



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VYVAŽOVÁNÍ ŘADOVÝCH A VIDLICOVÝCH MOTORŮ

BALANCING OF INLINE AND V ENGINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Milan Dvořáček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kateřina Fridrichová

BRNO 2024

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Milan Dvořáček**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Kateřina Fridrichová**
Akademický rok: 2023/24

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

Vyvažování řadových a vidlicových motorů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce rešeršní povahy doplněná o návrh vyvažování konkrétního motoru.

Cíle bakalářské práce:

Popsat příčinu nevyváženosti klikového mechanismu. Uvést možnosti vyvažování řadových motorů a odpovídající analytické výpočty. Uvést možnosti vyvažování vidlicových motorů a odpovídající analytické výpočty. Provést rešerši současných řešení vyvažování spalovacích motorů. Vytvořit návrh vyvážení konkrétního motoru a ověřit jej pomocí simulací.

Seznam doporučené literatury:

HEISLER, H. Advanced Engine Technology. 1st edition. Oxford (Great Britain): Arnold, 1995, reprint 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

GUPTA, A. K., VENKATAKIRAN, B., RAHUL, K., PANWAR, A., JOSHI, M. Digital Approach for Dynamic Balancing of Three Cylinder Gasoline Engine Crank-Train. SAE Technical Paper 2021-09-22. DOI: 10.4271/2021-26-0265.

NEUKIRCHNER, H., ARNOLD, O., DITTMAR, A., KIESEL, A. Development of mass balancing systems for passenger car engines. MTZ worldwide. 2003, 64(5), 9-15. ISSN 2192-9114. DOI: 10.1007/BF03227582.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá popisem problematiky nevyváženosti klikového mechanismu spalovacích motorů. V teoretické části práce jsou nejprve popsány příčiny nevyváženosti a mechanismy, které nevyváženost kompenzují. Detailněji je popsána také nevyváženost některých konkrétních typů řadových a vidlicových motorů s důrazem na posuvné setrvačné síly. V praktické části práce je ověřen způsob vyvážení řadového tříválcového motoru pomocí simulací v simulačním nástroji GT Suite.

KLÍČOVÁ SLOVA

Klikový mechanismus, řadový motor, vidlicový motor, vyvažovací hřídel, vyvažovací páka, GT Suite

ABSTRACT

This bachelor thesis is concentrated on imbalance of crank train of combustion engines. In first phase focused on theory, sources of imbalance and mechanisms compensating this imbalance are described. Imbalance of few specific inline and V engines is described in detail with emphasis on reciprocating inertia force. In second phase, forms of balancing of in-line three-cylinder engine are tested using simulations in GT Suite simulation tool.

KEYWORDS

Crank train, in-line engine, V-engine, balancing shaft, balancing arm, GT Suite

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DVOŘÁČEK, Milan. *Vyvažování řadových a vidlicových motorů*. Online, bakalářská práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2024. Vedoucí práce Kateřina Fridrichová. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/154094>.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kateřiny Fridrichové a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 23. května 2024

.....

Milan Dvořáček

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl srdečně poděkovat paní Ing. Kateřině Fridrichové za rady, konzultace a celkový přístup během vedení této práce. Díky patří také mojí rodině a přátelům, jmenovitě především Terce, za podporu během studia a tvorby práce.

OBSAH

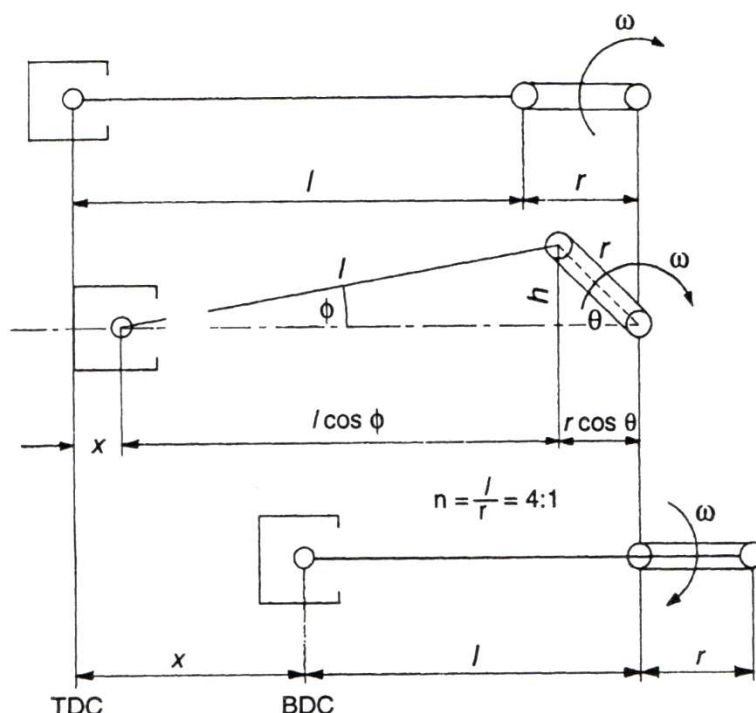
Úvod	10
1 Setrvačné síly v klikovém mechanismu	11
1.1 Setrvačné síly rotujících hmot	11
1.2 Posuvné setrvačné síly prvního řádu	12
1.3 Posuvné setrvačné síly druhého řádu	14
2 Používané koncepty vyvažování motorů	16
2.1 Vyvažovací hřídele	16
2.2 Vyvažovací pákový mechanismus	17
3 Vyvážení některých typů motorů	18
3.1 Řadový tříválcový motor s posunutím 120°	18
3.2 Řadový čtyřválcový motor s posunutím 180°	23
3.3 Řadový šestiválcový motor s posunutím 120°	28
3.4 Vidlicový šestiválcový motor s úhlem rozevření válců 60° , úhlem zalomení 120° a přesazenými klikovými čepy o 60°	32
3.5 Vidlicový osmiválcový motor s úhlem rozevření válců 90° a úhlem zalomení 90°	38
4 Vyvážení tříválcového řadového motoru	44
4.1 Nevyvážený stav	45
4.2 Vyvážení setrvačných sil rotujících hmot	46
4.3 Částečné vyvážení momentu od setrvačných sil prvního řádu pomocí vyvažovací hřídele	48
4.4 Částečné vyvážení momentu od setrvačných sil prvního řádu pomocí protizávaží naklikové hřídeli	50
4.5 Vyvážení momentu od setrvačných sil prvního řádu vyvažovací hřídeli a protizávažím na klikové hřídeli	52
Závěr	55
Použité informační zdroje	56
Seznam použitých zkratk a symbolů	57

ÚVOD

Spalovací motory jsou i přes rychlý vývoj a politickou propagaci elektromobility stále nejpobulárnější pohonné jednotky v osobní i nákladní dopravě. Především v osobní dopravě, kde je kladen velký důraz na komfort, jsou hluk a vibrace doprovázející provoz spalovacích motorů nežádoucími jevy. Redukovat se dá buď jejich přenos na karoserii vozidla a šíření do prostoru posádky, nebo se dá přímo minimalizovat jejich vznik v samotném motoru.

Cílem této práce je popsat příčinu vzniku vibrací v klikovém mechanismu a různých typech motorů, uvést možnosti způsobu jejich vyvážení a dané způsoby vyvážení ověřit simulací. Úvodní kapitola je věnována popisu klikového mechanismu, především analýze pohybu jeho částí a s tím i vznikajících sil, které nevyvážením způsobují. Druhá kapitola se zabývá rešerší nejčastěji používaných konceptů, které mají nevyváženost kompenzovat. Uvedeny jsou také výhody a nevýhody jednotlivých řešení. Třetí kapitola popisuje stav vyvážení několika konkrétních typů řadových a vidlicových motorů. Při popisu je kladen důraz zejména na nevyváženost od částí motorů konajících posuvný pohyb. Popis vyvážení je nejdříve odvozen úvahou nad působícími silami v různých polohách natočení klikové hřídele a tato úvaha je poté podložena analytickým popisem. V případě nevyváženosti motoru jsou uvedeny možnosti vyvážení a příklady využití v sériové produkci. V poslední čtvrté části jsou ověřeny metody vyvažování řadového tříválcového motoru pomocí simulací na modelovém příkladu takového motoru v programu GT Suite. Při simulaci jsou aplikovány možnosti vyvažování a výsledky v podobě grafů jsou pak vzájemně porovnány.

1 SETRVAČNÉ SÍLY V KLIKOVÉM MECHANISMU



Obr. 1 Geometrie centrického klikového mechanismu [1]

Tato kapitola se věnuje klikovému mechanismu spalovacích motorů a setrvačným silám vzniklým pohybem tuhých hmot v tomto mechanismu. U každého druhu sil bude uveden také základní způsob vyvážení na příkladu jednoválcového motoru.

Klikový mechanismus slouží k převodu pohybu přímočarého na pohyb rotační. Ve spalovacích motorech se převádí přímočarý pohyb pístu na rotační pohyb klikové hřídele. Tento převod zajišťuje ojnice spojující píst a klikovou hřídel (viz Obr. 1). Ojnice koná obecný rovinný pohyb. Pro určení setrvačných sil budeme vycházet z předpokladu, že se kliková hřídel otáčí stálou úhlovou rychlostí ω (zanedbáme mírné změny v rychlosti otáčení). Klikový mechanismus také budeme považovat za dokonale tuhý (zanedbáme kmitání způsobené torzí klikové hřídele, ohybem ojnic apod.) [2], [10], [11], [12].

1.1 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH HMOT

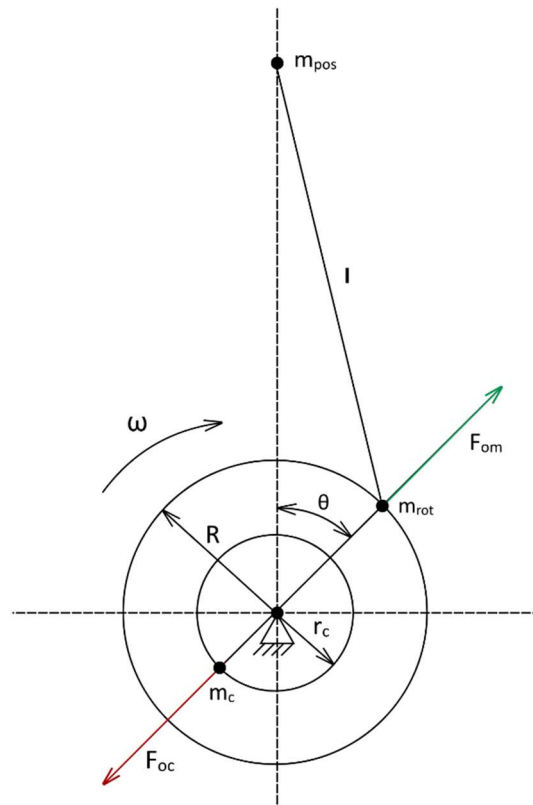
Za rotující hmoty v klikovém mechanismu považujeme klikový čep, velkou hlavu a část dřívku ojnice. Hmotnosti těchto prvků redukuje do jednoho hmotného bodu, který koná rotační pohyb. Výsledný bod o hmotnosti m_{rot} rotuje úhlovou rychlostí ω na rameni kliky R [1], [11]. Odstředivou sílu vypočítáme dle vztahu [1]:

$$F_{om} = m_{rot}\omega^2 R. \quad (1)$$

Tuto odstředivou sílu lze vyvážit protizávažím vzniklým prodloužením ramen kliky po obou stranách klikového čepu. Protizávaží zredukujeme na rotující hmotný bod o hmotnosti m_c na

rameni r_c . Vzniklá vyvažující síla od prodloužení ramen kliky F_{oc} má opačný směr než F_{om} [1], [10]. Její velikost získáme upravením předchozí rovnice (1):

$$F_{oc} = m_c \omega^2 r_c. \quad (2)$$



Obr. 2 Vyvážení setrvačných sil rotujících hmot

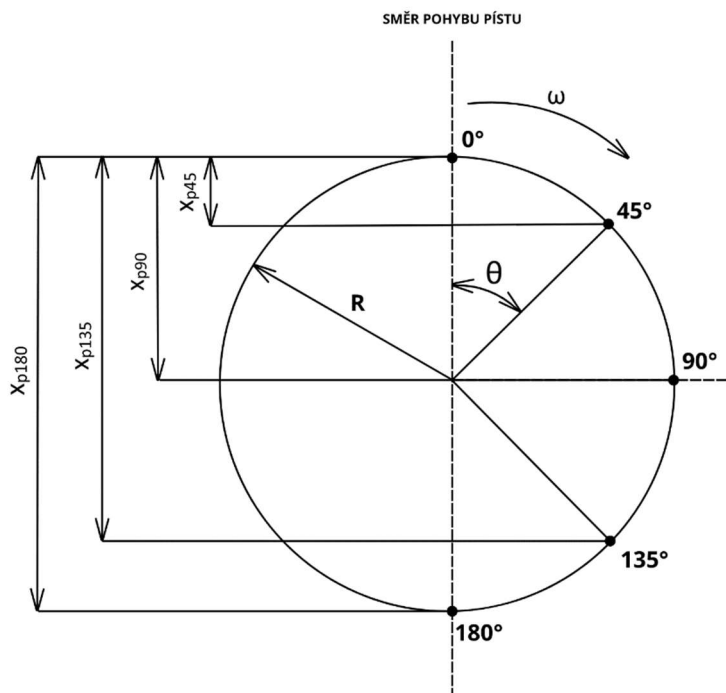
Aby byly rotující části klikového mechanismu vyvážené, musí být obě tyto odstředivé síly v rovnováze (viz Obr. 2). Po úpravě dostaneme rovnici, ze které lze určit geometrii protizávaží klikové hřídele [1]:

$$m_{rot} R = m_c r_c. \quad (3)$$

Pokud takto vyvážíme síly od rotujících hmot pro každý píst ve víceválcových motorech, nemůžou od těchto sil vzniknout ani žádné momenty. Tento předpoklad vyvážení použijeme u kapitoly 3.

1.2 POSUVNÉ SETRVAČNÉ SÍLY PRVNÍHO ŘÁDU

Do hmot konajících přímočarý pohyb řadíme píst, pístní kroužky, pístní čep, jistící prvky pístního kroužku a malé oko a část dřívku ojnice [11]. Primární pohyb pístu x_p získáme promítnutím pootočení klikového čepu o úhel θ od horní úvratě do směru rovnoběžného s pohybem pístu (viz Obr. 3) [1].



Obr. 3 Primární pohyb pístu

Z nákresu je patrné, že směr primárního pohybu se mění po pootočení klikové hřídele o 180° , což je ekvivalent pohybu pístu z horní úvratě do dolní úvratě a obráceně. V místě změny směru pístu můžeme očekávat maximální zrychlení a s ním související maximální setrvačnou sílu prvního řádu [1], [2].

Setrvačná síla posuvných hmot F_{pos} je popsána rovnicí [2]:

$$F_{pos} = m_{pos}\omega^2 R \cos \theta + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta, \quad (4)$$

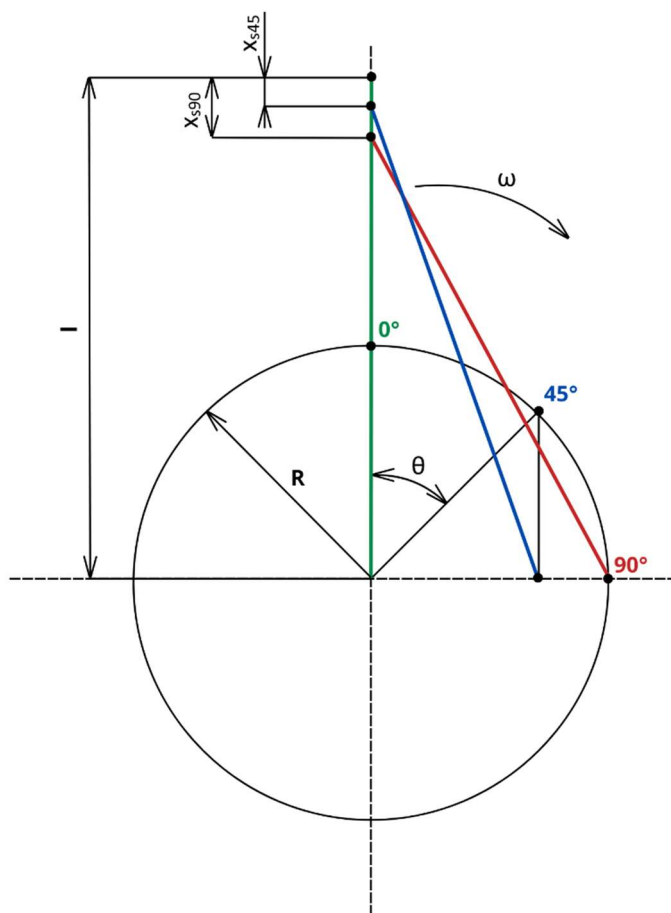
kde klikový poměr λ je roven podílu ramene kliky R a délky ojnice l [2]:

$$\lambda = \frac{R}{l}. \quad (5)$$

Setrvačnou sílu prvního řádu F_p popisuje první člen rovnice (4). Z této rovnice a z Obr. 5 lze určit, že tento člen dosahuje extrémů právě v 0° a 180° (v horní a dolní úvratě), kdy se mění směr přímočarého pohybu. V těchto bodech musí být také maximum vyvažujících sil. Vyvážení můžeme provést zvýšením hmotnosti protizávaží na klikové hřídeli, protože odstředivá síla F_{oc} má v horní a dolní úvratě opačný směr než primární setrvačná síla. Vyvážením celé primární setrvačné síly tímto způsobem však způsobíme nevyváhu v rovině kolmé na osu pohybu pístu. Nevyváha od primární setrvačné síly se tedy pouze přesune do jiné roviny (v 90° a 270°), ale její velikost zůstane stejná. Proto se při vyvažování sil prvního řádu protizávažím na klikové hřídeli vyvažuje pouze část posuvné síly. Tím vzniknou čtyři body maximální nevyváhy v jednom cyklu (0° , 90° , 180° , 270°) s nižší amplitudou [1], [10], [11].

1.3 POSUVNÉ SETRVAČNÉ SÍLY DRUHÉHO ŘÁDU

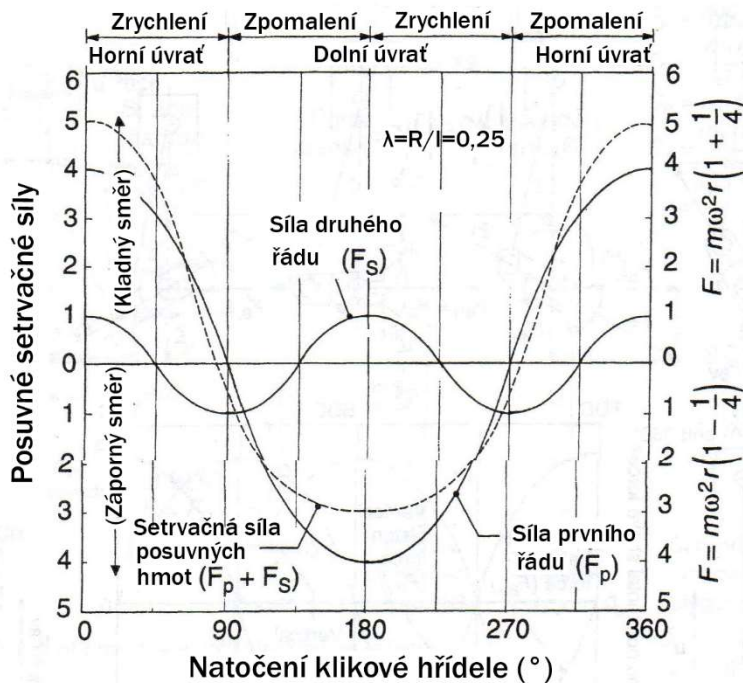
Posuvnou hmotu jsme již definovali v 1.2. Sekundární pohyb pístu x_s získáme promítnutím pozic klikového čepu při pootočení o úhel θ od horní úvratě na přímku kolmou k ose pohybu pístu. Poté vyneseme úsečky o délce ojnice tak, že jeden bod úsečky je shodný s promítnutým bodem a druhý konec úsečky leží na ose pohybu pístu (viz Obr. 4) [1].



Obr. 4 Sekundární pohyb pístu

Setrvačnou sílu druhého řádu F_s popisuje druhý člen rovnice (4). Tento člen dosahuje lokálního extrému v 0° , 90° , 180° , 270° - dvakrát během pohybu pístu z horní úvratě do dolní, celkem čtyřikrát za jednu otáčku klikové hřídele (lze vidět na Obr. 4 a Obr. 5). Amplituda síly druhého řádu je nižší než u síly prvního řádu – její velikost vůči primární síle závisí na klikovém poměru, jak vyplývá z druhého členu rovnice (4). Zároveň se také nedá vyvážit komponenty přítomnými v klikovém mechanismu, jako tomu bylo u setrvačné síly prvního řádu. Setrvačné síly druhého řádu se nevyvažují vůbec díky nižší amplitudě v porovnání se silami prvního řádu, nebo se k vyvážení používají přidané pohyblivé části motoru, které budou popsány v další kapitole [1], [11], [12].

Posuvné setrvačné síly prvního a druhého řádu působí v ose pístu – síly tedy můžeme sečíst. Získáme tím celkovou setrvačnou sílu od posuvných hmot, kterou popisuje rovnice (4). Její průběh během jedné otáčky klikové hřídele můžeme vidět na *Obr. 5*.



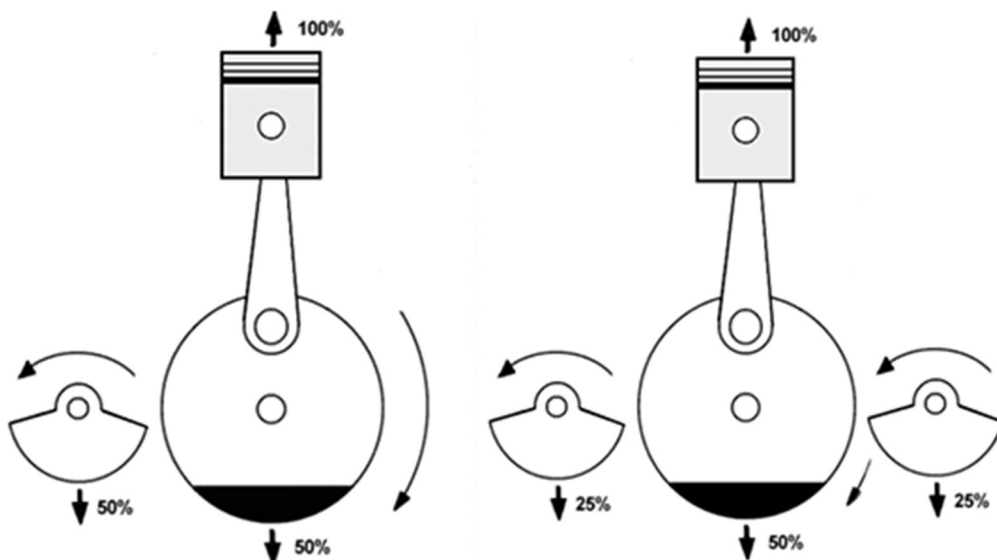
Obr. 5 Posuvné setrvačné síly a jejich součet [1] (přeloženo)

2 POUŽÍVANÉ KONCEPTY VYVAŽOVÁNÍ MOTORŮ

Tato kapitola se věnuje různým technickým konceptům vyvažování motorů. Hlavním úkolem těchto vyvažovacích prvků je tlumení vibrací a hluku. To se pozitivně projevuje především na komfortu posádky vozidla, ale také na životnosti některých částí motoru. Negativa spojená s těmito přidanými prvky jsou vyšší ztráty třením a potřeba vyššího výkonu kvůli roztáčení přidaných rotujících hmot. Oba jevy vedou k vyšší spotřebě paliva a vyšší produkci emisí. Přidáním vyvažovacích prvků také roste komplexnost konstrukce a s tím i celková cena. Při návrhu je tedy nutné tato pozitiva a negativa zvážit a případně přistoupit k alternativním řešením. Příkladem může být uložení motoru v karoserii pomocí různých tlumících prvků [12].

2.1 VYVAŽOVACÍ HŘÍDELE

Pro jednoduchost uvažujme případ, kdy je klikový poměr $\lambda = 50\%$. Získáme tím celkovou posuvnou setrvačnou sílu, která má v průběhu otáčky stejně velká maxima lišící se pouze směrem působení. K vyvážení této síly potřebujeme stejně velkou sílu, která rotuje v opačném směru. Proto se musí vyvažovací hřídel otáčet opačným směrem než kliková hřídel. Vyvažovací hřídel lze tedy pohánět pomocí převodu z klikové hřídele. Vyvažovací hřídel musí být synchronizována s klikovou hřídelí, proto připadají v úvahu především převody řetězem, ozubeným kolem nebo ozubeným řemenem. Typicky se vyvažuje polovina posuvné setrvačné síly pomocí protizávaží na klikové hřídeli a druhá polovina právě pomocí vyvažovací hřídele. V horní a dolní úvrati je maximum setrvačné síly plně vyváжено součtem vyvažujících sil od protizávaží a vyvažovací hřídele. V dalších částech otáčky se vzájemně vyvažuje protizávaží na klikové hřídeli a vyvažovací hřídel [3], [10], [11], [12].



Obr. 6 Vyvážení pomocí jedné nebo dvou vyvažovacích hřídelí [3]

Při použití jedné vyvažovací hřídele však vzniká silová dvojice tvořící moment. Rameno silové dvojice zde tvoří vzdálenost os klikové a vyvažovací hřídele kolmá na tyto síly. Silovou dvojici můžeme eliminovat tím, že použijeme dvě vyvažovací hřídele stejně vzdálené

od klikové hřídele, kde každá tvoří jednu polovinu síly potřebné pro vyvážení (viz *Obr. 6*). Další možností eliminace nebo minimalizace momentové dvojice je použití vyvažovací kotouče, který je souosý s klikovou hřídelí (může se otáčet na ložisku přímo na hřídeli) a nachází se co nejbližší klikovému čepu. Tím dostaneme menší silovou dvojici v rovině, ve které leží osa klikové hřídele. Zde je ramenem silové dvojice právě vzdálenost klikového čepu a vyvažovacího kotouče na ose klikové hřídele. Protože jsou vyvažovací hřídele poháněny z klikové hřídele převodem, můžeme pomocí převodového poměru dva vyvažovat také setrvačné síly druhého řádu [3], [10], [11].

2.2 VYVAŽOVACÍ PÁKOVÝ MECHANISMUS

Při vyvažování pomocí pákového mechanismu hlavní hmota protizávaží kmitá na dlouhé páce. Jde o rotační pohyb, kdy díky velkému poloměru otáčení jsou v obou krajních polohách setrvačné síly od protizávaží téměř rovnoběžné se setrvačnými silami od posuvného pohybu pístu a protizávaží koná téměř přímočarý pohyb. Vyvažovací mechanismus bývá poháněn připojením přes přepákování přímo na klikový čep. Tento mechanismus využívá např. BMW ve dvouválcovém motoru s posunutím pístů o 360° (viz *Obr. 7*) [4], [5].



Obr. 7 Vyvážení pomocí pákového mechanismu v motoru BMW [3]

Hlavní výhodou tohoto mechanismu oproti vyvažovacím hřídelím jsou nižší ztráty – k pohybu mechanismu nepotřebujeme ozubené soukolí nebo jiné převody.

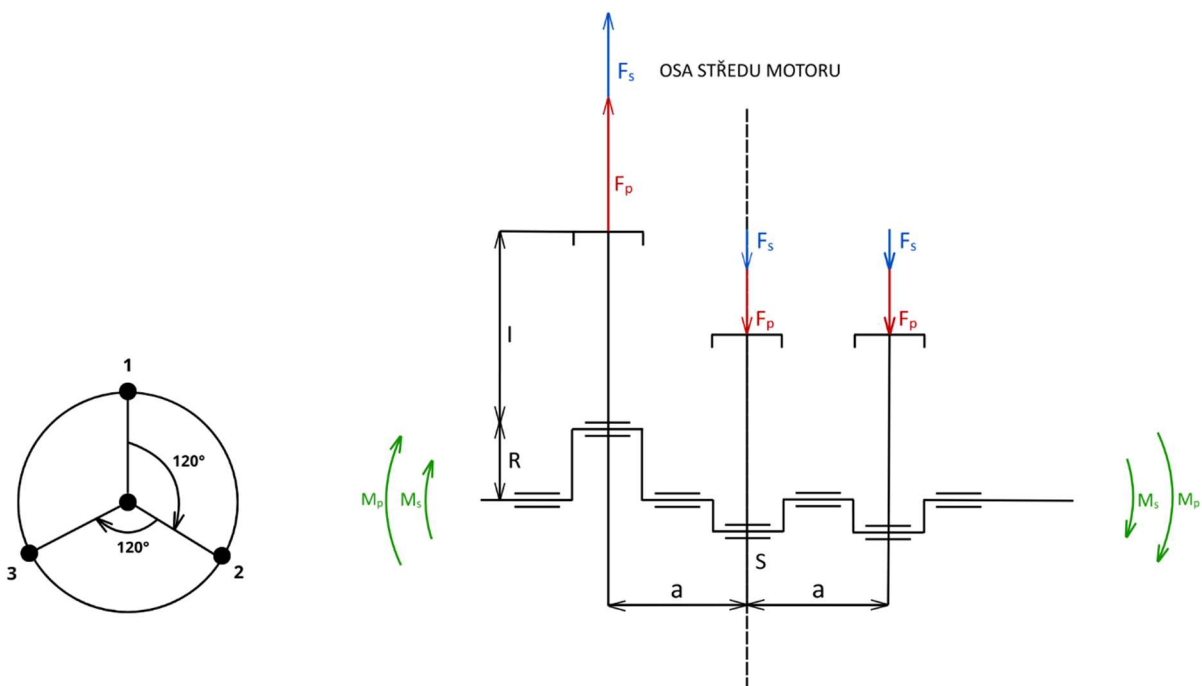
3 VYVÁŽENÍ NĚKTERÝCH TYPŮ MOTORŮ

Tato kapitola se věnuje silovému rozboru setrvačných sil konkrétních konfigurací motorů. Po analýze vyváženosti konkrétní konfigurace motoru je uvedena možnost částečného nebo úplného vyvážení a příklad možných řešení z praxe. Při silové nebo momentové nevyváženosti rotujících hmot se počítá s vyvážením dle 1.1.

Aby byl motor vyvážený, musí být součet všech sil v klikovém mechanismu nulový. Nulový musí být také součet momentů od možných silových dvojic, které mohou být tvořeny setrvačnými silami rotujících částí a posuvnými silami obou řádů. K vyvažování se využívá především geometrie klikové hřídele – je snaha dosáhnout takového uspořádání, aby se síly a momenty vzájemně vrušily. Pokud není možné vyvážení pouze pomocí geometrie klikového mechanismu, jsou aplikovány různé vyvažovací jako například mechanismy popsané v kapitole 2 [1], [10].

3.1 ŘADOVÝ TŘÍVÁLCOVÝ MOTOR S POSUNUTÍM 120°

Tento motor je oblíbenou konstrukcí pro menší motory, které nabraly na popularitě s trendem „downsizingu“. Všechny písty jsou vůči sobě posunuty o 120° pro rovnoměrné rozložení pracovního cyklu [1], [10].



Obr. 8 Schéma tříválcového motoru

Dle Obr. 8 při pozici klikové hřídele v 0° je první píst v horní úvratí, druhý píst 60° před dolní úvratí a třetí píst 60° za dolní úvratí. Setrvačná síla prvního řádu od prvního pístu je v této pozici maximální a směřuje nahoru. Síly prvního řádu od dalších dvou pístů jsou poloviční a směřují dolů. Posuvné síly druhého řádu jsou orientací a násobkem své velikosti totožné. Osa středu motoru prochází prostředním pístem. Síly prvního a druhého řádu se vzájemně

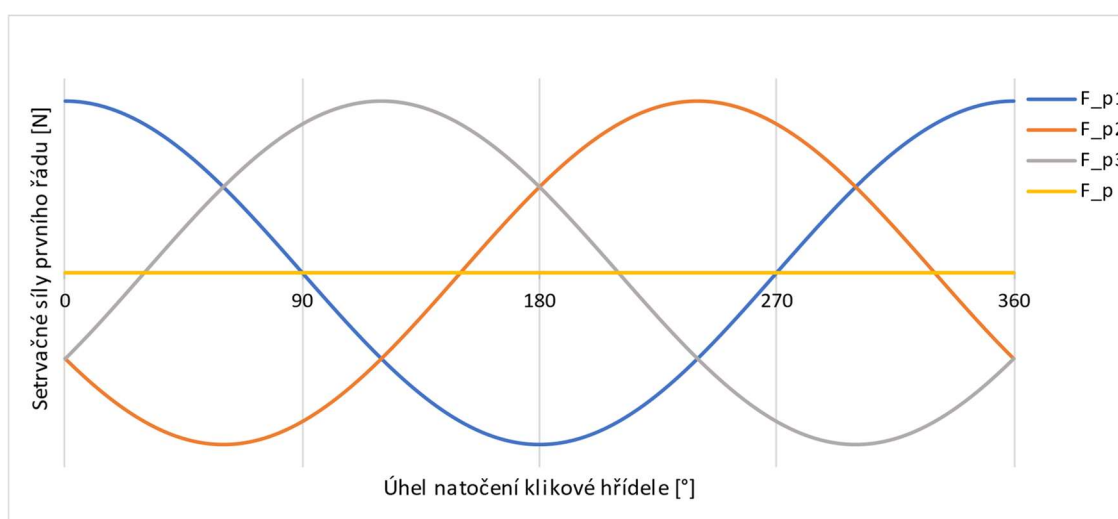
vyváží, ale zároveň od sil vzniká moment, který je kolmý na osy válců a motorem „kývá“ střídavě proti a po směru hodinových ručiček (viz zelené momenty na *Obr. 8*). Momenty od sil prvního a druhého řádu leží ve stejné rovině a jejich účinek se sčítá.

Tento rozbor lze potvrdit analytickými výpočty. Využijeme k tomu rovnici (4), ze které si spočítáme jednotlivé posuvné síly od každého pístu. Sečtením sil dostaneme celkovou výslednici způsobující nevývahu. Sečteme také momenty od jednotlivých sil. Pro tříválec výpočet sil prvního řádu vypadá takto:

$$\sum F_p = m_{pos}\omega^2 R \cos \theta + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 120^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 240^\circ) \quad (6)$$

$$\sum F_p = m_{pos}\omega^2 R \cos \theta - \frac{1}{2}m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta) - \frac{1}{2}m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta)$$

$$\sum F_p = 0$$



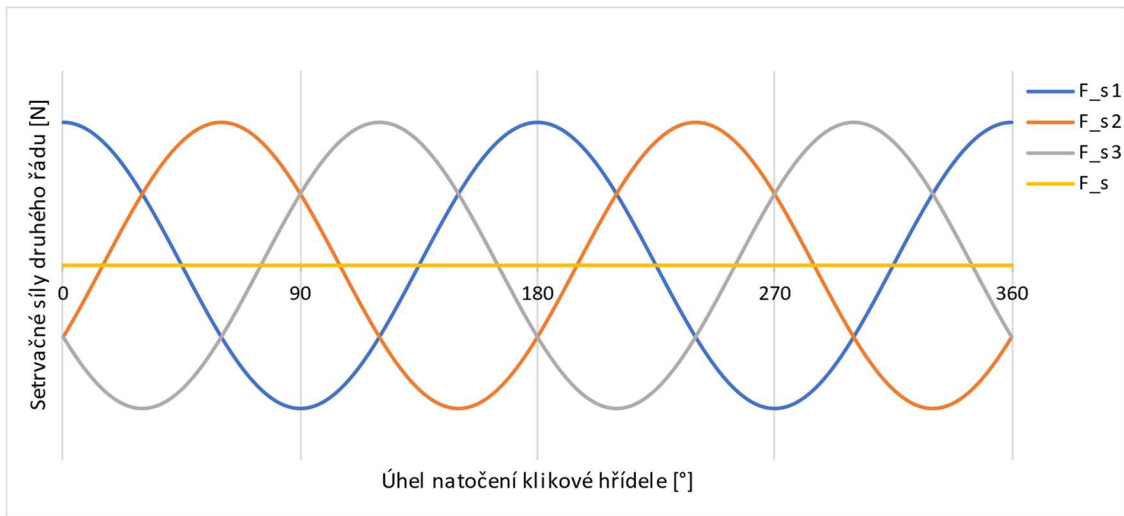
Obr. 9 Setrvačné síly prvního řádu v tříválcovém motoru

Z upravené rovnice (6) vychází suma sil prvního řádu nulová (viz *Obr. 9*), což potvrzuje úvahu dle *Obr. 8* a můžeme tak tvrzení rozšířit pro celou otáčku motoru. Pro výpočet sil druhého řádu sečteme druhé členy z rovnice (4):

$$\sum F_s = m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 120^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 240^\circ) \quad (7)$$

$$\sum F_s = m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta - \frac{1}{2}m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta - \frac{1}{2}m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta$$

$$\sum F_s = 0$$



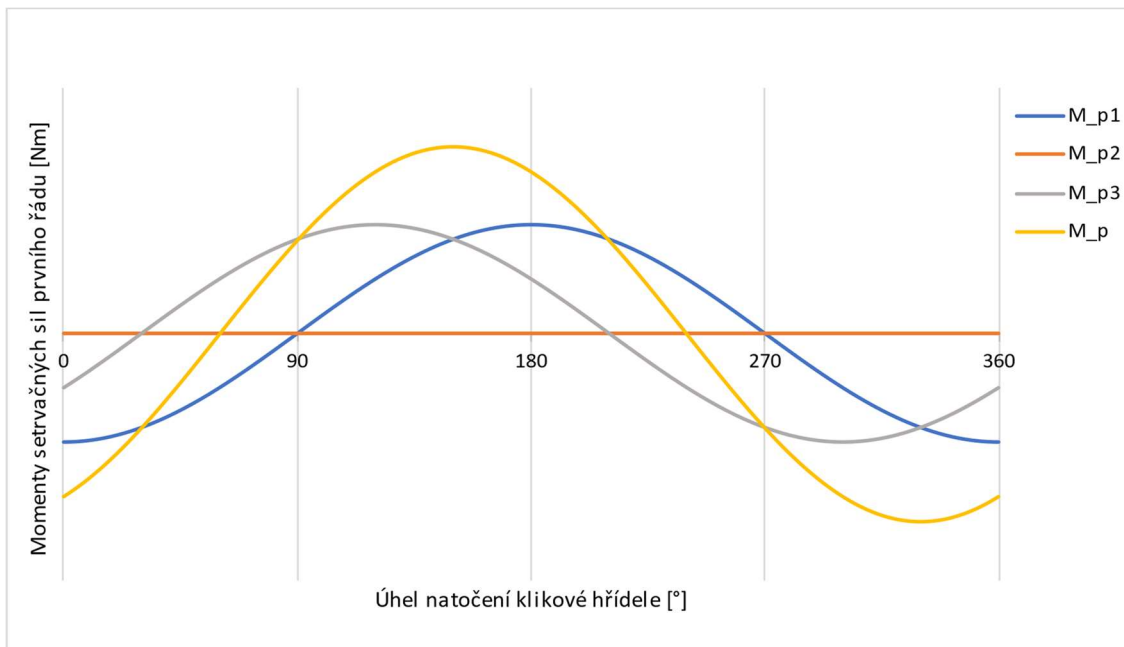
Obr. 10 Setrvačné síly druhého řádu v tříválcovém motoru

Z rovnic vychází součet sil druhého řádu také nulový (viz Obr. 10). Zbývají momentové výslednice, které by dle úvahy vycházející z Obr. 8 měly vyjít nenulové:

$$\sum M_p = -m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta) a + 0 + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 240^\circ) a \quad (8)$$

$$\sum M_p = m_{pos}\omega^2 Ra [\cos(\theta + 240^\circ) - \cos(\theta)]$$

$$\sum M_p = \sqrt{3}m_{pos}\omega^2 Ra \sin(\theta + 300^\circ)$$



Obr. 11 Momenty od setrvačných sil prvního řádu v tříválcovém motoru

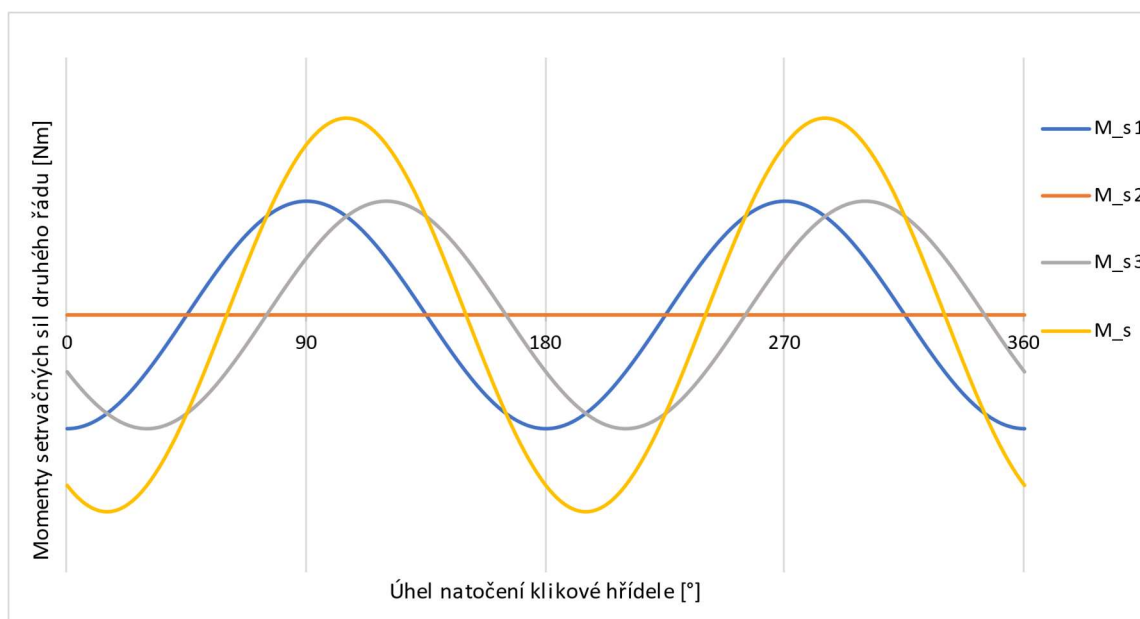
Momentová výslednice od sil prvního řádu vyšla nenulová dle předpokladu (viz Obr. 11). Maximum funkce se nachází ve 150° (moment „kývá“ motorem proti směru hodinových

ručiček.) a minimum ve 330° (moment „kývá“ motorem ve směru hodinových ručiček). Amplitudy jsou tedy posunuté o -30° od úvratí. Pro momenty od sil druhého řádu platí:

$$\sum M_s = -m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta a + 0 + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 240^\circ) a \quad (9)$$

$$\sum M_s = m_{pos}\omega^2 R \lambda a [\cos 2(\theta + 240^\circ) - \cos 2(\theta)]$$

$$\sum M_s = \sqrt{3}m_{pos}\omega^2 R \lambda a \sin 2(\theta + 30^\circ)$$



Obr. 12 Momenty od setrvačných sil druhého řádu v třívalcovém motoru

Momentová výslednice od sil druhého řádu vyšla také nenulová (viz Obr. 12). Maximum funkce se nachází v 105° a 285° . Minima funkce se nachází ve 15° a 195° . Amplitudy jsou posunuté o 15° od úvratí (resp. od maximálních hodnot setrvačné síly druhého řádu).

Při vyvážení momentů musíme přidaným prvkem vytvořit silovou dvojici. Směr vzniklého momentu od tohoto prvku bude rotovat, zatímco moment od setrvačných sil působí stále v jedné rovině. Proto musíme zavést alespoň dva prvky tvořící dva momenty, které po sečtení vyváží moment od setrvačných sil a vzájemně se vynulují v ostatních rovinách. Pro moment od sil druhého řádu bychom museli zavést alespoň dvě vyvažovací hřídele s otáčkami dvojnásobnými vůči klikové hřídeli. Když vezmeme v úvahu negativa tohoto řešení v podobě přidaného tření, hmotnosti a komplexnosti, je lepší nechat moment od slabších setrvačných sil druhého řádu nevyvážený. Menší motory této konfigurace jsou navíc používány především u levnějších automobilů, kde není kladen tak velký důraz na komfort posádky [12].

Moment od setrvačných sil prvního řádu můžeme vyvážit pomocí jedné vyvažovací hřídele. K vyvážení momentů od vyvažovací hřídele v dalších rovinách můžeme použít protizávaží na klikové hřídeli, která se otáčí stejnou rychlostí v opačném směru. Pro určení správné polohy protizávaží si určíme polohu, kdy je moment od setrvačných sil prvního řádu nulový. V tomto bodě potom musí být momenty od vyvažovací hřídele a protizávaží klikové hřídele stejně velké a opačného směru. Funkce sinus z rovnice (8) je nulová pro úhly natočení klikové hřídele 60° a 240° . Když v těchto bodech posuneme přední protizávaží na klikové hřídeli

o 30° a zadní o -30° (protizávaží musí být pro vytvoření momentu vzájemně pootočené o 180°), moment bude kolmý na rovinu působení momentu setrvačné síly prvního řádu. Tento moment vyvážíme, když vyvažovací hřídel posuneme o -30° (resp. 330°). Oba momenty teď mají vůči sobě opačný směr, který je kolmý na směr působení momentu od setrvačné síly prvního řádu, který je v tomto bodě nulový. Za předpokladu, že budou mít momenty vyvažovacích prvků stejnou velikost, momentová výslednice od vývažků a od setrvačných sil prvního řádu je nulová. Zbývá už jen určit velikost momentů vyvažujících prvků, resp. jejich geometrii. Ideálním místem je 150° a 330° kdy je moment od síly prvního řádu maximální a momenty vyvažujících prvků jsou oba otočeny souhlasně proti setrvačnému momentu [1]. V tomto místě pak platí:

$$M_p = M_{\text{protizávaží}} + M_{\text{vyvažovací hřídel}} = 2M_v \quad (10)$$

$$\sqrt{3}m_{\text{pos}}\omega^2 Ra = 2m_v r_v \omega^2 b$$

$$\frac{\sqrt{3}}{2}m_{\text{pos}}Ra = m_v r_v b,$$

kde m_v je hmotnost jednoho protizávaží na klikové nebo vyvažovací hřídeli, r_v je poloměr, na kterém se otáčí těžiště tohoto protizávaží a b je axiální vzdálenost těžišť od protizávaží. Protizávaží na klikové hřídeli a vyvažovací hřídel nemusí mít stejnou geometrii (m_v , r_v , b nemusí být stejné pro obě části vyvážení), pouze se celková geometrie musí řídit rovnicí (10).

Síly od rotujících částí míří vždy ven ze středu otáčení. Při rovnoměrném rozložení klikových čepů (viz Obr. 8) se síly navzájem vyruší – jejich součet je nulový [1], [10]. K momentům vzhledem ke středu motoru však přispívají pouze odstředivé síly od rotujících částí dvou krajních čepů. Tyto síly mají stejnou velikost, ale působí každá v jiném směru. Moment od rotujících částí navíc nepůsobí pouze v jedné rovině, ale otáčí se. Jeho působení můžeme popsat pomocí rozložení do dvou kolmých směrů. Jedním je horizontální (osa x) kolmá na směr pohybu pístu. V této ose také působí momenty od posuvných setrvačných sil. Moment od rotujících částí tomto směru lze popsat rovnicí:

$$\sum M_{\text{rot}x} = -m_{\text{rot}}\omega^2 R \cos(\theta) a + 0 + m_{\text{rot}}\omega^2 R \cos(\theta + 240^\circ) a \quad (11)$$

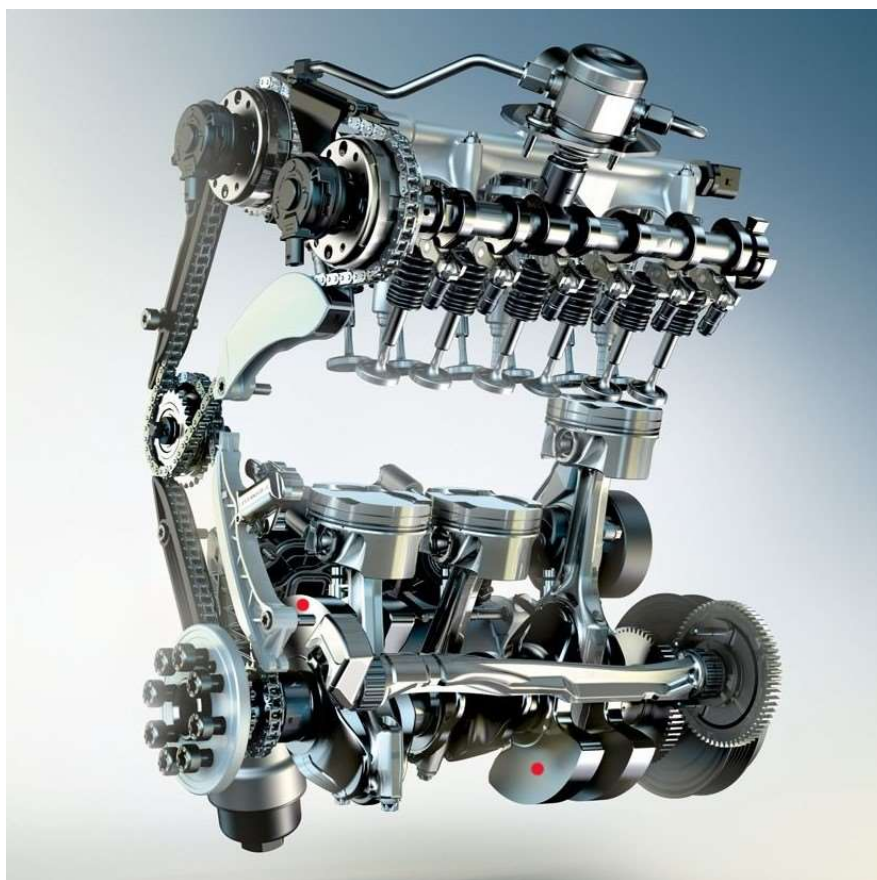
$$\sum M_{\text{rot}x} = m_{\text{rot}}\omega^2 Ra [\cos(\theta + 240^\circ) - \cos(\theta)]$$

$$\sum M_{\text{rot}x} = \sqrt{3}m_{\text{rot}}\omega^2 Ra \sin(\theta + 300^\circ)$$

Druhým směrem je vertikální osa y rovnoběžná se směrem pohybu pístů. Průmět do této osy získáme záměnou funkcí cosinus za funkci sinus v rovnici (11):

$$\sum M_{\text{rot}y} = \sqrt{3}m_{\text{rot}}\omega^2 Ra \cos(\theta + 300^\circ) \quad (12)$$

Momenty v obou rovinách můžeme vyvážit pomocí protizávaží na klikové hřídeli (viz 1.1).

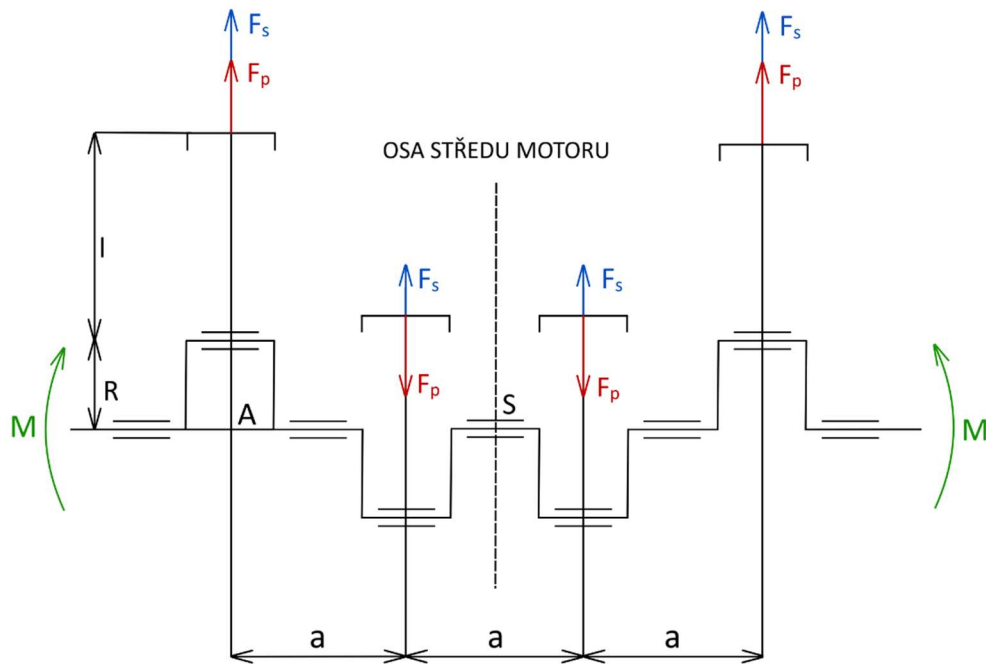


Obr. 13 Vnitřní části motoru BMW B38 [8] (upraveno)

Vyvážení s použitím jedné vyvažovací hřídele používá např. motor BMW B38. Z Obr. 13 je patrné, že je vyvažovací hřídel poháněna čelním ozubeným soukolím s převodovým poměrem jedna. To zaručí stejné otáčky a protiběžný chod vůči klikové hřídeli. Na koncích klikové hřídele také můžeme najít větší posunutá protizávaží (označeno červenými tečkami), která slouží k vyvážení momentů od sil prvního řádu a k vyvážení klikové hřídele zároveň.

3.2 ŘADOVÝ ČTYŘVÁLCOVÝ MOTOR S POSUNUTÍM 180°

Jedná se o nejrozšířenější typ motoru. Dva písty v krajních pozicích jsou posunuty vůči sobě o 360°, zbylé dva písty uprostřed jsou vůči sobě posunuty také o 360°. Tyto páry pístů jsou pak vzájemně posunuté o 180° (viz Obr. 14) [1], [12].



Obr. 14 Schéma čtyřválcového motoru

Při pozici klikové hřídele v 0° jsou dva vnější písty v horní úvrati a dva vnitřní písty v dolní úvrati. Síly prvního řádu vnějších pístů směřují nahoru a síly vnitřních pístů dolů, přičemž jejich velikost je stejná – síly prvního řádu jsou v rovnováze. Síly jsou zároveň zrcadlově obrácené vůči středu motoru. To zaručí vyvážení momentu od sil prvního řádu. V pozici 180° jsou síly a momenty opět v rovnováze, jen se změni jejich směry.

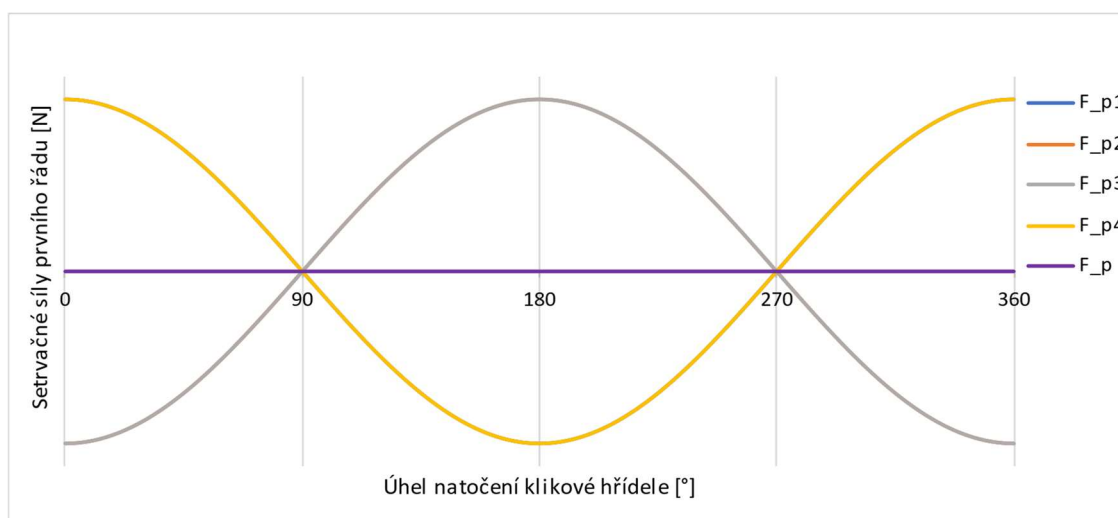
V pozici 0° a 180° směřují síly druhého řádu od všech pístů nahoru a v pozici 90° a 270° dolů. Obraz sil je opět zrcadlově převrácený vzhledem ke středu motoru, takže momenty od sil druhého řádu by měly být vyvážené. Všechny sekundární síly druhého řádu se však sčítají a vzniká významná nevyváha, která „pohybuje“ motorem nahoru a dolů čtyřikrát během jedné otáčky.

Tuto teorii lze opět ověřit i analyticky. Součet primárních posuvných sil od jednotlivých pístů odvozený z rovnice (4):

$$\sum F_p = m_{pos}\omega^2 R \cos \theta + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 180^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 180^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \cos \theta \quad (13)$$

$$\sum F_p = m_{pos}\omega^2 R \cos \theta - m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta) - m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta) + m_{pos}\omega^2 R \cos \theta$$

$$\sum F_p = 0$$



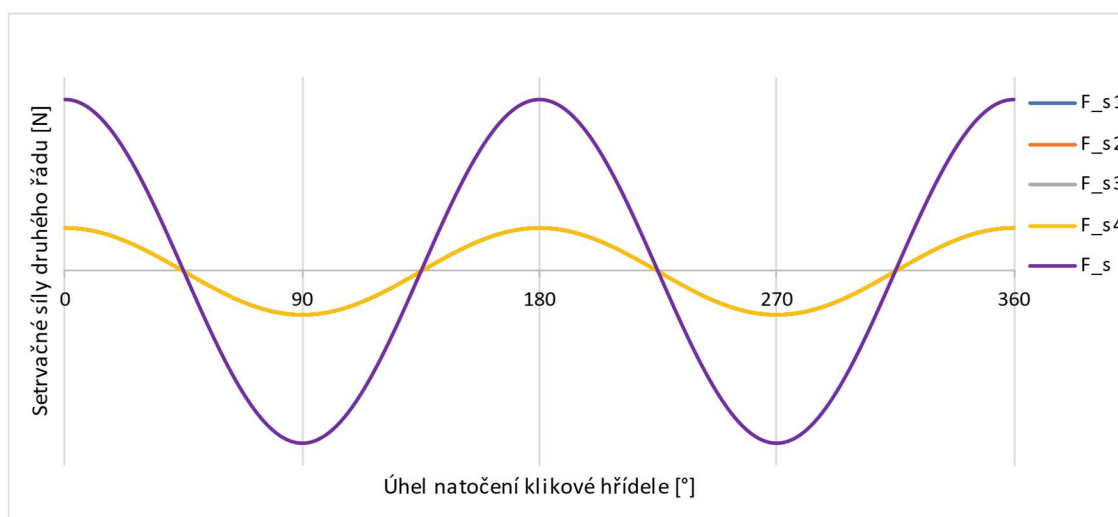
Obr. 16 Setrvačné síly prvního řádu v čtyřválcovém motoru

Po úpravě dostaneme nulovou výslednou setrvačnou sílu prvního řádu (viz Obr. 16). Stejný postup provedeme pro posuvné setrvačné síly druhého řádu:

$$\sum F_s = m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 180^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 180^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta \quad (14)$$

$$\sum F_s = m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta$$

$$\sum F_s = 4m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta$$



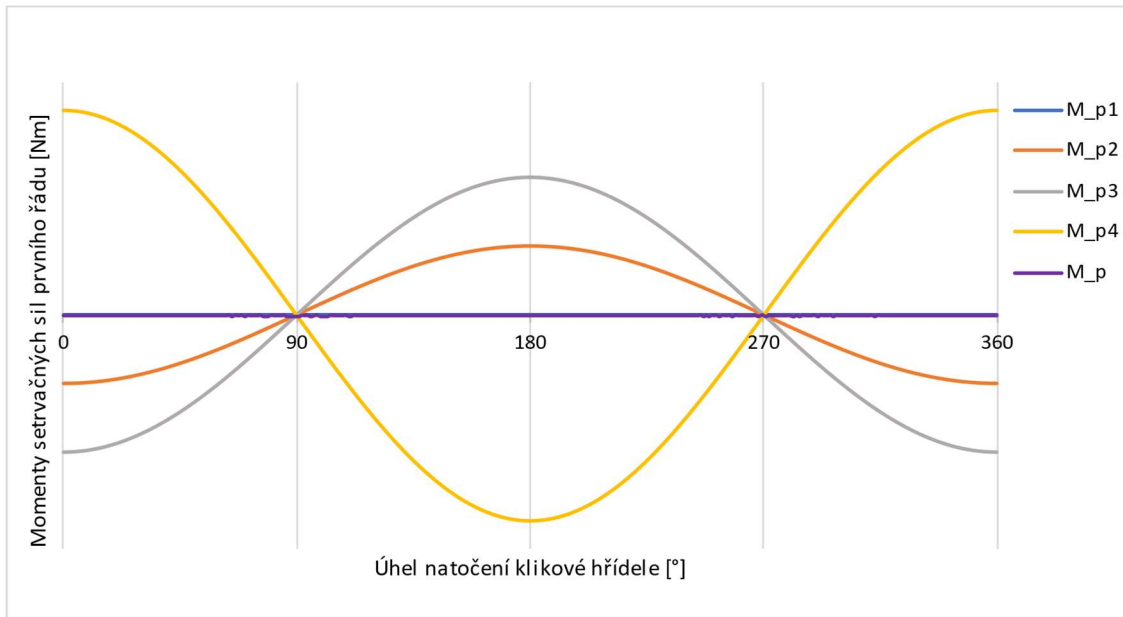
Obr. 15 Setrvačné síly druhého řádu v čtyřválcovém motoru

Rovnice opět potvrzuje úvahu o součtu sil druhého řádu pro celý průběh otáčky (viz Obr. 15). Stejně výpočty provedeme pro momenty od sil prvního řádu pro bod pod krajním pístem pro vynulování jednoho členu:

$$\sum M_p = 0 + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 180^\circ) a + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 180^\circ) 2a + m_{pos}\omega^2 R \cos \theta 3a \quad (15)$$

$$\sum M_p = -m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta)a - m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta) 2a + m_{pos}\omega^2 R \cos \theta 3a$$

$$\sum M_p = 0$$



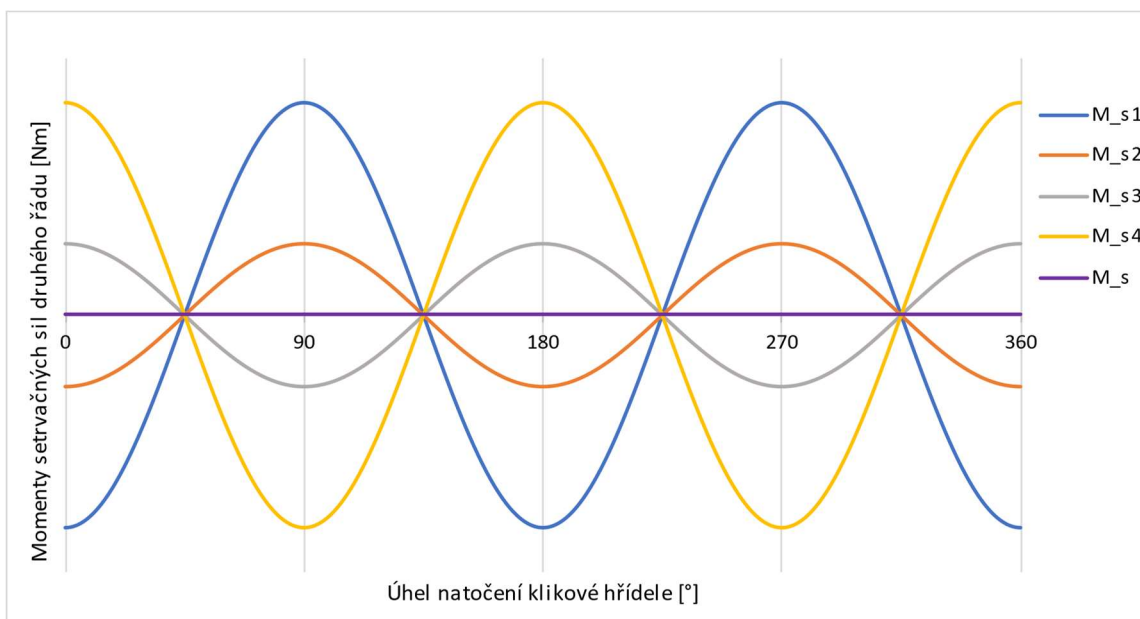
Obr. 17 Momenty od setrvačných sil prvního řádu v čtyřválcovém motoru

Součet momentů od sil druhého řádu vzhledem ke středu motoru:

$$\sum M_s = -m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta \frac{3}{2}a - m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 180^\circ) \frac{1}{2}a + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 180^\circ) \frac{1}{2}a + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta \frac{3}{2}a \quad (16)$$

$$\sum M_s = -m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta \frac{3}{2}a - m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta) \frac{1}{2}a + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta) \frac{1}{2}a + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta \frac{3}{2}a$$

$$\sum M_s = 0$$



Obr. 18 Momenty od setrvačných sil druhého řádu v čtyřválcovém motoru

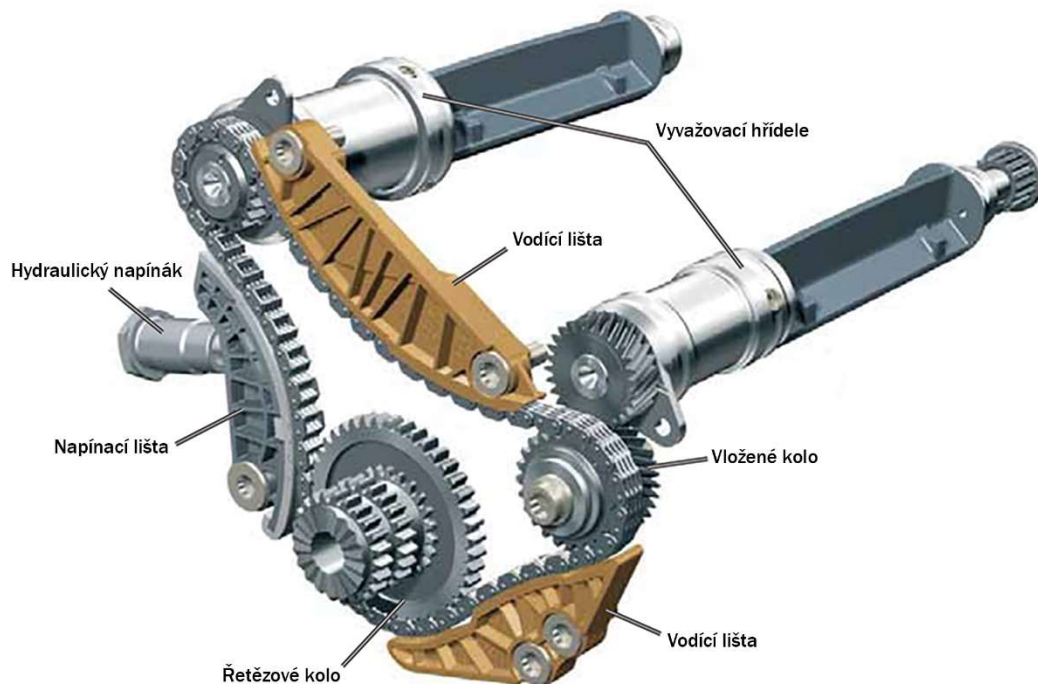
Součty momentů také potvrdily teoretickou úvahu o vyvážení silových dvojic (viz Obr. 17 a Obr. 18). K vyvážení sil druhého řádu se nejlépe hodí dvě protiběžné vyvažovací hřídele (konfigurace dle Obr. 6 vpravo) rotující dvojnásobnou rychlostí vůči klikové hřídele. Aby při vyvážení nevznikla další silová dvojice, výsledné působíště sil od vyvažovacích hřídelí v 0° , 90° , 180° , 270° musí být v ose středu motoru. Geometrii vyvažovacích hřídelí získáme porovnáním vyvažovaných setrvačných sil druhého řádu a odstředivých sil od vyvažovacích hřídelí:

$$F_s = F_v \quad (17)$$

$$4m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta = 2m_v r_v (2\omega)^2$$

$$\frac{m_{pos} R \lambda}{2} = m_v r_v$$

kde m_v je hmotnost protizávaží jedné vyvažovací hřídele a r_v je poloměr, na kterém se nachází těžiště protizávaží vyvažovací hřídele.



Obr. 19 Systém vyvažovacích hřídelí motoru WV 2.0 TSI EA888 [7] (přeloženo)

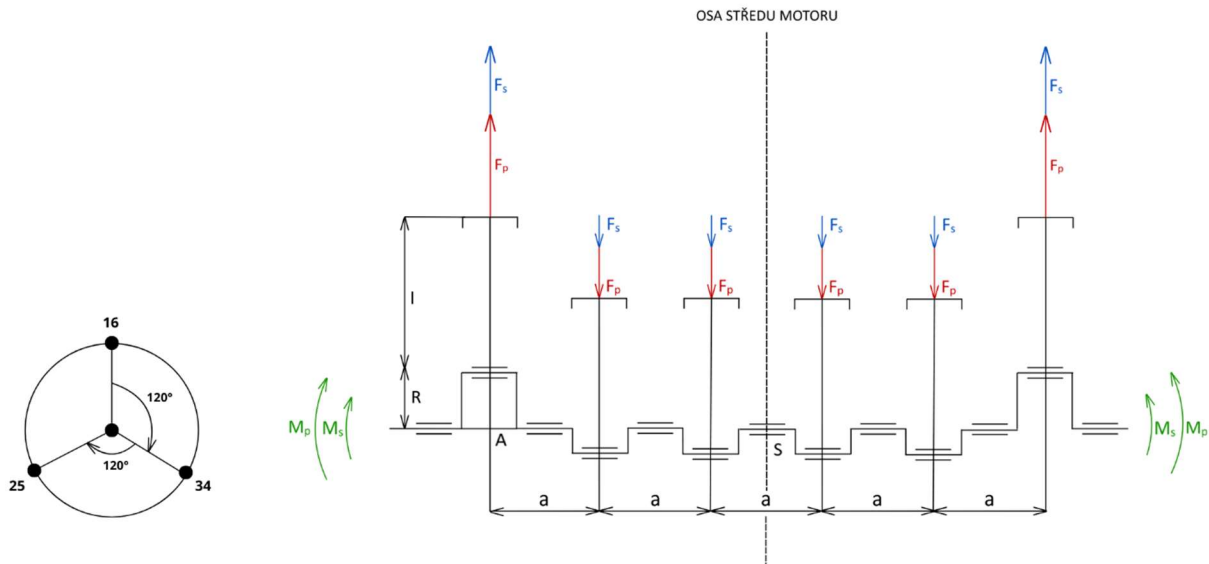
Motor využívající dvě protiběžné vyvažovací hřídele je například WV 2.0 TSI (EA888). Hřídele jsou poháněny vlastním řetězovým rozvodem. Reverzace chodu jedné z hřídelí je dosaženo pomocí ozubeného převodu, kdy řetězový rozvod pohání vložené kolo a toto vložené kolo pohání samotnou hřídel. Na druhé straně této vyvažovací hřídele se nachází také řemenice pro pohon vodní pumpy. Druhá hřídel je poháněna přímo řetězovým rozvodem. Obě hřídele jsou v motoru zapouzdřeny, aby se předešlo kontaktu s olejem. Při vysokých otáčkách vyvažovacích hřídelí by mohlo docházet k nežádoucímu napětí oleje. Z Obr. 19 je patrné, že jsou hřídele vůči sobě přesazené ve vertikálním směru. Toto přesazení tvoří malý moment, který vyvažuje klopný moment ojnic od tečné složky setrvačných sil druhého řádu. Obdobná řešení u čtyřválcových motorů mají smysl především u větších zdvihových objemů, kdy jsou velikosti a hmotnosti prvků klikového mechanismu vyšší [7], [12].

Silové působení rotujících částí si můžeme představit podobně jako setrvačné síly prvního řádu v nulovém natočení klikové hřídele. Směr je stejný (viz Obr. 14), pouze velikost se bude lišit. Úvaha tedy bude také podobná, jako u analýzy sil prvního řádu. Mělo by tedy platit, že rotující části by měly být vyvážené silově i momentově. Protizávaží na klikové hřídeli se přidává kvůli snížení zatížení ložisek klikové hřídele od protiběžných momentů z polovin motoru [1].

3.3 ŘADOVÝ ŠESTIVÁLCOVÝ MOTOR S POSUNUTÍM 120°

Konfigurace motoru vhodná pro větší motory. Kvůli svojí velikosti není motor příliš vhodný pro příčné uložení do motorového prostoru zároveň s převodovkou u vozidel s předním náhonem. Využívá se spíše podélné uložení se zadním náhonem. Konfigurace je tvořena třemi páry pístů ve fázi od sebe posunutě o 120°, kdy ve fázi jsou písty postupně od vnějších pístů

po vnitřní. Konfiguraci si lze představit jako dva spojené zrcadlově otočené tříválce (viz *Obr. 20*) [1], [12].



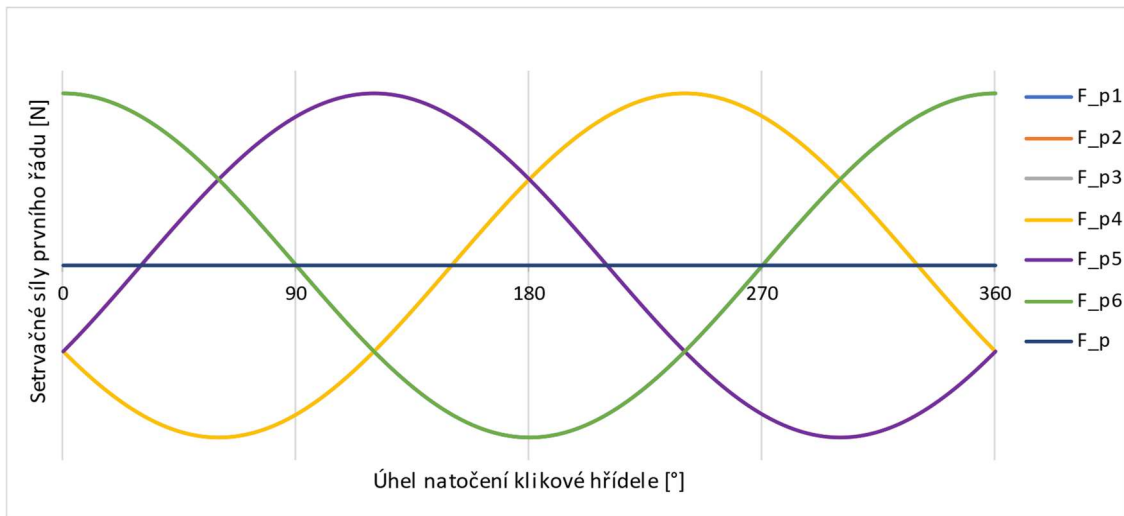
Obr. 20 Schéma šestiválcového řadového motoru

K vyvážení tedy můžeme přistoupit jako k vyvážení dvou zrcadlově otočených tříválců. Jak je popsáno v části 3.1, síly jsou ve tříválcovém motoru přirozeně vyvážené. Vyvážené tedy budou i u šestiválcového motoru. Momenty díky zrcadlovému uspořádání mají od obou tříválců stejnou velikost a opačný směr, takže se navzájem vyváží. Šestiválcový motor je tedy co se týče posuvných setrvačných sil přirozeně vyvážený. Opět provedeme kontrolu pomocí součtů jednotlivých sil a momentů. Součet posuvných setrvačných sil prvního řádu:

$$\sum F_p = m_{pos}\omega^2 R \cos \theta + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 240^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 120^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 120^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 240^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \cos \theta \quad (18)$$

$$\sum F_p = m_{pos}\omega^2 R \cos \theta - \frac{1}{2}m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta) - \frac{1}{2}m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta) - \frac{1}{2}m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta) - \frac{1}{2}m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta) + m_{pos}\omega^2 R \cos \theta$$

$$\sum F_p = 0$$



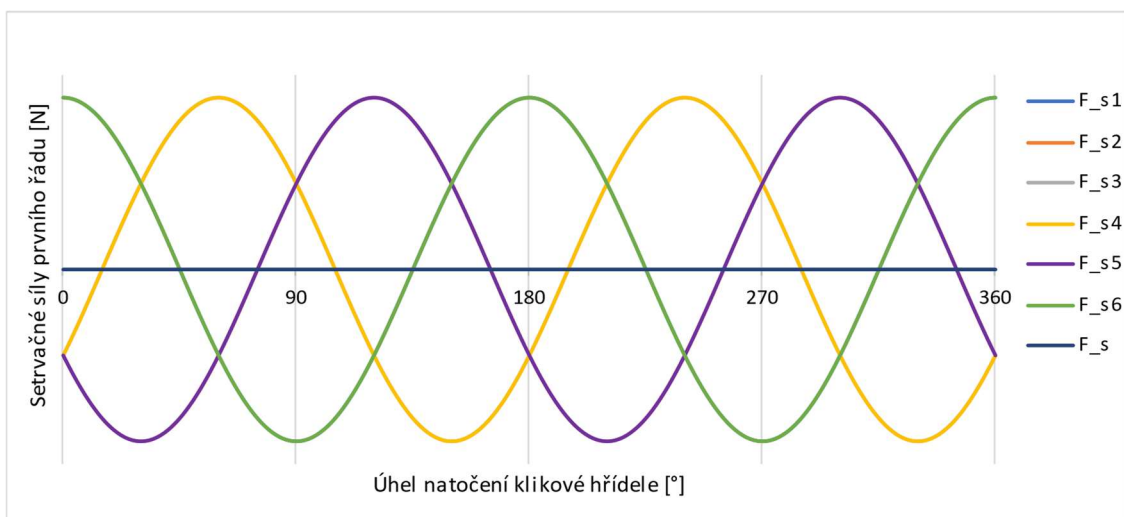
Obr. 21 Setrvačné síly prvního řádu v řadovém šestiválci

Součet posuvných setrvačných sil druhého řádu:

$$\sum F_s = m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 240^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 120^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 120^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 240^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta \quad (19)$$

$$\sum F_s = m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta - \frac{1}{2}m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta - \frac{1}{2}m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta - \frac{1}{2}m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta - \frac{1}{2}m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta$$

$$\sum F_s = 0$$



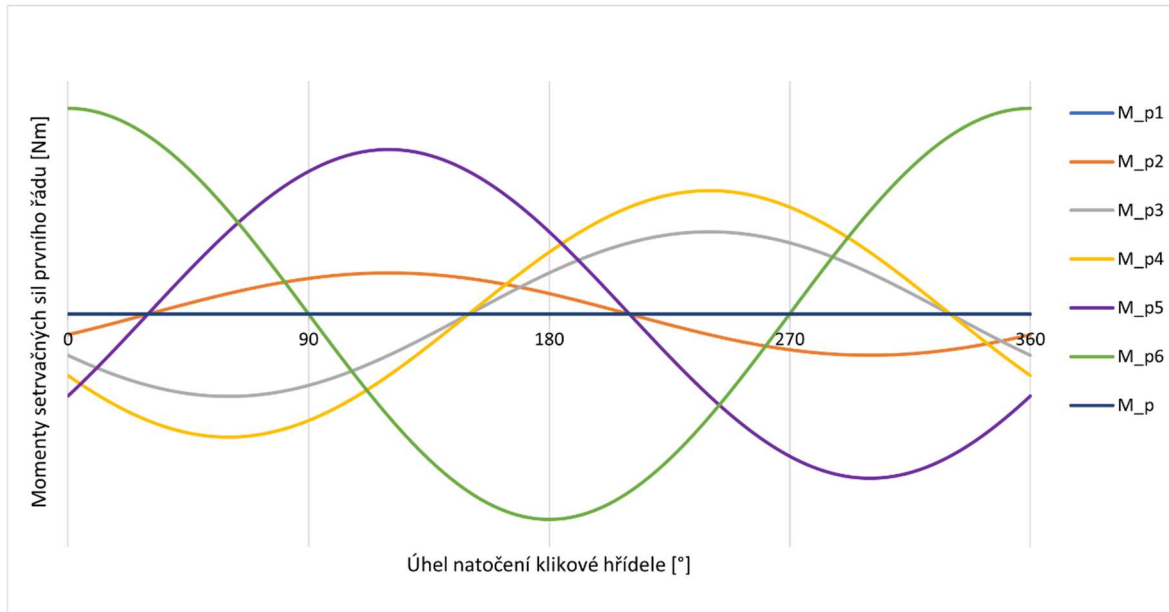
Obr. 22 Setrvačné síly druhého řádu v řadovém šestiválci

Součet momentů od setrvačných sil prvního řádu:

$$\sum M_p = 0 + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 240^\circ) a + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 120^\circ) 2a + \quad (20)$$

$$m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 120^\circ) 3a + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 240^\circ) 4a + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta) 5a$$

$$\Sigma M_p = 0$$

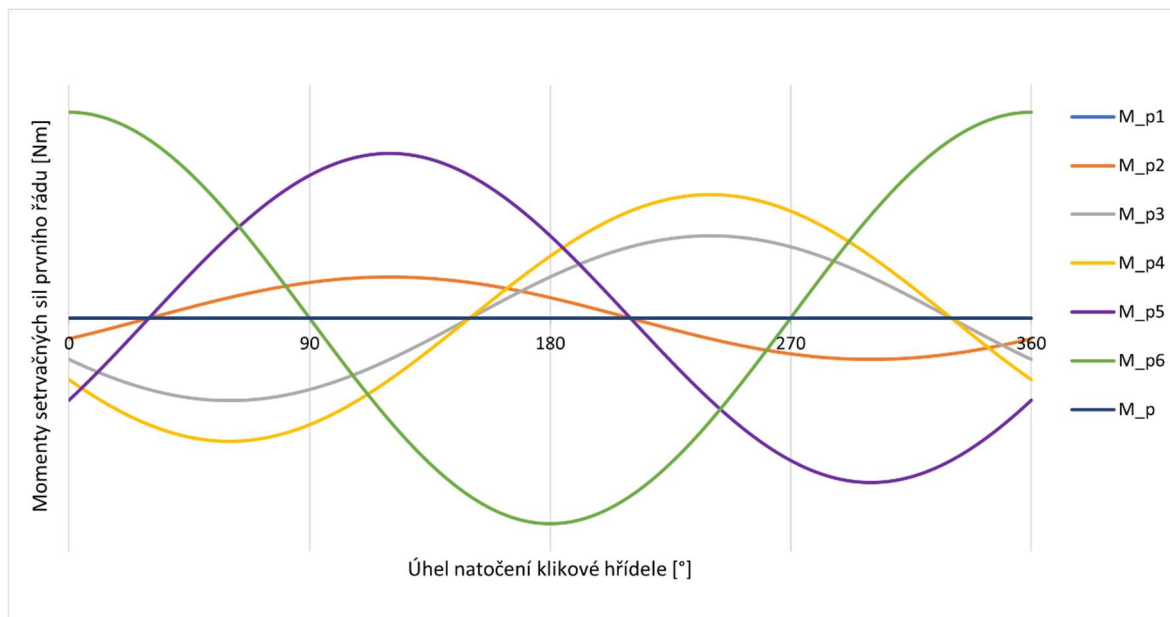


Obr. 23 Momenty od setrvačných sil prvního řádu v řadovém šestiválci

Součet momentů od setrvačných sil druhého řádu:

$$\begin{aligned} \Sigma M_s = & -\frac{5}{2}m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta a - \frac{3}{2}m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 240^\circ) a - \\ & \frac{1}{2}m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 120^\circ) a + \frac{1}{2}m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 120^\circ) a + \frac{3}{2}m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + \\ & 240^\circ) a + \frac{5}{2}m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta a \end{aligned} \quad (21)$$

$$\Sigma M_s = 0$$



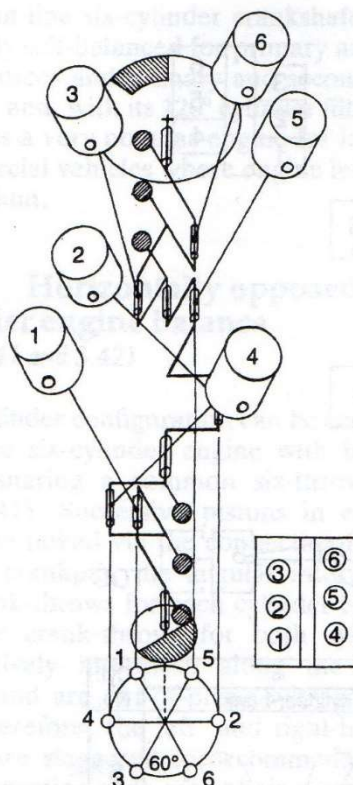
Obr. 24 Momenty od setrvačných sil druhého řádu v řadovém šestiválci

Vztahy (18), (19), (20), (21) a Obr. 21, Obr. 22, Obr. 23, Obr. 24 potvrzují úvahu o přirozeném vyvážení šestiválcového řadového motoru.

Z podobnosti sil rotujících částí a sil prvního řádu opět vyplývá, že jsou síly i momenty od rotujících částí vyvážené. Na motor nemusíme přidávat žádné vyvažovací mechanismy. Protizávaží na klikové hřídeli se používá stejně jako u čtyřválcce pro zmírnění průhybu klikové hřídele a zatížení ložisek [1].

3.4 VIDLICOVÝ ŠESTIVÁLCOVÝ MOTOR S ÚHLEM ROZEVŘENÍ VÁLCŮ 60° , ÚHLEM ZALOMENÍ 120° A PŘESAZENÝMI KLIKOVÝMI ČEPY O 60°

Výhodou této konfigurace je především celkový rozměr motoru. V porovnání s řadovým šestiválcem má motor téměř poloviční délku a je jen o málo širší. Tato konfigurace může lépe využít motorového prostoru, který bude v šířce plně využit a oproti řadovému šestiválci může být kratší. Nevýhodou oproti řadovému šestiválci jsou vyšší ztráty a složitost při pohonu oddělených vačkových hřídeli ve dvou hlavách válců a absence přirozeného vyvážení, jak bude popsáno níže.



Obr. 25 Schéma motoru V6 s děleními ojnicími čepy a úhlem 60° mezi válci [1]

Na klikové hřídeli se nachází tři ramena pootočená o 120° . Na každém rameni jsou dva klikové čepy vzájemně posunuté o 60° . Motor si tak lze představit jako dva řadové tříválce vedle sebe pootočené o 60° (viz Obr. 25). Natočené pomyslné tříválce jsou pak vůči sobě fázově posunuté. U řadového tříválce jsou setrvačné síly prvního a druhého řádu vyvážené. Jediná nevyvaha jsou momenty od obou sil. Při výpočtu zanedbáme posunutí ojnic na ramenech klikové hřídele v axiálním směru. Momenty od posuvných setrvačných sil působí ve dvou rovinách pod úhlem, který je roven úhlu válců – v našem případě 60° . Abychom mohli určit celkový výsledný moment, sečteme účinky od levé (index L) a pravé (index R) řady válců (pomyslné řadové tříválce) ve vertikálním (y) a horizontálním (x) směru (viz Obr. 26). Pro momenty od levé řady použijeme momentové výslednice z tříválcového motoru (rovnice (8) a (9)):

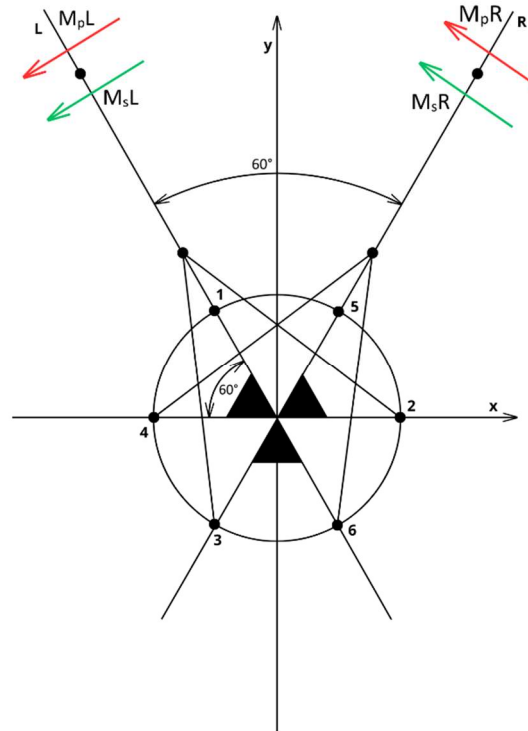
$$\sum M_{pR} = m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta) a + 0 - m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 240^\circ) a \quad (22)$$

$$\sum M_{sR} = m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta a + 0 - m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 240^\circ) a \quad (23)$$

Pravá řada je vůči levé posunuta o 120° . Pro levou řadu tedy platí:

$$\sum M_{pL} = m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 240^\circ) a + 0 - m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 120^\circ) a \quad (24)$$

$$\sum M_{sL} = m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 240^\circ) a + 0 - m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 120^\circ) a \quad (25)$$



Obr. 26 Schematické rozložení motoru V6 s horizontální (x) a vertikální (y) osou a s momenty od jednotlivých řad

Účinky získané momentů promítneme do horizontální a vertikální osy vynásobením funkcemi sinus a cosinus, kdy úhel natočení momentu levé řady je -30° :

$$M_{pLx} = -M_{pL} \cos(30^\circ) \quad (26)$$

$$M_{sLx} = -M_{sL} \cos(30^\circ) \quad (27)$$

$$M_{pLy} = -M_{pL} \sin(30^\circ) \quad (28)$$

$$M_{sLy} = -M_{sL} \sin(30^\circ) \quad (29)$$

Momenty od pravé řady získáme podobně, natočení je však o 30° :

$$M_{pRx} = -M_{pL} \cos(30^\circ) \quad (30)$$

$$M_{sRx} = -M_{sL} \cos(30^\circ) \quad (31)$$

$$M_{pRy} = M_{pL} \sin(30^\circ) \quad (32)$$

$$M_{sRy} = M_{sL} \sin(30^\circ) \quad (33)$$

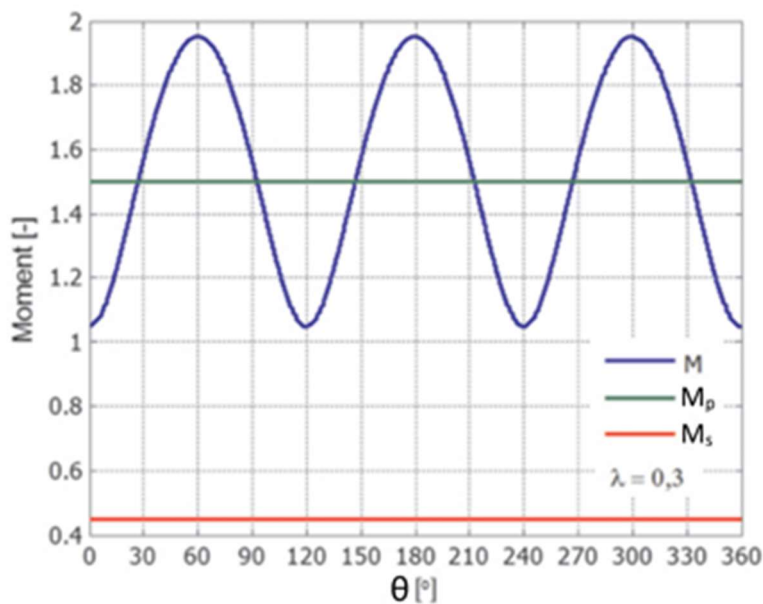
Výsledné průměty můžeme po zjednodušení popsat pomocí rovnic [6]:

$$M_{px} = -\sqrt{3}m_{pos}\omega^2 Ra \cos \frac{60^\circ}{2} \cos(\theta + 30^\circ) \quad (34)$$

$$M_{py} = 3m_{pos}\omega^2 Ra \sin \frac{60^\circ}{2} \sin(\theta + 30^\circ) \quad (35)$$

$$M_{sx} = \sqrt{3}m_{pos}\omega^2 Ra \lambda \cos \frac{60^\circ}{2} \cos 2(\theta - 15^\circ) \quad (36)$$

$$M_{sy} = 3m_{pos}\omega^2 Ra \lambda \sin \frac{60^\circ}{2} \sin 2(\theta - 15^\circ) \quad (37)$$



Obr. 27 Celková velikost momentů v motoru V6 [6] (upraveno)

Z průběhu momentů v motoru V6 na Obr. 27 můžeme odvodit, že maxima a minima sil v horizontálním a vertikálním směru jsou stejně velká a posunutá o 90° , což je také úhel mezi těmito osami. To nám umožní k vyvážení použít pouze protizávaží bez jakýchkoliv vyvažovacích hřídelí. Mimo klikovou hřídel se dá protizávaží umístit také na setrvačnick a řemenici [1], [6]. Podobný vztah mezi posunutím a osami platí i pro průměty momentu od sil druhého řádu. Ten může být vyvážen pomocí jedné vyvažovací hřídele, která se otáčí dvojnásobnou rychlostí stejným směrem vůči klikové hřídeli. Vyvážení momentů od sil druhého řádu se však v praxi příliš nepoužívá kvůli zachování menších rozměrů motoru a nižší komplexitě konstrukce.

Pro úhel natočení klikové hřídele 150° je průmět momentu od sil prvního řádu do osy x nulový, zatímco průmět do osy y maximální (moment o maximální velikosti směřuje nahoru v horizontálním směru). Pro dosažení maximálního vyvažovacího momentu ve směru x od protizávaží na klikové hřídeli musí být závaží v horizontální rovině – na přední straně klikové hřídele (dle Obr. 25 strana s písty 1 a 4) v 270° . Na opačné straně hřídele musí být druhé závaží naproti prvnímu (v 90°). Výchozí pozice prvního protizávaží na klikové hřídeli je 180° od daného pístu, pod kterým se protizávaží nachází. Při natočení klikové hřídele 150° by tedy úhel protizávaží byl 330° . Pro dosažení námi chtěné pozice 270° tedy musíme protizávaží na

klikové hřídeli posunout o -60° (Dá se chápat také jako posunutí o -30° od vývažku prvního pístu na klikové hřídeli.). Správné umístění ověříme pootočením klikové hřídele o dalších 90° do pozice 240° . Zde je maximální hodnota průmětu do horizontální osy směrem doleva. Protizávaží a jejich odstředivé síly tvořící moment se pak s daným posunutím nachází ve vertikální ose – moment je maximální v horizontálním směru. Posunutí je tedy správné. Geometrii vyvažovacích prvků dostaneme z rovnosti momentů:

$$M_{pxmax} = M_{pymax} = M_{protizávaží} \quad (38)$$

$$\sqrt{3}m_{pos}\omega^2 Ra \cos \frac{60^\circ}{2} = 3m_{pos}\omega^2 Ra \sin \frac{60^\circ}{2} = m_v\omega^2 r_v b$$

$$\sqrt{3}m_{pos}Ra \cos \frac{60^\circ}{2} = 3m_{pos}Ra \sin \frac{60^\circ}{2} = m_v r_v b_v$$

kde m_v je hmotnost jednoho protizávaží, r_v je poloměr, na kterém se závaží otáčí a b_v je vzdálenost obou závaží na ose otáčení. Přesunutím závaží až na setrvačnick a řemenici maximalizujeme vzájemnou vzdálenost b_v , což nám dovolí použít nižší hmotnost vývažků.

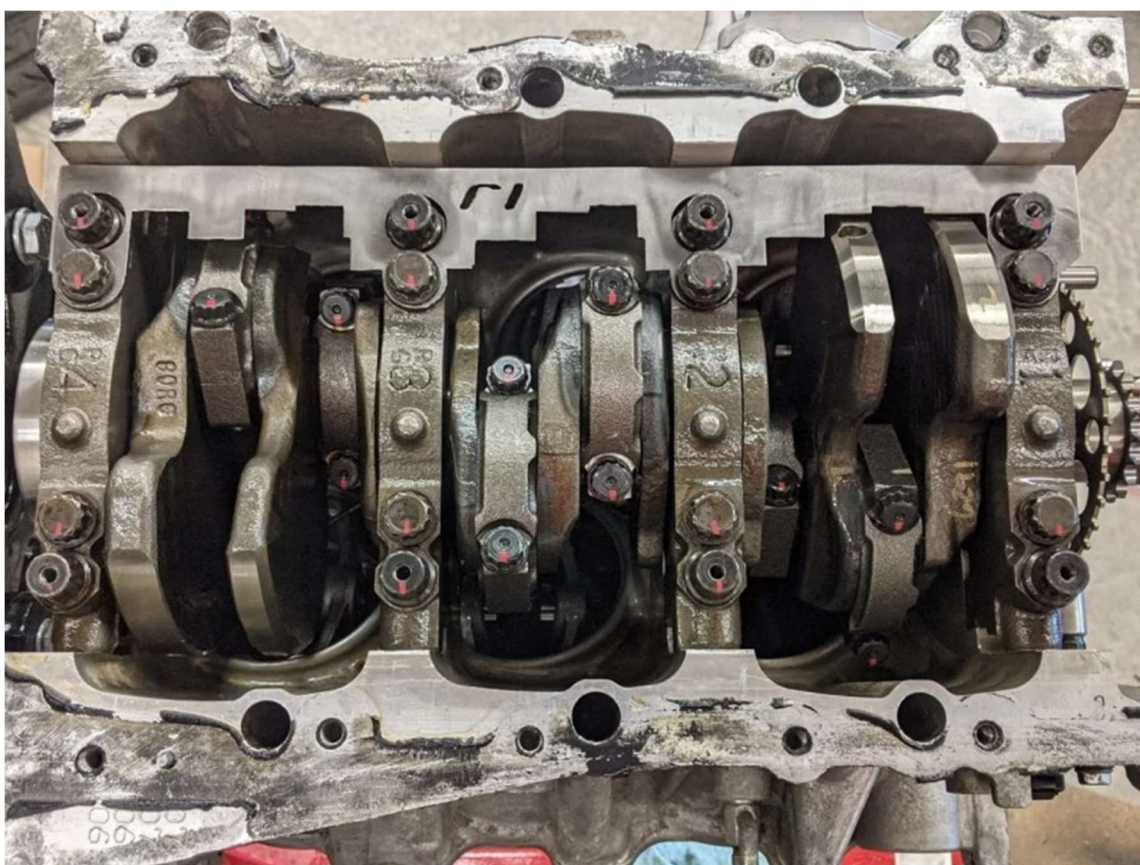
Podobnou úvahou dojdeme k poloze a rozměrům vyvažovací hřídele pro momenty od setrvačných sil druhého řádu. Poloha maximální hodnoty momentu v ose y je v tomto případě poloze 15° . Přední závaží musí být opět v poloze 270° a zadní naproti (v 90°). Protože se ale vyvažovací hřídel otáčí dvojnásobnou rychlostí, při pootočení klikové hřídele o 15° je vyvažovací hřídel pootočená již o 30° . Přední závaží tedy musí být pootočeno o 240° , respektive o 60° za předpokladu, že výchozí pozici vyvažovací hřídele chápeme stejně jako výchozí pozici protizávaží na klikové hřídeli. Posunutí ověříme v pozici klikové hřídele v 60° . Přední závaží zde bude v poloze 360° , zadní ve 180° . Vzniklý moment bude opět působit proti momentu setrvačných sil druhého řádu. Vyvažovací hřídel se tedy otáčí dvakrát rychleji než kliková hřídel, ale ve stejném směru s posunutím 60° za obvyklou pozicí v protifázi (celkem 240°). Geometrii získáme opět z rovnosti momentů:

$$M_{sxmax} = M_{syx} = M_{vyvažovací hřídel} \quad (39)$$

$$\sqrt{3}m_{pos}\omega^2 Ra\lambda \cos \frac{60^\circ}{2} = 3m_{pos}\omega^2 Ra\lambda \sin \frac{60^\circ}{2} = m_{vh}(2\omega)^2 r_{vh} b$$

$$\frac{\sqrt{3}}{4} m_{pos} Ra\lambda \cos \frac{60^\circ}{2} = \frac{3}{4} m_{pos} Ra\lambda \sin \frac{60^\circ}{2} = m_{vh} r_{vh} b_{vh}$$

kde m_{vh} je hmotnost jednoho protizávaží na vyvažovací hřídeli, r_{vh} je poloměr, na kterém se závaží otáčí a b_{vh} je vzdálenost závaží na ose otáčení.



Obr. 28 Pohled na odkrytou spodní část motoru Toyota 2GR [9]

Většina moderních V6 motorů má protizávaží na klikové hřídeli. Při výměně vnějších částí není nutnost opětovného vyvažování celého motoru. Příkladem motoru, který je vyvážený protizávažím na klikové hřídeli je Toyota 2GR. Na Obr. 28 můžeme vidět větší protizávaží na obou koncích klikové hřídele.

Při popisu vyvážení budeme vycházet z rozložení tříválcového motoru. Na každém rameni se nacházejí dva čepy, každý posunutý o 30° na jednu stranu. Momenty tedy můžeme i síly tedy můžeme popsat stejně jako u tříválcce, jen musíme sečíst síly od dvou pístů na společném čepu. Momenty tedy můžeme popsat rovnicemi:

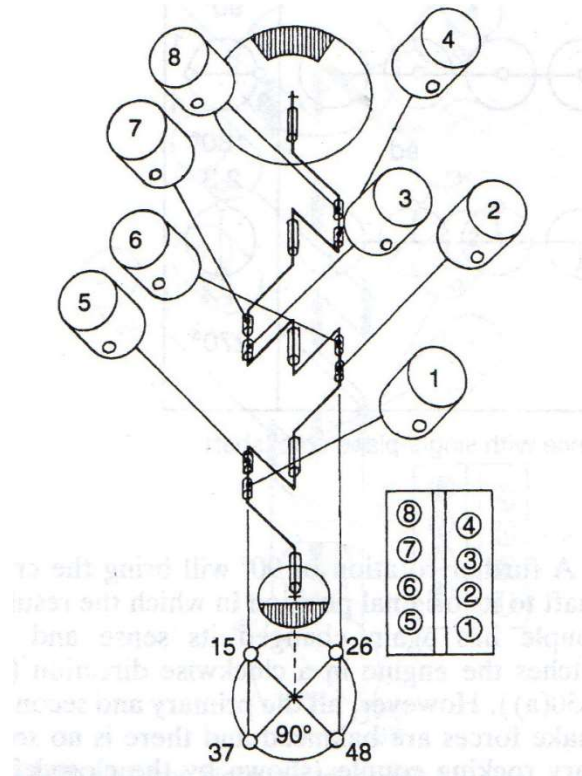
$$\Sigma M_{rotx} = -2 \cos(30^\circ) m_{rot} \omega^2 R \cos(\theta) a + 0 + 2 \cos(30^\circ) m_{rot} \omega^2 R \cos(\theta + 240^\circ) a \quad (40)$$

$$\Sigma M_{rotx} = 2 \cos(30^\circ) m_{rot} \omega^2 R a [\cos(\theta + 240^\circ) - \cos(\theta)]$$

$$\Sigma M_{rotx} = 3 m_{rot} \omega^2 R a \sin(\theta + 300^\circ)$$

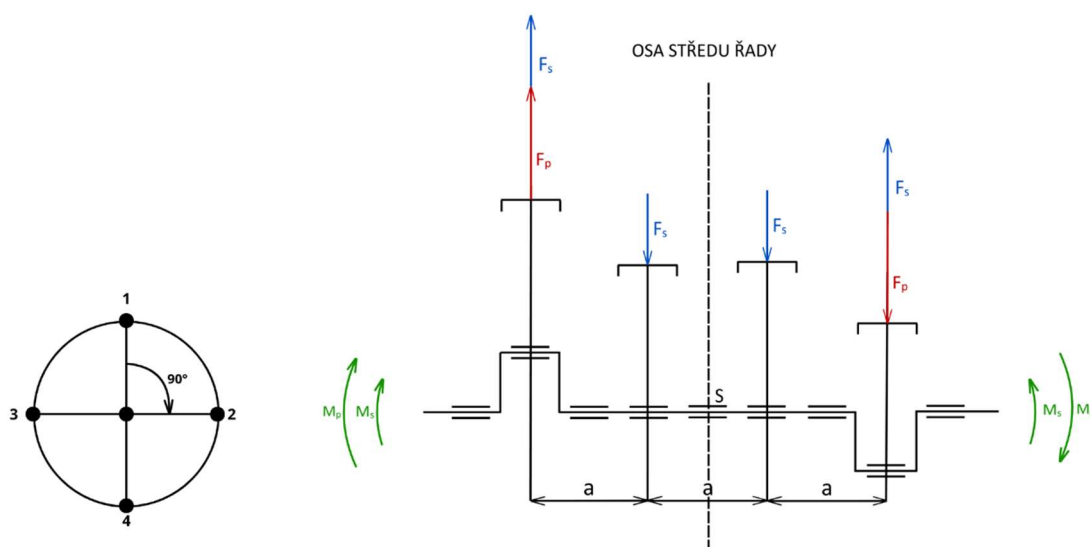
$$\Sigma M_{roty} = 3 m_{rot} \omega^2 R a \cos(\theta + 300^\circ) \quad (41)$$

3.5 VIDLICOVÝ OSMIVÁLCOVÝ MOTOR S ÚHLEM ROZEVŘENÍ VÁLCŮ 90° A ÚHLEM ZALOMENÍ 90°



Obr. 29 Schéma uspořádání motoru V8 s úhlem 90° mezi válci [1] (upraveno)

Motor se skládá z osmi válců rozdělených do dvou řad. Tyto řady mají mezi sebou úhel 90° . Na klikové hřídeli jsou čtyři kliková ramena, kdy dvě krajní a dvě prostřední jsou vůči sobě potočena o 180° a tyto páry jsou vzájemně potočeny o 90° . Na každém rameni je jeden klikový čep, na kterém se nachází ojnice od jednoho pístu z každé řady – písty zde sdílí jeden společný klikový čep narozdíl od motoru V6 popsaného v 3.4 (viz Obr. 29) [1]. Rozdíl posunutí pístů na klikových čepch opět zanedbáme.



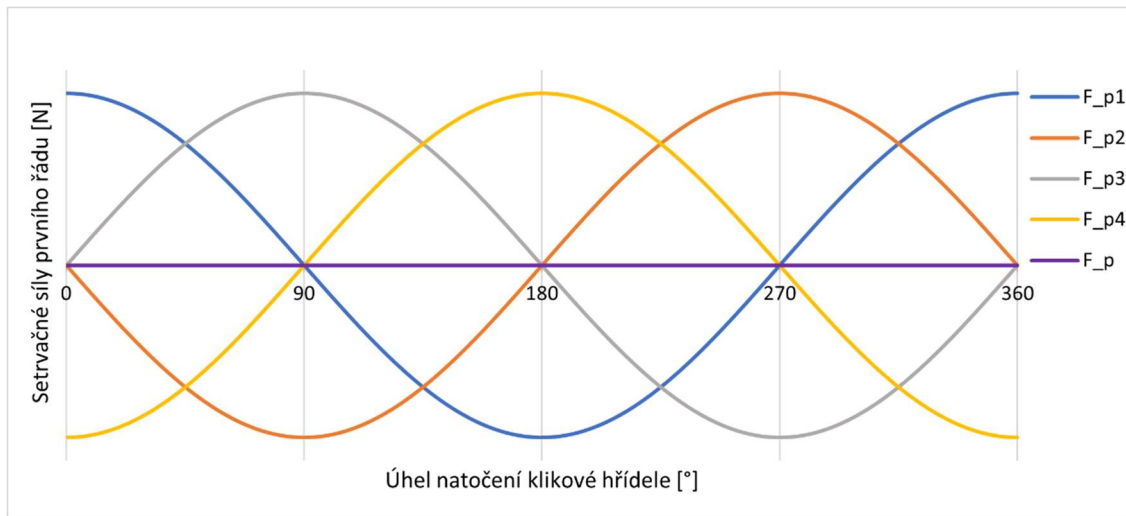
Obr. 30 Řada válců motoru V8 s úhlem mezi válci 90°

U tohoto motoru nemůžeme provést náhradu dvěma čtyřválcí kvůli jinému rozložení klikových čepů. Nejdřív tedy provedeme součty momentů a sil pro jednu řadu pístů. V řadě se díky vzájemnému pootočení o 90° budou nacházet vždy jeden píst v horní úvrati, kde je posuvná síla prvního řádu maximální, jeden píst v dolní úvrati, kde je posuvná síla prvního řádu minimální a dva písty přesně mezi horní a dolní úvrati, kde je posuvná síla prvního řádu nulová. Posuvné síly prvního řádu by se tedy měly vždy vzájemně vypořídit (viz Obr. 30). Teorii ověříme výpočtem:

$$\sum F_p = m_{pos}\omega^2 R \cos \theta + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 90^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 270^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 180^\circ) \quad (42)$$

$$\sum F_p = m_{pos}\omega^2 R \cos \theta + 0 + 0 - m_{pos}\omega^2 R \cos \theta$$

$$\sum F_p = 0$$



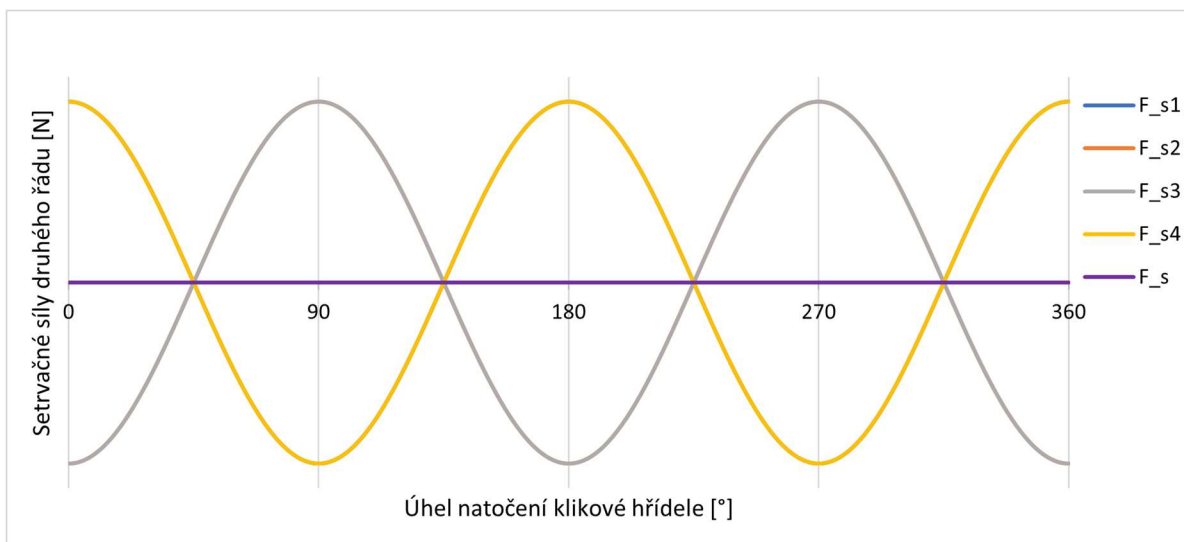
Obr. 31 Setrvačné síly prvního řádu v řadě motoru V8

Setrvačné síly druhého řádu jsou v úvratích maximální a v poloze mezi úvratěmi minimální. Jestliže jsou v obou polohách vždy dva písty, síly by se měly opět vyrušit. Opět ověříme výpočtem:

$$\sum F_s = m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 90^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 270^\circ) + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 180^\circ) \quad (43)$$

$$\sum F_s = m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta - m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta - m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta$$

$$\sum F_s = 0$$



Obr. 32 Setrvačné síly druhého řádu v řadě motoru V8

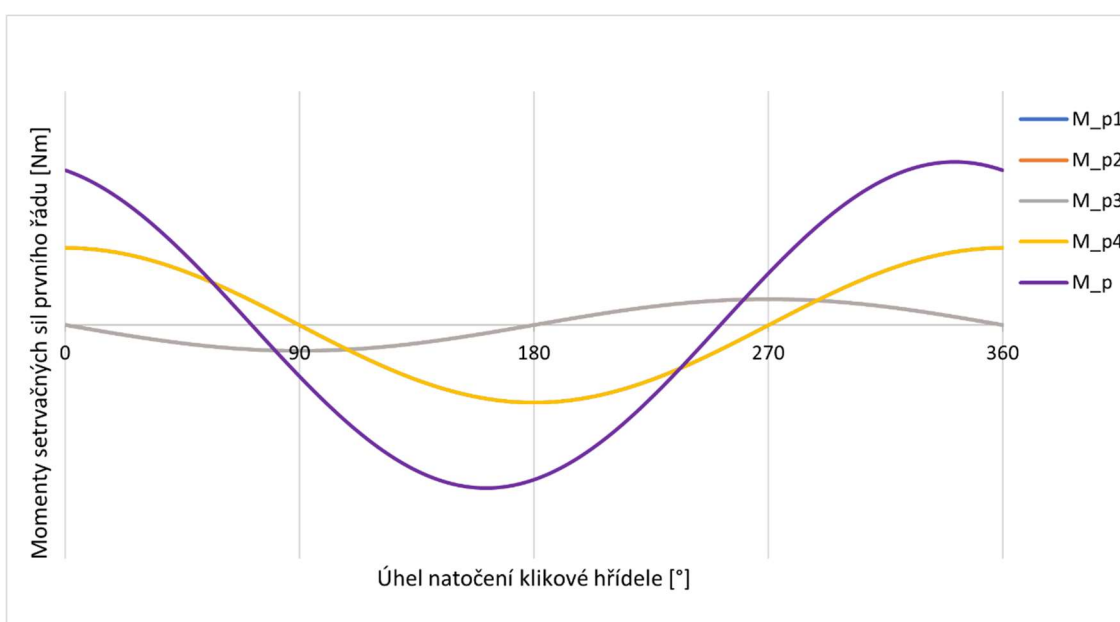
Výpočty potvrdily silové vyvážení motoru (viz Obr. 31 a Obr. 32). Nyní provedeme součty momentů. Kvůli uspořádání klikové hřídele se bude vždy jeden píst z levé strany nacházet v horní úvratí a z pravé strany v dolní úvratí a obráceně. To vždy vytvoří moment od dvojic

sil prvního řádu – větší pro krajní písty v úvratích a menší pro prostřední písty v úvratích. Moment od sil prvního řádu popíšeme rovnicí:

$$\sum M_p = m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta) \frac{3}{2}a + m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 90^\circ) \frac{1}{2}a - m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 270^\circ) \frac{1}{2}a - m_{pos}\omega^2 R \cos(\theta + 180^\circ) \frac{3}{2}a \quad (44)$$

$$\sum M_p = m_{pos}\omega^2 Ra \left[\cos(\theta) \frac{3}{2} + \cos(\theta + 90^\circ) \frac{1}{2} - \cos(\theta + 270^\circ) \frac{1}{2} - \cos(\theta + 180^\circ) \frac{3}{2} \right]$$

$$\sum M_p = m_{pos}\omega^2 Ra(3 \cos \theta - \sin \theta)$$



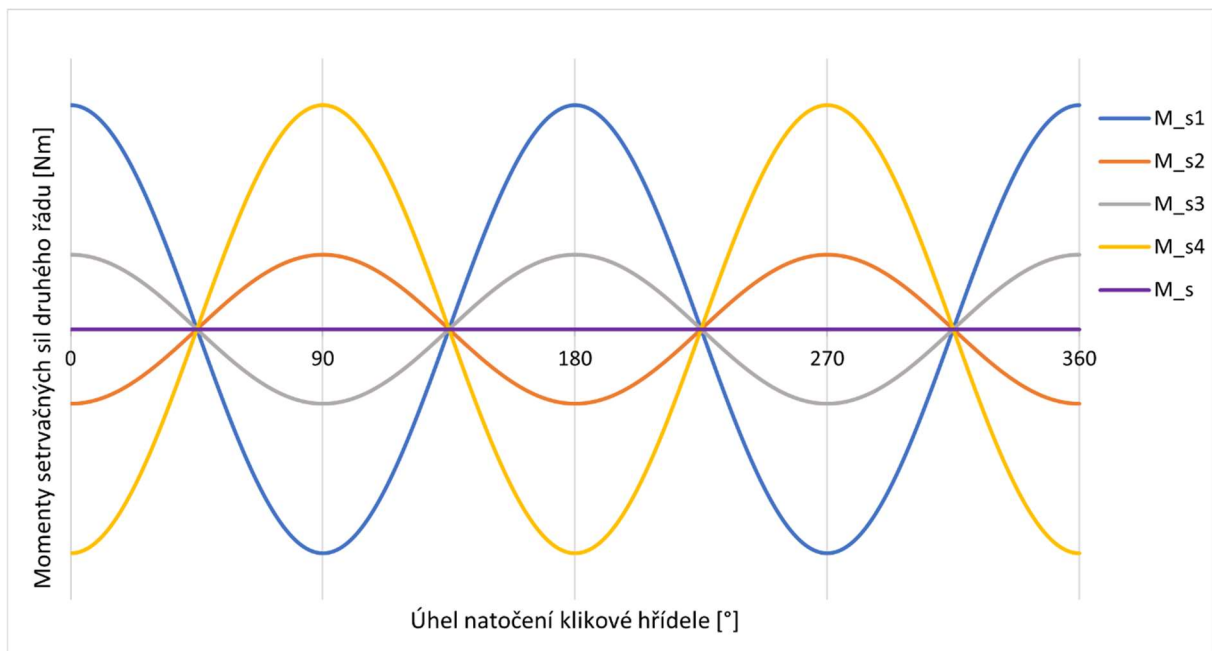
Obr. 33 Momenty od setrvačných sil prvního řádu v řadě motoru V8

Díky již popsaným pozicím by měly být síly druhého řádu ve všech pozicích zrcadlené k ose řady válců. To znamená, že by se měly momenty od sil druhého řádu vzájemně vyvážit. Opět dedukci prověříme výpočtem:

$$\sum M_s = m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2\theta \frac{3}{2}a + m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 90^\circ) \frac{1}{2}a - m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 270^\circ) \frac{1}{2}a - m_{pos}\omega^2 R \lambda \cos 2(\theta + 180^\circ) \frac{3}{2}a \quad (45)$$

$$\sum M_s = m_{pos}\omega^2 R \lambda a \left[\cos 2(\theta) \frac{3}{2} + \cos 2(\theta + 90^\circ) \frac{1}{2} - \cos 2(\theta + 270^\circ) \frac{1}{2} - \cos 2(\theta + 180^\circ) \frac{3}{2} \right]$$

$$\sum M_s = 0$$



Obr. 34 Momenty od setrvačných sil druhého řádu v řadě motoru V8

Z úvahy a rovnic vyplývá, že jediná nevyváha v tomto motoru jsou momenty od dvojic sil prvního řádu (viz Obr. 33). Díky úhlu 90° mezi válci nemusíme dělat průměty do horizontální a vertikální osy – stačí si souřadný systém xy pootočit o 45° . Výsledné momenty od každé řady pak budou působit přímo ve směru os. Tím že je úhel mezi momenty 90° a fázový posun také 90° , můžeme momenty od obou řad válců vyvážit podobně jako u motoru V6 pomocí protizávaží na klikové hřídeli. Nejdříve zjistíme, v jaké pozici je moment od řady nulový. Pro takový úhel musí platit:

$$(3 \cos \theta - \sin \theta) = 0 \quad (46)$$

$$3 \cos \theta = \sin \theta$$

$$3 = \frac{\sin \theta}{\cos \theta}$$

$$\theta = \tan^{-1} 3 = 71,56^\circ$$

Minimum funkce tedy musí být v $161,56^\circ$, další nulový bod v $251,56^\circ$ a maximum v $341,56^\circ$. Moment od sil prvního řádu od jedné řady pístů je tedy posunutý o $-18,44^\circ$. Nyní vše převedeme do souřadné soustavy celého motoru. Maximální moment od pravé řady válců a zároveň také nulový moment od levé řady válců bude v úhlu natočení klikové hřídele $26,56^\circ$ ($18,44^\circ$ před horní úvratí pístu 4). Pro vyvážení tohoto momentu musí být přední protizávaží v úhlu 225° a zadní závaží v úhlu 45° . Proti standardní pozici protizávaží na klikové hřídeli naproti čepu klikové hřídele tak musíme závaží posunout o $18,44^\circ$. Správnost polohy ověříme při natočení klikové hřídele $116,5^\circ$. Zde je moment od pravé řady válců nulový a moment od levé řady válců minimální (maximální hodnota mířící „dovnitř“ celého motoru). Přední závaží je v této poloze v úhlu 315° na zadní v 225° . V těchto polohách protizávaží vytváří maximální moment působící proti momentu od sil prvního řádu levé řady pístů. Pozici závaží tedy známe. Jeho geometrii určíme z rovnice:

$$M_{pLmax} = M_{pRmax} = M_{protizávaží} \quad (47)$$

$$m_{pos}\omega^2 Ra(3 \cos(-18,44^\circ) - \sin(-18,44^\circ)) = m_v\omega^2 r_v b$$

$$m_{pos}Ra(3 \cos(-18,44^\circ) - \sin(-18,44^\circ)) = m_v r_v b$$

kde m_v je hmotnost jednoho protizávaží, r_v je poloměr, na kterém se závaží otáčí a b je vzdálenost závaží na ose otáčení. Zde opět platí, že při posunutí závaží na setrvačnick a řemenici můžeme použít nižší hmotnost vývažků.

Při určení vyvážení rotujících částí můžeme klikovou hřídel nahradit hřídelí z *Obr. 30*. Při této náhradě musíme v m_{rot} uvažovat hmotnost dvou rotujících částí ojnic. Při této náhradě budou momentové výslednice pootočené o 45° kvůli natočení souřadnic xy z horizontálního a vertikálního směru. Rozložení zalomení hřídele je rovnoměrné, síly tedy můžeme považovat za vyvážené. Pro momenty od rotujících částí budou platit rovnice:

$$\sum M_{rotx} = -m_{rot}\omega^2 R \cos(\theta) \frac{3}{2}a - m_{rot}\omega^2 R \cos(\theta + 90^\circ) \frac{1}{2}a + m_{rot}\omega^2 R \cos(\theta + 270^\circ) \frac{1}{2}a + m_{rot}\omega^2 R \cos(\theta + 180^\circ) \frac{3}{2}a \quad (48)$$

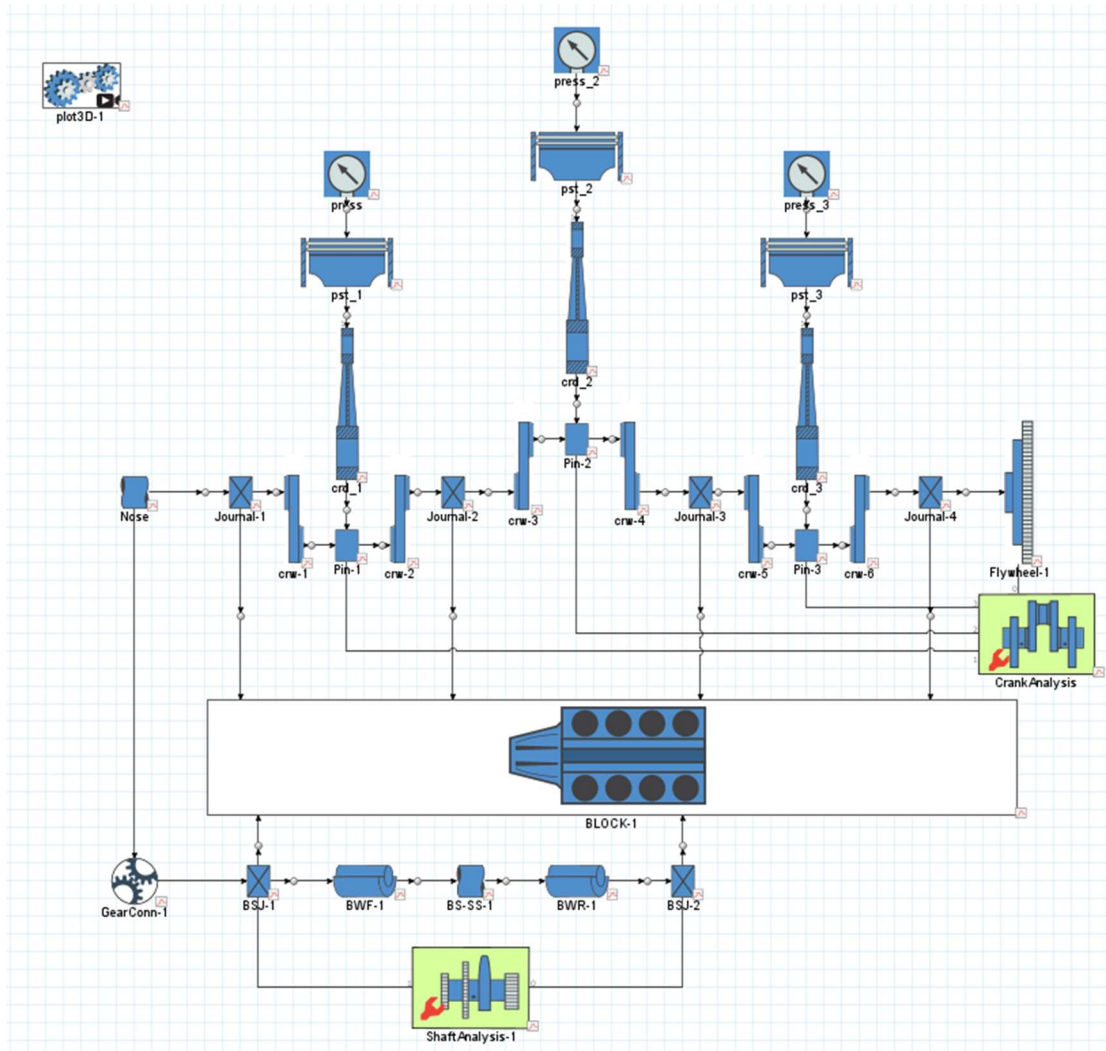
$$\sum M_{rotx} = m_{rot}\omega^2 Ra \left[-\cos(\theta) \frac{3}{2} - \cos(\theta + 90^\circ) \frac{1}{2} + \cos(\theta + 270^\circ) \frac{1}{2} + \cos(\theta + 180^\circ) \frac{3}{2} \right]$$

$$\sum M_{rotx} = -m_{rot}\omega^2 Ra(3 \cos \theta - \sin \theta)$$

$$\sum M_{roty} = -m_{rot}\omega^2 Ra(3 \sin \theta - \cos \theta) \quad (49)$$

4 VYVÁŽENÍ TŘÍVÁLCOVÉHO ŘADOVÉHO MOTORU

Tato kapitola se věnuje návrhům vyvážení tříválcového řadového motoru popsaným v 3.1 a jejich ověření pomocí simulace v programu GT Suite. K simulacím použijeme příkladový model z knihovny programu – tříválcový motor s vyvažovací hřídelí (viz Obr. 35).



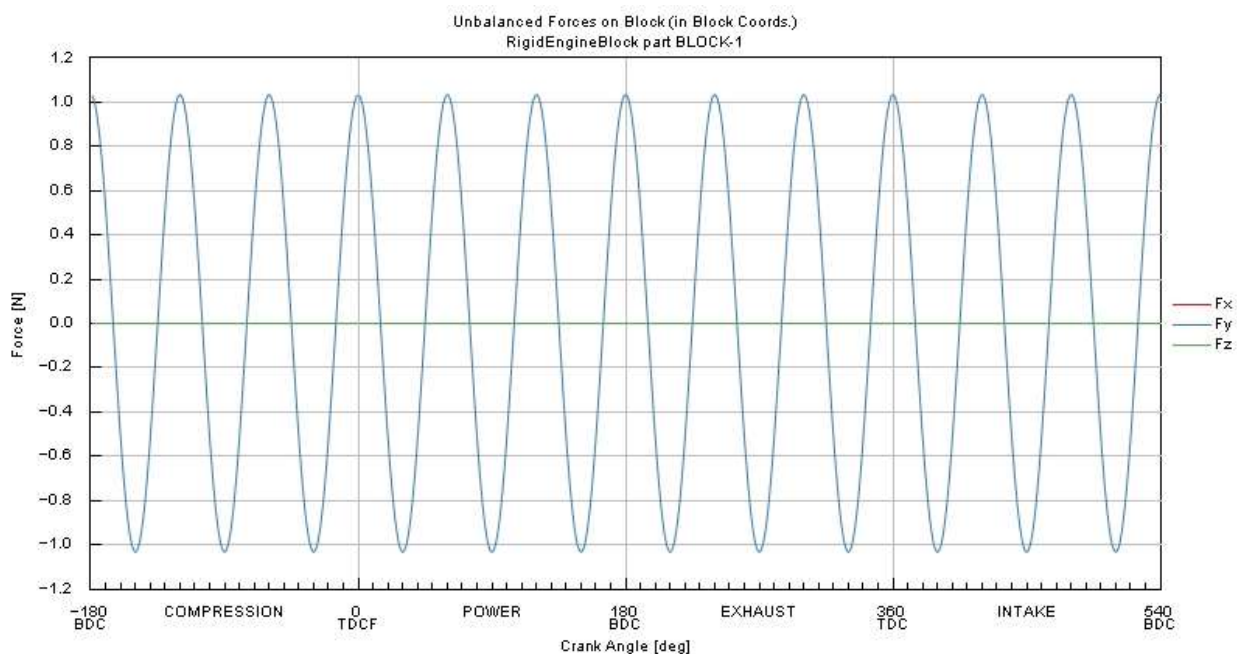
Obr. 35 Model tříválcového motoru s vyvažovací hřídelí

Hřídel se otáčí stejnou rychlostí opačného směru jako kliková hřídel a nachází se přímo pod klikovou hřídelí. Na koncích hřídele se nacházejí závaží, která jsou vůči sobě pootočená o 180°. Hřídel tedy dle geometrie a pohybu bude sloužit k vyvážení momentů od sil prvního řádu.

Pro všechny simulace platí souřadný systém, kde směr osy z je rovnoběžný s osou otáčení klikové hřídele, směr osy y je rovnoběžný s osami válců a směr osy x je kolmý na osy y, z.

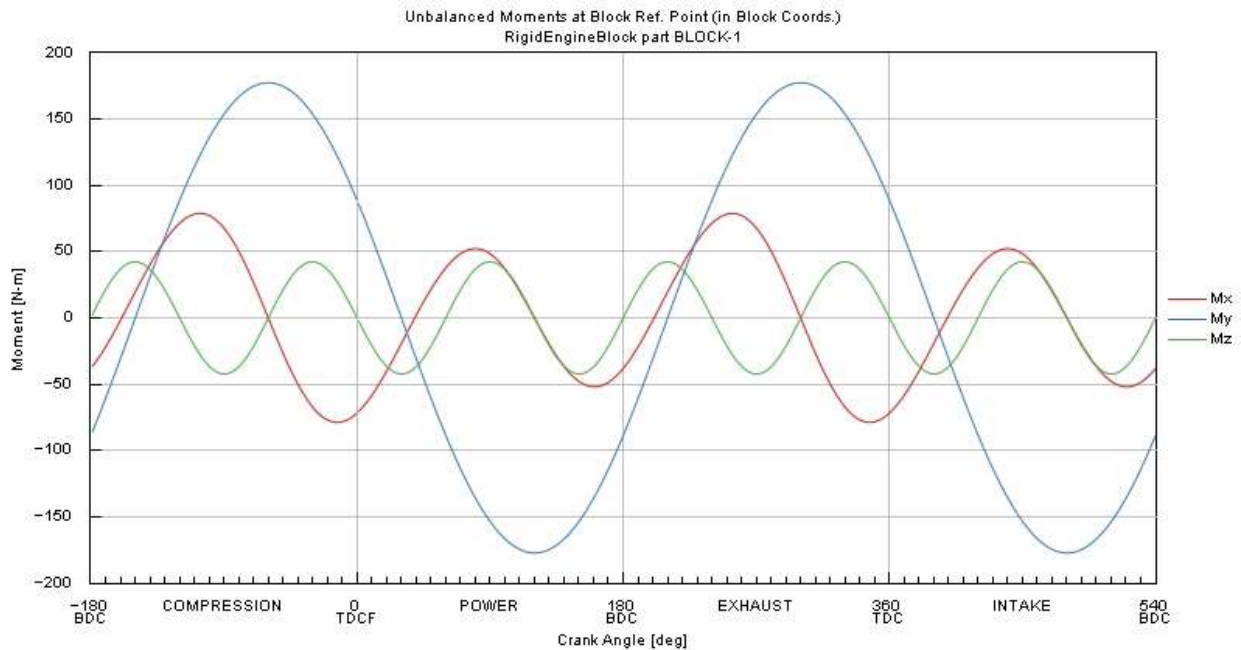
4.1 NEVYVÁŽENÝ STAV

Jako první spustíme simulaci bez jakéhokoli vyvažování. Těžiště závaží na vyvažovací hřídeli umístíme do středu vyvažovací hřídele. Hřídel nebude tvořit moment a nebude mít vliv na výsledné vyvážení motoru. Zbytek parametrů ponecháme dle výchozího nastavení.



Obr. 36 Síly v nevyváženém motoru

Z Obr. 36 můžeme vidět, že síly v osách x a z jsou vyvážené. Jediná nevyvážená síla o velmi malé amplitudě se nachází v ose y. Dle směru, tří period v úseku od 0° do 180° natočení klikové hřídele a malé velikosti můžeme usoudit, že se jedná o posuvnou setrvačnou sílu třetího řádu. Vyvažování této síly je v praxi bezvýznamné. Tento výsledek potvrzuje nulové součty sil prvního a druhého řádu v tříválcovém řadovém motoru dle analytických rovnic (6) a (7).



Obr. 37 Momenty v nevyváženém motoru

Obr. 37 potvrzuje nevyvážení momentů od sil prvního a druhého řádu v tříválcovém motoru. Tyto momenty však působí v ose x a na Obr. 37 jsou velmi výrazné nevyvážené momenty v ose y. Do osy y se promítají momenty od setrvačných sil rotujících částí. V další podkapitole tedy zkontrolujeme vyvážení rotujících částí a rotující části případně vyvážíme.

4.2 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH HMOT

K ověření nevyváženosti rotujících částí v motoru použijeme upravené rovnice (1), (2), (3). Silový účinek od rotujících částí klikového mechanismu získáme z upravené rovnice (1):

$$\frac{F_{om}}{\omega^2} = m_{rot}R, \quad (50)$$

kde hmotnost rotujících hmot klikového mechanismu:

$$m_{rot} = m_{rot\ ojnice} + m_{klikový\ \check{c}ep} \quad (51)$$

a rameno kliky $R = 45\ mm$. Hmotnost rotující části ojnice je $m_{rot\ ojnice} = 250\ g$. Hmotnost klikového čepu $m_{klikový\ \check{c}ep}$ není v parametrech dané simulace explicitně uvedena. Získáme ji tedy z rovnice a známých parametrů:

$$m_{klikový\ \check{c}ep} = l_{\check{c}ep}\pi\left(\frac{d_{\check{c}ep}}{2}\right)^2\rho_{ocel} = 0,022\pi\left(\frac{0,048}{2}\right)^2 7850 = 312,51\ g \quad (52)$$

kde délka klikového čepu $l_{\check{c}ep} = 22\ mm$, průměr klikového čepu $d_{\check{c}ep} = 48\ mm$, a hustota materiálu klikového čepu (oceli) $\rho_{ocel} = 7850\ \frac{kg}{m^3}$. Silový účinek z rovnice (2) bude na každém pístu vyvážen silovým účinkem opačného směru od prodloužení ramen klikové hřídele (proto hmotnost ramen zalomení nevystupuje v rovnici (45)) podle upravené rovnice (3):

$$\frac{F_{oc}}{\omega^2} = m_c r_c, \quad (53)$$

kde $m_c = 1304,3 \text{ g}$ je hmotnost jednoho ramene zalomení klikové hřídele a $r_c = 16 \text{ mm}$ je vzdálenost těžiště ramene zalomení od osy otáčení. Účinky od rotujících hmot klikového mechanismu a od dvou ramen zalomení klikové hřídele musí být stejné.

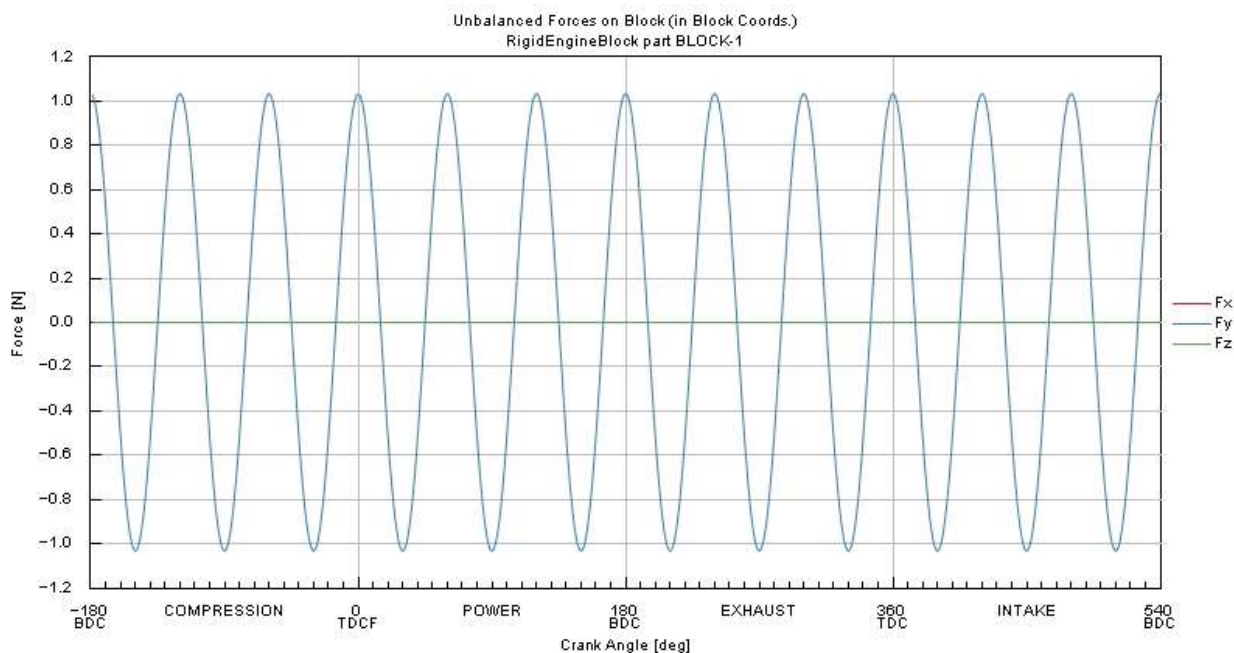
$$\frac{F_{om}}{\omega^2} = (250 + 312,51)45 = 25448 \frac{Ns}{rad}$$

$$\frac{F_{oc}}{\omega^2} = (1304,3)16 = 20869 \frac{Ns}{rad}$$

Pro výchozí geometrii rovnost účinků neplatí. Proto motor v simulaci vyvážíme posunutím těžiště ramen klikové hřídele. V realitě by se musela odvrtnat část protizávaží na klikové hřídeli, což by snížilo celkovou hmotnost ramene a zároveň posunulo těžiště blíže středu otáčení. Hmotnost v simulaci ponecháme a pro určení polohy těžiště použijeme rovnici:

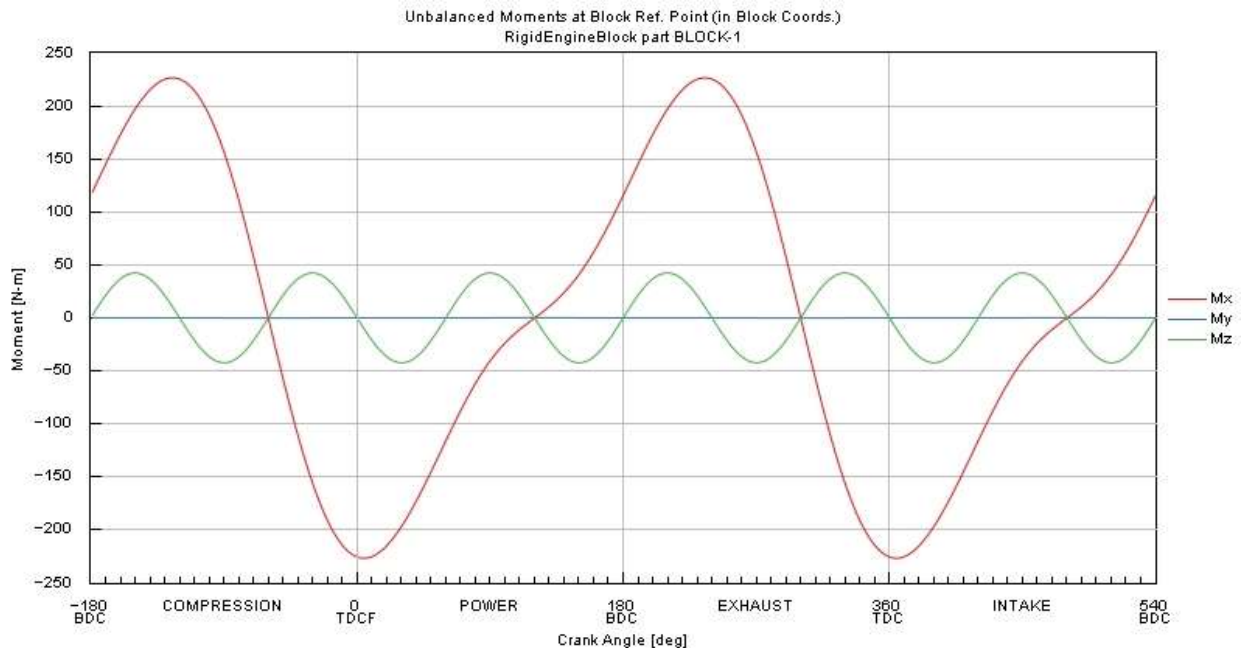
$$2m_c r_c = m_{rot} R \quad (54)$$

$$r_c = \frac{m_{rot} R}{2m_c} = \frac{(250 + 312,51)45}{2(1304,3)} = 9,7 \text{ mm}$$



Obr. 38 Síly v motoru po vyvážení rotujících částí

Po srovnání Obr. 36 a Obr. 38 dojdeme k závěru, že vyvážení sil se tímto zásahem do simulace nijak nezměnilo.



Obr. 39 Momenty v motoru po vyvážení rotujících částí

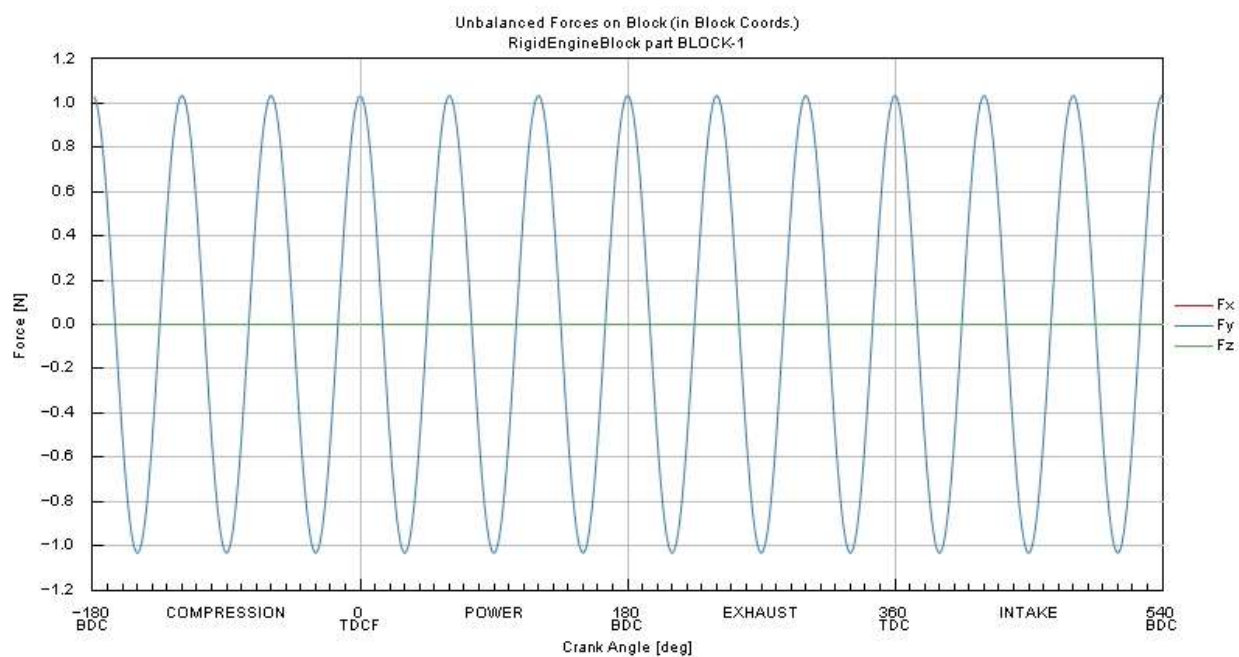
Při porovnání Obr. 37 a Obr. 39 vidíme, že se nám vyvážení rotujících částí podařilo plně vyvážit velký momenty v ose y. Zároveň se však výrazně zvětšil moment v ose x. Moment v ose z se nezměnil. Maximální moment působící na motor se zvýšil, ale nyní působí jen v jedné rovině. Vyvážení rotujících částí tímto způsobem tedy není velmi vhodné. Z daných výsledků můžeme usoudit, že pokud je hmotnost protizávaží na klikové hřídeli vyšší, než je hmotnost potřebná pro vyvážení sil od rotujícího klikového čepu a rotující hmotnosti ojnice, tato nevyvážení („přehnané vyvážení“) vytváří moment, který částečně kompenzuje moment od setrvačných sil prvního řádu (Podobně jako v jednoválci můžeme protizávažím částečně vyvážit setrvačné síly prvního řádu.). V dalších simulacích bude toto vyvážení upraveno nebo doplněno.

4.3 ČÁSTEČNÉ VYVÁŽENÍ MOMENTU OD SETRVAČNÝCH SIL PRVNÍHO ŘÁDU POMOCÍ VYVAŽOVACÍ HŘÍDELE

K částečnému vyvážení použijeme vyvažovací hřídel způsobem popsáním v 3.1 – hřídel bude vyvažovat polovinu momentu od setrvačných sil druhého řádu a bude v pozici 150°. Rotující hmoty necháme vyvážené dle 4.2. Při částečném vyvážení nebudeme vyvažovat celý moment, ale pouze jeho část (v simulaci vyvážíme polovinu). Maximální moment by se tím měl snížit na polovinu a tato poloviční hodnota by se měla přesunout do směru y. K určení geometrie vyvažovací hřídele použijeme rovnici (10), která již počítá s polovičním vyvážením, pouze nebudeme simulovat dodatečné vyvážení na klikové hřídeli. Geometrii pro vyvažovací hřídel použijeme takovou, aby se vývažky nacházely ve stejném místě jako krajní závaží na klikové hřídeli a měly i těžiště na stejném poloměru. Díky těmto známým geometriím nám stačí z rovnice (10) vyjádřit hmotnost vývažků:

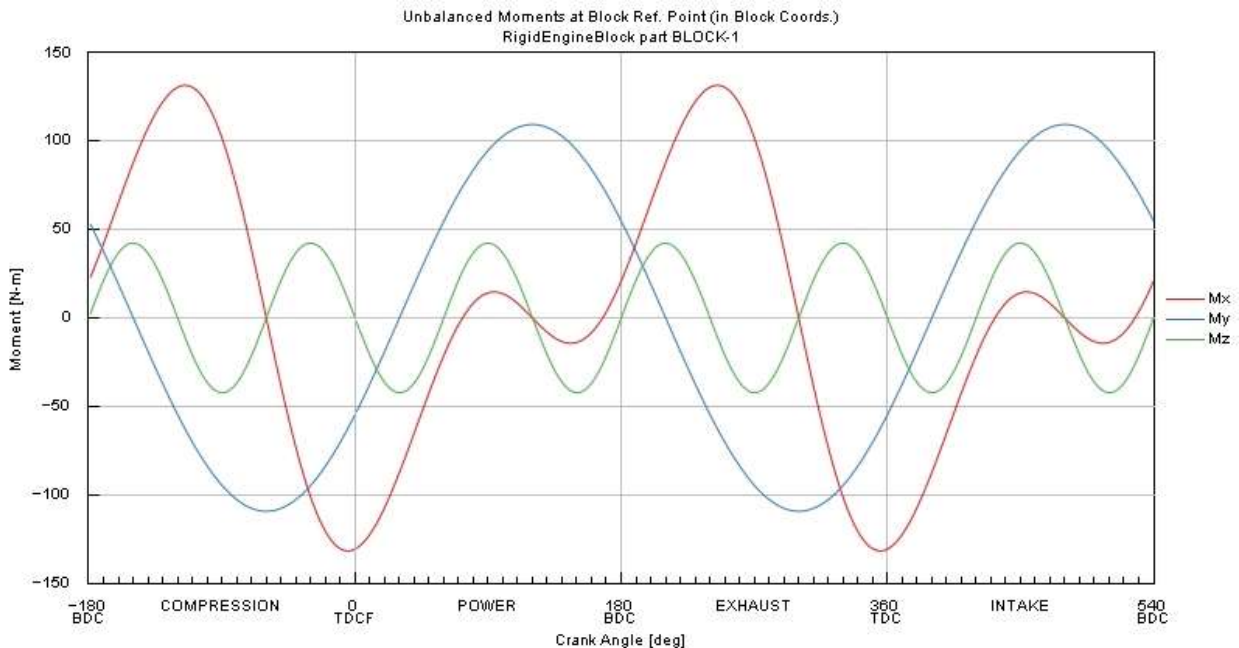
$$\frac{\sqrt{3}}{2} m_{pos} R a = m_v r_v b$$

$$m_v = \frac{\sqrt{3}m_{pos}Ra}{2r_v b} = 655,2 \text{ g}$$



Obr. 40 Síly v motoru po částečném vyvážení momentů od sil prvního řádu pomocí vyvažovací hřídele

Po aplikování částečného vyvážení pomocí vyvažovací hřídele zůstává vyvážení sil motoru stále stejné (viz Obr. 40).



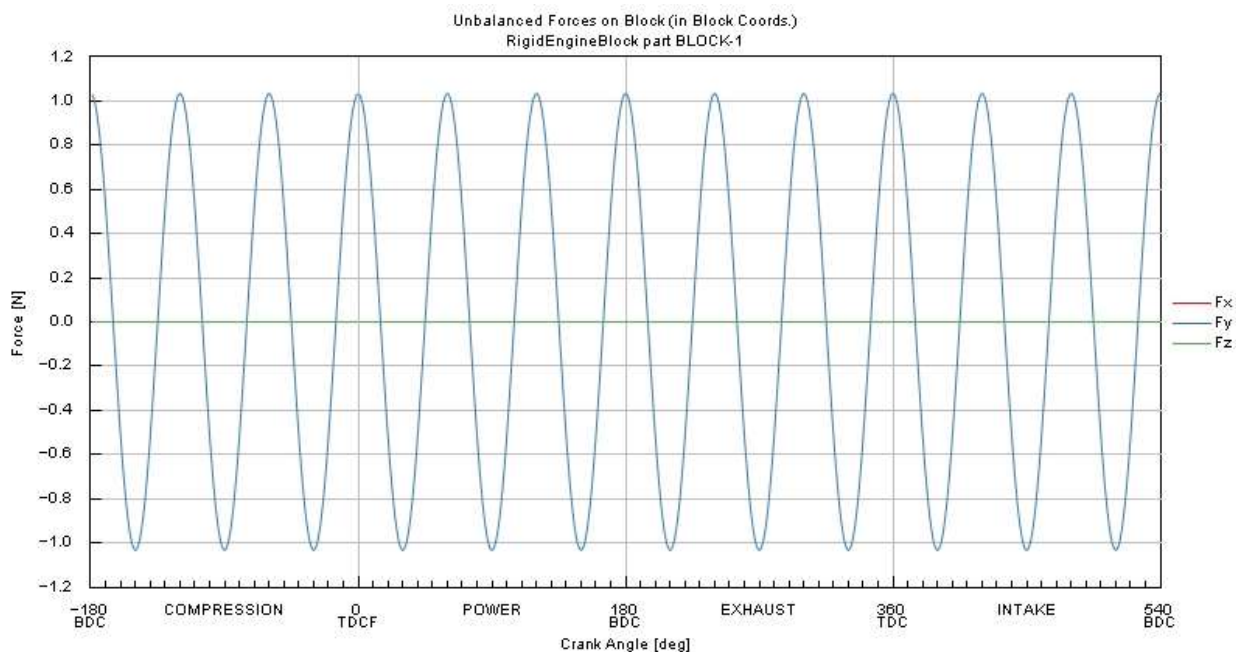
Obr. 41 Momenty v motoru po částečném vyvážení momentů od sil prvního řádu pomocí vyvažovací hřídele

Při srovnání Obr. 39 a Obr. 41 můžeme skutečně pozorovat zmenšení momentu ve směru osy x a vzniku momentu v ose y o podobné velikosti. Moment ve směru osy z zůstává stále stejný. V porovnání s výchozím nevyváženým stavem (viz Obr. 37) jsme dosáhli nižšího maximálního momentu. Vyvážení tedy zafungovalo tak, jak bylo zamýšleno. Při srovnání Obr. 37 a Obr. 41 můžeme vidět, že jsou momenty v ose y vzájemně v protifázi. Zároveň je také moment v ose x v nevyváženém motoru menší. Pokud tedy zkombinujeme „převážení“ rotujících hmot u nevyváženého motoru a toto částečné vyvážení, měli bychom získat celkově vyváženější motor.

4.4 ČÁSTEČNÉ VYVÁŽENÍ MOMENTU OD SETRVAČNÝCH SIL PRVNÍHO ŘÁDU POMOCÍ PROTIZÁVAŽÍ NA KLIKOVÉ HŘÍDELI

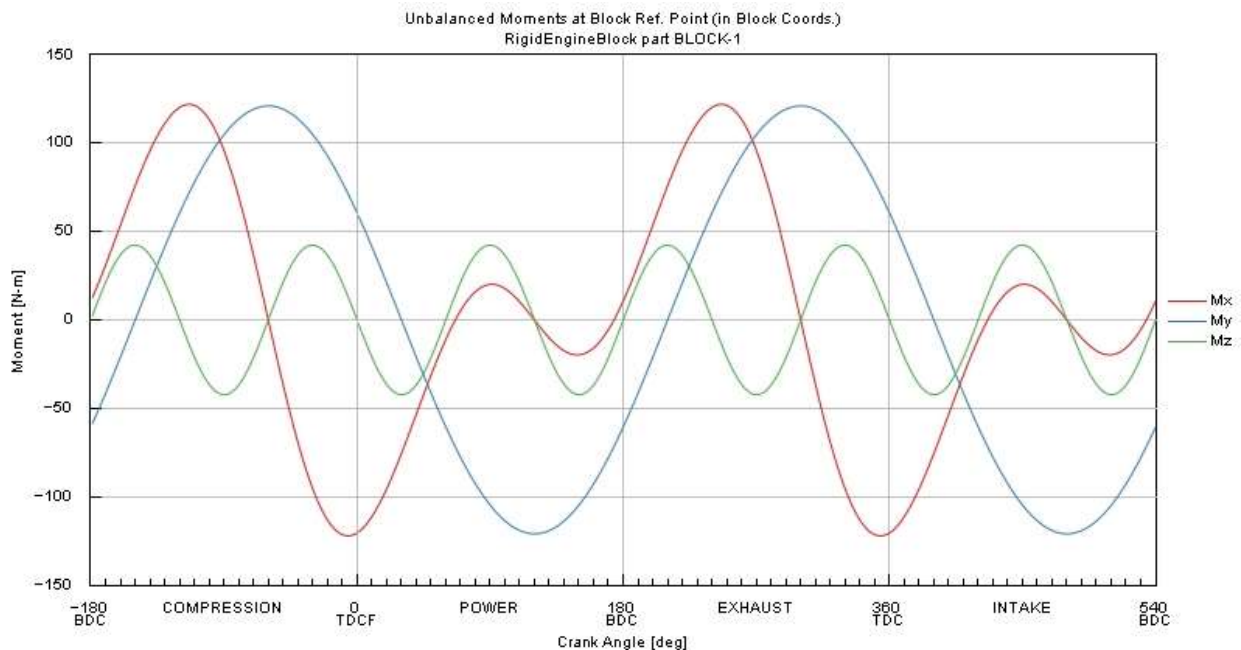
V 4.1 jsme došli k závěru, že „převážení“ rotujících částí ve tříválcí může částečně vyvážit moment od sil prvního řádu. Zároveň při srovnání Obr. 37 a Obr. 41 vidíme, že „převážení“ setrvačných sil rotujících částí vytvoří moment v rovině y , který je přesně v protifázi s momentem ve stejné rovině od vyvažovací hřídele.

Vzorový model počítá se stejnými protizávažími na celé klikové hřídeli (všech šest ramen zalomení klikové hřídele má stejnou hmotnost a geometrii). Návrh vyvážení pomocí protizávaží na klikové hřídeli a vyvažovací hřídele v 3.1 však vyžaduje posunutí závaží na prvním rameni klikové hřídele o 30° a na posledním rameni o -30° . Zkusíme tedy moment od setrvačných sil vyvážit pouze symetricky rozloženým protizávažím bez zmíněných posunutí, což by mohla být alternativa k postupu vyvážení uvedeném v 3.1.



Obr. 42 Síly v motoru po částečném vyvážení momentů od sil prvního řádu pomocí protizávaží na klikové hřídeli

Výsledku bylo dosaženo iteračně hledáním r_c mezi hodnotami 9,7 mm (úplné vyvážení rotujících částí) a 16 mm („převážení“ ve výchozím nastavení). Zobrazené výsledky jsou pro $r_c = 14$ mm. Síly tímto zásahem zůstaly opět nezměněné – malá síla třetího řádu v ose y (viz Obr. 42).

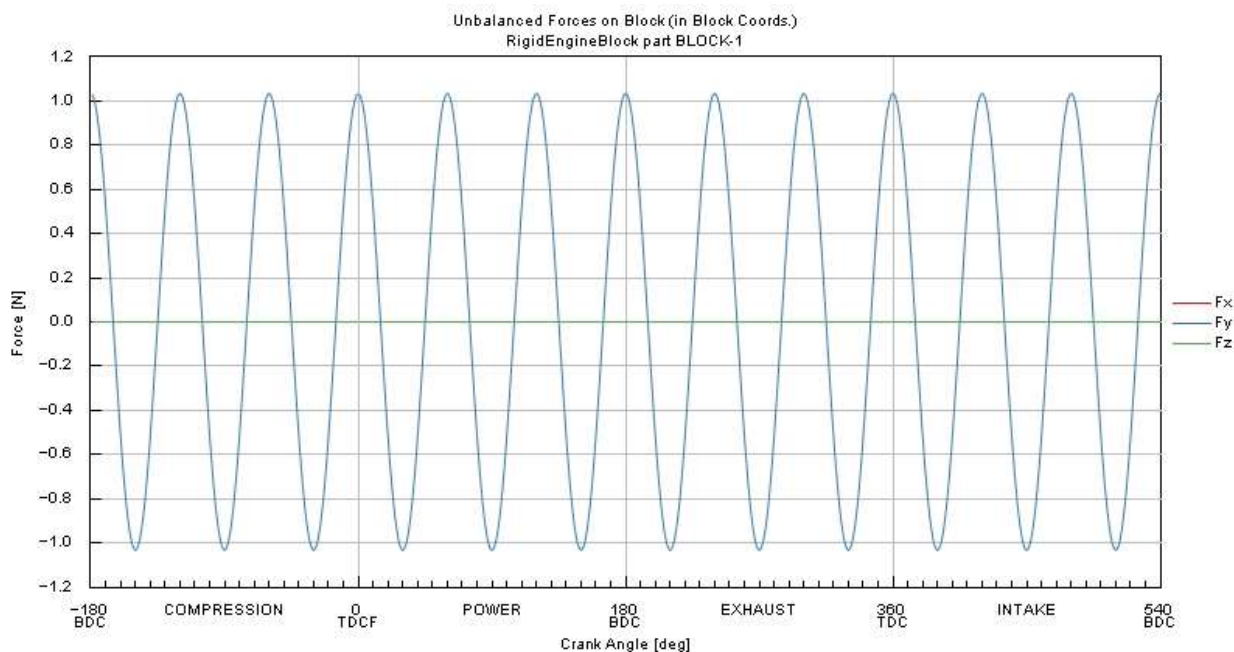


Obr. 43 Momenty v motoru po částečném vyvážení momentů od sil prvního řádu pomocí protizávaží na klikové hřídeli

Při porovnání Obr. 41 a Obr. 43 vidíme téměř totožný průběh momentu v ose x. U momentů v ose y vidíme pouze převrácení hodnot (lze označit také jako posunutí funkce o 180°) způsobené opačným směrem otáčení klikové hřídele vůči vyvažovací hřídeli. Můžeme tedy tvrdit, že toto vyvážení má podobný efekt jako částečné vyvážení pomocí vyvažovací hřídele. K dosažení polovičního vyvážení momentu od sil prvního řádu nám tedy stačí pouze optimalizovat vyvážení rotujících částí.

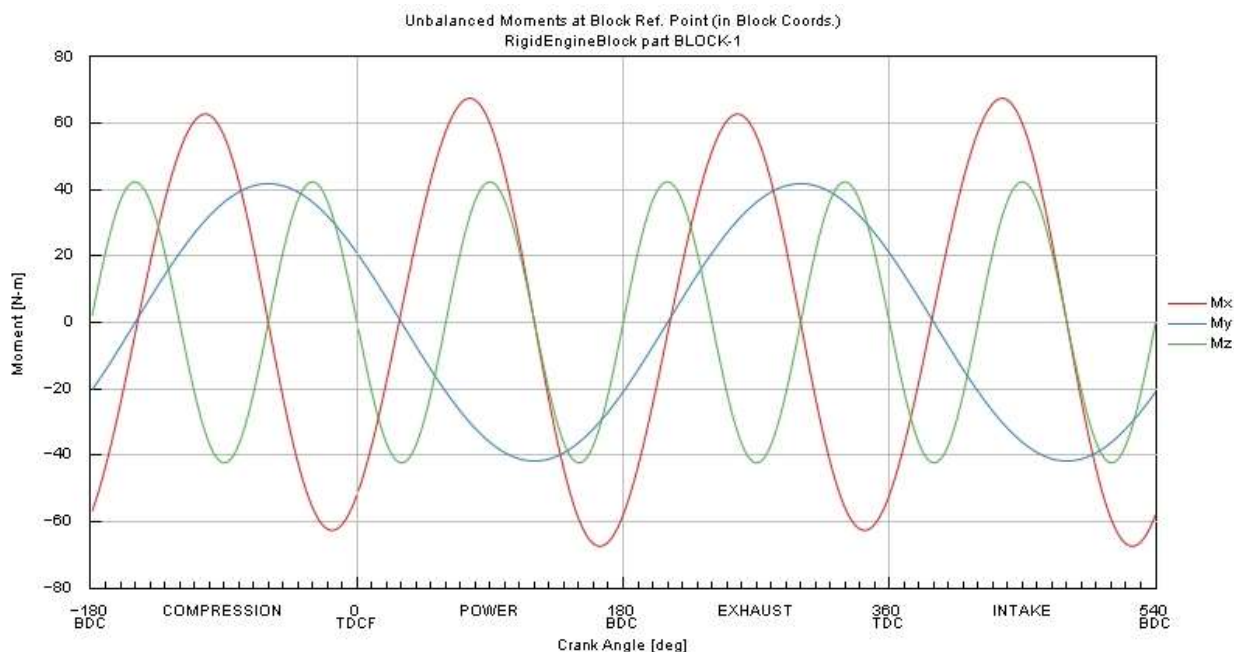
4.5 VYVÁŽENÍ MOMENTU OD SETRVAČNÝCH SIL PRVNÍHO ŘÁDU VYVAŽOVACÍ HŘÍDELÍ A PROTIZÁVAŽÍM NA KLIKOVÉ HŘÍDELÍ

Ve finálním příkladu zkombinujeme vyvážení vyvažovací hřídelí a protizávažím na klikové hřídeli. Tím bychom měli dosáhnout úplného vyvážení momentu od setrvačných sil prvního řádu a značného nebo úplného vyvážení momentů v ose y. Nastavení simulace je kombinací 4.3 a 4.4.



Obr. 45 Síly v motoru po vyvážení momentů od sil prvního řádu pomocí protizávaží na klikové hřídeli a vyvažovací hřídele

Vyváženosť sil stejně jako ve všech ostatních případech zůstala stejná – nevyvážené setrvačné síly třetího řádu (viz Obr. 45).



Obr. 44 Momenty v motoru po vyvážení momentů od sil prvního řádu pomocí protizávaží na klikové hřídeli a vyvažovací hřídele

Průběh momentu v ose x na Obr. 44 dosahuje lokálních extrémů vždy po 90°, extrémů jsou téměř stejné velikosti a jejich posunutí od úvratí je 15°. Tento popis odpovídá momentům od setrvačných sil druhého řádu. Můžeme tedy tvrdit, že se nám v ose x podařilo dokonale

vyvážit momenty od setrvačných sil prvního řádu. Momenty v ose y se vzájemně vyvážíly pouze částečně – velikost výsledného momentu je menší než na *Obr. 41* a *Obr. 43*. Moment v ose y je zároveň také menší než moment od setrvačných sil druhého řádu v ose x. Jedná se tak o vhodnou alternativu k úplnému vyvážení momentů od sil prvního řádu popsanému v 3.1.

ZÁVĚR

V první části práce byla provedena rešerše klikového mechanismu. Byla popsána jeho funkce, pohyb jednotlivých částí a setrvačné síly od těchto pohybů. Do první části byl také zahrnut popis protizávaží na klikové hřídeli a jeho význam pro vyvažování rotujících částí a částečné vyvažování posuvných částí. Velikosti jednotlivých sil byly popsány také vzorci pro výpočet jejich velikosti.

V druhé části byly popsány dva nejvýznamnější a nejpoužívanější vyvažovací mechanismy – vyvažovací páky a vyvažovací hřídele. Princip funkce vyvažovacích hřídelí byl popsán detailněji kvůli jeho častějšímu využití a kvůli jednoduchosti popisu silových a momentových působení.

Třetí část obsahuje popis vyváženosti tří řadových a dvou vidlicových motorů hojně zastoupených v osobních automobilech. Popis se zaměřuje především na setrvačné síly posuvných hmot a momenty od těchto sil. Nebyly zmíněny alternativní možnosti vyvážení setrvačných sil od rotujících částí.

Poslední část obsahuje simulaci nevyváženého řadového tříválcového motoru a čtyři různé varianty jeho vyvážení. Jednotlivé výsledky jsou interpretovány pomocí grafů průběhů sil a momentů v jednotlivých osách. Jednotlivé výsledky jsou posouzeny z hlediska dopadu na celkové vyvážení motoru a také jsou porovnány mezi sebou.

Teoretická část práce shrnuje poznatky o nevyváženosti klikového mechanismu a vyvažování motorů. Problematika je popsána jak z hlediska principů fungování, tak pomocí rovnic pro určení působení nevyvážených sil a pro určení rozměrů a účinků vyvažovacích prvků. Informace a použité dedukce v této práci se dají rozšířit i na další motory a mohou tak být využity při návrhu jejich vyvážení. Při rešerši bylo zjištěno, že prvky pro vyvažování bývají používány především u větších motorů dosahujících vyšších otáček, kdy začínají být vibrace způsobené nevyvážením výrazné. U víceválcových motorů se téměř výhradně používají vyvažovací hřídele a vyvažovací páky nachází uplatnění spíše v motorech s menším počtem válců používaných především u motocyklů. U menších motorů v levnějších automobilech se upřednostňuje eliminace přenosu vibrací z motoru na karoserii vozidel.

Z výsledků praktické části práce vyplývá především důležitost analýzy všech druhů nevyváženosti v motoru a práce s nimi. Během simulací byl zjištěn velký význam interakce momentu od rotujících částí a momentu od setrvačných sil prvního řádu v tříválcovém motoru, který nebyl z popisu v teoretické části patrný. Při samotném návrhu vyvažování motorů je tedy podstatné brát v úvahu také interakce mezi nevyvážením a neřešit nevyvážení pouze jednotlivě. Z výsledků simulace nevyváženého motoru bylo zjištěno, že má motor nevyvážené rotující části kvůli špatně navrženým protizávažím na klikové hřídeli. Po vyvážení rotujících částí se zvýšila maximální nevyváženost tvořená momentem od posuvných setrvačných sil. Tento výsledek by se dal považovat za zhoršení celkové vyváženosti motoru. Částečné 50% vyvážení momentů od setrvačných sil prvního řádu protizávažím i vyvažovací hřídelí se zdařilo. Výsledkem byl lépe vyvážený motor než ve výchozím stavu. Úplné vyvážení momentu od setrvačných sil se také zdařilo. Jeho výsledkem byl nejlépe vyvážený motor ze všech simulovaných variant.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2009. ISBN 978-0-340-56822-4.
- [2] PÍŠTĚK, Václav a DRÁPAL, Lubomír. *Kinematika centrického klikového mechanismu*. Studijní podklady k předmětu Hnací ústrojí (QHL), 2012.
- [3] FOALE, Tony. *Some science of balance*. Online. 2007. Dostupné z: <https://motchassis.com/Articles/EngineBalance/EngineBalance.pdf>. [cit. 2024-05-06].
- [4] PARKER, James. *The Power of the Parallel Twin Engine*. Online. 2015. Dostupné z: <https://www.motorcyclistonline.com/power-parallel-twin-engine-motorcycles-engine-tech-motorecyclist-drawing-line/>. [cit. 2024-05-06].
- [5] *Řadový dvouválcový motor s obsahem 800 ccm*. Online. Dostupné z: <https://www.bmw-motorrad.cz/cs/engineering/detail/motor-drivetrain/dual-cylinder-parallel-twin-800.html>. [cit. 2024-05-06].
- [6] MOSAKOWSKI, Ryszard. *Comparative analysis of balancing of V6 engines with common – and split-pin crankshafts*. Online. Combustion Engines. 2014, č. 156. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.19206/CE-116947>. [cit. 2024-05-17].
- [7] *A Look Inside the 2.0L TSI Engine with its Chain-Driven Cams, Balance Shafts, & VVT*. Online. 2015. Dostupné z: <https://automotivetechinfo.com/2015/09/a-look-inside-the-2-0l-tsi-engine-with-its-chain-driven-cams-balance-shafts-vvt/>. [cit. 2024-05-19].
- [8] *BMW B38*. Online. In: 2014. Dostupné z: <https://www.bimmerarchive.org/photo/5524-310-b38a15m0.html>. [cit. 2024-05-19].
- [9] *Rebuilding the 2GR*. Online. In: 2022. Dostupné z: <https://wilhelmraceworks.com/blog/2gr-rebuild>. [cit. 2024-05-19].
- [10] RICHTER, Antonín. *Konstrukce spalovacích motorů I. díl. Klikový mechanismus*. Brno: VUT Brno, 1961.
- [11] SÝKORA, Jan a SLÁDEK, Zdeněk. *Části strojů IV: klikový mechanismus*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1972.
- [12] NEUKIRCHNER, Heiko; ARNOLD, Olaf; DITTMAR, Andreas a KIESEL, Andreas. *Development of mass balancing systems for passenger car engines*. Online. MTZ worldwide. 2003, roč. 64, č. 5, s. 9-15. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/BF03227582>. [cit. 2024-05-19].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	vzdálenost ojníc ve směru osy otáčení klikové hřídele
b	[mm]	vzdálenost protizávaží ve směru jejich osy otáčení
$d_{\text{čep}}$	[mm]	průměr klikového čepu
F_{oc}	[N]	odstředivá síla od protizávaží vyvažujícího rotující části
F_{om}	[N]	odstředivá síla od rotujících částí
F_p	[N]	setrvačná síla prvního řádu
F_{pos}	[N]	setrvačná síla posuvných hmot
F_s	[N]	setrvačná síla druhého řádu
F_v	[N]	vyvažující síla
l	[mm]	délka ojnice
$l_{\text{čep}}$	[mm]	rozměr klikového čepu ve směru osy otáčení klikové hřídele
m_c	[kg]	hmotnost protizávaží vyvažující rotující části
$m_{\text{klikový čep}}$	[kg]	hmotnost klikového čepu
M_p	[Nm]	moment od setrvačných sil prvního řádu
M_{pL}	[Nm]	moment od setrvačných sil prvního řádu levé řady válců
M_{pLx}	[Nm]	složka momentu od setrvačných sil prvního řádu levé řady válců působící v ose x
M_{pLy}	[Nm]	složka momentu od setrvačných sil prvního řádu levé řady válců působící v ose y
m_{pos}	[kg]	hmotnost posuvných částí
M_{pR}	[Nm]	moment od setrvačných sil prvního řádu pravé řady válců
M_{pRx}	[Nm]	složka momentu od setrvačných sil prvního řádu pravé řady válců působící v ose x
M_{pRy}	[Nm]	složka momentu od setrvačných sil prvního řádu pravé řady válců působící v ose y
M_{px}	[Nm]	složka momentu od setrvačných sil prvního řádu působící v ose x
M_{py}	[Nm]	složka momentu od setrvačných sil prvního řádu působící v ose y
m_{rot}	[kg]	hmotnost rotujících částí
$m_{rot\ ojnice}$	[kg]	hmotnost rotující části ojnice
M_{rotx}	[Nm]	moment od setrvačných sil rotujících částí v ose x
M_{roty}	[Nm]	moment od setrvačných sil rotujících částí v ose y
M_s	[Nm]	moment od setrvačných sil druhého řádu
M_{sL}	[Nm]	moment od setrvačných sil druhého řádu levé řady válců
M_{sLx}	[Nm]	složka momentu od setrvačných sil druhého řádu levé řady válců působící v ose x

M_{sLy}	[Nm]	složka momentu od setrvačných sil druhého řádu levé řady válců působící v ose y
M_{sR}	[Nm]	moment od setrvačných sil druhého řádu pravé řady válců
M_{sRx}	[Nm]	složka momentu od setrvačných sil druhého řádu pravé řady válců působící v ose x
M_{sRy}	[Nm]	složka momentu od setrvačných sil druhého řádu pravé řady válců působící v ose y
M_{sx}	[Nm]	složka momentu od setrvačných sil druhého řádu působící v ose x
M_{sy}	[Nm]	složka momentu od setrvačných sil druhého řádu působící v ose y
m_v	[kg]	hmotnost protizávaží
M_v	[Nm]	vyvažující moment
R	[mm]	rameno klikové hřídele
r_c	[mm]	poloměr otáčení těžiště hmotnosti protizávaží vyvažujícího rotující části
r_v	[mm]	poloměr otáčení těžiště protizávaží
x_p	[mm]	primární pohyb pístu
x_s	[mm]	sekundární pohyb pístu
θ	[°]	úhel natočení klikové hřídele
λ	[-]	klikový poměr
ρ_{ocel}	[kg·m ⁻³]	hustota oceli v simulaci GT Suite
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost