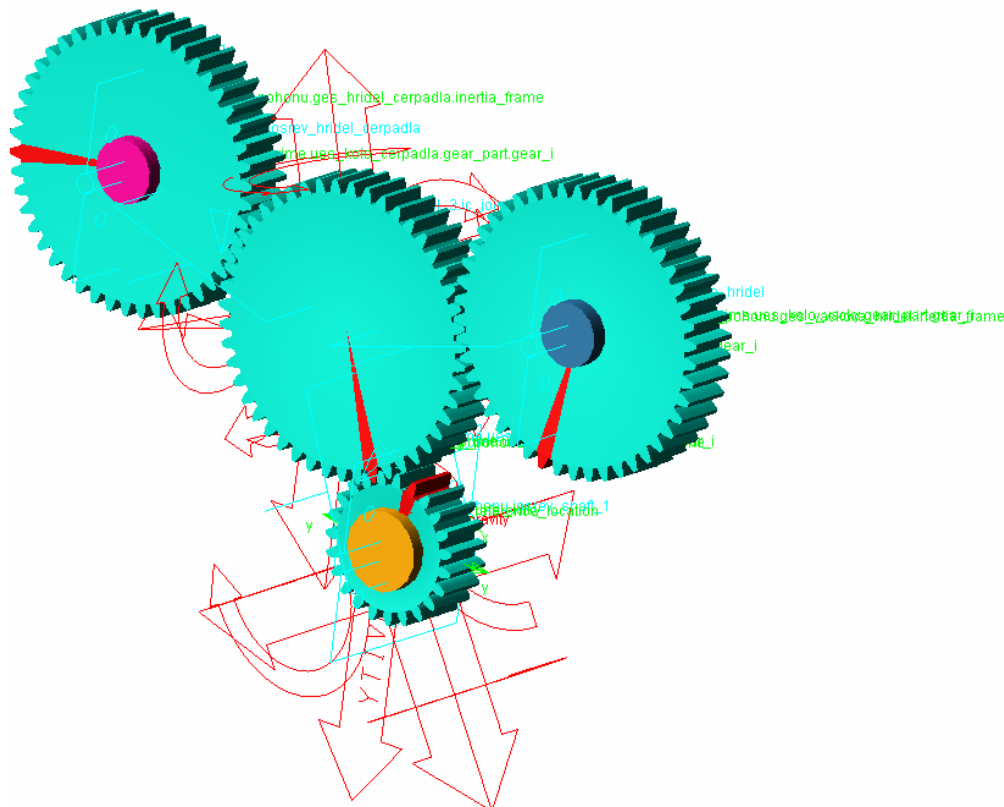


Obr.8.9 Korekce momentu při různých otáčkách [14]

10 Analýzy modelů

Před samotným provedením analýzy se musí nastavit solver, který numerickými metodami řeší daný model. Je nastaven integrátor HHT (Hilber-Hughes-Taylor) s relativní a absolutní toleranční chybou integrace, kterou integrátor musí dodržet v každém kroku 10^{-7} (Error) a maximální časový krok, který integrátor měl povolen $H_{max} 10^{-5}$. Integrátor je nastaven shodně u obou modelů pohonu vačkové hřídele.

10.1 Pohon s přímými ozubenými koly



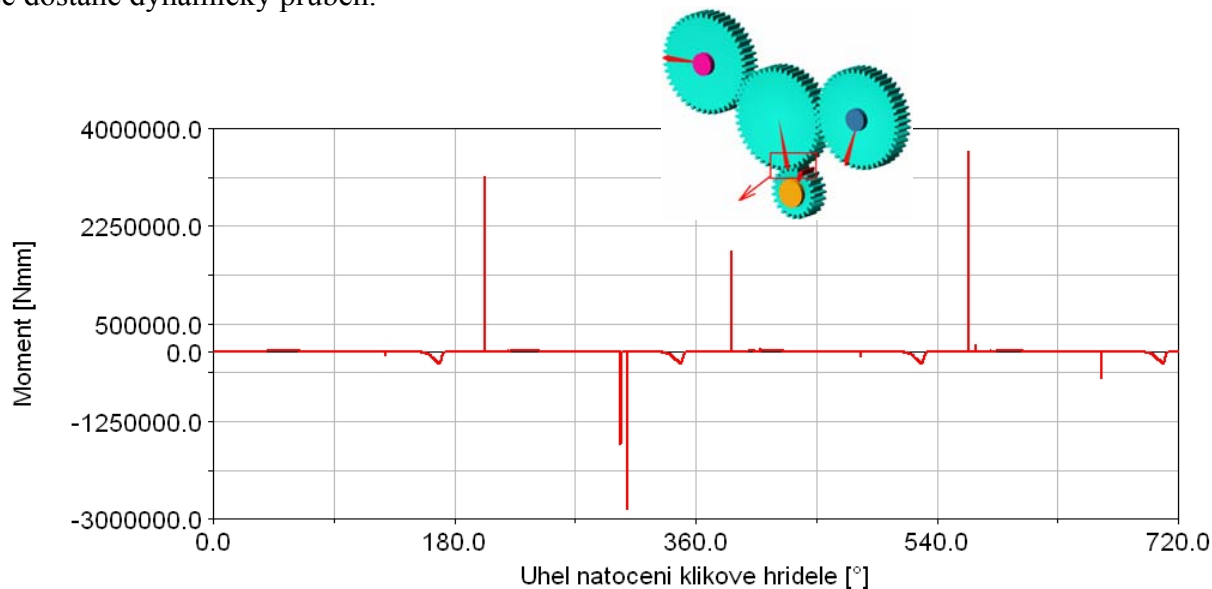
Obr. 10.1 Model pohonu přímými ozubenými koly

V Generic Analysis se zadává počet kroků reprezentující řešení analýzy a čas prováděné analýzy. Například jestli je prováděna 10 sekundová analýza se s 100 kroky, může se očekávat 10 referenčních bodů za sekundu. V případě pohonu, kde kolo klikové hřídele pohání pohon otáčkami 2200/min se zvolí velký počet kroků za krátký čas. Je voleno 100000 kroků za 1s.

Po provedení výpočtu se načtou výsledky analýzy v Postprocessing, kde jsou veškeré výstupní data získané z definovaných modelů. Všechny data se nechají zobrazit v závislosti na otáčení klikové hřídele. Rozsah otočení klikové hřídele pro zobrazení výsledků je volen 2 otáčky resp. 720° , což je doba kdy proběhne celý spalovací cyklus motoru.

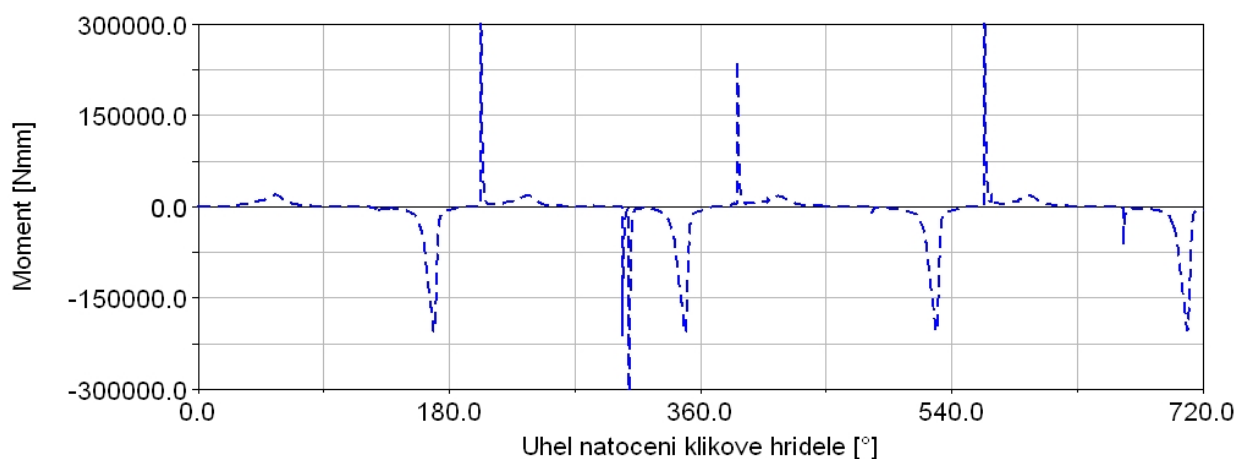
10.1.1 Průběhy momentů v kontaktech

Na obr.10.2 je průběh momentu na kole klikové hřídele. Impulzy dosahujících velkých hodnot jsou způsobeny numerickým řešením. Tyto impulzy se musí filtrovat. Vhodnou filtrací se dostane dynamický průběh.



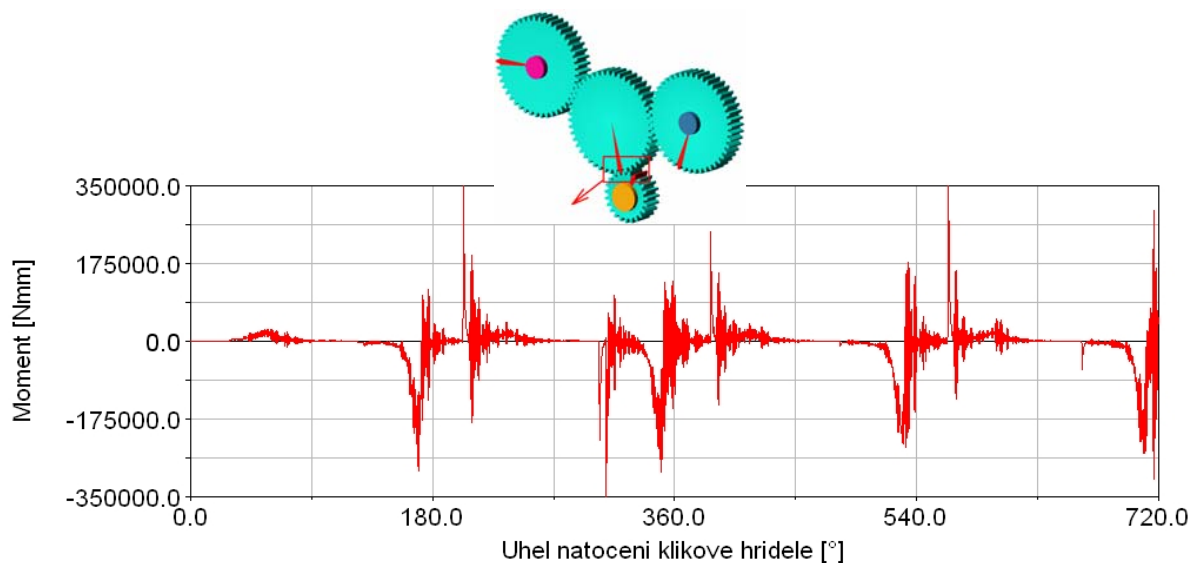
Obr.10.2 Moment před filtrací

Je využito nástroje filtru v Adams/Engine. Zadá se typ filtru Low Pass, což je typ filtru, který odstraní frekvence nad zadanou frekvencí filtru (cutoff frequency). Je volen digitální filtr, u kterého se zadává měřítko hraniční frekvence (cutoff frequency) v intervalu 0-1.



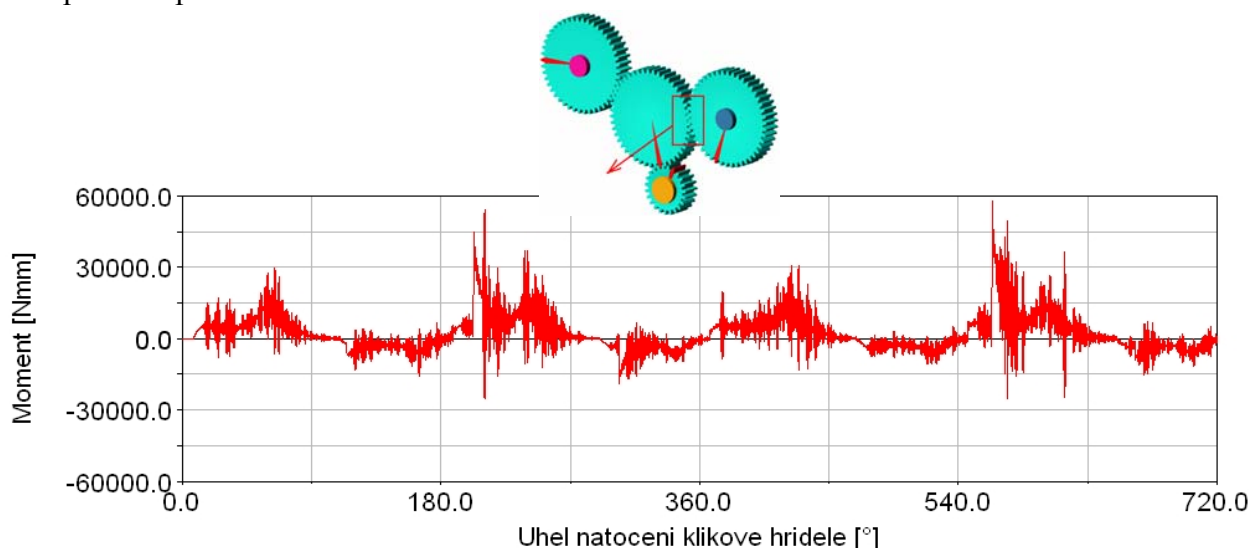
Obr.10.3 Moment po první filtraci

Průběhy jsou filtrovány dvakrát. První filtrací se sníží impulzy a trochu se vyhladí průběh momentů i sil. Při první filtraci je voleno měřítko hraniční frekvence 0.05. Čím se toto číslo volí blíží 0, křivka má hladší průběh a ořezávají se vysoké hodnoty. Při druhé filtraci se volí číslo 0.9, které nám umožní zobrazit kmity v oblastech impulzů. Průběh momentu na kole klikové hřídele po druhé filtraci je na obr.10.4.



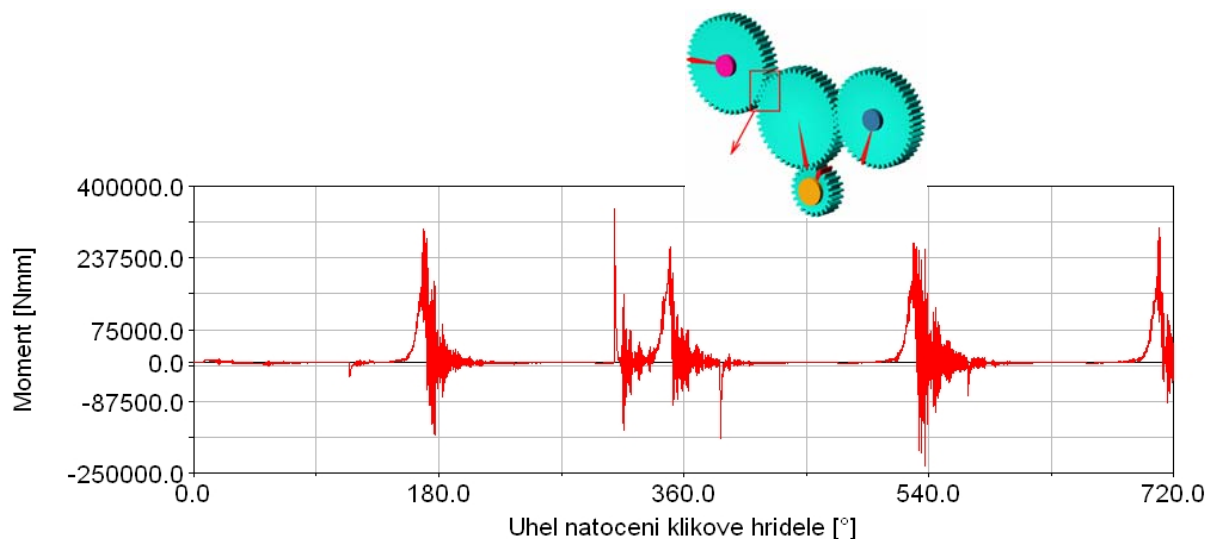
Obr.10.4 Moment na kole klikové hřídele po druhé filtraci

Filtrování provedené u tohoto průběhu je využito u všech průběhů, avšak volba měřítka hraniční frekvence se volí, tak aby výsledky nebyly příliš zkreslené a neodstranily se důležité informace, jako jsou například kmity po dozívání impulsu ze vstřikovacího čerpadla. Z obr.10.4 jsou patrné impulzy vnášené do systému od vstřikovacího čerpadla a následně dokmitávání. Vliv momentu od vačkové hřídele není zde tak patrný, protože jeho hodnoty pohybují podstatně níže než hodnoty od vstřikovacího čerpadla. Momenty mezi kontakty ostatních kol jsou znázorněny na následujících. Průběhy sil jsou analogické vzhledem k tomu, že momenty jsou určeny na základě těchto sil, a jsou shrnuty v kap. 10.1.2 pro přímé ozubení a v kap.10.2.2 pro šikmé ozubení.



Obr.10.5 Moment mezi kolem vloženým a kolem vačkové hřídele

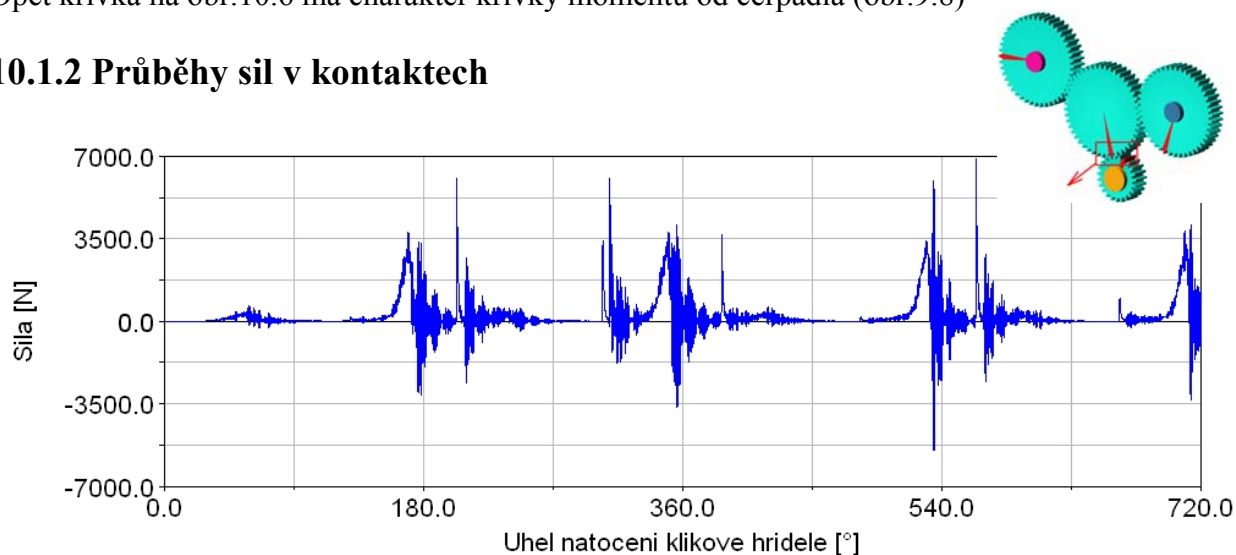
Moment mezi kolem vloženým a kolem vačkové hřídele má charakter křivky na obr.9.7. Avšak v je zde kmitání kolem těchto hodnot způsobené záběrem zubů při otáčení kol. Nicméně nejsou zde tak velké rozdíly mezi průměrnou a maximální hodnotou jako v případě momentů v kontaktu s kolem od vstřikovacího čerpadla (obr.10.6) nebo kola klikové hřídele.



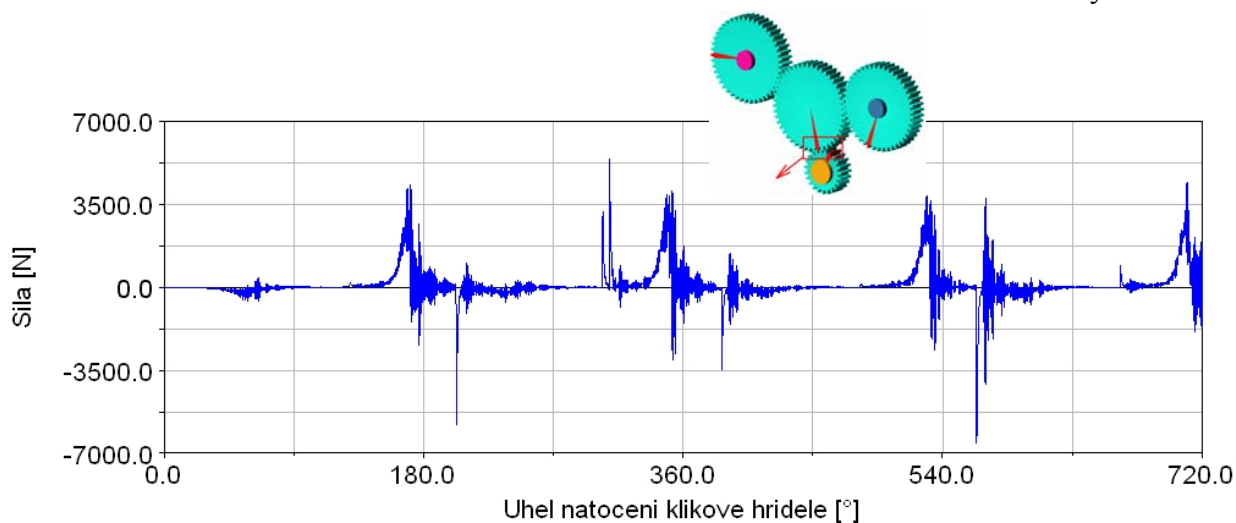
Obr.10.6 Moment mezi kolem čerpadla a vloženým

Opět křivka na obr.10.6 má charakter křivky momentu od čerpadla (obr.9.8)

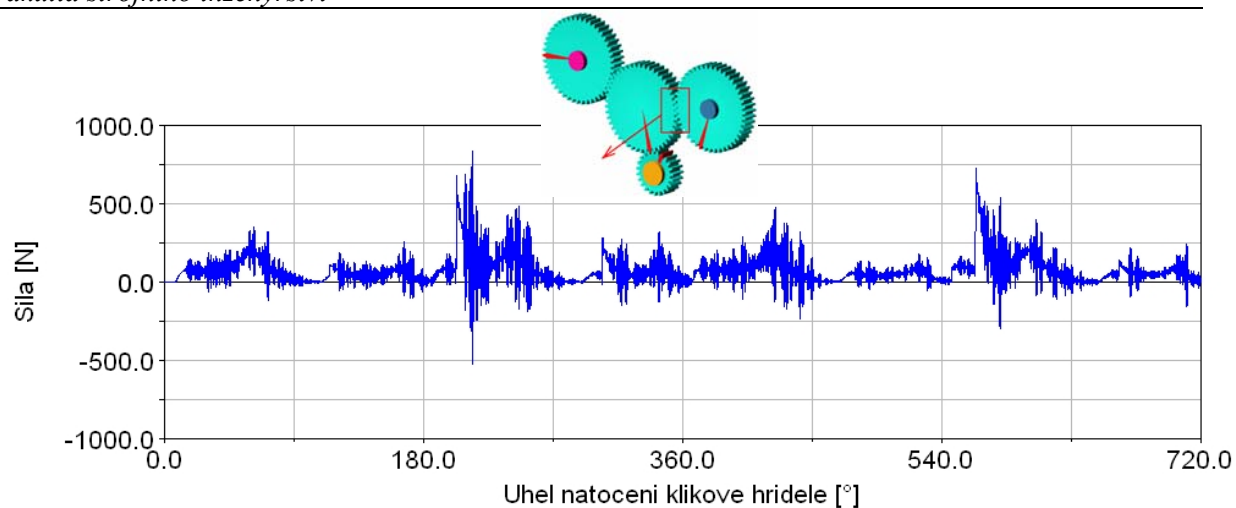
10.1.2 Průběhy sil v kontaktech



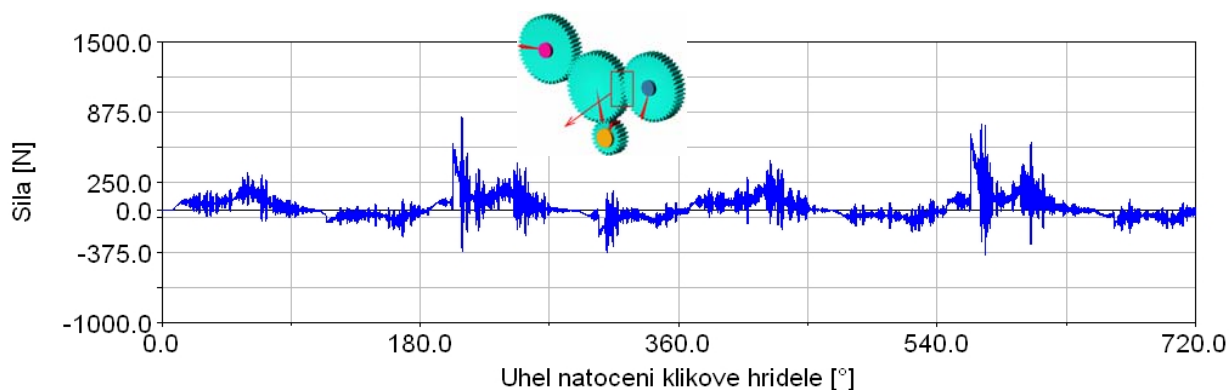
Obr.10.7 Normálová síla v kontaktu mezi kolem klikové hřídele a kolem vloženým



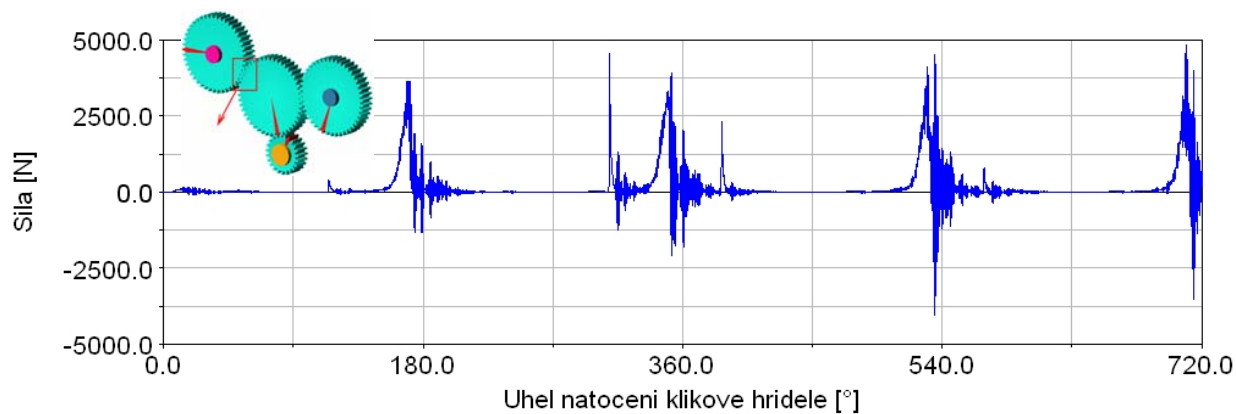
Obr. 10.8 Tangenciální síla v kontaktu mezi kolem kliky a kolem vloženým



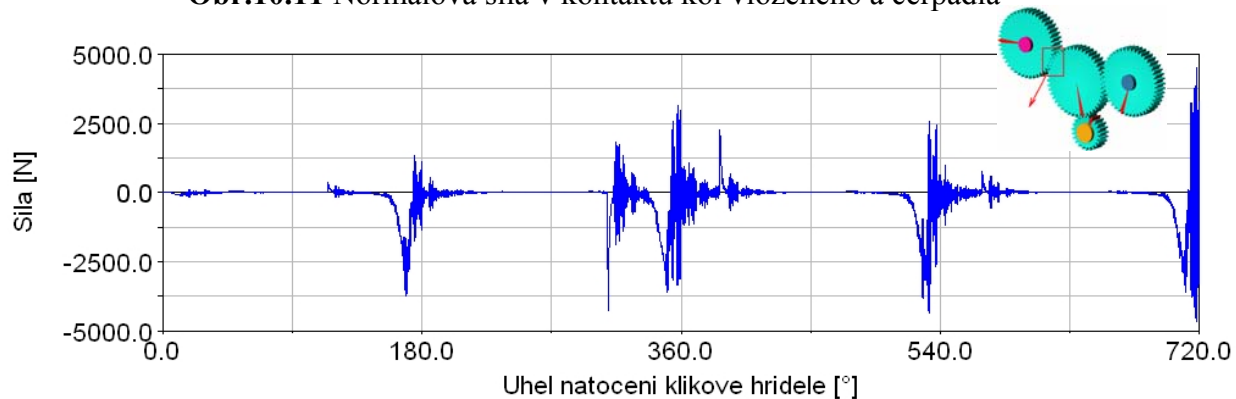
Obr.10.9 Normálová síla v kontaktu kola vloženého a kola vačkové hřídele



Obr.10.10 Tangenciální síla v kontaktu kol vloženého a vačkového

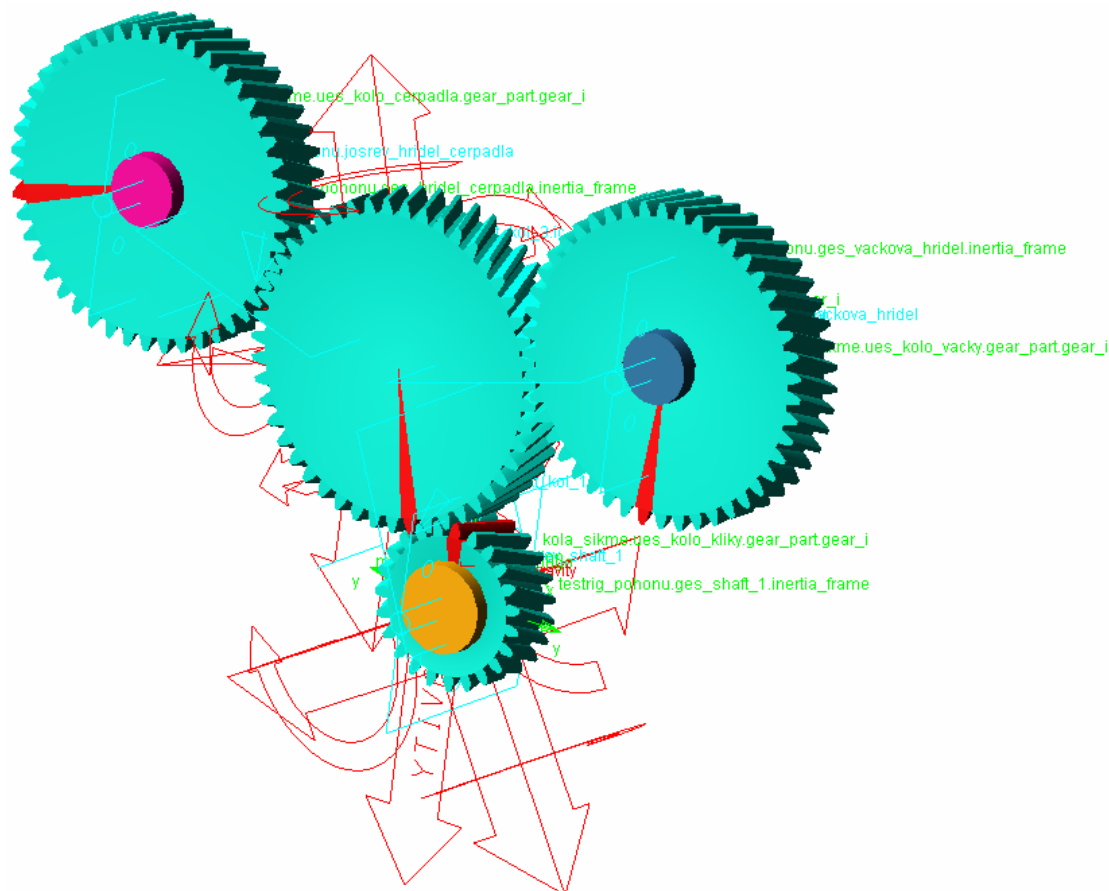


Obr.10.11 Normálová síla v kontaktu kol vloženého a čerpadla



Obr.10.12 Tangenciální síla v kontaktu kola vloženého a čerpadla

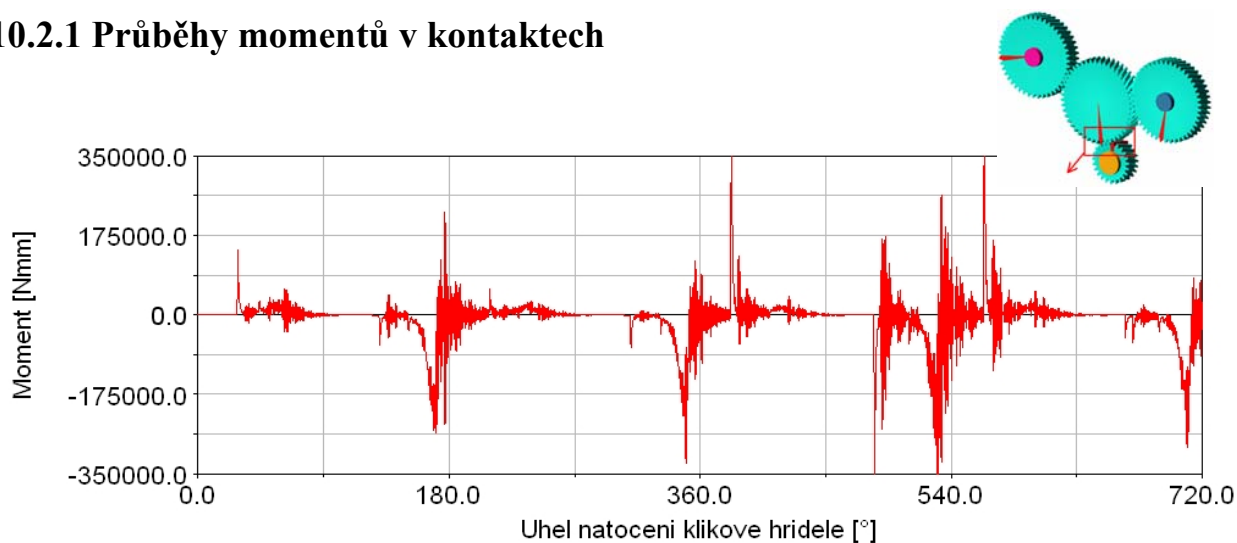
10.2 Pohon s šikmými ozubenými koly



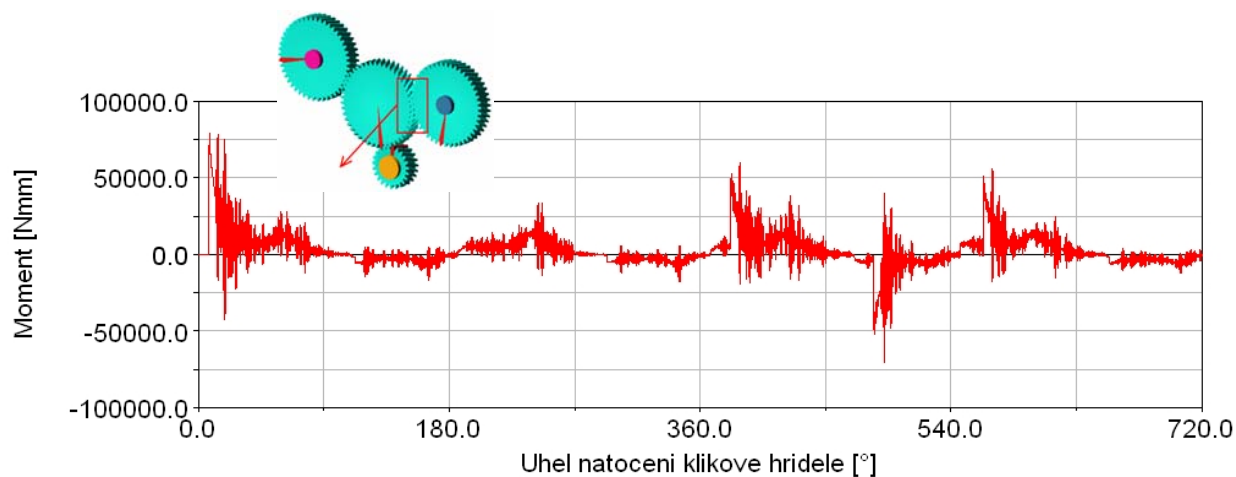
Obr. 10.13 Model pohonu se šikmými ozubenými koly

U analýzy modelu se šikmým ozubením se opět zadají stejné parametry. Počet kroků analýzy 100000 a čas 1s. Zatížení kol je také ponecháno a výstupní data jsou zobrazena v závislosti na otočení klikové hřídele. Používaný integrátor pro řešení byl použit HHT

10.2.1 Průběhy momentů v kontaktech



Obr.10.14 Moment v kontaktu mezi kolem kliky a vloženým

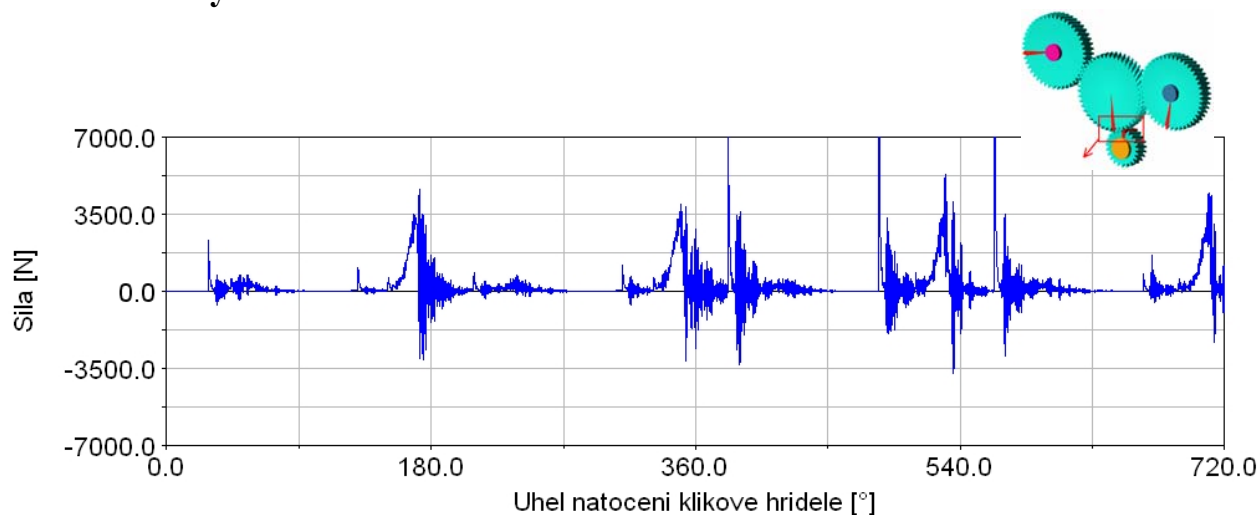


Obr.10.15 Moment v kontaktu mezi kolem vloženým a vačkové hřídele

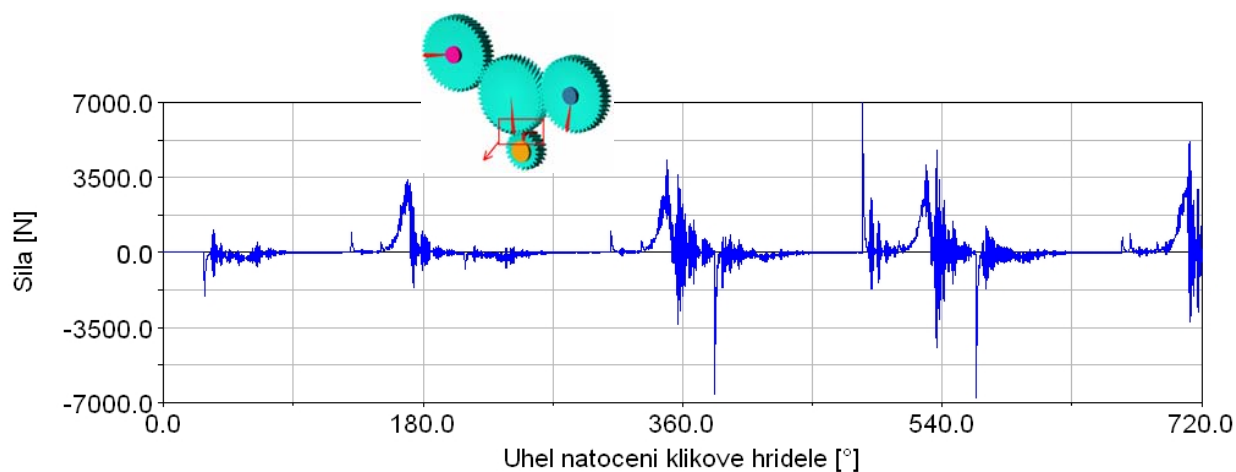


Obr.10.16 Moment v kontaktu kol vloženým a čerpadlem

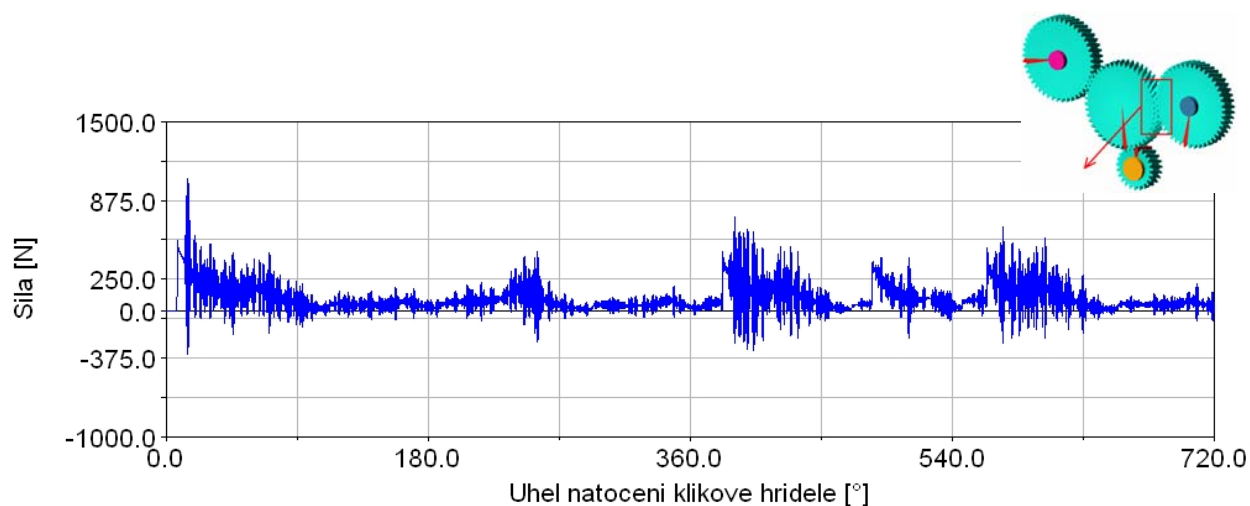
10.2.2 Průběhy sil v kontaktech



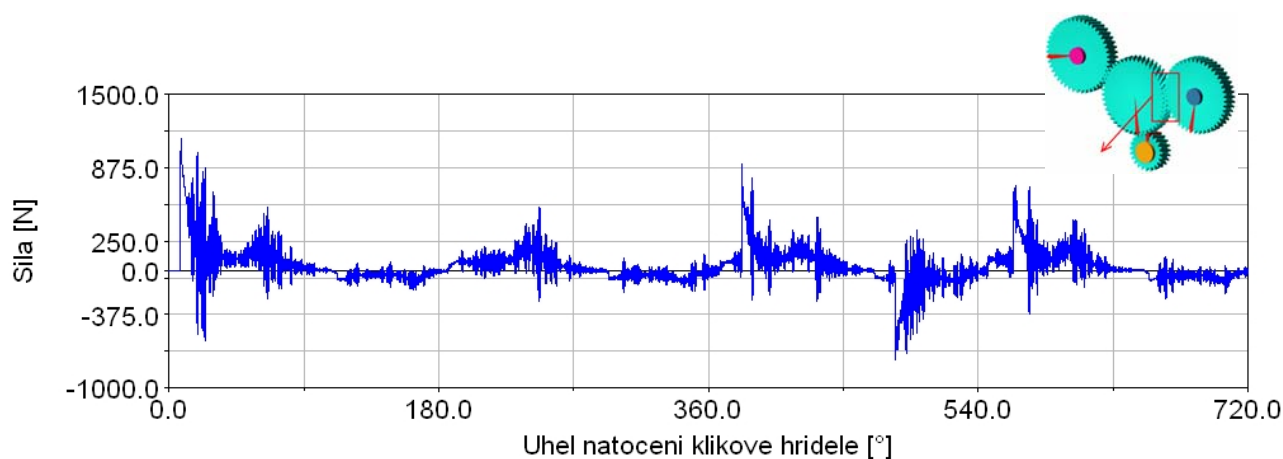
Obr.10.17 Normálová síla v kontaktu kola kliky a vloženého



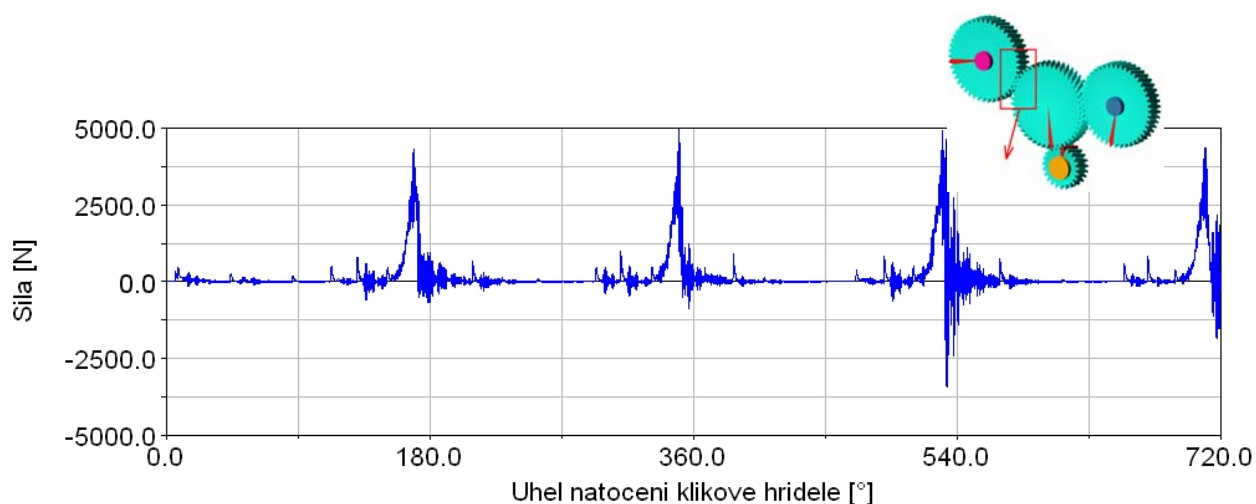
Obr.10.18 Tangenciální síla v kontaktu kol kliky a vloženém



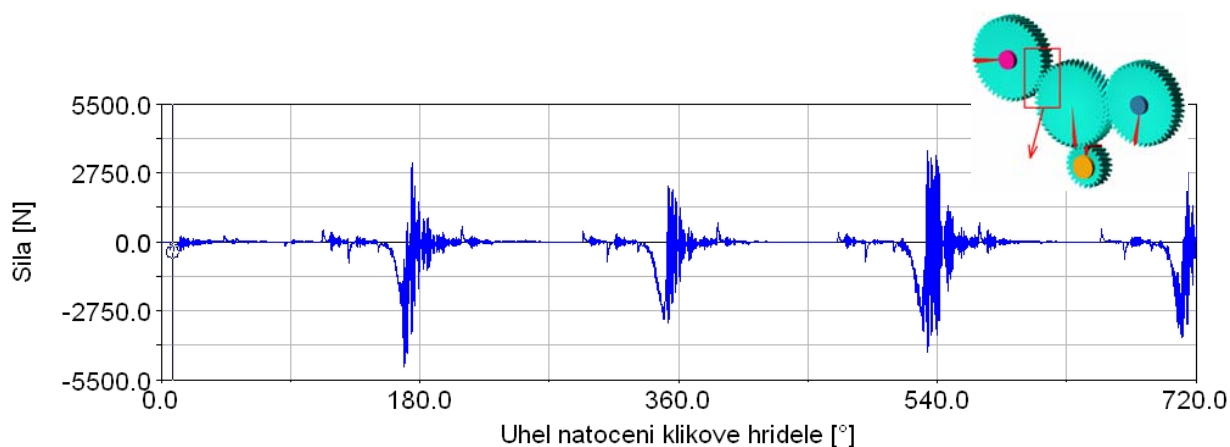
Obr.10.19 Normálová síla v kontaktu kol vloženého a vačkového



Obr.10.20 Tangenciální síla v kontaktu kol vloženého a vačkového

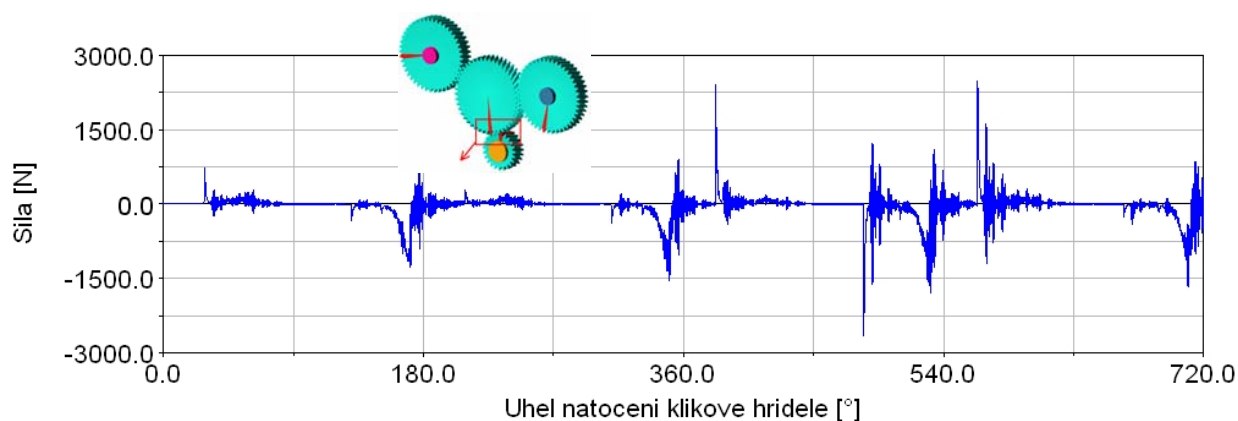


Obr.10.21 Normálová síla v kontaktu kol vloženého a čerpadla

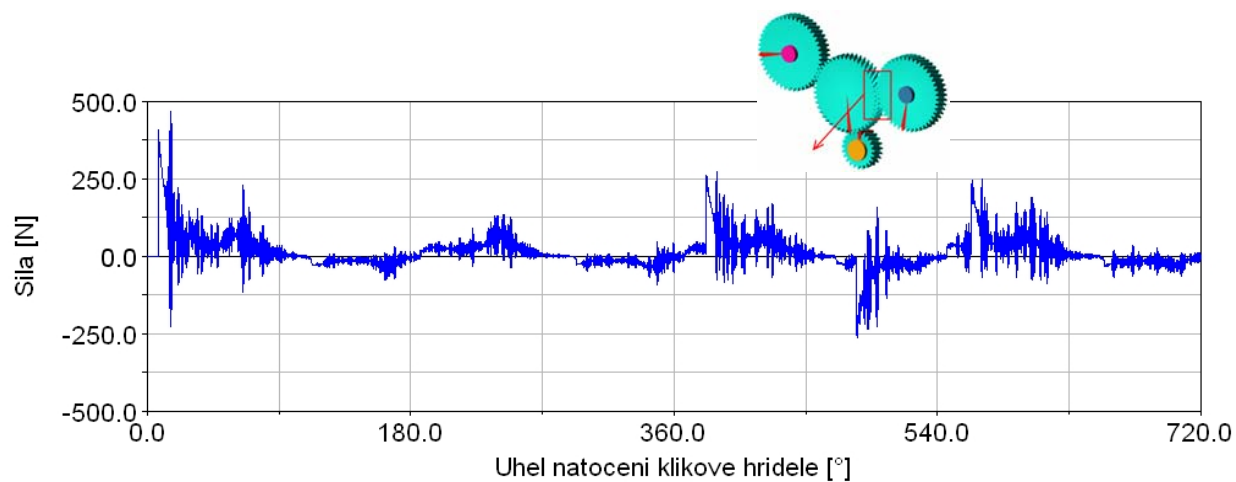


Obr.10.22 Tangenciální síla v kontaktu kol vloženého a čerpadla

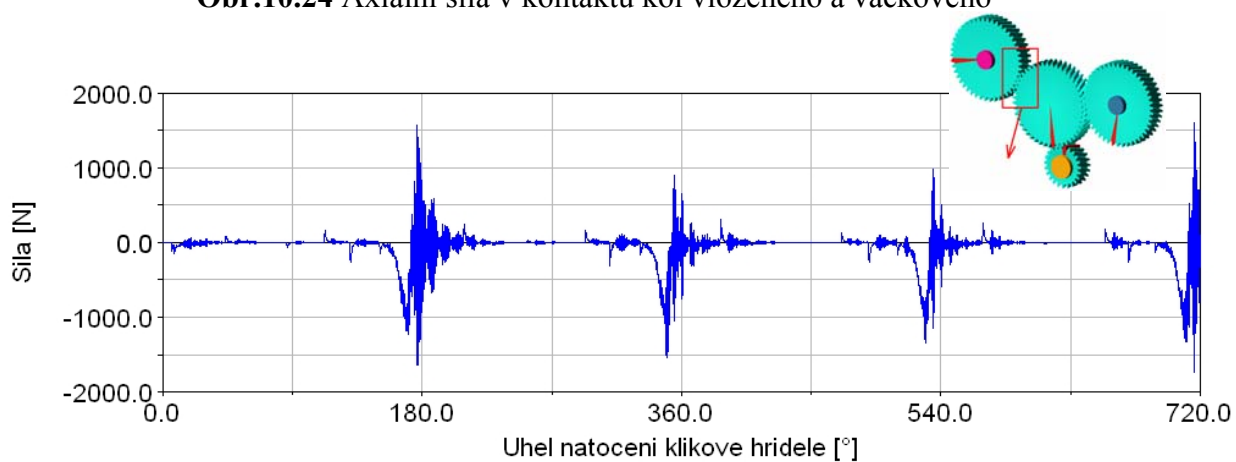
O silových poměrech ozubených kol se šikmými zuby je pojednáno v kap.4.3. Na rozdíl od kol s přímými zuby je u šikmých nutno řešit a zachytit sílu axiální, způsobenou sklonem zubů. Průběhy axiálních sil jsou znázorněny na obr.10.23 až 10.25.



Obr.10.23 Axiální síla v kontaktu kol klikového a vloženého



Obr.10.24 Axiální síla v kontaktu kol vloženého a vačkového



Obr.10.25 Axiální síla v kontaktu kol vloženého a čerpadla

Zhodnocení výsledků, výhod a nevýhod typů ozubení je shrnuto v závěru práce.

11. Závěr

Jak je již zmíněno v úvodu, ozubená kola jsou symbolem strojírenství. Jsou to jedny z nejsložitějších strojních součástí jak po stránce teoretické, konstrukční tak i výrobní.

V první části práce je rozbor pohonů používaných pro ventilové rozvody, jejich vlastnosti, výhody a nevýhody se zaměřením na použití ozubených kol pro pohon. Je zde i souhrn základních geometrických parametrů ozubených kol s přímým ozubením a šikmým ozubením. Dále se zabývám určením rozměrů čelního soukolí s přímými zuby. Jelikož čelní ozubené soukolí s šikmými zuby je známo, proběhl výpočet na osové vzdálenosti odečtené z klikové skříně (obr.6.1). K výpočtu rozměrů přímého ozubení byl využit software CAD, kde se zadaly potřebné parametry pro výpočet rozepsané v kap.6.1. Rozměry soukolí s přímým ozubením jsou pak shrnuty v tab.6.1 a 6.2.

Pro vytvoření modelů v MBS bylo potřeba určit základní parametry pro definování ozubených kol a kontaktu mezi nimi. K tvorbě kol v rozhraní MBS bylo využito šablon, ve kterých se definovaly určené parametry. K modifikaci šablon byly použity parametry ozubených kol s přímým ozubením určených v kap.6.1 a pro ozubená kola s šikmými zuby parametry rozepsané v kap.8.3. Parametry pro definování kontaktu ozubených kol, který je nahrazen vhodným matematickým modelem popsany v kap.7, jsou určeny v kap.6. Pro určení některých vlastností ozubených kol byly vytvořeny i 3D modely v CAD softwaru (momenty setrvačnosti kol). Tvorby samotného dynamického modelu pohonu vačkové hřídele pomocí ozubených kol je rozepsáno v kap.8. Zatížení jednotlivých hřídelí pak v následující kapitole.

Výsledky analýzy prováděné pro modely s přímými i šikmými zuby jsou shrnuty v kap.10. Je zde i zmíněna filtrace a tedy určité zkreslení výsledků, z důvodů zobrazení dokmitávání v kontaktu zubů.

Z výsledku analýz je zřejmé, že průběhy momentů resp. sil je charakterizován samotným zatížením hřídelí. Největší rozdíl mezi průměrnou hodnotou a maximem je nejvíc patrný v kontaktu mezi kolem čerpadla a vloženým kolem, kde je vliv od momentu hřídele čerpadla. Mezi analýzou kol s přímými a ozubenými koly není příliš velký rozdíl, nicméně pro dynamický model byly použity šablony MBS, kde není zahrnuta přesná geometrie ozubených kol.

Důležitou vlastností ovlivňující kontakt kol je tuhost ozubení. Na tuhosti ozubení závisí vlastní frekvence kol a tlumení. Tuhost ozubení byla určena z empirických vztahů 6.2 a 6.3. Byla určena jako konstantní průměrná hodnota, která je závislá na součiniteli záběru a některých geometrických vlastností. Avšak tuhost záběru se s průběhem záběru zubů periodicky mění, proto nejsou patrné žádné velké rozdíly mezi analýzou přímého a šikmého ozubení. Šikmé ozubení má mnohem výhodnější průběh tuhosti $c(t)$ a z tohoto důvodu je z hlediska vibrací, hluku a vnitřních dynamických namáhání výhodnější. Průměrná záběrová tuhost šikmého ozubení je větší než u přímého ozubení, to je dáno součinitelem trvání záběrů zubů. Součinitel trvání záběru zubů je číslo představující počet zubů v záběru, u šikmého ozubení je jeho hodnota 2,77, což znamená, že v záběru jsou minimálně 2 páry zubů. U přímého ozubení je přibližně 1,6 a tudíž je nižší i průměrná tuhost.

Hlavní výhodou ozubených kol s šikmým ozubením je plynulost záběru danou jeho geometrií. Zuby jsou skloněny o úhel sklonu β , u přímého ozubení dochází v záběru v podstatě náhle zub na zub po celé šířce, což má za následek vybuzené kmitání a vyšší hlučnost, to je u šikmého ozubení eliminováno postupným záběrem po šířce ozubení. Nevýhodou šikmého ozubení je řešení a zachycení axiálních sil vznikající při záběru a složitější výroba ozubení.

12 Seznam použité literatury

- [1] BOHÁČEK, F., A KOL. *Části a mechanismy strojů III : Převody*. Ediční středisko VUT Brno, FSI, 1982.
- [2] MORAVEC, V., *Konstrukce zařízení a strojů II : Čelní ozubená kola*. Ostrava : Montanex a.s., 2001. 291 s. ISBN 80-7225-051-5.
- [3] ŠALAMOUN, Č; SUCHÝ, M., *Čelní a šroubová soukolí : s evolventním ozubením*. první. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. 468 s. ISBN 80-03-00532-9.
- [4] BOHÁČEK, F., A KOL. *Části a mechanismy strojů I – základy konstruování spoje*. Ediční středisko VUT Brno, FSI, 1984.
- [5] BOHÁČEK, F., A KOL. *Části a mechanismy strojů II – hřídele, tribologie a ložiska*. Ediční středisko VUT Brno, FSI, 1987.
- [6] TŮMA, J. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika, Praha 1997. ISBN 80-901936-1-7
- [7] KRATOCHVIL, C., ONDRAČEK, E. *Mechanika těles - Počítače a MKP*. Vysoké učení technické v Brně, 1987.
- [8] Kolektiv VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé*, 1díl. Státní nakladatelství technické literatury, n.p., Druhé vydání, Praha, 1962. L123-B3-IV-41/2490
- [9] PÍŠTĚK, V.; ŠTĚTINA, J. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. Brno : VUT Brno, 1991. 129 s. ISBN 80-214-0368-3.
- [10] PÍŠTĚK, V.; ŠTĚTINA, J. *Pevnost a životnost*. Brno : VUT Brno, 1993. 205 s. ISBN 80-214-0474-4.
- [11] KRATOCHVÍL, C.; SLAVÍK, J. *Mechanika těles : Dynamika*. druhé rozšířené. Brno : PC-DIR, spol. s r.o. - Nakladatelství Brno, 1997. 227 s. ISBN 80-214-0946-0.
- [12] NOVOTNÝ, P. *Virtual Engine – A Tool for Powertrain Development*. Inaugural Dissertation. Brno: Vysoké učení technické v Brně. 2008
- [13] JANÍČEK, P., et al. *Mechanika těles : Pružnost a pevnost I*. třetí. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2004. 286 s. ISBN 80-214-2592.
- [14] MAČUGA, M. *Výpočtové modelování mechanických ztrát ve ventilovém mechanismu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 73 s. Vedoucí diplomové práce Doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

- [15] ANDERSSON, A.; VEDMAR, L. *A dynamic model to determine vibrations in involute helical. JOURNAL OF* [online]. 15.4. 2002. Dostupný z WWW: <http://www.elsevier.com/wps/find/journaldescription.cws_home/622899/description#description>. ISSN 0022-460X.
- [16] KAHRAMAN, A. *Investigation of Dynamic Force Vibration Transmission Characteristics of* [online]. Toledo : The University of Toledo, 2002 [cit. 2010-05-23]. Dostupné z WWW: <http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20020044952_2002077541.pdf>.
- [17] TRAMPERT, S.; MAASSEN, F. *Modern Gear Train Simulation Process for the Virtual Engine. SAE International* [online]. April 2006, Dostupný z WWW: <<http://www.sae.org/technical/papers/2006-01-0585>>.
- [18] KOHNKE, P. *ANSYS Theory Reference. Release 5.7*, ANSYS Inc., 1999
- [19] MSC.Software Corporation, ADAMS/Engine 2005.2.0 – Powered by FEV, Help, Tutorials and Examples
- [20] ANSYS(R) Product Launcher Release 10.0 (Build: 2005.0718), Help, Tutorials and Examples
- [21] Firemní příručka TEDOM – pohon rozvodu
- [22] Popis, konstrukce a funkce D13A520/Motor Volvo, vydání 27.5.2010
- [23] *Wikipedie.cz* [online]. 10.5.2010 [cit. 2010-05-10]. Ozubené kolo. Dostupné z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Ozuben%C3%A9_kolo>.
- [24] *Mitcalc.com* [online]. 2010-05-10 [cit. 2010-05-10]. Volba typu převodu. Dostupné z WWW: <http://www.mitcalc.com/doc/help/cz/c_transmission_choice.htm>.
- [25] *Ozubeni.cz* [online]. 10.5.2010 [cit. 2010-05-10]. Čelní soukolí. Dostupné z WWW: <<http://www.ozubeni.cz/>>.
- [26] Studijní opory: *Vozidlové motory* [online], Dostupné z WWW: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/vozidlove_motory/prednasky_rozvody_4D.html>.

13 Seznam použitých zkratk a symbolů

a	osová vzdálenost [mm]
a_w	provozní osová vzdálenost [mm]
b	šířka zubů [mm]
b_T	tlumení [$\text{kgmm}^2\text{s}^{-1}$]
c	celková tuhost [mm]
c'	měrná tuhost zubů [$\text{Nmm}^{-1}\mu\text{m}^{-1}$]
c_γ	záběrová tuhost ozubení [$\text{Nmm}^{-1}\mu\text{m}^{-1}$]
d	průměr roztečné kružnice [mm]
d_a	průměr hlavové kružnice [mm]
d_b	průměr základní kružnice [mm]
d_f	průměr patní kružnice [mm]
d_w	pracovní roztečný průměr [mm]
e_n	šířka mezery v normální rovině [mm]
e_t	šířka mezery v čelní rovině [mm]
h	výška zubu [mm]
h_a	výška hlavy zubu [mm]
h_f	výška paty zubu [mm]
i_{\max}	maximální převodový poměr [-]
k	tuhost [Nmm^{-1}]
k_t	průměrná tuhost [Nmm^{-1}]
k_C	celková tuhost [Nmm^{-1}]
k_D	tuhost disků kol [Nmm^{-1}]
k_O	tuhost záběrová [Nmm^{-1}]
l	šířka [mm]
m	modul [mm]
m_n	modul v normální rovině [mm]
m_p	poissonova konstanta [-]
m_t	modul v čelní rovině [mm]
m_{t1}	hmotnost kola 1 [kg]
m_{t2}	hmotnost kola 2 [kg]
n	otáčky [min^{-1}]
p	rozteč zubů [mm]
p_t	relativní výchylka [mm]
p_{tb}	základní rozteč [mm]
r_f	zaoblení paty zubu [mm]
r_{t1}	roztečný poloměr kola 1 [mm]
r_{t2}	roztečný poloměr kola 2 [mm]
s	tloušťka zubu [mm]
s_n	tloušťka zubu v normální rovině [mm]
s_t	tloušťka zubu v čelní rovině [mm]
s_u	tloušťka zubové mezery [mm]
t	rozteč zubů [mm]
w	rozměr přes zuby [mm]
x	jednotkové posunutí [mm]
x_1	jednotkové posunutí [mm]
x_2	jednotkové posunutí [mm]
x_{t1}	posunutí v ose x kola 1 [mm]

x_{t2}	posunutí v ose x kola 2 [mm]
y_{t1}	posunutí v ose y kola 1 [mm]
y_{t2}	posunutí v ose y kola 2 [mm]
Z	počet zubů [-]
Z_n	počet zubů porovnávacího kola [-]
Z_{nmin}	minimální počet zubů [-]
Z_{t1}	posunutí v ose z kola 1 [mm]
Z_{t2}	posunutí v ose z kola 2 [mm]
Z_v	počet zubů virtuálního kola [-]
D	průměr roztečné kružnice [mm]
D_a	průměr hlavové kružnice [mm]
D_f	průměr patní kružnice [mm]
E	modul pružnosti v tahu [Mpa]
F_A	axiální síla [N]
F_n	normálová síla [N]
F_t	tangenciální síla [N]
G	modul pružnosti ve smyku [Nm ⁻²]
I	moment setrvačnosti [kgmm ²]
I_C	celkový moment setrvačnosti [kgmm ²]
I_{t1}	moment setrvačnosti kolo 1 [kgmm ²]
I_{t2}	moment setrvačnosti kolo 2 [kgmm ²]
I_{red}	redukovaný moment setrvačnosti [kgmm ²]
J_p	polární kvadratický moment setrvačnosti [m ⁴]
J_{t1}	polární kvadratický moment setrvačnosti kolo 1 [m ⁴]
J_{t2}	polární kvadratický moment setrvačnosti kolo 2 [m ⁴]
M	točivý moment [Nmm]
M_z	reakční moment [Nm]
T_{t1}	síla kola 1 [N]
T_{t2}	síla kola 2 [N]
α	záběrový úhel [°]
α_n	úhel záběru v normální rovině [°]
α_w	provozní úhel záběru [°]
β	úhel sklonu zubů [°]
β_t	úhel sklonu zubů [°]
ε	poměrná deformace [mm]
ε_x	délkové přetvoření ve směru x [mm]
ε_y	délkové přetvoření ve směru y [mm]
ε_a	součinitel trvání záběru [-]
θ_{xt1}	natočení kola 1 kolem osy x [°]
θ_{xt2}	natočení kola 2 kolem osy x [°]
θ_{yt1}	natočení kola 1 kolem osy y [°]
θ_{yt2}	natočení kola 2 kolem osy y [°]
θ_{zt1}	natočení kola 1 kolem osy z [°]
θ_{zt2}	natočení kola 2 kolem osy z [°]
μ	poissonovo číslo [-]
ξ	poměrné tlumení [-]
ρ	hustota [kgm ⁻³]
σ	napětí [MPa]
φ	natočení [rad]

Ψ_t úhel normály [°]
 ω úhlová rychlost [rad·s⁻¹]
 Ω_0 vlastní frekvence [s⁻¹]