

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOTIVE ENGINEERING

HNACÍ ÚSTROJÍ ČTYŘVÁLCOVÉHO LETECKÉHO MOTORU

POWERTRAIN DESIGN OF A FOUR-CYLINDER AIRCRAFT ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

VLADIMÍR PŘÍBORSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

PROF. ING. VÁCLAV PÍŠTĚK, DRSC.

BRNO 2008

Anotace

Diplomová práce s názvem *Hnací ústrojí čtyřválcového leteckého motoru* se zabývá návrhem uspořádání klikového mechanismu plochého čtyřválcového motoru se zadanými základními parametry. Práce je zaměřena na návrh konfigurace klikového mechanismu a pořadí zážehů, návrh vyvážení setrvačných sil a jejich momentů, konstrukční návrh klikového hřídele a jeho pevnostní kontrolu. Práce se také věnuje výpočtu torzních kmitů klikového hřídele.

Klíčová slova

letecký motor, pořadí zážehů, vyvážení motoru, pevnostní výpočet, torzní kmitání

Annotation

The thesis named *Powertrain design of an four-cylinder aircraft engine* dealing with configuration of the powertrain of a flat four-cylinder engine with ordered basic parameters. The thesis is focused on configuration design of the crank mechanism and sequence ignition, balancing of centrifugal and reciprocating forces and their moment, conceptual design of crankshaft and its stress calculation. The thesis is describing calculation of torsional vibrations as well.

Key words

aircraft engine, sequence ignition, engine balancing, strength calculation, torsional vibration

Bibliografická citace

PŘÍBORSKÝ, V. *Hnací ústrojí čtyřválcového leteckého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 64 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Prohlášení

Tímto prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího práce.

V Brně dne 17.10. 2008

Vladimír Příborský

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. za cenné rady. Dále všem, kteří jakkoliv přispěli k řešení této diplomové práce. Také děkuji svým rodičům, kteří mě celou dobu studia plně podporovali.

1. Úvod	11
2. Základní rozdělení leteckých motorů	12
2.1. Pístové motory	13
2.1.1. Princip činnosti čtyřdobého spalovacího motoru	13
2.1.2 Druhy leteckých pístových motorů	14
2.1.3. Spalovací motor + kompresor	17
2.2 Turbínové	18
2.3 Bezturbínové	18
2.4 Raketové motory	19
3 Uspořádání klikového hřídele	21
3.1 Ploché motor	21
3.2 Pořadí zážehů	23
4 Vyvážení klikového hřídele	27
4.1 Silové a momentové účinky na klikový mechanismus	27
4.2 Vyváženost 4-válcového plochého motoru	28
4.3 Možnosti vyvážení	29
4.3.1 Silové vyvážení	29
4.3.2 Momentové vyvážení	30
4.3.3 Kombinované vyvážení	30
4.3.4 Vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu	30
4.3.5 Vyvážení momentu setrvačných sil posuvných částí II. řádu	31
4.4 Provedení klikového hřídele	32
5 Kontrolní pevnostní výpočet klikové hřídele	36
5.1 Konstrukční řešení klikového hřídele	36
5.2. Volba materiálu	36
5.2.1 Kované klikové hřídele	36
5.2.2 Lité klikové hřídele	36
5.2.3 Skládané klikové hřídele	36
5.2.4 Volba materiálu	37
5.3. Kontrolní pevnostní výpočet klikového hřídele	37
5.3.1. Kontrolní výpočet hlavního čepu klikového hřídele	38
5.3.2. Kontrolní pevnostní výpočet ojnicního (klikového) čepu	39

5.3.3 Kontrolní pevnostní výpočet ramene kliky.....	43
5.4 Výsledky pevnostního výpočtu klikového hřídele	46
6. Torzní kmitání klikové hřídele	47
6.1. Kmitání klikové hřídele	47
6.2 Náhradní torzní soustava	48
6.2.1. Redukce hmot	48
6.2.2 Redukce délek	50
6.3 Vlastní torzní kmitání	50
6.4 Vynucené torzní kmitání	53
6.4.1 Harmonická analýza kroutícího momentu	54
6.4.2 Kritické otáčky	54
6.4.3 Vydutnost resonancí.....	56
6.4.4 Torzní výchylky v rezonanci	57
6.4.5 Namáhání klikového hřídele torzními kmity	58
7 Závěr	60
Použité informační zdroje.....	61
Seznam použitých symbolů.....	62
Seznam příloh	64

1. Úvod

Cílem mé diplomové práce je návrh konstrukčního řešení hnacího ústrojí leteckého čtyřválcového motoru, uspořádání klikového ústrojí se zadanými základními parametry, jako je vrtání, zdvih a rozteč válců.

V dnešní době turbínových leteckých motorů je používání pístových spalovacích motorů omezeno na sportovní typy letadel. Proto je velmi důležitá nízká váha a vysoký výkon motoru. Tyto činitele lze dosáhnout vhodnou koncepcí motoru a příslušným konstrukčním řešením. V mé práci budu analyzovat ploché uspořádání čtyřválcového motoru.

Na úvod mé práce se zabývám rozdělením letadlových pohonných jednotek. Podrobněji se věnuji pístovým spalovacím motorům. Samotnou práci začínám volbou konfigurace klikového mechanismu a pořadí zapalování, od kterého se poté odvíjí zatížení ložisek klikového hřídele a „komfort“ chodu motoru. Dále analyzuji silové a momentové účinky působící na klikové ústrojí. Navrhuji 3 varianty vyvážení, které pak podrobuji pevnostnímu výpočtu. Na konci mé práce se zaměřím na torzní kmitání všech tří variant vyvážení a dvou variant pořadí zážehů.

V závěru zhodnotím všechny mé výsledky a vyberu optimální uspořádání klikového hřídele.

2. Základní rozdělení leteckých motorů

zpracováno podle literatury [6], [9], [10]

- Pístové
 - podle druhu paliva
 - zážehové
 - vznětové
 - podle pracovního oběhu
 - čtyřdobé
 - dvoudobé
 - podle uspořádání válců (obr. 6)
 - motory řadové
 - jednořadé stojaté
 - jednořadé visuté (invertní)
 - dvouřadé stojaté (motor V)
 - dvouřadé visuté
 - dvouřadé s protilehlými válci (**ploché**)
 - třířadové (motor W)
 - čtyřřadové (motor H nebo X)
 - motory hvězdicové
 - jednohvězdicové
 - několikhvězdicové
 - podle počtu válců
 - podle způsobu chlazení
 - motory chlazené vzduchem
 - motory chlazené kapalinou
 - podle změny výkonu s výškou
 - motory výškové
 - motory nevýškové
 - podle účelu a výkonu
 - motory malého výkonu
 - motory středního výkonu
 - motory velkého výkonu
- Turbínové
 - Turbokompresorové (jednoprúdové)
 - Turbovrtulové
 - Turbohřídelové
 - Turbodmychadlové (dvuproudové)
 - Propfan
- Bezturbínové motory
 - Náporové
 - Náporové s nadzvukovým spalováním (SCRAMJET)
 - Pulzační
- Raketové motory
 - Na kapalné pohonné látky
 - Na tuhé pohonné látky
 - Hybridní

- Kombinované motory
 - Motokompresorové
 - Turbonáporové
 - Turboraketové
- Speciální
 - Jaderné

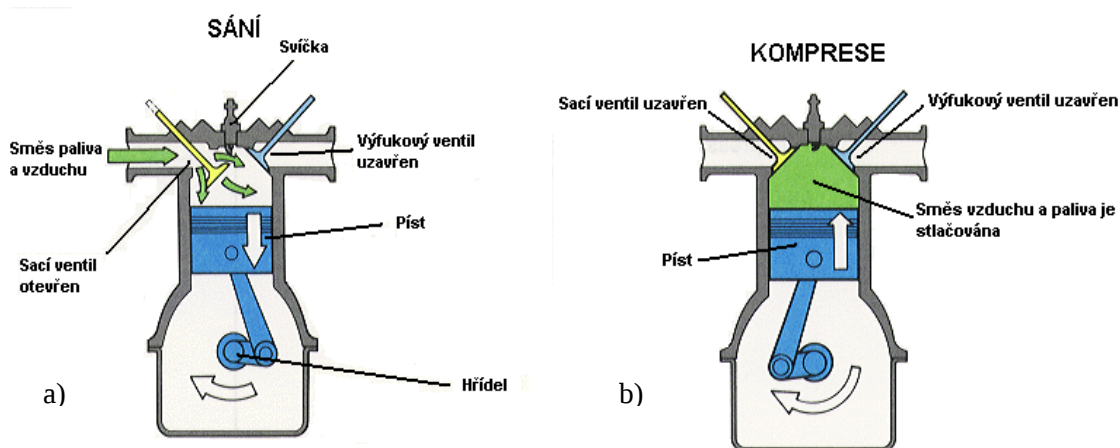
Pístové motory pohání vrtuli, která se stará o vyvození tahu. Turbínové motory mají tzv. generátor plynu (jádro motoru), který se stará o proběhnutí termodynamických změn, vedoucích k vyvození tahu. Naopak bezturbínové motory nemají žádné pohyblivé části (s výjimkou regulátorů chodu, membrány u pulzačních motorů a ovladatelného vstupu a výstupu) a pracují jen díky náporovému stlačení vzduchu na vstupu, zabezpečeným vysokou rychlostí letu. Raketové motory spalují palivo a okysličovadlo, spaliny reaktivní tryskou vystupují vzad. Tyto motory jako jediné nepotřebují ke své činnosti atmosférický kyslík. Kombinované motory v sobě slučují "výhody" různých druhů motorů. Vůbec se nerozšířily a fungovaly jen jako experimentální nebo jen jako pohon speciálních, malosériových letadel. Jaderné motory jsou jen desítky let starou vizí. Realizaci brání nedostatečná ochrana před radiací a obrovská hmotnost takového motoru. [10]

2.1. Pístové motory

2.1.1. Princip činnosti čtyřdobého spalovacího motoru

V pístových letadlech se používaly a používají především čtyřdobé zážehové motory. Základními částmi zážehového motoru jsou válec, píst, hřídel, svíčka a sací a výfukový ventil. Čtyřdobý motor pracuje, jak už název napovídá, na 4 fáze: sání, komprese, expanze a výfuk, přičemž jen v jedné z nich se koná práce.

V první fázi (sání, *obr. 1a*), je otevřen sací ventil a do válce je vpuštěna směs paliva a vzduchu.

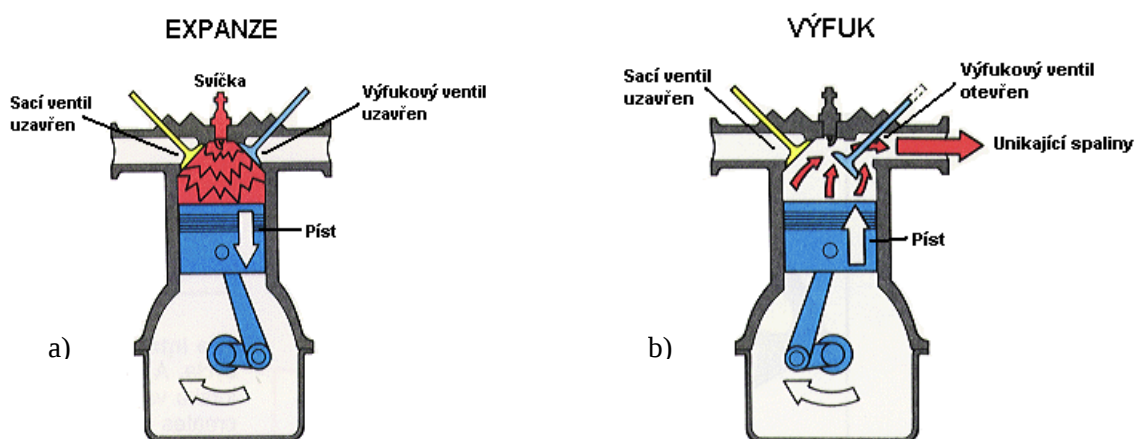


obr. 1 a) Sání, b) komprese čtyřdobého motoru [9]

Ve druhé fázi (kompresi, *obr. 1b*) píst setrvačností stlačuje tuto směs, a když je objem ve válci nejmenší, svíčka směs zapálí.

Ve třetí fázi (expanzi, *obr. 2a*) horký plyn vzniklý zažehnutím směsi rychle zvětšuje svůj objem (expanduje), tlačí píst směrem dolů, a koná tak práci.

V poslední, čtvrté fázi (*obr. 2b*) se píst opět pohybuje směrem nahoru a vytlačuje z válce zplodiny otevřeným výfukovým ventilem [9].

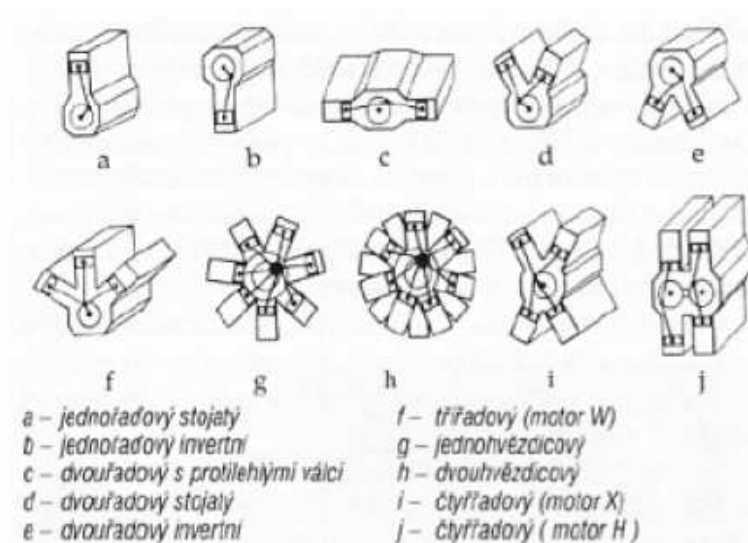


obr. 2 a) Expanze , b) výfuk čtyřdobého spalovacího motoru [9]

Poté cyklus začíná nanovo. Píst je spojen s klikovou hřídelí, která otáčí vrtulí. Vrtule funguje na stejném principu jako křídla letadla – na té straně vrtule, která je od letadla odvrácena, se vzduch pohybuje rychleji než na straně přivrácené k letadlu, z čehož plyne, že na odvrácené straně je podle Bernoulliho rovnice pro spojitost toku menší tlak. Vzniká vztlak, který představuje sílu, která táhne letadlo ve směru letu [9].

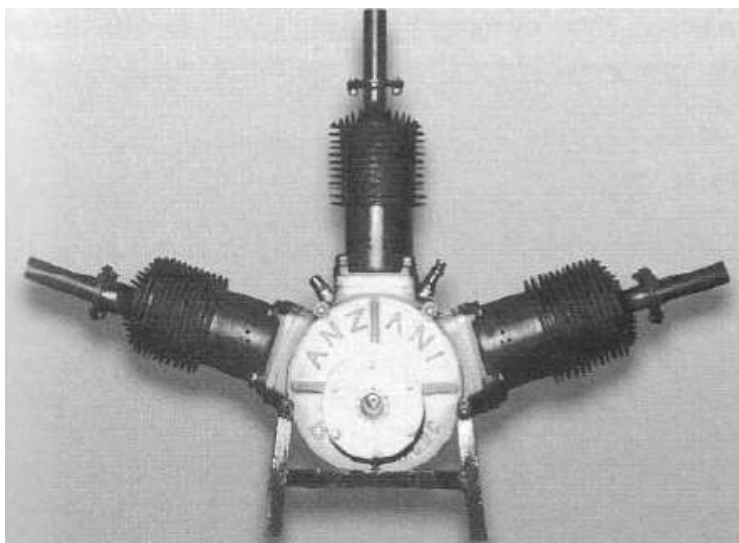
2.1.2 Druhy leteckých pístových motorů

Motory se dělí dle mnoha kritérií, např. dle počtu válců (*obr. 3*), jejich konfigurace, dle typu chlazení, dle objemu a výkonu (viz výše).



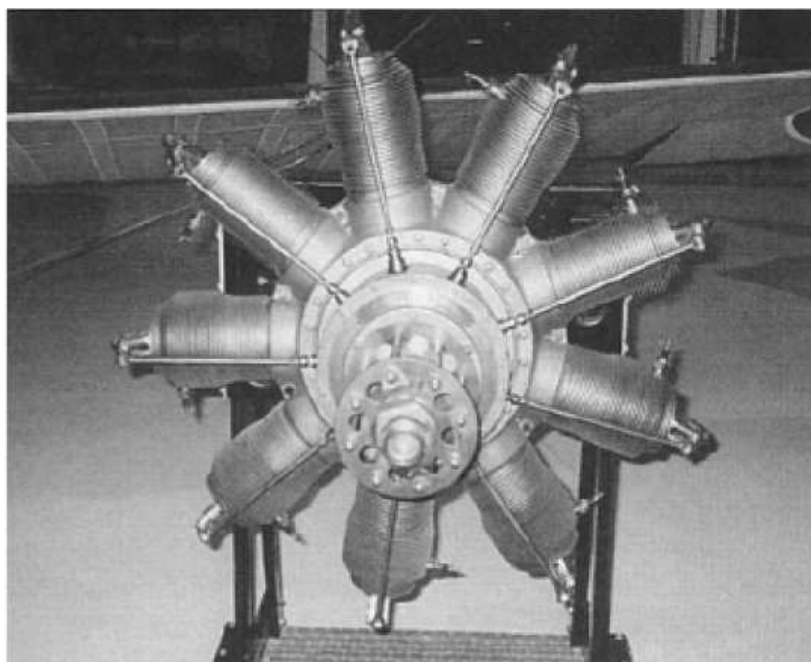
obr. 3 Uspořádání válců pístových leteckých motorů [6]

Následující obrázky ukazují konstrukce pístových motorů používané v letadlech, od jejich počátků až do současnosti.



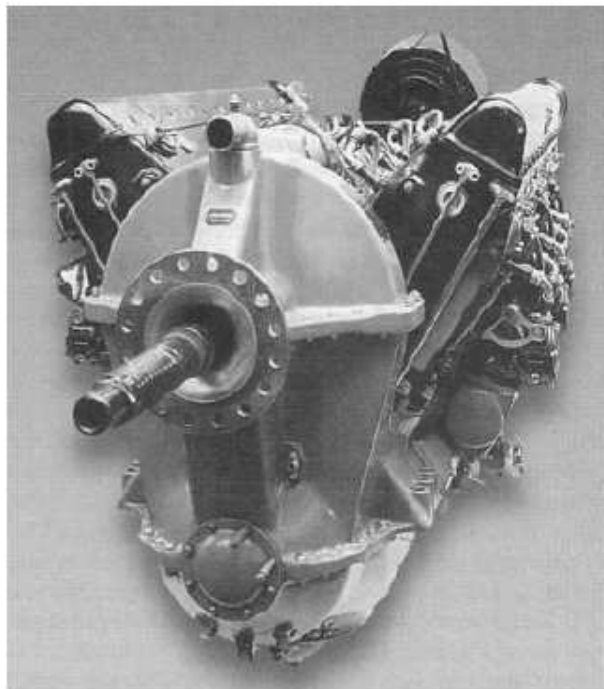
obr. 4 Vzduchem chlazený motor Anzani, s kterým Blériot v roce 1909 přeletěl Lamanšský průliv, [6]

Z důvodu dobrého chlazení vzduchem vznikla zajímavá koncepce rotačního hvězdicového motoru, kde klikový hřídel stojí a skříň s připojenou vrtulí rotuje (obr. 5). Letadla s těmito motory ovládla na určitou dobu nebe za 1.světové války. Ale limitovaný výkon, velký reakční a gyroskopický moment a malá spolehlivost způsobily, že byly postupně nahrazovány typy s pevnými válci.



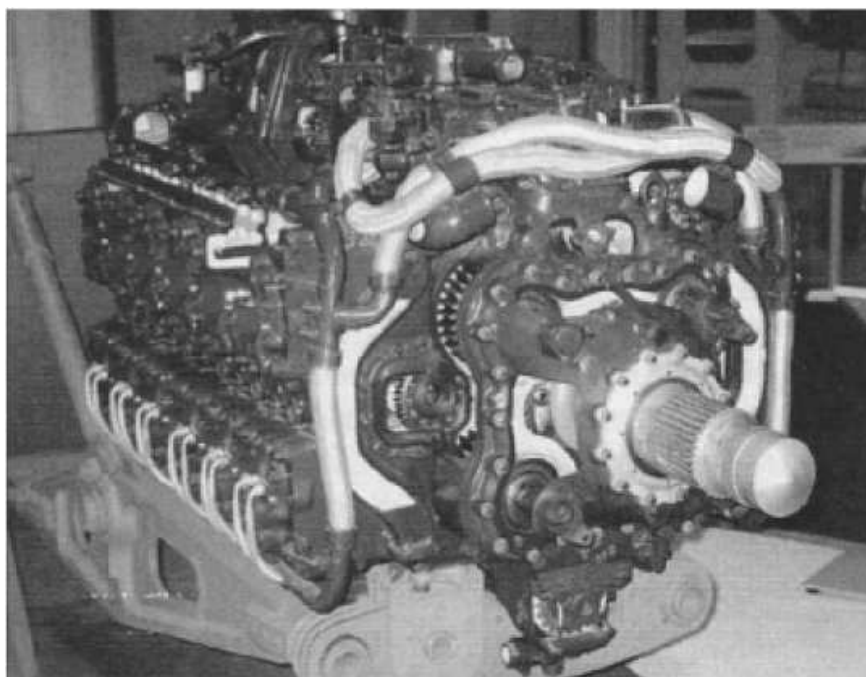
obr. 5 Rotační motor Le Rhone, [6]

Významným pro další vývoj se stal vodou chlazený motor firmy Hispano Suiza, navržený jako osmiválec s válci do V a s použitím lehkých kovů. Další motor od této firmy je zobrazen na obr. 6, který reprezentuje meziválečné období.



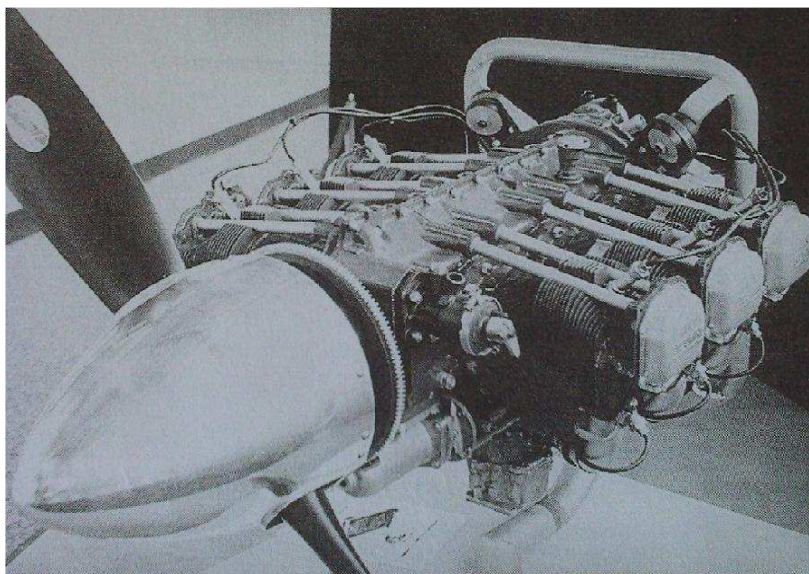
obr. 6 Motor Hispano Suiza 12 Ydrs, [6]

Na obr. 7 je zobrazen Napier Sabre se čtyřiadvaceti válci do H. Ten představuje poslední vysoce výkonnostní pístový motor v letectví. Nástup letadlových lopatkových motorů omezil použití pístových motorů na lehká letadla vyžadující menší výkony.



obr. 7 Motor Napier Sabre používaný v letadlech Tempes a Hawker-Tajfun, [6]

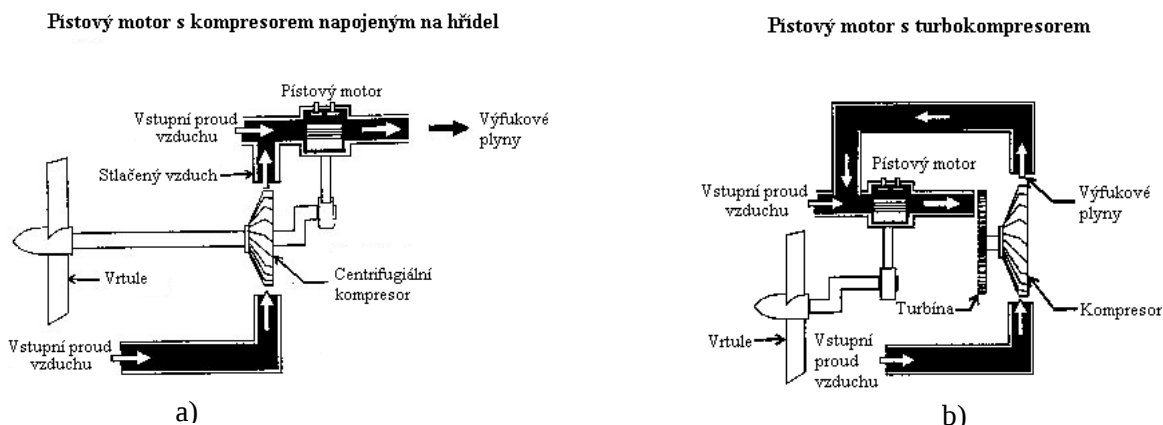
Pístové letadlové motory neztratily svůj význam. Vývoj a výroba pístových motorů menších výkonů pokračovaly (obr. 8). V současné době jsou pístové motory pro některé kategorie letadel nepostradatelné a zájem o ně roste, především z důvodů hospodárnosti.



obr. 8 Motor Lyncoming z letadla Zlin 142, [6]

2.1.3. Spalovací motor + kompresor

Výkon motoru silně závisí na množství vzduchu, které se mísí s palivem, a protože hustota vzduchu s rostoucí nadmořskou výškou klesá, snižuje se s výškou i výkonnost pístového motoru. Proto se do pístového motoru pro zvýšení výkonu a možnosti dosažení větších výšek přidává zařízení, které stlačuje vstupní proud vzduchu – kompresor. Kompresory se v zásadě dělí na dva druhy podle toho, jakým způsobem jsou poháněny. První typ je převodovým systémem spojen s hřídelí motoru (obr. 9 a). Druhý typ je spojen hřídelí s turbínou umístěnou ve výfuku motoru, kterou zplodiny unikající z válce pohání, a tak se využívá energie, která by jinak přišla nazmar. Tento druhý typ kompresoru se nazývá turbokompresor (obr. 9b). Toho, že výkon motoru závisí na množství vzduchu, se využívá také k regulaci výkonu motoru, a to tím způsobem, že je v hlavním přívodu vzduchu umístěn škrticí ventil, kterým pilot může regulovat množství vzduchu, který jde do motoru, a tak i výkon motoru. [9]



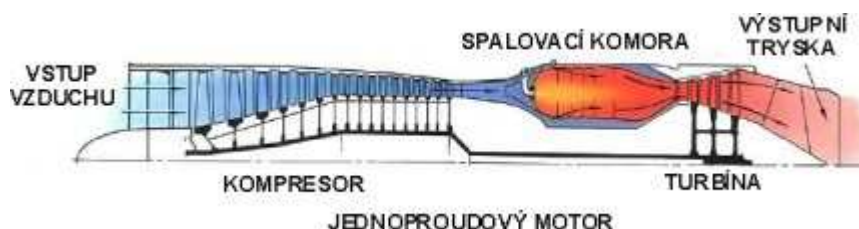
obr. 9 a) Kompresor poháněný od klikové hřídele,
b) turbokompresor poháněný od výfukových plynů [9]

Dále v této kapitole uvedu, zjednodušeně, další druhy leteckých motorů.

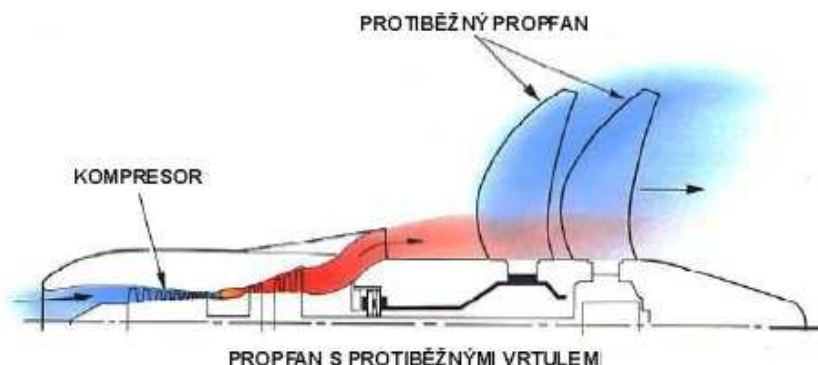
2.2 Turbínové motory

Nejjednodušší turbínový motor je turbokompresorový (obr. 10). Skládá se pouze z generátoru plynu a vhodné trysky. Vzduch je nasáván vstupním ústrojím, v kompresoru je stlačen, ve spalovací komoře je mu při konstantním tlaku dodána tepelná energie. Na rozváděcím kole turbíny je část tepelné energie převedena na energii kinetickou. První turbokompresorové motory se objevily ve 30. letech.

Do kategorie turbínových motorů dále patří motor turbovrtulový, který pracuje efektivněji při nízkých rychlostech letu, motor turbohřídelový a také turbodmychadlový, který kombinuje ekonomičnost provozu turbovrtulových motorů při nízkých rychlostech s efektivností provozu turbokompresorových motorů při vyšších rychlostech. Posledním zástupcem této kategorie leteckých motorů je propfan (obr. 11), což je zkratka od slov prop - vrtule a fan – dmychadlo.



obr. 10 Turbokompresorový motor [10]

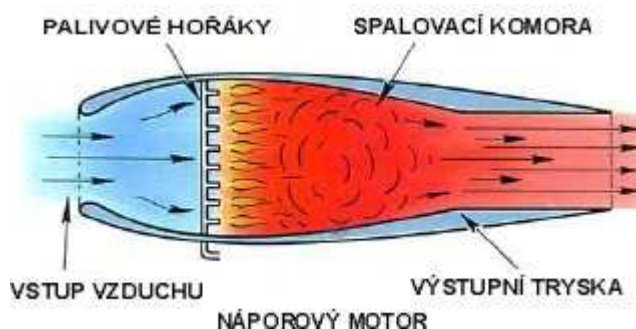


obr. 11 Propfan [10]

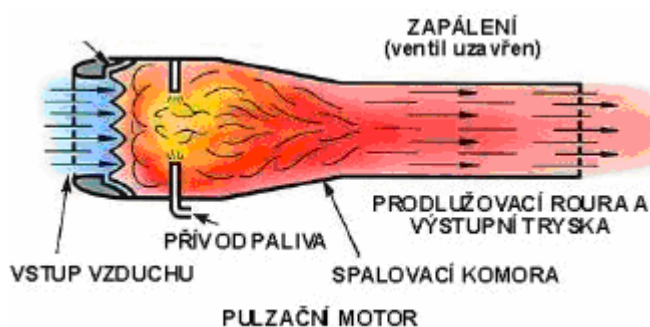
2.3 Bezturbínové motory

U těchto motorů není generátor plynu s rotačními součástmi nutný. Ke stlačení vzduchu dojde jeho náporem při vysoké vstupní rychlosti. Do vzduchu je přidáno palivo, které je zapáleno. Horké plyny expandují tryskou ven a vyvozují tah. Turbína není vzhledem k absenci kompresoru zapotřebí.

Příkladem těchto motorů jsou náporové motory (obr. 12), SCRAMJETY, které jsou velmi novou technologií v leteckém průmyslu a motory pulzační (obr. 13), které mohou pracovat i při nulové rychlosti.



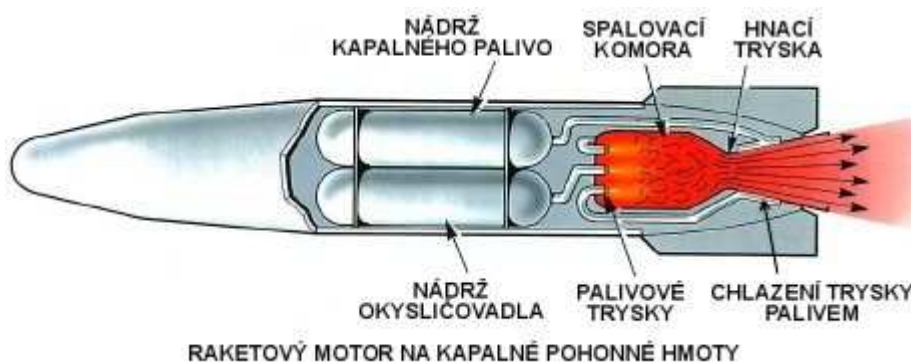
obr. 12 Náporový bezturbínový motor [10]



obr. 13 Pulzační bezturbínový motor [10]

2.4 Raketové motory

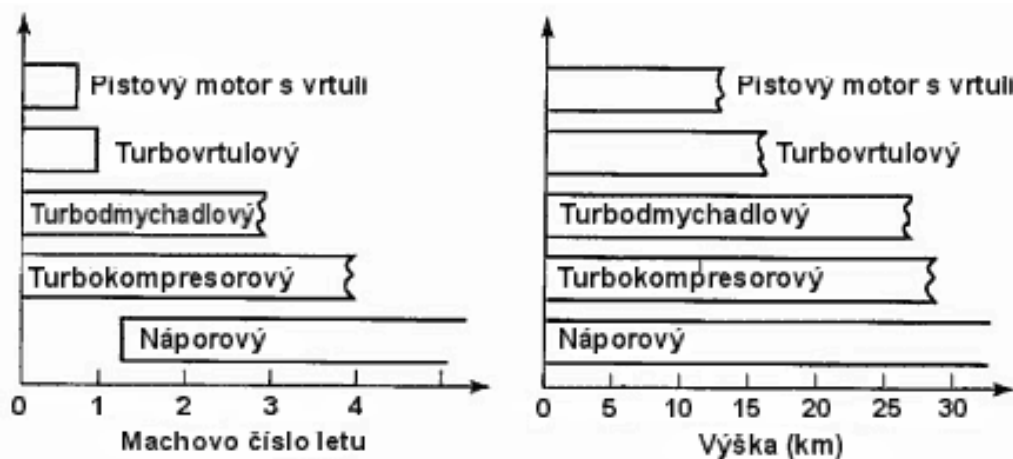
Raketové motory (obr. 14) ke své činnosti nepotřebují atmosférický kyslík, a jsou tak vhodné pro prostředky létající v extrémních výškách nebo až zcela mimo naši atmosféru. Raketové motory mohou mít obrovský výkon, pro "normální" letectví jsou ale nepoužitelné, vzhledem k nutnosti nést množství paliva a okysličovačů. Na druhé straně pro prostředky, kde je potřeba vysokého výkonu po krátkou dobu (př. řízené a neřízené střely) jsou raketové motory maximálně vhodné. V mnoha případech totiž nepotřebují drahé a složité komponenty, jako je kompresor a turbína, a jak již bylo napsáno, po dobu obvykle ne déle než několik desítek sekund dokáží poskytnout obrovský tah.



obr. 14 Raketový motor na kapalné palivo [10]

Dalšími typy leteckých motorů jsou kombinované motory, které jsou kombinací výše zmíněných typů. Taková utopie mezi leteckými motory je motor jaderný, který se však nikdy nezdařilo úspěšně použít k pohonu nějakého civilního nebo vojenského letadla.

Na konec této kapitoly uvádím grafy (obr. 15) použití jednotlivých typů motorů podle rychlosti letu (Machovo číslo letu), resp. výšce letu.



obr. 15 Použití jednotlivých typů motorů [10]

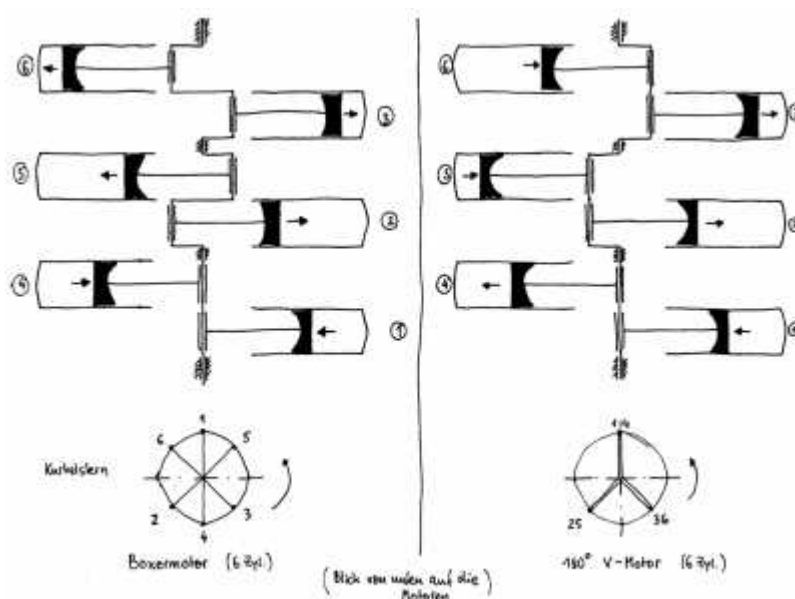
3 Uspořádání klikového hřídele

3.1 Plochý motor

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh klikového hřídele plochého leteckého motoru se zadanými základními parametry (vrtání, zdvih, rozteč válců...).

Ve většině případů si každý pod pojmem plochý motor představí plochý motor s protiběžnými písty, tzv. „boxer“. Ale cílem této diplomové práce má být plochý motor, nazývaný též dvouřadý motor s protilehlými válci.

Rozdíl těchto dvou variant je patrný z obrázku 16.



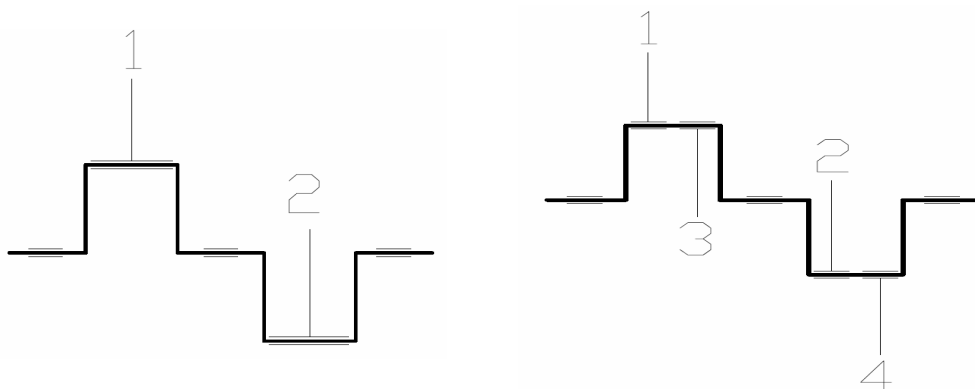
obr. 16 Rozdíl mezi motorem s protiběžnými písty a V-motorem $\delta=180^\circ$

Název „Boxer“ je odvozen od protiběžného pohybu pístů. Ojnicní čepy jsou navzájem otočeny o 180° a na každém z nich je jen jedna ojnice. Tuto variantu motoru používají ve svých vozech např. automobilky Porsche, Subaru, motocykly značky BMW atd.

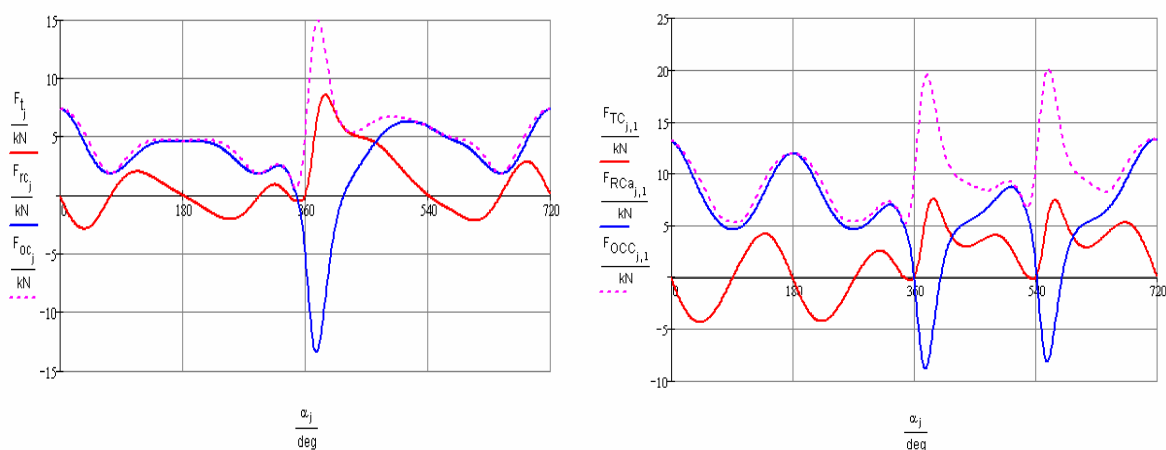
Plochý dvouřadý motor je vlastně motor s válci do „V“ a úhel rozevření válců je 180° . Na jednom ojnicním čepu jsou dvě ojnice. S tímto typem plochého motoru se nejčastěji setkáváme v letadlech, ale je známa i instalace plochého motoru do motocyklu Honda Goldwing.

V mé práci se zabývám konstrukčním návrhem plochého čtyřválcového leteckého motoru. Tvar klikové hřídele je stejný jako u dvoudobého dvouválcového řadového motoru (obr. 17).

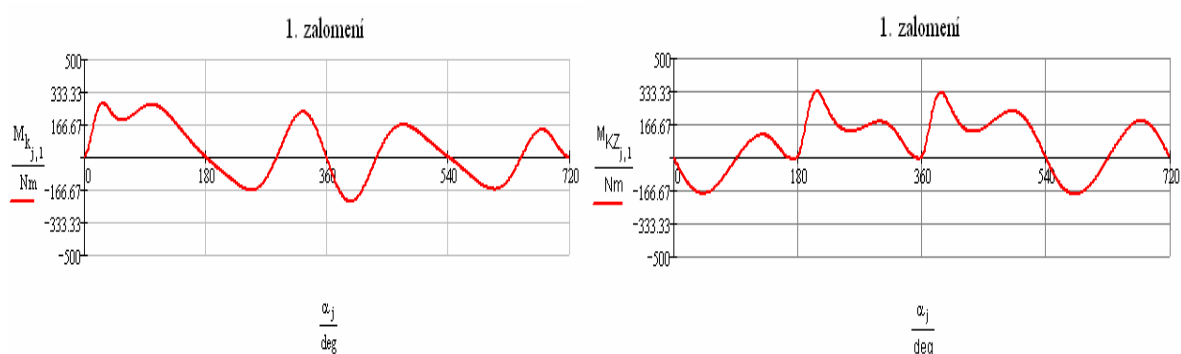
Dále uvádím rozdíl průběhu sil a momentů na jednom zalomení mezi řadovým motorem a V-motorem. Vlevo je řadový motor a napravo je V-motor s úhlem rozevření válců 180° a pořadí zapalování 1-3-4-2. Viz následující obrázky (obr. 18) a (obr. 19).



obr. 17 Kliková hřídel



obr. 18 Průběh sil přenášených ojnicím čepem, kde $F_{t(TC)}$ -tangenciální síla,
 $F_{rc(RCa)}$ -celková radiální síla,
 $F_{oc(OCC)}$ -celková síla v ojnicím čepu



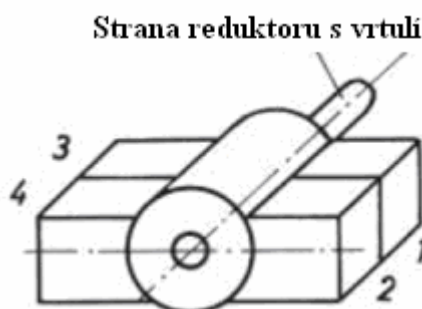
obr. 19 Průběh kroutících momentů na jednom zalomení

Jak je vidět z průběhů jednotlivých veličin na jednom zalomení klikového hřídele, V-motor má rovnoměrnější průběh zatížení, tedy průběh kroutícího momentu. Oproti tomu ojnicí čep u řadového motoru je méně silově zatížen, i když průběhy jsou méně rovnoměrné.

3.2 Pořadí zážehů

Pořadí zapalování a odstup zapalování („zapalovací distance“) záleží na konstrukci motoru. Jako pořadí zapalování označujeme pořadí, v němž za sebou zažehují směs jednotlivé svíčky. Odstup zapalování je úhel otočení kliky, který kliková hřídel vykazuje mezi dvěma po sobě následujícími zapáleními [4].

Číslování válců u plochého čtyřválce je zobrazeno na obrázku 20



obr. 20 Číslování válců plochého čtyřválcového motoru [5] upraveno

Aby se vůbec jednotlivý válec mohl zapálit, musí být píst ve vhodné poloze, tj. v horní úvratí, resp. několik stupňů před horní úvratí [5].

Pro čtyřdobý zážehový motor platí: odstup zapalování = $720^\circ / \text{počet válců}$ [4].

Pro čtyřdobý 4-válcový motor platí:

$$\frac{720^\circ}{4} = 180^\circ \quad (1)$$

U čtyřválcového plochého motoru lze uvažovat pouze dvě pořadí zážehů, a to 1-3-4-2, nebo 1-2-4-3. V příloze s výpočty jsem porovnával obě tyto varianty, a to pomocí průběhů kroutících momentů na ojnicích a hlavních čepích. Zjistil jsem maximálně zatížený ojnicí a hlavní čep.

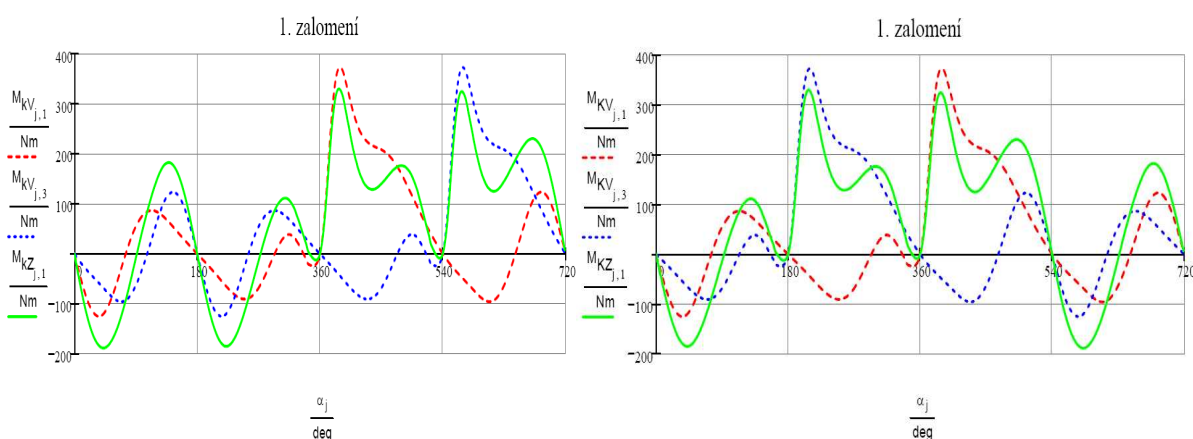
tabulka 1 Pořadí zapalování 1-3-4-2

α	1	2	3	4	zážeh
0°	HÚ zážeh	DÚ	DÚ	HÚ výfuk	1
180°	DÚ	HÚ výfuk	HÚ zážeh	DÚ	3
360°	HÚ výfuk	DÚ	DÚ	HÚ zážeh	4
540°	DÚ	HÚ zážeh	HÚ výfuk	DÚ	2
720°	HÚ zážeh	DÚ	DÚ	HÚ výfuk	1

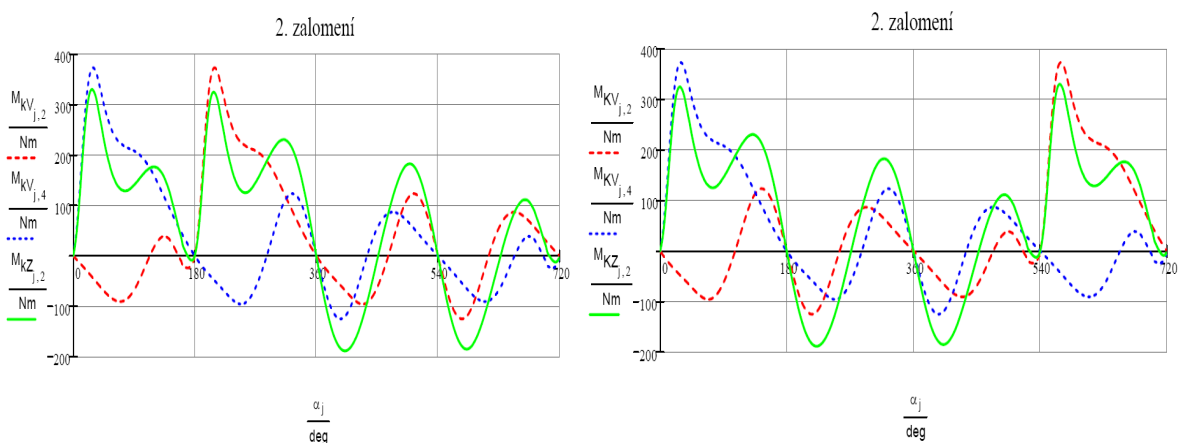
tabulka 2 Pořadí zapalování 1-2-4-3

α	1	2	3	4	zážeh
0°	HÚ zážeh	DÚ	DÚ	HÚ výfuk	1
180°	DÚ	HÚ zážeh	HÚ výfuk	DÚ	2
360°	HÚ výfuk	DÚ	DÚ	HÚ zážeh	4
540°	DÚ	HÚ výfuk	HÚ zážeh	DÚ	3
720°	HÚ zážeh	DÚ	DÚ	HÚ výfuk	1

Na následujících obrázcích (obr. 21 až obr. 25) je vždy vlevo uveden průběh pro variantu 1-2-4-3 a vpravo poté varianta s pořadím zapalování 1-3-4-2.

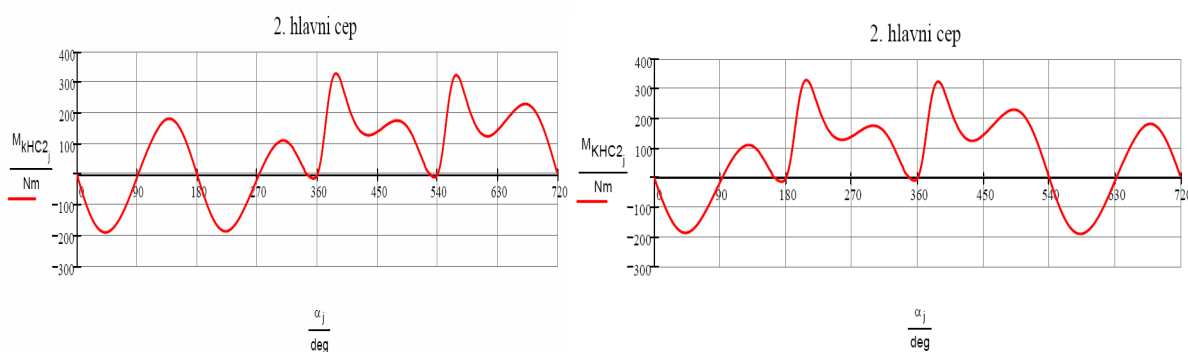


obr. 21 Průběhy kroutícího momentu na 1. zalomení



obr. 22 Průběhy kroutícího momentu na 2. zalomení

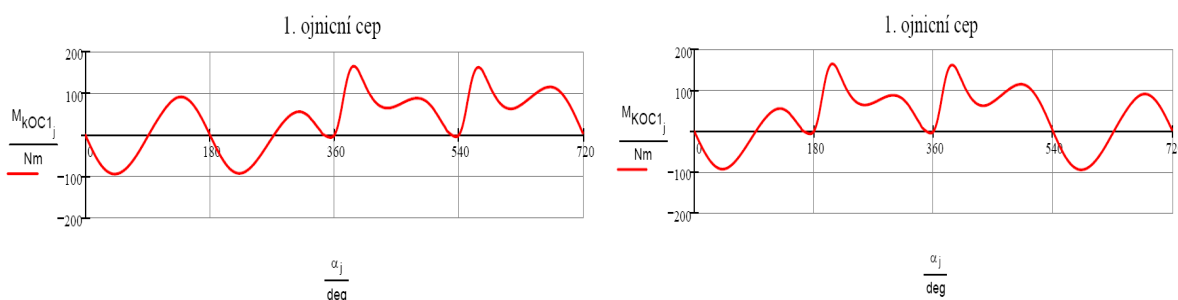
Průběhy kroutících momentů na jednotlivých zalomeních se neliší, pouze jsou fázově posunuty o 180°.



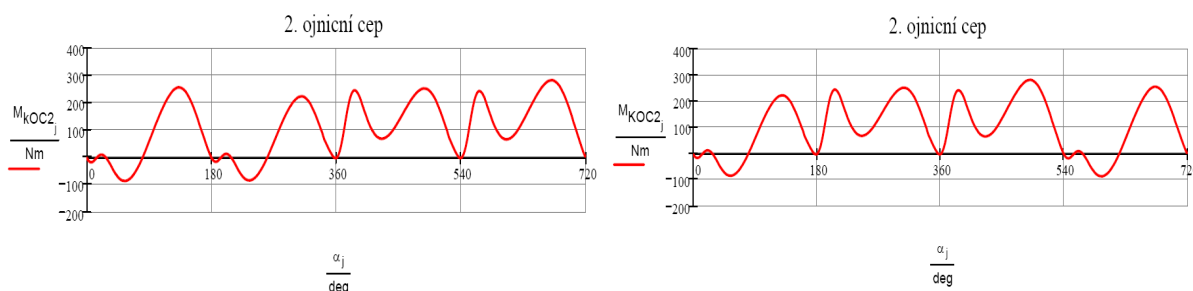
obr. 23 Průběhy kroutícího momentu na 2. hlavním čepu

Průběhy kroutícího momentu na jednotlivých hlavních čepch jsou stejné, až na 2. hlavní čep, kde průběh točivého momentu jedné variant zapalování je fázově posunut o 180° vůči druhé variantě zapalování.

Způsob výpočtu momentu na hlavních čepch, kdy na prvním hlavním čepu je kroutící moment nulový a pro další hlavní čep se přičte kroutící moment na zalomení, který je mezi příslušnými hlavními čepy, zapříčiňuje, že mezní hodnoty na hlavních čepch jsou pro obě varianty stejné.



obr. 24 Průběhy kroutícího momentu na 1. ojnicím čepu



obr. 25 Průběhy kroutícího momentu na 2. ojnicím čepu

Průběhy točivého momentu na ojnicích čepch jsou stejné, pouze jsou fázově posunuty o 180° . Mezní hodnoty jsou stejné. To způsobuje způsob výpočtu momentu na jednotlivých ojnicích čepch, který je podobný způsobu výpočtu momentu na hlavních čepch, kdy moment na prvním ojnicím čepu je roven polovině momentu na prvním zalomení a moment

na druhém ojnicním čepu je roven součtu momentu na druhém hlavním čepu a polovině momentu na druhém zalomení.

Zatížení hlavních a ojnicních čepů jsem počítal jako rozdíl mezi maximální a minimální hodnotou kroutícího momentu.

Pořadí zapalování 1-2-4-3:

Nejvíce zatížený hlavní čep

$$M_{kHC_1} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{kHC_2} = 518.462 \text{ Nm}$$

$$M_{kHC_3} = 345.194 \text{ Nm}$$

Nejvíce zatížený ojnicní čep

$$M_{kOC_1} = 259.231 \text{ Nm}$$

$$M_{kOC_2} = 371.264 \text{ Nm}$$

Pořadí zapalování 1-3-4-2:

Nejvíce zatížený hlavní čep

$$M_{KHC_1} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{KHC_2} = 518.462 \text{ Nm}$$

$$M_{KHC_3} = 345.194 \text{ Nm}$$

Nejvíce zatížený ojnicní čep

$$M_{KOC_1} = 259.231 \text{ Nm}$$

$$M_{KOC_2} = 371.264 \text{ Nm}$$

U obou variant zapalování je nejvíce zatížen 2. hlavní čep a 2.ojnicní čep a mezní hodnoty kroutícího momentu na 2. čepech jsou také shodné .

U varianty 1-2-4-3 pálí nejdříve válce v jedné řadě a poté válce v druhé řadě. U varianty 1-3-4-2 pálí válce střídavě z jedné a druhé řady.

4 Vyvážení klikového hřídele

4.1 Silové a momentové účinky na klikový mechanismus

Na „kulturu“ chodu motoru má, vedle rovnoměrnosti otáčení (úhlové rychlosti) klikového hřídele, výrazný vliv také vyvážení sil působících v motoru. Tyto síly a jimi vyvolané momenty je možné rozdělit na síly a momenty primární, vyvolané od tlaku plynů, a sekundární, nebo-li setrvačné. Z hlediska projevu se dále dělí na volné (vnější) a vnitřní. Vnitřní se navenek neprojevují, ale namáhají jednotlivé díly motoru. Volné (vnější) síly a momenty se přes jednotlivé díly motoru přenáší do uložení motoru a způsobují svými kmitavými účinky další dynamické efekty v motoru a v celém stroji (vozidle, letadle...). Konstrukce motoru musí proto z velké části eliminovat, nebo alespoň omezit na přijatelnou míru především vnější (tj. volné) setrvačné síly a jejich momenty, které jsou způsobeny setrvačnými účinky pohybujících se částí klikového mechanismu. Vnější setrvačné síly pochází od částí rotačních, posuvných a od ojnice. [3]

Při analýze víceválcových motorů se pro zjednodušení předpokládá, že úhlová rychlost klikového hřídele je konstantní, hmotnosti všech jednotlivých klikových ústrojí jsou stejné, tedy i jejich setrvačné síly jsou shodné a klikový hřídel při přenosu sil a momentů je dokonale tuhý bez jakýchkoliv deformací.

Setrvačná síla rotačních částí se spočte podle vztahu

$$F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (2)$$

kde m_r je hmotnost rotujících částí redukována na klikový čep, r je poloměr kliky a ω je úhlová rychlost. Je-li úhlová rychlost otáčení konstantní, tedy $\varepsilon_r = 0$, směr je v rovině zalomení klikového čepu a působí směrem od osy klikového hřídele. Je-li kliková hvězdice při pohledu od osy klikového hřídele souměrná (tvoří pravidelnou hvězdicí), účinky setrvačných sil rotačních částí se vyruší.

Setrvačná síla posuvných částí lze rozložit na nekonečně mnoho složek, v praxi se však uvažují pouze první dva řády.

Setrvačná síla posuvných částí se spočte podle vztahu

$$F_p = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha + m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2\alpha) - m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \frac{\lambda^3}{4} \cdot \cos(4\alpha) + \dots [\text{N}] \quad (3)$$

kde

$$m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha = F_I \quad (4)$$

je setrvačná síla posuvných částí I. řádu a

$$m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2\alpha) = F_{II} \quad (5)$$

je setrvačná síla posuvných částí II. řádu.

V předešlých vzorcích je α úhel natočení klikového hřídele a λ je klikový poměr, tedy poměr ramene klikového hřídele ku délce ojnice.

Setrvačné síly jednotlivých řádů jsou pouze složkami jedné setrvačné síly posuvné, neexistují tedy samostatně na sobě nezávisle. Setrvačné síly posuvné jednotlivých řádů se vzájemně liší, jednak amplitudou, ale také i frekvencí. [4]

Při analýze vyvážení motoru se uvažují setrvačné síly posuvné jednotlivých řádů samostatně a určují se podmínky pro jejich vyvážení. V praxi se uvažuje pouze vyvážení setrvačných sil posuvných I. a II. řádu. Setrvačné síly vyšších řádů se neuvažují, protože jejich amplitudy jsou velmi malé. V důsledku jejich vyšších frekvencí však může dojít k rezonanci s vlastním kmitočtem základu motoru nebo jeho součástí. [4]

Výslednice setrvačných sil posuvných částí prvního řádu se stanoví skládáním vektorů amplitud ve směru jednotlivých zalomení klikového hřídele. Je-li kliková hvězdice z pohledu osy klikového hřídele pravidelná, jednotlivé sílové účinky se vyruší.

Výslednice setrvačných sil posuvných částí druhého řádu se stanoví stejným způsobem, avšak jednotlivé amplitudy se vynášejí ve směru fiktivních klik, které jsou od první posunuty o dvojnásobný úhel, než je tomu u klikové hvězdice prvního řádu. Je-li kliková hvězdice II. řádu z pohledu osy klikového hřídele pravidelná, jednotlivé sílové účinky se vyruší.

Na klikový hřídel působí vedle silových účinků i účinky momentové, vyvolané výše uvedenými setrvačnými silami (setrvačná síla rotačních částí a setrvačná síla posuvných částí I. a II. řádu). Tyto síly působí na jednotlivých zalomeních klikového hřídele, tedy u víceválcových motorů jsou vzájemně posunuty o délku těchto zalomení. Důsledkem toho mohou být momenty nevyváženosti, které poté natáčejí motorem kolem jeho těžiště. Podle toho, od kterého silového působení moment vznikl, dělíme momenty na momenty odstředivých sil M_r a na momenty setrvačných sil posuvných částí I. řádu M_I a na momenty setrvačných sil posuvných částí II. řádu M_{II} .

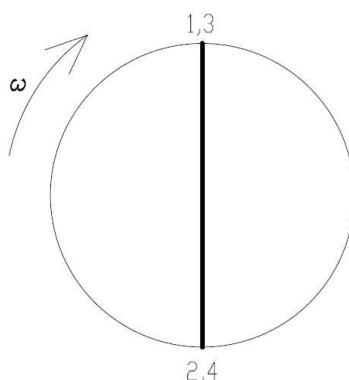
Pro určení velikosti a směru jednotlivých výslednic momentů je potřeba si stanovit vztažnou rovinu kolmou na osu otáčení. Já jsem si ji umístil do osy 4. válce. Velikost momentu se spočte jako součin síly, od které příslušný moment vzniká, a ramena (tzn. určitého násobku rozteče válců), na které síla působí. Výslednice se určí vektorovým součtem.

4.2 Vyvážení 4-válcového plochého motoru

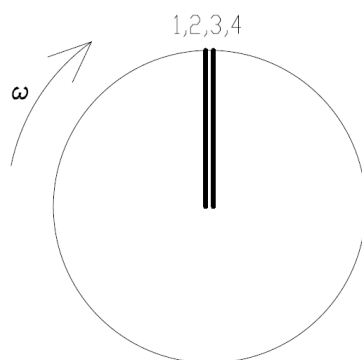
U víceválcových motorů dochází ke geometrickému sčítání silových účinků z jednotlivých zalomení klikového hřídele a vlivem roztečí mezi válci potom dochází ke vzniku podélných momentů. Vhodným uspořádáním motoru lze potom některé silové účinky vyrušit a místo nich dostat podélné momenty. [3]

Z početních výsledků rozboru vyvážení klikového hřídele plochého 4-válcového motoru, které jsem provedl v příloze v kapitole 8, vyplývá:

- Výslednice setrvačných sil rotačních částí je nulová. Odstředivé síly jsou přirozeně vyváženy, což je patrné ze souměrnosti klikové hvězdice.
- Výslednice setrvačných sil I. řádu je rovna nule, ale výslednice setrvačných sil II. řádu je různá od nuly. To je možné vidět obrázcích 26 a 27 na klikových hvězdících jednotlivých řádů.



obr. 26 Kliková hvězdice I. řádu



obr. 27 Fiktivní kliková hvězdice II. řádu

- Výslednice momentu setrvačných sil rotačních částí je různá od nuly s konstantní velikostí a otáčí klikovým hřídelem kolem těžiště.
- Výslednice momentu setrvačných sil posuvných částí prvního řádu je rovna nule.
- Výslednice momentu setrvačných sil posuvných částí druhého řádu je různá od nuly s harmonickým průběhem.

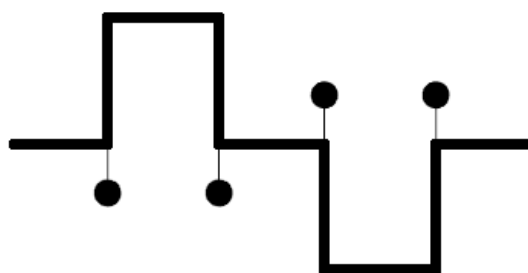
4.3 Možnosti vyvážení

Z výpočtů vyplývá, že je zapotřebí eliminovat moment sil rotačních částí M_r , setrvačnou sílu posuvných částí II. řádu F_{II} a její momentové účinky M_{II} .

K vyvážení momentu M_r je možné použít metodu silového, momentového vyvážení nebo kombinaci předchozích variant.

4.3.1 Silové vyvážení

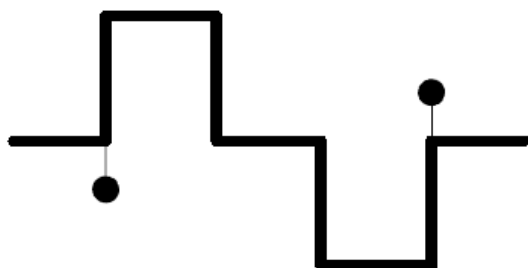
Silové vyvážení je založeno na vyvážení sil na jednotlivých zalomeních. Na ramenech každého zalomení klikové hřídele jsou vývažky o hmotnosti m_v způsobující sílu stejné velikosti jako F_r , jen opačného směru. Výhodou této metody je značné snížení namáhání ložisek, ale velká nevýhoda, zvláště u letadlových motorů, je konečná celková hmotnost klikového hřídele.



obr. 28 Silové vyvážení klikového hřídele

4.3.2 Momentové vyvážení

Metoda momentového vyvážení odstraňuje moment M_r momentem stejně velkým, ale opačně orientovaným. Vývažky, které vyvolají příslušný moment, jsou umístěny pouze na krajních zalomeních (v mém případě pouze na krajních ramenech kliky). Klikový hřídel vyvážený touto metodou je oproti silově vyvážené klice lehčí, ale je více namáhán na ohyb a zároveň jsou více namáhána ložiska klikového hřídele.

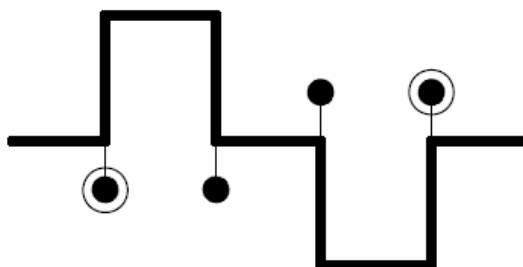


obr. 29 Momentové vyvážení klikového hřídele

4.3.3 Kombinované vyvážení

Kombinované vyvážení přináší kompromis mezi hmotností klikového hřídele a jeho namáháním ohybovým momentem.

V mém případě to znamená, že se část momentu odstředivých sil vyváží silově a zbytek nevyváženosti se vyváží momentově.

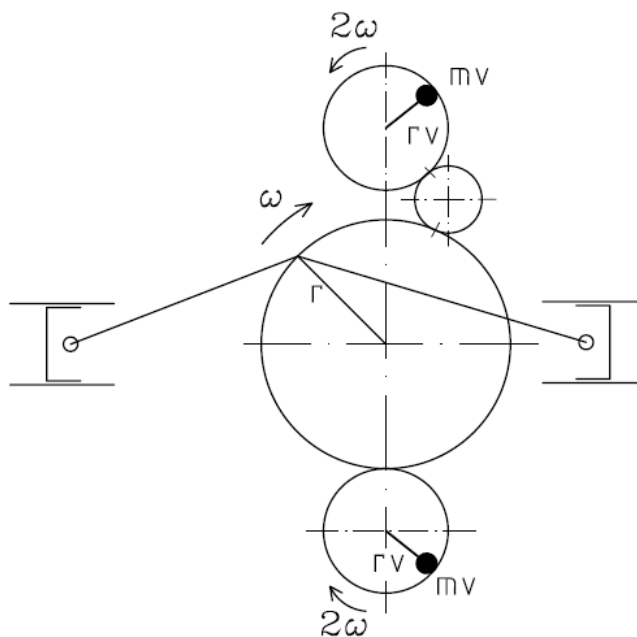


obr. 30 Kombinované vyvážení klikového hřídele

4.3.4 Vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu

Fiktivní hvězdice II. řádu setrvačných sil posuvných částí (obr. 27) nám ukazuje, že všechny složky síly od jednotlivých zalomení se sečtou, tudíž je potřeba tuto sílu vyvážit. Síla má harmonický průběh s dvojnásobnou frekvencí oproti frekvenci klikové hřídele a symetrický

průběh kolem nuly. Svými účinky vyvolává harmonický pohyb celého motoru. Je potřeba najít takovou sílu, která by svým průběhem byla zrcadlovým obrazem k síle setrvačné II. řádu posuvných částí. Této představě odpovídá vyvažovací jednotka se dvěma vyvažovacími koly, otáčejícími se proti sobě dvojnásobnými otáčkami a umístěná ve středu klikové hřídele tak, aby nevytvářela přídatný moment,. Je možné protiběžná kola i výškově přesadit, což vede k částečnému vyvážení točivého momentu. (obr. 31).



obr. 31 Ideový návrh možnosti pohonu vyvažovacích kol



obr. 32. Ideový návrh protiběžného kola vyvažující sílu II. řádu

4.3.5 Vyvážení momentu setrvačných sil posuvných částí II. řádu.

Zatímco moment odstředivých sil má konstantní hodnotu a otáčí se spolu s klikovým hřídelem, naproti tomu moment setrvačných sil posuvných částí má harmonický průběh souměrný kolem nuly a jeho frekvence je dvojnásobná oproti frekvenci otáčení klikového hřídele.

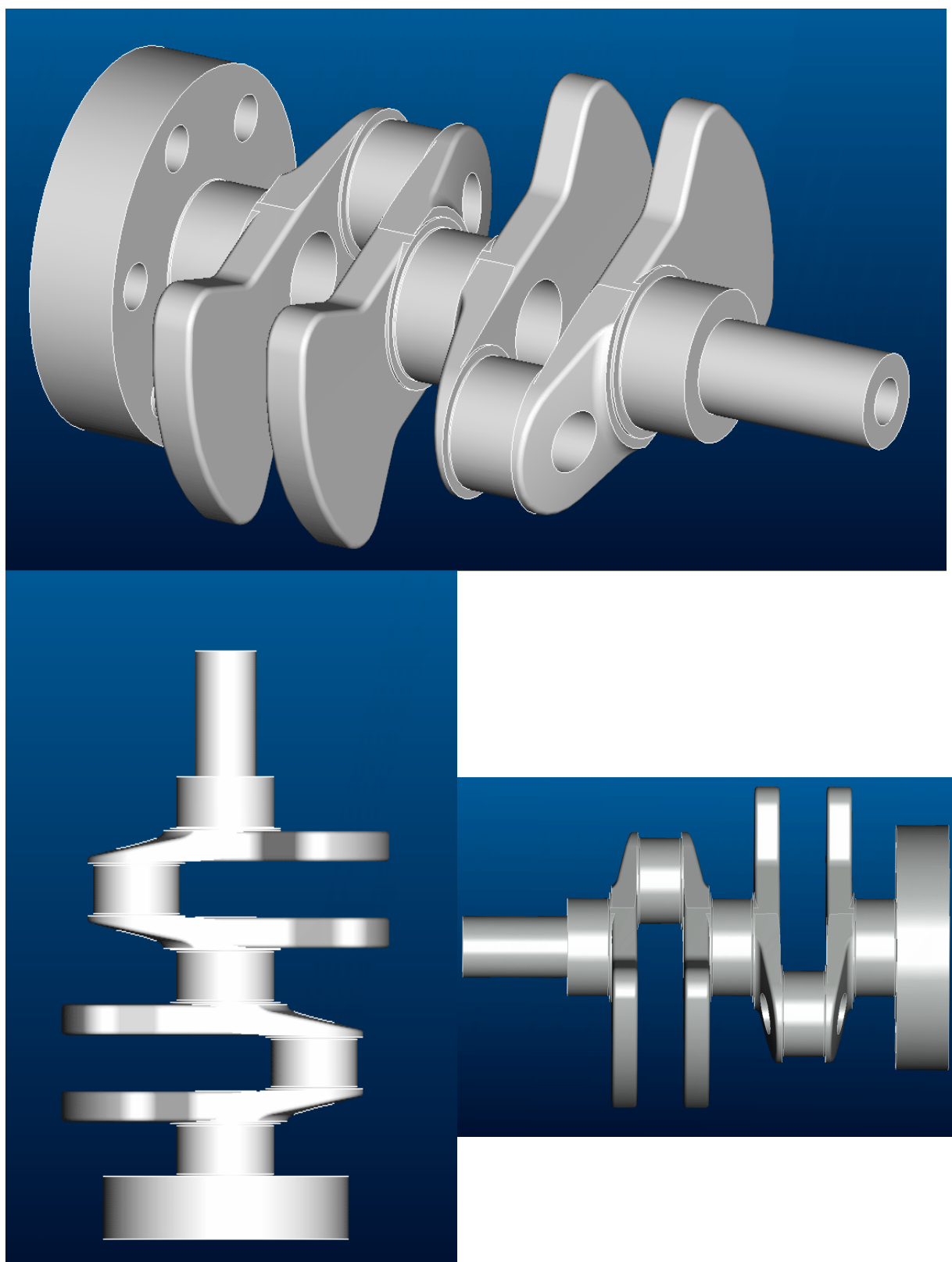
Vyvážení momentu setrvačných sil II. řádu se provádí konstrukcí vyvažovací jednotky. Vyvažovací jednotka se skládá ze dvou protiběžných hřídelí, které se otáčejí proti sobě a dvojnásobnými otáčkami než kliková hřídel. Zatímco u momentu setrvačných sil posuvných částí I. řádu lze souhlasně otáčející se hřídel ztotožnit s klikovým hřídelem, u momentu setrvačných sil posuvných částí II. řádu to provést nelze. Proto se tento moment ponechává

nevyvážen z důvodu přílišné složitosti konstrukce vyvažovací jednotky a s tím spojené zvýšení hmotnosti, což je v mém případě konstrukce letadlového motoru nepřijatelné.

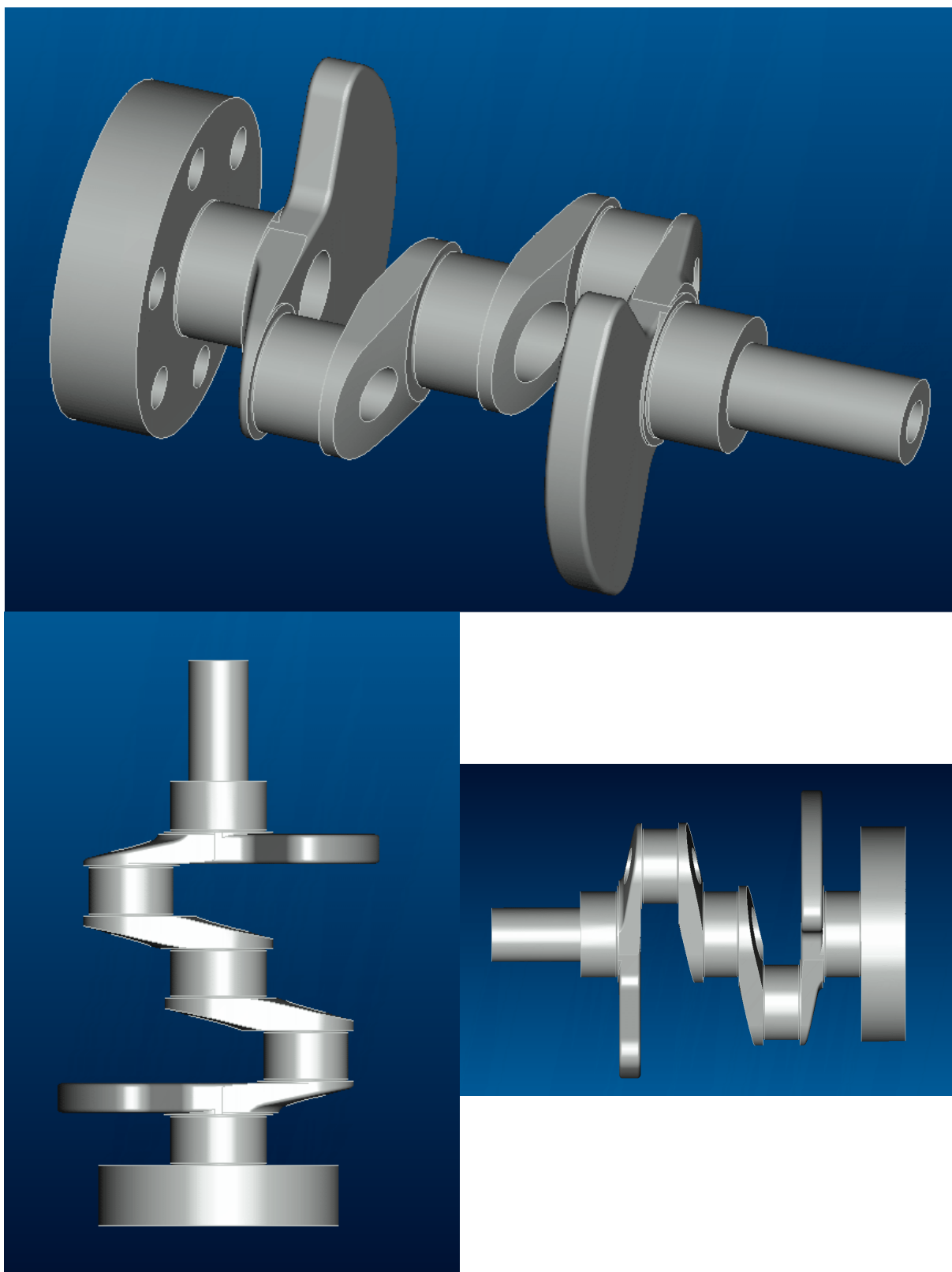
4.4 Provedení klikového hřídele

Navrhl jsem tři varianty koncepčního konstrukčního provedení klikového hřídele – silové, momentové a kombinované vyvážení. U všech variant jsem použil duté hlavní i ojnicí čepy pro úsporu hmotnosti.

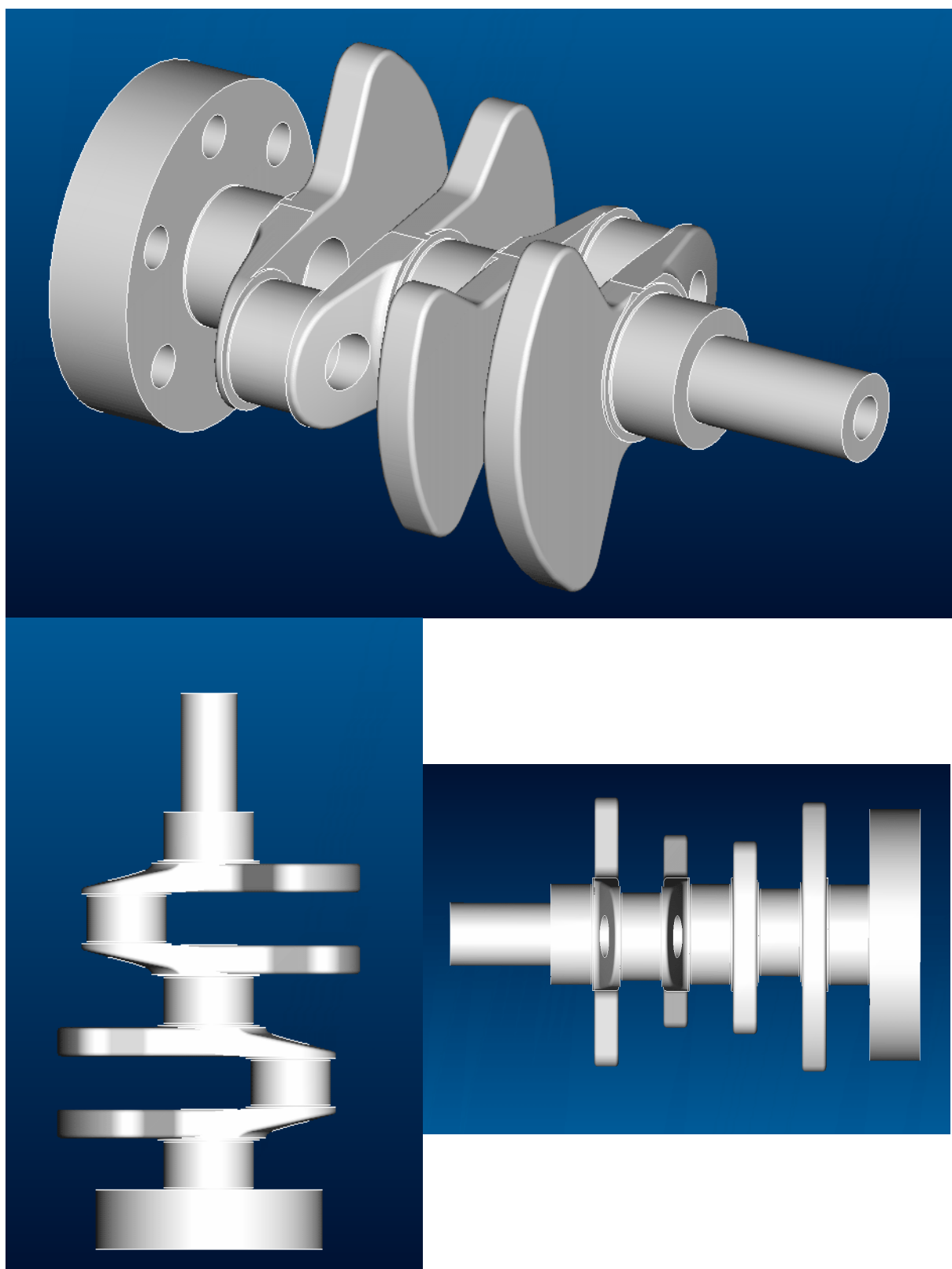
Modely jsou vytvořeny v prostředí CAD systému Pro Engineer.



obr. 33 Silové vyvážení klikového hřídele



obr. 34 Momentové vyvážení klikového hřídele



Obr. 35 Kombinované vyvážení klikového hřídele

5 Kontrolní pevnostní výpočet klikové hřídele

5.1 Konstrukční řešení klikového hřídele

Konstrukční řešení klikového ústrojí plochého čtyřválcového letadlového plochého motoru vychází z motoru Škoda 1.2 HTP a přebírá jeho hlavní konstrukční rozměry. Výroba motoru by měla být co nejvíce jednoduchá a nejlevnější, proto je třeba použít co nejvíce shodných dílů, např. ojnice a pístní skupina.

Konstrukční návrh klikového hřídele spočívá v určení počtu válců, jejich rozteče a vrtání, poloměru kliky, průměru a délce hlavních a ojnicích čepů, volbě materiálu a samotného uspořádání klikového hřídele a návrhu vyvážení.

Jelikož kliková hřídel je „variace“ klikové hřídele z motoru 1.2 HTP, konstrukční návrh se omezuje na volbu materiálu, návrh uspořádání klikového hřídele a návrh vývažků. Ostatní konstrukční rozměry jsou dány.

5.2. Volba materiálu

Zpracováno podle literatury [1]

Podle technologie výroby dělíme klikové hřídele do třech skupin:

1. kované
2. lité
3. skládané

Nejčastěji se setkáváme s kovanými klikovými hřídeli, lité se používají převážně v méně zatížených motorech a skládané klikové hřídele se vyskytují v dvoudobých motocyklových motorech nebo ve speciálních konstrukcích motorů, resp. u speciálních konstrukcí klikových hřídelů (TATRA).

5.2.1 Kované klikové hřídele

Kované klikové hřídele se vyrábějí nejčastěji z materiálů 12050, 15131, 16342 a 16720. Hřídel je po předkování zušlechtěn na pevnost 650 – 950 MPa. U více zatížených motorů a motorů vznětových jsou na výrobu klikových hřídelů používány legované oceli, např. 14420, 15 260, zušlechtěné na pevnost 800 – 950 MPa. Čepy jsou kaleny na tvrdost 54 – 60 HRC. Zakalená vrstva se nechává vymizet k přechodu čepů do ramen, aby nezasahovala do zaoblení. Pro dosažení vysoké povrchové tvrdosti a zvýšení únavové pevnosti je možno použít i nitridaci.

5.2.2 Lité klikové hřídele

Lité klikové hřídele jsou obecně používány u méně zatížených motorů. Pro dosažení optimální pevnosti mají čepy litých hřídelů větší průměry než čepy u kovaných hřídelů. Jako materiál se používá tvárná litina nebo ocelolitina. Výhodou odlévaných klikových hřídelů jsou malé přídavky na opracování, větší ohybová tuhost a velmi dobrá schopnost tlumit přenášené vibrace. U letadel zvláště výhodná nižší měrná hmotnost oproti oceli.

5.2.3 Skládané klikové hřídele

Dělené klikové hřídele vyráběné slisováním ramen a čepů používají nejčastěji výrobci motocyklových motorů nebo motorů malé mechanizace. Hlavní i ojnicí ložiska klikového hřídele bývají valivá.

Další metodou výroby dělených klikových hřídelů je spojování základních prvků pomocí šroubových spojů, např. dělený klikový hřídel motorů TATRA. Ten je charakteristický tím, že kruhová ramena slouží pro uložení vnitřních kroužků valivých ložisek. Tato ložiska pak jsou uložena v tzv. tunelové klikové skříni. Výhoda tohoto řešení spočívá ve značné tuhosti klikové skříně motoru a možnosti stavebnicového řešení motoru. Změnou klikové skříně je možno poskládat motor o potřebném počtu válců. Klikový hřídel a tedy i celý motor je v důsledku absence hlavních klikových čepů velmi krátký.

5.2.4 Volba materiálu

Po konzultaci s kolegou a vedoucím mé diplomové práce se mi jeví jako nejvhodnější kliková hřídel zhotovená odléváním. Z pevnostních důvodů je potřeba využít velmi kvalitní litiny. Litina EN-GJS-1000-5 vyhovuje daným požadavkům. Je to izotermicky tepelně zpracovaná bainitická tvárná litina (ADI – austempered ductile iron) s ausferitickou strukturou. Pro její výborné vlastnosti (kombinace pevnosti, tažnosti, otěruvzdornosti a únavové pevnosti) se používá na výrobu velmi namáhaných strojních součástí.

Tab.3 Mechanické vlastnosti litiny EN-GJS-1000-5,
převzato od firmy CLAAS GUSS GmbH [12]

Parametr	Označení/ Jednotka	Hodnota
pevnost v tahu	R_m / MPa	1000
smluvní mez v kluzu	$R_{p0,2}$ / MPa	700
tažnost	A/ %	5
modul pružnosti v tahu	E/ MPa	168 000
Poissonovo číslo	μ / -	0,27
modul pružnosti ve smyku	G/ MPa	64 000
mez únavy v tahu/tlaku	σ_c / MPa	238
mez únavy v ohybu	σ_{co} / MPa	350
mez únavy v krutu	τ_{ck} / MPa	226
měrná hmotnost	ρ /kg·m ⁻³	7100

5.3. Kontrolní pevnostní výpočet klikového hřídele

Zpracováno podle literatury [2]

Na klikový hřídel působí síly od tlaku plynů přenášené ojnicí na ojnicí čep, setrvačné síly a momenty sil od pohybujících se hmot klikového mechanismu a síly a momenty vyvolané torzním a ohybovým kmitáním klikového hřídele.

Náhle změny průřezů, prostorové uspořádání zalomení klikového hřídele a časová proměnnost velikosti a směru zatěžujících účinků způsobuje vznik nerovnoměrného rozdělení napětí v jednotlivých průřezích klikového hřídele. Koncentrace napětí vyvolaná vrubovými účinky přechodu čepů do ramen a vyústěními mazacích otvorů výrazně zvyšuje špičkové hodnoty napětí.

Kontrolní pevnostní výpočet klikového hřídele zanedbává deformace klikové skříně, pružnost uložení i nerovnoměrnost opotřebení jednotlivých ložisek.

Pevnostní kontrola se provádí většinou na nejvíce namáhané zalomení klikového hřídele.

5.3.1. Kontrolní výpočet hlavního čepu klikového hřídele

V současné době používané a konstruované klikové hřídele mají relativně krátké hlavní čepy, takže pevnostní výpočet je možno omezit na kontrolu namáhání krutem. Ohybové napětí u těchto krátkých čepů je možno zanedbat, protože snižuje míru bezpečnosti pouze o 3 až 4 procenta [1].

Pro stanovení míry bezpečnosti nejvíce namáhaného hlavního čepu je nutno určit čep, u něhož je v průběhu pracovního cyklu dosažena maximální amplituda změny kroutícího momentu $M_{i,\max} - M_{i,\min}$. Aby bylo možno zjistit velikost této amplitudy, u jednotlivých čepů je třeba vyjádřit průběh tzv. „*nabíhajících momentů*“. Jedná se vlastně o sumaci kroutících momentů od jednotlivých válců motoru v hlavních čepích klikového hřídele motoru. Při sumaci kroutících momentů, v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele postupujeme od volného konce klikového hřídele směrem k setrvačníku. Při sčítání kroutících momentů od jednotlivých válců je nutno respektovat pořadí zapalování, tedy úhlové posunutí okamžitého pracovního děje v tom kterém válci motoru.

Pro výpočet míry bezpečnosti při únavovém namáhání hlavního čepu považujeme za nebezpečný průřez v místě vyústění otvoru pro rozvod mazacího oleje do ojnicích ložisek klikového hřídele. Vyústění otvoru, i když musí být pečlivě zpracováno, způsobuje vrubový účinek výrazně ovlivňující únavovou pevnost.

Obecně je maximální a minimální tangenciální napětí v i -tém hlavním čepu vyjádřeno vztahem :

$$\tau_{\max} = \frac{M_{i,\max}}{W_{t,HC}} [\text{Pa}] \quad (6)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{i,\min}}{W_{t,HC}} [\text{Pa}] \quad (7)$$

kde $W_{t,HC}$ je průřezový modul hlavního čepu v krutu

$$W_{t,HC} = \frac{\pi D_{HC}^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{HC}}{D_{HC}} \right)^4 \right] [\text{m}^3] \quad (8)$$

kde D_{HC} je vnější průměr hlavního čepu a d_{HC} je vnitřní průměr čepu

Míra bezpečnosti je vyjádřena vztahem:

$$n_t = \frac{\tau_d}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} [-] \quad (9)$$

kde střední napětí cyklu:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} [\text{Pa}] \quad (10)$$

a amplituda napětí:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} [\text{Pa}] \quad (11)$$

Součinitel:

$$\varepsilon_{\tau} = \varepsilon'_{\tau} \varepsilon''_{\tau} [-] \quad (12)$$

Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu ψ_{τ} v závislosti na mezi pevnosti v tahu R_m je pro oceli uveden v tabulce 4. Na základě zkušeností se volí součinitel vlivu koncentrace napětí $K_{\tau} = 1,8$, součinitel vlivu velikosti součásti $\varepsilon'_{\tau} = 0,6$ a součinitel vlivu povrchu $\varepsilon''_{\tau} = 1$ [2].

Tab. 4 Součinitel asymetrie cyklu ψ [2]

R_m / MPa	350 - 550	550 - 750	750 - 1000	1000 - 1200	1200 - 1400
ψ_{σ} (ohyb/tlak)	0	0,05	0,1	0,2	0,25
ψ_{τ} (krut)	0	0	0,05	0,1	0,15

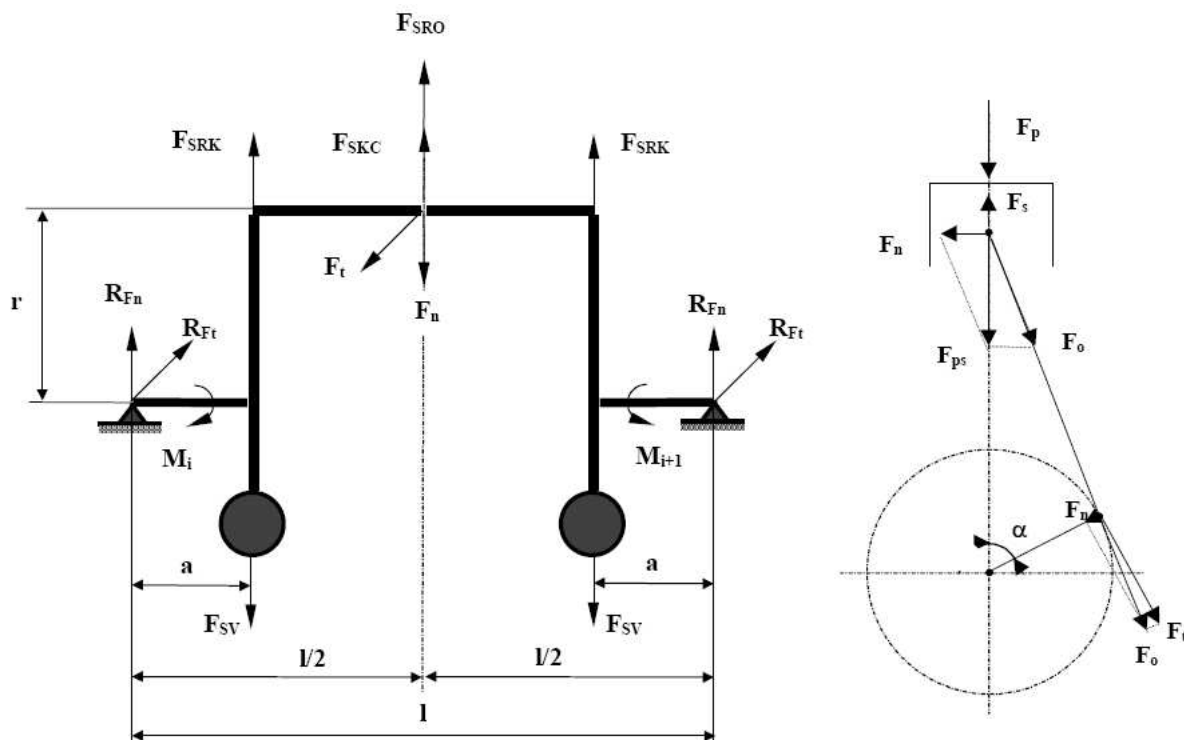
Míra bezpečnosti hlavních čepů pro běžné pístové motory $n_{\tau} = 4$ až 5
V mém případě vyšlo $n_{\tau} = 4,502$. Hlavní čep vyhovuje.

5.3.2. Kontrolní pevnostní výpočet ojnicního (klikového) čepu

Klikový čep je namáhán současně ohybem a krutem. Maximální hodnoty ohybových a krutících momentů však nepůsobí současně v jednom časovém okamžiku.

Napjatost klikového čepu se zpravidla vyjadřuje celkovou mírou bezpečnosti stanovenou na základě samostatných výpočtů ojnicního čepu na krut a ohyb.

Schématické znázornění působení silových a momentových účinků v jednom zalomení klikového hřídele je na obrázku .



obr.36 Silové a momentové účinky na jednom zalomení klikového hřídele [2]

Výsledný vnitřní silový účinek, moment M_{oz} , namáhající ojnicí čep na ohyb v rovině zalomení, ve středním průřezu čepu (v ose válce) je možno stanovit z rovnice:

$$M_{oz} = R_{Fn} \frac{1}{2} + (F_{SRK} - F_{SV}) \cdot \left(\frac{1}{2} - a \right) [\text{Nm}] \quad (13)$$

Velikost reakce R_{FR} ležící v rovině zalomení ramene klikového hřídele stavíme ze vztahu:

$$R_{FR} = \frac{F_r - (F_C - 2F_{SV})}{2} [\text{N}] \quad (14)$$

kde:

$$F_C = F_{SRO} + F_{SKC} + 2F_{SRK} [\text{N}] \quad (15)$$

a kde:

F_n [N] – normálová síla od tlaku plynů a setrvačných sil ležící v rovině zalomení,

F_{SRO} [N] – odstředivá síla rotujících částí ojnice,

F_{SKC} [N] – odstředivá síla klikového čepu,

F_{SRK} [N] – odstředivá síla ramene kliky,

F_C [N] – celková odstředivá síla rotujících hmotností m_r ,

F_{SV} [N] – odstředivá síla vývažku

Moment M_{OT} ohýbající klikový čep v rovině kolmé k rovině zalomení ramene klikového hřídele:

$$M_{OT} = R_{Ft} \frac{1}{2} [\text{Nm}] \quad (16)$$

kde reakce v uložení kliky:

$$R_{Ft} = \frac{F_t}{2} [\text{N}]$$

F_t [N] – tangenciální složka od tlaku plynů a setrvačných sil,

Celkový ohybový moment:

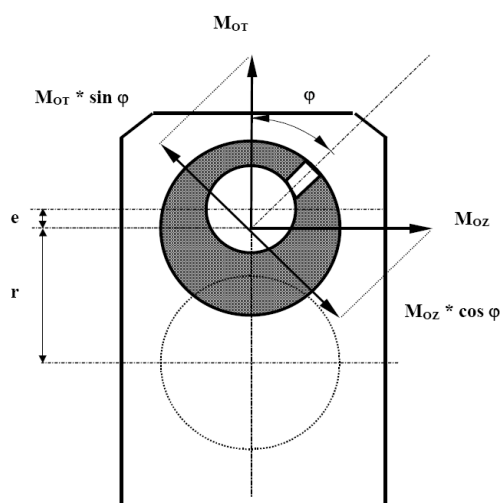
$$M_o = \sqrt{(M_{OZ}^2 + M_{OT}^2)} \quad (17)$$

Rovina, v níž M_o působí, se při otáčení klikového hřídele ve vztahu k souřadné soustavě pevně spojené s ojnicí čepem pootáčí. Protože k podstatnému zvýšení napětí dochází v důsledku koncentrace napětí na okraji mazacího otvoru, bude pro výpočet míry bezpečnosti rozhodující ohybový moment $M_{o\varphi}$ působící v rovině procházející mazacím otvorem. Tato rovina svírá s osou zalomení úhel φ , (viz. *obrázek 37*). Jeho velikost určíme z rovnice:

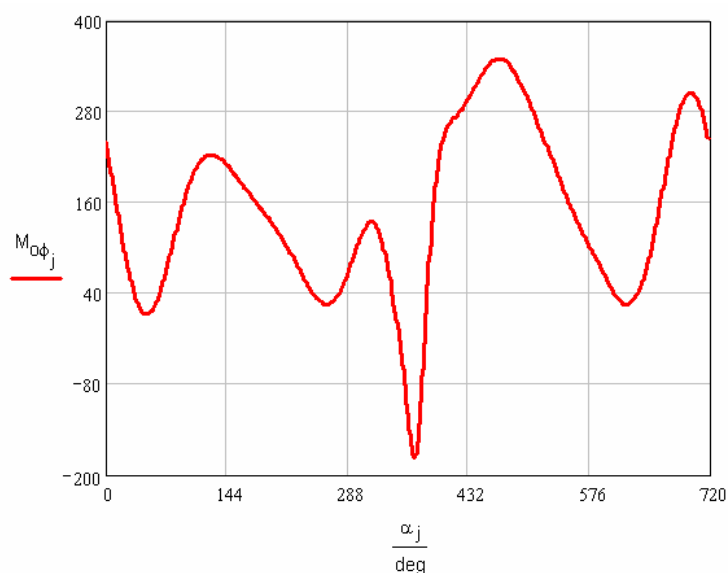
$$M_{o\varphi} = M_{OZ} \cos \varphi + M_{OT} \sin \varphi [\text{Nm}] \quad (18)$$

Je-li tento moment kladný, vyvolává na okrajích mazacího otvoru tahové napětí, je-li záporný, tak tlakové napětí.

Změna velikosti ohybového momentu $M_{o\varphi}$, působícího v rovině mazacího otvoru, se stanoví v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele (*obr. 38*).



Obr. 37 Celkový ohybový moment působící v rovině mazacího otvoru [2]



Obr. 38 Průběh ohybového momentu v místě mazacího otvoru

Z tohoto průběhu pak stanovíme extrémní hodnoty $M_{O\phi,max}$ a $M_{O\phi,min}$, maximum a minimum ohybového momentu.

Mezní hodnoty napětí stanovíme ze vztahů:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{o,max}}{W_{\sigma,OC}} \text{ [Pa]} \quad (19)$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{o,min}}{W_{\sigma,OC}} \text{ [Pa]} \quad (20)$$

kde:

$$W_{\sigma,OC} = \frac{\pi D_{OC}^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{OC}}{D_{OC}} \right)^4 \right] [\text{m}^3] \quad (21)$$

je průřezový modul ojnicního čepu. D_{OC} je vnější průměr ojnicního čepu, d_{OC} vnitřní průměr čepu.

Míra bezpečnosti ojnicního čepu při únavovém namáhání ohybem se stanoví ze vztahu:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{CO}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} [-] \quad (22)$$

kde střední napětí cyklu:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} [\text{Pa}] \quad (23)$$

a amplituda napětí:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} [\text{Pa}] \quad (24)$$

součinitel:

$$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon'_{\sigma} \varepsilon''_{\sigma} [-] \quad (25)$$

pro součinitele: $K_{\sigma} = 2$, $\varepsilon'_{\sigma} = 0,7$, $\varepsilon''_{\sigma} = 1$, součinitel citlivosti k asymetrii cyklu pro oceli je v tabulce 4.

Při kontrole bezpečnosti ojnicního čepu namáhaného krutem se obdobně, jako při řešení hlavních klikových čepů stanoví průběhy nabíhajících momentů $M_{OC,i}$ pro jednotlivé ojnicní čepy. Pak se stanoví ten čep, u nějž je amplituda kroutícího momentu $M_{OC,i,\max} - M_{OC,i,\min}$ maximální.

Velikost smykových napětí se stanoví:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{OC,i,\max}}{W_{t,OC}} [\text{Pa}] \quad (26)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{OC,i,\min}}{W_{t,OC}} [\text{Pa}] \quad (27)$$

kde $W_{t,OC}$ je průřezový modul hlavního čepu v krutu

$$W_{t,OC} = \frac{\pi D_{OC}^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{OC}}{D_{OC}} \right)^4 \right] [\text{m}^3] \quad (28)$$

Z extrémních hodnot smykového napětí se stanoví střední hodnota a amplituda napětí podle vztahů (10), (11) a ze vztahu pro výpočet míry bezpečnosti při únavovém namáhání (22) se vypočte n_τ pro smykové namáhání pro součinitele:

$K_\sigma = 1,8$, $\varepsilon_\tau \varepsilon_\tau'' = 0,6$. Součinitel citlivosti k asymetrii cyklu ψ_τ je pro oceli uveden v tabulce 4.

Výsledná hodnota míra bezpečnosti vyjadřující kombinované namáhání ojnicního čepu ohybem a krutem je dána vztahem:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad (29)$$

Hodnota míry bezpečnosti u klikových hřídelů má být větší než 2,5 – 3.

tab. 5 Hodnoty míry bezpečnosti pro ojnicní čep

Varianta vyvážení	n_σ	n_τ	celková bezpečnost n
Silové	3,005	5,222	2,605
Momentové	3,093	5,222	2,661
Kombinované	3,313	5,222	2,687

5.3.3 Kontrolní pevnostní výpočet ramene kliky

Ramena klikového hřídele jsou namáhána proměnnými silovými účinky, které v průběhu otáčení klikového hřídele mění svojí velikost a směr. Vzniká tak kombinované namáhání, které zatěžuje ramena klikového hřídele ohybem, tlakem, tahem a krutem. Vzhledem k únavovému charakteru zatížení se ramena kontrolují v místech přechodů čepů do ramena, tedy v místech, kde v důsledku koncentrace napětí dochází ke značnému zvýšení velikosti napětí.

Ohybový moment namáhající rameno:

$$M_{OR} = R_{Fn} a \text{ [Nm]} \quad (30)$$

Tah, tlak vyvolává síla:

$$R_{Fn} = \frac{F_n - F_c}{2} \text{ [N]} \quad (31)$$

Celkové normálové napětí od ohybu a tahu - tlaku je dáno vztahem:

$$\sigma_{OR} = \frac{M_{OR}}{W_{\sigma R}} + \frac{R_{Fn}}{S_R} \text{ [Pa]} \quad (32)$$

kde:

$$W_{\sigma R} = \frac{bh^2}{6} \text{ [m}^3\text{]} \quad (33)$$

$$S_R = bh \text{ [m}^2\text{]} \quad (34)$$

kde:

b [m] – šířka ramena kliky v řešeném průřezu

h [m] – tloušťka ramena kliky v řešeném průřezu

Největší a nejmenší napětí vyvolané dynamickým cyklickým zatěžováním za předpokladu, že celková odstředivá síla zalomení kliky je konstantní, stanovíme z rovnic:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{n,\max} - F_n}{2} \cdot \left(\frac{a}{W_{\sigma R}} + \frac{1}{S_R} \right) \text{ [Pa]} \quad (35)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{F_{n,\min} - F_n}{2} \cdot \left(\frac{a}{W_{\sigma R}} + \frac{1}{S_R} \right) \text{ [Pa]} \quad (36)$$

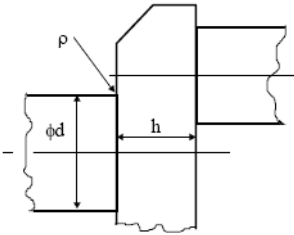
Amplituda a střední hodnota pak bude:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \text{ [Pa]} \quad (37)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \text{ [Pa]} \quad (38)$$

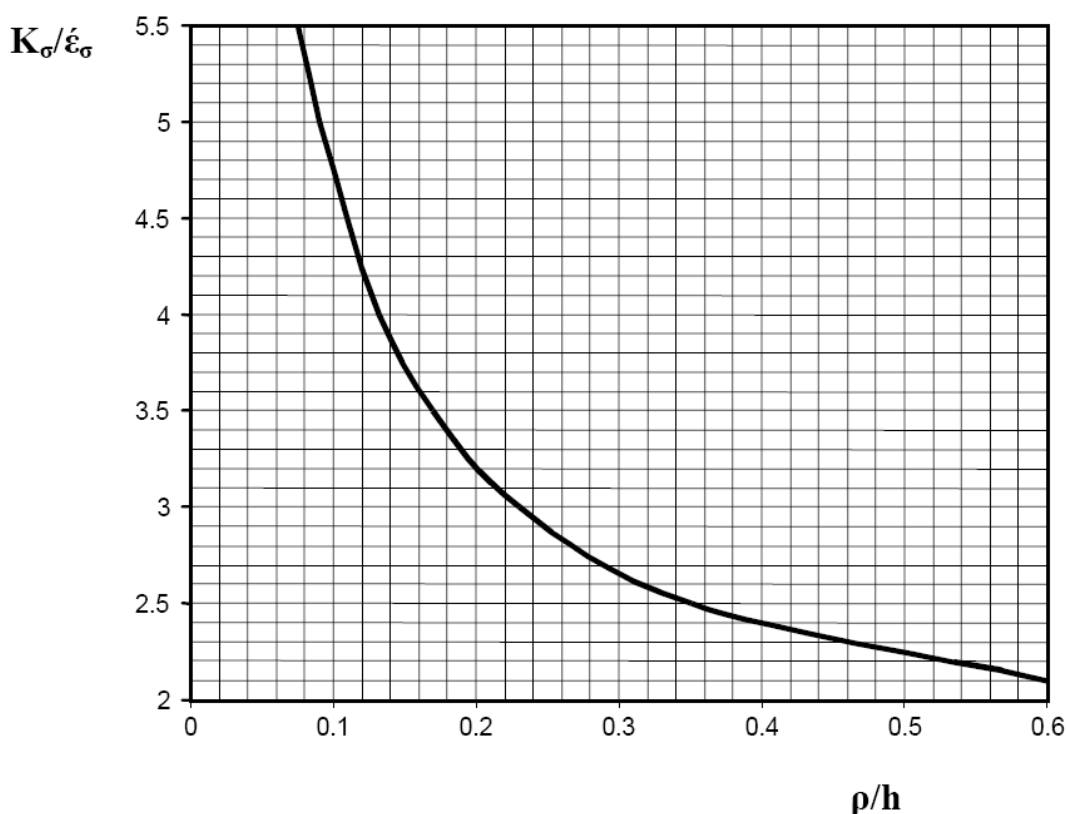
Ze známých hodnot vypočteme míru bezpečnosti n_σ podle vztahu (22). Hodnotu poměru $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ lze převzít z tabulky 5 nebo z grafu na obr. 39 a hodnoty součinitele ε_σ'' z tabulky 6.

Tab. 6 Koncentrace napětí u klikových hřídelů [2]

hřídel	ρ/h	ρ/d	$K_\sigma/\varepsilon_\sigma$	K_τ/ε_τ
kovaný, ocelový 	0.1		4.5	
	0.2		3.25	
	0.3		2.75	
	0.4		2.3	
		0.05		3.3
		0.1		2.3
		0.2		1.6
		0.3		1.4
litý z sedle litiny	v zaoblení přechodu		2	2
litý z ocelolitiny	z čepu do ramene		2.5	3

Tab. 7 Velikost součinitelů ε_{σ}'' a ε_{τ}'' při povrchovém zušlechťení [2]

typ a příčný rozměr součásti		způsob zušlechťení povrchu				
		Otryskávání kulíčkami *)	zhutňování válečkem	kalení **) (0.9 ÷ 1.5)mm	nitridování (0.1 ÷ 0.4)mm	cementování (0.2 ÷ 0.6)mm
bez koncentrace napětí	10 ÷ 20 mm	1.10 ÷ 1.30	1.20 ÷ 1.40	1.30 ÷ 1.60	1.15 ÷ 1.25	1.20 ÷ 2.10
	30 ÷ 40 mm	1.10 ÷ 1.20	1.10 ÷ 1.25	1.50 ÷ 1.20	1.15 ÷ 1.10	1.10 ÷ 1.50
při koncentraci napětí	10 ÷ 20 mm	1.40 ÷ 2.50	1.50 ÷ 2.20	1.60 ÷ 2.80	1.90 ÷ 3.00	1.50 ÷ 2.50
	30 ÷ 40 mm	1.10 ÷ 1.50	1.30 ÷ 1.80	1.50 ÷ 2.50	1.30 ÷ 2.00	1.20 ÷ 2.00



obr. 39 Relativní součinitel koncentrace napětí $K_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma}'$ v přechodu čepu do ramene ocelové kované kliky [2]

Krouticí moment namáhající rameno:

$$M_{KR} = R_{Ft} a \text{ [Nm]} \quad (39)$$

Poté extrémní krutového napětí:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{KR, \max}}{W_{t, KR}} \text{ [Pa]} \quad (40)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{KR,\min}}{W_{t,KR}} [\text{Pa}] \quad (41)$$

kde $W_{t,KR}$ je průřezový modul obdélníkového ramene v krutu:

$$W_{t,KR} = \alpha \cdot b \cdot h^2 [\text{m}^3] \quad (42)$$

Součinitel α určíme lineární interpolací z *tabulky 7*.

tab. 8 Velikost součinitele α v závislosti na rozměrech příčného průřezu ramene [2]

b/h	1	1.5	1.75	2.0	2.5	3.0	4.0	10	100
α	0.208	0.231	0.239	0.246	0.258	0.267	0.282	0.312	0.333

Z extrémních hodnot se určí amplituda a střední hodnota smykového napětí podle vztahu (10) a (11).

Potřebné součinitele zjistíme z výše uvedených tabulek či grafu a určíme bezpečnost ramena klikové hřídele v krutu.

Poté už lze spočítat hodnotu míry bezpečnosti kombinovaného únavového namáhání podle vztahu (29).

Výsledná míra bezpečnosti má být u automobilových motorů mezi 2 a 3, u motorů traktorových je to hodnota 3 až 3,5.

tab. 9 Hodnoty míry bezpečnosti ramene klikové hřídele

Varianta vyvážení	n_{σ}	n_{τ}	celková bezpečnost n
silové	3,800	4,019	2,761
momentové	3,684	4,019	2,716
kombinované	3,921	4,019	2,806

5.4 Výsledky pevnostního výpočtu klikového hřídele

Pevnostní kontrolu jsem provedl pro všechny tři varianty vyvážení klikového hřídele. Z výsledků uvedených v *tabulkách 5 a 9* je patrné, že všechny varianty jsou, co se týče pevnosti, vyhovující. Minimální rozdíly v hodnotách míry bezpečnosti jednotlivých částí klikové hřídele pro všechny varianty nám ukazují, že z pevnostního hlediska je možné zvolit jakoukoliv variantu.

6. Torzní kmitání klikové hřídele

6.1. Kmitání klikové hřídele

Zpravováno pomocí literatury [5], [7], [8]

Zvyšování výkonu a rychloběžnosti spalovacích motorů, spojené se snahou o co největší využití materiálu zapříčiňuje periodické kmitání hřídele. U klikového hřídele spalovacích motorů s více válci dochází za provozu ke třem druhům kmitání:

- kmitání ohybové, kolmé na osu hřídele
- kmitání torzní (kroutivé), kolem osy hřídele
- kmitání podélné (rovnoběžné k ose hřídele), při čemž se hřídel periodicky osově zkracuje a prodlužuje. Toto podélné kmitání provází oba předešlé druhy kmitání a samo o sobě nebývá nebezpečné [7].

Ohybové kmitání klikového hřídele je vyvoláno budícími periodicky proměnnými silami působícími kolmo na osu hřídele. Těmito budícími silami jsou jednak harmonické složky tangenciálních a radiálních sil na klice hřídele od přetlaku plynů na píst a od setrvačných sil posuvných hmot, jednak nevyvážené odstředivé síly rotujících hmot klikového ústrojí. Jakmile frekvence některé z těchto budících sil, daná násobkem otáček χ řádu harmonických složek, souhlasí s některou frekvencí vlastního ohybového kmitání hřídele, dochází k rezonancím. Frekvence vlastního ohybového kmitání je určena především volnou délkou klikového hřídele mezi dvěma ložisky [7].

Volná délka dnešních moderních motorů, kde počet hlavních ložisek odpovídá počtu ojnicích čepů plus jeden (např. čtyřválec do V – 3. hlavní čepy). Samozřejmě moderní koncepci odpovídá i můj návrh motoru, proto volná délka mezi dvěma ložisky je malá a vlastní frekvence je pak vysoká a není nebezpečí, že nastane větší rezonance v provozních otáčkách.

Mnohem více nebezpečné než ohybové kmitání je *torzní (kroutivé) kmitání* klikových hřídelů. Vynucené torzní kmitání hřídele je způsobeno časovou proměnností kroutícího momentu. Tyto kmity hřídele se vnášejí na kývání hřídele dané nerovnoměrností chodu a na statické nakroucení hřídele tangenciálními silami na klice. Torzní kmity hřídele dosahují velkých hodnot v rezonanci, kdy frekvence vlastního kmitání hřídele souhlasí s frekvencí vynuceného kmitání. Rezonance a příslušné kritické otáčky se často v provozu projevují hlučením a chvěním celého motoru a mění se časování ventilů, což má vliv na klidný a rovnoměrný chod motoru [7].

Pro výpočet torzního kmitání se klikové ústrojí převádí na jednodušší náhradní soustavu a určí se příslušné frekvence vlastního kmitání a kritické otáčky. Výpočtem vynuceného kmitání se pak zjistí, zda provoz motoru není ohrožen torzními vibracemi hřídele, či zda je nutno nebezpečné torzní kmitání odstranit konstrukční úpravou klikového ústrojí nebo je utlumit jinými prostředky [7].

6.2 Náhradní torzní soustava

Spolu s hřídelem kmitá celé klikové ústrojí a další připojené hmoty, např. lodní šroub, vrtule apod. Tuto původní torzní soustavu nahradíme pomocnou, dynamicky rovnocennou soustavou, která se skládá z hmotných kotoučů spojených mezi sebou válcovým nehmotným hřídelem.

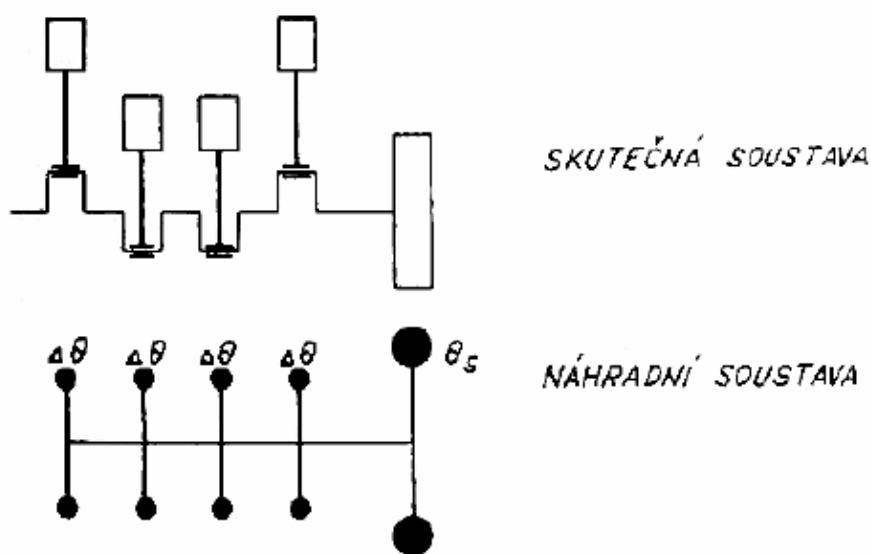
Klikový hřídel se redukuje na tloušťku hlavního čepu.

Náhradní torzní soustavu lze spočítat za určitých zjednodušujících podmínek:

- hmotnosti jsou konstantní, nezávislé na čase
- délky jsou konstantní, nezávislé na čase
- hmoty klikového ústrojí jsou redukovány do os válců nebo rovnoměrně rozloženy podél klikového hřídele
- hřídel je nehmotný [7]

6.2.1. Redukce hmot

Hmotu zalomení (ojnice, píst,...) soustředíme do jednoho kotouče s konstantním momentem setrvačnosti. Velikost tohoto náhradního kotouče je dána podmínkou, aby kotouč měl stejnou kinetickou energii jako příslušná část klikového ústrojí. Hmotu klikového ústrojí rozdělujeme, obdobně jako při vyvažování, na část rotující a část posuvnou.



obr. 40 Náhradní torzní soustava motoru [7]

Redukovaný moment setrvačnosti jednoho zalomení dvouřadého motoru spočteme podle:

$$I_{red} = I_{zal_1} + 2 \cdot I_{oj_rot} + 2 \cdot I_{pos} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (43)$$

Dále je potřeba určit momenty setrvačnosti všech připojených zařízení. U leteckého motoru je to řemenice na straně jedné a reduktor s vrtulí na straně druhé. Moment setrvačnosti řemenice byl zadán. Setrvačný moment vrtule jsem určil podle vztahu:

$$I_{\text{vrt}} = \frac{k \cdot D^5}{4} [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (44)$$

kde k je konstanta podle *tabulky 8* a D je průměr vrtule. Hodnoty průměru vrtule jsem převzal z *tabulky 9*. Navrhuji pro svůj motor pevnou dvoulistou vrtuli vyrobenou ze dřeva.

tab. 10 Součinitel k pro výpočet setrvačného momentu pro vzdušní vrtule [13]

Vzdušní vrtule	
Provedení	k
Dřevo, 2 listy	0,12
Dural, 2 listy	0,20
Dural, 3 listy	0,23
Mg slitina, 2 listy	0,12
Mg slitina, 3 listy	0,10

tab. 11 Technické parametry pevné dvoulisté vrtule V230E-UL [13]

Vrtule V230E-UL	
Počet listů	2
Průměr [mm]	1625
Max. otáčky vrtule [min^{-1}]	2387
Max. výkon [kw]	73,5



obr. 41 Pevná dvoulistá vrtule vyrobená ze dřeva [13]

Moment setrvačnosti kol reduktoru je vůči momentu vrtule zanedbatelný, proto na straně vrtule uvažuji pouze moment od rotující vrtule. Převodový poměr reduktoru volím tak, aby otáčky vrtule nepřesáhly maximálně povolené otáčky a také, aby obvodová rychlost na konci listů vrtule nepřesáhla rychlost zvuku. Proto $u = 2,75$.

6.2.2 Redukce délek

Při redukci délek je také nutné splnit podmínku ekvivalence, to znamená, že redukovaný hřídel musí být stejně pružný jako hřídel skutečný. Musí se působením téhož kroutícího momentu zkroutit o stejný úhel jako hřídel původní.

U klikového hřídele je redukce délek problematická, protože působením kroutícího momentu se jednak zkrucují hlavní a ojnicí čepy, jednak se ohýbají a částečně i zkrucují ramena [8].

Redukovanou délku lze počítat podle různých vzorců, které byly sestaveny experimentálně na základě studia různých typů hřídelů. Já jsem použil pro svůj výpočet následující vzorec:

$$l_{red} = D_{red}^4 \left[\frac{l_{HC} + 0.4 \cdot D_{HC}}{D_{HC}^4} + \frac{l_{OC} + 0.4 \cdot D_{OC}}{D_{OC}^4} + \frac{r - 0.2(D_{HC} + D_{OC})}{h \cdot b^3} \right] \text{ [mm]} \quad (45)$$

Redukovaná délka na straně vrtule se spočte podle vztahu:

$$l_{red_vrt} = \frac{D_{HC}}{2} + l_p \cdot \frac{D_{red}^4}{d_p^4} + \frac{1}{2} \cdot l_{red} \text{ [mm]} \quad (46)$$

kde l_p je délka příruby a d_p je roztečný průměr šroubů.

Redukovaná délka na straně řemenice je spočtena podle vztahu:

$$l_{red_rem} = \frac{l_{HC}}{2} + \frac{1}{2} \cdot l_{red} \text{ [mm]} \quad (47)$$

6.3 Vlastní torzní kmitání

Vlastní torzní kmitání je druh harmonického pohybu, který je vyvolán počátečním vnějším impulsem, ale dále probíhá bez jeho dalšího působení. Kdyby nedocházelo ke ztrátám, udržovalo by se toto kmitání neomezeně dlouho. Naštěstí vždy působí pasivní odpory, které pohltí energii volného kmitání, takže po určité době zaniká.

Každá soustava má vlastní torzní kmitání rozdílné, přesně dané velikostí redukovaných momentů a redukovaných délek. Kmitání probíhá určitými frekvencemi a určitými velikostmi amplitud výchylek na určitých místech soustavy. Nejdůležitější je znalost frekvence. Kdyby se totiž shodovala s frekvencí periodicky působících sil v motoru, nastala by rezonance (tzn. nekonečně velké výchylky → destrukce klikového hřídele).

Počet vlastních frekvencí je o jednu menší než je počet hmot na redukovaném klikovém mechanismu. Pro výpočty nám vystačí první dvě, jelikož ostatní obvykle leží mimo provozní otáčky motoru.

Při výpočtu vlastního torzního kmitání nejprve určíme redukovanou tuhost válcového hřídele za každým zalomením, a to podle vztahu:

$$c_j = \frac{G \cdot I_p}{l_{red}} \text{ [Nm/rad]} \quad (48)$$

kde G [MPa] je modul pružnosti ve smyku a I_p je polární moment setrvačnosti podle vztahu:

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} \quad [\text{m}^4] \quad (49)$$

Vlastní frekvence určím jako kořeny frekvenční rovnice

$$\det(C - \Omega^2 \cdot M) = 0 \quad (50)$$

kde $\mathbf{C}$ matice tuhosti

$$\mathbf{C} := \begin{pmatrix} c_0 & -c_0 & 0 & 0 \\ -c_0 & c_0 + c_1 & -c_1 & 0 \\ 0 & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 \end{pmatrix} \quad (51)$$

a $\mathbf{M}$ je matice hmotnosti

$$\mathbf{M} := \begin{pmatrix} I_{rem} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{red_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{red_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{vrt} \end{pmatrix} \quad (52)$$

Určení vlastních frekvencí jako kořenu frekvenční rovnice (50) u soustav s větším počtem stupňů volnosti z důvodu velkého počtu potřebných operací nepřichází v úvahu.

$$(C - \Omega^2 \cdot M) \cdot a = 0 \quad (53)$$

Proto rovnici (53) vynásobíme zleva maticí $\mathbf{M}^{-1}$ tím získáme tvar:

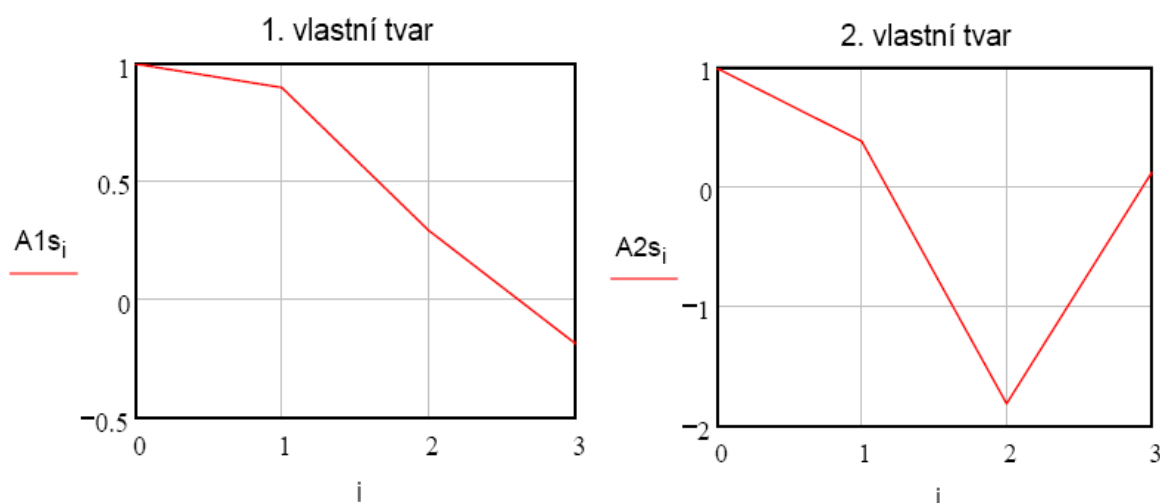
$$(M^{-1}C - \Omega^2 I)a = 0 \quad (54)$$

Tvar rovnice (54) můžeme porovnat se zápisem tzv. problému vlastních čísel:

$$(A - \lambda I)x = 0 \quad (55)$$

kde A je čtvercová matice, λ je vlastní číslo, I je jednotková matice a x je vlastní vektor. Z tohoto porovnání je patrné, že kořeny Ω^2 rovnice (53) jsou vlastními čísly matice $M^{-1}C$.

Vlastní frekvence jsou rovny druhé odmocnině vlastních čísel matice $M^{-1}C$. Vlastní vektory této matice nám pak udávají vlastní tvary kmitání (obr. 42).



obr. 42 1. a 2. vlastní tvar silového vyvážení klikového hřídele

Z úhlové frekvence se poté vypočítají otáčky klikového hřídele, a to podle vztahu:

$$N = \frac{\Omega}{2\pi} \quad [\text{Hz}] \quad (56)$$

Výsledky 1. a 2. vlastní frekvence uvádím v tabulce 12 pro všechny 3 varianty klikového hřídele.

Tab. 12 Úhlová rychlost vlastního kmitání a vlastní frekvence

Varianta klik. hřídele	Ω_1 [Hz]	Ω_2 [Hz]	N_1 [Hz]	N_2 [Hz]
Silové	3976	9791	633	1558
Kombinované	4013	9931	639	1581
Momentové	4555	12121	725	1929

Výpočet vlastních frekvencí jsem prováděl v programu Mathcad postupným zadáváním jednotlivých hodnot do rovnic. Od vedoucího práce mi byl poskytnut program HOL3VG, který vlastní frekvence torzního kmitání soustavy počítá Holzerovou iterační metodou ze zadaných redukovaných momentů setrvačnosti a torzních tuhostí. Výsledky spočtené v programu HOL3VG se shodují s mými výsledky vypočtené v programu Mathcad.

```
>>  N A T U R A L   F R E Q U E N C Y   C A L C U L A T I O N   <<
*****

plochý čtyřválec s řemenici a vrtulí, silové vyvážení

MOMENTS of INERTIA  [kg*m**2]

  J1:   .002000   J2:   .005291   J3:   .005291   J4:   .045000

TORSIONAL STIFFNESSES  [N*m/rad]

  C1:  313261.0   C2:  176713.0   C3:  274031.0   C

1.  NATURAL FREQUENCY [rad/s]:  3975.33   ( => N1 = 37961.7 1/min )

RELATIVE AMPLITUDES:

A1:   1.00000
A2:   .89910
A3:   .29482
A4:  -.18482

2.  NATURAL FREQUENCY [rad/s]:  9790.86   ( => N2 = 93495.9 1/min )

RELATIVE AMPLITUDES:

A1:   1.00000
A2:   .38798
A3:  -1.81053
A4:   .12282
```

obr. 43 Výstupní protokol z programu HOL3VG

6.4 Vynucené torzní kmitání

Vlastní torzní kmitání vymizí po krátkém čase vlivem tlumících odporů, takže samo o sobě není nebezpečné. Periodicky proměnný kroutcí moment na jednotlivých klikách způsobí však vynucené kmitání klikového hřídele, které může být nebezpečné pro jeho pevnost. [7]

6.4.1 Harmonická analýza kroutícího momentu

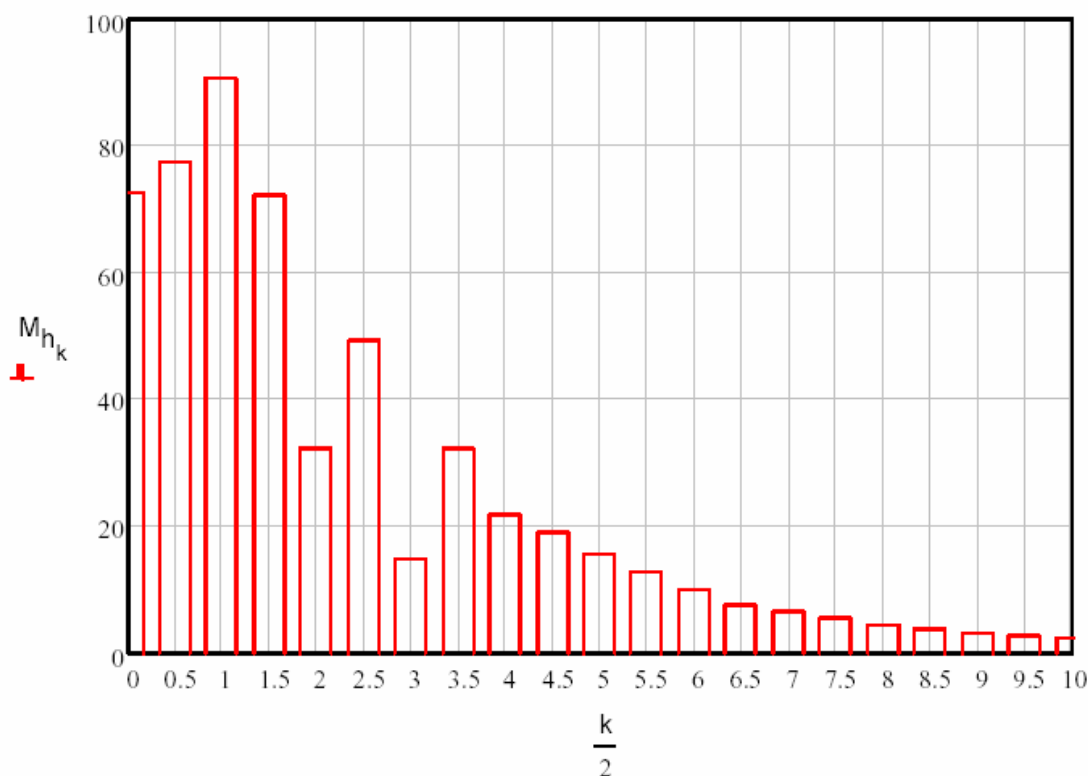
Budícím impulsem nuceného kmitání klikového hřídele je kroutící moment působící na jednotlivých klikách. Průběh kroutícího momentu je periodická funkce, proto ji lze vyjádřit Fourierovou řadou, tzn. rozložit na harmonické složky. Je to nekonečno mnoho sinusoid s různou frekvencí a amplitud, jejichž součet nám dává kroutící moment.

Harmonická analýza kroutícího momentu v oboru komplexních čísel se provádí podle vzorce:

$$h_k = \frac{2}{n} \cdot \sum_{j=0}^{n-1} \left[M_{k_j} \cdot e^{i \left(k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{j}{n} \right)} \right] \text{ [Nm]} \quad (57)$$

Podle toho, kolik má harmonická složka period během jedné otáčky klikového hřídele, rozeznáváme její řád κ . U čtyřdobého motoru je řád harmonické složky dán celistvým násobkem jedné poloviny:

$$\kappa = \frac{1}{2} \cdot k \quad [-] \quad (58)$$



obr. 44 Harmonická analýza budícího momentu

6.4.2 Kritické otáčky

Každá z harmonických složek kroutícího momentu budí nezávisle na ostatních složkách vynucené kmitání stejné frekvence jako má tato složka. Složka řádu κ způsobuje při otáčkách motoru n vynucené kmitání frekvence κn . Spalovací motor má tedy řadu kritických otáček, příslušných kmitání jednouzlovému (n_{kr1}), dvouzlovému (n_{kr2}) [7], které se spočte podle vztahu:

$$n_{krx} = \frac{N_x}{\kappa} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (59)$$

kde N_x je vlastní frekvence soustavy, κ je řád harmonické. Pro přepočet na otáčky za minutu jsem použil vzorec:

$$n_{krx} = \frac{60 \cdot N_x}{\kappa} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (60)$$

Dále uvádím hodnoty kritických otáček motoru (*tabulka 13*) až do řádu harmonické složky $\kappa = 10$ pro všechny tři varianty klikového hřídele. Provozní otáčky motoru uvažuji v rozmezí $1000 \div 6000 \text{ min}^{-1}$. Kritické otáčky zasahující do tohoto rozmezí jsem zvýraznil. Jak je vidět u všech variant pro II. vlastní frekvenci, jsou kritické otáčky mimo rozsah provozních otáček.

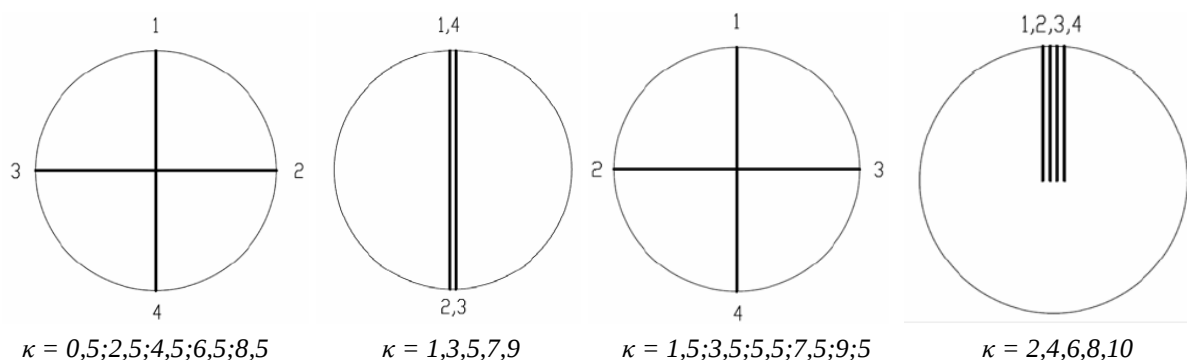
Tab. 13 Kritické otáčky motoru

Řád harmonické složky κ [-]	Kritické otáčky motoru [min^{-1}]					
	Silové vyvážení		Kombinované vyvážení		Momentové vyvážení	
	1	2	1	2	1	2
0,5	75851	186804	76556	189460	86914	231263
1	37925	93402	38278	94730	43457	115632
1,5	25284	62268	25519	63153	28971	77088
2	18963	46701	19139	47365	21728	57816
2,5	15170	37361	15311	37892	17383	46253
3	12642	31134	12759	31577	14486	38544
3,5	10836	26686	10937	27066	12416	33038
4	9481	23350	9570	23682	10864	28908
4,5	8428	20756	8506	21051	9657	25696
5	7585	18680	7656	18946	8691	23126
5,5	6896	16982	6960	17224	7901	21024
6	6321	15567	6380	15788	7243	19272
6,5	5835	14370	5889	14574	6686	17789
7	5418	13343	5468	13533	6208	16519
7,5	5057	12454	5104	12631	5794	15418
8	4741	11675	4785	11841	5432	14454
8,5	4462	10988	4503	11145	5113	13604
9	4214	10378	4253	10526	4829	12848
9,5	3992	9832	4029	9972	4574	12172
10	3793	9340	3828	9473	4346	11563

6.4.3 Vydatnost rezonancí

Při rezonančním kmitání je tvar výkmitové čáry přibližně stejný jako při vlastním torzním kmitání. Rezonanční výchylky jednotlivých hmot torzní soustavy určíme z podmínky, že práce harmonických složek na jednotlivých klikách se rovná práci tlumících odporů. Pro usnadnění součtu kmitavých prací lze vektory budících momentů zaměnit za vektory torzních výchylek a_i . [8]

Pro zjištění směru vektorů vydatnosti jednotlivých harmonických složek se používají tzv. směrové hvězdice vektorů a_i pro jednotlivé řady κ . Tyto hvězdice ukazují pouze směr vektoru a_i , nikoliv jeho velikost. Úhel rozestupu je dán násobkem rozestupem zážehů a řádu harmonické. Například u řádu $\kappa = 0,5$ je úhel rozestupu poloviční a u řádu $\kappa = 2$ je dvojnásobný.



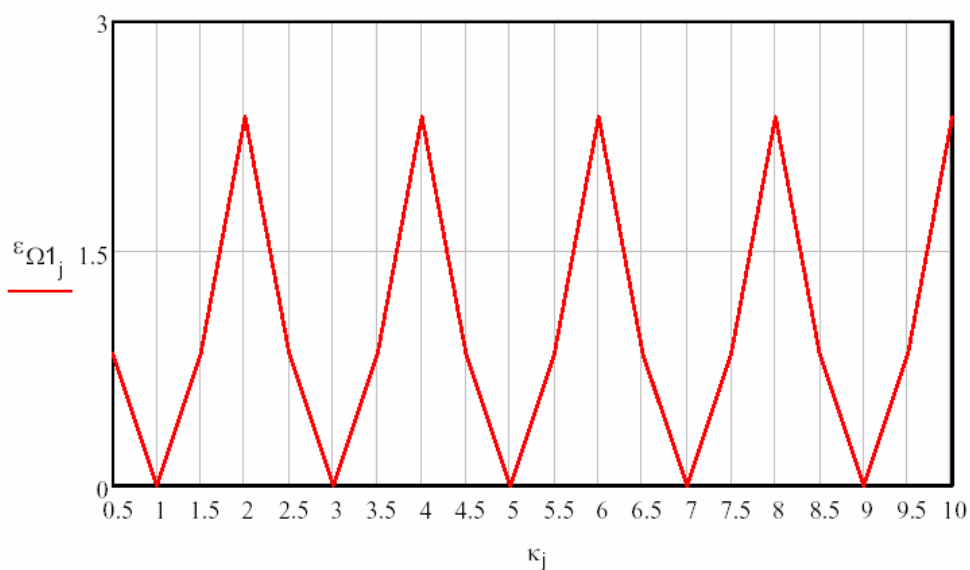
obr. 45 Směrové hvězdice pro variantu zapalování 1-2-4-3

Pro mojí variantu motoru vycházejí 4 směrové hvězdice, poté už se pro další harmonické pouze opakují. Podle směrových hvězd (obr. 45) vektorově sečteme jednotlivé vektory poměrných výchylek a získáme tak vydatnosti rezonancí pro jednotlivé řady harmonické složky. U plochého uspořádání motoru se nejdříve musí zjistit výslednice jednotlivých řad válců a ty poté vektorově sečíst. Vztah (61) vyjadřuje výslednici v první řadě válců a vztah (62) výslednici v řadě druhé.

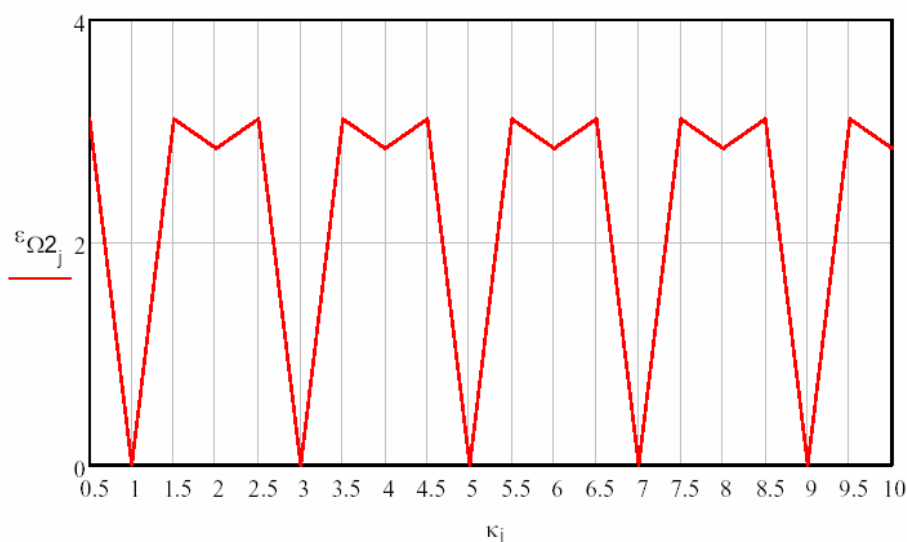
$$\varepsilon_0 = \left[\sum_{i=0}^1 (a_{1_i} \cdot \cos(a_i)) \sum_{i=0}^1 (a_{1_i} \cdot \sin(a_i)) \right]^T [-] \quad (61)$$

$$\varepsilon_1 = \left[\sum_{i=2}^3 (a_{1_i} \cdot \cos(a_i)) \sum_{i=2}^3 (a_{1_i} \cdot \sin(a_i)) \right]^T [-] \quad (62)$$

Průběh vydatnosti rezonancí pro první a druhou vlastní frekvenci v závislosti na řádu harmonické uvádím na obrázcích (46) a (47).



obr. 46 Vydatnost rezonancí pro 1. vlastní frekvenci



obr. 47 Vydatnost rezonancí pro 2. vlastní frekvenci

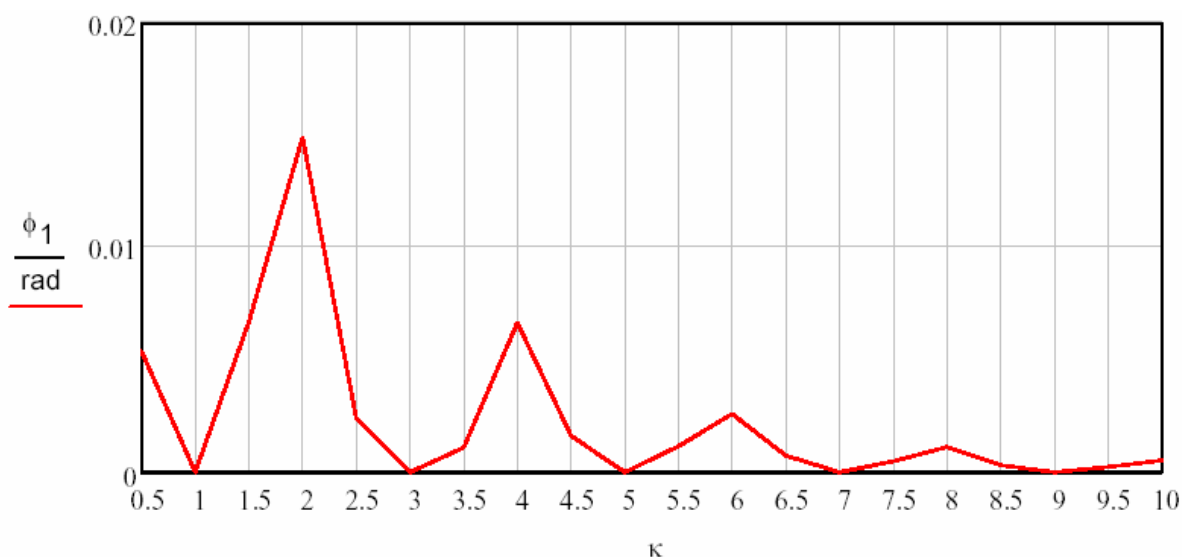
6.4.4 Torzní výchylky v rezonanci

Velikost torzních výchylek je především dána velikostí tlumících odporů. To jsou zejména pasivní odpory a vnitřní útlum materiálu klikového hřídele. Velikost tlumících odporů se proto nedá přesně spočítat. Většinou se odhadne podle hodnot z podobných typů motorů, popřípadě se zpřesní na prototypu.

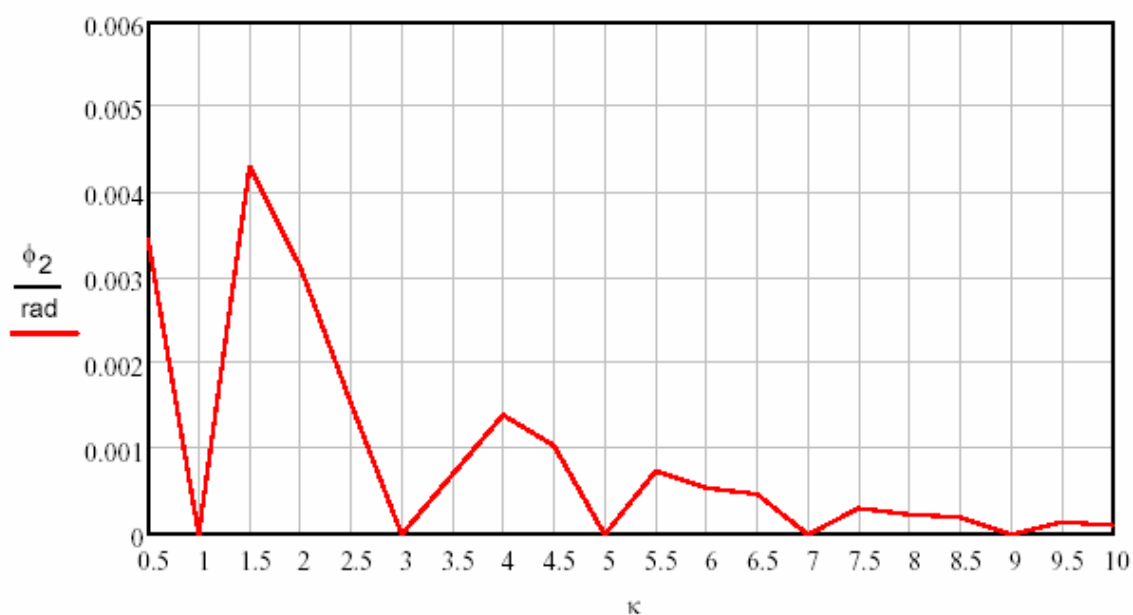
U leteckých motorů lze podle literatury [7] volit velikost tlumení v rozmezí $1,5$ až $3,0 \cdot 10^{-3} \text{ Nm} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$. Volím hodnotu $\xi = 1,5 \text{ Nm} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$.

Amplituda torzních kmitů volného konce klikového hřídele se spočte podle vztahu:

$$\Phi_j = \frac{M_{h_j} \cdot \varepsilon_{\Omega 1_j}}{\omega_k \cdot \xi \left[\sum_i (A1k_i)^2 \right]} \quad [\text{rad}] \quad (63)$$



obr. 48 Torzní výchylky volného konce klikového hřídele pro I. vlastní frekvenci



obr. 49 Torzní výchylky volného konce klikového hřídele pro II. vlastní frekvenci

6.4.5 Namáhání klikového hřídele torzními kmity

Torzní vibrace namáhají klikový hřídel střídavě v krutu. Největší krutové napětí je v místě největšího poměrného nakroucení hřídele. [7]

Největší poměrného nakroucení je dosaženo v místě uzlu kmitání. Torzní kmitání je rozhodující pro posouzení bezpečnosti klikového hřídele, jelikož hodnoty bývají mnohonásobně vyšší než hodnoty od tlaku plynů a setrvačných sil. Torzní kmitání je často příčinou únavového lomu klikového hřídele. Jestliže k lomu dojde, stane se tak zpravidla v blízkosti uzlu u první kliky (v mém případě na straně vrtule).

Krouticí moment způsobený torzním kmitáním lze vyjádřit:

$$M_i = \Phi_i \cdot \Delta a_{i,i+1} \cdot c_{i,i+1} \quad [\text{Nm}] \quad (64)$$

kde Φ_i je torzní výchylka volného konce hřídele, $\Delta a_{i,i+1}$ je poměrné nakroucení v místě uzlu kmitání a $c_{i,i+1}$ torzní tuhost v tomto místě.

Přídavné torzní napětí je poté:

$$\tau = \frac{M}{W_{\tau OC}} \quad [\text{MPa}] \quad (65)$$

kde $W_{\tau OC}$ je modul průřezu ojnicního čepu spočtený podle vztahu (28).

Podle *obrázku 42* leží uzel kmitání pro I. vlastní frekvenci mezi druhým zalomením a vrtulí a pro II. vlastní frekvenci jsou to dva uzly, a to mezi prvním a druhým zalomením a také mezi druhým zalomením a vrtulí. Poměrné nakroucení mezi 1. a 2. zalomením je větší, proto ve výpočtu uvažuji toto nakroucení. Jelikož pro II. vlastní frekvenci vycházejí provozní otáčky mimo oblast kritických otáček, i přídavné torzní napětí není třeba uvažovat.

Provedl jsem výpočet pro 2 varianty zapalování. Z *tabulky 14* je zřejmé, že pořadí zapalování v této koncepci motoru nemá vliv na torzní namáhání klikového hřídele.

tab. 14 Přídavné torzní napětí pro I. vlastní frekvenci

Pořadí zapalování	τ_1 pro Ω_1 [MPa]
1-2-4-3	10,646
1-3-4-2	10,646

Dovolené napětí způsobené torzním kmitáním závisí na tvarové pevnosti klikové hřídele a obvykle se volí podle zkušeností a pracovního režimu navrhovaného motoru.

Pro můj návrh motoru budu uvažovat $\tau_D = 30 \div 40$ MPa

Vypočtené přídavné torzní napětí nepřekračuje uvedené rozmezí dovoleného napětí, proto klikový hřídel vyhověl kontrole torzního kmitání. Není třeba uvažovat tlumič torzních kmitů.

7 Závěr

Ve své diplomové práci jsem se věnoval návrhu a výpočtu klikového hřídele plochého čtyřválcového letadlového motoru, jehož základem je automobilový tříválec Škoda 1.2 HTP.

Navrhl jsem základní konfiguraci klikové hřídele a pro ní 2 varianty zapalování (1-2-4-3, 1-3-4-2). Obě dvě varianty jsou z pohledu namáhání hlavních a ojnicích čepů a namáhání torzními kmity ekvivalentní. Z hlediska rovnoměrnosti chodu volím pořadí 1-3-4-2, protože u této varianty zážehů pálí střídavě válce z jedné a druhé řady válců.

Provedl jsem analýzu nevyváženosti plochého motoru a navrhl tři možnosti vyvážení setrvačných sil a jejich momentů. Navrhl jsem vyvažovací jednotku, skládající se ze dvou protiběžných kol, která eliminuje setrvačnou sílu posuvných částí II. řádu. Moment setrvačných sil posuvných částí II. řádu jsem ponechal bez vyvážení.

Pro všechny tři varianty vyvážení klikového hřídele jsem provedl kontrolní pevnostní výpočet a výpočet frekvence vlastního torzního kmitání a kritických otáček.

Všechny tři varianty klikového hřídele vyhověly pevnostní kontrole. Z hlediska úspory hmotnosti volím variantu momentově vyváženého klikového hřídele.

Zvolenou variantu klikového hřídele jsem poté podrobil výpočtu namáhání přidavným torzním napětím. Takto jsem zkontroloval obě dvě možnosti pořadí zapalování. Obě dvě varianty vyhověly, a to se shodným výsledkem.

Optimální varianta klikového hřídele plochého čtyřválcce: **momentově vyvážená klika s pořadím zapalování 1-3-4-2.**

Použité informační zdroje

- [1] RAUSCHER, J.: *Spalovací motory*. 2005. Studijní opory FSI VUT Brno
- [2] RAUSCHER, J.: *Ročníkový projekt*. 2005. Studijní opory FSI VUT Brno
- [3] BEROUN, S.: *Vozidlové motory*. Studijní texty FS TU Liberec
- [4] VLK, F.: *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. 2003. ISBN 80-238-8756-4
- [5] ČUMPELÍK, J.: *Praktická dílna. Spalovací motory I*. AutoEXPERT, č. 6
- [6] KOCÁB, J., ADAMEC, J.: *Letadlové motory*, Praha 2000, ISBN 80-902914-0-6
- [7] OKTAVEC, K. a kol.: *Naftové motory čtyřdobé*. 2. vyd. 1964
- [8] SKALSKÝ, R., BUKOVSKÝ, J.: *Konstrukce pístových spalovacích motorů*, část 1. 1. vyd. 1971
- [9] SEMINÁRKY: *Tepelné motory v letectví a kosmonautice*, poslední revize 22.5..2008
dostupné z: <http://seminarky.cz/Tepelne-motory-v-letectvi-a-kosmounatice-9244>
- [10] MZAK: *Typy leteckých motorů* [online], 2008, poslední revize 22.9.2008
dostupné z: <http://www.mzak.cz/teorie/teorie-00.php>
- [11] WIKIPEDIA: *Boxermotor* [online], 2008, poslední revize 10.9.2008
dostupné z: <http://www.de.wikipedia.org/wiki/Boxermotor>
- [12] CLASS GUSS GmbH: *Technical information* [online] 2006,
poslední revize 30.8.2008,
dostupné z: http://www.claasguss.de/html_e/html/info.html
- [13] VÝZKUMNÝ A ZKUŠEBNÍ LETECKÝ ÚSTAV: *Vrtule ultralehkých letounů 2007*,
poslední revize 7.10.2008,
dostupné z: http://www.vzlu.cz/aplikace/Vrtule_ULL_2007.pdf

Seznam použitých symbolů

A	%	tažnost
A	-	čtvercová matice
a	-	poměrná torzní výchylka
a_k	mm	vzdálenost od středu hlavního ložiska po střed ramene
b_k	mm	délka ramene momentu odstředivých sil
b	mm	šířka ramene kliky
C	-	matice tuhosti
c_n	Nm rad ⁻¹	torzní tuhost
D_{HC}	mm	vnější průměr hlavního čepu
d_{HC}	mm	vnitřní průměr hlavního čepu
d_{OC}	mm	vnitřní průměr ojnicního čepu
D_{OC}	mm	vnější průměr ojnicního čepu
d_p	mm	roztečný průměr šroubů vrtule
D_{red}	mm	redukovaný průměr klikového hřídele
E	MPa	modul pružnosti v tahu
F_c	N	celková odstředivá síla rotujících hmotností
F_I	N	setrvačná síla posuvných částí I. řádu
F_{II}	N	setrvačná síla posuvných částí II. řádu
F_n	N	normálová síla od tlaku plynů a setrvačných sil
F_p	N	setrvačná síla posuvných částí
F_r	N	setrvačná síla rotačních částí
F_{SOC}	N	odstředivá síla ojnicního čepu
F_{SRK}	N	odstředivá síla ramene kliky
F_{SRO}	N	odstředivá síla rotujících částí ojnice
F_{SV}	N	odstředivá síla vývažku
F_t	N	tangenciální síla od tlaku plynů
G	MPa	modul pružnosti ve smyku
h	mm	tloušťka ramene kliky v řešeném průřezu
h_k	Nm	harmonická složka točivého momentu
I	-	jednotková matice
I_p	m ⁴	polární moment setrvačnosti
I_{pos}	kg m ²	moment setrvačnosti posuvných částí
I_{red}	kg m ²	redukovaný moment setrvačnosti
I_{rot}	kg m ²	moment setrvačnosti rotačních částí ojnice
I_{zal}	kg m ²	moment setrvačnosti zalomení klikového hřídele
k	-	dvojnásobek řádu harmonické složky
K_σ	-	součinitel koncentrace napětí v ohybu
K_σ	-	součinitel koncentrace napětí v krutu
l_{hc}	mm	délka hlavního čepu
l_{OC}	mm	délka ojnicního čepu
l_p	mm	délka příruby vrtule
l_{red}	mm	redukovaná délka zalomení klikového hřídele
l_{red_rem}	mm	redukovaná délka na straně řemenice
l_{red_vrt}	kg m	redukovaná délka na straně vrtule
M	-	matice hmotnosti
M	Nm	krouticí moment způsobený torzním kmitáním

M_{imax}	Nm	maximální hodnota krouticího momentu na i-tém hlavním čepu
M_{imin}	Nm	minimální hodnota krouticího momentu na i-tém hlavním čepu
M_I	Nm	moment odstředivých sil posuvných částí I. řádu
M_{II}	Nm	moment odstředivých sil posuvných částí II. řádu
M_k	Nm	točivý moment
M_{kHCmax}	Nm	krouticí moment na nejvíce zatíženém hlavním čepu
M_{kOCmax}	Nm	krouticí moment na nejvíce zatíženém ojnicím čepu
M_{KR}	Nm	krouticí moment namáhající rameno
M_O	Nm	celkový ohybový moment
M_{OR}	Nm	ohybový moment namáhající rameno
M_{ot}	Nm	ohybový moment v rovině kolmé na rovinu zalomení
M_{oz}	Nm	ohybový moment v rovině zalomení
$M_{o\phi}$	Nm	ohybový moment v rovině mazacího otvoru
$M_{o\phi max}$	Nm	maximální ohybový moment v rovině mazacího otvoru
$M_{o\phi min}$	Nm	minimální ohybový moment v rovině mazacího otvoru
m_p	kg	hmotnost posuvných částí
m_r	kg	hmotnost rotujících částí
M_r	Nm	moment odstředivých sil rotačních částí
n	-	míra bezpečnosti
N	Hz	vlastní frekvence
N_{kr}	Hz	kritické otáčky
n_σ	-	míra bezpečnosti v ohybu
n_τ	-	míra bezpečnosti v krutu
r	mm	poloměr kliky
R_{fn}	N	reakční síla na normálovou sílu
R_{ft}	N	reakční síla na tangenciální sílu
R_m	MPa	mez pevnosti v tahu
$R_{p0,2}$	MPa	smluvní mez v kluzu
S_r	m ²	průřez ramene kliky
$W_{\sigma OC}$	m ³	průřezový modul ojnicím čepu v ohybu
$W_{\sigma R}$	m ³	průřezový modul ramene kliky v ohybu
$W_{\tau HC}$	m ³	průřezový modul hlavního čepu v krutu
$W_{\tau OC}$	m ³	průřezový modul ojnicím čepu v krutu
$W_{\tau R}$	m ³	průřezový modul obdélníkového profilu ramene v krutu
x	-	vlastní vektor
α	°	úhel natočení klikového hřídele
ε	-	vydatnost rezonance pro první řadu válců
$\varepsilon_{\sigma 1}$	-	součinitel vlivu velikosti součásti v ohybu
$\varepsilon_{\sigma 2}$	-	součinitel vlivu povrchu v ohybu
$\varepsilon_{\tau 1}$	-	součinitel vlivu velikosti součásti v krutu

$\varepsilon_{\tau 2}$	-	součinitel vlivu povrchu v krutu
κ	-	řád harmonické složky
λ	-	klikový poměr
λ	-	vlastní číslo
μ	-	Poissonovo číslo
ξ	Nm s rad ⁻¹	koeficient tlumicích odporů
ρ	kgm ³	hustota
σ_a	MPa	amplituda ohybového napětí
σ_c	MPa	mez únavy v tahu - tlaku
σ_c	MPa	mez únavy v ohybu
σ_m	MPa	střední ohybové napětí
$\sigma_{\max}$	MPa	maximální ohybové napětí
$\sigma_{\min}$	MPa	minimální ohybové napětí
τ	MPa	přídavné torzní napětí
τ_a	MPa	amplituda krutového napětí
τ_{ck}	MPa	mez únavy v krutu
τ_d	MPa	přípustné krutové napětí
τ_m	MPa	střední krutové napětí
$\tau_{\max}$	MPa	maximální krutové napětí
$\tau_{\min}$	MPa	minimální krutové napětí

Seznam příloh

Příloha s výpočty