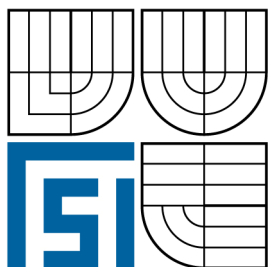


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HNACÍ ÚSTROJÍ OSMIVÁLCOVÉHO LETECKÉHO MOTORU

POWERTRAIN DESIGN OF AN EIGHT-CYLINDER AIRCRAFT ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PETR OŠMERA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

PROF. ING. VÁCLAV PÍŠTĚK, DRSC.

Anotace

Tématem této diplomové práce s názvem *Hnací ústrojí osmiválcového leteckého motoru* je návrh uspořádání klikového ústrojí plochého osmiválcového motoru se zadanými základními parametry. Práce se zabývá návrhem konfigurace klikového mechanismu a pořadí zážehů, návrhem vyvážení setrvačných sil a jejich momentů, koncepčním konstrukčním návrhem klikového hřídele a jeho pevnostní kontrolou. Dále se tato práce věnuje výpočtu torzních kmitů klikového mechanismu.

Klíčová slova

letecký motor, hnací ústrojí, klikový hřídel, vyvažování motoru, torzní kmitání

Annotation

Configuration of the powertrain of a flat-eight engine with ordered basic parameters is the theme of this thesis which name is *Powertrain design of an eight-cylinder aircraft engine*. This thesis occupies with configuration design of the crank mechanism and firing order, balancing of centrifugal and reciprocating forces and their moments, conceptual design of crankshaft and its stress calculation. This thesis also puts mind to calculation of torsional vibrations.

Keywords

aircraft engine, powertrain, crankshaft, engine balancing, torsional vibration

Bibliografická citace

OŠMERA, P. *Hnací ústrojí osmiválcového leteckého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 63 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně za odborného vedení vedoucího práce s použitím literatury uvedené v seznamu použité literatury.

V dne.....

Petr Ošmera

Poděkování

Děkuji vedoucímu práce prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. za jeho vstřícný přístup a cenné rady, dále všem, kteří mi jakýmkoliv způsobem pomohli při řešení této práce a zejména svým rodičům za to, že mě podporovali při studiu.

Petr Ošmera

Obsah

1. Úvod	7
2. Letadlové motory	8
2.1. Účel letadlové pohonné jednotky	8
2.2. Rozdělení letadlových pohonných jednotek	8
2.3. Historický vývoj pístových letadlových motorů	9
2.3.1. Vliv na rozvoj letecké dopravy	12
2.3.2. Pístové letadlové motory vyráběné v Československu a České republice	12
2.4. Rozdělení a hlavní požadavky na pístové letecké motory	13
3. Uspořádání klikového hřídele a pořadí zapalování	15
3.1. Uspořádání klikového hřídele	15
3.1.1. Plochý motor s protiběžnými písty (boxer)	15
3.1.2. Dvouřadový motor s protilehlými válci	15
3.1.3. Volba uspořádání klikového hřídele	17
3.2. Pořadí zapalování	17
4. Rozbor vyvážení klikového hřídele	22
4.1. Rozbor vyvážení	22
4.1.1. Setrvačná síla rotačních částí	22
4.1.2. Setrvačná síla posuvných částí	22
4.1.3. Momenty setrvačných sil	24
4.1.4. Shrnutí vyvážení	24
4.2. Analýza možností vyvážení	24
4.2.1. Silové vyvážení	25
4.2.2. Momentové vyvážení	25
4.2.3. Kombinace silového a momentového vyvážení	26
4.2.4. Vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí	27
4.3. Konstrukční provedení klikového hřídele	28
5. Kontrolní pevnostní výpočet klikového hřídele	32
5.1. Konstrukční návrh klikového hřídele	32

5.2. Volba materiálu	32
5.2.1. Kované klikové hřídele	32
5.2.2. Lité klikové hřídele	32
5.2.3. Skládané klikové hřídele	32
5.2.4. Volba materiálu	33
5.3. Kontrolní pevnostní výpočet klikového hřídele	33
5.3.1. Kontrolní pevnostní výpočet hlavního čepu klikového hřídele	34
5.3.2. Kontrolní pevnostní výpočet ojničného čepu klikového hřídele	36
5.3.3. Kontrolní pevnostní výpočet ramene klikového hřídele	40
5.4. Výsledky kontrolního pevnostního výpočtu	43
6. Torzní kmitání klikového hřídele	45
6.1. Kmitání klikového hřídele	45
6.2. Náhradní torzní soustava	45
6.2.1. Redukce hmot	45
6.2.2. Redukce délek	47
6.3. Vlastní torzní kmitání	47
6.4. Vynucené torzní kmitání	51
6.4.1. Harmonická analýza krouticího momentu	51
6.4.2. Kritické otáčky motoru	52
6.4.3. Vydátnost rezonance	53
6.4.4. Torzní výchylky v rezonanci	55
6.4.5. Namáhání klikového hřídele torzními kmity	56
7. Závěr	58
Seznam použitých označení	59
Použité informační zdroje	63
Seznam příloh	63

1. Úvod

Cílem této práce je návrh uspořádání klikového ústrojí plochého osmiválcového motoru se zadanými základními parametry. Ty korespondují s rozměry motoru Škoda 1.2 HTP, který je konstrukčním základem a ze kterého by mělo být použito co nejvíce dílů, např. ojnice nebo pístní skupina. Zároveň s touto prací proběhly na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství studie motorů se čtyřmi, šesti a deseti válci.

Na úvod se krátce věnuji historickému vývoji letadlových motorů s důrazem na českou, resp. československou produkci. Vlastní návrh začíná volbou konfigurace klikového mechanismu a pořadí zážehů, které ovlivňuje rovnoměrnost chodu motoru a namáhání ložisek. Poté se zabývám nevyvážeností motoru a návrhem vyvážení setrvačných sil a jejich momentů. Zpracoval jsem několik variant vyvážení.

Všechny varianty jsem namodeloval v 3D konstrukčním programu Pro/ENGINEER a podrobil je pevnostní kontrole.

Dále jsem se věnoval výpočtu torzních kmitů klikového mechanismu, opět pro všechny varianty vyvážení klikového hřídele a pro dvě varianty pořadí zážehů.

Na základě výsledků všech uvedených analýz jsem zvolil jednu variantu klikového hřídele a provedl její koncepční konstrukční návrh.

2. Letadlové motory

Převzato z literatury [1].

2.1. Účel letadlové pohonné jednotky

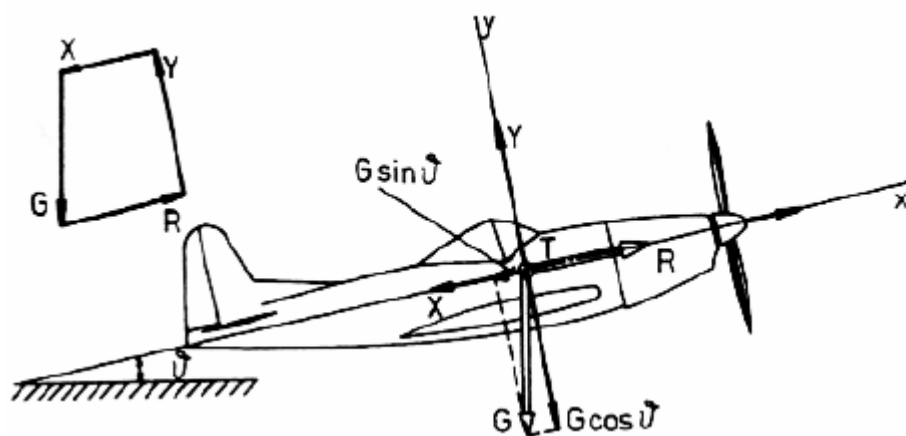
Za letu působí na letadlo následující vnější síly:

- tíha letadla G
- aerodynamická síla F_R , kterou je možno rozdělit na následující složky:
 - a) vztlak Y
 - b) odpor X
- tah motoru R

Zjednodušeně předpokládáme rovnoměrný přímočarý pohyb letadla ve svislé rovině, která je rovinou souměrnosti letadla. Tento pohyb je popsán dvěma rovnicemi, které vyjadřují podmínky rovnováhy vnějších sil působících na letadlo ve směru rychlosti (osa x) a ve směru kolmém k rychlosti (osa y).

$$R - X = G \cdot \sin \vartheta \quad (1)$$

$$Y = G \cdot \cos \vartheta \quad (2)$$



Obr. 1 Síly působící na letadlo při motorovém letu [1]

Z uvedených rovnic vyplývá, že pro udržení ustáleného pohybu musí být letadlo vybaveno pohonnou jednotkou, která energii obsaženou v palivu přeměňuje na tah potřebný k překonání odporu při letu a ke zvyšování potenciální energie letadla.

Uvažujeme-li zrychlený pohyb letadla, objeví se v rovnicích zrychlující síly. Také ke zrychlení je potřeba pohonné jednotky dodávající příslušnou tahovou sílu.

2.2. Rozdělení letadlových pohonných jednotek

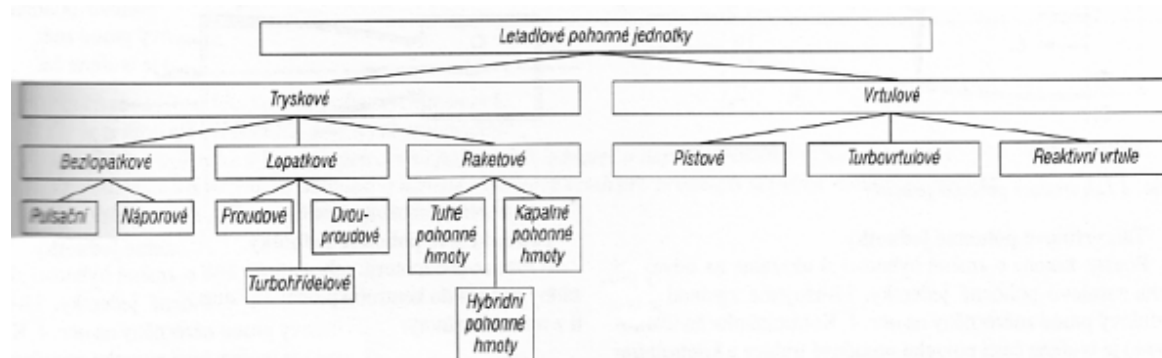
Pohonná jednotka se skládá ze zdroje mechanické energie a zařízení, které ji přeměňuje na tahovou sílu.

Podle způsobu této přeměny mechanické energie a na tahovou sílu rozlišujeme pohon:

- a) vrtulový
- b) proudový
- c) raketový

U všech tří způsobů pohonu jde o tentýž princip: tahové síly se dosáhne zrychlením tekutiny, kterou může být okolní vzduch u vrtulového a proudového pohonu, nebo jiná látka, kterou si letadlo nese s sebou v případě raketového pohonu.

Zdrojem mechanické energie je motor, jehož konstrukce závisí na druhu pohonu. Rozdělení letadlových pohonných jednotek je znázorněno na obr. 2.



Obr. 2 Rozdělení letadlových pohonných jednotek [1]

2.3. Historický vývoj pístových letadlových motorů

Při vývoji letectví došlo ke spojení mnoha oborů lidské činnosti a tato spolupráce vedla od prostého napodobování přírody až do hlubin vzdáleného vesmíru. Klíčový význam v tomto procesu měl vývoj letadlových pohonných jednotek.

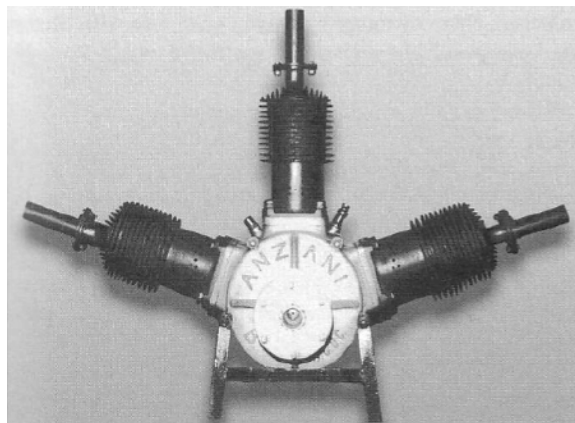
Prvenství řízeného letu získal Henri Giffard, který dne 24.9.1852 uskutečnil let, při kterém k pohonu své vzducholodi použil parní stroj o výkonu 2,2 kW a suché hmotnosti 150 kg. Na konci devatenáctého století došlo k bouřlivému rozvoji pístových spalovacích motorů. Tak se zrodila perspektivní pohonná jednotka – vrtule poháněná pístovým spalovacím motorem.

První skutečný motorový let letadla těžšího než vzduch uskutečnili bratři Wilbur a Orville Wrightové 17. prosince 1903 v USA. Letadlo jejich konstrukce *Flyer I* bylo poháněno spalovacím motorem o výkonu 8,8 kW a hmotnosti kolem 100 kg.

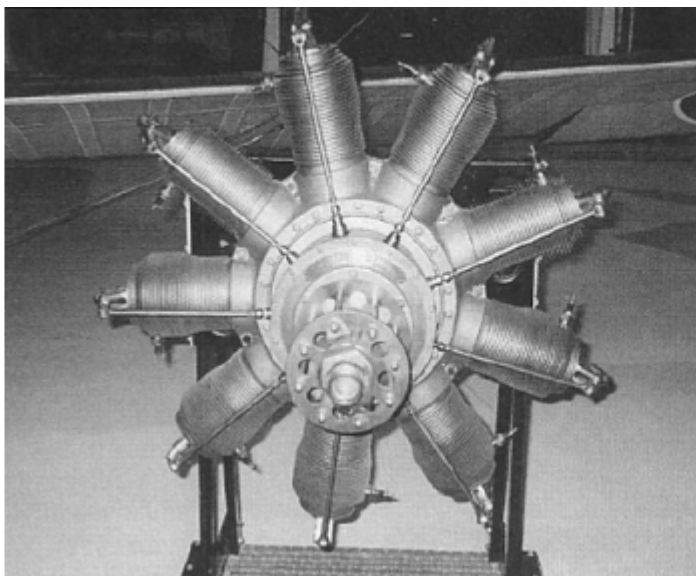
Další vývoj šel v zásadě dvojí cestou. Na jedné straně vznikaly motory vzduchem chlazené, např. motor *Anzani* (obr. 3), který umožnil Blériotovi v roce 1909 přeletět Lamanšský kanál, na druhé straně motory chlazené kapalinou.

V letech před první světovou válkou vznikalo mnoho pístových motorů s různým uspořádáním válců. Rostl výkon, zvětšovala se jejich spolehlivost. Hmotnost motoru připadající na jednotku naopak klesala. Nové motory přinesly zvýšení výkonů letadel. V období 1909 – 1912 se zvětšila doba letu ze čtyř na dvanáct hodin a rychlost z 80 na 120 km/h.

Aby bylo zabezpečeno dobré chlazení vzduchem, vznikla zajímavá koncepce rotačního hvězdicového motoru, kde klikový hřídel stojí a skříň s připojenou vrtulí rotuje (obr. 4). Letadla s těmito motory ovládla na určitou dobu nebe nad zákopy první světové války. Limitovaný výkon, veliký reakční a gyroskopický moment a malá spolehlivost způsobily, že byly postupně nahrazovány typy s pevnými válci a výkony 220 až 300 kW.

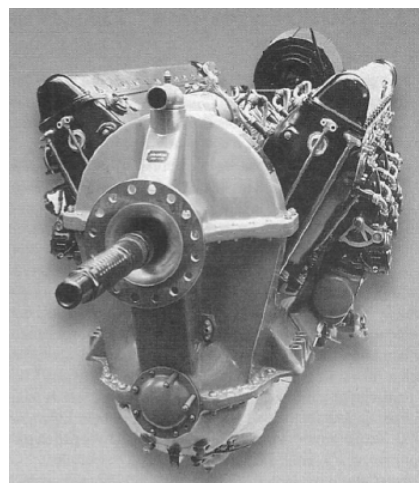


Obr. 3 Motor Anzani [1]



Obr. 4 Rotační hvězdicový motor Le Rhône [1]

Významným pro další vývoj se stal vodou chlazený motor firmy *Hispano Suiza* navržený jako osmiválec s válci do V a s použitím lehkých kovů znázorněný na obr. 5.

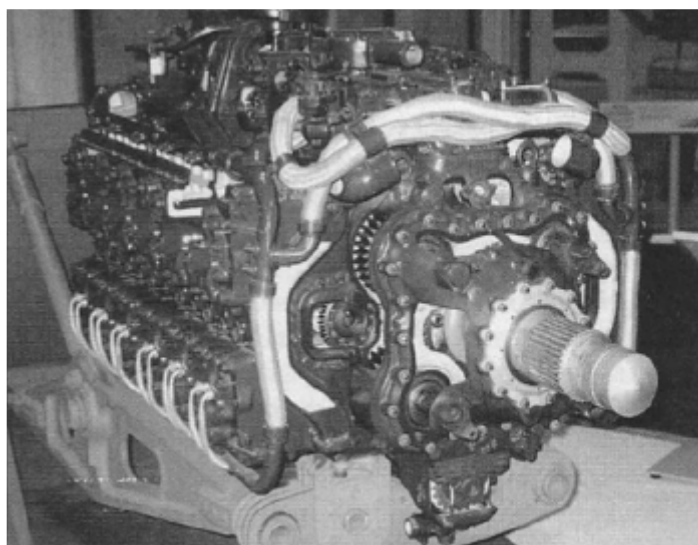


Obr. 5 Motor Hispano Suiza 12 Ydrs [1]

V období mezi světovými válkami se v konstrukci pístových letadlových motorů objevují nové prvky. Zavádějí se výškové motory opatřené odstředivým kompresorem. Zvyšování otáček si vynutilo zavedení reduktorů. Začínají se používat stavitelné vrtule. Výkon motorů v druhé polovině třicátých let překročil 750 kW.

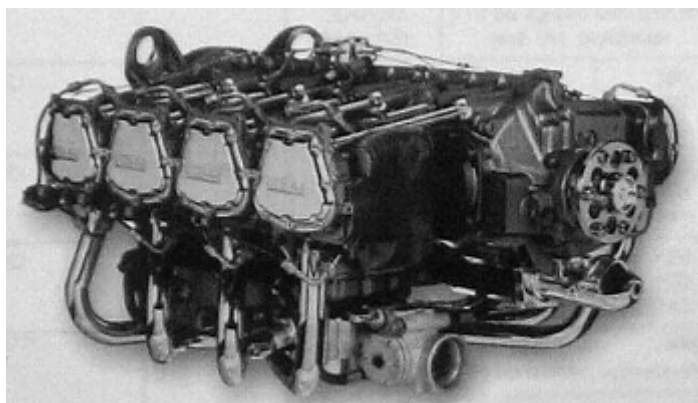
Za druhé světové války i v období po jejím skončení dále rostly výkony motorů jak vodou, tak vzduchem chlazených hvězdicových, kde se zvyšoval počet hvězd. Nejsilnější motory dosahují výkonu 2950 kW.

Na obr. 6 je motor *Napier Sabre* se čtyřiadvaceti válci do H. To již končila éra vysoce výkonných pístových motorů v letectví. Nástup letadlových lopatkových motorů omezil použití pístových motorů na malá letadla vyžadující menší výkony.



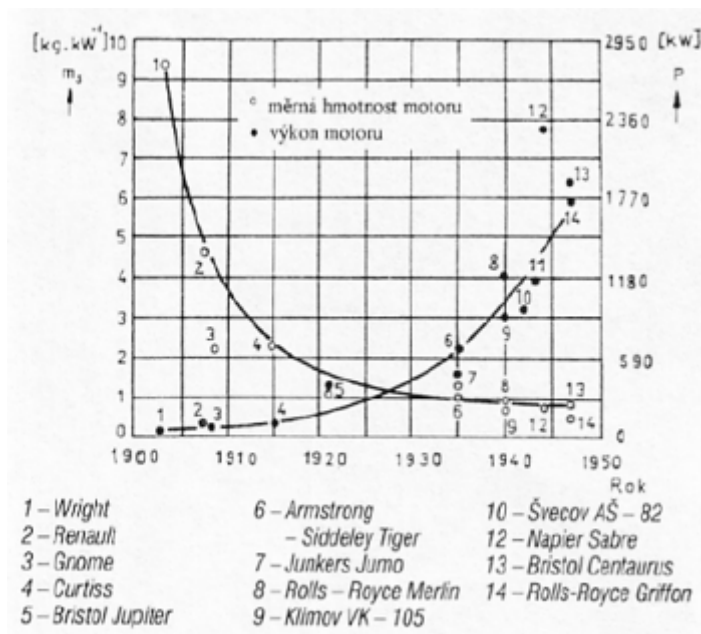
Obr. 6 Motor Napier Sabre se čtyřiadvaceti válci do H [1]

Pístové letadlové motory však neztratily svůj význam. Vývoj a výroba pístových motorů menších výkonů pokračovaly. V současnosti jsou pístové motory pro některé kategorie letadel nepostradatelné a zájem o ně, především z důvodů hospodárnosti, dále roste.



Obr. 7 Motor Lycoming [1]

Na závěr této kapitoly uvádím diagram (obr. 8), který znázorňuje růst výkonů pístových letadlových motorů a snižování jejich měrné hmotnosti, což je hmotnost připadající na jednotku výkonu.



Obr. 8 Vývoj letadlových pístových motorů [1]

2.3.1. Vliv na rozvoj letecké dopravy

Civilní letecká doprava vznikla po první světové válce. Prvními použitými letadly byly upravené vojenské stroje. Teprve později se objevují typy od začátku koncipované pro potřeby letecké dopravy. Používané motory byly charakterizovány malou životností, nízkou spolehlivostí a vysokými náklady na údržbu. Na počátku dvacátých let byla většina letadel poháněna kapalinou chlazenými řadovými motory s vysokou hmotností, které byly původně navrženy pro vojenská letadla. Na rozdíl od vojenského použití pracují civilní motory v poměrně stálém režimu 50 až 70 % maximálního výkonu. Vyžaduje se spolehlivost, vysoká životnost a nízké provozní náklady. Tyto požadavky byly naplněny hvězdicovými vzduchem chlazenými motory, které se objevily ve dvacátých letech a které umožnily rychlý rozvoj letecké dopravy.

Po zavedení proudových motorů se pístové motory užívají pouze v lehkých letadlech.

2.3.2. Pístové letadlové motory vyráběné v Československu a České republice

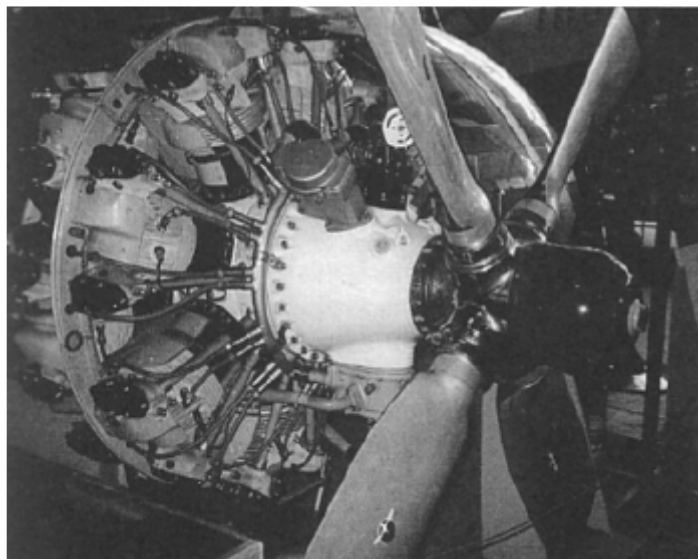
Po vzniku samostatné Československé republiky se vývoj a výroba letadlových motorů soustředily především do tří podniků: *Walter*, *ČKD* a *Avia*.

Firma *Walter* vyráběla motory vlastní konstrukce i licenční. První vlastní motor, hvězdicový pětiválec *NZ-60* zahájil úspěšnou řadu hvězdicových motorů různých výkonů, jako byl *Castor*, *Pollux* a *Regulus*. Tyto byly doplněny licencemi firmy *Bristol* a *Gnome Rhône*. V oblasti řadových vzduchem chlazených motorů byla vyvinuta řada invertních typů, např. *Minor* a *Major*. Po druhé světové válce pokračovala úspěšná činnost firmy *Walter* (v letech 1946 až 1995 nesla název *Motorlet*) v oblasti letadlových pístových motorů. Byly vyvinuty například motory *M 332* a *M 337*. Výroba pístových motorů byla postupně utlumována a rozběhla se výroba proudových motorů, licenčního *VK – 1* a vlastního *M 701* použitého pro

pohon cvičného letadla *L29 Delfín*. Později se těžiště aktivit posunulo do oblasti turbovrtulových motorů.

Firma *ČKD* vyvinula řadu plochých vzduchem chlazených motorů *Praga B, D, E*. Z licenčních motorů byl nejvýznamnější *Hispano Suiza 12 Ydrs* (obr. 5) o výkonu 625 kW použitý např. ve stíhačkách *B 534*.

Motory *HS 12 Ydrs* vyráběla také *Avia*. Z vlastních konstrukcí vzpomeňme hvězdicový *Rk – 17*, který se velmi osvědčil. Po válce se v *Avii* vyráběly sovětské motory *Mikulina AM – 42* a *Švecova AŠ – 82T* (obr. 9). Významnou činností byla výroba upravených motorů *Ivčenko AI – 14* pro použití v letounu *Z – 37 Čmelák*.



Obr. 9 Motor Švecov AŠ – 82T [1]

Výrobou pístových motorů se v současnosti zabývá firma *LOM Praha*, která produkuje motory *M 332, M 337, M 132 a M 137*. Firma se také zabývá produkcí vrtulí.

V současné době existuje na území naší republiky několik dalších výrobců motorů pro lehká letadla.

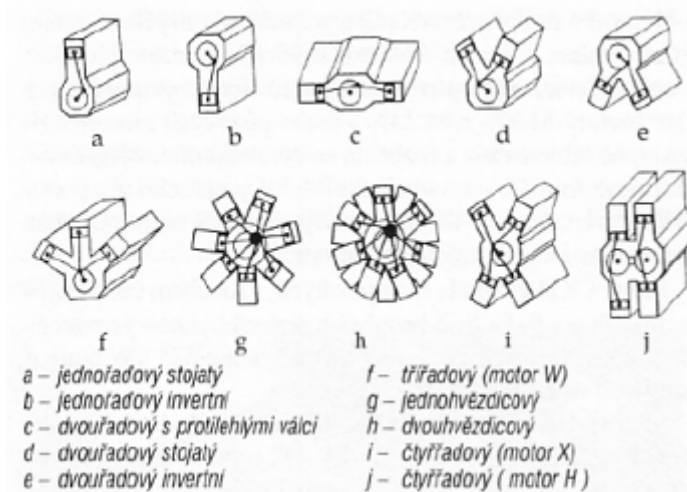
Závěrem můžeme říci, že u nás byly zkonstruovány a vyráběny motory, které šířily a šíří slávu našeho letectví.

2.4. Rozdělení a hlavní požadavky na pístové letecké motory

Letadlové pístové motory rozdělujeme podle různých hledisek:

1. druh paliva:
 - a) motory na lehké palivo – motory zážehové
 - b) motory na těžké palivo – motory vznětové
2. pracovní oběh:
 - a) motory čtyřdobé
 - b) motory dvoudobé
3. uspořádání válců (obr. 10):
 - a) motory řadové:
 - jednořadové stojaté
 - jednořadové visuté (invertní)

- dvouřadové stojaté (V motor)
 - dvouřadové visuté
 - dvouřadové s protilehlými válci (ploché)
 - třířadové (W motor)
 - čtyřřadové (H nebo X motor)
- b) motory hvězdicové:
- jednohvězdicové
 - několikahvězdicové
4. počet válců
5. způsob chlazení:
- a) motory chlazené vzduchem
 - b) motory chlazené kapalinou
6. změna výkonu s výškou:
- a) motory výškové
 - b) motory nevýškové
7. účel a výkon:
- a) motory malého výkonu
 - b) motory středního výkonu
 - c) motory velkého výkonu



Obr. 10 Uspořádání válců pístových leteckých motorů [1]

Nejdůležitějšími požadavky určujícími konstrukci pístového letadlového motoru jsou:

- a) dostatečný výkon
- b) výškovost podle účelu letounu
- c) malá hmotnost
- d) co největší hospodárnost
- e) malé rozměry
- f) provozní spolehlivost při dostatečně dlouhé životnosti
- g) vyvážení
- h) snadný provoz a obsluha
- i) jednoduchost výroby

3. Uspořádání klikového hřídele a pořadí zapalování

3.1. Uspořádání klikového hřídele

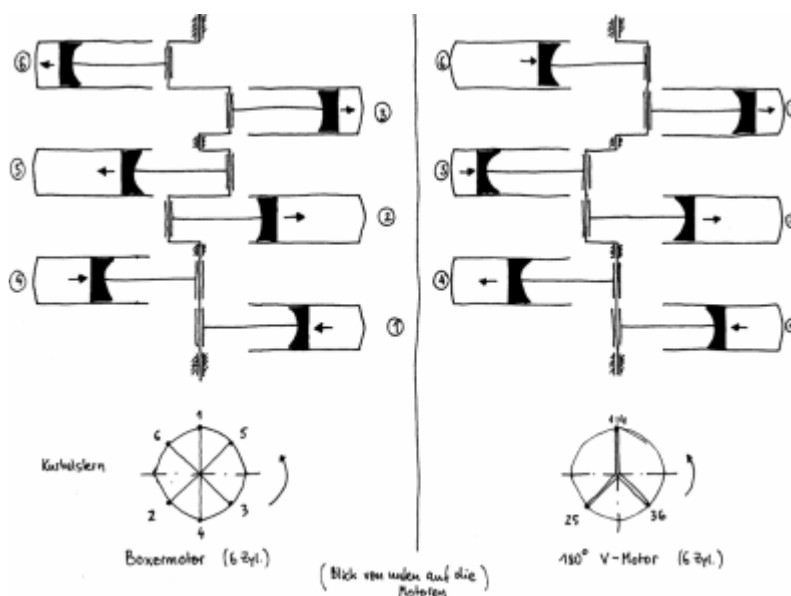
Cílem této diplomové práce je návrh uspořádání klikového ústrojí plochého osmiválcového leteckého motoru se zadanými základními parametry (vrtání, zdvih, rozteč válců).

Pojmem *plochý motor* se obvykle označují dvě různé koncepce, které se liší provedením klikového hřídele, při vnějším pohledu na motor jsou však lehce zaměnitelné.

3.1.1. Plochý motor s protiběžnými písty (boxer)

Nejčastěji se jako plochý motor označuje motor s protiběžnými písty známý též pod názvem *boxer*. Název *boxer* je odvozen od toho, že příslušné dvojice pístů se ve válcích pohybují proti sobě. Jsou však navzájem mírně posunuty, protože každá ojnice je uložena na zvláštním zalomení. Mezi zalomeními pro jednu dvojici válců není žádné uložení, ojniční čepy jsou navzájem posunuty o 180° a spojeny dlouhým ramenem.

Tento typ motoru v současnosti používají např. automobilky *Porsche* a *Subaru*, ovšem s počtem 4 nebo 6 válců. Osmiválcový boxer byl použit např. ve formulovém voze *Porsche 804* v šedesátých letech.



Obr. 11 Rozdíl mezi motorem boxer a V-motorem s úhlem rozvření řad válců 180° [7]

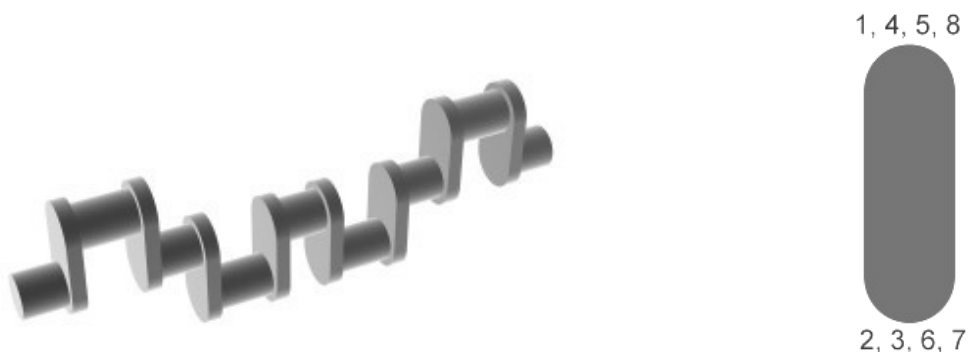
3.1.2. Dvouřadový motor s protilehlými válci

Z konzultace s vedoucím práce vyplynulo, že předmětem této diplomové práce nemá být motor typu *boxer*, ale druhá koncepce, která bývá v literatuře často označována jako plochý motor. Jedná se o dvouřadový motor s protilehlými válci, neboli V-motor s úhlem bloku 180° . Jde tedy vlastně o vidlicový osmiválec, avšak úhel mezi řadami válců není 90° , jak je běžné u automobilových motorů, nýbrž 180° .

Existují dvě možnosti provedení klikového hřídele. Je to rovinná klika jako u čtyřdobého čtyřválcového motoru (v anglosaské literatuře označovaná jako *flat-plane*) a prostorová klika jako u dvoudobého čtyřválcového motoru (*cross-plane*).

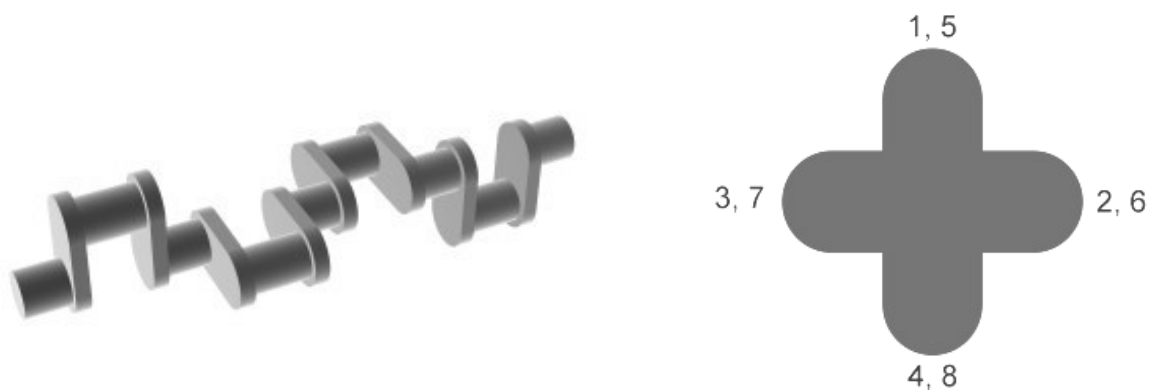
Kliku *flat-plane* používají zejména výrobci výjimečných sportovních automobilů, např. *Ferrari*, *Lotus*, *TVR*, v minulosti také *Tatra*. Z hlediska vyvážení tato konstrukce produkuje

setrvačnou sílu posuvných částí druhého řádu, která se ponechává nevyvážená a působí ve vodorovné ose. Protože se nepoužívají těžká protizávaží, má klikový hřídel menší moment setrvačnosti a umožňuje tedy vyšší otáčky a lepší zrychlení, což činí motor pružnějším. Tyto motory se často používají u závodních automobilů, např. v německém okruhovém mistrovství *DTM* a jsou mezi motoristickými fanoušky oblíbené pro svůj charakteristický zvuk.



Obr. 12 Schéma klikového hřídele osmiválcového motoru v uspořádání *flat-plane* [8]

V drtivé většině vozidel (např. u amerických cestovních vozů) se setkáme s konfigurací *cross-plane*. U automobilových motorů s úhlem bloku 90° vzniká moment odstředivých sil rotačních částí a moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu, ale oba lze vyvážit pomocí protizávaží, takže běží bez vibrací, ale těžká závaží zvyšují moment setrvačnosti. Díky těžké rotující hmotě tak tyto motory využívají nižší otáčky a méně snadno zrychlují a zpomalují. To však nevadí u leteckého motoru, který běží dlouhodobě při neměnných otáčkách. Tato varianta se představila v roce 1923, kdy ji do výroby zavedla firma *Cadillac*. Předtím se používala výhradně varianta *flat-plane*.



Obr. 13 Schéma klikového hřídele osmiválcového motoru v uspořádání *cross-plane* [8]

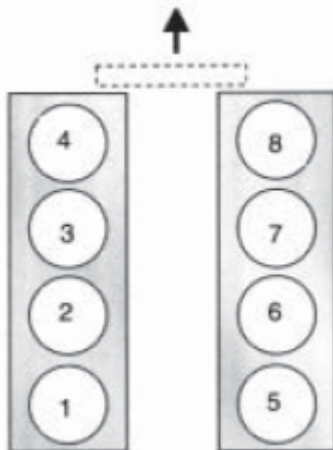
3.1.3. Volba uspořádání klikového hřídele

Pro další konstrukční návrh volím prostorové uspořádání kliky *cross-plane*. Důvodem je požadavek rovnoměrného chodu, možnost úplného vyvážení a větší rozšířenost této varianty.

3.2. Pořadí zapalování

Pořadí zapalování je pořadí, ve kterém u jednotlivých válců dochází k zapálení směsi. Je důležité pro dosažení optimálního kultivovaného chodu. Aby se mohl některý válec vůbec zapálit, musí být příslušný píst v poloze vhodné pro zapalování, tj. v horní, resp. několik stupňů před horní úvratí.

Interval zapalování je úhel otočení klikové hřídele mezi dvěma po sobě jdoucími zápaly. Během pracovního cyklu zapaluje každý válec jednou. Pracovní cyklus – sání, komprese, expanze, výfuk – trvá u čtyřtaktního motoru dvě otáčky klikového hřídele, což se rovná úhlu otočení 720° . Rovnoměrně rozdělený interval zapalování se při všech otáčkách stará o rovnoměrný chod motoru.



Obr. 14 Číslování válců motoru [9]

Čím větší je počet válců, tím menší je interval zapalování. Čím menší je interval zapalování, tím je chod motoru rovnoměrnější a klidnější.

Nejdůležitějším kritériem pro mě byl rovnoměrný chod motoru, tedy rovnoměrné rozestupy zážehů. Ty vycházejí u čtyřdobého osmiválcového motoru po 90° .

Celý cyklus totiž trvá po dvě otočení klikového hřídele, tedy 720° . Během těchto 720° musí jeden cyklus proběhnout ve všech osmi válcích. Tedy:

$$\frac{720^\circ}{8} = 90^\circ \quad (3)$$

Pro dosažení rovnoměrných rozestupů mezi zážehy je možno použít několika různých pořadí. Já jsem navrhl dvě, mezi kterými jsem vybíral, a to 1-6-4-7-8-3-5-2 nebo 1-3-4-2-8-6-5-7.

Tato dvě pořadí zážehů jsem porovnával pomocí průběhu krouticích momentů na jednotlivých zalomeních klikového hřídele, průběhu krouticího momentu na hlavních čepech a na ojnicích čepech. Zjistil jsem maximální hodnoty pro nejvíce zatížený hlavní a ojnicí čep.

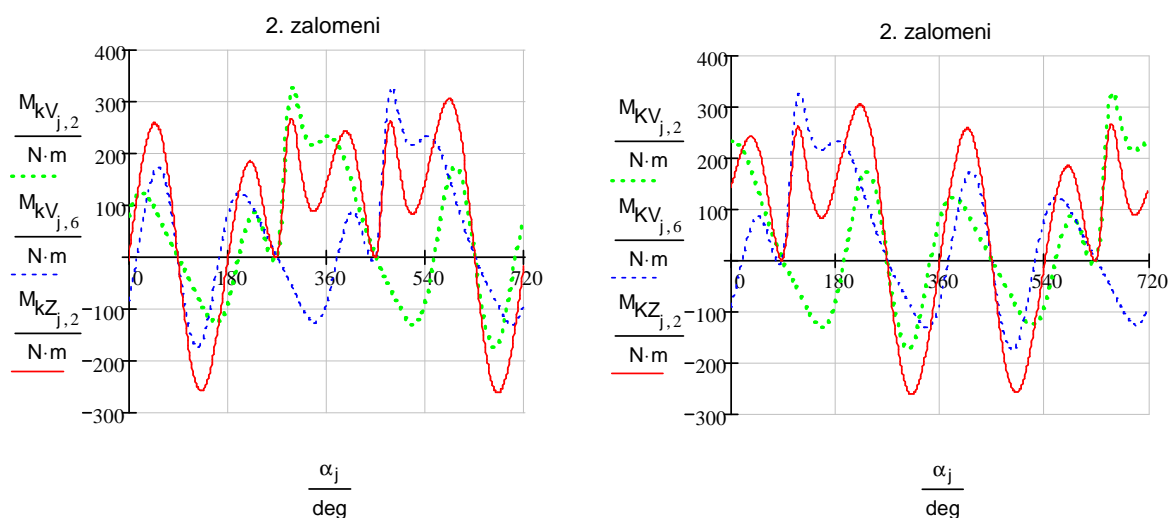
Tab. 1 Pořadí zážehů 1-6-4-7-8-3-5-2

ϕ	1	2	3	4	5	6	7	8	zážeh
0°	HÚ	expanze	výfuk	DÚ	DÚ	komprese	sání	HÚ	1
90°	expanze	DÚ	HÚ	komprese	výfuk	HÚ	DÚ	sání	6
180°	DÚ	výfuk	sání	HÚ	HÚ	expanze	komprese	DÚ	4
270°	výfuk	HÚ	DÚ	expanze	sání	DÚ	HÚ	komprese	7
360°	HÚ	sání	komprese	DÚ	DÚ	výfuk	expanze	HÚ	8
450°	sání	DÚ	HÚ	výfuk	komprese	HÚ	DÚ	expanze	3
540°	DÚ	komprese	expanze	HÚ	HÚ	sání	výfuk	DÚ	5
630°	komprese	HÚ	DÚ	sání	expanze	DÚ	HÚ	výfuk	2
720°	HÚ	expanze	výfuk	DÚ	DÚ	komprese	sání	HÚ	1

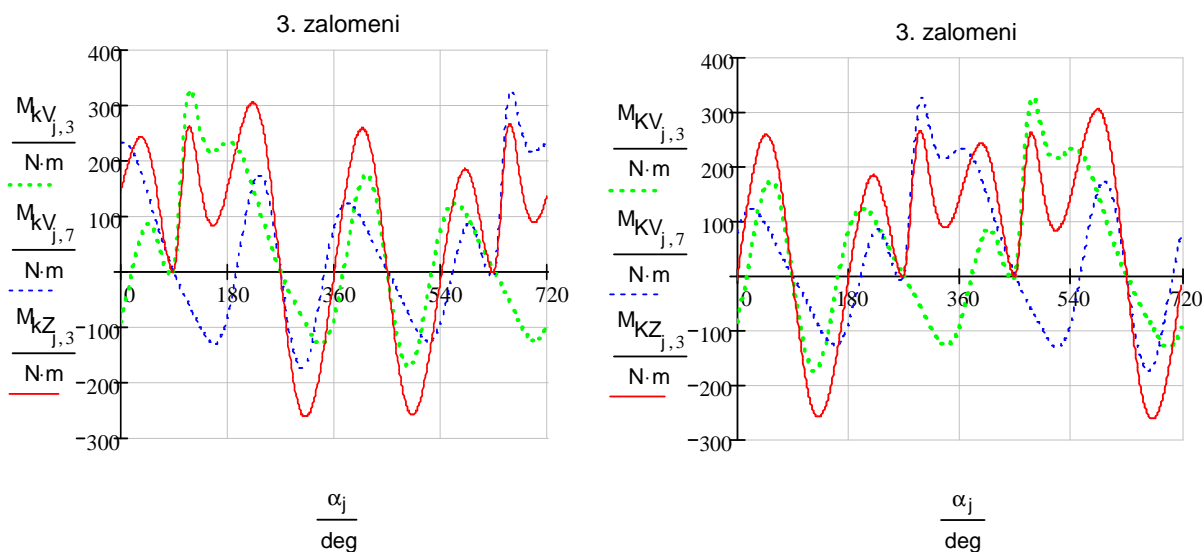
Tab. 2 Pořadí zážehů 1-3-4-2-8-6-5-7

ϕ	1	2	3	4	5	6	7	8	zážeh
0°	HÚ	sání	komprese	DÚ	DÚ	výfuk	expanze	HÚ	1
90°	expanze	DÚ	HÚ	komprese	výfuk	HÚ	DÚ	sání	3
180°	DÚ	komprese	expanze	HÚ	HÚ	sání	výfuk	DÚ	4
270°	výfuk	HÚ	DÚ	expanze	sání	DÚ	HÚ	komprese	2
360°	HÚ	expanze	výfuk	DÚ	DÚ	komprese	sání	HÚ	8
450°	sání	DÚ	HÚ	výfuk	komprese	HÚ	DÚ	expanze	6
540°	DÚ	výfuk	sání	HÚ	HÚ	expanze	komprese	DÚ	5
630°	komprese	HÚ	DÚ	sání	expanze	DÚ	HÚ	výfuk	7
720°	HÚ	sání	komprese	DÚ	DÚ	výfuk	expanze	HÚ	1

Na následujících obrázcích jsou průběhy momentů zobrazeny vlevo pro pořadí zážehů 1-6-4-7-8-3-5-2 a vpravo pro pořadí zážehů 1-3-4-2-8-6-5-7.

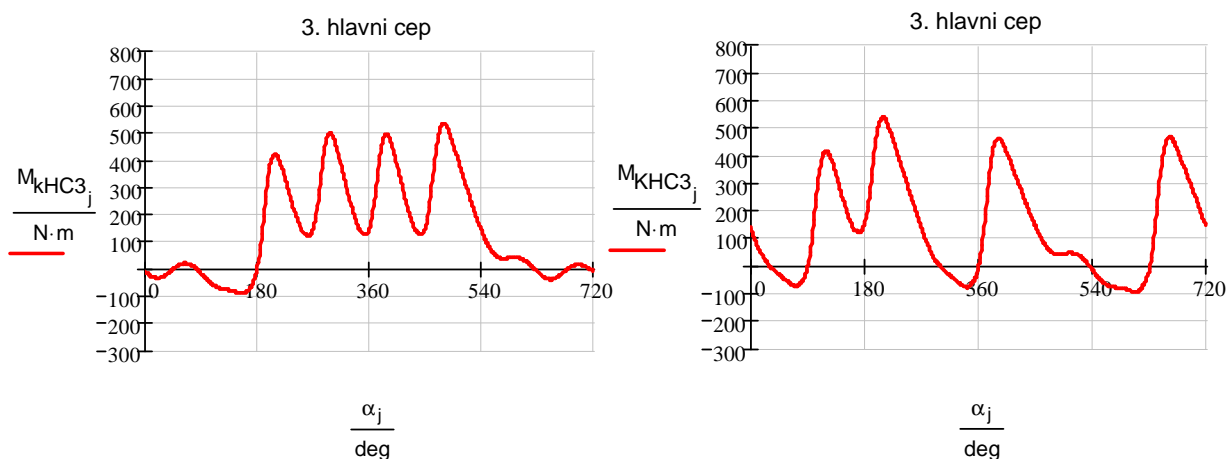


Obr. 15 Průběh krouticího momentu na druhém zalomení klikového hřídele



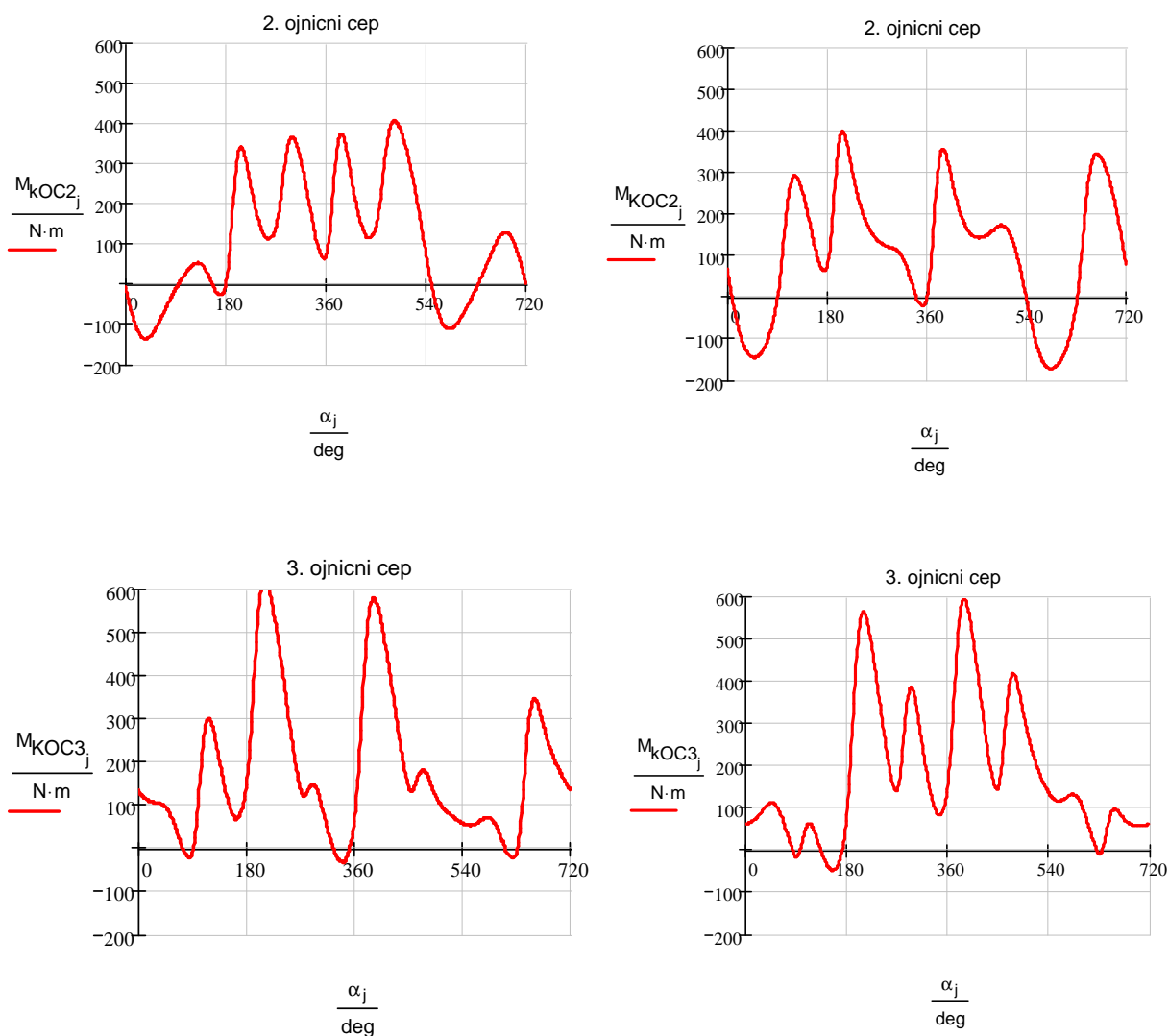
Obr. 16 Průběh krouticího momentu na třetím zalomení klikového hřídele

Průběh krouticího momentu na jednotlivých zalomeních klikového hřídele se neliší, pouze u druhého a třetího zalomení je fázově posunut o 360° . To přesně odpovídá rozdílu, který je mezi těmito dvěma možnostmi pořadí zážehů.



Obr. 17 Průběh krouticího momentu na hlavních čepch klikového hřídele

Průběh krouticího momentu na hlavních čepch klikového hřídele je pro obě pořadí zapalování stejný, liší se pouze u třetího hlavního čepu. Mezní hodnoty jsou však stejné. Tento stav vyplývá ze způsobu výpočtu momentu na hlavních čepch, kdy na prvním hlavním čepu je nulový moment a další se spočítají tak, že se ke krouticímu momentu předchozího hlavního čepu přičte krouticí moment na příslušném zalomení klikového hřídele, které leží mezi těmito dvěma hlavními čepy.



Obr. 18 Průběh krouticího momentu na ojníčních čepch klikového hřídele

Průběh krouticího momentu je opět stejný na prvním a čtvrtém ojníčním čepu, ale liší se na druhém a třetím ojníčním čepu.

Zatížení hlavních a ojníčních čepů jsem počítal jako rozdíl maximální a minimální hodnoty příslušného krouticího momentu.

Ukázalo se, že :

Nejvíce zatížený je v obou případech čtvrtý hlavní čep. $M_{kHCmax} = 667 \text{ Nm}$

Nejvíce zatížený je v obou případech třetí ojníční čep.

Pro pořadí zážehů 1-6-4-7-8-3-5-2 je to $M_{kOCmax} = 605 \text{ Nm}$

Pro pořadí zážehů 1-3-4-2-8-6-5-7 je to $M_{kOCmax} = 637 \text{ Nm}$

U druhého pořadí je navíc větší hodnota zatížení pro druhý ojníční čep a to o 62 Nm.

Také je patrné, že u tohoto pořadí zapalování pálí nejprve všechny válce v jedné řadě a potom všechny válce v druhé řadě.

V kapitole 6.4.5. jsem se zabýval namáháním klikového hřídele torzním kmitáním. Zjistil jsem, že pro pořadí zapalování 1-3-4-2-8-6-5-7 vychází o 1,5 MPa větší torzní napětí pro druhou vlastní frekvenci.

Z těchto důvodů jsem se rozhodl použít pořadí zapalování 1-6-4-7-8-3-5-2.

4. Rozbor vyvážení klikového hřídele

4.1. Rozbor vyváženosti

Na klikové ústrojí působí dva druhy setrvačných sil. Jedná se o setrvačné síly rotačních částí a setrvačné síly posuvných částí. Ty lze rozložit na nekonečně mnoho složek, v praxi se však uvažují pouze první dva řády. Dále na klikové ústrojí působí momenty všech uvedených sil. Při analýze vyvážení víceválcových motorů se pro zjednodušení předpokládá, že úhlová rychlost klikového hřídele je konstantní, hmotnosti všech jednotlivých klikových ústrojí a tedy i jejich setrvačné síly jsou stejné a klikový hřídel se při přenosu sil a momentů nedeformuje.

4.1.1. Setrvačná síla rotačních částí

Setrvačná síla rotačních částí se spočte podle vztahu

$$F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (4)$$

kde m_r je hmotnost rotujících částí redukována na poloměr kliky r a ω je úhlová rychlost otáčení klikového hřídele.

Tyto síly působí směrem od osy klikového hřídele radiálně ve směru jednotlivých klik a jejich výslednici určíme jako výslednici vektorů těchto sil. Výslednice grafického součtu jednotlivých sil udává velikost a směr skutečné výslednice. Je-li součtový obrazec uzavřen, je výslednice odstředivých sil nulová. To nastane tehdy, když při pohledu ve směru osy klikového hřídele tvoří všechny kliky pravidelnou hvězdicí.

V mém případě je uvedená podmínka splněna a setrvačné síly rotačních částí jsou tedy vyváženy.

4.1.2. Setrvačná síla posuvných částí

Setrvačná síla posuvných částí se spočte podle vztahu

$$F_p = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha + m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2\alpha) - m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \frac{\lambda^3}{4} \cdot \cos(4\alpha) + \dots \quad (5)$$

kde

$$m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha = F_I \quad (6)$$

je setrvačná síla posuvných částí I. řádu a

$$m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2\alpha) = F_{II} \quad (7)$$

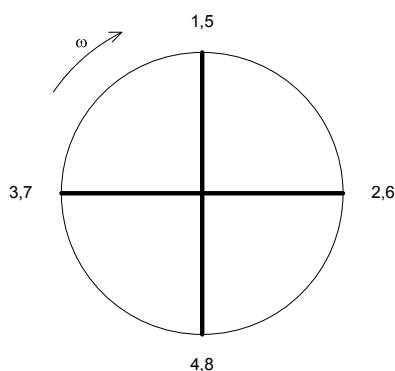
je setrvačná síla posuvných částí II. řádu.

V předchozích vzorcích je α úhel natočení klikového hřídele a λ je klikový poměr, tedy poměr ramene kliky 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, jednak frekvencí. [2]

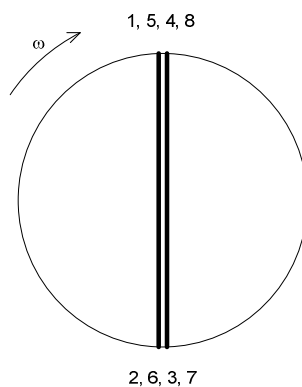
Při analýze vyvážení motoru se uvažují setrvačné síly posuvné jednotlivých řádů samostatně a určují se podmínky pro jejich vyvážení. V praxi se uvažuje pouze vyvážení setrvačných sil posuvných I. a II. řádu. Setrvačné síly vyšších řádů se neuvažují, protože jejich amplitudy jsou velmi malé. V důsledku jejich vyšší frekvence však může dojít k rezonanci s vlastním kmitočtem základu motoru nebo jiné součásti. [2]

Výslednice setrvačných sil posuvných částí prvního řádu se stanoví skládáním vektorů amplitud působících ve směru jednotlivých klik. Je-li vektorový obrazec uzavřen, výslednice setrvačných sil posuvných částí prvního řádu je rovna nule. To nastane tehdy, když jednotlivá zalomení klikového hřídele tvoří při pohledu ve směru jeho podélné osy pravidelnou hvězdicí.



Obr. 19 Kliková hvězdice prvního řádu

Výslednice setrvačných sil posuvných částí druhého řádu se stanoví stejným způsobem. Avšak vektory amplitud setrvačných sil se nevynášejí ve směru klik, ale ve směru fiktivních klik, které jsou od prvního zalomení posunuty o dvojnásobný úhel než je tomu u klikové hvězdice prvního řádu.



Obr. 20 Fiktivní kliková hvězdice druhého řádu

Je-li tedy fiktivní kliková hvězdice druhého řádu souměrná, vektory jednotlivých amplitud setrvačné síly posuvných částí druhého řádu tvoří uzavřený obrazec a tyto síly jsou přirozeně vyváženy.

Z předchozího textu plyne, že v mém případě plochého osmiválcového motoru jsou setrvačné síly posuvných částí prvního i druhého řádu přirozeně vyváženy.

4.1.3. Momenty setrvačných sil

Setrvačné síly posuvných i rotačních částí působí na jednotlivých zalomeních klikového hřídele a jsou tedy vzájemně posunuty o délku těchto zalomení. Důsledkem toho, i když síly mohou být vyváženy, mohou tvořit silové dvojice a tedy momenty nevyváženosti. Tyto momenty natáčejí motorem kolem jeho těžiště.

Podle toho, v důsledku vzájemného působení kterých sil tyto momenty vznikají, dělíme je na momenty setrvačných sil rotačních částí M_r , momenty setrvačných sil posuvných částí I. řádu M_I a momenty setrvačných sil posuvných částí II. řádu M_{II} .

Při určování velikosti a směru jednotlivých momentů je třeba si stanovit vztažnou rovinu kolmou k podélné ose klikového hřídele. Já jsem ji při provádění výpočtů umístil do osy posledního osmého válce. Momenty od jednotlivých sil určíme jako vektorový součin ramene, na kterém tyto síly vzhledem ke vztažné rovině působí, a samotných sil.

Výslednice momentů se určí vektorovým součtem jednotlivých momentů.

4.1.4. Shrnutí vyváženosti

Z rozboru vyváženosti klikového hřídele plochého osmiválcového motoru, který jsem provedl v příloze v kapitole 8 vyplývá následující.

Výslednice setrvačných sil rotačních částí je nulová. Odstředivé síly jsou přirozeně vyváženy. Výslednice setrvačných sil posuvných částí prvního i druhého řádu jsou nulové. I tyto síly jsou přirozeně vyváženy.

Výslednice momentů setrvačných sil rotačních částí má nenulovou hodnotu a leží pod úhlem $18^\circ 26'$ od vodorovné roviny.

Také výslednice momentů setrvačných sil posuvných částí prvního i druhého řádu vycházejí nenulové s harmonickým průběhem.

4.2. Analýza možností vyvážení

Z předchozího odstavce jasně vyplývá, že je zapotřebí vyřešit vyvážení momentů setrvačných sil rotačních částí a momentů setrvačných sil posuvných částí prvního i druhého řádu.

Vyvážit moment od rotačních částí lze třemi způsoby. Je to silové, momentové nebo kombinované vyvážení.

Metoda silového vyvážení je založena na tom, že vyvažujeme síly co nejbližší místa, kde vznikají, tedy na každém zalomení. Na ramenech každého zalomení jsou umístěny vývažky o takové hmotnosti, aby vyvolaly sílu o stejné velikosti jako je odstředivá síla rotujících částí, avšak v opačném směru. Tyto síly se tedy vyruší a nevzniká žádný moment. Metoda silového vyvážení sice snižuje namáhání hlavních ložisek, zároveň ale příliš zvyšuje hmotnost klikového hřídele.

Principem metody momentového vyvážení je pomocí vývažků vyvolat stejně velký moment opačného směru jako je vyvažovaný moment odstředivých sil. Tyto momenty se pak součtem vyruší. Tato metoda sice umožňuje zkonstruovat klikový hřídel o menší hmotnosti, přitom ale přidávný moment více zatěžuje hlavní ložiska.

Kompromisem je metoda kombinovaného silového a momentového vyvážení, která při vhodné konstrukci vývažků umožňuje vyvážit část nevyváženého momentu silově a část momentově při přijatelném namáhání ložisek ne až tak těžkého klikového hřídele.

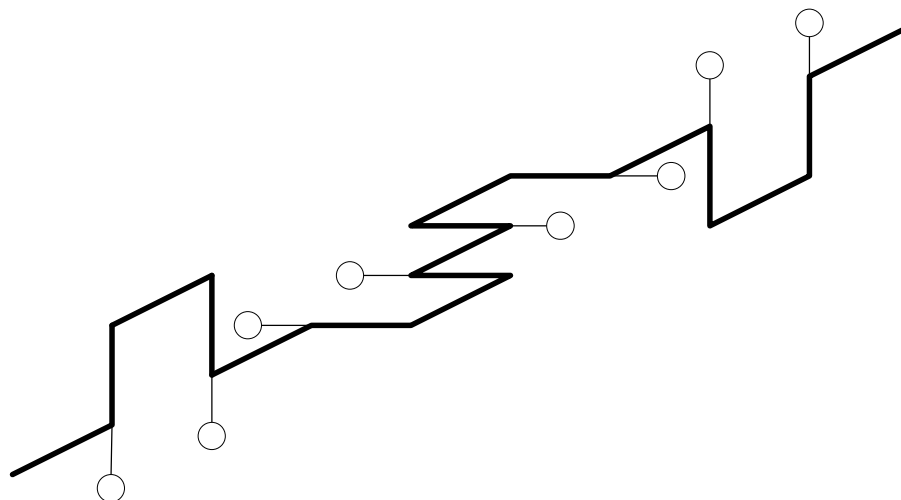
Moment setrvačných sil posuvných částí prvního řádu lze vyvážit dvojicí vyvažovacích hřídelů, které se otáčejí proti sobě stejnou úhlovou rychlostí jako klikový hřídel. Vyvažovací hřídele vytvářejí moment stejné velikosti a opačného směru než je moment setrvačných sil posuvných částí prvního řádu. Jeden z vyvažovacích hřídelů lze ztotožnit s klikovým hřídelem přidáním příslušné váhy na vhodné místo. Pokud protiběžný vyvažovací hřídel chybí, je vývažkem na klikovém hřídeli vyvážena pouze polovina momentu.

Vyvážení momentu setrvačných sil posuvných částí druhého řádu je možno použitím dvou vyvažovacích hřídelů, které se otáčejí proti sobě dvakrát větší úhlovou rychlostí než je úhlová rychlost klikového hřídele a vyvolávají tak stejně velký moment jako je moment setrvačných sil posuvných hmot druhého řádu, ale opačného směru.

4.2.1. Silové vyvážení

Při použití silového vyvážení musí dvojice vývažků na každém zalomení působit proti odstředivé síle rotačních částí stejně velkou silou. Při přeložení poloviny momentu setrvačných sil posuvných částí musí vyvažovat také polovinu této síly na každém zalomení.

Jelikož jsou vývažky vůči podélné ose klikového hřídele rozloženy symetricky, leží jejich těžiště v této ose a nevzniká moment, který by namáhal hlavní ložiska.

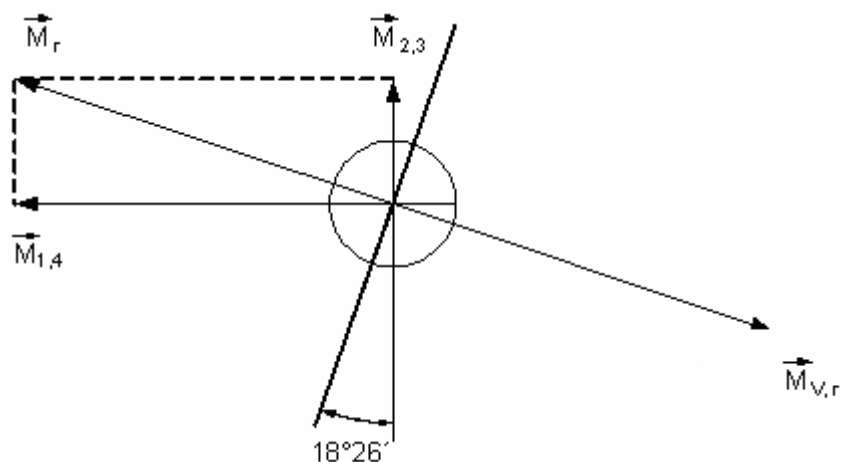


Obr. 21 Poloha vývažků při silovém vyvážení klikového hřídele

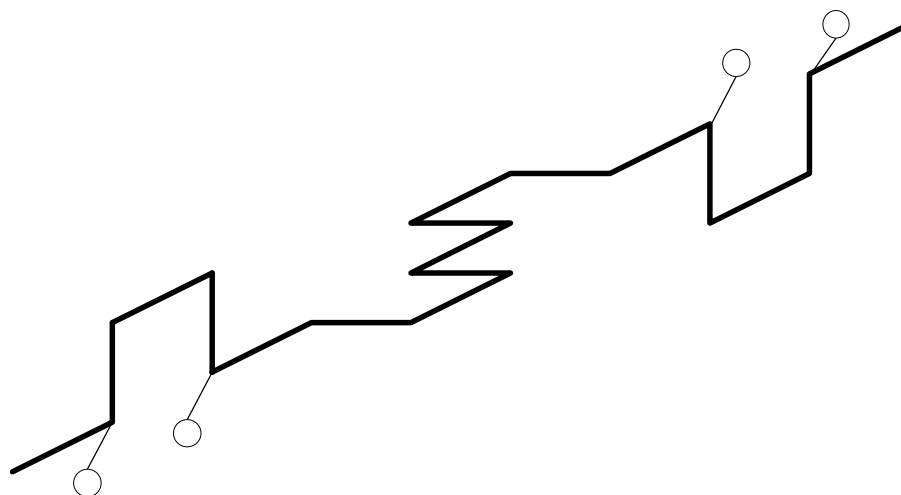
4.2.2. Momentové vyvážení

Při momentovém vyvážení musí vývažky působit momentem stejné velikosti a opačného směru proti momentu setrvačných sil rotačních částí a při přeložení poloviny momentu setrvačných sil posuvných částí prvního řádu i polovičním momentem proti němu.

Rovina vývažků, respektive úhel, který tato rovina svírá se svislou rovinou prvního zalomení se zjistí graficky, jak je uvedeno na následujícím obrázku.



Obr. 22 Moment odstředivých sil rotačních částí a rovina vývažků

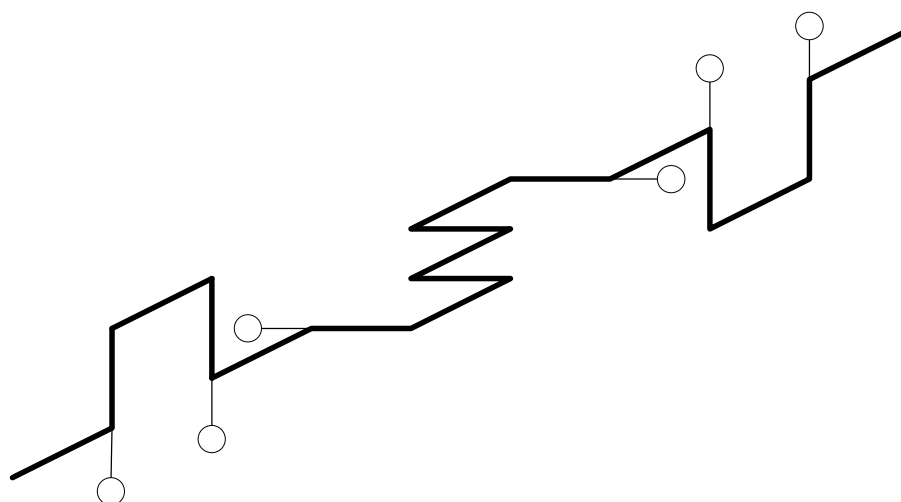


Obr 23 Poloha vývažků při momentovém vyvážení klikového hřídele

4.2.3. Kombinace silového a momentového vyvážení

Kombinace silového a momentového vyvážení přináší kompromis mezi hmotností klikového hřídele a namáháním jeho uložení ohybovým momentem.

Navrhl jsem takovou kombinaci vyvážení, kde první a čtvrté zalomení je vyváženo silově a druhé a třetí zalomení je vyváženo momentově. Tím, že jsou vyváženy setrvačné síly na prvním a čtvrtém zalomení, nevzniká jejich moment, který by měl třikrát větší hodnotu, než moment druhého a třetího zalomení. Ten je pak vyvážen momentově na vnějších ramenech druhého a třetího zalomení. Umístění vývažků je patrné z obrázku 24.



Obr. 24 Umístění vývažků při kombinovaném vyvážení klikového hřídele

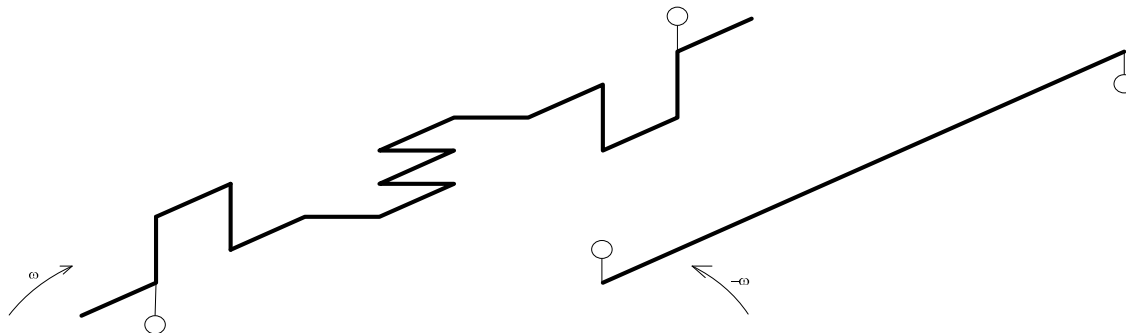
4.2.4. Vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí

Moment odstředivých sil má konstantní hodnotu a otáčí se spolu s klikovým hřídelem. Proto jej lze dobře vyvážit závažími na klikovém hřídeli, jak bylo uvedeno výše. Naproti tomu moment setrvačných sil posuvných částí má harmonický průběh symetrický kolem nuly a proto je k jeho vyvážení třeba použít vyvažovací jednotky. Ta se skládá ze dvou vyvažovacích hřídelů, které se otáčejí proti sobě a vytvářejí moment stejné velikosti a opačného směru než moment, který vyvažují.

Průběh momentu setrvačných sil posuvných částí prvního řádu má stejnou frekvenci jako otáčení klikového hřídele, proto je možné jeden vyvažovací hřídel ztotožnit s klikovým hřídelem a použít pouze druhý, protiběžný.

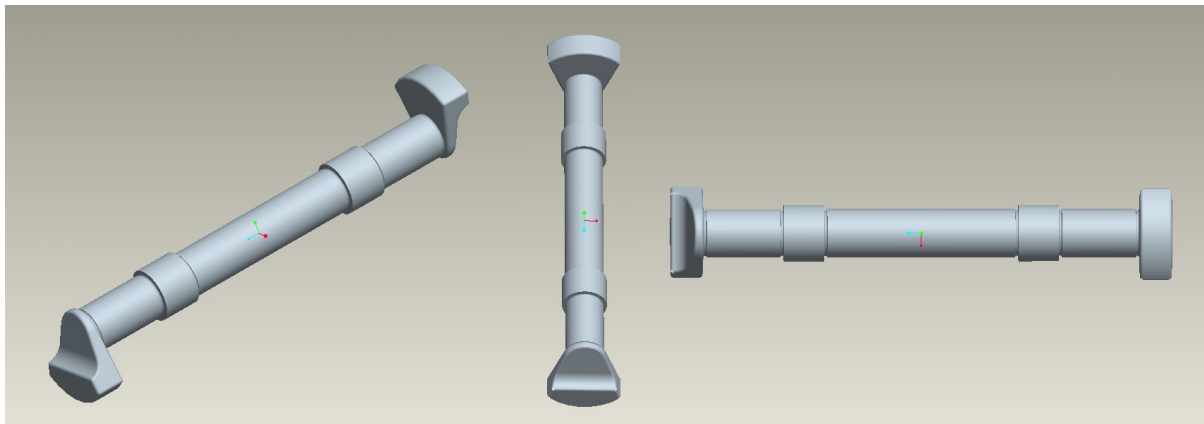
Moment setrvačných sil posuvných částí druhého řádu kmitá s dvojnásobnou frekvencí, než je frekvence otáčení klikového hřídele, proto není takové zjednodušení možné a je třeba použít dvou vyvažovacích hřídelů.

Moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu má při základní poloze klikového hřídele zápornou amplitudu. Při natočení o 90° je jeho hodnota nulová a při natočení klikového hřídele o 180° je tento moment největší. Součet momentů od vyvažovací jednotky musí mít přesně opačný průběh, tzn. musí být posunut o 180° . To zajišťuje uspořádání, které uvádím na obrázku 25.



Obr. 25 Schéma vyvažovací jednotky pro vyvážení momentu setrvačných sil posuvných částí I. řádu

Navrhl jsem protiběžný vyvažovací hřídel pro vyvážení momentu setrvačných sil prvního řádu viz obr. 26.



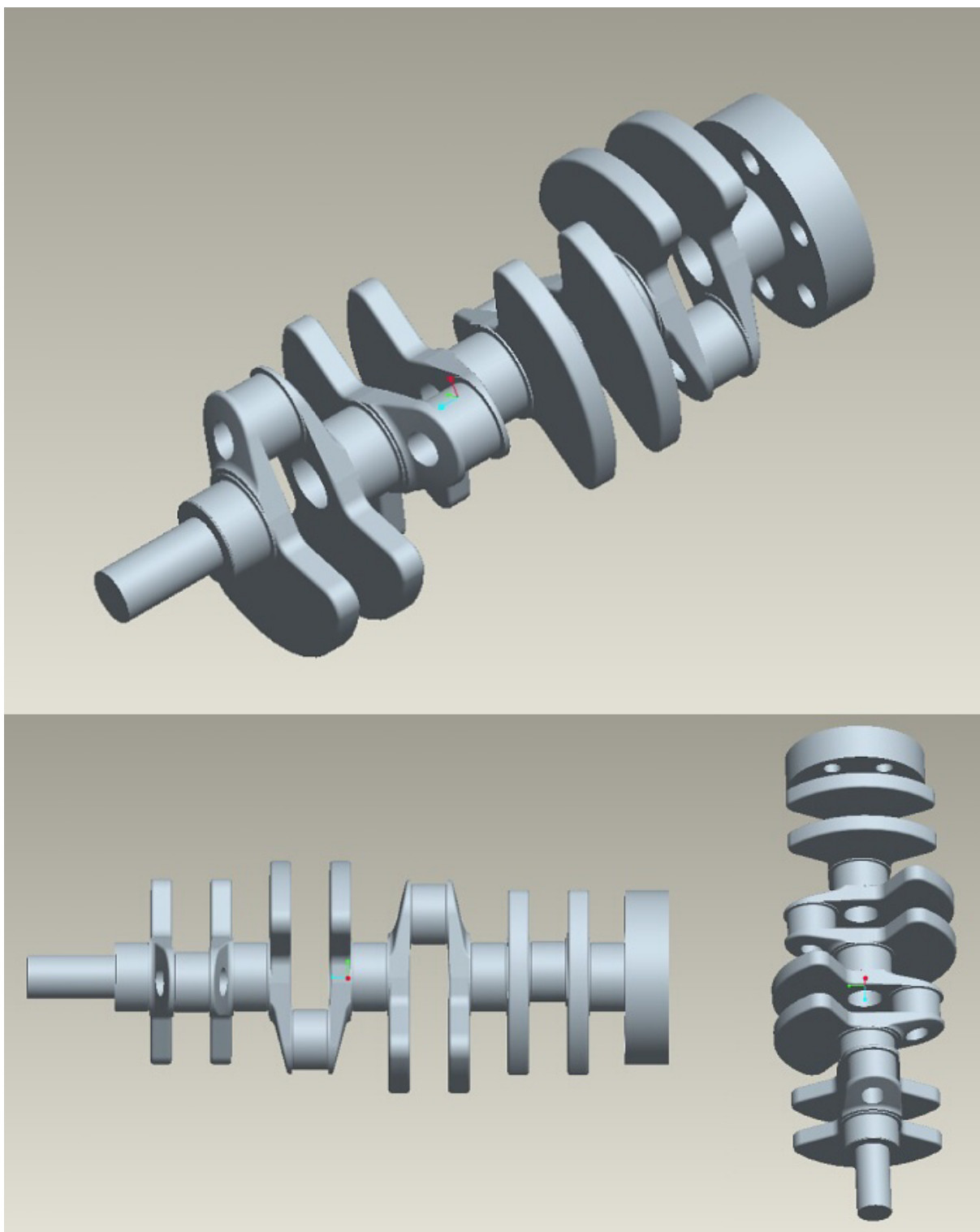
Obr. 26 Ideový návrh protiběžného vyvažovacího hřídele

Moment od setrvačných sil posuvných částí druhého řádu ponechávám nevyvážený, neboť vyvážení by si vynutilo aplikaci dvou vyvažovacích hřídelů poháněných od klikového hřídele s převodovým poměrem 2:1. To by znamenalo složitější konstrukci motoru a zejména pak zvýšení jeho hmotnosti, která je u leteckého motoru klíčovým parametrem.

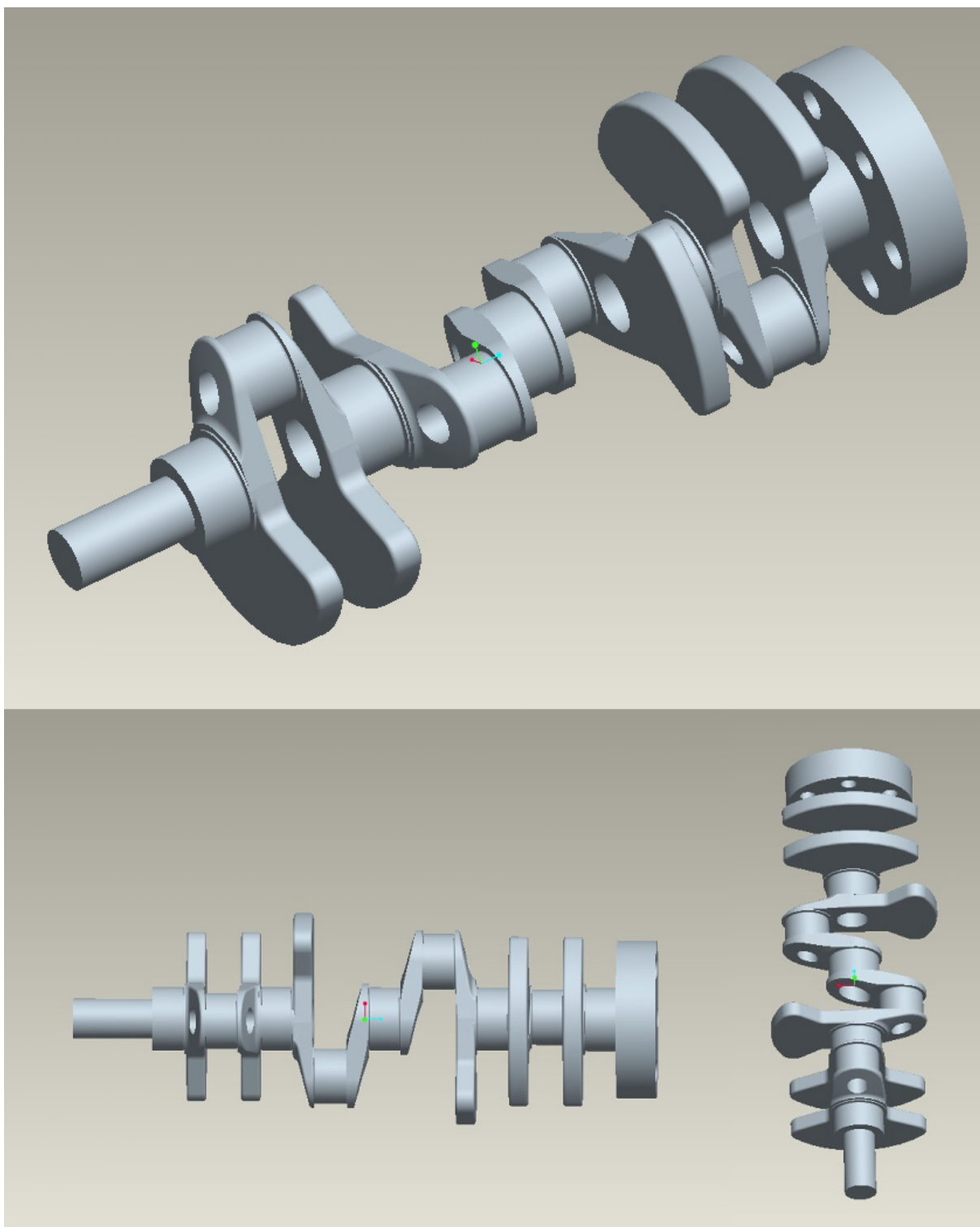
4.3. Konstrukční provedení klikového hřídele

Provedl jsem koncepční konstrukční návrh klikového hřídele ve třech variantách – silové, kombinované a momentové vyvážení. Kvůli snaze o co nejnižší hmotnost klikového hřídele jsem zvolil provedení s dutými hlavními a ojnicními čepy.

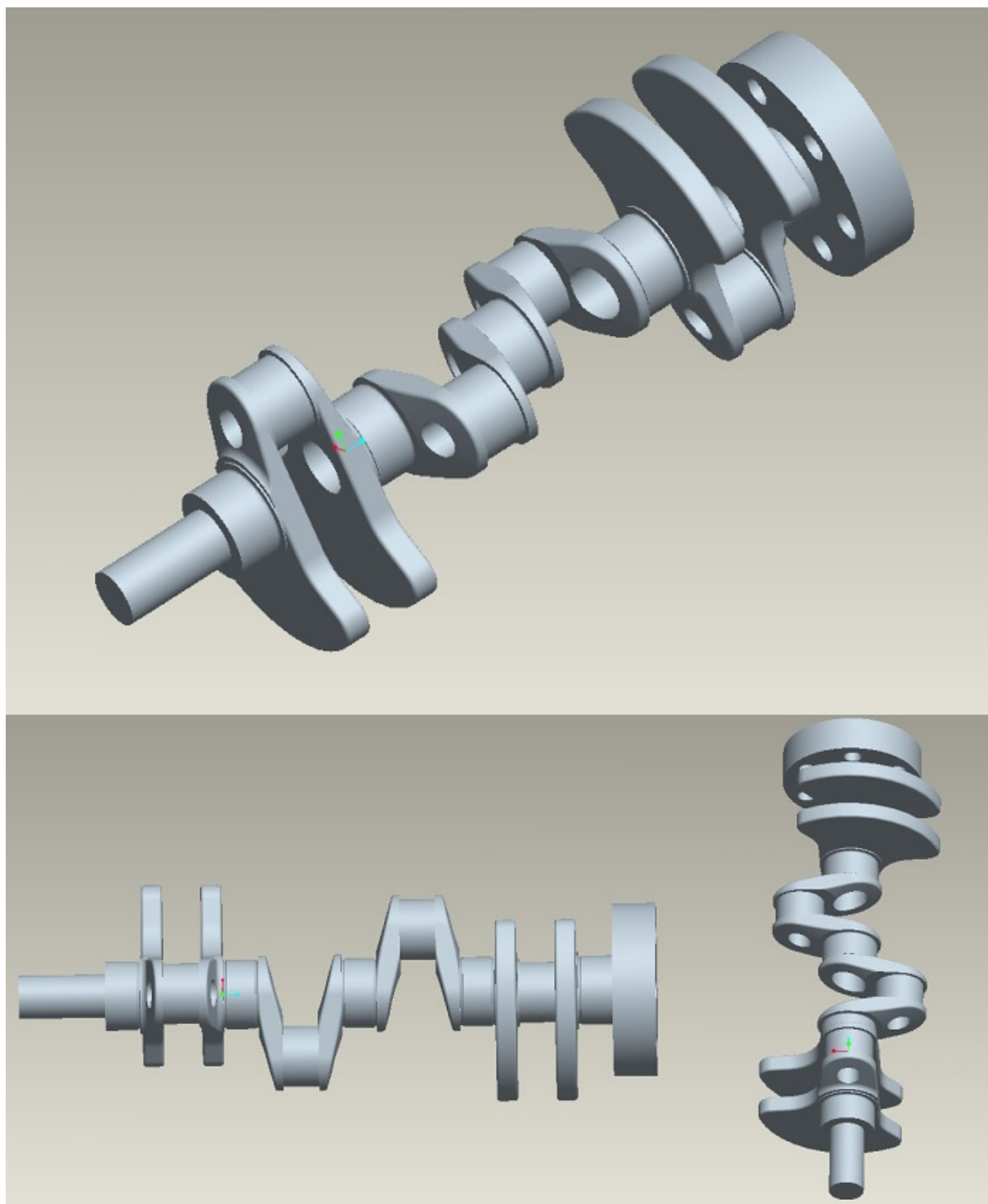
Modely jsem vytvářel v prostředí CAD systému Pro/ENGINEER.



Obr. 27 Klikový hřídel vyvážený silově



Obr. 28 Klikový hřídel vyvážený kombinovaně



Obr. 29 Klikový hřídel vyvážený momentově

5. Kontrolní pevnostní výpočet klikového hřídele

5.1. Konstrukční návrh klikového hřídele

Konstrukční řešení klikového ústrojí plochého osmiválcového letadlového motoru vychází z motoru Škoda 1.2 HTP a přebírá jeho hlavní konstrukční rozměry. Mělo by být použito co nejvíce shodných dílů, např. ojnice a pístní skupina.

Pro konstrukci klikového hřídele je dán počet válců, jejich vrtání a rozteč, poloměr kliky, průměr a délka hlavních a ojnicích čepů.

Tímto se konstrukční návrh omezuje na volbu materiálu, návrh uspořádání klikového hřídele a návrh vývažků.

5.2. Volba materiálu

Podle technologie výroby dělíme klikové hřídele do třech skupin:

- kované
- lité
- skládané

Nejčastěji se setkáme s kovanými klikovými hřídeli, lité se vyskytují především v méně zatížených motorech a skládané klikové hřídele se používají u dvoudobých motocyklových motorů.

5.2.1. Kované klikové hřídele

Kované klikové hřídele se vyrábějí nejčastěji z legovaných ocelí 15 131, 15 260, 14 240, 16 342 aj. Předkovávají se a zušlechťují na pevnost 650 – 950 MPa. U vznětových nebo vysoce zatížených zážehových motorů se kalí čepy na tvrdost přibližně 60HRC. Pro dosažení vysoké povrchové tvrdosti a zvýšení únavové pevnosti je možno použít i nitridaci. Čím je větší hloubka nitridace, tím se dosahuje vyšší únavové pevnosti, protože je homogennější nitridační křivka. Zpracováno podle literatury [3].

5.2.2. Lité klikové hřídele

Odlévané klikové hřídele mají obecně menší pevnost než kované a proto jsou rozšířeny zejména u méně zatížených motorů. Pro dosažení potřebné pevnosti mají čepy větší průměr než u kovaných. Jako materiál se používá tvárná litina nebo ocelolitina, což přináší výhodu tlumení vibrací. Výhodou je úspora hmotnosti díky menší hustotě litiny oproti oceli, což je u leteckého motoru nanejvýš vhodné. Další výhodou je nutnost menších přídavek na obrábění a velká tuhost v ohybu.

5.2.3. Skládané klikové hřídele

Klikové hřídele se nejčastěji skládají lisováním. To je běžný postup u dvoudobých motorů motocyklů nebo malé mechanizace

Můžeme se setkat i s klikovými hřídeli skládanými šroubováním. Tuto metodu používá u svých nákladních automobilů kopřivnická *Tatra*. Přináší to možnost stavebnicového uspořádání motoru, kdy lze vytvořit motor o libovolném počtu válců. Zvláštností je, že kruhová ramena slouží pro uložení vnitřních kroužků valivých ložisek, která jsou uložena v tunelové klikové skříni. Díky tomu odpadá nutnost použít hlavní čepy, a tak je motor velmi krátký. Další výhodou je velká tuhost klikové skříně.

5.2.4. Volba materiálu

Pro aplikaci v leteckém motoru se mi jako vhodné jeví využití klikového hřídele zhotoveného odléváním. Aby bylo možné vyhovět všem pevnostním požadavkům, které jsou na klikový hřídel kladeny, je třeba využít velmi kvalitní litiny.

Zvolil jsem litinu EN-GJS-1000-5 z nabídky firmy *CLAAS GUSS GmbH*.

Jedná se o izotermicky tepelně zpracovanou bainitickou tvárnou litinu (ADI – austempered ductile iron) s ausferitickou strukturou. Tento materiál vyniká výbornou kombinací pevnosti, tažnosti, ořezuvzdornosti a únavové pevnosti. Používá se pro velmi namáhané strojní součásti, např. ozubená kola nebo klikové hřídele velkých vznětových motorů.

Mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 3.

Tab.3 Mechanické vlastnosti litiny EN-GJS-1000-5 [10]

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
hustota	ρ	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	7100

* hodnoty meze únavy v tahu-tlaku a v ohybu jsou přepočítány podle empirických vztahů, které platí pro tvárnou litinu s kuličkovým grafitem. Z konzultace s doc. Ing. Stanislavem Věchetem, CSc., který se zabývá únavovými vlastnostmi kovových materiálů, vyplynulo, že je možné tyto vztahy při určitém zjednodušení použít i pro ADI.

5.3. Kontrolní pevnostní výpočet klikového hřídele

Kontrolní pevnostní výpočet klikového hřídele jsem prováděl podle literatury [4].

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

Náhlé změny průřezů, prostorové uspořádání ramen klikového hřídele a časová proměnnost velikosti a směru zatěžujících silových 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 klikového hřídele je prováděna pouze na zalomení, které je nejvíce namáhané. [4]

5.3.1. Kontrolní pevnostní 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.

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. Aby bylo možno zjistit velikost této amplitudy u jednotlivých čepů, je třeba graficky, případně tabulkově vyjádřit průběh tzv. „nabíhacích 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. Na základě zkušeností se volí součinitel vlivu koncentrace napětí $K_\tau = 1.8$, součinitel vlivu velikosti součásti $\varepsilon_{\tau 1} = 0.6$ a součinitel vlivu povrchu $\varepsilon_{\tau 2} = 1$. [4]

Maximální a minimální tangenciální napětí v nejvíce namáhaném čtvrtém hlavním čepu jsou dána vztahem:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{4\max}}{W_{\tau HC}} \quad [\text{MPa}] \quad (8)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{4\min}}{W_{\tau HC}} \quad [\text{MPa}] \quad (9)$$

kde $W_{\tau HC}$ je průřezový modul hlavního čepu v krutu spočtený podle vztahu:

$$W_{\tau HC} = \frac{\pi}{16} \cdot D_{HC}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{HC}}{D_{HC}} \right)^4 \right] \quad [\text{m}^3] \quad (10)$$

kde

$D_{HC} [m]$ - vnější průměr hlavního čepu ,

$d_{HC} [m]$ - vnitřní průměr hlavního čepu.

Výsledná míra bezpečnosti v krutu je vyjádřena vztahem:

$$n_\tau = \frac{\tau_{ck}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad [-] \quad (11)$$

kde vystupuje střední napětí cyklu:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (12)$$

a amplituda napětí:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (13)$$

Součinitel ε_τ je součinem podle vztahu:

$$\varepsilon_\tau = \varepsilon_{\tau 1} \cdot \varepsilon_{\tau 2} \quad [-] \quad (14)$$

Součinitel asymetrie cyklu ψ_τ se podle meze pevnosti v tahu pro konkrétní materiál volí z tabulky 4.

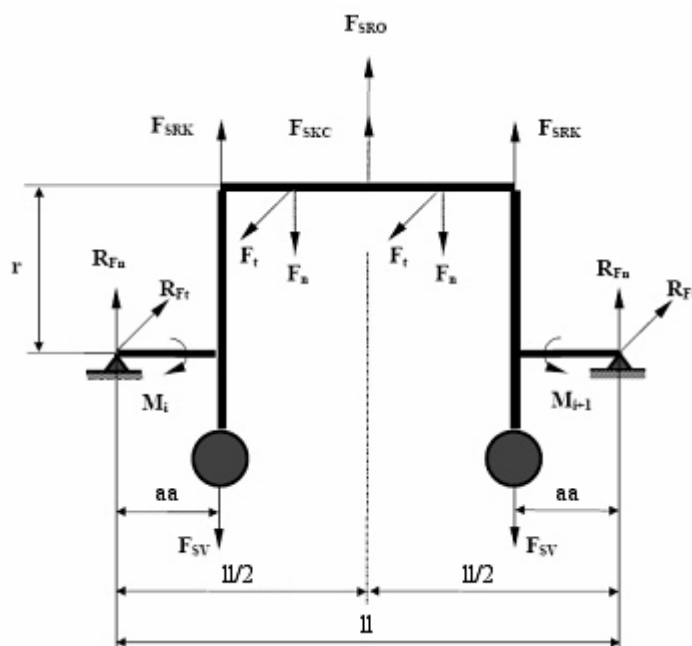
Tab. 4 Součinitel asymetrie cyklu ψ

R_m [MPa]	350 - 550	550 - 750	750 - 1000	1000 - 1200	1200 - 1400
ψ_σ (ohyb, tah)	0	0,05	0,1	0,2	0,25
ψ_τ (krut)	0	0	0,05	0,1	0,15

Míra bezpečnosti hlavních čepů je pro běžné pístové motory $n_\tau = 4$ až 5.

V mém případě vyšlo $n_\tau = 4,088$.

Míra bezpečnosti hlavních čepů v krutu je tedy vyhovující.



Obr. 30 Znárodnění sil a momentů působících na zalomení klikového hřídele. [4 - upraveno]

5.3.2. Kontrolní pevnostní výpočet ojnicního čepu klikového hřídele

Ojnicní čep je namáhán současně ohybem a krutem. Maximální hodnoty ohybových a kroutících 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.

Na obr. 30 je schematicky znázorněno působení silových a momentových účinků v jednom zalomení klikového hřídele. [4]

Výsledný vnitřní silový účinek - moment namáhající ojnicní čep na ohyb v rovině zalomení, ve středním průřezu čepu (v ose válce) jsem stanovil z rovnice:

$$M_{Oz} := R_{fn} \cdot \frac{l}{2} + (F_{SRK} - F_{SV}) \cdot \left(\frac{l}{2} - aa \right) - F_r \cdot \frac{l_{OC}}{4} \quad [Nm] \quad (15)$$

kde reakční síla na normálovou sílu:

$$R_{fn} := F_r - \frac{F_{SRO} + F_{SOC} + 2 \cdot F_{SRK} - 2 \cdot F_{SV}}{2} \quad [N] \quad (16)$$

přičemž celková odstředivá síla rotujících hmotností:

$$F_C = F_{SRO} + F_{SKC} + 2F_{SRK} - 2F_{SV} \quad [N] \quad (17)$$

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_{SOC} [N] - odstředivá síla ojnicního čepu,

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

F_{SV} [N] - odstředivá síla vývažku,

F_C [N] - celková odstředivá síla rotujících hmotností

Moment ohýbající ojnicní čep v rovině kolmé na rovinu zalomení:

$$M_{Ot} := R_{ft} \cdot \frac{l}{2} + F_t \cdot \frac{l_{OC}}{4} \quad [Nm] \quad (18)$$

kde reakce tangenciální síly od tlaku plynů a setrvačných sil v uložení kliky je:

$$R_{ft} := F_t \quad [N] \quad (19)$$

Celkový ohybový moment se potom spočítá podle vztahu:

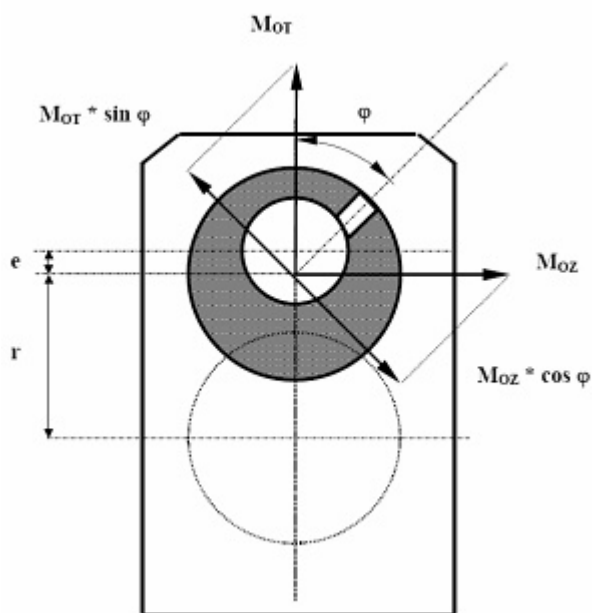
$$M_O = \sqrt{M_{Oz}^2 + M_{Ot}^2} \quad [Nm] \quad (20)$$

Rovina v níž M_O působí se při otáčení klikového hřídele se ve vztahu k souřadné soustavě pevně spojené s ojnicním čepem pootáčí. Protože k podstatnému zvýšení napětí dochází v

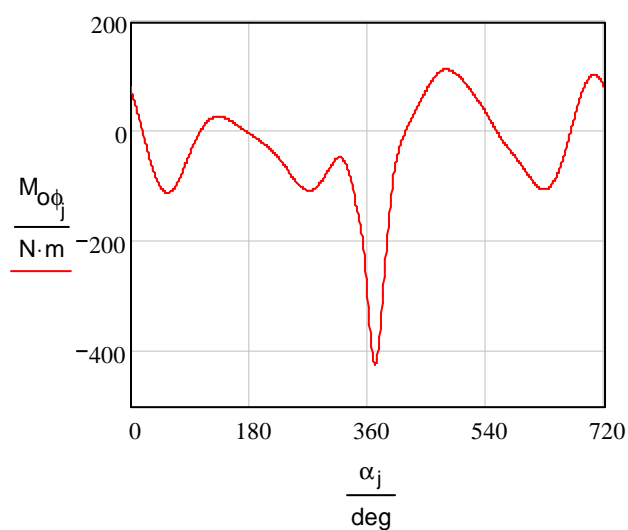
důsledku koncentrace napětí na okraji mazacího otvoru, bude pro výpočet míry bezpečnosti rozhodující ohybový moment $M_{o\varphi}$ působící v rovině procházející mazacím otvorem. Tato rovina svírá s osou zalomení úhel φ viz 31. Jeho velikost určíme z rovnice :

$$M_{o\varphi} = M_{oz} \cdot \cos(\varphi) + M_{ot} \cdot \sin(\varphi) \quad [\text{Nm}] \quad (21)$$

Jak je vidět z obrázku 32, nabývá tento ohybový moment působící v rovině mazacího otvoru záporných i kladných hodnot. To znamená, že na okrajích mazacího otvoru vyvolává střídavě tlakové a tahové napětí.



Obr. 31 Celkový ohybový moment působící v rovině mazacího otvoru [4]



Obr. 32 Změna velikosti ohybového momentu působícího v rovině mazacího otvoru v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele

Z tohoto průběhu ohybového momentu stanovíme extrémní hodnoty $M_{o\phi max}$ a $M_{o\phi min}$. Z nich dále zjistíme maximální a minimální ohybové napětí podle vztahů:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{o\phi max}}{W_{\sigma OC}} \quad [\text{MPa}] \quad (22)$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{o\phi min}}{W_{\sigma OC}} \quad [\text{MPa}] \quad (23)$$

kde $W_{\sigma,oc}$ je průřezový modul dutého ojnicního čepu při osovém odlehčení otvorem o průměru d_{oc} spočtený podle vztahu:

$$W_{\sigma OC} = \frac{\pi}{32} \cdot D_{OC}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{OC}}{D_{OC}} \right)^4 \right] \quad [\text{m}^3] \quad (24)$$

D_{oc} je vnější průměr ojnicního čepu.

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

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{co}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad [-] \quad (25)$$

kde

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (26)$$

je střední napětí cyklu a

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (27)$$

je amplituda cyklu.

Součinitel vlivu koncentrace napětí se volí $K_{\sigma}=2$, součinitel vlivu velikosti součásti $\varepsilon_{\sigma 1}=0.7$ a součinitel vlivu povrchu $\varepsilon_{\sigma 2}=1$.

Součinitel ε_{σ} je součinem podle vztahu:

$$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\sigma 1} \cdot \varepsilon_{\sigma 2} \quad [-] \quad (28)$$

Součinitel asymetrie cyklu ψ_{σ} se podle meze pevnosti v tahu pro konkrétní materiál volí z tabulky 4.

Míra bezpečnosti ojnicního čepu při namáhání ohybem vychází $n_{\sigma} = 3,141$ u klikového hřídele vyváženého silově a $n_{\sigma} = 3,211$ u klikového hřídele vyváženého momentově nebo kombinovaně.

Kontrola bezpečnosti ojnicního čepu namáhaného krutem probíhá podobně jako u hlavních čepů. Obdobně, jako při jejich řešení, se i v tomto případě stanoví průběhy nabíhajících momentů M_i pro jednotlivé ojnicní čepy. Pro kontrolní výpočet kroutícího namáhání se pak stanoví ten ojnicní čep u něž amplituda kroutícího momentu $M_{OC,max} - M_{OC,min}$ je maximální.

V mém případě vychází jako nevíce zatížený třetí ojnicní čep. Z extrémních hodnot kroutícího momentu na třetím ojnicním čepu se vypočtou extrémy napětí podle vztahů:

$$\tau_{\max} := \frac{M_{kOC\max}}{W_{\tau OC}} \quad [\text{MPa}] \quad (29)$$

$$\tau_{\min} := \frac{M_{kOC\min}}{W_{\tau OC}} \quad [\text{MPa}] \quad (30)$$

kde $W_{\tau,oc}$ je průřezový modul ojnicního čepu v krutu a získá se ze vztahu:

$$W_{\tau OC} = \frac{\pi}{16} \cdot D_{OC}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{OC}}{D_{OC}} \right)^4 \right] \quad [\text{m}^3] \quad (31)$$

nebo též

$$W_{\tau OC} = 2 \cdot W_{\sigma OC} \quad [\text{m}^3] \quad (32)$$

Jako v předchozích případech se z extrémních hodnot smykového napětí určí střední hodnota a amplituda podle vztahů:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (33)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (34)$$

Součinitel vlivu koncentrace napětí se volí $K_\tau = 1.8$, součinitel $\varepsilon_\tau = 0.6$. Součinitel asymetrie cyklu ψ_τ se podle meze pevnosti v tahu pro konkrétní materiál volí z tabulky 4.

Míra bezpečnosti ojnicního čepu v krutu se vypočte podle vztahu:

$$n_\tau = \frac{\tau_{ck}}{K_\tau \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad [-] \quad (35)$$

Míra bezpečnosti ojnicního čepu při namáhání krutem vychází $n_\tau = 3,384$ pro všechny varianty vyvážení klikového hřídele.

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

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \quad [-] \quad (36)$$

Hodnota míry bezpečnosti má být u klikových hřídelů automobilních motorů větší než 2.5 až 3, u klikových hřídelů traktorových motorů má být větší než 3.0 až 3.5 .

V mém případě vychází výsledná míra bezpečnosti při kombinovaném namáhání ohybem a krutem $n = 2,302$ pro klikový hřídel vyvážený silově a $n = 2,329$ pro klikový hřídel vyvážený momentově nebo kombinovaně.

5.3.3. Kontrolní pevnostní výpočet ramene klikového hřídele

Ramena klikového hřídele jsou namáhána proměnnými silovými účinky, které v průběhu otáčení klikového hřídele mění svoji velikost a směr. Vzniká tak kombinované namáhání, které zatěžuje ramena klikového hřídele ohybem, tahem, tlakem a krutem. Vzhledem k únavovému charakteru zatížení se ramena kontrolují v místech přechodů čepů do ramene, tedy v místech , kde v důsledku koncentrace napětí dochází ke značnému zvýšení velikosti napětí. [4]

Ohybový moment namáhající rameno:

$$M_{OR} = R_{fn} \cdot a_a \quad [Nm] \quad (37)$$

Tah, tlak vyvolává reakční síla na normálovou sílu:

$$R_{fn} := F_r - \frac{F_{SRO} + F_{SOC} + 2 \cdot F_{SRK} - 2 \cdot F_{SV}}{2} \quad [N] \quad (38)$$

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

$$\sigma = \frac{M_{OR}}{W_{\sigma R}} + \frac{R_{fn}}{S_R} \quad [MPa] \quad (39)$$

kde

$$W_{\sigma R} = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad [m^3] \quad (40)$$

je průřezový modul ramene kliky a

$$S_R = b \cdot h \quad [m^2] \quad (41)$$

kde b [m] je šířka ramene v řešeném průřezu tj. přechodu ramene do ojnicního čepu a h [m] je tloušťka ramene v řešeném průřezu.

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

$$\sigma_{\max} = \frac{\max(F_{rc}) - F_C}{2} \cdot \left(\frac{aa}{W_{\sigma R}} + \frac{1}{S_R} \right) \quad [\text{MPa}] \quad (42)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{\min(F_{rc}) - F_C}{2} \cdot \left(\frac{aa}{W_{\sigma R}} + \frac{1}{S_R} \right) \quad [\text{MPa}] \quad (43)$$

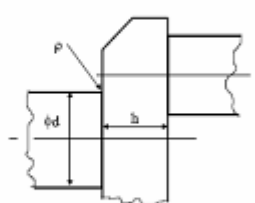
Amplituda a střední napětí pak bude:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (44)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (45)$$

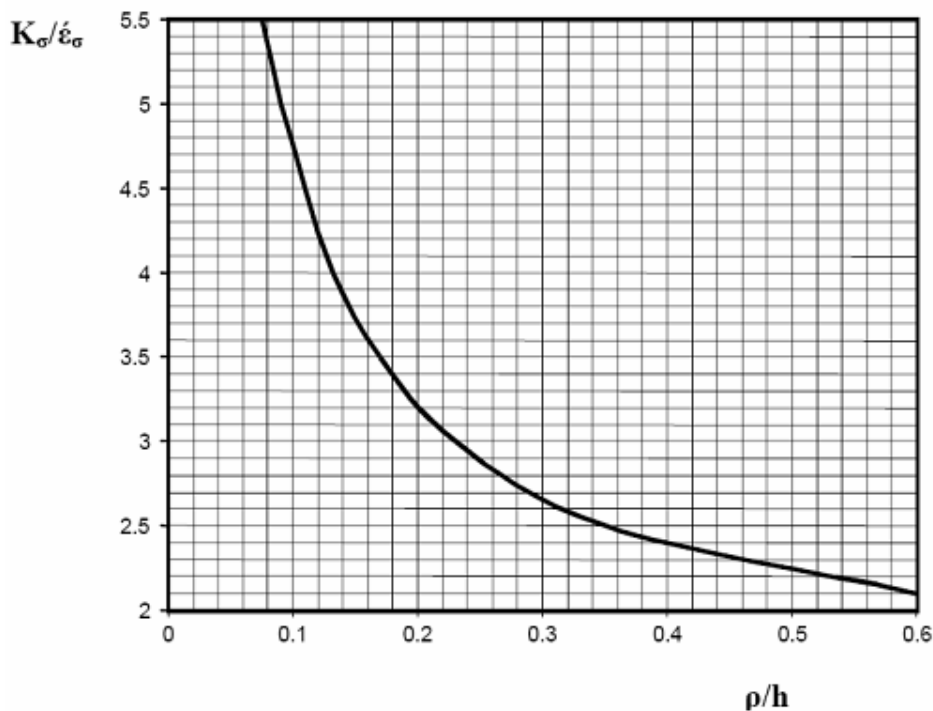
Ze známých hodnot napětí a jejich amplitudy se určí míra bezpečnosti n_σ . Hodnotu poměru $K_\sigma/\varepsilon'_\sigma$ je možno převzít z tabulky 5 nebo z diagramu na obrázku 33 a hodnotu součinitele ε''_σ z tabulky 6.

Tab. 5 Koncentrace napětí u klikových hřídelů. [4]

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
litý z seae nmy	v zaoblení přechodu		2	2
litý z ocelolitiny	z čepu do ramene		2.5	3

Tab. 6 Velikost součinitelů $\varepsilon''_\sigma = \varepsilon''_\tau$ při povrchovém zušlechťení součásti. [4]

typ a příčný rozměr součásti		způsob zušlechťení povrchu				
		Otryskávání kuličkami *)	zhuňňování 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. 33 Relativní součinitel koncentrace napětí $K_{\sigma}/\epsilon_{\sigma}$ v přechodu čepu do ramene ocelové kované kliky. [4]

Míra bezpečnosti ramene kliky v ohybu vychází $n_{\sigma} = 3,862$ pro silové vyvážení klikového hřídele a $n_{\sigma} = 1,959$ pro momentové a kombinované vyvážení.

Krouticí moment namáhající rameno:

$$M_{KR} = R_{ft} \cdot \left(\frac{l_{HC}}{2} + \frac{l_R}{2} \right) \quad [\text{Nm}] \quad (46)$$

Potom extrémy kroutivého napětí:

$$\tau_{\max} = \frac{\max(M_{KR})}{W_{\tau R}} \quad [\text{MPa}] \quad (47)$$

$$\tau_{\min} = \frac{\min(M_{KR})}{W_{\tau R}} \quad [\text{MPa}] \quad (48)$$

kde $W_{\tau R}$ je průřezový modul obdélníkového profilu ramene pro krut, který určíme z rovnice:

$$W_{\tau R} = \alpha \cdot b \cdot h^2 \quad [\text{m}^3] \quad (49)$$

kde α je součinitel, který určíme lineární interpolací z tabulky 7.

Tab. 7 Velikost součinitele α v závislosti na rozměrech příčného průřezu ramene. [4]

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 napětí se určí amplituda a střední napětí podle vztahů:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (50)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (51)$$

Potřebné součinitele získáme z výše uvedených tabulek a spočteme míru bezpečnosti ramene kliky v krutu, která činí $n_\tau = 3,833$ pro klikový hřídel vyvážený silově, momentově i kombinovaně.

Nyní už je možno spočítat výslednou míru bezpečnosti kombinovaného únavového namáhání podle vztahu:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad [-] \quad (52)$$

Výsledná míra bezpečnosti kombinovaného únavového namáhání na ohyb a krut má být u automobilových motorů 2.0 až 3.0 a u motorů traktorových 3.0 až 3.5.

V mém případě vychází bezpečnost $n = 2,721$ pro klikový hřídel vyvážený silově a $n = 1,739$ pro klikový hřídel vyvážený momentově nebo kombinovaně.

5.4. Výsledky kontrolního pevnostního výpočtu

Kontrolní pevnostní výpočet jsem provedl pro nejvíce namáhaný čtvrtý hlavní čep, nejvíce namáhaný třetí ojnicí čep a jemu příslušné rameno kliky. Kontrolu ojnicího čepu a ramene kliky jsem provedl ve dvou variantách – pro silové a dále pak pro momentové a kombinované vyvážení. Pevnostní výpočet hlavního čepu je pro všechny varianty vyvážení shodný.

Z porovnání výsledných bezpečností a reakční síly zatěžující hlavní ložiska, které je přehledně provedeno v tabulce 8, je patrné, že míra bezpečnosti hlavního čepu je stejná pro všechny varianty a míra bezpečnosti ojnicího čepu se liší jen nepatrně. Rameno kliky vychází u silového vyvážení podle očekávání bezpečněji než u kombinovaného a momentového.

Výsledné míry bezpečnosti jsem porovnával s doporučenými hodnotami uvedenými v literatuře 4. Tyto hodnoty však platí pro automobilní motory. Je vidět, že u hlavních čepů je tato bezpečnost splněna a ojnicí čepy ji sice nesplňují, ale velmi se jí blíží. Pro silové vyvážení klikového hřídele je bezpečnost splněna, ale pro momentové a kombinované vyvážení už nikoliv.

Tab. 8 Výsledné míry bezpečnosti

varianta vyvážení	hlavní čep			ojniční čep			rameno kliky		
	n	R _{Fmax} [kN]	R _{Fmin} [kN]	n _σ	n _τ	n	n _σ	n _τ	n
doporučení	4 ÷ 5	-	-	-	-	2,5 ÷ 3	-	-	2 ÷ 3
silové	4,088	11,703	-9,090	3,141	3,384	2,302	3,862	3,833	2,721
kombinované	4,088	2,216	-18,577	3,211	3,384	2,329	1,959	3,833	1,739
momentové	4,088	2,216	-18,577	3,211	3,384	2,329	1,959	3,833	1,739

Tuto situaci lze řešit několika způsoby. Je možno vzdát se progresivní metody zhotovení klikového hřídele odléváním z tvárné litiny a zhotovit jej obvyklým způsobem kováním z oceli. Bezpečnost by sice byla splněna, ale přišli bychom o velkou výhodu litiny, tedy její menší měrnou hmotnost, možnost odlehčení dutými čepy a tlumení vibrací.

Druhou možností je konstrukční úprava klikového hřídele. Bylo by možno zkrátit ojniční čepy, zvětšit jejich průměr, zmenšit vnitřní průměr dutiny a navrhnout robustnější ramena. Tím bych však porušil zadané rozměrové parametry.

Při konzultaci s doc. Ing. Stanislavem Věchetem, CSc., který se zabývá únavovými vlastnostmi kovových materiálů, jsem se dozvěděl, že výrobci nákladních automobilů údajně ve svých motorech úspěšně používají odlévané klikové hřídele, které sice podle výpočtů nevyhovují, ale v praxi díky specifickým vlastnostem litiny vydrží po celou dobu své životnosti. Bylo by tedy vhodné ověřit tuto skutečnost zkouškou prototypového motoru.

6. Torzní kmitání klikového hřídele

6.1. Kmitání klikového hřídele

Zpracováno s využitím literatury [6].

U klikových hřídelů víceválcových motorů se objevují tři druhy kmitání:

- kmitání ohybové, kolmé k ose klikového hřídele
- kmitání torzní, které kroutí klikovým hřídelem kolem jeho osy
- kmitání podélné (osové), při kterém se klikový hřídel periodicky osově prodlužuje a zkracuje. Toto kmitání provází oba předchozí druhy a samo o sobě není nebezpečné.

Ohybové kmitání je vyvoláváno budícími periodicky proměnnými silami působícími kolmo k ose klikového hřídele. Jsou to tangenciální a radiální síly od tlaku plynů, setrvačné síly posuvných hmot, odstředivé síly rotujících hmot. Pokud frekvence některé z těchto sil souhlasí s některou frekvencí vlastního ohybového kmitání klikového hřídele, dojde k rezonanci. Frekvence vlastního ohybového kmitání závisí zejména na volné délce klikového hřídele mezi dvěma ložisky. Když je tato délka malá, posune se vlastní frekvence vysoko nad provozní otáčky motoru a rezonance nehrozí.

Větší nebezpečí představuje torzní kmitání. Vynucené torzní kmitání klikového hřídele je způsobeno proměnlivým časovým průběhem krouticího momentu. Když frekvence vlastního kmitání klikového hřídele souhlasí s frekvencí vynuceného kmitání, dosahují torzní kmitání výrazných hodnot. V kritických otáčkách se rezonance projevuje hlukem a chvěním motoru. Torzní kmitání se od klikového mechanismu přenáší i na hnaná příslušenství a může tak ovlivnit např. časování ventilů nebo pohon vyvažovací jednotky.

Pro účely výpočtu torzních kmitů se klikový mechanismus převede na jednodušší náhradní torzní systém a určí se příslušné frekvence vlastního kmitání a kritické otáčky. Výpočtem vynuceného kmitání se potom zjistí, jestli provoz motoru není ohrožen torzními vibracemi klikového hřídele.

6.2. Náhradní torzní soustava

Torzní kmitání klikového mechanismu lze spočítat jen při podstatném zjednodušení. Původní torzní soustavu nahradíme pomocnou, dynamicky rovnocennou soustavou, která se skládá z hmotných kotoučů spojených mezi sebou válcovým nehmotným hřídelem. [5]

Klikový hřídel se redukuje na válcový hladký hřídel stálého průřezu o průměru hlavního čepu.

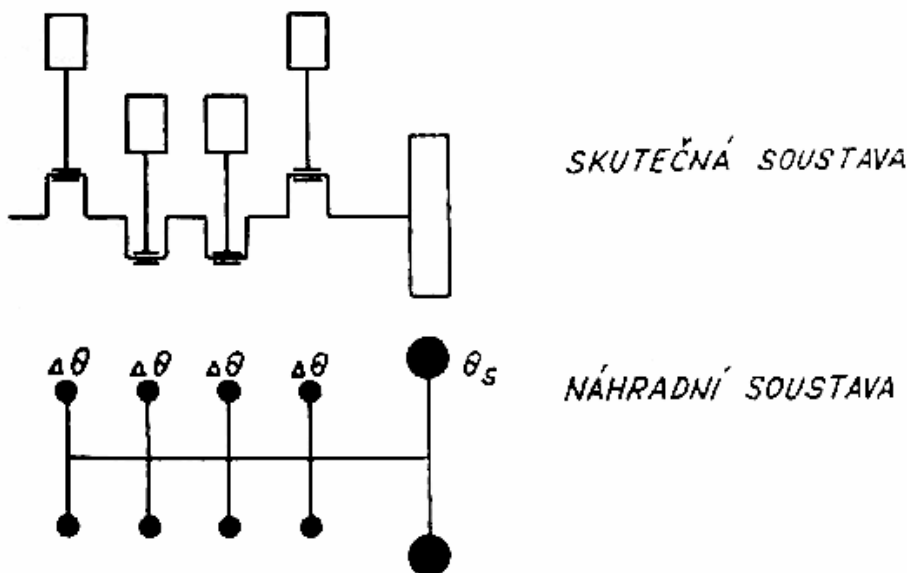
Náhradní soustava se stanoví za těchto zjednodušujících předpokladů:

- hmotnosti jsou konstantní, nezávislé na čase
- délky jsou konstantní, nezávislé na čase
- hmotnosti mechanismů jsou redukovány do rovin v osách válců kolmých na osu hřídele
- redukováný hřídel je nehmotný [6]

6.2.1. Redukce hmot

Při redukci hmotností si jednotlivá kliková ústrojí (píst, ojnici, zalomení) představujeme jako kotouče s určitým momentem setrvačnosti. Každý kotouč musí mít stejnou kinetickou energii

jako příslušná část klikového mechanismu. Momenty setrvačnosti se při této redukci vztahují k ose klikového hřídele a hmotnosti se soustředí na poloměru kliky.

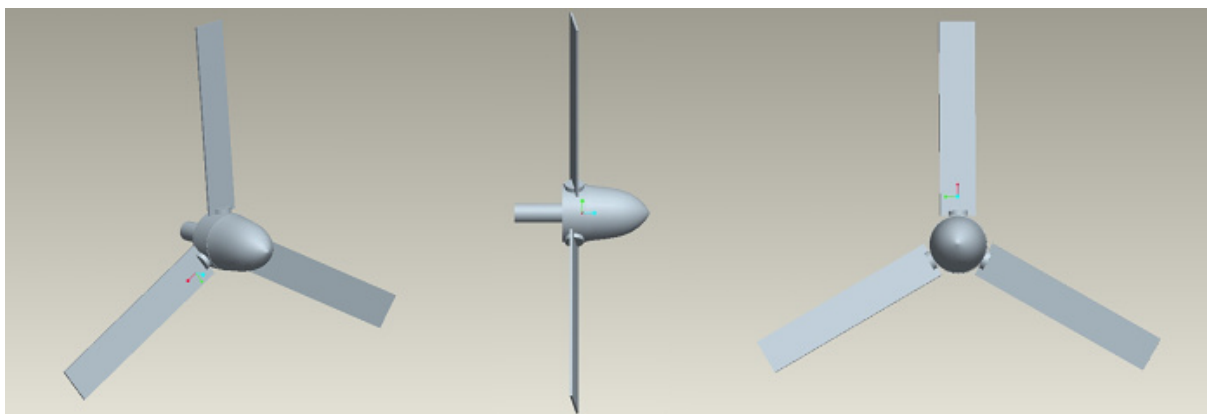


Obr. 34 Schéma náhradní torzní soustavy motoru [6]

Redukovaný moment setrvačnosti jednoho zalomení dvouřadového motoru se vypočte podle vztahu:

$$I_{red} = I_{zalomení} + 2I_{rotačot_části_ojnice} + 2I_{posuvných_částí} \quad [\text{kgm}^2] \quad (53)$$

Dále je třeba určit redukované hmoty a momenty setrvačnosti všech zařízení připojených ke klikovému hřídeli. V případě leteckého motoru je to řemenice pro pohon příslušenství na jedné straně a reduktor s vrtulí na straně druhé. Moment setrvačnosti řemenice byl zadán. Moment setrvačnosti kol reduktoru je zanedbatelný oproti momentu setrvačnosti vrtule, který jsem se pokusil kvalifikovaně odhadnout. V programu Pro/ENGINEER jsem navrhl zjednodušený model třílisté vrtule a zjistil její moment setrvačnosti.



Obr. 35 Zjednodušený model třílisté vrtule pro potřeby zjištění momentu setrvačnosti

6.2.2. Redukce délek

Při redukci délek musíme také splnit podmínku ekvivalence, proto klikový hřídel nahrazujeme redukovaným hřídelem, který musí mít stejnou pružnost jako skutečný hřídel, musí se tedy při působení určitého krouticího momentu zkroutit o stejný úhel jako hřídel skutečný.

U klikového hřídele je redukce délek problematická, protože působením krouticího momentu se jednak zkrucují hlavní a ojnicní čepy, jednak se ohýbají a částečně i zkrucují ramena. [6]

Používají se různé redukční vzorce, které byly sestaveny experimentálně na základě studia různých typů klikových hřídelů. Já jsem redukovanou délku jednoho zalomení počítal podle tohoto vzorce:

$$l_{\text{red}} := D_{\text{red}}^4 \left[\frac{l_{\text{HC}} + 0.4 \cdot D_{\text{HC}}}{D_{\text{HC}}^4} + \frac{l_{\text{OC}} + 0.4 \cdot D_{\text{OC}}}{D_{\text{OC}}^4} + \frac{r - 0.2 \cdot (D_{\text{HC}} + D_{\text{OC}})}{h \cdot b^3} \right] \quad [\text{mm}] \quad (54)$$

Redukovaná délka na straně vrtule se spočte podle vztahu:

$$l_{\text{red_vrtule}} := \frac{D_{\text{HC}}}{2} + l_p \cdot \frac{D_{\text{red}}^4}{d_p^4} + \frac{1}{2} \cdot l_{\text{red}} \quad [\text{kgm}^2] \quad (55)$$

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

Redukovaná délka na straně řemenice je spočtena podle vzorce:

$$l_{\text{red_remenice}} := \frac{l_{\text{HC}}}{2} + \frac{1}{2} \cdot l_{\text{red}} \quad [\text{kgm}^2] \quad (56)$$

Redukované délky jsou stejné pro všechny konstrukční varianty klikového hřídele.

6.3. Vlastní torzní kmitání

Vlastní torzní kmitání je pohyb, který je vyvolán vnějším impulsem, ale děje se bez jeho dalšího působení. Kdyby neexistovaly ztráty, udržovalo by se toto kmitání nekonečně dlouho. Vždy ale působí pasivní odpory, které pohltí energii vlastního kmitání, takže to po určité době zanikne.

Vlastní kmitání soustavy je dáno velikostí redukovaných momentů setrvačnosti a redukovaných délek. Kmitání má určitou frekvenci a různou velikost amplitudy v různých místech soustavy. Nejdůležitější je znát frekvenci kmitání, protože kdyby se při určitých otáčkách motoru shodovala frekvence sil působících v klikovém mechanismu s frekvencí vlastního kmitání, došlo by k rezonanci.

Počet vlastních frekvencí je o jednu menší, než je počet hmot v soustavě. V praxi vystačíme se znalostí prvních dvou vlastních frekvencí, protože ostatní obvykle leží mimo provozní otáčky motoru.

Při výpočtu vlastního torzního kmitání nejprve určíme tuhosti redukovaného válcového hřídele za každým zalomením, které se určí podle vztahu:

$$c_n := \frac{G \cdot I_p}{l_{red}} \quad [\text{Nm/rad}] \quad (57)$$

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

$$I_p := \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} \quad [\text{m}^4] \quad (58)$$

Vlastní frekvence se určují jako kořeny frekvenční rovnice

$$\det(C - \Omega^2 \cdot M) = 0 \quad (59)$$

kde C je matice tuhosti

$$C := \begin{pmatrix} c_0 & -c_0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_0 & c_0 + c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 \end{pmatrix} \quad (60)$$

a M je matice hmotnosti.

$$M := \begin{pmatrix} I_{remenice} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{red_1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{red_2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{red_3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{red_4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{setrvacnik} \end{pmatrix} \quad (61)$$

Určování vlastních frekvencí jako kořenu výše uvedené frekvenční rovnice však nepřichází v úvahu u soustav s větším počtem stupňů volnosti kvůli velkému počtu potřebných operací. Výpočet vlastních frekvencí lze upravit tak, že rovnici

$$(C - \Omega^2 M) \cdot a = 0 \quad (62)$$

vynásobíme zleva maticí M^{-1} .

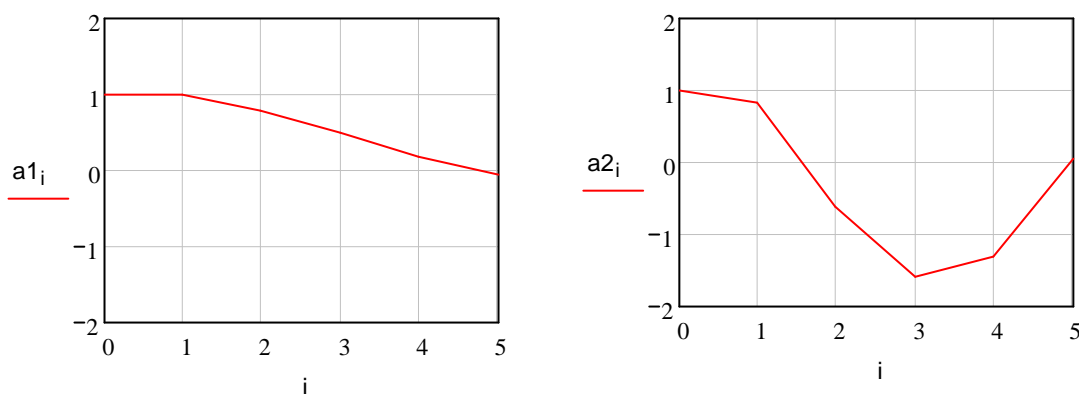
Tím získáme tvar

$$(M^{-1}C - \Omega^2 I)a = 0 \quad (63)$$

který lze porovnat se zápisem tzv. problému vlastních čísel

$$(A - \lambda I)x = 0 \quad (64)$$

kde A je čtvercová matice, λ je vlastní číslo, I je jednotková matice a x je vlastní vektor. Z tohoto porovnání je zřejmé, že kořeny Ω^2 rovnice číslo 62 jsou vlastní čísla matice $M^{-1}C$. Vlastní frekvence dynamické soustavy jsou potom rovny druhým odmocninám vlastních čísel matice $M^{-1}C$. Vlastní tvary kmitání jsou tedy dány vlastními vektory této matice.



Obr. 36 První a druhý vlastní tvar torzního kmitání pro klikový hřídel s kombinovaným vyvážením

Z úhlové frekvence vlastního kmitání se vypočte jeho frekvence podle vztahu

$$N = \frac{\Omega}{2\pi} \text{ [Hz]} \quad (65)$$

Výpočet prvních dvou vlastních frekvencí torzního kmitání jsem provedl pro všechny tři varianty klikového hřídele. Výsledky uvádím v tabulce 9.

Tab. 9 Úhlová rychlost vlastního kmitání a vlastní frekvence

varianta vyvážení	Ω_1 [Hz]	Ω_2 [Hz]	N_1 [Hz]	N_2 [Hz]
silové	1638	4534	261	722
kombinované	1804	5144	287	819
momentové	2071	6138	330	977

Výpočet jsem prováděl v programu Mathcad postupným zadáváním jednotlivých rovnic podle výše uvedeného postupu. Pro kontrolu jsem výpočet provedl ještě jednou pomocí programu HOL3VG. Tento program, který mi byl poskytnut vedoucím diplomové práce, počítá vlastní frekvence torzního kmitání Holzerovou iterační metodou ze zadaných redukovaných momentů setrvačnosti a torzních tuhostí jednotlivých hmot soustavy.

Výsledky vypočtené v programech Mathcad a HOL3VG se naprosto shodují, což mi dává jistotu, že jsem se při výpočtu vlastních frekvencí nedopustil chyby.

```

>> NATURAL FREQUENCY CALCULATION <<
*****
Plochy osmivalec s remenici a vrtuli, kombinovane vyuzeni

MOMENTS of INERTIA [kg*m**2]

J1: .002000 J2: .009249 J3: .005151 J4: .005151
J5: .009249 J6: .326563 J

TORSIONAL STIFFNESSES [N*m/rad]

C1: 312384.0 C2: 176155.0 C3: 176155.0 C4: 176155.0
C5: 270782.0 C

1. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 1803.68 ( => N1 = 17223.9 1/min )

RELATIVE AMPLITUDES:

A1: 1.00000
A2: .97917
A3: .77498
A4: .49707
A5: .17187
A6: -.05879

2. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 5144.30 ( => N2 = 49124.5 1/min )

RELATIVE AMPLITUDES:

A1: 1.00000
A2: .83057
A3: -.62395
A4: -1.59563
A5: -1.33256
A6: .04310
    
```

Obr. 37 Výstupní protokol o vlastní frekvenci z programu HOL3VG

6.4. Vynucené torzní kmitání

Vlastní torzní kmitání vymizí po krátkém čase vlivem tlumicích odporů, takže samo o obě není nebezpečné. Periodicky proměnný krouticí moment na jednotlivých klikách způsobí však vynucené kmitání klikového hřídele, které může být nebezpečné pro jeho pevnost. [5]

6.4.1. Harmonická analýza krouticího momentu

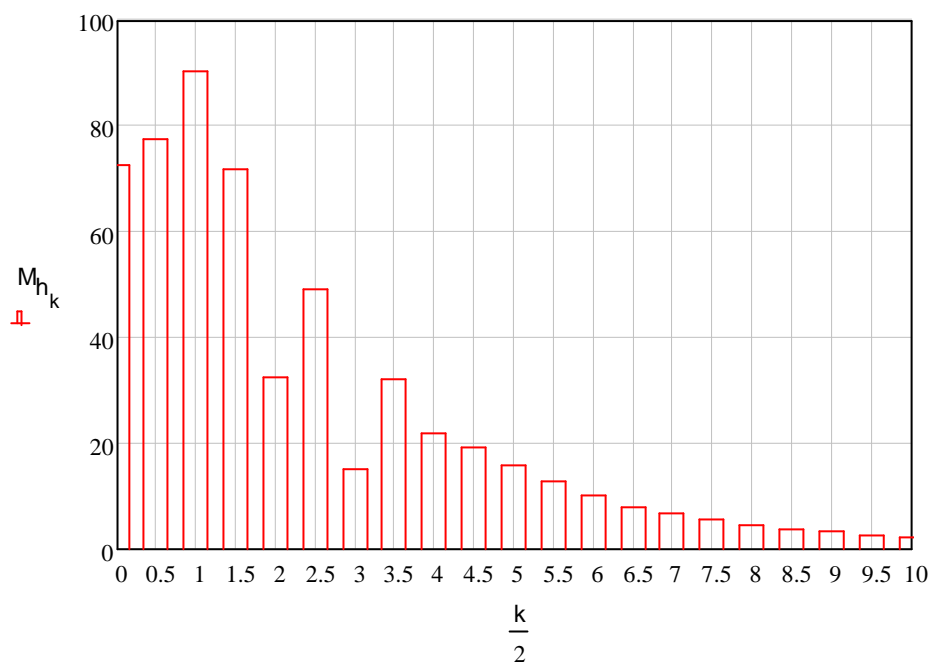
Budícím momentem torzního kmitání klikového hřídele je krouticí moment působící na jednotlivých klikách. Protože průběh krouticího momentu v závislosti na natočení klikového hřídele je periodickou funkcí, dá se vyjádřit Fourierovou řadou, tzn. rozložit na harmonické složky. Je to nekonečné množství sinusoid s různou frekvencí a amplitudou, jejichž součet dává průběh budícího momentu.

Harmonická analýza krouticího momentu, tedy jeho rozklad na harmonické složky se v oboru komplexních čísel provádí podle tohoto vzorce:

$$h_k := \frac{2}{n} \cdot \sum_{j=0}^{n-1} \left[M_{k_j} \cdot e^{i \cdot \left(k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{j}{n} \right)} \right] \quad [\text{Nm}] \quad (66)$$

Pro čtyřdobý motor, u kterého je perioda krouticího momentu rovna dvěma otáčkám klikového hřídele jsou harmonické složky ekvivalentní dvěma otáčkám klikového hřídele. Podle toho, kolik period má určitá harmonická složka během jedné otáčky klikového hřídele, rozeznáváme její řád κ . Řády harmonických složek jsou celočíselnými násobky jedné poloviny.

$$\kappa = \frac{1}{2} \cdot k \quad [-] \quad (67)$$



Obr. 38 Rozklad krouticího momentu na složky

6.4.2. Kritické otáčky motoru

Každá z harmonických složek výsledného budicího momentu vyvolává nezávisle na ostatních složkách vynucené torzní kmitání klikového hřídele se stejnou frekvencí, jako je frekvence této složky. Při otáčkách motoru n má harmonická složka řádu κ frekvenci κn . Souhlasí-li tato frekvence s vlastní frekvencí torzní soustavy N , dojde k rezonanci.

Vyjádřeno vzorcem, k rezonanci dojde, když

$$\kappa \cdot n = N \quad [\text{min}^{-1}] \quad (68)$$

kde n [s^{-1}] jsou otáčky motoru a κ je řád harmonické složky.

Kritické otáčky motoru lze tedy vyjádřit podle vztahu

$$n_{kr} = \frac{60 \cdot N}{\kappa} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (69)$$

Vypočetl jsem kritické otáčky motoru až do řádu harmonické složky $\kappa=10$ pro všechny tři varianty vyvážení klikového hřídele a uvádím je v tabulce 10.

Provozní otáčky motoru předpokládám v rozsahu $800 - 5500 \text{ min}^{-1}$. Kritické otáčky, které zasahují do tohoto provozního režimu jsem barevně zvýraznil.

Tab. 10 Kritické otáčky motoru

řád harmonické složky $\kappa[-]$	kritické otáčky n_{kr} [min^{-1}]					
	silové vyvážení		kombinované vyvážení		momentové vyvážení	
	1.	2.	1.	2.	1.	2.
0,5	31285	86596	34448	98249	39557	117221
1	15643	43298	17224	49124	19778	58611
1,5	10428	28865	11483	32750	13186	39074
2	7821	21649	8612	24562	9889	29305
2,5	6252	17319	6890	19650	7911	23444
3	5214	14433	5741	16375	6593	19537
3,5	4469	12371	4921	14036	5651	16746
4	3911	10825	4306	12281	4945	14653
4,5	3476	9622	3828	10917	4395	13025
5	3129	8660	3445	9825	3956	11722
5,5	2844	7882	3132	8932	3596	10656
6	2607	7216	2871	8187	3296	9768
6,5	2407	6661	2650	7558	3043	9017
7	2235	6185	2461	7018	2925	8373
7,5	2086	5773	2297	6550	2637	7815
8	1955	5412	2153	6141	2472	7326
8,5	1840	5094	2026	5779	2327	6895
9	1738	4811	1914	5458	2198	6512
9,5	1647	4558	1813	5171	2082	6170
10	1564	4330	1722	4912	1978	5861

Pro všechny varianty vyvážení klikového hřídele leží vypočtené kritické otáčky v provozním režimu motoru.

Pro první vlastní frekvenci spadají kritické otáčky do provozního rozsahu od řádu $\kappa = 3$ pro silové vyvážení, $\kappa = 3,5$ pro kombinované a $\kappa = 4$ pro momentové vyvážení.

Pro druhou vlastní frekvenci spadají kritické otáčky do provozního rozsahu otáček od řádu $\kappa = 8$ pro silové vyvážení, $\kappa = 9$ pro kombinované a u momentového vyvážení se v provozním režimu neobjevují.

Z této analýzy tedy plyne, že z pohledu kritických otáček je nejvhodnější momentové vyvážení. Při použití této metody má také vychází nejmenší hmotnost klikového hřídele, ale jak jsem uvedl v kapitole 4.2, dochází ke značnému namáhání hlavních ložisek.

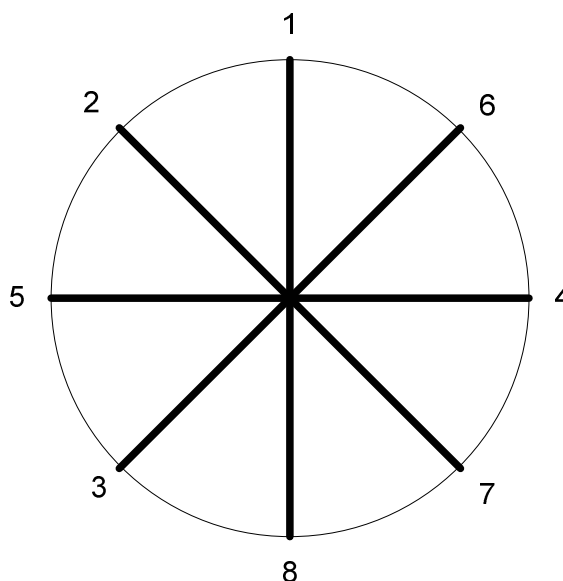
Rozdíl v kritických otáčkách pro různé varianty vyvážení ovšem není příliš veliký, namáhání ložisek má při porovnání jednotlivých variant zřejmě větší váhu.

Proto volím variantu klikového hřídele s kombinovaným vyvážením, která je kompromisem při zohlednění hmotnosti, namáhání hlavních ložisek a kritickými otáčkami.

6.4.3. Vydatnost rezonance

Při rezonančním kmitání je tvar výkmitové čáry přibližně stejný jako při vlastním torzním kmitání. Rezananční výchylky jednotlivých hmot torzní soustavy určíme z podmínky, že práce harmonických složek na jednotlivých klikách se rovná práci tlumicích odporů. Pro usnadnění součtu kmitavých prací lze vektory budících momentů zaměnit za vektory torzních výchylek a_i . [6]

Pro zjištění směru vektorů vydatnosti jednotlivých harmonických složek se používají tzv. směrové hvězdice vektorů a_i pro jednotlivé řády κ . Tyto hvězdice ukazují směr vektorů bez ohledu na jejich velikost. Pro zvolené pořadí zapalování jsem tedy sestavil tyto směrové hvězdice s úhlovým rozestupem mezi jednotlivými vektory, který odpovídá řádu harmonické složky. Úhlový rozestup je dán násobkem rozestupu zážehů a řádu harmonické. Například pro řád harmonické $\kappa = 0,5$ je tento úhel poloviční než úhel natočení klikového hřídele mezi dvěma zážehy a pro $\kappa = 2$ je tento úhel dvojnásobný.

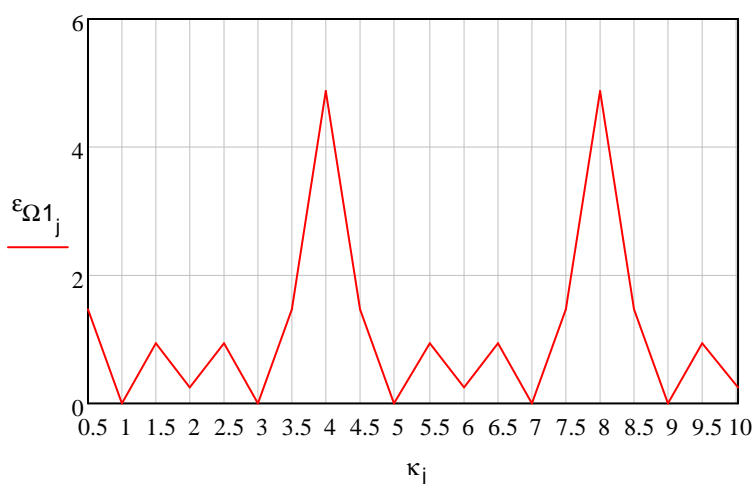


Obr. 39 Směrová hvězdice pro řád $\kappa = 0,5$

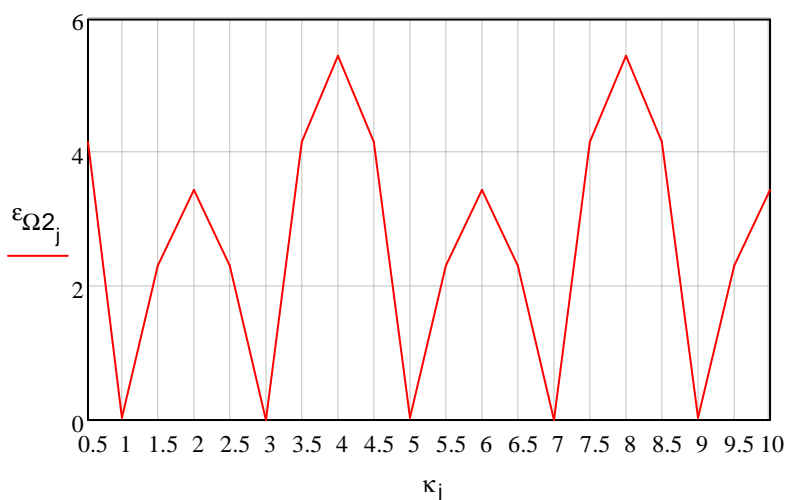
Pro zvolenou konfiguraci vychází celkem osm druhů směrových hvězdic, které se pro další harmonické složky již jen opakují. Podle směrových hvězdic vektorově sečteme jednotlivé vektory poměrných výchylek a získáme vydatnosti rezonancí pro jednotlivé řady harmonické složky. U dvouřadového motoru je třeba nejprve určit výslednice jednotlivých řad válců a ty potom vektorově sečíst. Vztah 70 představuje výslednici pro první řadu válců (součet vektorů pro válce 0 až 3).

$$\varepsilon_0 := \left[\sum_{i=0}^3 (a_{1i} \cdot \cos(a_i)) \quad \sum_{i=0}^3 (a_{1i} \cdot \sin(a_i)) \right]^T \quad [-] \quad (70)$$

Průběh vydatnosti rezonancí pro první a druhou vlastní frekvenci v závislosti na řádu harmonické uvádím na obrázcích 40 a 41.



Obr. 40 Vydatnost rezonancí v závislosti na řádu harmonické pro I. vlastní frekvenci



Obr. 41 Vydatnost rezonancí v závislosti na řádu harmonické pro II. vlastní frekvenci

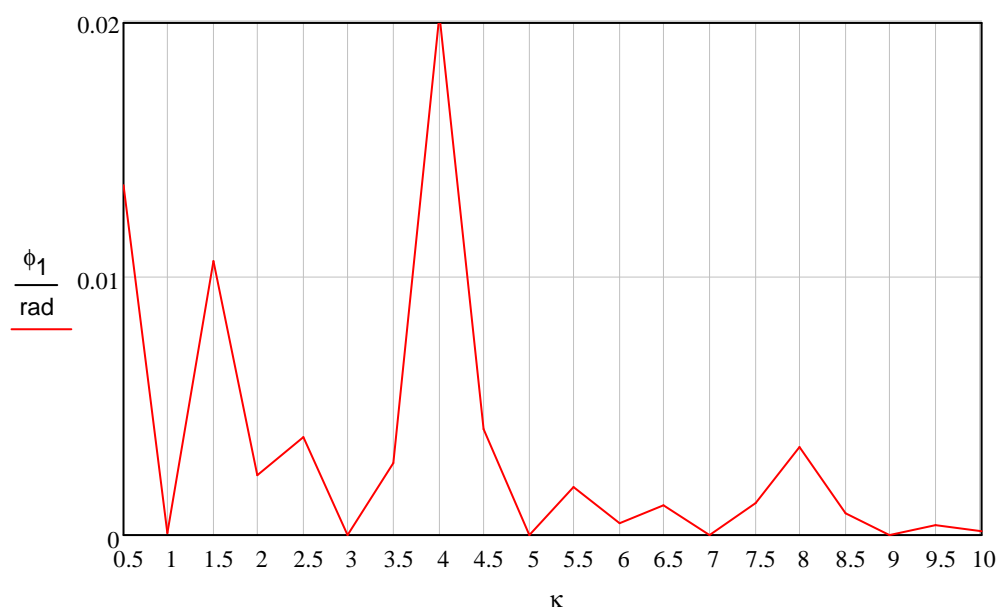
6.4.4. Torzní výchylky v rezonanci

Velikost torzních výchylek v rezonanci je dána velikostí tlumicích odporů. Ty se skládají zejména z pasivních odporů způsobených třením a z vnitřního útlumu materiálu klikového hřídele. Velikost tlumicích odporů ze proto nedá přesně spočítat. Obvykle se odhadne podle naměřených hodnot motorů podobného provedení a je možno ji zpřesnit měřením na prototypu.

Použil jsem hodnotu tlumení $\xi = 1,5 \text{ Nm s rad}^{-1}$.

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

$$\phi_j := \frac{M_{h_j} \cdot \varepsilon \Omega 1_j}{\omega_{k_4} \cdot \xi \cdot \left[\sum_i (A1k_i)^2 \right]} \quad [\text{rad}] \quad (71)$$

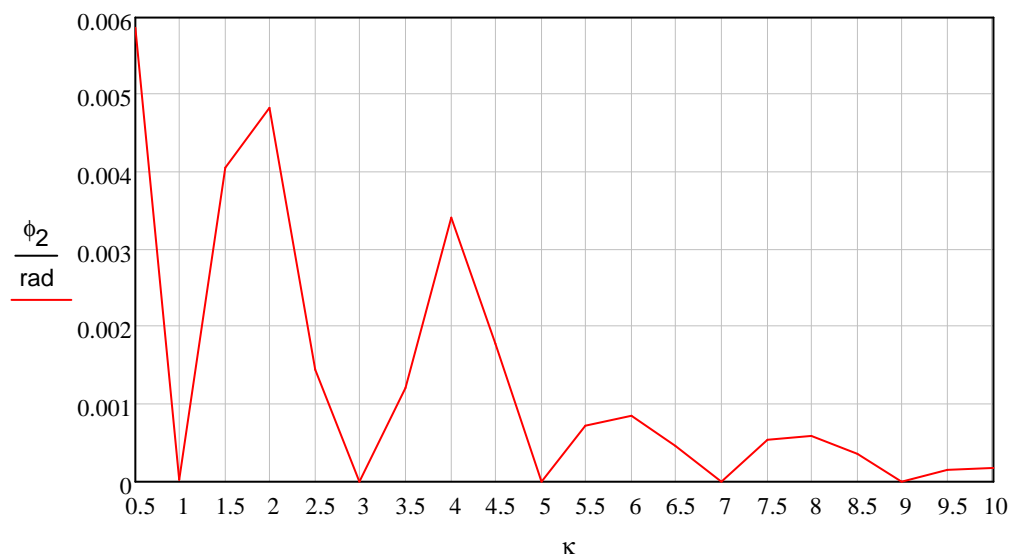


Obr. 42 Torzní výchylky volného konce klikového hřídele pro I. vlastní frekvenci

Pro I. vlastní frekvenci je v provozních otáčkách největší amplituda torzních kmitů při $\kappa = 4$.

Pro II. vlastní frekvenci nastává v pásmu provozních otáček největší amplituda torzních kmitů při $\kappa = 10$.

V další kapitole provedu kontrolu namáhání klikového hřídele torzními kmity pro tyto řády.



Obr. 43 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. [5].

Poměrné nakroucení dosahuje největší hodnoty v uzlu kmitání.

Namáhání klikového hřídele torzními kmity je mnohdy rozhodující pro posouzení bezpečnosti provozu motoru, neboť bývá mnohonásobně vyšší než namáhání od tlaku plynů a setrvačných sil. Torzní kmitání je často příčinou únavového lomu klikového hřídele. Nebezpečným místem je ojnicní čep, zejména v místě vyústění mazacího otvoru a v přechodu do ramene, kde jsou významné vrubové účinky.

Krouticí moment způsobený torzním kmitáním lze vyjádřit vztahem:

$$M_i = \Phi_i \cdot \Delta a_{i,i+1} \cdot c_{i,i+1} \quad [\text{Nm}] \quad (72)$$

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

Přídavné torzní napětí je potom:

$$\tau = \frac{M}{W_{\tau OC}} \quad [\text{MPa}] \quad (73)$$

kde $W_{\tau OC}$ je modul průřezu ojnicního čepu v krutu spočtený podle vztahu:

$$W_{OC} := \frac{\pi \cdot D_{OC}^3}{16} \quad [\text{m}^3] \quad (74)$$

Podle obr. 36 v kapitole 6.3 pro I. vlastní frekvenci leží uzel kmitání mezi čtvrtým zalomením a reduktorem. Proto jsem pro výpočet torzního momentu použil poměrné nakroucení v tomto místě.

Pro II. vlastní frekvenci jsou na klikovém hřídele uzly dva – jeden je mezi prvním a druhým zalomením a druhý mezi čtvrtým zalomením a reduktorem. V uzlu mezi prvním a druhým zalomením klikového hřídele je poměrné nakroucení o řád vyšší, proto jsem jej použil pro výpočet torzního momentu.

Výpočet torzního napětí jsem provedl pro dvě různá pořadí zapalování. Výsledek přispěl k volbě pořadí zapalování provedené v závěru kapitoly 3.2. Přídavné torzní napětí je uvedeno v tabulce 11.

Tab. 11 Přídavné torzní napětí τ [MPa]

Pořadí zapalování	pro Ω_1	pro Ω_2
1-6-4-7-8-3-5-2	86,9	3,1
1-3-4-2-8-6-5-7	86,9	4,5

Přípustné krutové napětí způsobené torzním kmitáním závisí na tvarové pevnosti klikového hřídele a obvykle se volí podle zkušeností a podle předpokládaných provozních režimů navrhovaného motoru.

Pro můj případ je možno uvažovat $\tau_D = 40\div 50$ MPa.

Je zřejmé, že vypočtené přídavné torzní napětí pro první vlastní frekvenci dvakrát překračuje povolenou hodnotu. Z toho plyne, že by bylo vhodné zabývat se možností potlačení torzního kmitání pomocí tlumiče torzních kmitů.

7. Závěr

Ve své diplomové práci jsem se věnoval koncepčnímu návrhu a výpočtu klikového hřídele plochého osmiválcového letadlového motoru, který konstrukčně vychází z automobilního tříválcce Škoda 1.2 HTP.

Navrhl jsem základní konfiguraci klikového hřídele (klikový hřídel s prostorovým uspořádáním klik) a pořadí zážehů 1–6–4–7–8–3–5–2, které jsem zvolil na základě rovnoměrnosti chodu, namáhání hlavních a ojnicích čepů a namáhání torzními kmity.

Analyzoval jsem nevyváženost zvolené konfigurace a navrhl tři možnosti vyvážení setrvačných sil a jejich momentů. Provedl jsem koncepční návrh vyvažovacího hřídele pro vyvážení momentu od setrvačných sil posuvných částí I. řádu. Setrvačné síly posuvných částí II. řádu jsem se rozhodl ponechat nevyvážené.

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

Podle výsledků pevnostních výpočtů a kritických otáček jsem vybral jednu variantu – klikový hřídel s kombinovaným vyvážením.

Zvolenou variantu klikového hřídele jsem dále podrobil výpočtu namáhání přídatným torzním napětím. Tento výpočet jsem provedl pro obě uvažovaná pořadí zapalování, což potvrdilo správnost předchozí volby.

Klikový mechanismus z hlediska namáhání torzními kmity nevyhověl. Proto by bylo vhodné na mou práci navázat návrhem potlačení torzního kmitání pomocí tlumiče torzních kmitů.

Seznam použitých označení

A	%	tažnost
A	-	čtvercová matice
a	-	poměrná torzní výchylka
aa	mm	vzdálenost od středu hlavního ložiska po střed ramene
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	kN	tíha letadla
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
$I_{posuvných\ částí}$	kg m ²	moment setrvačnosti posuvných částí
I_{red}	kg m ²	redukovaný moment setrvačnosti
$I_{rotační\ části\ ojnice}$	kg m ²	moment setrvačnosti rotačních částí ojnice
$I_{zalomení}$	kg m ²	moment setrvačnosti zalomení klikového hřídele

k	-	dvojnásobek řádu harmonické složky
K_{σ}	-	Součinitel koncentrace napětí v ohybu
K_{τ}	-	součinitel koncentrace napětí v krutu
l_{HC}	mm	délka hlavního čepu
l_{OC}	mm	délka ojničního čepu
l_p	mm	délkampříruby vrtule
l_{red}	mm	redukováná délka zalomení klikového hřídele
$l_{red_remenice}$	mm	redukováná délka na straně řemenice
l_{red_vrtule}	kg m ²	redukováná délka na straně vrtule
M	-	matice hmotnosti
M	Nm	krouticí moment způsobený torzním kmitáním
M_{4max}	Nm	maximální hodnota krouticího momentu na čtvrtém hlavním čepu
M_{4min}	Nm	minimální hodnota krouticího momentu na čtvrtém 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 ojničním 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}	min ⁻¹	kritické otáčky
n_{σ}	-	míra bezpečnosti v ohybu
n_{τ}	-	míra bezpečnosti v krutu
R	kN	tah motoru
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 ojnicního 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 ojnicního čepu v krutu
$W_{\tau R}$	m ³	průřezový modul obdélníkového profilu ramene pro krut
X	kN	odpor
x	-	vlastní vektor
Y	kN	vztlak
α	°	úhel natočení klikového hřídele
ε_0	-	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	kg m ⁻³	hustota
σ_a	MPa	amplituda ohybového napětí
σ_c	MPa	mez únavy v tahu-tlaku
σ_{co}	MPa	mez únavy v ohybu
σ_m	MPa	střední ohybové napětí
σ_{max}	MPa	maximální ohybové napětí
σ_{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
τ_{max}	MPa	maximální krutové napětí
τ_{min}	MPa	minimální krutové napětí

Φ	rad	amplituda torzních kmitů volného konce klikového hřídele
ψ	-	součinitel asymetrie cyklu
ω	s^{-1}	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
Ω	Hz	úhlová frekvence vlastního kmitání (vlastní frekvence)

Použité informační zdroje

- [1] KOCÁB, J., ADAMEC, J.: *Letadlové motory*. 1.vyd. 2000. ISBN 80-902914-0-6.
- [2] VLK, F.: *Vozidlové spalovací motory*. 1.vyd. 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [3] RAUSCHER, J.: *Vozidlové motory*. Studijní opory FSI VUT Brno
- [4] RAUSCHER, J.: *Ročníkový projekt*. 2005. Studijní opory FSI VUT Brno
- [5] OKTAVEC, K. a kol.: *Naftové motory čtyřdobé*. 2.vyd. 1964.
- [6] SKALSKÝ, R., BUKOVSKÝ, J.: *Konstrukce pístových spalovacích motorů. Část 1*. 1.vyd. 1971.
- [7] WIKIPEDIA: *Boxermotor* [online]. 2008. Poslední revize 13.5.2008.
Dostupné z: <http://de.wikipedia.org/wiki/Boxermotor>
- [8] E31.NET: *About the smoothness of engines* [online]. 2008. Poslední revize 13.5.2008.
Dostupné z: http://www.e31.net/engines_e.html
- [9] ČUMPELÍK, J.: *Praktická dílna. Spalovací motory I*. AutoEXPERT, 2005, č.6, s. 10
- [10] CLAAS GUSS GmbH: *Technical information* [online]. 2006. Poslední revize 16.5.2008. Dostupné z: http://www.claasguss.de/html_e/html/info.html

Seznam příloh

Příloha s výpočty