



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

DVOUVÁLCOVÝ ČTYŘDOBÝ PLOCHÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR

TWO-CYLINDER FOUR STROKE SPARK IGNITION FLAT ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN DRAGOUN

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Dragoun

který/která studuje v magisterském navazujícím studijním programu

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Dvouválcový čtyřdobý plochý zážehový motor

v anglickém jazyce:

Two-cylinder four stroke spark ignition flat engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout hnací ústrojí dvouválcového čtyřdobého zážehového plochého motoru jako pohonné jednotky malých vozidel.

Cíle diplomové práce:

Pro dané základní rozměry válcové jednotky a klikového mechanismu navrhnout možné varianty uspořádání klikového mechanismu z hlediska vyvážení setrvačných sil a momentů.

Pro zvolenou variantu stanovit průběhy zátěžných sil v klikovém mechanismu.

Provést pevnostní kontrolu navržených variant klikového hřídele.

Seznam odborné literatury:

STONE , Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen : Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

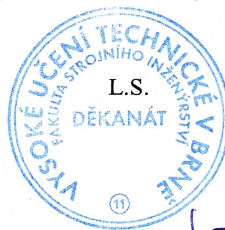
Hafner, K.E., Maass, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995

HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 23.11.2012



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá možnostmi návrhu klikového hřídele pro dvouválcový čtyřdobý plochý zážehový motor, použitelný do městského vozidla. V práci je uvedeno silové působení na klikový mechanismus, možné vyvážení klikového hřídele, torzní namáhání a pevnostní analýza napjatosti. V závěrečné části práce je nastíněn návrh klikového hřídele.

KLÍČOVÁ SLOVA

klikový hřídel, hnací mechanismus, vyvažování, torzní kmitání, analýza napjatosti

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the possibilities of realization of a crankshaft for a two-cylinder four stroke spark ignition flat engine which can be applied to an urban car. It describes stresses exerted on the crankshaft mechanism, possible crankshaft balancing, torsional stress and strength stress analysis. In the final part of the work there is an outline of realization of the crankshaft.

KEYWORDS

crankshaft, driving mechanism, balancing, torsional vibration, stress analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Bc. DRAGOUN, Jan. *Dvouválcový čtyřdobý plochý zážehový motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 83 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Bc. Jan Dragoun



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu profesoru Ing. Václavu Píšťkovi, DrSc. za odborné vedení při realizaci této diplomové práce a Mgr. Kateřině Rosákové za trpělivé lingvistické rady při psaní mé diplomové práce. Současně děkuji i ostatním lidem z akademické obce, kteří se podíleli na rozvoji mé technické gramotnosti. Díky patří i rodině, která mě při studiu vždy podporovala.



OBSAH

Úvod	10
1 Historie spalovacích motorů	11
1.1 Historie plochých motorů	13
1.2 Historie plochých motorů Porsche	14
1.3 Historie plochých motorů Subaru	17
1.4 Historie plochých motorů Alfa Romeo	18
1.5 Historie plochých motorů BMW	18
1.6 Historie plochých motorů Honda	20
2 Klikové ústrojí	22
2.1 Klikový hřídel	22
2.1.1 Klikový hřídel rychloběžných zážehových plochých motorů	23
2.1.2 Materiály klikových hřídelů	24
2.1.3 Kinematika klikového hřídele	25
2.2 Píst	25
2.3 Ojnice	30
2.4 Ložiska klikového mechanismu	31
3 Síly a momenty v klikovém mechanismu	32
3.1 Síly v klikovém mechanismu	32
3.1.1 Síly od tlaků plynů	32
3.1.2 Setrvačné síly	33
3.1.3 Průběh setrvačných sil v klikovém mechanismu	35
3.2 Vyvážení klikového mechanismu	37
3.2.1 Vyvážení plochého motoru uloženého na dvou hlavních ložiscích	37
3.2.2 Vyvážení setrvačných sil rotačních a posuvných částí	38
3.2.3 Vyvážení momentů setrvačných sil	39
3.3 Výsledné silové působení	44
4 Torzní kmitání klikového hřídele	48
4.1 Kmitání klikového hřídele	48
4.2 Náhradní soustava – redukce délek a hmotností klikového hřídele	48
4.2.1 Redukce hmotnosti	49
4.2.2 Redukce délek klikového hřídele	50
4.3 Vlastní torzní kmitání	52
4.3.1 Výpočet frekvencí a doby trvání vlastního torzního kmitání	53
4.3.2 Vliv tlumení na vlastní torzní kmitání	55
4.4 Vynucené torzní kmitání	55

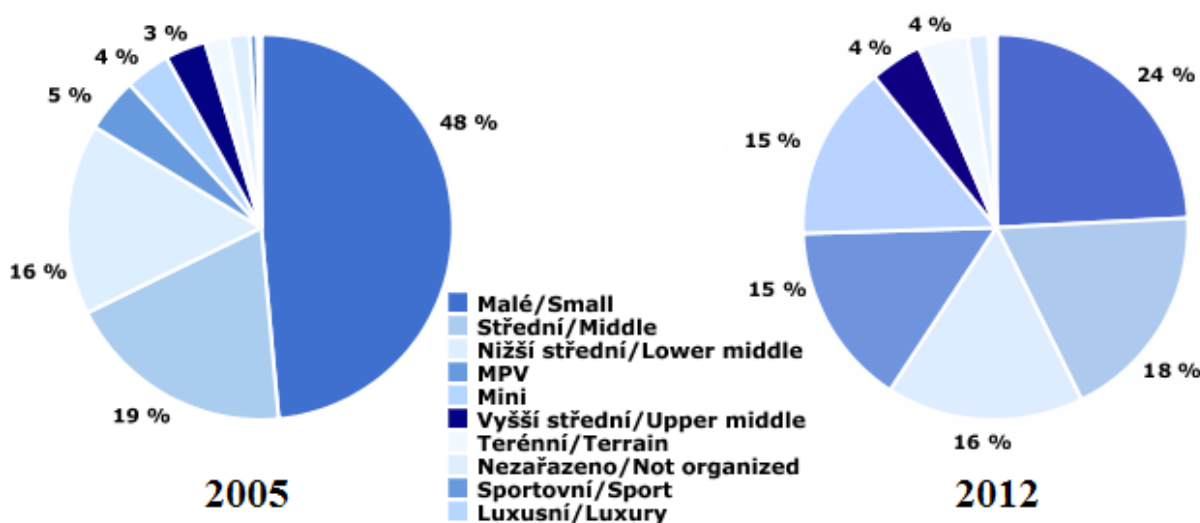


4.4.1	Budící moment a jeho harmonická analýza.....	55
4.4.2	Rezonanční a kritické otáčky.....	56
4.4.3	Vydatnost rezonancí	58
4.4.4	Torzní výchylky v rezonanci	58
4.5	Namáhání klikového hřídele torzními kmity	59
4.6	Torzní momenty pomocí Syntézy	60
4.7	Způsoby potlačení torzního kmitání	61
5	Analýza napjatosti klikového hřídele	62
5.1	Příprava modelu pro analýzu	62
5.2	Definování zatížení modelu	63
5.3	Výsledky analýzy.....	64
5.4	Kontrola bezpečnosti vůči únavě.....	66
6	Konstrukce klikového hřídele pro plochý dvouválcový motor	68
6.1	Uložení klikového hřídele.....	68
6.2	Odběr výkonu	71
6.3	Vyosení odlehčení ojnicního čepu	72
	Závěr.....	73
	Seznam použitých zkratk a symbolů	76
	Seznam příloh.....	83



ÚVOD

Současná situace, stěhování obyvatelstva za prací do větších měst nebo na předměstí, si žádá přizpůsobení dopravních prostředků pro tento trend. Podíl prodeje velkoobjemových a vysokovýkonných osobních automobilů je na trhu velice malý. Za hlavní důvod považují neustále se zvyšující cenu pohonných hmot. Dalším důvodem může být právě zmiňované stěhování obyvatelstva do městské zástavby, kde tato vozidla ztrácejí na významu. Pro popojíždění ve městě se jistě jeví jako nejhodnější malý nebo střední automobil. Na Obr. 1 lze vidět velký podíl mini, malé a nižší třídy na prodeji vozidel v České republice, kdy v roce 2012 tyto třídy zaujímají 55 % trhu s novými automobily.



Obr. 1 Vývoj prodeje tříd vozidel v letech 2005 a 2012 [12]

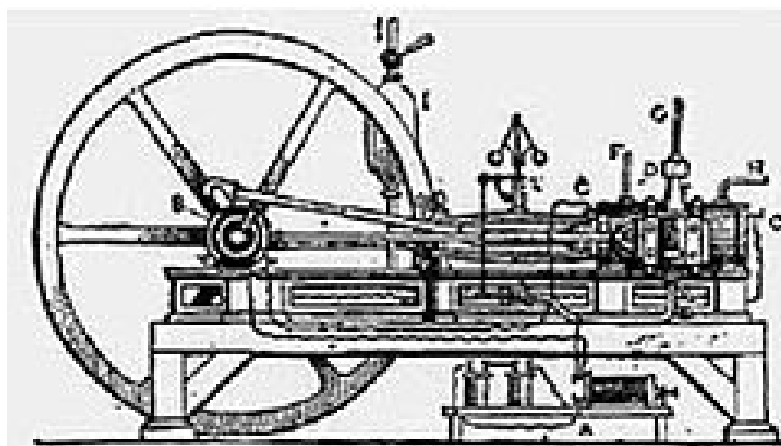
Pro malé městské vozy jsou typické maloobjemové motory s průběhem příznivého výkonu v nižších otáčkách. Současný vývoj a technologie dobře zvládly přímé vstřikování benzínu s použitím vícestupňového přeplňování, a proto se automobilky uchylují k vývoji nízkoobjemových motorů s menším počtem válců, nízkou spotřebou a vyšším výkonem. Tento moderní trend se nazývá downsizing a požaduje často protichůdné požadavky. Mezi hlavní požadavky patří co nejnižší spotřeba a zároveň co nejvyšší výkon, za splnění stále se zpřísňujících emisních hodnot.

Jako první byly pro pohon malých automobilů používány čtyřválcové motory. V současnosti se pod kapotou objevuje u stále více automobilů tříválcový motor, u několika vlaštovek i motor dvouválcový. Z hlediska několika výhodných parametrů se jeví jako použitelná pohonná jednotka dvouválcový zážehový plochý motor. Jeho výhodami jsou nízké těžiště a hladký chod agregátu. V této diplomové práci jsem se zabýval návrhem klikového hřídele a jeho následnou aplikací pro klikový mechanismus s hlediskem použití právě pro malé automobily.



1 HISTORIE SPALOVACÍCH MOTORŮ

Využit tepelnou energii jako zdroj užitečné práce zamýšlel již v roce 1678 Jean de Hautefeuille. Tento Francouz zkoušel využít energii vyvolanou střelným prachem. Podobnou myšlenkou se zabýval i Denis Papin, ale ani jeho konstrukce (jako i mnoha dalších) nebyla realizována. Za první spalovací motor lze tedy považovat turbínu, kterou v roce 1791 sestrojil John Barber. První pístový motor navrhl v roce 1794 Robert Street. Ve válci jeho motoru se měly spalovat páry terpentýnového oleje, avšak toto palivo nebylo nejvhodnější. Vhodné motorové palivo poskytl až svítiplyn, který se v té době využíval pro osvětlování. Vývoj skutečně fungujícího motoru s vnitřním spalováním však trval ještě dalších 70 let. Po vzoru úspěšně stavěných parních strojů postavil v roce 1860 Francouz Jean Joseph Étienne Lenoir spalovací motor na svítiplyn. Byl to ležatý dvoudobý motor se šoupátkovým rozvodem. Do pracovního válce, jehož stěny byly chlazeny vodou, se při pohybu pístu z úvrati nasála kanálkem ovládaným sacím šoupátkem směs plynu a vzduchu. Uprostřed zdvihu šoupátko sací kanál uzavřelo. Směs ve válci se zapálila elektrickou jiskrou, vytvořenou Ruhmhorffovým induktorem a shořela skoro za stálého objemu. Při expanzi se píst pohyboval do druhé úvrati a konal užitečnou práci. Při opětovném zdvihu se odkryl výfukový kanál a zplodiny byly vytlačeny z válce. Lenoir také jako první použil ve svých motorech jako palivo lehce odpařitelnou kapalinu.

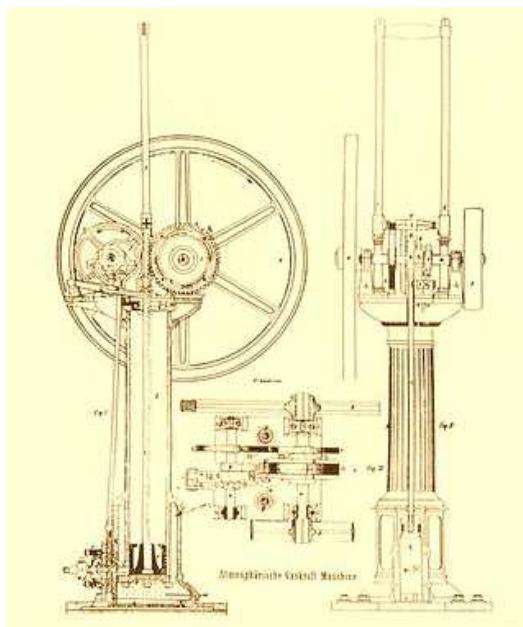


Obr. 1-1 Lenoirův plynový motor 1860 [4]

Na Světové výstavě v Paříži v roce 1867 předvedli Nikolaje August Otto a Eugen Langen z Kolína nad Rýnem svůj atmosférický plynový motor. Byl to stojatý jednočinný motor, a aby umožňoval vytvářet práci, vyžadoval místo klikového mechanismu ozubenou tyč pevně přichycenou k pístu. Ve srovnání s Lenoirovým motorem měl ten Ottův značně vyšší tepelnou účinnost, a tím tedy podstatně nižší měrnou spotřebu paliva. V roce 1860 Beau de Rochas popsal princip činnosti a výhody čtyřdobého motoru s umělým zažehováním stlačené směsi. První skutečně používaný čtyřdobý motor postavil roku 1873 v Mnichově hodinář Christian Reithmann, ale jeho motor byl veřejnosti málo známý. Mnohem známější byl ležatý čtyřdobý vodou chlazený motor na svítiplyn z dílny Otta. Motor měl přibližný výkon 3 kW při 170 otáčkách za minutu. Nalezení vydatných zdrojů ropy v polovině 19. století značně urychlilo vývoj a rozšířilo použití motorů. Roku 1884 postavil v Německu Gottlieb Daimler benzínový čtyřdobý motor, který měl 800 otáček za minutu. Zahájil tak rozvoj vozidlových motorů a celého automobilového průmyslu. Autorem pracovního oběhu, který je v zásadě shodný se způsobem používaným u dnešních dvoudobých motorů s umělým zažehováním, je Dugald Clerk, jehož návrhy pocházejí z roku 1878. V roce 1888 představil Joseph Day bezventilový



dvoudobý motor s výfukovým a přepouštěcím kanálem ve stěně válce, ovládaný pístem s klikovým hřídelem a skříní uspořádanou jako plnicí dmychadlo. Všechny výše uvedené motory byly konstruovány tak, že spalování směsi paliva a vzduchu se dělo teoreticky za stálého objemu.



Obr. 1-2 Atmosférický motor Otto/Langen 1867 [5]

Další možností přívodu tepla do pracovního oběhu je spalování rovnotlaké. Myšlenku použít takový průběh spalování vyslovil v roce 1860 Werner von Siemens. První takto pracující plynový motor postavil George Brayton v roce 1873, ale byl příliš složitý a neuplatnil se. S použitím výsledků zkoušek Rudolfa Diesela byl zkonstruován v letech 1893 až 1897 ve strojárnách v Augsburgu motor, pracující na těžší kapalná paliva. Jeho cyklus měl blízko ke Carnotovu cyklu. Původně měl motor pracovat na práškové uhlí, ale postup se nedal prakticky využít. Po dlouhé době zkoušek však vedl k motoru spalujícímu téměř rovnotlacc kapalná paliva a díky vysoké hospodárnosti došlo k jeho velkému rozšíření. Dnešní motory již ale neppracují s rovnotlakým cyklem, používají cyklus smíšený, při kterém po vznícení roste ve válci tlak i objem spalin.



Obr. 1-3 Diesellový motor Man [7]



1.1 HISTORIE PLOCHÝCH MOTORŮ

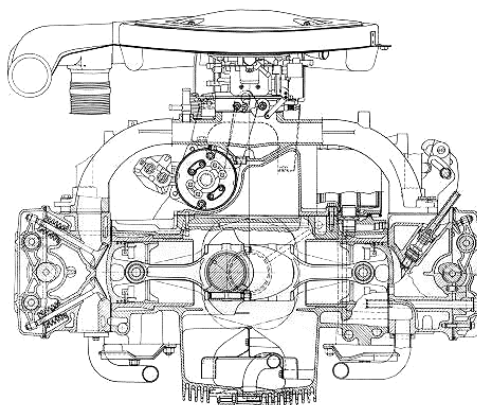
U plochého motoru se písty pohybují v horizontální rovině a motor má pouze jeden klikový hřídel. Tento typ motorů je znám jako Boxer. Patentoval ho v roce 1896 inženýr Karl Benz. Zapalování je odstupňováno po 360 stupních natočení klikového hřídele. Díky tomuto rozložení má velice hladký chod, podobně jako řadový šestiválcový motor a motor V12, což platí pro ploché motory obecně.

Tab. 1-1 Pracovní cykly motoru typu Boxer

Válec	Pracovní cyklus			
1	expanze	výfuk	sání	kompresce
2	sání	kompresce	expanze	výfuk

Všeobecně mají ploché motory těžiště níž, než je tomu u klasické koncepce motorů. Je to dáno tím, že klikový hřídel, písty, válce a hlavy válců jsou v jedné vodorovné rovině. Veškeré nutné příslušenství, které jakoby vyčnívá, ať se už jedná o sací a výfukové potrubí, olejový filtr, či chladicí soustavu, bývá většinou umístěno nad tímto motorem. Důvodem je jeho nesrovnatelně menší hmotnost, než hmotnost hlavních částí motoru. U dvouválcových motorů bývá většinou chlazení vzduchové, a to díky válci na každé straně a tím dobrému obtoku vzduchu kolem nich. Výhodné je využít plochý motor v zadní části vozidla, který slouží současně i pro pohon zadní nápravy. Díky jeho délkovým rozměrům rozevření hlav při uložení v přední části vozidla může být složitá konstrukce řízení. Všeobecně ale platí, že ploché motory jsou hlučnější, a to díky horšímu utlumení. U klasických řadových motorů nebo motorů do V je tlumení zajištěno sáním nad hlavou motoru, které je v případě plochých motorů umístěno centrálně. Ploché motory jsou použité u automobilů, nákladních vozidel, motocyklů, letadel, lodí a v mnoha dalších zařízeních.

Jeden z prvních, kdo plochý motor použil, byl Max Friz. Navrhnul jej pro BMW 247 s objemem válců 500 ccm a licenčně se tento motor vyráběl až do roku 1995. Pro své „lidové“ vozy využíval Volkswagen ležatý motor v modelu Brouk, SP2 a mnoha jiných. Citroën osazoval plochý motor do legendárního typu 2CV (lidově „kachna“). V roce 1960 představila italská Lancia model Flavia. Lancia byla osazena plochým motorem o objemu 1500 ccm, s výkonem 66 kW. Flavia měla motor v přední části a jako první vůz vyráběný v Itálii měla pohon přední nápravy. Lancia vytvořila ještě několik plochých motorů a jejich výrobu ukončila v roce 1984 modelem Gamma.



Obr. 1-4 Motor Lancia Gamma [20]



S ležatými motory experimentovala i japonská Toyota. Roku 1962 představila model Sport 800. Model měl dvouválcový, vzduchem chlazený motor typu boxer o výkonu 21 kW. Toyota zahájila prodej v roce 1965 a ukončila jej bez náhrady v roce 1969. Asi nejznámějším uživatelem plochých motorů je automobilka Subaru. První boxer uvedla v roce 1965 v modelu 1000. Byl to vůz s motorem a hnanými koly v přední části vozu. Subaru model 1000 osadila čtyřtákním plochým motorem o objemu 977 ccm, kompresním poměru 9:1 a s výkonem 51 kW. Ventilový rozvod byl OHV. V roce 1971 představila Alfa Romeo svůj čtyřtákní plochý motor v modelu Alfasud. Ploché motory montovala i do modelů Sprint, 33, 145 a éru plochých motorů zakončila Alfa Romeo v modelu 146. Vrcholem byl čtyřtákní zážehový plochý motor se čtyřmi válci o objemu 1712 ccm a výkonu 95 kW, s rozvodem ventilů DOHC a šestnáctiventilovou technikou. Produkci ležatých motorů Alfa Romeo ukončila v roce 1997. Luxusní velkoobjemové motocykly jako Harley Davidson daly vzniknout dalšímu plochému motoru v motocyklu, konkrétně v Hondě Gold Wing. Honda zahájila prodej v roce 1975 pod označením GL1000, a to čtyřtákním plochým motorem se čtyřmi válci o objemu 999 ccm. V roce 1987 pak přešla na šestiválcové motory o objemu 1520 ccm. V současnosti byl představen model Honda Gold Wing 1800 s ještě větším objemem motoru.



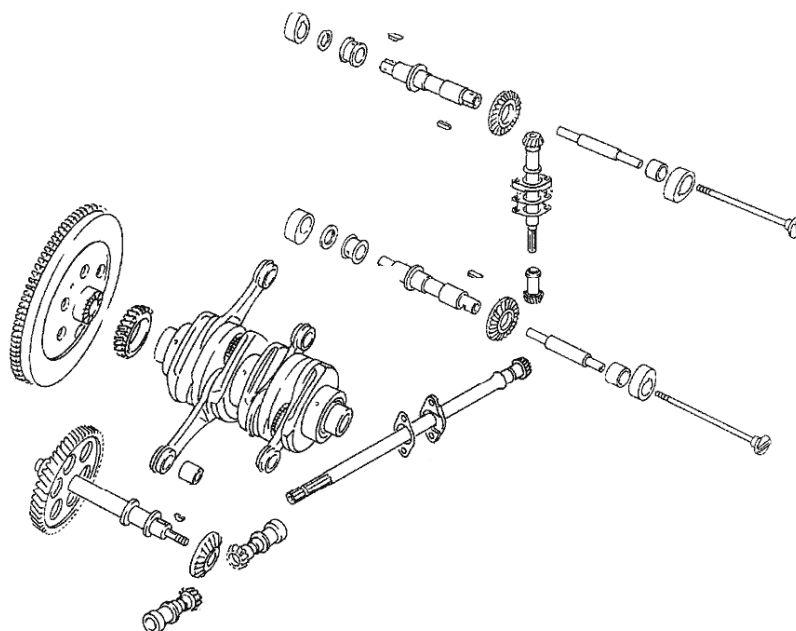
Obr. 1-5 Motor Honda Gold Wing 1800 [19]

1.2 HISTORIE PLOCHÝCH MOTORŮ PORSCHE

Automobilka Porsche je velice známa tím, že převážnou většinu svých automobilů vybavuje plochými motory. Zakladatel - český rodák Ferdinand Porsche, který prošel řadou firem, umístil první plochý motor do automobilu nesoucí jeho jméno v roce 1946 a byl to model 356. Vůz byl konstruován s využitím dílů od VW, proto v něm nepřekvapí uplatnění plochého vzduchem chlazeného motoru z Volkswagenu Brouk, který konstruoval Porsche. Objem vzadu uloženého motoru byl 1086 ccm, výkon 26 kW při 4000 min⁻¹ a točivý moment 63 Nm při otáčkách 2800 za minutu. Byl to čtyřválcový zážehový motor s ventilovým rozvodem OHV se dvěma ventily na válec a s vačkovým hřídelem uloženým pod klikovým hřídelem a



poháněný ozubeným soukolím. Vačkový hřídel má jen 4 vačky, tudíž jedna vačka ovládá 2 ventily. Když Ferdinand Porsche nahradil rozvodový systém OHV za DOHC, použil k tomu královský hřídel, který ovládal jeden vačkový hřídel. Z něj byl pak přenesen pohon na druhý vačkový hřídel pomocí dalšího hřídele s kuželovým ozubením na každé straně. U DOHC byly vačkové hřídele skládané a vačky byly uchyceny pomocí pera.



Obr. 1-6 Rozvody Porsche 356 DOHC [11]

Blok motoru je řešen tak, že je rozdělen na 2 části vertikálně půlené, s uložením klikového hřídele mezi kartery. KH je uložen na třech radiálních ložiscích a na jednom axiálním ložisku, které je u setrvačniku. Hlavy byly spojené pro dva válce, ale válce byly samostatné, s žebrováním pro lepší obtok vzduchu. Promíchání paliva se vzduchem zajišťovaly karburátory Solex.

Další vývojový stupeň zaznamenalo Porsche v roce 1963 s výrobou legendárního modelu 911. Nový typ vozu vlastní konstrukce vyžadoval i vlastní motory nezávislé na dílech VW. Zastaralé čtyřválcové se ještě používaly jako levná alternativa modelů 911, ale výkonově nedostačovaly konkurenci. Proto přišlo Porsche s šestiválcovými boxery, které používá dodnes. Modely 911 začínaly v roce 1963 na objemu 2,0 l, aby v roce 2012 došly požadavkem trhu na objem 4,0 l.

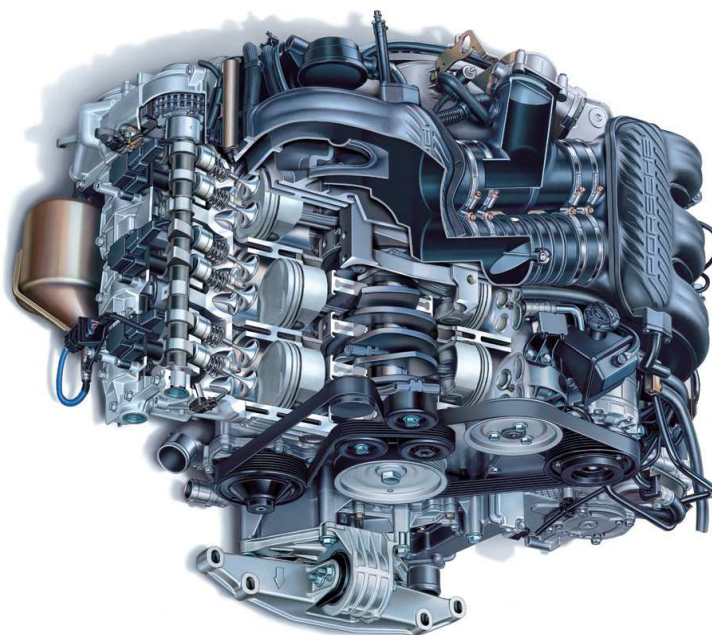
První šestiválcový motor Porsche o objemu 1991 ccm si ponechal dělení klikové skříně ve vertikální rovině. Klikový hřídel je uložen v osmi kluzných ložiscích, přičemž první je radiálně axiální, dalších 6 je radiálních mezi každým zalomením KH a osmé ložisko je na volném konci KH, kde je odběr výkonu pro ventilový rozvod. Válce jsou samostatně oddělené a žebrované pro lepší obtok vzduchu. Samostatné jsou i hlavy válců se dvěma ventily systému SOHC, ale VH a zbylé příslušenství ventilového rozvodu jsou uloženy ve sruženém bloku. Pohon ventilových rozvodů je z KH veden na spodní hřídel (společnou pro olejové příslušenství) pomocí ozubeného kola. Ze společného hřídele je dále pohon realizován rozvodovým řetězem. VH vložené do ventilového bloku jsou nyní už v celku uloženy na třech kluzných plochách. Plnění motoru zpočátku obstarával karburátor Weber a později jej nahradilo čistě mechanické vstřikování od firmy Bosch. V roce 1974 přišlo Porsche s velice



kontroverzním motorem o objemu 2,7 l. V domnění, že teplejší motor lépe využije energii z paliva a má menší emise, měl ventilátor menší počet lopatek. Agregát byl sice odvozen z předchozích málo poruchových motorů, ale kvůli různým emisním předpisům byly tyto motory vybaveny zařízeními, která byla náchylná na přehřátí a měla nižší životnost. Vlivem větších teplot také docházelo ke strhávání závitů v bloku z magnéziové slitiny a v hlavě válců. Velkým problémem byl také nový systém vstřikování firmy Bosch K-Jetronic, při kterém bylo palivo vstřikováno kontinuálně, čímž občas docházelo k sekundární expanzi v airboxu při překrytí ventilů.

V roce 1975 přišlo Porsche na trh s legendou 911 Turbo. Tento model byl první sériově vyráběný vůz vybavený turbodmychadlem poháněným výfukovými plyny. Jednalo se o nově zkonstruovaný 3,0 l motor, vycházející ze základu předchozích agregátů. V roce 1980 byl vůz vybaven i katalyzátorem. Vstřikování K-Jetronic bylo přepracováno a motor se stal velice spolehlivým. Vývoj řady 911 Turbo sahá až do dnešní doby.

V roce 1984 představilo Porsche motor přepracovaný na objem 3,2 l, kde kromě změny objemu přišla i změna vstřikování, a to L-Jetronic. V roce 1989, respektive v roce 1993 byly uvedeny na trh agregáty, které se sice dočkaly ještě mnoha drobných inovací, ale motory o stejném objemu 3,6 l a 3,8 l vyrábí automobilka doposud. Byly to stále vzduchem chlazené motory SOHC se dvěma ventily na válec. Motor měl oddělené hlavy a válce, ale společný blok pro VH a vahadla. Ke kompletnímu přepracování agregátů došlo v roce 1999. Porsche přišlo s kapalinou chlazenými motory, které měly objem 3,4 l, ale zároveň větší výkon a nižší emise, což byl hlavní důvod přechodu na vodou chlazené motory. Také byly zavrženy 2 ventily a nahradily je 4 ventily s ventilovým systémem DOHC. Od roku 1999 měly motory nové KH s velice tenkými a do špičky tvarovanými rameny, zůstalo uložení na osmi kluzných ložiscích. V současnosti je Porsche jednou ze dvou nejznámějších automobilek, které vyrábí ploché motory jako prioritní pohonnou jednotku.



Obr. 1-7 Motor Porsche 911 o objemu 3,6 l z roku 2003 [9]



1.3 HISTORIE PLOCHÝCH MOTORŮ SUBARU

Druhou nejznámější automobilkou je japonské Subaru. Jako první začala továrna v poválečné historii roku 1950 vyrábět skútry, až v roce 1954 vyrobila první prototyp automobilu P-1, ale až v roce 1958 bylo představeno Subaru 360. První ležatý motor se objevil v Subaru až v roce 1966 v modelu 1000. Agregát byl čtyřválcový, vodou chlazený, s rozvodem ventilů OHV, kompresním poměrem 6,5:1 a výkonem 42 kW. V 70. letech začalo Subaru s vývojem technologie 4WD a v dnešní době je největším výrobcem automobilů s pohonem všech čtyř kol. V roce 1985 uvedla japonská automobilka model XT 4WD, jenž poháněl čtyřválcový plochý motor s rozvodem ventilů SOHC a byl přepínaný turbodmychadlem. Agregát měl obsah 1781 ccm, kompresní poměr 7,7:1 a výkon 103 kW. V roce 1989 byl představen nový model i nový motor. V modelu Legacy byl plochý, vodou chlazený, čtyřválcový motor s šestnáctiventilovou technologií DOHC o objemu 1994 ccm. Kompresní poměr byl 8,5:1 a výkon dosahoval 115 kW. Aby mohlo Subaru konkurovat velkým automobilkám se sportovními vozy kategorie GT, uvedlo na trh v roce 1991 model SVX o objemu motoru 3318 ccm a výkonu 185 kW. Byl to agregát typu Porsche, tedy šestiválcový ležatý motor, ale chlazený vodou, se čtyřmi vačkovými hřídeli a se čtyřmi ventily na válec. K plochému šestiválcovému motoru se automobilka vrátila až v roce 2000, kdy byl uveden v modelu Outback motor o objemu 3000 ccm, opět s ventilovou technologií DOHC, s 24 ventily a výkonem 160 kW. V roce 2007 byl uveden první plochý vznětový motor vlastní konstrukce v sériovém automobilu. Jednalo se o čtyřválcový motor o objemu 1998 ccm, s ventilovým rozvodem DOHC, čtyřmi ventily na válec a přepínaný turbodmychadlem, které je netradičně umístěno pod motorem. Blok motoru je hliníkový a díky ležaté koncepci s nižším těžištěm u něj odpadá tak velké ovlivnění jízdních vlastností, jako u klasických řadových vznětových motorů. Výkon motoru je 110 kW. Na Obr. 1-8 lze vidět stavbu motoru. Konstrukce nevyžaduje vyvažovací hřídel, motor je bez výrazných vibrací a díky vstříkování common rail je chod kultivovaný.

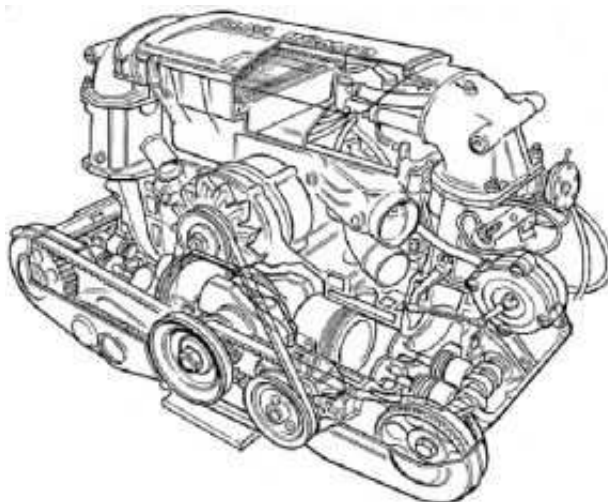


Obr. 1-8 Vznětový motor Subaru [17]



1.4 HISTORIE PLOCHÝCH MOTORŮ ALFA ROMEO

Výraznou automobilkou, která se zabývala produkcí plochých motorů, byla i italská firma Alfa Romeo. První motor koncepce boxer byl představen v 70. letech dvacátého století. Motory se vyráběly o objemu 1,2 až 1,7 l a výkonu 46 až 101 kW. Agregáty byly v modelech Alfesud, Arna, Sprint, 33, 145, 146. Jejich výroba skončila v roce 1997 na popud nového vlastníka Fiatu, který dodal část motorů ze svojí produkce. Ploché motory byly staženy díky jejich náročnosti na pravidelnou údržbu a značnou kvalitu kladenou především na olej. Motory se vyráběly s ventilovým rozvodem DOHC, ale jen se dvěma ventily na válec. Pouze motor 1,7 l se prováděl jak se dvěma, tak i se čtyřmi ventily na válec.



Obr. 1-9 Plochý motor Alfa Romeo [18]

1.5 HISTORIE PLOCHÝCH MOTORŮ BMW

Přestože je BMW známá značka automobilů, ploché motory používá od roku 1921 až po současnost pouze u motocyklů. První plochý motor M2B15 (převzatý patent z Anglie od Douglasa) BMW chytře nabízelo jiným výrobcům. Teprve poté, co se prokázala spolehlivost motoru, se BMW rozhodlo vyrábět vlastní motocykl Helios. V roce 1923 představilo svoji verzi ležatého motoru v modelu R32, který měl dva válce, objem 486 ccm a výkon 6,3 kW. Jako u prvního motocyklu na světě byla použita pro motor recirkulace oleje se systémem odkapávání na valivá ložiska. Tento systém motocykly BMW používaly do roku 1969, kdy přešly na tlakové mazání. Za druhé světové války potřebovala německá armáda spoustu vozidel a motocyklů, proto začalo BMW vyrábět kopie motocyklů Zündappu KS750 jako BMW R75, který se jako jeden z mála osvědčil bez přehřívání i v drsné poušti. Po druhé světové válce bylo Německo v troskách a stejně tak i továrny BMW. To, co nebylo v troskách, převezla ruská armáda do Ruska, kde se začaly vyrábět motocykly Ural (stejná výroba až do dnešní doby) na bázi motocyklů BMW. Pro Německo nastal mimo jiné i zákaz vyrábět motocykly a většina inženýrů odešla do USA. Po rozdělení Německa na západní a východní část a zrušení zákazu výroby motocyklů muselo BMW řešit absenci jakékoliv výkresové dokumentace kopiemi vlastních motocyklů. První poválečné motocykly BMW vyjely v roce 1948 a byly to R23 a později R24. Tyto motocykly měly stojatý jednoválcový motor. Prvním poválečným boxerem byl dvouválcový motocykl R51/2 o objemu 500 ccm a výkonu 18 kW. Později byl s nástupem nových modelů objem zvětšen na 600 ccm a výkon až na 26 kW. Po nepříliš dobrých prodejích v 50. letech 20. století zavedla mnichovská firma modely R50 o objemu 500 ccm, R60 a R69 o objemu 600 ccm a výkonech 19, 22 a 26 kW.



Další stagnaci prodejnosti ale nedokázaly zlepšit ani nové jednoválcové motory a firma přežila jen díky automobilové divizi. V roce 1970, kdy byly jednoválcové motory u BMW zahrnuty, přišla společnost s novými modely R50/5, R60/5 a R75/5, jejichž motory měly objem 500, 600 a 750 ccm. Tyto motory byly kompletně přepracované a dávaly větší výkon. Za zmínku stojí i to, že byly poprvé vybavovány elektrickým startérem. V roce 1974 přišly nové přepracované motory o objemu 600, 750 a nově i 900 ccm. V roce 1975 se objevil na trhu model G a v roce 1980 legendární model R80 G/S (Gelände/Straße – off-road/road), zakládající třídu Adventure tourist. Motor měl objem 798 ccm a výkon 38 kW. V roce 1977 začalo BMW vyrábět první motor o objemu 999 ccm v modelu R100 s výkonem 51 kW. V roce 1983 začala firma vyrábět vodou chlazené řadové čtyřválcové motory, které montovala do svých sportovních silničních motocyklů a motory boxer jsou od té doby výhradou „adventure“ motocyklů označované G (GS). Model R 100 GS, představený roku 1987 o objemu 980 ccm a výkonu 46 kW, byl prvním velkoobjemovým motocyklem typu enduro. Pokroky ve výrobní technologii, požadavky a tlak zákazníků na vyšší výkon a zpřísnující se emisní požadavky donutily BMW přestavět svoje motory na čtyřventilovou technologii na válec. Vznikl tak model R 1100 GS s katalyzátorem, jehož motor měl objem 1085 ccm a výkon 61 kW. V roce 1996 zastavilo BMW výrobu boxerů s dvouventilovou technologií na válec a začalo vyrábět jenom dvouválcové ploché motory se čtyřmi ventily na válec. V roce 1998 se objem motoru zvedl na 1130 ccm a výkon na 65 kW. Aby však nebyly náklady na vývoj nových dílů velké, převzalo BMW písty z řadového čtyřválce R 1200 C, hlavy a výfukové potrubí z motoru R 1100 S.



Obr. 1-10 Motor BMW používaný v modelech R 1200GS [22]

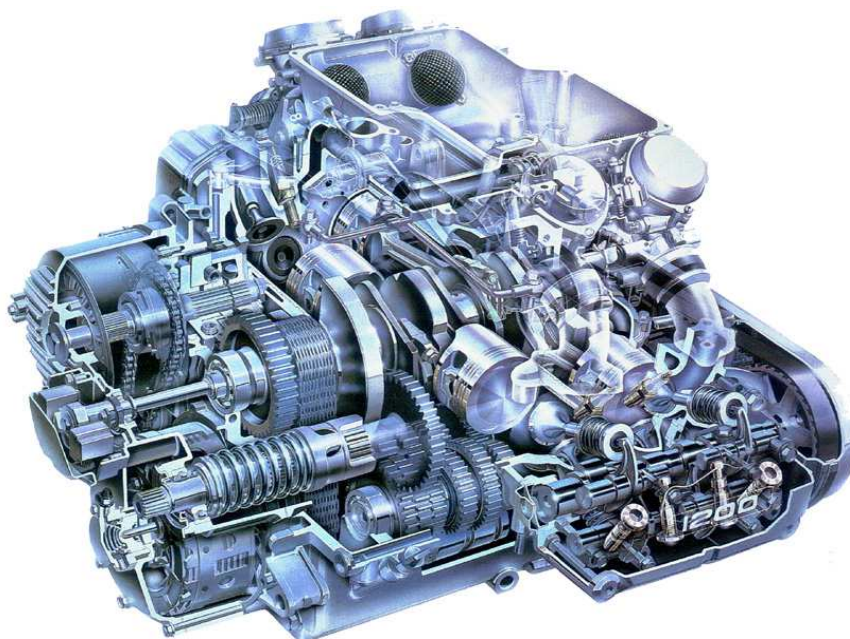
V roce 2004 byl ležatý motor přepracován. Objem stoupl na 1170 ccm a výkon dosahoval u sportovní HP2 Enduro 105 kW. V roce 2007 byl představen i v ostatních modelech GS nově přepracovaný dvouválcový motor o objemu 1170 ccm a s výkonem až 81 kW. Všechny části související s výkonem byly přepracovány. Motor dostal větší ventily, optimalizované sací a výfukové potrubí a větší kompresi (dle modelu od 11:1 až 12:1). Zlepšení kultury chodu si vyžádalo poprvé u plochého motoru BMW vyvažovací hřídel, umístěný pod klikovým



hřídelem v dutém hřídeli pro pohon vačkových hřídelů. Díky novým technologiím klesla hmotnost motoru o 3 kg, z toho samotný klikový hřídel je lehčí o 1 kg.

1.6 HISTORIE PLOCHÝCH MOTORŮ HONDA

Japonská továrna byla založena v roce 1948 Soichirem Hondou. Po druhé světové válce bylo potřeba zajistit pro japonské obyvatelstvo dopravní prostředky, a proto vyjel v roce 1949 první malý motocykl nazvaný Dream. S modely jako CB500 a CB 750 se stala Honda v 70. letech dvacátého století největším výrobcem motocyklů na světě. Jediné, co jí chybělo, byl luxusní model neboli vlajková loď. Proto se v roce 1973 začal vyvíjet model Gold Wing, který byl odpovědí na modely BMW řady /5 a Harley Davidson. Jako první spojení těchto motocyklů vznikl projekt 371. Byl to závodní speciál s plochým šestiválcovým motorem o objemu 1470 ccm a s výkonem 46 kW. Inovativní pro motocykly bylo vodní chlazení. Alternátor se otáčel na opačnou stranu než klikový hřídel, čímž se dosáhlo snížení klopného momentu motoru. Následoval odvozený model M1, který byl sice velice těžký, ale díky plochému motoru měl nízké těžiště a tak byl na tehdejší dobu dobře ovladatelný. První model s označením Gold Wing byl představen v roce 1974 jako GL 1000. Šlo o čtyřválcový, plochý, vodou chlazený motor o objemu 999 ccm a s výkonem 58 kW. Ventilový rozvod byl typu OHC, se dvěma ventily na válec. V roce 1980 byl uveden model GL 1100 s motorem, jenž měl objem zvětšený na 1085 ccm a výkon na 60 kW. V roce 1984 byl opět objem motoru zvětšen, a to na 1182 ccm, čímž byl představen nový model GL 1200 o výkonu 70 kW. Tento motor je zobrazen na Obr. 1-11.

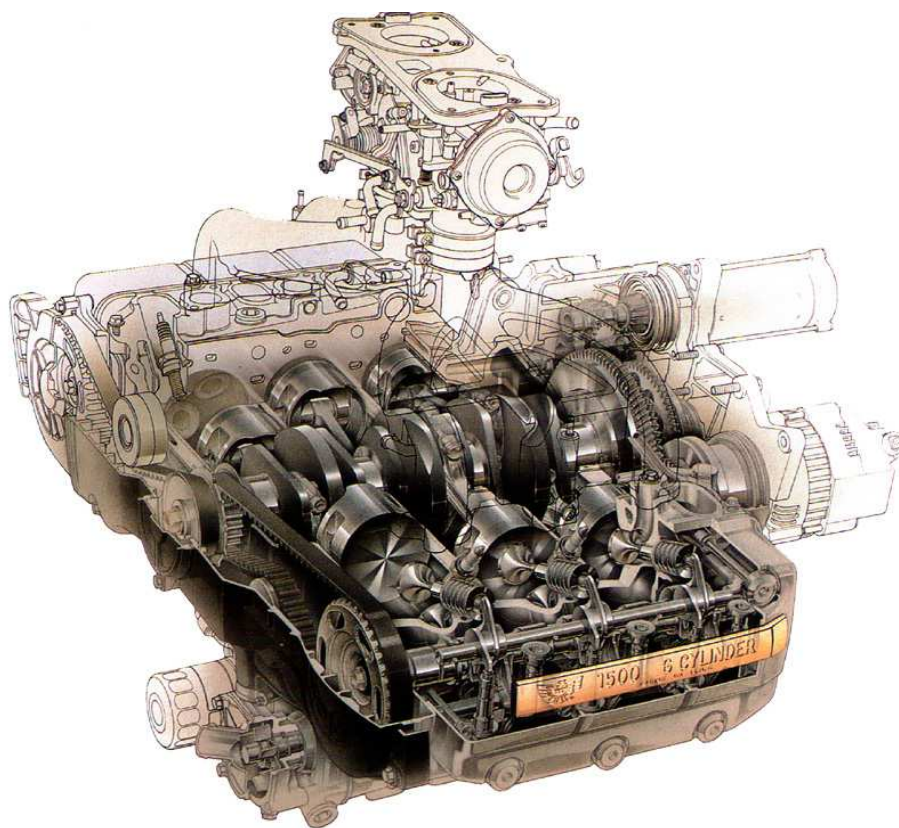


Obr. 1-11 Motor Honda GL 1200 [19]

V roce 1988 Honda svůj plochý motor kompletně přepracovala a uvedla v novém modelu GL 1500. Plochý motor byl opět šestiválcový o objemu 1520 ccm a výkonu 74 kW. Zůstalo vodní chlazení a rozvodový mechanismus OHC se dvěma ventily na válec. Tento motor se vyráběl až do roku 2001 (je zobrazen na Obr. 1-12.), kdy byl nahrazen šestiválcovým plochým motorem o objemu 1832 ccm a výkonu 88 kW, hodnota kompresního poměru byla 9,8:1. Nový motor je opět vodou chlazený, ale ventilový rozvod je typu SOHC se dvěma ventily na válec a změněn byl také pohon rozvodů. Zatímco předchozí modely motorů používaly



drážkový řemen, nový motor byl poháněn řetězem. Tento motor má Honda v nabídce pro model GL 1800 Gold Wing až do dnešní doby a je zobrazen na Obr. 1-5.

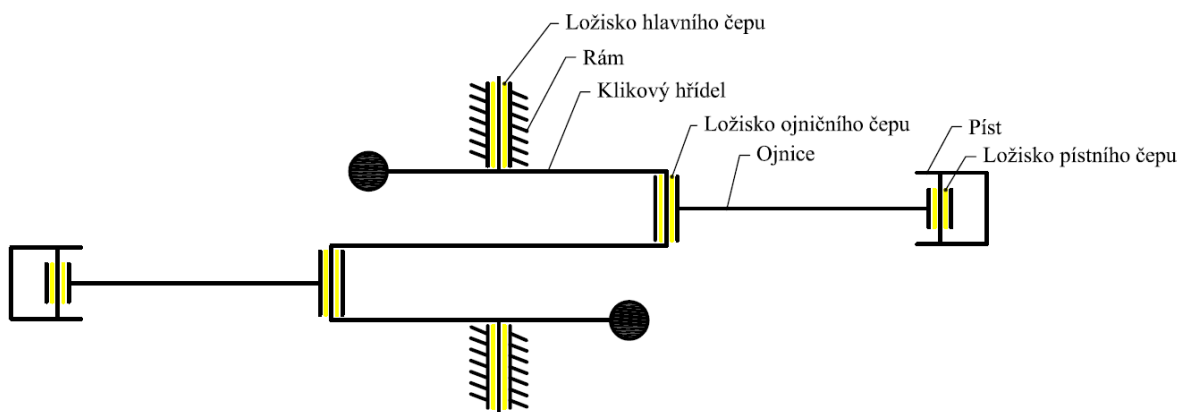


Obr. 1-12 Motor Honda GL 1500 [19]



2 KLIKOVÉ ÚSTROJÍ

Klikové ústrojí se skládá z pohyblivých částí, které konají najednou rotační a posuvný pohyb. U spalovacího motoru tvoří klikové ústrojí klikový hřídel, ojnice, pístní skupina a ložiska, ve kterých jsou jednotlivé komponenty uloženy. Schéma klikového ústrojí plochého dvouválcového motoru je zobrazeno na obrázku 2-1.



Obr. 2-1 Klikové ústrojí

KINEMATIKA OSOVÉHO KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ

Pohyblivé části v motoru vyvolávají setrvačné síly, které spolu se silami od tlaků plynů vyvolávají vibrace přenášející se do rámu motoru. Dlouhodobé působení vibrací způsobuje mechanické poškození, působí přes karoserii na řidiče a urychluje jeho únavu. Proto je u motoru důležité vyvážení setrvačných sil a jejich momentů. Toho je možné dosáhnout buď vhodnou volbou koncepce motoru tak, aby se síly a momenty navzájem rušily, nebo vhodným umístěním protizávaží či vyvažovacích hřídelů. Kinematika řešení v dalších kapitolách je prováděna při konstantních otáčkách naměřených na reálném motoru při maximálním výkonu. Při rovnoměrném pohybu je úhel natočení přímo úměrný času. Pro jednodušší prezentaci rovnic jsou všechny kinematické a dynamické veličiny vyjádřeny v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele α .

2.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Po prostudování několika diplomových prací, kde byla varianta klikového hřídele uloženého na třech hlavních ložiscích zpracována již několikrát, například v [25], jsem se rozhodl zabývat pouze variantou klikového hřídele uloženého pouze na dvou hlavních ložiscích. Hlavním účelem klikového hřídele je převádět translační pohyb na pohyb rotační. KH je uložen v ložiscích, které jsou namáhány reakčními silami od tlaků plynů a silami setrvačných částí. Mechanické namáhání je vyvoláno tokem energie v hřídeli. Části napojené na hřídel a hlavně hmotnost samotného hřídele spolu s pružností hřídele tvoří kmitavou soustavu. Kmitání vybuzené periodicky působícími silami vyvolává v hřídeli značná napětí. Dlouhou životnost zajišťuje vhodná konstrukce KH (počet hlavních ložisek k počtu válců, uspořádání válců, chlazení motoru, zatížení a materiál KH).



Obr. 2-2 Vlastní konstrukce klikového hřídele pro plochý dvouválcový zážehový motor




2.1.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL RYCHLOBĚŽNÝCH ZÁŽEHOVÝCH PLOCHÝCH MOTORŮ

KH pro plochý zážehový motor může být velice kompaktní díky malé rozteči válců. Rozteč válců ale závisí na způsobu chlazení motoru. Vzduchem chlazený motor musí být nutně osazen žebrováním na vnějších plochách válců a hlav. To znamená, že musí mít mnohem větší rozteče válců. Rozměry ojnicního čepu se stanovují pro několik podmínek. Je to hlavně posouzení pevnosti čepu a ohýbání vzhledem k maximálním tlakům plynů, měrnému tlaku v ojnicním ložisku a vlastnímu kmitání KH. Zvláště kvůli poslední podmínce je snaha navrhovat hmotnost ojnicního čepu co nejmenší, protože ovlivňuje velikost redukované hmotnosti torzní soustavy. Aby se naopak zvýšila torzní tuhost hřídele, je vhodné zvětšit průměr hlavního čepu, který má menší vliv na zvýšení redukováných hmotností. Většinou se redukuje právě na průměr hlavního čepu. Rozměry hlavního čepu jsou dány stejně jako u ojnicního čepu pevností, měrným tlakem na povrch, torzním namáháním od točivého momentu a kmitáním samotného hřídele. Při uložení na dvou ložiscích je pro větší tuhost v ohybu a krutu výhodný oválný tvar ramen. Přední konec hřídele je využíván pro pohon příslušenství, rozvodů a vyvažovacích hřídelů. Zadní konec hřídele je většinou opatřen přírubou pro uchycení setrvačnicku. Proti axiálnímu posuvu a tepelným dilatacím se KH opatřuje axiálním uložením, které převážně představuje axiální ložisko. Pokud je umístěno v místě posledního hlavního čepu, nemění se vůle v mechanismu spojky. Další možnost umístění je uprostřed KH nebo v místě kola pro pohon rozvodů. Já jsem se rozhodl pro uložení z vnější strany hřídele po obou stranách z důvodu přívodu tlakového mazání k ojnicním ložiskům.



2.1.2 MATERIÁLY KLIKOVÝCH HŘÍDELŮ

Pro výrobu se používají následující materiály:

-  nitridační ocel
-  uhlíková nebo slitinová ocel
-  šedá litina nebo ocelolitina

Hřídele z nitridované oceli jsou velice tvrdé a mají výhodné kluzné vlastnosti. Jejich nevýhodou je vysoká cena materiálu a následného obrobení. Nejčastěji používané jsou klikové hřídele z uhlíkové oceli. Čepy se musí povrchově kalit, protože nedosahují potřebné tvrdosti pro ložiska z olověného bronzu. Tím vzniká zvláště nebezpečné místo v přechodu čepu do ramene. Toto rizikové místo řeší částečným způsobem kalení. Výhodou těchto hřídelů je nižší cena než cena hřídelů z nitridační oceli. Hřídele bez povrchového kalení čepů se používají jen pro málo zatěžované motory a musí se použít jiná kluzná ložiska. Lité klikové hřídele se zhotovují z litiny velké pevnosti legované manganem, niklem, molybdenem a mnoha dalšími legury. Pro větší tuhost se přidává křemík a měď. Výkovky klikových hřídelů se tepelně zpracovávají kvůli snížení pnutí a tvrdosti, aby bylo následné opracování snazší. Po opracování se hřídele kalí a po kalení následuje broušení. Hotové klikové hřídele se dynamicky vyvažují se setrvačником a spojkou. Pro můj konkrétní hřídel jsem zvolil dle [14] jako materiál hřídele ocel k tváření s označením 15230. Tato ocel se jeví jako vhodná pro použití na KH. Charakteristika oceli je dle [14]:

„Dobrá svařitelnost i obrobiteľnosť, vhodná k zušlechťování, nitridování a povrchovému kalení NŽ – 860 až 900°C, ŽM – 700 až 740°C, K – 860°C/voda, P – 620°C/voda, nitridování 490 až 500°C. Bezešvé trubky, veľmi namáhané svařované konstrukce součástí strojů a letadel, např. klikové hřídele, hlavy vrtulí, ojnice, ojnicní šrouby a matice, hnací nápravy motorových vozidel, páky řízení, vahadla ventilů.“

Mechanické vlastnosti oceli 15230 jsou uvedeny v Tab. 2-1.

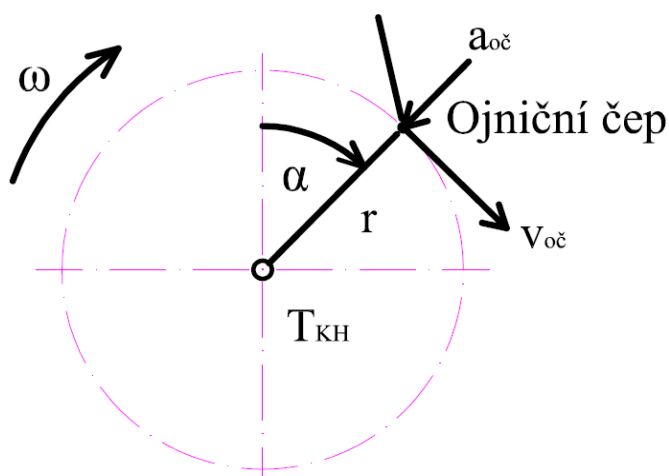
Tab. 2-1 Vlastnosti oceli k tváření 15230

Materiál hřídele 15230	
Mez pevnosti R_m [MPa]	980
Mez kluzu v tahu R_e [MPa]	835
Mez kluzu v ohybu R_{co} [MPa]	708
Mez kluzu v krutu R_{es} [MPa]	413
Mez únavy pro tah-tlak σ_c [MPa]	352,8
Mez únavy pro ohyb σ_{co} [MPa]	470,4
Mez únavy pro krut τ_{ck} [MPa]	294
Poissonovo číslo μ	0,3
Tvrдость [HB]	300 až 359



2.1.3 KINEMATIKA KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Pro kinematiku klikového hřídele je charakteristická osa otáčení ležící v těžišti.



Obr. 2-3 Schéma KH

Pro zjednodušení uvažuji rovnoměrné otáčení, proto bude úhlová rychlost ω konstantní. Lze ji vyjádřit vztahem [13]:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{zad}} \quad (1)$$

kde n_{zad} jsou zadané otáčky. Obvodová rychlost ojnicního čepu v_{oc} otáčející se kolem osy protínající těžiště je dána vztahem [13]:

$$v_{oc} = r \cdot \omega \quad (2)$$

kde r je vzdálenost od osy otáčení k ose ojnicního čepu. Na ojnicní čep působí dostředivé zrychlení a_{oc} stálé velikosti směřující do středu otáčení. Zrychlení je vyjádřeno vztahem [13]:

$$a_{oc} = r \cdot \omega^2 \quad (3)$$

2.2 PÍST

Píst je velice namáhanou součástí klikového ústrojí. Je vystaven vysokým tlakům a teplotám při spalování a velikému dynamickému a mechanickému zatížení. Na dno pístu působí teplota a tlaky od spalování, které píst tepelně zatěžují. Pro osobní automobily se písty vyrábějí z hliníku, a proto je nežádoucí dosahovat teploty vyšší jak 300°C . Hliníkový píst ztrácí při vyšších teplotách své mechanické vlastnosti a tvarovou stálost. Pro odvod tepla z pístu slouží pístní kroužky a plášť pístu, které odvádí teplo do stěn válce. Aby bylo chlazení pístu co nejlepší, je zapotřebí co největší společná plocha s válcem. To však vede při pohybu pístu ke tření a dalšímu vývinu tepla a ztrátě mechanické energie. Proto se pístní kroužky volí tak, aby přenášely významnou část tepla z pístu do válce a zároveň těsnily spalovací prostor od prostoru klikové skříně s co nejmenším koeficientem tření. Plášť pístu je navrhován pouze pro přenos normálové síly od tlaků plynů. Aby byl píst dostatečně chlazen, jsou některé plochy záměrně naddimenzovány a je využíváno dobrého přenosu tepla v hliníkových slitinách. Píst je chlazen ostřikem oleje ze spodní části válce. Pro osobní automobily jsou používané písty ze

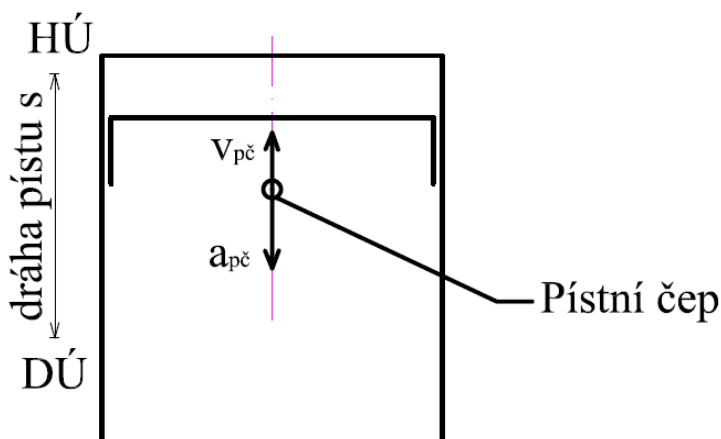


slitiny hliníku a křemíku s obsahem Si od 10% do 18%. Čím vyšší obsah křemíku, tím je píst teplotně a tvarově stálejší, zatímco klesá teplotní vodivost a pevnost pístu. Při zatížení silou od tlaků plynů se píst prohýbá ve dně a spodní část pláště se roztahuje. Při teplem zatížení se píst nerovnoměrně rozpíná v závislosti na množství materiálu. V oblasti osy pístního čepu se píst roztahuje více jako v ose kolmé na pístní čep. Značné rozpínání probíhá také v oblasti dna pístu, proto se plášť navrhuje s částečně kuželovitým tvarem. Kuželová část většinou začíná u posledního pístního kroužku s průměrem válce u dna až $0,013 \cdot D$. Správně navržený píst by měl po ohřátí na provozní teplotu tvořit válec. Podle použití a počtu kusů jsou písty vyráběny odléváním nebo kování do forem. Písty se ohřívají a ochlazují, aby byl materiál bez vnitřního pnutí a stal se tvarově stálým. Funkční plochy jsou vytvořeny třískovým obráběním, které tvoří převážnou cenu pístu.

Pístní kroužky slouží k utěsnění spalovacího prostoru, k odvodu tepla z pístu do válce a ke stírání olejového filmu ze stěn válce. Při utěsňování způsobují značné tření, které způsobuje další vývin tepla a mechanické opotřebení. Pístní kroužky se vyrábějí z šedé litiny odléváním a broušením funkčních ploch.




Pístní čep přenáší silové účinky mezi pístem a ojnicí. Čep je v pístu umístěn jako plovoucí, to znamená, že při nízkých teplotách je v pístu umístěn s přesahem a v ojnici je umístěn do bronzového pouzdra pohyblivě. Po dosažení určité teploty se čep v pístu uvolní a díky jeho konstrukci je umožněná jeho rotace potřebná ke snížení opotřebení. Axiální posuv je zajištěn drátěnými kroužky. Aby nedocházelo k opotřebování pístu, je nutné jeho mazání. To probíhá zároveň s ostřikem pístu nebo jako u mnoha použité ojnice středem jejího dířku, kam je přiváděn tlakový olej z čepů z klikového hřídele. Pro snížení hmotnosti se čepy dělají konické z obou stran ke středu čepu tak, aby kónus na čepu začínal za hranicí stříhu. Pístní čepy se vyrábějí z cementační oceli například 12010, 14120 atd.

KINEMATIKA PÍSTU



Obr. 2-4 Kinematika pístu

Píst koná translační pohyb kolmý na osu rotace KH. Kinematikou pístu se rozumí:

-  dráha pístu
-  rychlost pístu
-  zrychlení pístu



Celková dráha pístu S_α je dána dvojnásobným poloměrem r . Její aktuální velikost, závislá na úhlu natočení, je dána vztahem [13]:

$$s_{\alpha_i} = r \cdot \left[(1 - \cos(\alpha_i)) + \frac{1}{\lambda} \cdot \left[1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot (\sin(\alpha_i))^2} \right] \right] \quad (4)$$

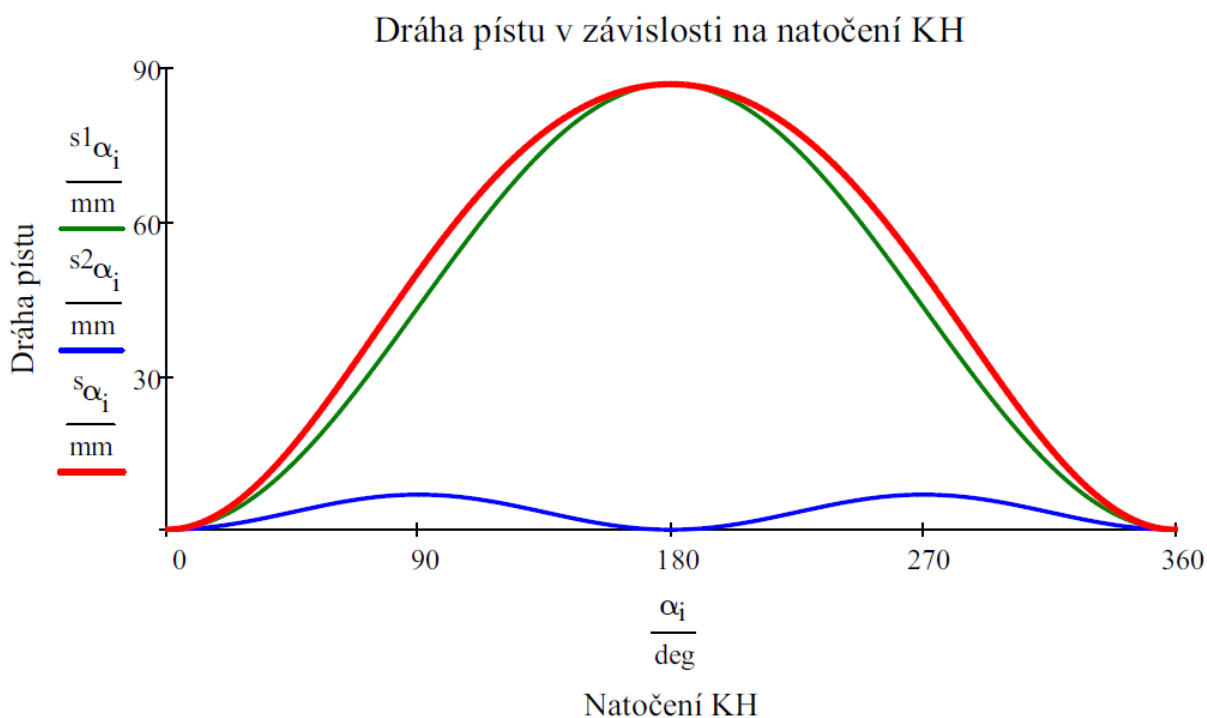
kde se zavádí λ jako klikový poměr mezi vzdáleností ojnicního čepu od osy rotace k délce ojnice. Po první a druhé derivaci vzniknou vzorce pro rychlost a zrychlení, které jsou pro praxi příliš složité. Proto se v rovnici (4) výraz pod odmocninou nahrazuje dostatečně přesným rozvojem nekonečné řady pomocí binomické věty. Pro dostatečnou přesnost se stačí omezit na první dva členy řady. Tím vznikne dostatečně přesný vztah [13]:

$$s_{\alpha_i} = r \cdot \left[1 - \cos(\alpha_i) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha_i)) \right] \quad (5)$$

Vzorec (5) lze rozdělit na první a druhou (6) harmonickou složku. Průběh dráhy je vidět v grafu 2-1.

$$s1_{\alpha_i} = r \cdot (1 - \cos(\alpha_i)) \quad (6)$$

$$s2_{\alpha_i} = r \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha_i))$$



Graf 2-1 Dráha pístu

Rychlost pístu v_α nabývá kladných i záporných hodnot. Hodnotu okamžité rychlosti získáme derivací dráhy podle času. Její vykreslení je v grafu 2-2. Výsledný vzorec je [13]:

$$v_{\alpha_i} = r \cdot \omega \cdot \left(\sin(\alpha_i) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha_i) \right) \quad (7)$$



Vzorec se rozkládá opět na harmonické složky (8).

$$v_{1\alpha_i} = r \cdot \omega \cdot \sin(\alpha_i) \quad (8)$$

$$v_{2\alpha_i} = r \cdot \omega \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha_i)$$

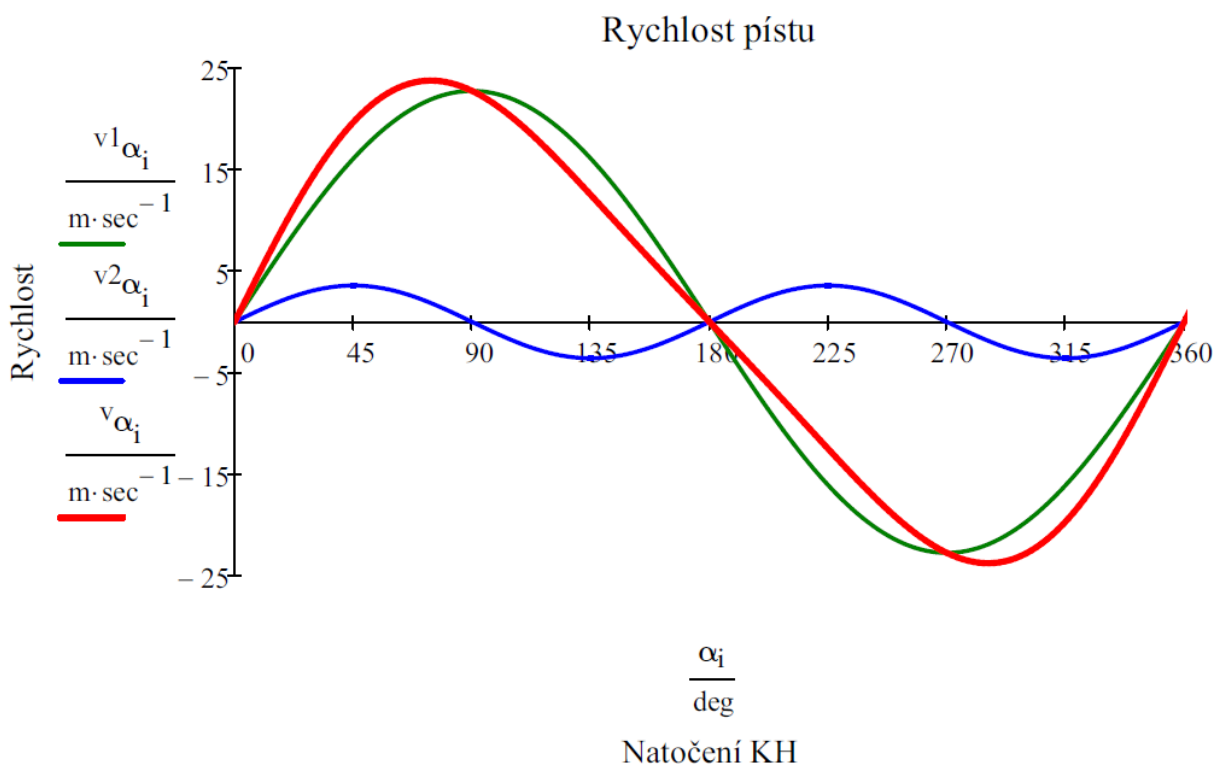
Pro získání maximální rychlosti v_{pmax} musí být první derivace rychlosti podle úhlu α rovna nule. Pokud tuto podmínku aplikujeme na původní nezměněný vzorec, vyjde vztah [13]:

$$v_{pmax} = r \cdot \omega \cdot \sqrt{1 + \lambda^2} \quad (9)$$

Mimo okamžité rychlosti se uvádí i střední rychlost pístu v_{ps} . Vzorec je [13]:

$$v_{ps} = 2 \cdot Z \cdot n_{zad} \quad (10)$$

kde je Z zdvih pístu. Pro osobní vozidla se uvádí dle [13] $v_{ps} = 10$ až $16 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-1}$.



Graf 2-2 Okamžitá rychlost

Zrychlení pístu a_α a jeho okamžitá hodnota je výsledkem druhé derivace dráhy podle času. Největšího zrychlení a_{p0} je dosaženo v horní úvrati pro $\alpha = 0$ a dosazením do přesného vzorce vyjde vztah [13]:

$$a_{p0} = r \cdot \omega^2 (1 + \lambda) \quad (11)$$



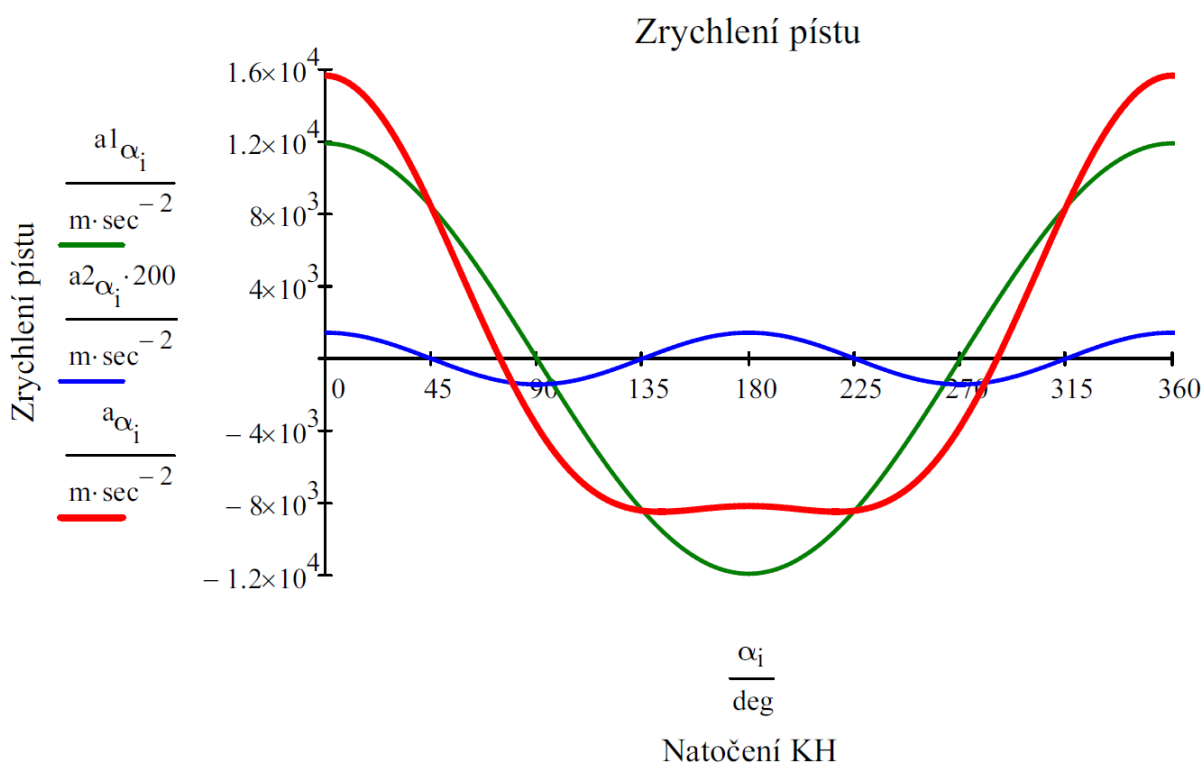
Pro okamžité zrychlení se používá vzorec [13]:

$$a_{\alpha_i} = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha_i) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_i)) \quad (12)$$

který lze opět rozložit na harmonické složky [13]:

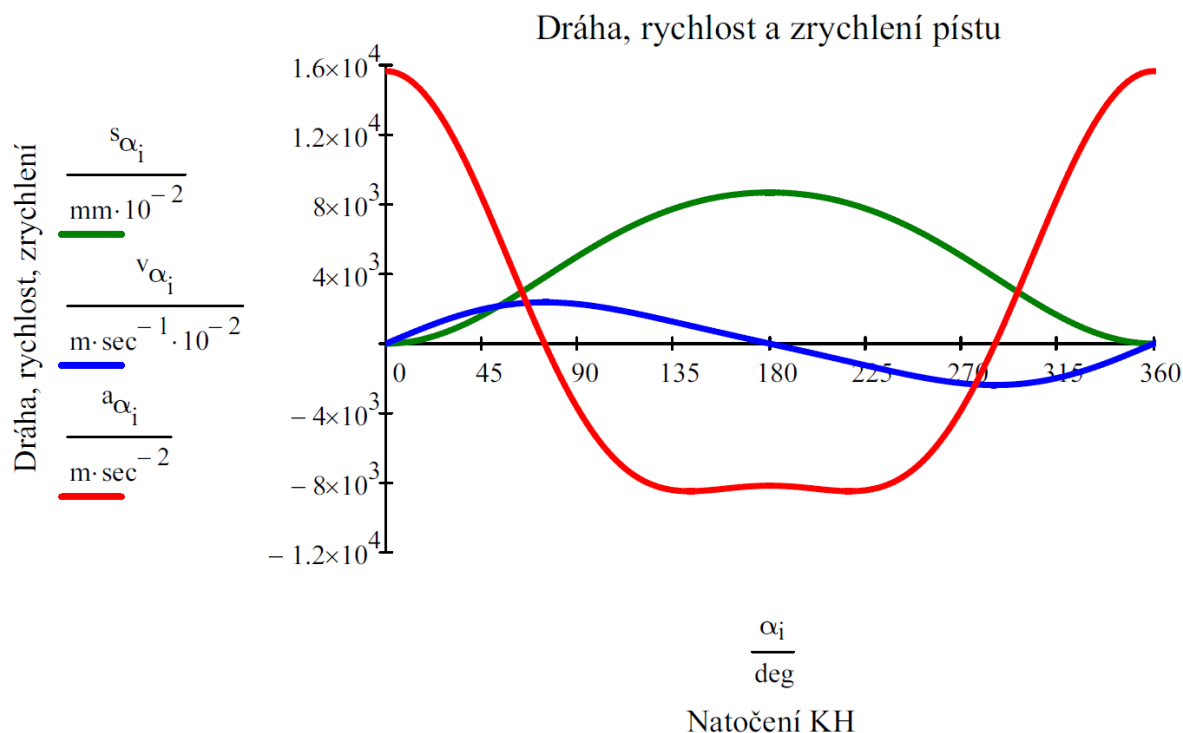
$$\begin{aligned} a1_{\alpha_i} &= r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha_i) \\ a2_{\alpha_i} &= r \cdot \omega \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_i) \end{aligned} \quad (13)$$

Druhá harmonická složka zrychlení má tak malou hodnotu, že je pro názornost průběhu v grafu 2-3 násobena konstantou.



Graf 2-3 Okamžité zrychlení pístu

Jak je vidět z uvedených vzorců, tak okamžitá poloha, rychlost a zrychlení (graf 2-4) závisí na natočení KH a ojníčním poměru λ . Kinematické veličiny jsou dále uplatňovány v dynamických výpočtech a při pevnostní kontrole KH.



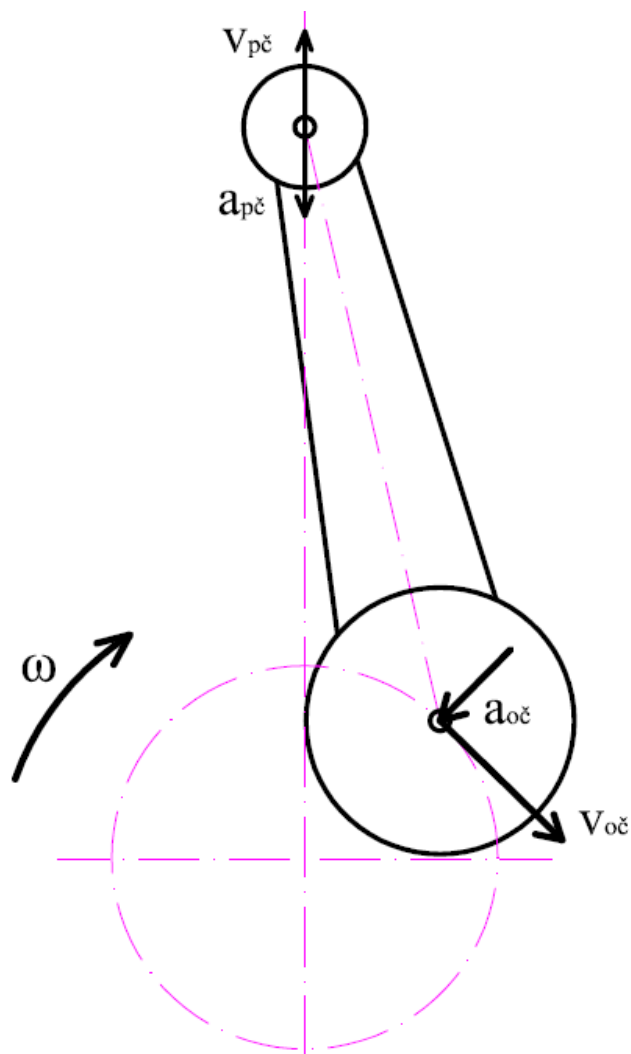
Graf 2-4 Dráha, rychlost a zrychlení

2.3 OJNICE

Ojnice přenáší silové účinky z pístu na klikový hřídel. Hlavní požadavek na ojnici je, aby měla nízkou hmotnost a co nejpevnější horní a dolní oko. Dřík ojnice pro osobní vozy bývá v provedení ve tvaru I a velice důležitý je plynulý přechod do ok s velkými radiusy. Dříkem ojnice může být vyvrtán otvor pro přívod oleje k pístnímu čepu. Tento otvor má i mnou zvolená ojnice. Ojnice se buď kovají, nebo odlévají. Pro osobní automobily se ojnice kovají nebo odlévají i s velkým okem. Po obrobení funkčních ploch se velké oko odlomí řízeným lomem. Ojnice se vyrábějí z tříd ocelí 11 až 16. Po obrobení mohou být tepelně zušlechťovány a pro zvýšení povrchové pevnosti se leští nebo kuličkují.

KINEMATIKA OJNICE

Ojnice koná v klikovém mechanismu obecný rovinný pohyb. Horní oko koná pohyb translační s kinematickými vlastnostmi pístu. Dolní oko koná pohyb rotační s vlastnostmi klikového hřídele. Kinematika ojnice je zobrazena na obrázku 2-5.



Obr. 2-5 Kinematika ojnice

2.4 LOŽISKA KLIKOVÉHO MECHANIZMU

V klikovém mechanismu pro osobní automobily se používají převážně kluzná ložiska. Na hlavních a ojničních čepch se používají dělená olovo-cínová ložiska na kovovém nosiči, pro uložení pístního čepu do malého oka ojnice se používá celistvé kluzné ložisko z bronzové slitiny. Kluzná ložiska jsou využívána proto, že mohou vytvořit hydrodynamickou mazací vrstvu, a tím je dosaženo delší životnosti ložiska i čepu. Kvůli axiálnímu pohybu musí být klikový hřídel opatřen i axiálním ložiskem, které je většinou spojeno s jedním kluzným ložiskem hlavního čepu. Já jsem zvolil jedno ložisko z každé vnější strany. S trendem snižování třecích ztrát v motoru je snahou nahradit kluzná ložiska valivými, a proto se začala vyvíjet speciální dělená valivá ložiska pro hlavní čepy klikového hřídele. U krátkých hřídelů lze použít i valivá ložiska celistvá. Pro uložení mého klikového hřídele jsem zvolil 2 válečková ložiska (Obr. 6-1).



3 SÍLY A MOMENTY V KLIKOVÉM MECHANIZMU

Síly a momenty se v klikovém mechanismu mění periodicky. Periodu u čtyřtakového motoru tvoří dvě otáčky klikového hřídele, tedy 2π . Primární síla F_p vzniká díky tlaku ve válci. Tlak působí na dno pístu a reakcí je síla F_p . Tato síla působí přes ojnicí čep a ojnicí ložisko na malé oko ojnice a vyvolává translační pohyb. Přes dřívík ojnice se síla dostává do velkého oka ojnice, kde vykonává obecný rovinný pohyb. Přes ložisko v oku se síla přesouvá na ojnicí čep klikového hřídele, kde koná rotační pohyb. Ramenem hřídele se síla přesouvá do osy rotace klikového hřídele na hlavní čepy. Vzhledem k pokročilým materiálům a technologiím výroby jsem při analytickém výpočtu sil uvažoval všechny součásti klikového mechanismu za dokonale tuhé, bez deformací. Sekundární síly jsou vyvolány nenulovou hmotností mechanismu a zrychlením. Tlak plynů i zrychlení se mění periodicky s otáčením klikového hřídele, tyto síly jsou v mechanismu funkcemi času a úhlu natočení KH.

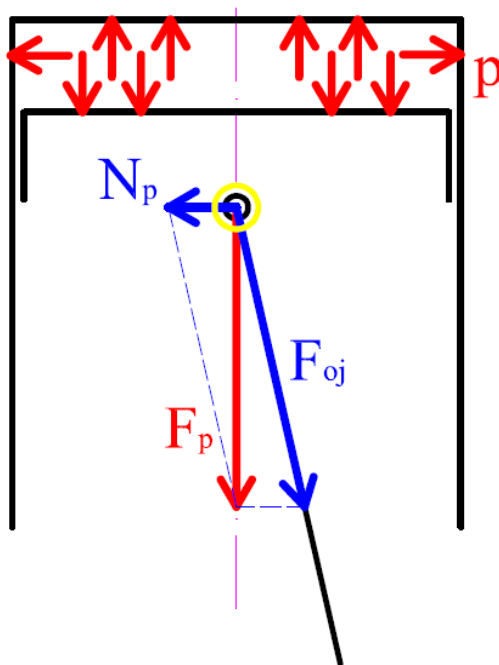
3.1 SÍLY V KLIKOVÉM MECHANIZMU

3.1.1 SÍLY OD TLAKŮ PLYNŮ

Pohybem pístu se v pracovní části válce tvoří tlak stlačováním plynu. Tento tlak působí na stěny válce, dno pístu a hlavu motoru. Síla vyvolaná tlakem plynů na píst se vyjádří jako [14]:

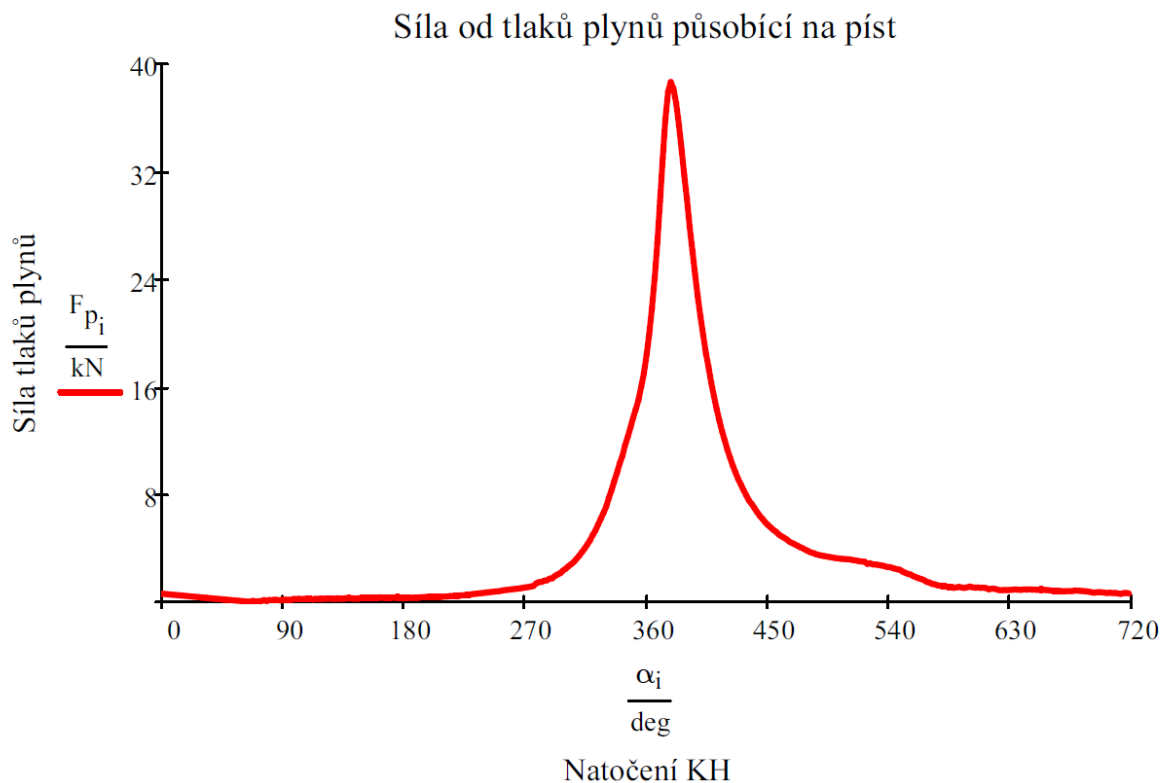
$$F_{p_i} = (p_i - p_{atm}) \cdot S_p \quad (14)$$

kde p_i je naměřený efektivní tlak (dodaný vedoucím diplomové práce), p_{atm} je atmosférický tlak a S_p je plocha pístu. Síla je znázorněna na Obr. 3-1.



Obr. 3-1 Síla od tlaků plynů

Síla tlaků plynů se přenáší klikovým mechanismem na pevnou část motoru. Síla F_p se rozkládá na normálovou sílu N_p , která způsobuje klopný moment a na sílu přenesenou ojnicí F_{oj} .



Graf 3-1 Síla od tlaků plynů

3.1.2 SETRVAČNÉ SÍLY

Obecně je setrvačná síla vyjádřena vzorcem [13]:

$$F = -m \cdot a \quad (15)$$

Klikový mechanismus se skládá z mnoha komponent a každá z nich vykonává jiný druh pohybu. Pístní skupina koná přímočarý vratný pohyb ve směru osy válce, klikový hřídel koná rotační pohyb. U víceválcových motorů se setrvačnickem se uvažuje, že úhlová rychlost se nemění a pohyb je rovnoměrný. Ojnice koná obecný rovinný pohyb, složený z unášivého translačního pohybu spolu s pístní skupinou a z kývavého pohybu kolem osy pístního čepu. Pro stanovení setrvačných sil je zapotřebí znát hmotnosti a zrychlení jednotlivých částí klikového mechanismu. Pro zjednodušení výpočtu se hmotnosti nahrazují soustavou redukovaných hmotností. Hmotnosti se redukují na část rotační a část posuvnou. Tato redukce sice neodpovídá skutečnému klikovému mechanismu, ale pro dostatečně přesný výpočet je postačující.

REDUKCE HMOTNOSTI

Píst, pístní kroužky, pístní čep a zámky pístního čepu konají vratný posuvný pohyb a jsou součástí pístní skupiny s hmotností m_{pist} soustředěnou v ose pístního čepu. K této hmotnosti se přičte redukovaná hmotnost horní části ojnice a ložiska v ní vloženého m_{op} . Dohromady tyto hmotnosti dávají celkovou posuvnou hmotnost m_p znázorněnou na Obr. 3-3. Rotační pohyb konají části klikového hřídele jako hlavní čep, rameno kliky, ojnicí čep a spodní část ojnice s vloženým ložiskem. Redukovanou hmotnost pro rotační pohyb kliky lze získat rozkladem na jednotlivé části a pak redukovat poměrem vzdálenosti těžiště od osy otáčení k poloměru



kliky r , nebo přímo odečíst hmotnost z modelu vytvořeného v CAD softwaru. Hmotnost m_r jsem odečetl pro kliku bez vývažků podle Obr. 3-2.



Obr. 3-2 Odečtení hmotnosti m_r z programu ProEngineer

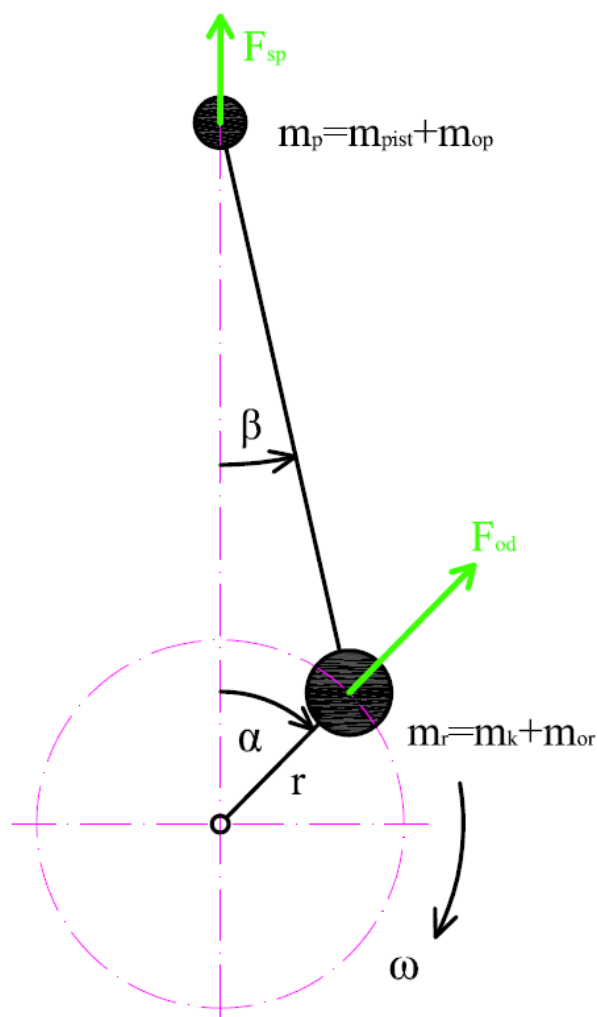
Při redukci hmotností ojnice se hmotnost ojnice nahrazuje soustavou hmotných bodů, jejichž statické a dynamické účinky jsou totožné s původní ojnící. Statické podmínky jsou:

- Součet hmotností bodů redukované soustavy se musí rovnat hmotnosti původní ojnice.
- Redukovaná soustava hmotných bodů musí mít stejnou polohu těžiště.

Dynamická podmínka je:

- Náhradní soustava a původní soustava musí mít stejný moment setrvačnosti.

Nejsnadnější a nejvíce používanou metodou je zvolit soustavu dvou bodů. Jeden bod reprezentuje rotační část ojnice m_{or} a je umístěn ve středu velkého oka ojnice, druhý reprezentuje posuvnou část ojnice m_{op} a je umístěn ve středu malého oka ojnice. Při použití dvou hmotných bodů se zanedbává dynamická podmínka a tím vznikne chyba, která se ale vzhledem k předešlým zjednodušením dynamických vztahů připouští. Redukované hmotnosti jsem sečetl na čistě posuvnou a rotační hmotnost, jak je to uvedeno na Obr. 3-3. Při vhodném modelování lze hmotnost rotačních částí odečíst přímo z modelu podle obrázku 3-2.



Obr. 3-3 Redukce hmotnosti a setrvačné síly

3.1.3 PRŮBĚH SETRVAČNÝCH SIL V KLIKOVÉM MECHANIZMU

Při použití redukovaných hmotností je setrvačná síla rotujících částí F_{od} reprezentována jako odstředivá síla vztahem [13]:

$$F_{od} = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (16)$$

za již zmiňovaného předpokladu $\omega = \text{konstantní}$ (její velikost se nemění). U dvouválcového plochého motoru se dvěma hlavními ložisky je přirozeně vyvážená. Velikost setrvačných posuvných sil F_{sp} je prezentována vztahem [13]:

$$F_{sp_i} = -m_p \cdot a_{\alpha_i} \quad (17)$$

kde a_{α} je vloženo z rovnice (12). Znaménko minus vyjadřuje, že setrvačná síla působí proti zrychlení. Odstředivá a setrvačná síla jsou znázorněny v obrázku 3-3. Setrvačnou sílu posuvných částí jsem rozdělil do harmonických složek, a to na posuvnou setrvačnou sílu prvního řádu [13]:



$$F_{sII_i} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha_i) \quad (18)$$

kteřá je v tomto případě přirozeně vyvážená a na posuvnou setrvačnou sílu druhého řádu: [13]

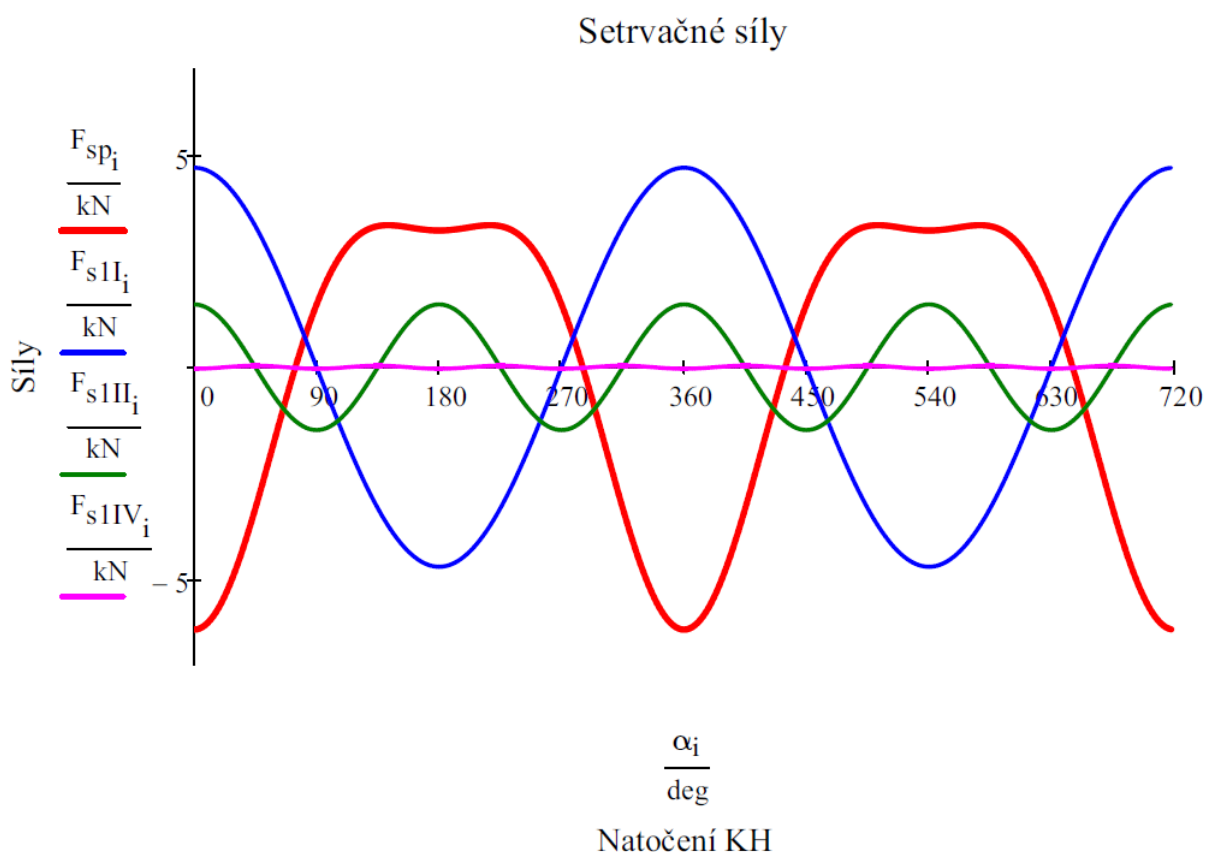
$$F_{sIII_i} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_i) \quad (19)$$

Výsledná síla F_{spi} je jejich součtem. V kapitole 2.2.2 jsem uvedl, že se zabývám pouze dvěma řády binomického rozvoje, nicméně občas je uváděna v literatuře i setrvačná síla čtvrtého řádu vztahem [13]:

$$F_{sIV_i} = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \frac{\lambda^3}{4} \cdot \cos(4 \cdot \alpha_i) \quad (20)$$

Rozklad je možný i na další řády, ovšem jejich amplituda je malá a frekvence vysoká, tudíž se nijak výrazně nepodílejí na chodu motoru. Přestože se jedná o jednu sílu a její složky neexistují samostatně na sobě nezávisle, i tak se její složky vyvažují jednotlivě, protože se liší amplitudou a frekvencí.

Průběh těchto sil je znázorněn v grafu 3-2.



Graf 3-2 Průběh posuvných setrvačných sil

Setrvačné síly se přenáší na ložiska klikového hřídele a působí tak na uložení motoru momenty setrvačných sil, které je potřeba vyvážit.



3.2 VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANIZMU






Pro konstrukci rychloběžného pístového spalovacího motoru je důležité, aby jeho klikové ústrojí bylo vyváženo. Setrvačné síly a momenty od všech pohybujících se částí se přenáší na uložení motoru. Vznikají pohybem klikového mechanismu, výrobní nepřesností, nehomogenitou materiálu a různou deformací za provozu. Účinky nevyvážených sil a jejich momentů se zmírňují nebo odstraňují přidáním vyvažovacího materiálu při výrobě nebo odstraněním materiálu na vyvažovacích strojích. Přidáním vyvažovacího materiálu se rozumí způsob odstranění nebo co největší zmenšení výsledných setrvačných sil a jejich momentů. Nejjednodušším vyvážením je vhodné uspořádání klikového hřídele tak, aby se první a druhá harmonická složka setrvačných sil navzájem vyrušila i s jejich momenty. Plochý 6-ti nebo 12-ti válec je zcela vyvážen. Plochý dvouválec je vyvážen jen částečně, ale přesto se jeví tato konstrukce jako výhodná. Je však nutné ho doplnit vývažky, které kompenzují nevyvážené síly a momenty částečně nebo úplně ruší. Tyto vývažky vedou ke zvýšení hmotnosti hřídele, ale zároveň ke snížení kritických otáček torzního kmitání KH.

3.2.1 VYVÁŽENÍ PLOCHÉHO MOTORU ULOŽENÉHO NA DVOU HLAVNÍCH LOŽISCÍCH

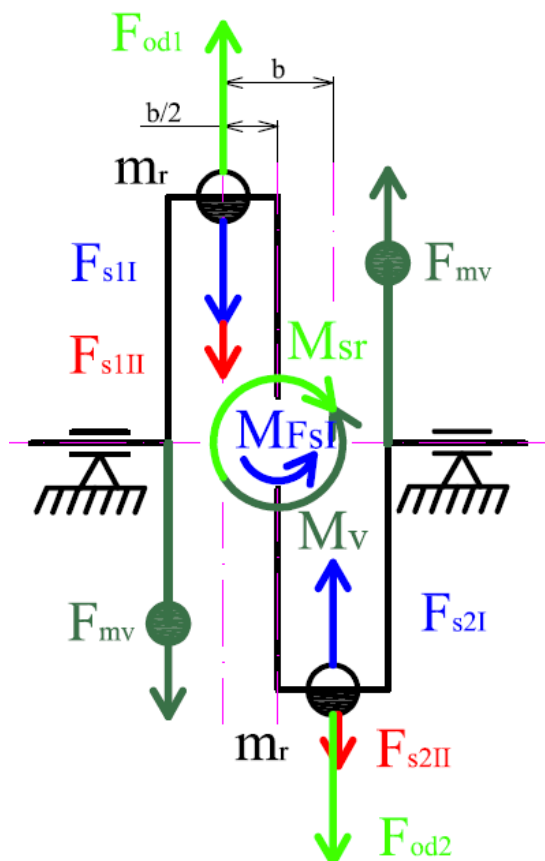
U plochého dvouválcového motoru s klikami natočenými o 180° jsou přirozeně vyváženy posuvné setrvačné síly prvního řádu a odstředivé síly a momenty posuvných setrvačných sil druhého a čtvrtého řádu. Nevyváženy jsou posuvné setrvačné síly druhého a čtvrtého řádu (pro malé hodnoty amplitud a velkou konstrukční náročnost se nevyvažují) a hlavně momenty posuvných a odstředivých sil, jejichž odvození je popsáno v kapitole 3.2.2 a 3.2.3. Působení setrvačných sil a jejich momentů je na Obr. 3-4. Vyvážení setrvačných momentů někdy odporuje požadavku rovnoměrnosti chodu. V tom případě je nutné zvážit priority motoru a jeho účel. Aby byla splněna podmínka rovnoměrnosti chodu, musí zážehy následovat v pravidelných intervalech.

$$\varphi = \frac{720^\circ}{i_v} \quad (21)$$

kde i_v je počet válců. Pro následující analýzu vyvážení dvouválcového plochého motoru jsem vycházel z následujících zjednodušujících požadavků:

-  tvar a rozměry jednotlivých částí KH obou válců jsou přesně dodrženy
-  hmotnosti stejných částí si jsou rovny
-  hřídel je absolutně tuhý, nedeformuje se přenosem sil a momentů, úhly mezi klikami zůstávají stejné
-  neuvažují vliv tření a gravitačního zrychlení
-  těžištní rovina motoru je totožná s těžištní rovinou KH

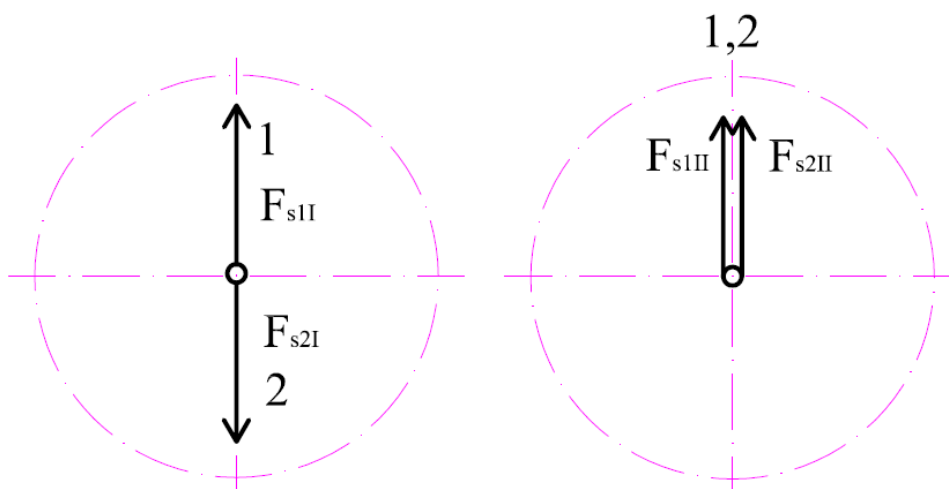
V konkrétním plochem dvouválcovém motoru, kde je hřídel uložen ve dvou ložiscích, působí setrvačné síly v rovinách různě vzdálených od roviny celého motoru. Tím vzniká moment, který má snahu natočit motor kolem těžiště KH, které je v polovině vzdálenosti rozteče hlavních ložisek l_{hc} . Při známé velikosti sil a jejich působišti vzdálenému od těžiště KH je možné určit jejich momenty k těžištní rovině.



Obr. 3-4 Způsob působení sil a momentů na KH

3.2.2 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL ROTAČNÍCH A POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly, působící v jednotlivých válcích, se překládají do těžištní roviny kolmé na osu KH. Amplitudy posuvných setrvačných sil jsou stejně velké. Síly jsou zobrazeny na obrázku 3-5 ve schématickém rozložení klikových hřídelů pro zobrazení působení harmonických složek.



Obr. 3-5 Schématické zobrazení klikových hřídelů



Odstředivé síly rotujících částí jsou konstantní jak do velikosti, tak i do směru. To znamená, že tyto síly rotují společně s KH a dají se vyvážit přímo na klikovém hřídeli. U plochého motoru se sudým počtem válců jsou přirozeně vyváženy.

$$\begin{aligned} F_{Od1} &= m_r \cdot r \cdot \omega^2 \\ F_{Od2} &= m_r \cdot r \cdot \omega^2 \end{aligned} \quad (22)$$

První řád posuvné setrvačné síly dle obrázku 3-5 je dán vztahy:

$$\begin{aligned} F_{s1I_i} &= m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha_i) \\ F_{s2I_i} &= m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha_i + 180^\circ) \end{aligned} \quad (23)$$

Síly jsou zobrazeny na Obr. 3-5 ve velikosti rotujícího vektoru setrvačné síly. Tyto síly jsou u plochého motoru také přirozeně vyváženy. Toto lze odvodit i díky tvaru rozložení válců ve schématickém rozložení, které je zobrazeno jako pravidelná hvězdice. Toto zobrazení pravidelné hvězdice napomáhá při určení sil odstředivých a setrvačných sil vyšších řádů. Z Obr. 3-5 je patrné, že setrvačné síly druhého řádu nejsou u plochého dvouválcového motoru přirozeně vyváženy. Jejich vztahy jsou dle [13]:

$$\begin{aligned} F_{s1II_i} &= m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_i) \\ F_{s2II_i} &= m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos[2 \cdot (\alpha_i + 180^\circ)] \end{aligned} \quad (24)$$

Ze vzorce (24) je patrné, že síly mají menší amplitudu a dvojnásobnou frekvenci. Tato síla se nedá vyvážit na klikovém hřídeli. Vyvážení probíhá na vyvažovacím hřídeli s dvojnásobnými otáčkami. To znamená, že F_{s1II} má stejný směr jako F_{s1I} a F_{s2II} má úhel natočení 2α , tedy stejné působíště i směr. Výslednice je jejich součet.

$$F_{sII_i} = F_{s1II_i} + F_{s2II_i} \quad (25)$$

Vztahy pro setrvačné síly čtvrtého řádu jsou analogické (26) a výpočet pro jejich velikosti je stejný jako u setrvačných sil druhého řádu. U spalovacích motorů se síly druhého ani čtvrtého řádu nevyvažují. Vyvažují se pouze jejich případné momenty.

$$\begin{aligned} F_{s1IV_i} &= -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \frac{\lambda^3}{4} \cdot \cos(4 \cdot \alpha_i) \\ F_{s2IV_i} &= -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \frac{\lambda^3}{4} \cdot \cos[4 \cdot (\alpha_i + 180^\circ)] \end{aligned} \quad (26)$$

Průběhy setrvačných sil v plochem dvouválcovém motoru jsou zobrazeny na grafu 3-2.

3.2.3 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL

Při posuzování účinků setrvačných sil se síly posouvají po nositelce do těžištní roviny KH. Aby se nezměnily účinky původní soustavy sil, přisuzují se silám momenty. Moment se určí jako násobek síly a vzdálenosti od těžiště KH (Obr. 3-6).

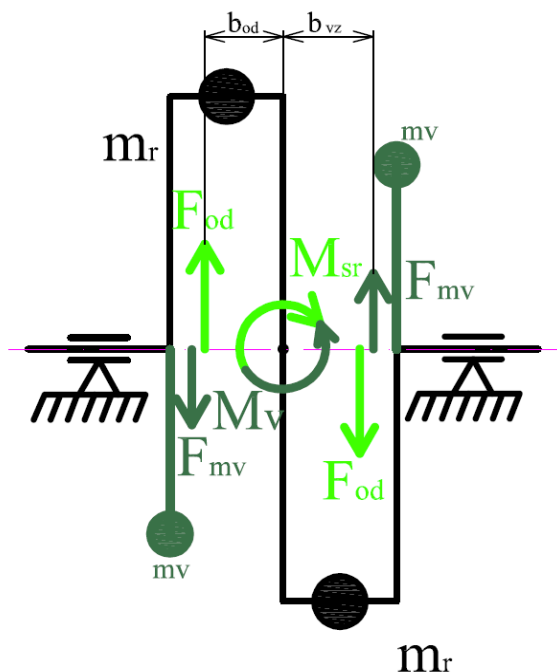


Vztahy momentů odstředivých sil prvního a druhého válce jsou:

$$M_{sr1} = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot b_{od}$$

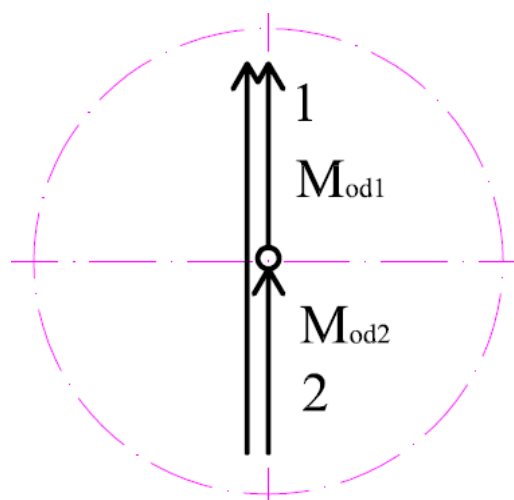
(27)

$$M_{sr2} = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot b_{od}$$



Obr. 3-6 Působení momentů odstředivých sil a jejich vyvážení

Vektory momentů se přeloží do těžištní roviny a tam se vektorově sečtou (Obr. 3-7). Výsledný moment M_{sr} udává nevyvážený moment. Výsledný vektor rotuje s klikovým hřídelem a nemění svůj směr, proto je možné moment vyvážit na klikovém hřídeli pomocí dvou protizávaží. Hmota se umísťuje na ramena KH tak, aby moment M_v působil proti momentu M_{sr} .



Obr. 3-7 Grafické znázornění M_{sr}



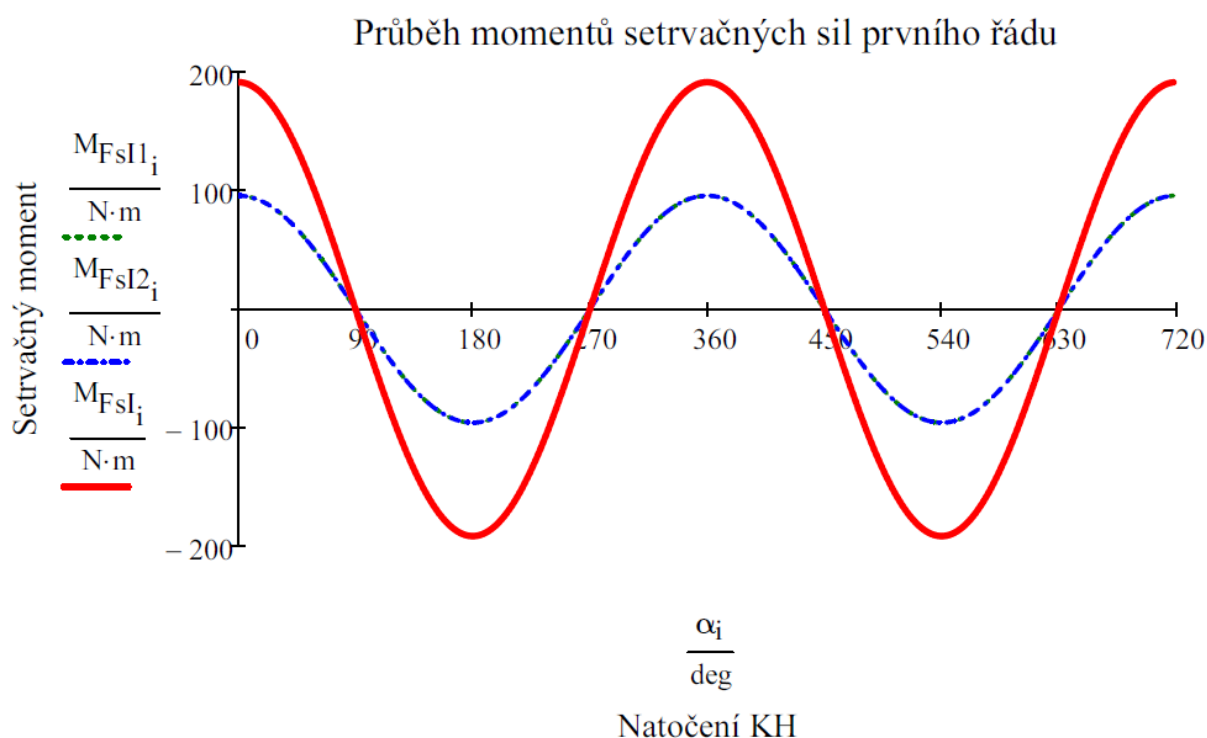
Vyvážení odstředivých momentů klikového hřídele jsem provedl pomocí programu ProEngineer a využití funkce *Optimization/Feasibilit*. Metoda spočívá v určení části hřídele, který se podílí na vytvoření odstředivých sil a přidáním rotační hmoty redukované ojnice. V ose rotace a v ose kolmé na tuto osu ve středu mezi rameny se zvolí souřadný systém a charakteristické rozměry vývažku (já jsem zvolil poloměr vývažku) se přizpůsobují tak dlouho, až rotační síly F_{od} a F_v a jejich ramena vyvolávají stejný moment.

Setrvačné momenty od posuvných setrvačných sil prvního a druhého řádu vyvozují momenty působící jen v rovině os válců a mají snahu naklápět motor kolem přímky kolmé k rovině os válců a procházejí těžištěm KH. Velikost momentu posuvné setrvačné síly prvního řádu, která působí ve válcích je:

$$M_{FsI1_i} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \frac{b}{2} \cdot \cos(\alpha_i) \quad (28)$$

$$M_{FsI2_i} = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \frac{b}{2} \cdot \cos(\alpha_i + 180^\circ)$$

kde b je rozteč válců. Výsledný moment je dán součtem momentů zvýrazněný červeně na grafu 3-3.

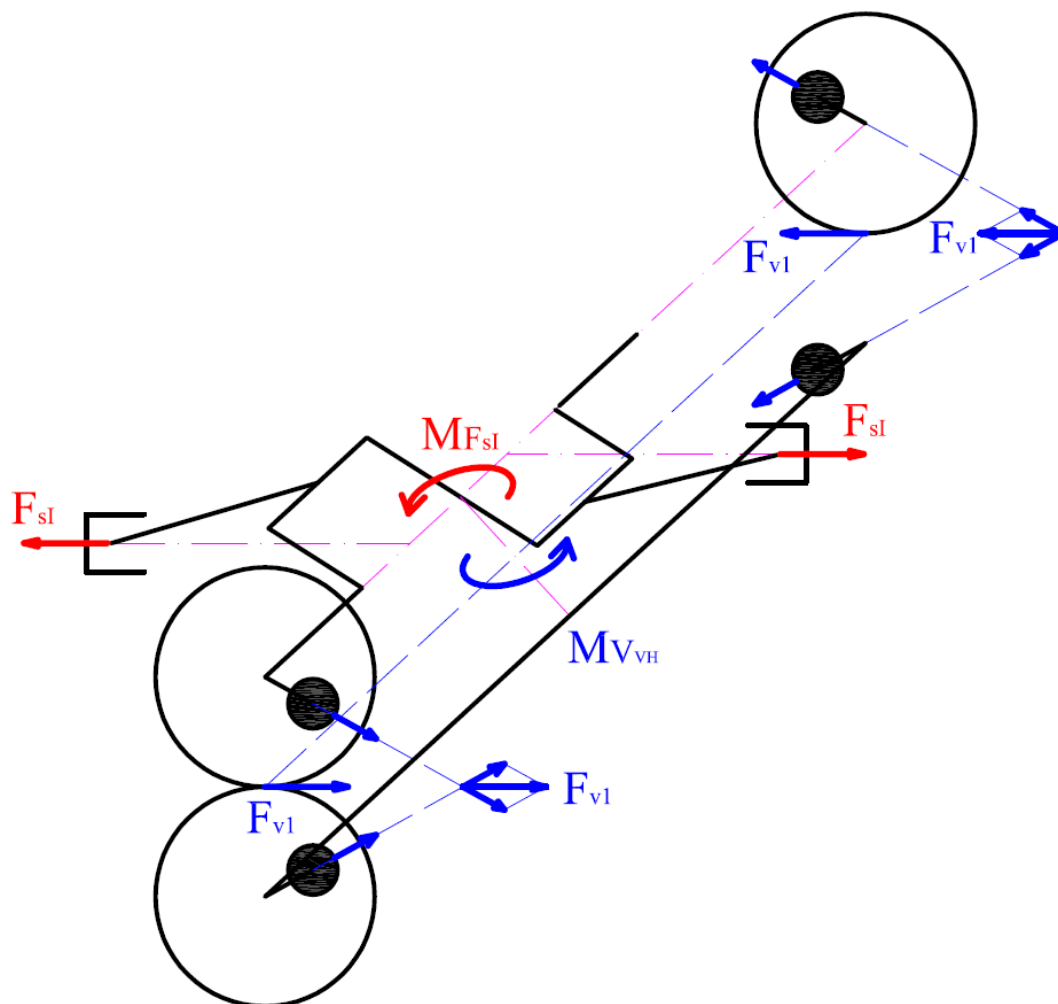


Graf 3-3 Průběhy momentů setrvačných sil prvního řádu

Jak vyplývá z momentového součtu v grafu 3-3, výsledný moment posuvných setrvačných sil prvního řádu u plochého dvouválcového motoru je nenulový. Výsledný nevyvážený moment není možné vyvážit protizávažím na klikovém hřídeli. Vyvážení probíhá na dvou pomocných vyvažovacích hřídelích. Hřídele jsou poháněny od klikového hřídele tak, aby se otáčely proti sobě stejnou úhlovou rychlostí ω jako KH. Jelikož je úhlová rychlost vyvažovacích hřídelů stejná jako u KH, je výhodné jeden tento hřídel ztotožnit s KH. Docílí se tak menší hmotnosti



klikového mechanismu. Mnohu použité řešení vyvážení spočívá ve vložení vyvažovací hmoty do ozubeného kola na volném konci hřídele a do setrvačnicku. Protizávaží je na vyvažovacím hřídeli umístěné pod KH (Obr. 3-8). Velikost nevyváženého momentu se určí z momentové rovnováhy obdobně jako (28).



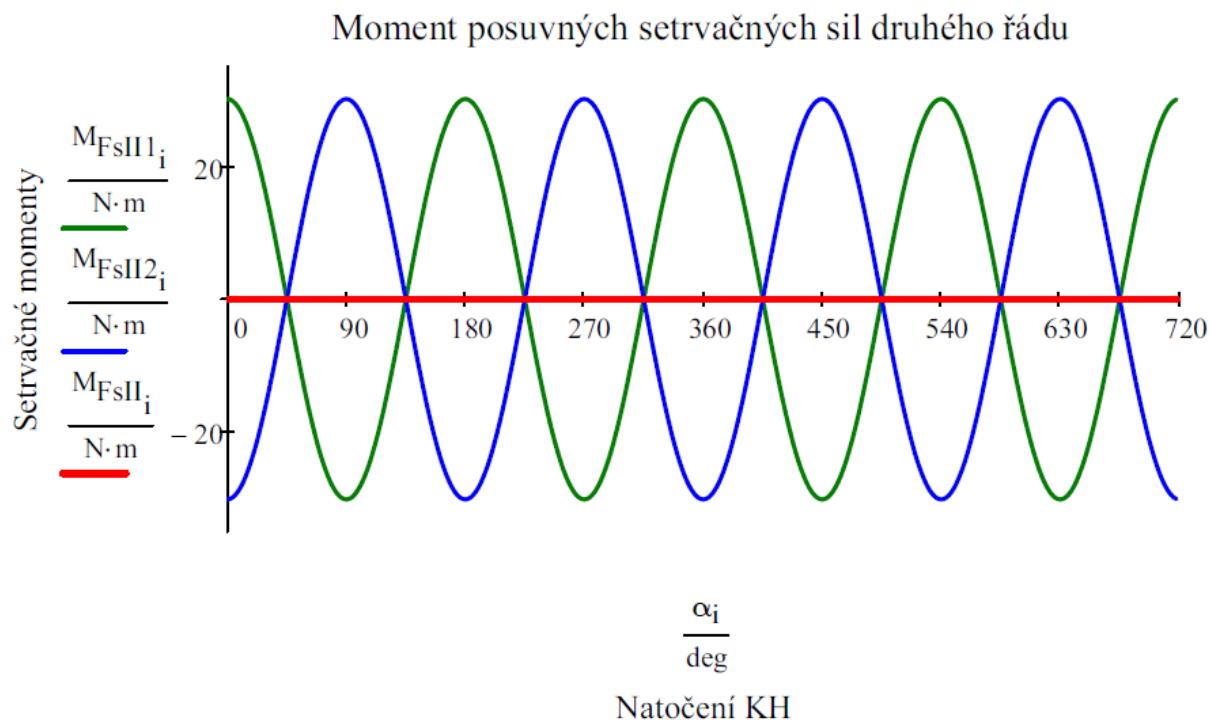
Obr. 3-8 Vyvážení momentů od posuvných setrvačných sil prvního řádu

Moment posuvných setrvačných sil druhého řádu a jeho nevyváženost se zjistí obdobně jako nevyvážený moment odstředivých sil a moment posuvných setrvačných sil prvního řádu. Odlišné je jen použití fiktivního klikového hřídele druhého řádu, kde použijí vzorce:

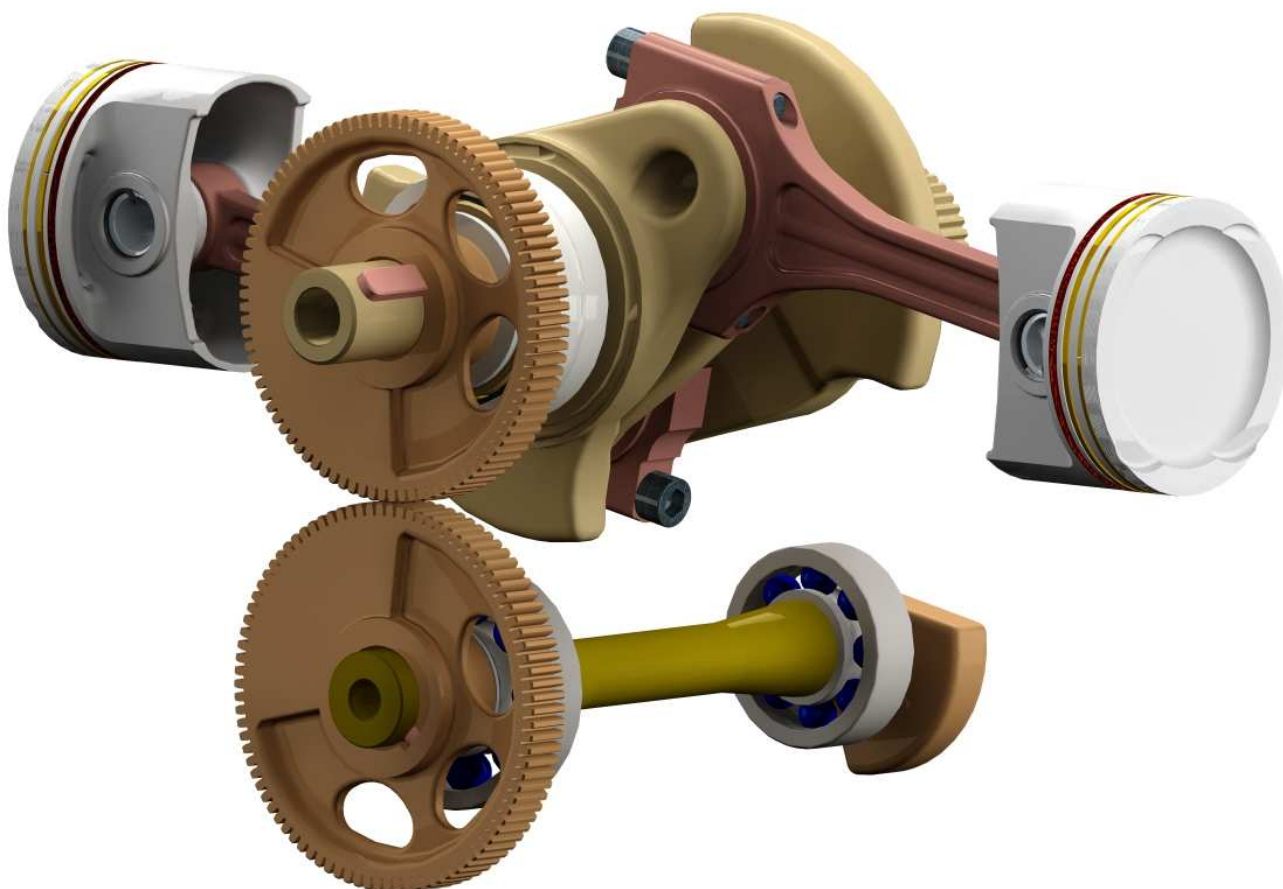
$$M_{FsII1_i} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \frac{b}{2} \cdot \cos(2 \cdot \alpha_i) \quad (29)$$

$$M_{FsII2_i} = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \frac{b}{2} \cdot \cos[2 \cdot (\alpha_i + 180^\circ)]$$

a výsledný moment je dán součtem těchto momentů. Jak je patrné z grafu 3-4, tento moment je pro plochý dvouválcový motor nulový.



Graf 3-4 Průběhy momentů posuvných setrvačných sil druhého řádu



Obr. 3-9 Klikový mechanismus s vyvážením odstředivých a posuvných sil



3.3 VÝSLEDNÉ SILOVÉ PŮSOBNÍ

Celková síla přenášená z pístu na pístní čep je součtem síly tlaků plynů F_p a posuvné setrvačné síly F_{sp}

$$F_{C_i} = F_{p_i} + F_{sp_i} \quad (30)$$

Posuvné setrvačné síly mají periodu jedné otáčky KH a síly od tlaků plynů mají periodu dvou otáček KH. Průběh sil je znázorněn na grafu 3-5. Znázornění přenosu sil od tlaků plynů a posuvných setrvačných sil je znázorněn na Obr. 3-10. Celková síla přenášená pístem se v pístním čepu díky výkyvu ojnice rozkládá na normálovou sílu N_p kolmou na osu válce a sílu přenášenou ojnicí F_{oj} . Pro normálovou sílu, jejíž průběh je znázorněn na grafu 3-6 je vztah:

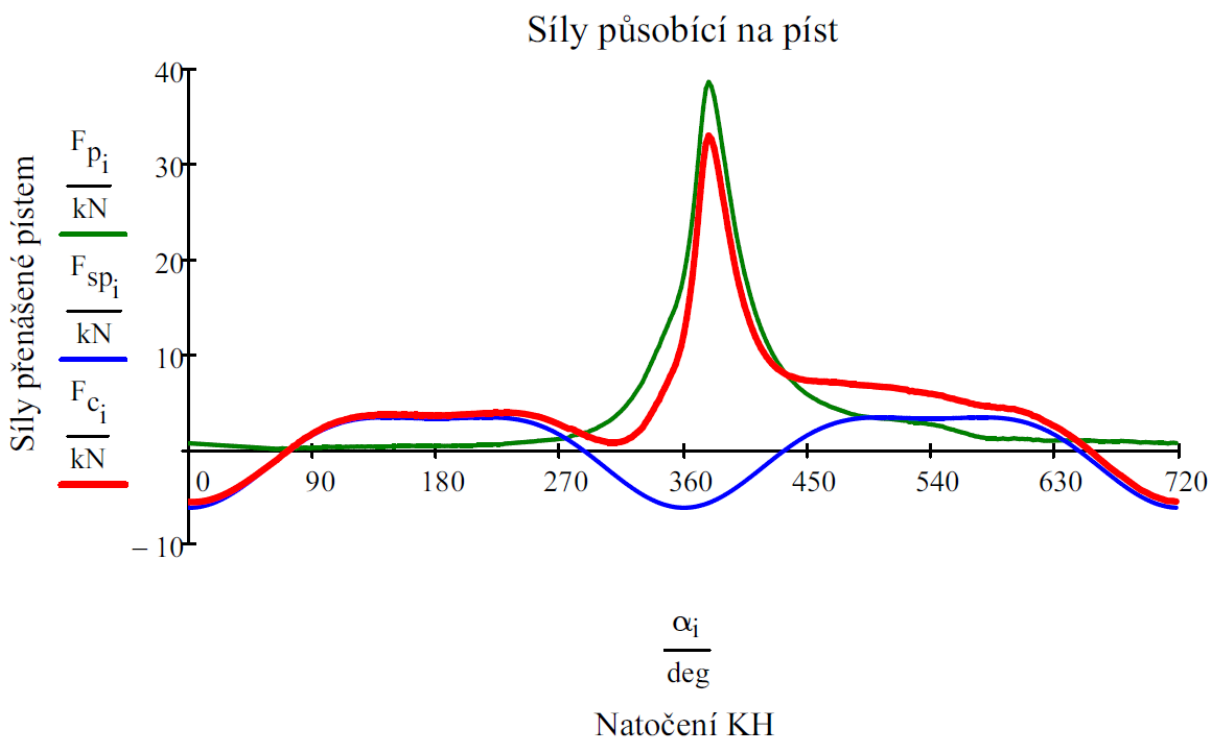
$$N_{p_i} = F_{C_i} \cdot \tan(\beta_i) \quad (31)$$

a pro sílu přenesenou ojnicí, jejíž průběh je v grafu 3-6 [13]:

$$F_{oj_i} = \frac{F_{C_i}}{\cos(\beta_i)} \quad (32)$$

kde β je úhel odklonu ojnice od osy válce a je dán vztahem [13]:

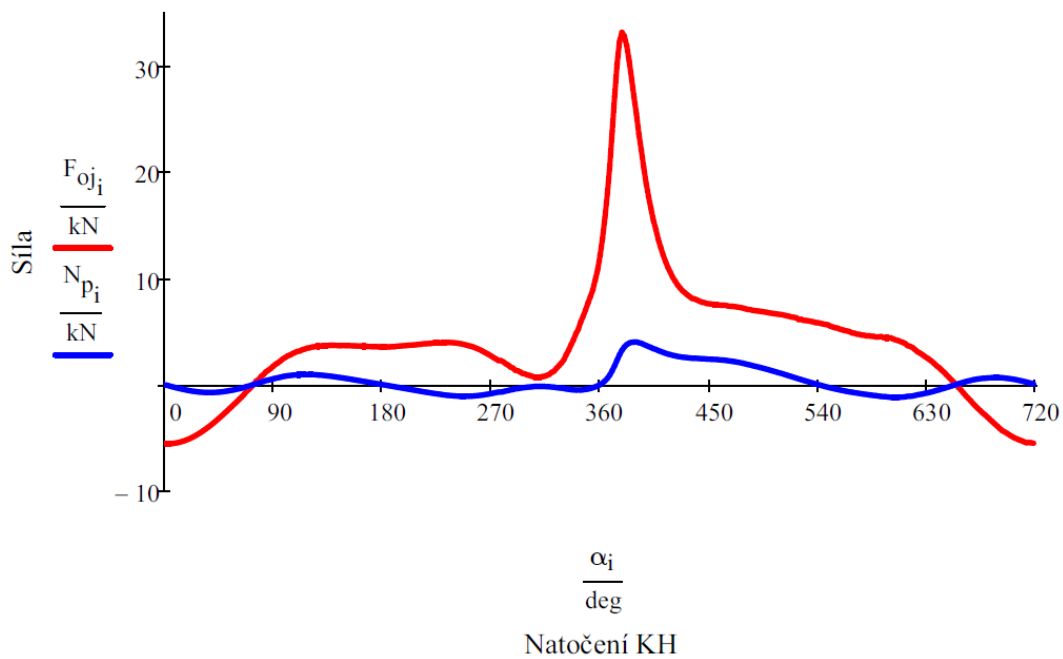
$$\beta_i = \text{asin}(\lambda \cdot \sin(\alpha_i)) \quad (33)$$



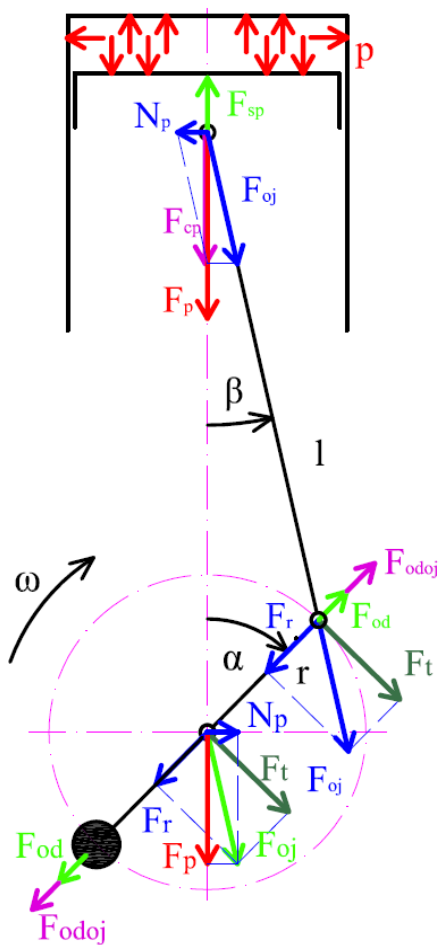
Graf 3-5 Celkové síly působící na píst



Síly působící v malém oku ojnice



Graf 3-6 Průběh sil přenesených ojnici



Obr. 3-10 Přenos sil mechanismem

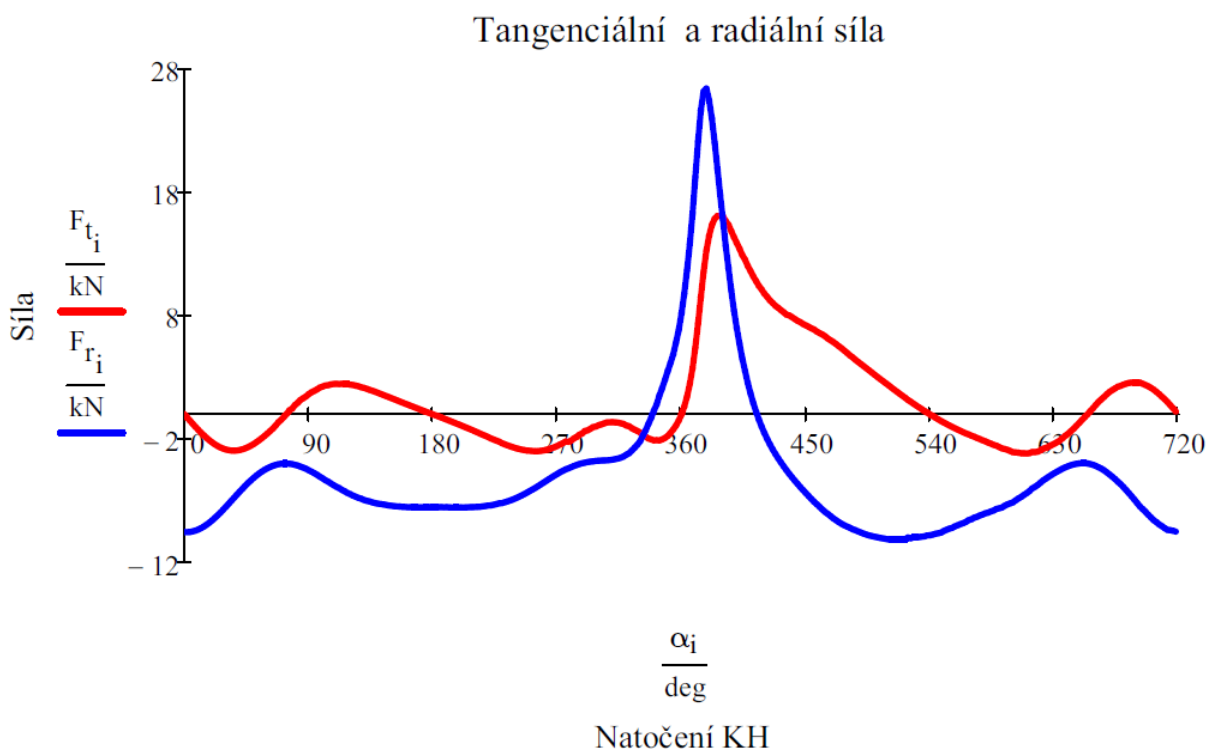


Síla F_{oj} působící na malé oko ojnice se přenáší na ojnicí čep ojnicí. Na ojnicím čepu se rozkládá na sílu radiální a tangenciální, jejichž průběhy jsou vidět na grafu 3-7 a vztahy jsou následující pro radiální sílu [13]:

$$F_{r_i} = (F_{oj_i} \cdot \cos(\alpha_i + \beta_i)) \quad (34)$$

a pro tangenciální sílu [13]:

$$F_{t_i} = F_{oj_i} \cdot \sin(\alpha_i + \beta_i) \quad (35)$$



Graf 3-7 Průběhy radiálních a tangenciálních sil

Tangenciální síla kolmá na rameno kliky vyvolává točivý moment s působištem v ose otáčení kliky, který je prezentován vzorcem [13]:

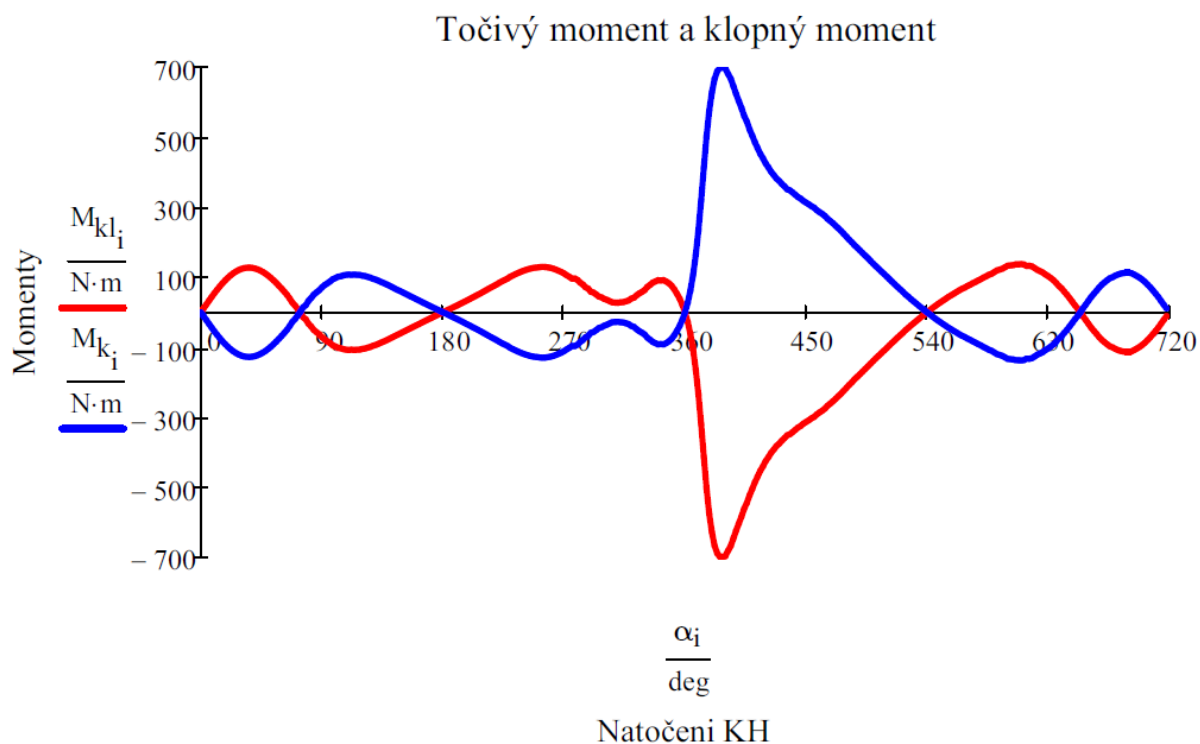
$$M_{k_i} = F_{t_i} \cdot r \quad (36)$$

Průběh točivého momentu je zobrazen na grafu 3-8. Přesunem síly F_r do osy otáčení klikového čepu a vektorovým součtem se silou radiální vyjde na hlavním čepu síla totožné velikosti jako F_{oj} . Přenesením této síly na osu válce je síla totožné velikosti jako síla od tlaků plynů F_p , při přenesení do osy kolmé na rovinu válce se promítne síla stejné velikosti jako N_p jen opačné hodnoty. Síly N_p v pístním čepu a v klikovém čepu tvoří klopný moment M_{kl} na rameni b . Vztah je [13]:

$$M_{kl_i} = -F_{c_i} \cdot \left(r \cdot \frac{\sin(\alpha_i + \beta_i)}{\cos(\beta_i)} \right) \quad (37)$$



Tento moment je stejný jako točivý moment M_k , avšak působí proti směru točivého momentu a je tedy k němu momentem reakčním, který je zachycen v uložení motoru. Oba průběhy jsou znázorněny v grafu 3-8.



Graf 3-8 Průběh točivého a klopného momentu

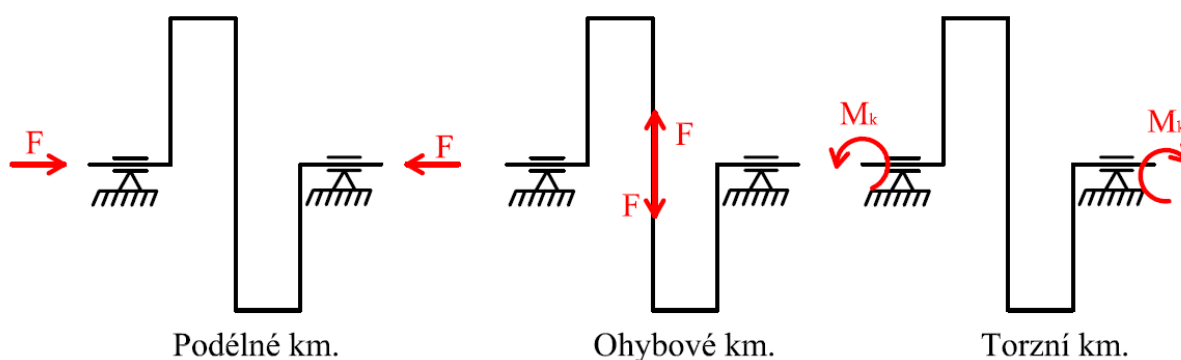


4 TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

4.1 KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Mechanické kmitání je vyvoláno periodickými silami, které působí na hmotnou soustavu s pružnou vazbou. Touto soustavou je i klikové ústrojí, kde hmotu tvoří pístní skupina, ojnice a setrvačnick ve spojení s pružným klikovým hřídelem. Čím je hřídel delší a pružnější (velký vliv má počet hlavních ložisek k zalomení), tím větší má sklony ke kmitání. U motorů s více válci dochází za provozu motoru ke třem druhům kmitání znázorněných na Obr. 4-1.

- Kmitání podélné (osové), hřídel se periodicky zkracuje a prodlužuje.
- Kmitání ohybové ve středu hřídele a ve směru kolmém na osu hřídele.
- Kmitání zkrutné (torzní) kolem osy hřídele.



Obr. 4-1 Druhy kmitání v klikovém hřídeli

Nejvíce nebezpečné u KH je kmitání zkrutné (dále uváděno už jen jako torzní kmitání). Torzní kmitání vzniká proměnlivým zkrucováním klikového hřídele, které je způsobeno vlivem tangenciálních sil na klikách a rotačním kýváním hřídele vyvolaném nerovnoměrností chodu. Pokud se stane, že frekvence sil budících kmitání souhlasí s vlastní frekvencí soustavy, dochází ke značným rezonancím. To může nastat při určitých otáčkách KH, které se nazývají kritické. Provoz v okolí spektra kritických otáček je doprovázen značným hlukem a chvěním celého motoru. Při dlouhodobém udržování motoru v těchto otáčkách může dojít k mnoha problémům, jako jsou únavové lomy nebo zkrácení životnosti hlavních ložisek. Kmitání nepůsobí pouze na klikové ústrojí, ale je přenášeno na hnaná zařízení, jako jsou rozvody, vyvažovací hřídele, čerpadla a další příslušenství spojená s klikovým hřídelem. Výpočet torzního kmitání klikového hřídele pístových spalovacích motorů je možné řešit pouze přibližně, a to za splnění určitých zjednodušujících předpokladů, dle [13] je takový výpočet dostatečně věcný a přesný. Dále se budu zabývat jen metodou „náhradní soustavy“, která idealizuje skutečnou kmitající soustavu motoru a vychází z ní většina výpočtových metod.

4.2 NÁHRADNÍ SOUSTAVA – REDUKCE DÉLEK A HMOTNOSTÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

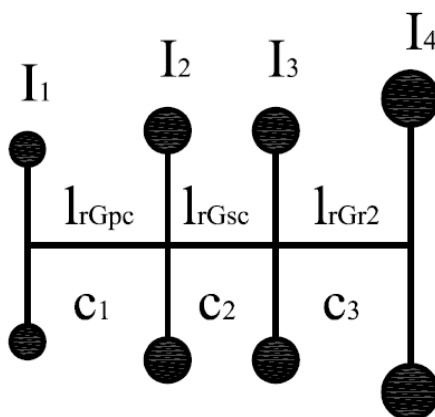
Součástí torzního kmitání je celé klikové ústrojí a části připojené převody na KH. Díky měnící se rychlosti posuvných částí a kývajících se ojníc je v průběhu jedné otáčky nestejná kinetická energie mechanismu a tím i výsledný moment setrvačnosti. Tuhost hřídele je závislá na počtu hlavních ložisek k zalomení válců, a tak je časově proměnná vůči natočení kliky. Tyto časově proměnné vlastnosti komplikují výpočet, a tak se v praxi tyto změny zanedbávají. Zaváděná náhradní soustava se volí tak, aby byla s původní soustavou energeticky



ekvivalentní ve střední hodnotě časového průběhu. Při stanovení se uvažují následné zjednodušující předpoklady:

- hmotnosti jsou konstantní
- délky jsou konstantní
- hmotnosti mechanismů jsou redukovány do rovin v osách válců kolmých na osu KH
- redukováná hřídel je nehmotná

Schematicky je tato redukováná soustava zobrazena na Obr. 4-2 pro konkrétní soustavu plochého dvouválcového motoru, kde je soustava převedena na hmotnosti s momenty setrvačností a na redukováné délky. KH se redukuje na hladký nehmotný válcový hřídel o průměru hlavního čepu. První a čtvrtý moment setrvačnosti byly dodány vedoucím diplomové práce a prezentují reálnou hodnotu skutečného motoru. Do prvního momentu I_1 setrvačnosti jsou započteny tyto části: kolo řemenice pohonu příslušenství, pohon rozvodů, pohon vyvažovacího hřídele a jiné případné příslušenství i s jejich převody. Ve čtvrtém momentu setrvačnosti I_4 je započtena hmotnost setrvačnicku.



Obr. 4-2 Schéma redukové soustavy

4.2.1 REDUKCE HMOTNOSTI

Pro redukci hmotnosti se momenty setrvačnosti vztahují k ose otáčení hřídele a vzdálenost je soustředěna na poloměr kliky r . Redukování se provádí podobně jako při vyvažování, ale místo hmotností se redukují momenty setrvačnosti hmotností. Ojnice se rozdělí na rotační a posuvnou část. Při počítání momentu setrvačnosti se KH rozkládá na jednotlivé jednoduché geometrické tvary, kde jsou známy vztahy pro určení momentu setrvačnosti. Vychází se ze vztahu pro kinetickou energii (38) [13]

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2 \quad (38)$$

kde je moment setrvačnosti k ose vyjádřen jako součet všech momentů setrvačnosti soustavy [13]:



$$I = \sum_{i=1}^n (m_i \cdot r_i^2) \quad (39)$$

kde m_i je hmotnost součástí a r_i je jejich vzdálenost od osy otáčení. Pro tvarově jednoduché hřídele je možné moment setrvačnosti spočítat. Pro reálné hřídele s odlehčením, nepravidelným tvarem zalomení a s mazacími otvory je nejlepší odečíst moment setrvačnosti v CAD programu. Proto jsem momenty I_2 a I_3 zjistil pomocí programu ProEngineer přímo na vymodelovaném hřídeli i s přičtenou fiktivní náhradou rotující hmotnosti ojnice. K momentům setrvačnosti I_2 a I_3 je ještě nutné přičíst posuvnou hmotnost ojnice a pístní skupiny redukovanou na poloměr kliky r otáčející se ω a její moment setrvačnosti vztažený k ose rotace. Vztah je následující [13]:

$$I_{\text{tranr}} = \frac{1}{2} \cdot (m_p + m_{\text{op}}) \cdot \left(1 + \frac{\lambda^2}{4}\right) \cdot r^2 \quad (40)$$

Výsledný moment setrvačnosti KH je dán součtem momentů setrvačnosti I_1 , I_2 , I_3 a I_4 .

4.2.2 REDUKCE DÉLEK KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Když se redukuje délky je nutné, aby byla pružnost redukované soustavy ekvivalentní s původní soustavou. To znamená, že když se původní a redukovaná soustava zatíží kroutícím momentem M_{kr} musí se oba hřídele zkroutit o stejný uhel. Pokud aplikujeme modul pružnosti materiálu hřídele ve smyku G :

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} \quad (41)$$

kde E je modul pružnosti v tahu, μ je Poisonovo číslo, pak je tedy polární moment setrvačnosti průřezu hlavního čepu I_p :

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_{hc}^4}{32} \quad (42)$$

kde D_{hc} je průměr hlavního čepu. Modul pružnosti a polární moment určí torzní tuhost, která je dána dle [13]:

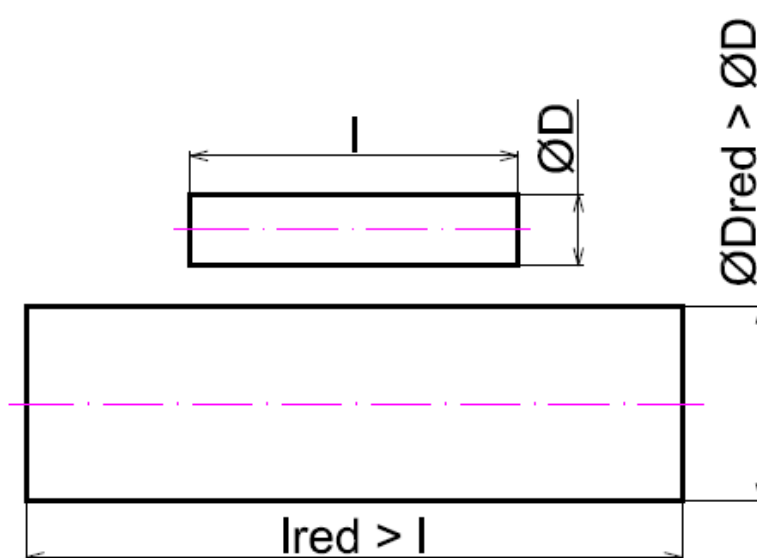
$$c_1 = \frac{G \cdot I_p}{l_{rGpc}} \quad (43)$$

kde c_1 je torzní tuhost předního konce hřídele, l_{rGpc} je součet redukovaných délek l_{rpk} (redukovaná délka předního konce hřídele) a l_{rGr} (redukovaná délka prvního hlavního čepu, poloviny ojničního čepu ramene). Redukované délky a torzní tuhosti jsou zobrazeny na Obr. 4-2. Redukované délky se určí podle vztahů (44) dle [13]:



$$l_{rpk} = l_{pk} \cdot \frac{D_{hc}^4}{D_{hc}^4 - d_{hc}^4} \quad (44)$$

kde l_{pk} je délka, D_{hc} a d_{hc} jsou hodnoty charakterizující hlavní čep, který se bere v úvahu i u přední části hřídele. Důvodem je osazení přední části hřídele ozubenými koly a předpětím vyvolané šroubem. Proto se uvažuje jako plnohodnotná náhrada průměr hlavního čepu i s jeho odlehčením. D_{oc} je průměr ojnicního čepu a l_{rr} je redukovaná délka ramene kliky. Na Obr. 4-3 je znázorněn princip redukce délek.



Obr. 4-3 Princip redukce délek

Všechny uváděné vzorce pro výpočet redukované délky jsou pouze přibližné. Nejnáročnější je provedení redukce délky u hřídelů, kde se zkrucují hlavní a ojnicní čepy, ale zároveň se zkrucují a ohýbají i ramena. Pak se uváděné vzorce stávají nevhodnými a nepřesnými. Proto se aplikují redukční vzorce, vycházející z praktických zkušeností. U těchto redukčních vzorců je redukovaná délka sčítána. Pro konkrétní případ této diplomové práce se hodí redukce podle Geigera [13], která je vhodná pro měkké a středně torzně tuhé hřídele. Vztah je prezentován jako:

$$l_{rGr} = \frac{(l_{ojc} + 0.4l_r) \cdot \frac{D_{hc}^4}{D_{oc}^4 - d_{oc}^4} + (l_{hc1} + 0.4l_r) \cdot \frac{D_{hc}^4}{D_{hc}^4 - d_{hc}^4}}{2} + 2.36 \cdot \frac{G}{E} \cdot (r - 1 \cdot D_{hc}) \cdot \frac{D_{hc}^4}{\left(\frac{D_{hc} + D_{oc}}{2}\right)^3} \cdot l_r \quad (45)$$

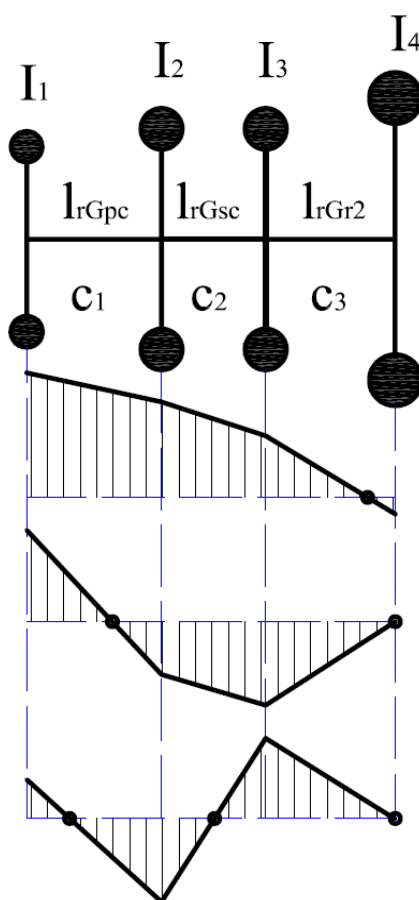
kde l_{rGr} je vztah pro redukci ramene kliky a poloviny hlavního a ojnicního čepu. Dále se ve vzorci (45) vyskytuje ι , a to je koeficient přiřazený poměru šířky ramene k průměru hlavního čepu. Aplikováním redukce dle Geigera se redukovaná délka prodloužila o 16 % a torzní tuhost klesla o 14 %.



4.3 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ

Vlastní kmitání je druh harmonického pohybu, který je vyvolán vnějším impulsem, ale dál se děje bez jeho dalšího přičinění. Pokud by nepůsobily pasivní odpory, volné kmitání by probíhalo neomezeně dlouho. Vlastní kmitání se v soustavě určí z velikostí momentů setrvačností a z pružných vazeb mezi hmotnostmi. Frekvence a amplitudy kmitů probíhají v jednotlivých místech soustavy různě. Důležitá je znalost frekvence, protože ta rozhoduje, zda motor může pracovat v určitých provozních podmínkách. Kdyby nastala shoda frekvence periodicky působících sil v motoru s frekvencí vlastního kmitání, toto kmitání by nezaniklo, ale právě naopak by došlo k zesilování kmitů. Tvary kmitání jsou zobrazeny na Obr. 4-4. Protože hmotnosti kmitají proti sobě, musí někde výkmitová čára protnout osu kmitání (rotace). Těmto průnikům se říká uzly. Polohy uzlů jsou dány velikostmi hmotností a tuhostí vazeb. Čím bude jedna z hmotností větší, tím bude mít proti menší hmotnosti menší torzní výchylky, a tím blíže u ní bude uzel.

Pro čtyř hmotnostní soustavu zobrazenou na Obr. 4-2 je možné uvažovat tři druhy kmitání zobrazené na Obr. 4-4. Pokaždé působí alespoň dvě hmotnosti proti sobě. Když nastane jednouzlové kmitání, tak první, druhá a třetí hmotnost působí proti čtvrté. U dvouuzlového kmitání spolu působí první a čtvrtá hmotnost proti druhé a třetí hmotnosti. V případě tříuzlového kmitání působí první a třetí hmotnost proti druhé a čtvrté hmotnosti. Čím je více uzlů, tím má kmitání vyšší frekvenci. U KH automobilů se běžně uvažuje jen jedno a občas i dvouuzlové kmitání. Tříuzlové kmitání má kritické otáčky tak vysoké, že běžný motor pro silniční provoz jich není schopen dosáhnout. Hodnoty otáček jsou uvedeny v Tab. 4-1.



Obr. 4-4 Výkmity čtyř hmotností soustavy



4.3.1 VÝPOČET FREKVENCÍ A DOBY TRVÁNÍ VLASTNÍHO TORZNÍHO KMITÁNÍ

Vlastní torzní kmitání se u rotujících částí spalovacího motoru vztahuje k rovnoměrnému otáčivému pohybu. Výpočet jsem provedl na základě obecné Lagrangerovy pohybové rovnice.

$$M_m \cdot \ddot{q} + K \cdot \dot{q} + C_c \cdot q = 0 \quad (46)$$

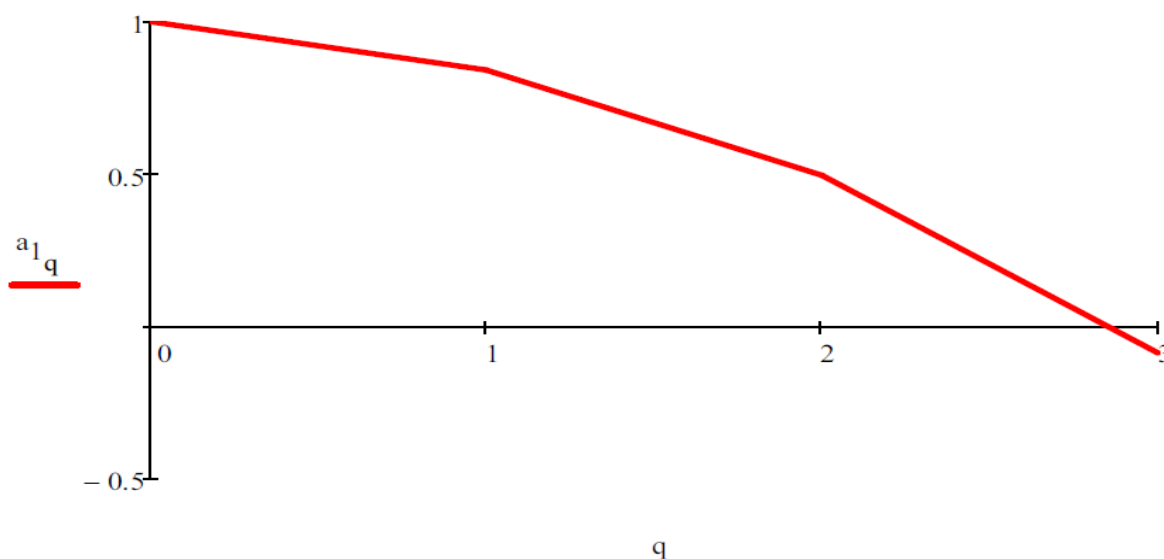
kde M_m je matice setrvačných momentů, C_c je matice tuhostí vnějších sil a q je zobecněná souřadnice. Pro vlastní kmitání jsou tlumící odpory $K=0$ a nulové jsou také účinky vnější síly. Úpravou vztahu získáme čtvercovou matici A_t , která vychází z tzv. standardního problému vlastních čísel [13]:

$$A_t = M_m^{-1} \cdot C_c \quad (47)$$

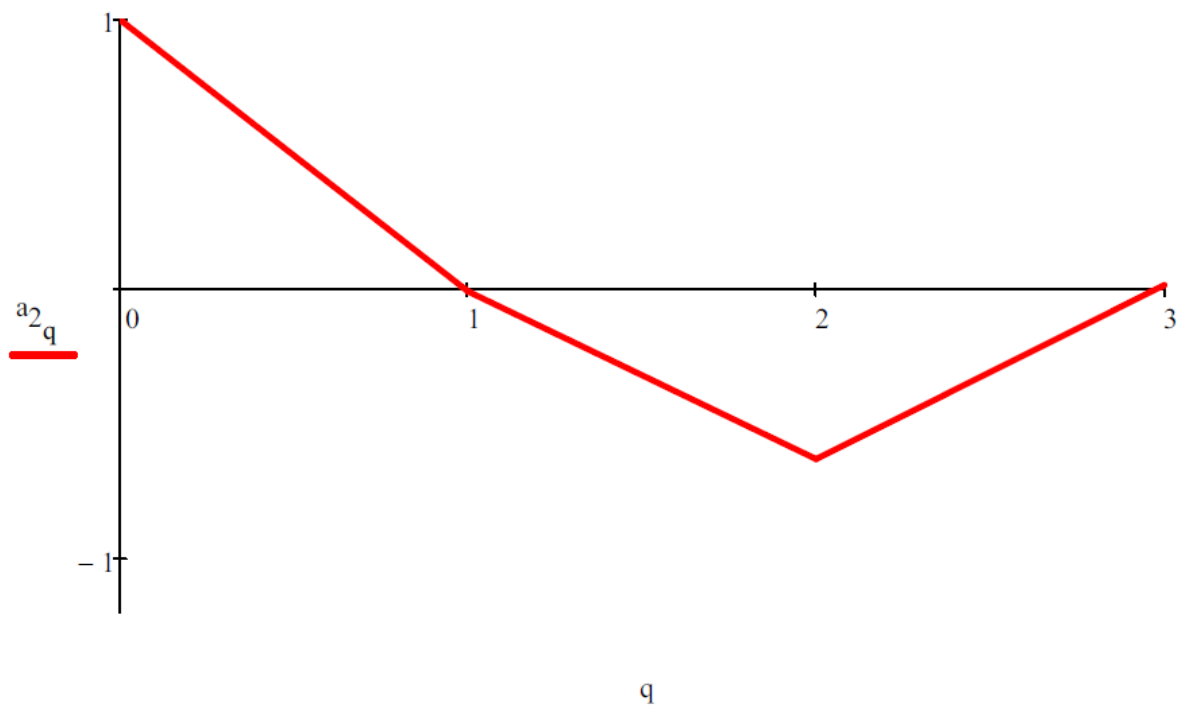
Použitím funkce $eigenvals(A_t)$ v programu MathCad získáme vlastní čísla matice a po odmocnění získáme matici úhlových rychlostí vlastního kmitání klikového hřídele Ω_0 pro všechny vlastní frekvence. Pro dané rychlosti zjistíme průběhy z modální matice použitím funkce $eigenvecs(A_t)$, která vypočítá vlastní vektory matice A_t . Protože velikost amplitud výkmitu závisí na počátečním impulzu, jsou vlastní tvary kmitání a_q vztaženy poměrem k volnému konci KH. Vztah pro jednoduzlové kmitání je [13]:

$$a_{1q} = \frac{W_{m_{q,2}}}{W_{m_{0,2}}} \quad (48)$$

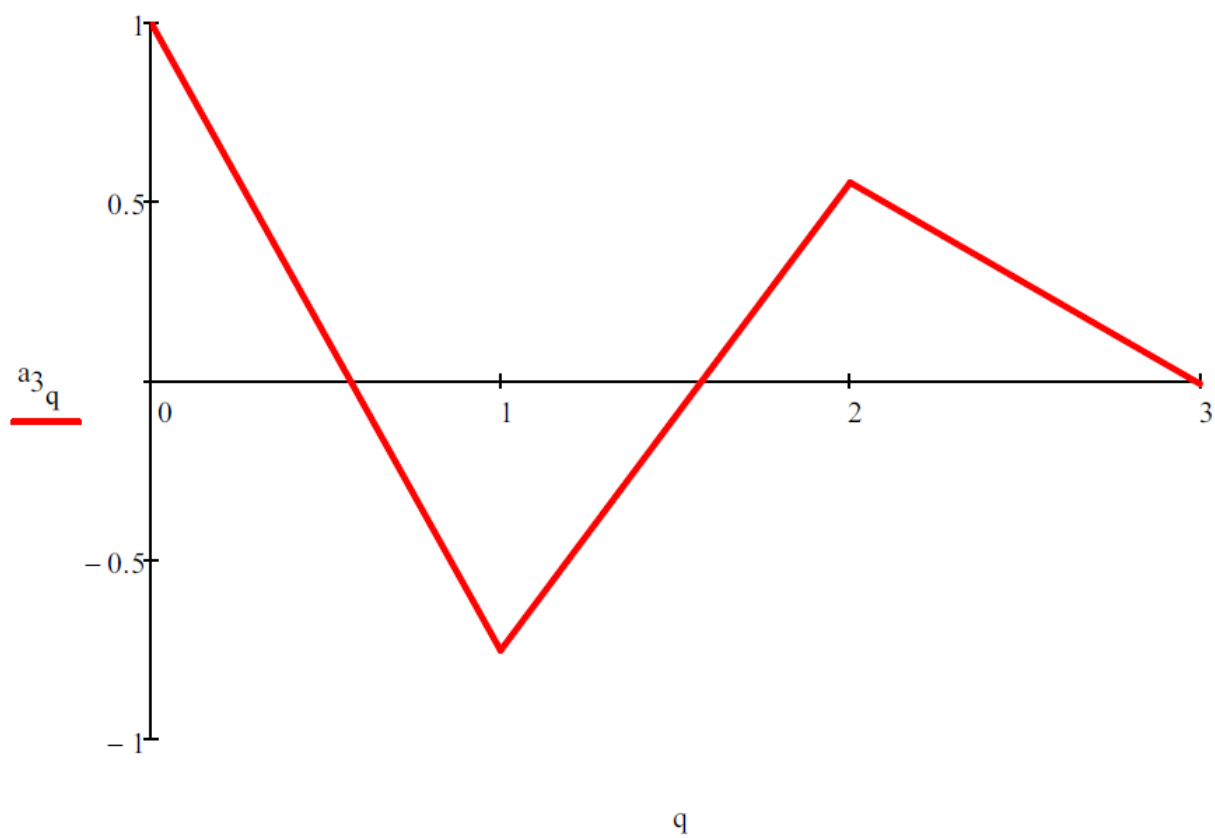
kde $W_{m_{q,2}}$ a $W_{m_{0,2}}$ je poměr amplitud k volnému konci KH. Jednoduzlové kmitání je zobrazeno na grafu 4-1, dvouuzlové je na grafu 4-2 a tříuzlové je na grafu 4-3.



Graf 4-1 Tvar jednoduzlového kmitání



Graf 4-2 Tvar dvouuzlového kmitání



Graf 4-3 Tvar tříuzlového kmitání



Při známé vlastní úhlové rychlosti kmitů zjistíme vlastní frekvenci dle vztahu [13]:

$$N = \frac{\Omega_0}{2 \cdot \pi} \quad (49)$$

a dobu jednoho kmitu dle vztahu [13]:

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{\Omega_0} \quad (50)$$

4.3.2 VLIV TLUMENÍ NA VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ

Pokud hmotnosti kmitají na skutečném hřídeli, působí proti pohybu odpory, které tlumí kmitání a po určité době toto kmitání úplně zanikne. Tlumení je možné rozdělit na skupiny, a to dle původu:

■ pasivní odpory vzniklé třením

■ vnitřní útlum materiálu

Pasivní odpory vzniklé třením jsou u mazaných ploch úměrné rychlosti kmitání a mění energii v teplo. Jejich velikost se v průběhu používání motoru mění. Závisí na druhu opracování třecích ploch, kvalitě použitého oleje a na opotřebením motoru. Vnitřní útlum materiálu neboli hystereze nezávisí na rychlosti kmitání, ale na druhu materiálu a velikosti namáhání.

4.4 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

Pokud působí na torzní soustavu časově proměnný točivý moment M_k , je hřídel namáhán vynuceným kmitáním, které může být nebezpečné pro pevnost hřídele. Momentu, který způsobuje vynucené kmitání, se říká budící moment s amplitudou změny točivého momentu. Výpočet se stanoví na základě rovnováhy momentů a následného sestavení pohybových rovnic torzní soustavy.

4.4.1 BUDÍCÍ MOMENT A JEHO HARMONICKÁ ANALÝZA

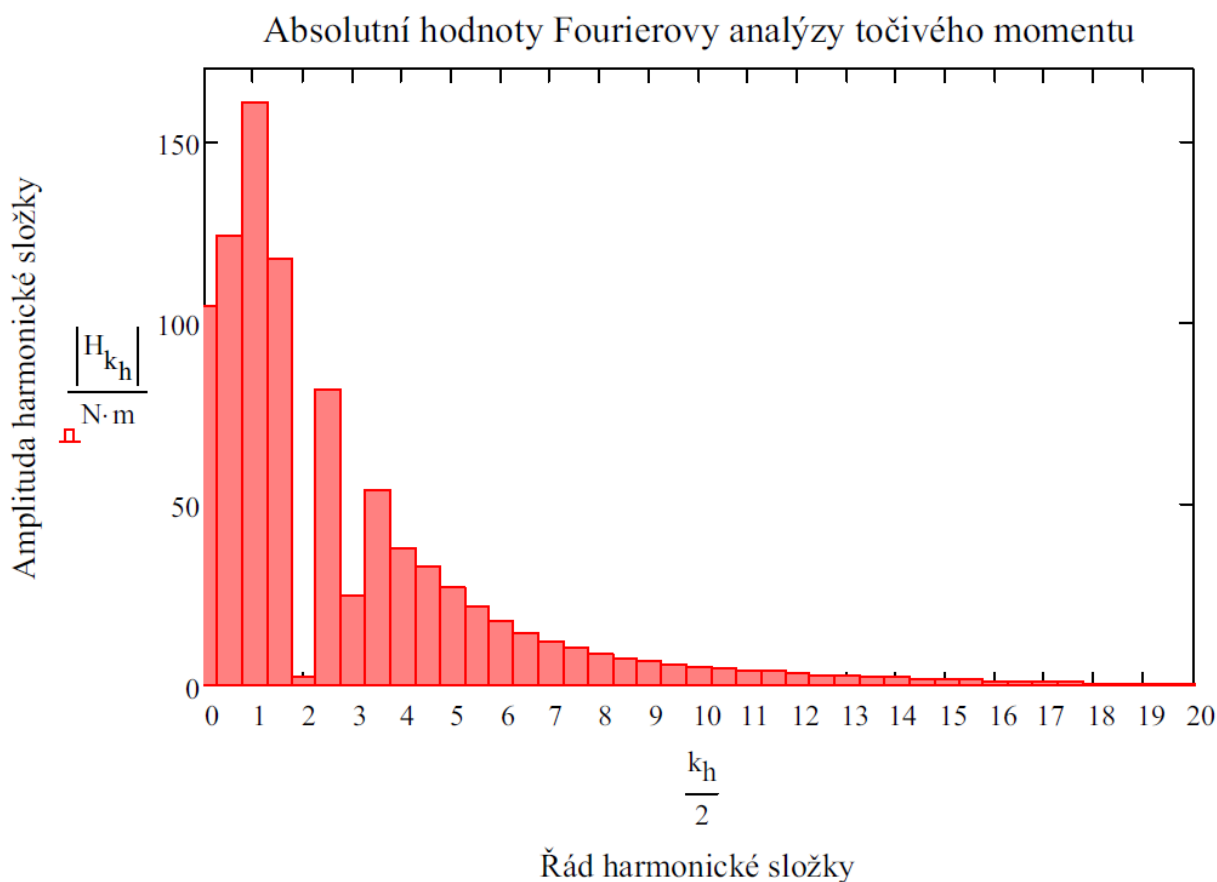
Budícím momentem pro vynucené kmitání je točivý moment působící na klikách. Průběh točivého momentu závisí na čase (úhlu natočení KH) a je to tedy periodická funkce, která lze vyjádřit Fourierovou řadou (nekonečný součet jednoduchých sinusových průběhů s různou amplitudou, frekvencí a fázovým posuvem). Periodou pro každý válec jsou dvě otáčky klikového hřídele. Pomocí této periody zjistíme harmonické složky budícího momentu. Harmonická analýza je pak rozklad na jednotlivé periodické funkce. Vztah je následující:

$$H_{k_h} = \frac{2}{n_p} \cdot \sum_{i=0}^{n_p-1} \left[M_{k_i} \cdot e^{j \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot k_h \cdot \frac{i}{n_p} \right)} \right] \quad (51)$$

kde H_{k_h} je Fourierova analýza točivého momentu v komplexním oboru, n_p je počet diskretních vzorků, i a j jsou imaginární členy a k_h je řád harmonické složky. Výsledkem je reálná část



$Re(H_{kh})$, imaginární část $Im(H_{kh})$ a analýza absolutní hodnoty $|H_{kh}|$, která je zobrazena na grafu 4-4.



Graf 4-4 Fourierova analýza točivého momentu

Motorový řád κ je u čtyřtaktních motorů násobkem poloviny harmonické složky, tedy $0,5k$. Pro zjištění hlavních řádů se uvažují jen ty, co mají synchronní průběh. U plochého dvouválcového motoru to jsou celočíselné násobky polovičního počtu válců tedy 1, 2, 3, 4, ..., 20.

4.4.2 REZONANČNÍ A KRITICKÉ OTÁČKY

Harmonické složky budícího momentu motorového řádu κ vyvolávají vynucené torzní kmitání klikového hřídele o určité frekvenci. Jelikož je budící moment točivý moment otáčející se úhlovou rychlostí ω , bude frekvence harmonické složky $\kappa\omega$. Pokud by tato frekvence souhlasila s frekvencí vlastních kmitů Ω_0 , nastane rezonance provázená zpočátku hlukem a vibracemi, při delším provozu zničením motoru. Vztah pro výpočet rezonančních otáček je [13]:

$$n_{rez1}(\kappa) = \frac{N_1}{\kappa} \quad (52)$$

kde n_{rez1} jsou kritické otáčky pro jednouzlové kmitání a N_1 je první vlastní frekvence torzního kmitání. Zda, a jak moc jsou rezonanční otáčky nebezpečné, o tom rozhoduje tlumení, velikost amplitudy budícího momentu a působení momentů na jednotlivých klikách. Pokud je

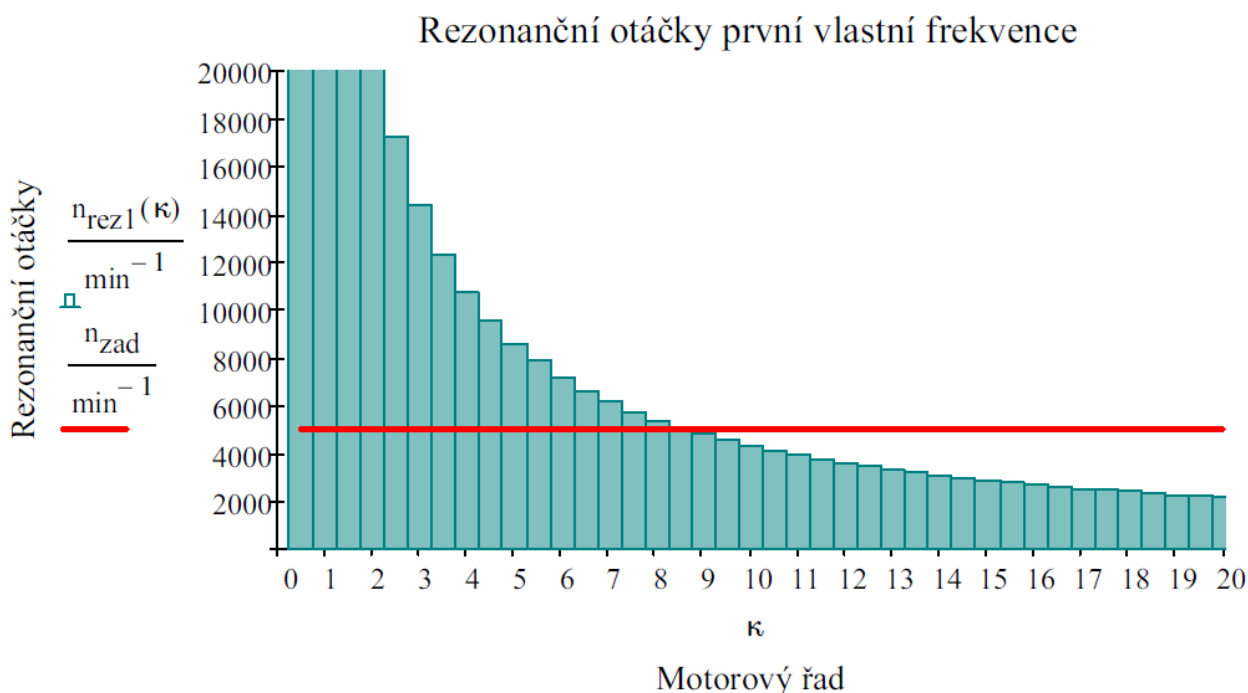


rezonance natolik vydatná, že při určitých otáčkách překračuje hranici pevnosti hřídele, musí být tyto kritické otáčky z provozního režimu motoru odstraněny. Rezonanční otáčky se stanovují převážně pro jedouzlové kmitání. Pro názornost jsou v tab. 4-1 uvedeny i rezonanční otáčky dvouzlového a třízlového kmitání.

Tab. 4-1 Rezonanční otáčky pro vlastní frekvence

Rezonanční otáčky pro vlastní frekvence							
κ	$n_{\text{rez1}}(\kappa)$ [min ⁻¹]	$n_{\text{rez2}}(\kappa)$ [min ⁻¹]	$n_{\text{rez3}}(\kappa)$ [min ⁻¹]	κ	$n_{\text{rez1}}(\kappa)$ [min ⁻¹]	$n_{\text{rez2}}(\kappa)$ [min ⁻¹]	$n_{\text{rez3}}(\kappa)$ [min ⁻¹]
1	43017	108382	142830	11	3911	9853	12985
2	21508	54191	71415	12	3585	9032	11902
3	14339	36127	47610	13	3309	8337	10987
4	10754	27095	35707	14	3073	7742	10202
5	8603	21676	28566	15	2868	7225	9522
6	7169	18064	23805	16	2689	6774	8927
7	6145	15483	20404	17	2530	6375	8402
8	5377	13548	17854	18	2390	6021	7935
9	4780	12042	15870	19	2264	5704	7517
10	4302	10838	14283	20	2151	5419	7141

Pokud by se motor provozoval do otáček $n = 6000 \text{ min}^{-1}$, rezonanční otáčky by nastaly pouze pro první vlastní frekvenci torzních kmitů od řádu $\kappa > 7$ a pro druhou vlastní frekvenci od řádu $\kappa > 18$. Zobrazení rezonančních otáček a otáček maximálního výkonu pro první vlastní frekvenci je znázorněno na grafu 4-5.



Graf 4-5 Rezonanční otáčky první vlastní frekvence

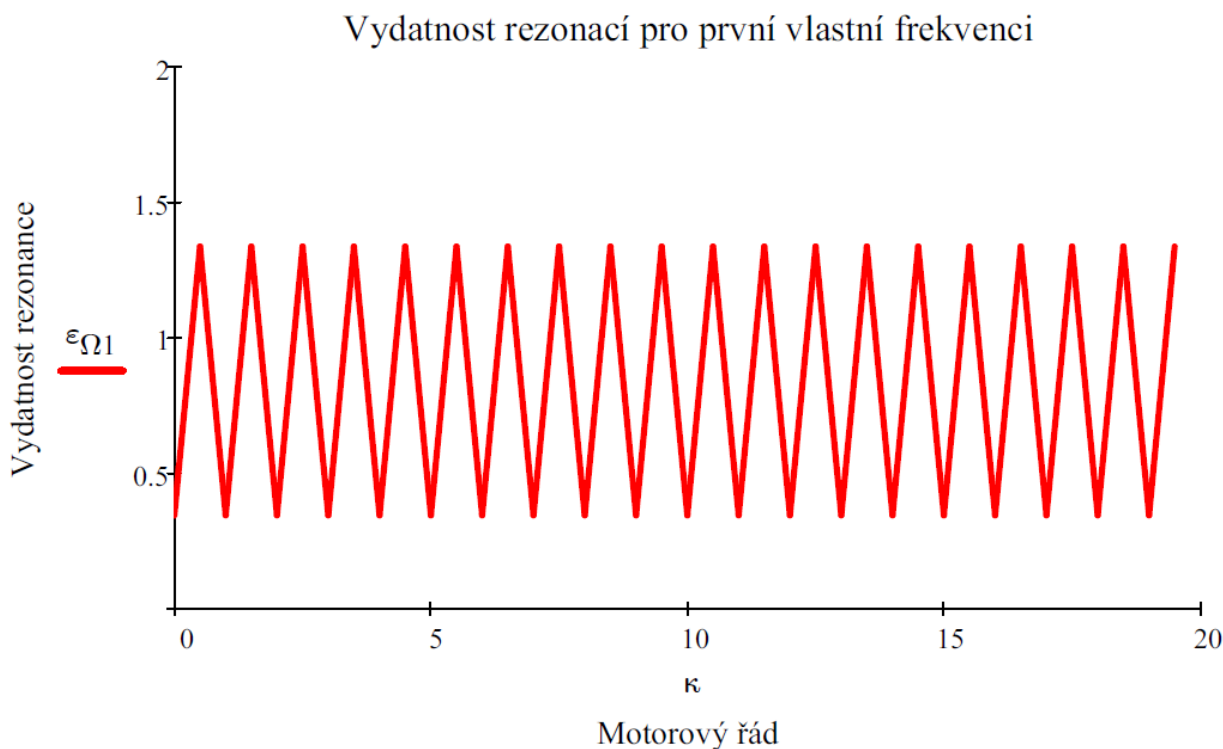


4.4.3 VYDATNOST REZONANCÍ

Vydatnost rezonancí udává, které motorové řády jsou pro provoz motoru nebezpečné. Rezonanční výchylky torzní soustavy se určí z podmínky, že práce harmonických složek budících momentů se rovná práci tlumících odporů. Pro výkmity redukované hmotnosti platí, že mají různou poměrnou amplitudu, ale stejnou fázi s budícími momenty. Při výpočtu vydatnosti rezonancí se zaměňují složky momentů za poměrné amplitudy, protože výkmitová čára je přibližně stejná jako při vlastním torzním kmitání. Vydatnost je pak vektorovým součtem poměrných amplitud:

$$\varepsilon_1 = \sqrt{\left[\sum_{v=1}^2 \left(a_{1v} \cdot \sin(\kappa_1 \cdot v) \right) \right]^2 + \left[\sum_{v=1}^2 \left(a_{1v} \cdot \cos(\kappa_1 \cdot v) \right) \right]^2} \quad (53)$$

kde ε_1 je vydatnost pro řády od 0,5 po 19,5 s rozestupem jednoho řádu, v je rozestup zážehů a v udává počet válců. Vydatnost rezonancí pro první vlastní frekvenci je zobrazena na grafu 4-6.



Graf 4-6 Vydatnost rezonancí pro první vlastní frekvenci

4.4.4 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANCI

Reálná vydatnost rezonančních kmitů je značně ovlivněna velikostí amplitudy budícího momentu a velikostí tlumících odporů. Tlumící odpory jsou charakterizovány součinitelem tlumících odporů ξ . Součinitel tlumení se volí podle motorů podobného provedení, u nichž byl součinitel ověřen měřením (pro potřebu této diplomové práce byl dodán vedoucím diplomové práce). Pokud je rezonanční stav ustálený, práce budících momentů se spotřebovává na

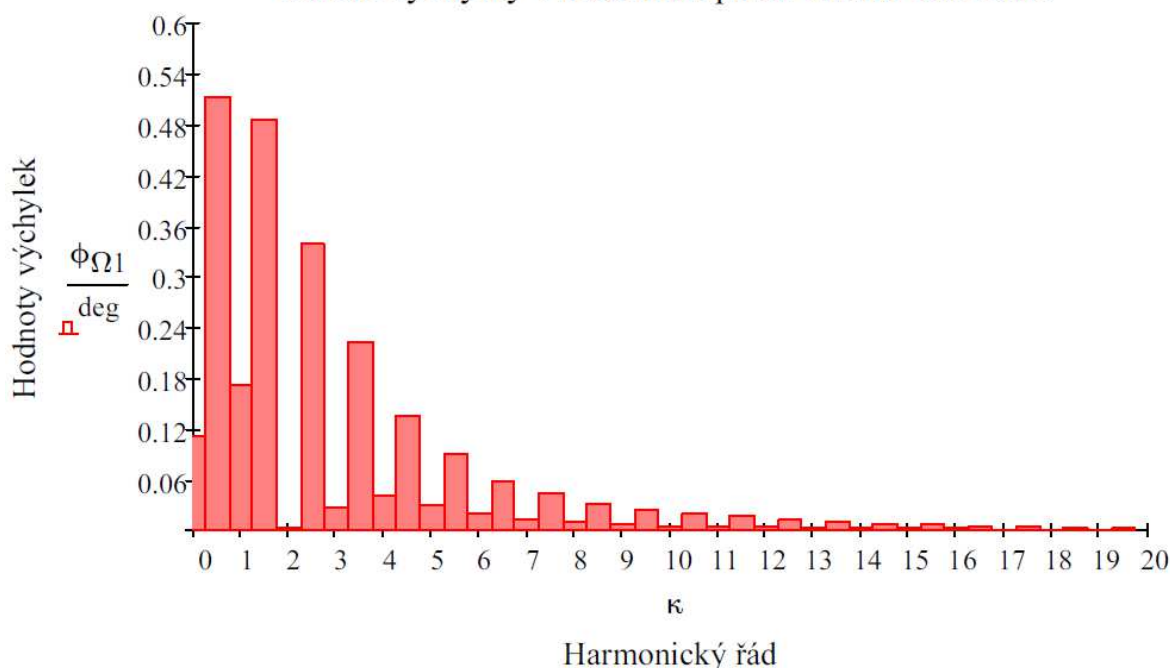


překonání tlumících odporů. Kdyby na hřídeli tlumení nebylo, amplitudy rezonančního kmitání by stále narůstaly, až by došlo k únavovému lomu hřídele. Velikost výchylky amplitudy rezonančního torzního kmitání na volném konci KH je dána vztahem [13]:

$$\phi_{\Omega 1 j} = \frac{|H_j| \cdot \varepsilon_{\Omega 1 j}}{\Omega_{02} \cdot \xi \cdot \left[\sum_q (a_{1q})^2 \right]} \quad (54)$$

Výchylky jsou zobrazeny na grafu 4-7. Torzní výchylky v rezonanci pro druhou a třetí vlastní frekvenci jsou v příloze na str. 44 a 45. Je však nutné zdůraznit, že kvůli vysokým rezonančním otáčkám u motoru nenastanou.

Torzní výchylky v rezonanci první vlastní frekvence



Graf 4-7 Torzní výchylky volného konce hřídele v rezonanci

4.5 NAMÁHÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE TORZNÍMI KMITY

Klikový hřídel je značně namáhaný torzními kmity, a proto jsou jejich velikosti brány v úvahu pro posouzení jeho spolehlivosti při provozu. Často je namáhání od torzních kmitů větší než užitečné namáhání od užitečného zatížení a tak bývá příčinou únavových lomů hřídele. Torzní kmity namáhají ramena střídavým ohybem a na hlavních čepech způsobují střídavý krut. Podle tvaru výkmitové čáry je patrné, že nejvíce jsou namáhaná místa v uzlu kmitání. Pro namáhání torzními kmity v uzlu je potřeba znát maximální výchylku hmotností před a za uzlem. K namáhání dojde díky působení torzního momentu. Ten je dán:

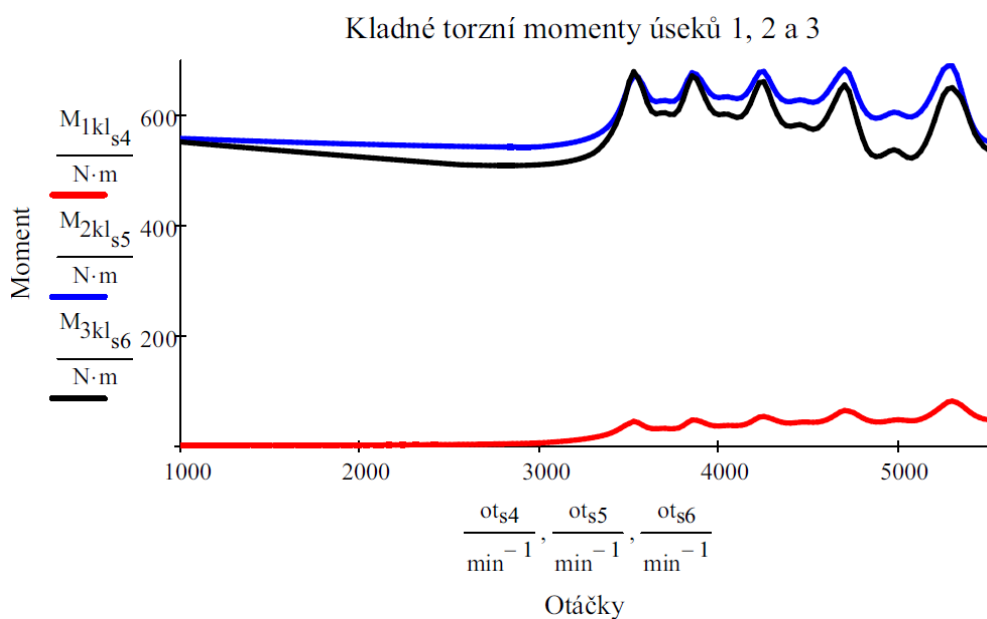
$$M_{\text{torz}} = \phi_{\Omega 14} \cdot c_3 \quad (55)$$

kde $\phi_{\Omega 14}$ je maximální výchylka při otáčkách ležících těsně pod hladinou rezonance a příslušného řádu.

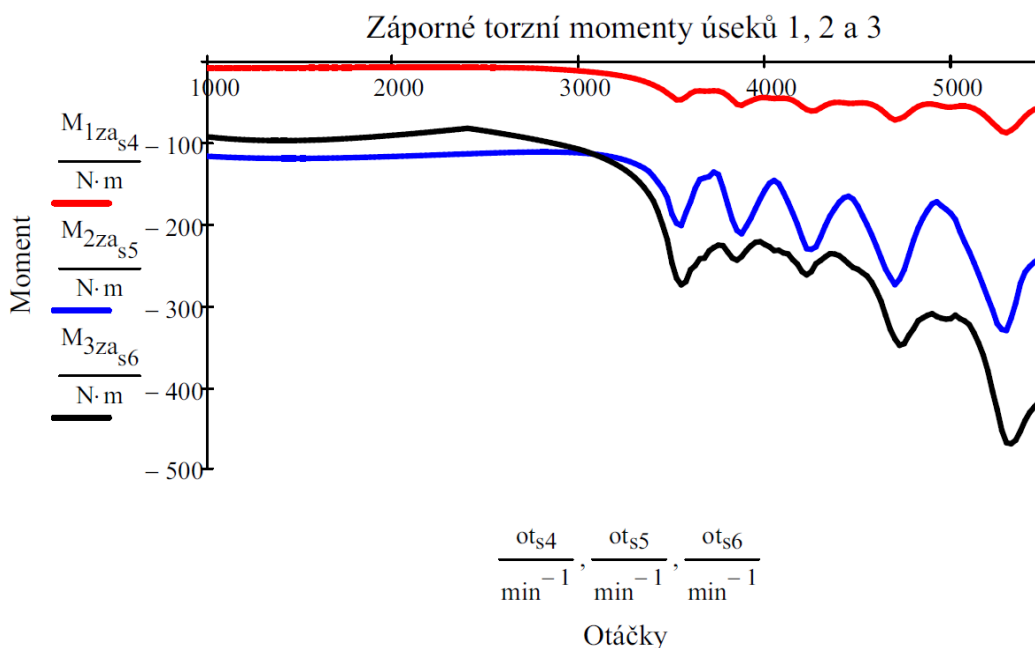


4.6 TORZNÍ MOMENTY POMOCÍ SYNTÉZY

Hodnoty torzních momentů odpovídající určitým částem a otáčkám KH lze zjistit pomocí programu Syntéza, který pracuje na základě obecné Lagrangerovy pohybové rovnice. Výpočet byl proveden vedoucím diplomové práce na základě vstupních dat z výpočtové přílohy DP. Výstupem Syntézy jsou torzní momenty na jednotlivých úsecích KH závislé na otáčkách. Maximální a minimální moment jsem dále použil při kontrole napjatosti KH, jako vstupní zatěžovací parametry v programu Ansys. Průběhy kladných torzních momentů ze Syntézy jsou na grafu 4-8 a průběhy záporných torzních momentů ze Syntézy jsou na grafu 4-9.



Graf 4-8 Kladné torzní momenty ze Syntézy



Graf 4-9 Záporné torzní momenty ze Syntézy



Z grafů 4-8 a 4-9 lze vyčíst značné nerovnoměrné torzní namáhání, které je způsobeno absencí středního hlavního ložiska a tím vyvolanou malou tuhostí klikového hřídele. Největší torzní moment je díky absenci středního hlavního ložiska na střední části klikového hřídele, jak je vidět na grafu 4-8. Nejmenší torzní moment je na posledním úseku KH, tedy mezi druhým válcem a setrvačником.

4.7 ZPŮSOBY POTLAČENÍ TORZNÍHO KMITÁNÍ

Možností, jak se vyhnout rezonancím, je změna torzní soustavy – tedy zvýšení vlastní frekvence kmitání, čímž dojde k přesunu rezonančních otáček z provozních otáček. Nejvíce účinné pro dosažení vyšší frekvence je zvýšení torzní tuhosti klikového hřídele. Další možností je snížení hmotnosti všech kmitajících částí, ale to má své meze hlavně v pevnosti materiálu. U vozidlových motorů se torzní kmitání potlačuje přidáním další torzní soustavy. Přídavná torzní soustava je pružný člen a hmotnost, která se na torzní soustavu přidává v místě největší torzní výchylky. Tlumič torzních kmitů je tedy nejčastěji na volném konci klikového hřídele. Tlumiče torzních kmitů dělíme do tří skupin:

- třecí tlumiče
- rezonanční tlumiče
- dynamické tlumiče (eliminátory, měniče)

Třecí tlumiče přeměňují kmitavou energii v teplo. Tlumič se skládá z hmotného kotouče, jehož pohyb je nerovnoměrný. Mezi kotoučem a hřídelem dochází k relativnímu kmitavému pohybu, který je tlumen pasivními odpory. Díky využití suchého nebo kapalného tření se energie vzniklá kmitáním mění v teplo. Nevýhodou třecích tlumičů je časová změna tlumení v závislosti na opotřebení a teplotě, malá je i účinnost tlumení.

Třecí tlumič mění v teplo jen část kmitavé energie, větší část energie je tlumena rezonančním tlumičem. Jako pružný člen rezonančního tlumiče se používá pryž nebo listové pružiny. Své výhody mají tyto rezonanční tlumiče v tom, že jsou výrobně jednoduché, tlumení probíhá v celém rozsahu provozních otáček a nemají tak velkou proměnnou účinnost jako třecí tlumiče. Také jejich účinnost tlumení a spolehlivost je vyšší než u třecích tlumičů. Nevýhodou je stárnutí pryže, díky kterému klesá účinnost tlumení.

Dynamické tlumiče kmitavou energii nemaří, ale kompenzují ji pomocným torzním systémem tzv. odstředivým kyvadlem. Aby bylo odstředivé kyvadlo účinné, je nutné, aby frekvence vlastního kývání odstředivého kyvadla byla stejná jako frekvence budícího momentu. Pro spalovací motory je tedy nutné, aby vlastní frekvence kyvadla byla úměrná otáčkám motoru. Jelikož zrychlení odstředivých sil je většinou větší, než gravitační zrychlení, stačí k eliminaci kmitavé energie malá hmotnost kyvadla.



5 ANALÝZA NAPJATOSTI KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Na klikový hřídel působí několik sil a momentů. Jsou to síly a momenty od tlaků plynů, setrvačné síly a jejich momenty od pohybujících se částí a síly od torzního kmitání. Pro analýzu musí být zatížení a uchycení hřídele co nejvíce podobné reálnému motoru.

Změny průřezů a směrů os různých částí hřídele a také průběhy působících sil vedou k nerovnoměrnému rozdělení napětí po délce hřídele a v jeho příčných průřezech. Koncentrace napětí se zvětšuje v přechodech čepů do ramen a na okrajích mazacích otvorů v čepech. Pro zjednodušení výpočtu se zanedbává několik vlivů. Jsou to především deformace klikové skříně, nesouosost obou hlavních ložisek, opotřebení hlavních čepů, atd.

KH se nejčastěji pevnostně kontroluje tak, že se určí na základě silového a momentového působení nejvíce namáhané části a ty jsou pak podrobeny kontrole. Klikové hřídele se nejčastěji poruší únavou materiálu, způsobenou proměnlivými napětími od ohybů a krutů. Pokud se jedná o únavu materiálu, jejím iniciátorem jsou únavové trhliny, které se začínají objevovat v místech vyšších koncentrací napětí. Tyto místa jsou nejčastěji na místech přechodů čepů do klikových ramen nebo na případných vrubech na hřídeli. Pro napětěvou analýzu jsem vycházel z [26]. Pevnost klikového hřídele závisí hlavně na:

- rozměru a tvaru hlavních i ojnicích čepů a jejich spojovacích ramen
- koncentraci napětí v mazacích otvorech, přechodech z čepů na ramena a vrubech
- materiálu a jeho mechanických vlastnostech
- způsobu odlehčení hřídele
- způsobu výroby (rozložení vláken materiálu).

Napětěvou analýzu jsem vytvářel v programu Ansys Workbench. V modelu je důležité zredukovat malé úhly a přesně vést vyvrtané otvory, aby došlo ke správnému vytvoření elementů. Radiusy a zkosení musí být namodelované na přechodech ramen do čepů a na mazacích otvorech, kde je předpoklad zvýšené koncentrace napětí. Některé radiusy a zkosení (převážně na koncích hřídele) je však možné zanedbat, jelikož mají minimální vliv na výsledek analýzy, a tím lze docílit rychlejšího výpočtu. Pro rychlost výpočtu je výhodné zanedbat i závit na koncích hřídele.

5.1 PŘÍPRAVA MODELU PRO ANALÝZU

Ansys Workbench pracuje přímo s podporou programu ProEngineer. Z něj si přebírá i zadané parametry jako je hustota, délkové rozměry a jiné nastavené materiálové charakteristiky, souřadný systém a vytvořené plochy. Po nahrání modelu do programu si model sám převede plochy a objemy pro svoje potřeby. Na modelu jsem vytvořil síť pomocí předprogramovaných možností s tím, že jsem zjemnil síťování v místech předpokládaných zvýšených koncentrací napětí. Zvolil jsem kvadratické síťování s velikostí elementu maximálně 5mm a v místech předpokladů koncentrace napětí jsem zvolil elementy veliké maximálně 1 mm. Vysíťovaný model má 340864 uzlů a 113324 elementů a zobrazen je na Obr. 5-1.

Pro nastavení uložení jsem zvolil jako v [26] zafixování všech stupňů volnosti na předním konci hřídele pomocí vazby *Fixed Support* (šipka A na Obr. 5-2). Jako nahrazení vazby



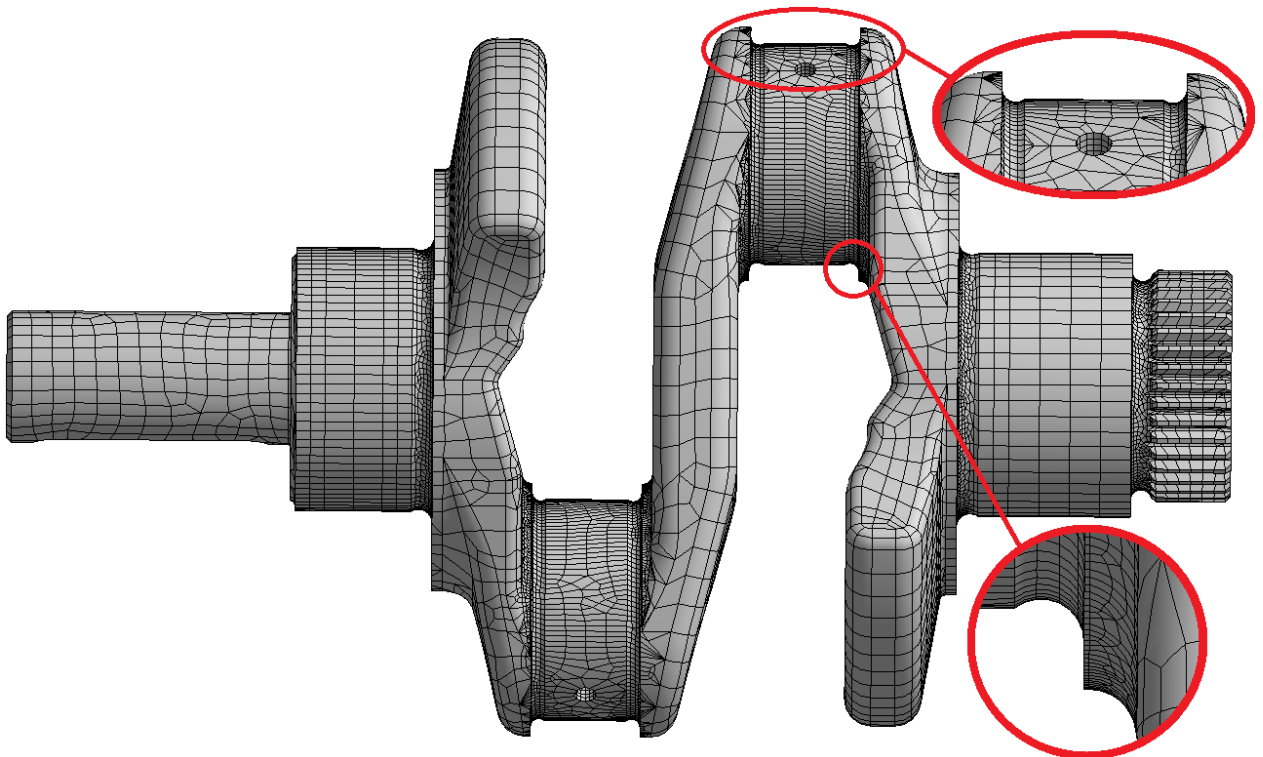
ložiska jsem zvolil funkci *Cylindrical Support* (šipka B na Obr. 5-2) s možností zamezení jenom radiálních posuvů na obou hlavních ložiscích. Protože však nejsou ložiska ani rám dokonale tuhé, použil jsem pro nasimulování jejich vlastností tuhost uložení k_c podle vztahu [26]:

$$k_c = \frac{0.5 \cdot \max(F_p)}{0.8 \cdot c} \quad (56)$$

kde c je ložisková vůle určená podle vztahu:

$$c = \frac{D_{hc}}{1000} \quad (57)$$

Dále jsem použil tuhost k_c do vazby *Elastic Support* (šipka E na Obr. 5-2) na obou hlavních čepch. Použití těchto tří vazeb je dostatečně přesné pro nastavení uložení hřídele.



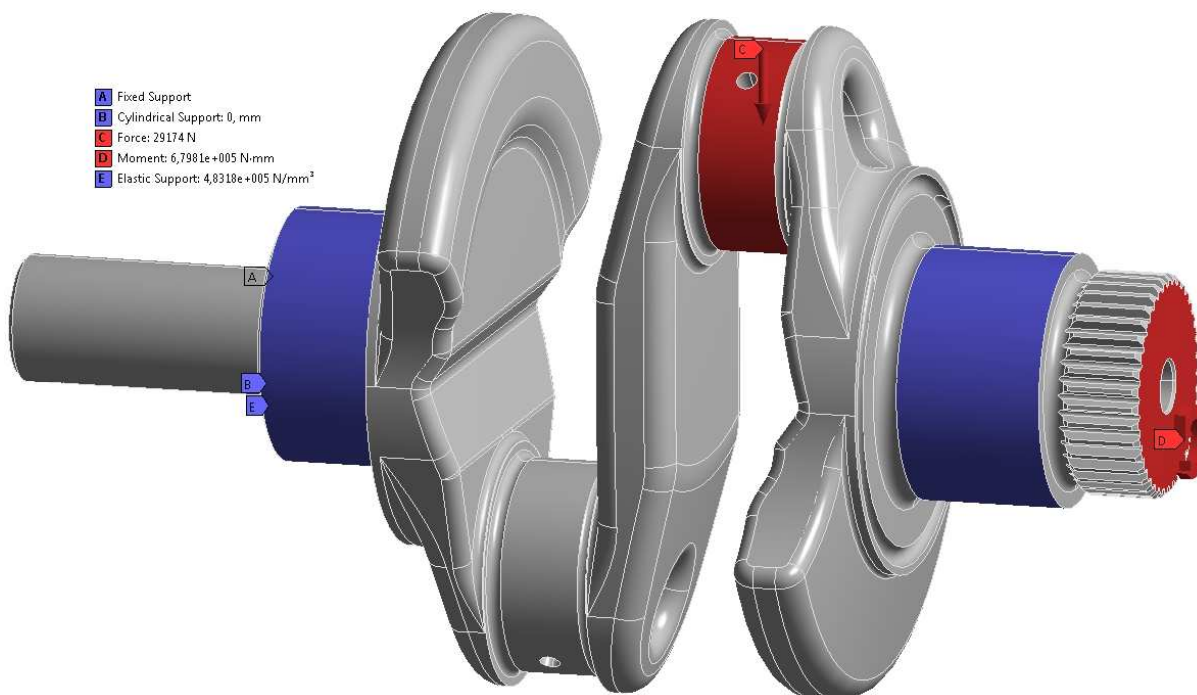
Obr. 5-1 Síťování a zjemnění sítě v přechodech čepů a u mazacího otvoru

5.2 DEFINOVÁNÍ ZATÍŽENÍ MODELU

Jestliže mají být výsledky analýzy dostatečně přesné, je nutné dostatečně přesně nadefinovat zatížení. Na klikový hřídel jsem aplikoval sílu od tlaků plynů přenášenou ojnicí F_{oj} a torzní momenty z kapitoly 4.6. Hodnoty použití pro zatížení modelu jsou v tabulce 5-1. Zatěžování jsem dle literatury [26] zvolil pro dva případy. První výpočet je pro maximální sílu přenášenou ojnicí F_{oj} , působící na druhý ojnicí čep kolmo na osu rotace KH, sniženou o hodnotu odstředivé síly rotační části ojnice a zároveň pro působení maximálního točivého momentu, jehož působení jsem zvolil na ozubenou přírubu pro setrvačník. Tyto dvě situace nenastanou v motoru zároveň, proto může být vypočítaná celková bezpečnost nižší než



skutečná. Druhý výpočet probíhal pro minimální točivý moment působící opět na přírubě pro setrvačnick. Působení síly jsem aplikoval do celé plochy ojnicního čepu, přestože při kontaktu s ojnicí není zatížen celý čep symetricky. Toto řešení jsem zvolil pro přílišné ovlivnění místa působení samostatné síly vloženého do liniového nebo bodového zatížení. Momenty jsem aplikoval na plochu kolmou na ozubení. Zatížení modelu lze vidět na Obr. 5-2.



Obr. 5-2 Uložení a zatížení modelu

5.3 VÝSLEDKY ANALÝZY

Výsledky analýzy je možné vykreslit podle mnoha parametrů. Pro potřeby výpočtu dle [26] jsou nutné výsledky ekvivalentního napětí dle podmínky von Mises a také hodnoty maximálního a minimálního napětí na KH. Proto jsem hodnoty odečítal v místě největší koncentrace napětí dle podmínky von Mises. Toto místo je za prvním ramenem v radiusu přechodu do ojnicního čepu. Zobrazení kritického místa je na Obr. 5-3 a výsledné hodnoty napětí v tabulce 5-1.

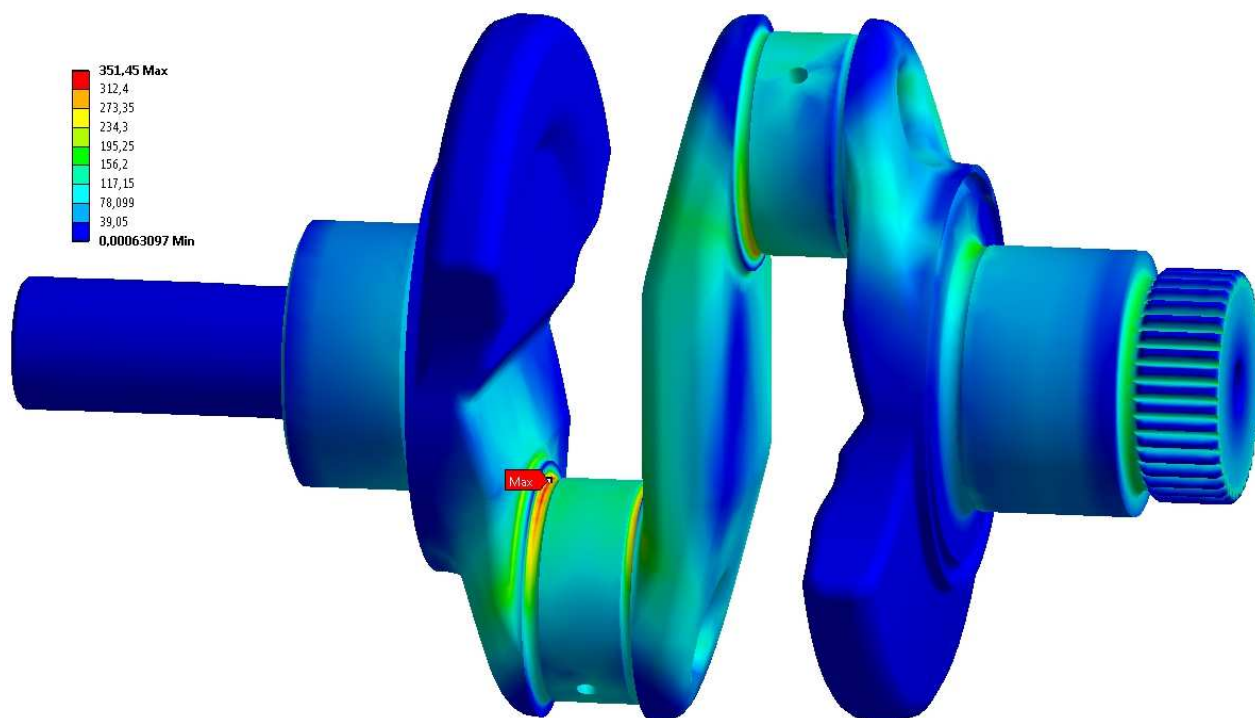
Tab. 5-1 Zatížení a výsledné napětí

Zatížení			Výsledné napětí		
Stav	Síla [N]	Moment [Nm]	Napětí σ_{vm} [Mpa]	Napětí σ_1 [Mpa]	Napětí σ_3 [Mpa]
A	29174	679,814	351,45	344,82	59,8
B	0	-469,511	182,56	118,67	-107,5

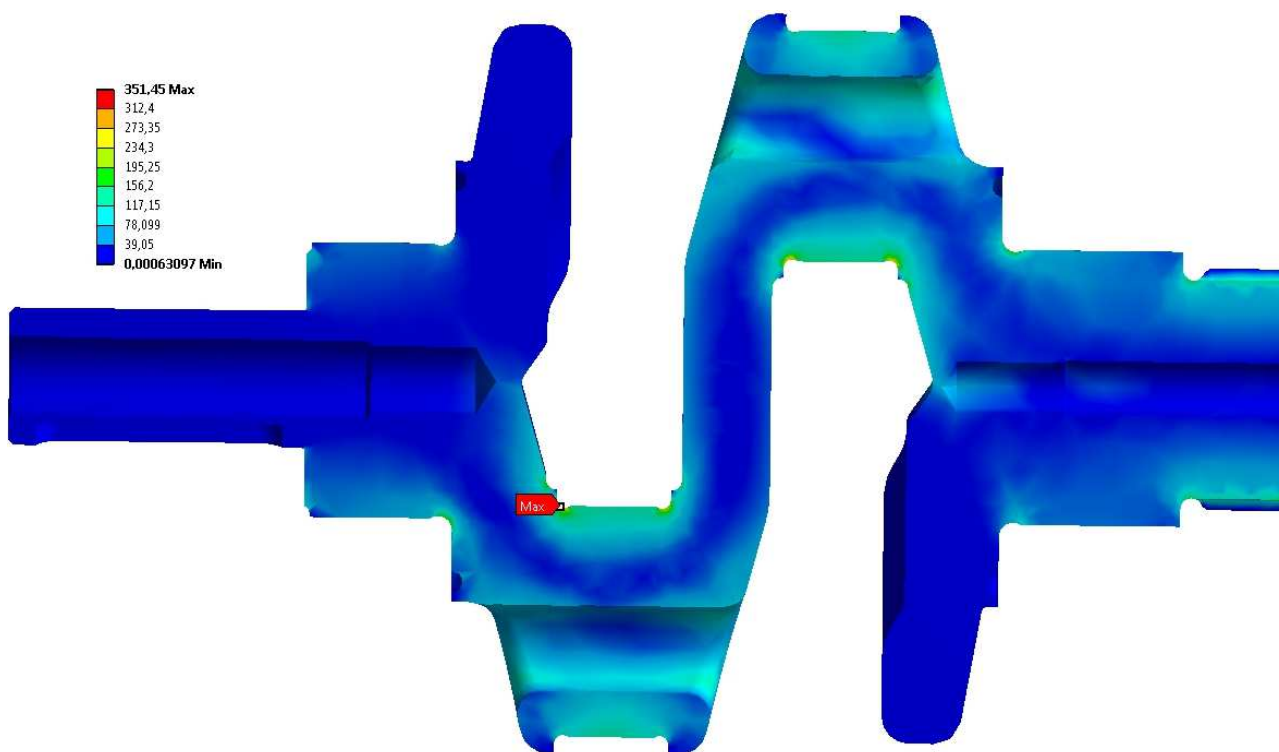
Jako kritická místa se dle předpokladů ukázaly radiusy na přechodech mezi rameny a čepu. Na Obr. 5-3 je také patrné značné namáhání prostředního ramene, a to díky absenci prostředního ložiska. Povrchové napětí přechodu ozubení do hlavního čepu by se jistě zvětšilo působením momentů přímo na zuby, přesto by podle literatury [13] mělo zůstat nejvíce zatěžované místo právě v přechodu čepů. Pro potřeby výpočtu je nutný i poměrný gradient



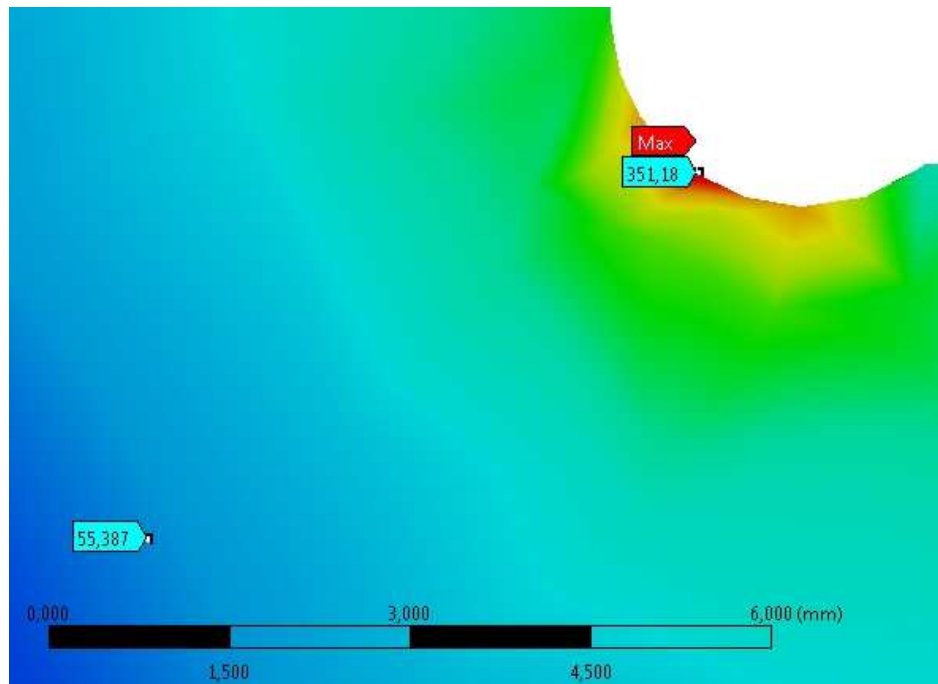
napětí χ_R zobrazený na Obr. 5-5. Pro zobrazení toku napětí materiálem jsem zvolil řez hřídelem v rovině os válců. Tok napětí je možné vidět na Obr. 5-4.



Obr. 5-3 Ekvivalentní napětí dle von Mises



Obr. 5-4 Zobrazení toku napětí materiálem



Obr. 5-5 Stanovení gradientu napětí

5.4 KONTROLA BEZPEČNOSTI VŮČI ÚNAVĚ

Pro kontrolu hřídele vůči únavě jsem použil přibližný výpočet s využitím výsledků napěťové analýzy na základě elastických napětí z programu Ansys Workbench.

Pro výpočet je nutné znát místa zvýšené meze únavy v důsledku koncentrace napětí, např. radiusy, zápichy, zúžení a podobné změny průřezu. Výpočet jsem provedl na přechodu z prvního hlavního čepu do krajního ramene, kde je podle analýzy největší koncentrace lokálního napětí. Pro výpočet meze bezpečnosti jsem použil materiálové vlastnosti z tabulky 2.1.

Pro výpočet jsou nutné různé korekční součinitele. Změnu koncentrace lokálního napětí popisuje poměrný gradient napětí χ_R , dle [26] je vztah:

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{eX}} \cdot \left(\frac{\sigma_{eX} - \sigma_{eX1}}{|xx1|} \right) \quad (58)$$

kde σ_{eX} je napětí na povrchu součásti a σ_{eX1} je napětí v materiálu ve vzdálenosti $xx1$ od povrchu. Protože je mez únavy počítána pro střídavý symetrický cyklus, je nutné stanovit korekční součinitel f_G . Dle [26] je vzorec:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{c0}}{\sigma_c} - 1}{\frac{2}{d_{vz}}} \cdot \chi_R \quad (59)$$



kde d_{vz} je průměr zkušební vzorku. Pro výpočet únavy ve vrubu jsou nutné i součinitele tvaru α a vrubu β . Jelikož však neznáme nominální napětí potřebné pro výpočet součinitele tvaru, je možné použít poměru β/α . Dle [26] je to poměr:

$$\beta/\alpha = 1 + \sqrt{\chi_r} \cdot 10^{-\left(0.35 + \frac{R_e}{810 \cdot \text{MPa}}\right)} \quad (60)$$

Pro součinitel bezpečnosti klikového hřídele je nutné určit vliv velikosti součásti n_σ dle vztahu [26]:

$$\eta_\sigma = 1.189 \cdot d^{-0.097} \quad (61)$$

Napětí získaná ze zátěžných cyklů podle podmínky von Mises se použijí pro výpočet amplitudy napětí:

$$\sigma_{e_amp} = \frac{\sigma_{e_max} - \sigma_{e_min}}{2} \quad (62)$$

a střední hodnoty napětí:

$$\sigma_{e_st} = \frac{\sigma_{e_max} + \sigma_{e_min}}{2} \quad (63)$$

Součinitel bezpečnosti k se vypočítá ze vztahu [26]:

$$k = \left(\beta/\alpha \cdot \frac{\sigma_{e_amp}}{\sigma_{co} \cdot \eta_\sigma \cdot v_\sigma \cdot f_G} + \frac{\sigma_{e_st}}{R_m} \right)^{-1} \quad (64)$$

kde v_σ je součinitel stavu povrchu. Jelikož je z historických zkušeností známé, že povrchová úprava radiusů je důležitá pro životnost KH, jsou radiusy leštěné a součinitel stavu povrchu má podle [14] hodnotu 0,9.

Při lokálním zakalení radiusů je součinitel bezpečnosti násoben konstantou 1,3. Výsledný vztah je pak:

$$k_{kal} = 1.3 \cdot k \quad (65)$$

Hodnoty výsledných bezpečností vůči únavě materiálu jsou v tabulce 5-2.

Tab. 5-2 Výsledná bezpečnost pro únavu materiálu

Bezpečnost vůči únavě materiálu	
Výsledná bezpečnost bez zakalení radiusů	2,086
Výsledná bezpečnost se zakalenými radiusy	2,712



6 KONSTRUKCE KLIKOVÉHO HŘÍDELE PRO PLOCHÝ DVOUVÁLCOVÝ MOTOR

6.1 ULOŽENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Pro plochý dvouválcový motor, který má klikový hřídel uložený na dvou ložiscích, je výhodné použít valivá ložiska na hlavních čepch. Pro tento hřídel jsem zvolil ložiska válečková, která mají proti běžně používaným kluzným ložiskům tyto výhody:

- menší koeficient tření
- menší mazací tlak
- dobré mazání i při nízkých otáčkách
- menší odpor při záběru
- lehký rozběh studeného motoru
- příznivější pro systém start – stop
- tření méně závislé na viskozitě a teplotě maziva
- snadnější výměna (odpadá výběrové skládání),

ale oproti kluzným ložiskům mají i mnoho nevýhod, jako například:

- vyšší cena ložiska
- menší životnost
- přímkový dotyk
- nutnost kalit hlavní čep
- méně přesné uložení klikového hřídele
- potřeba většího zástavbového prostoru
- menší schopnost tlumit rázy a vibrace (hlučný chod)
- není možné přivést tlakové mazání k ojnicnímu čepu z hlavního čepu.

Současným trendem downsizingu je snižování třecích ztrát. Ztráty na kluzných ložiscích klikového hřídele jsou 16 až 20% s tím, že s rostoucí teplotou dochází k většímu vymezení vůle a k růstu ztrát. Použitím valivých ložisek se třecí ztráty na klikovém hřídeli sníží více jak o polovinu a i se zvyšující se teplotou motorů budou více stálé. Se snížením tření dojde také ke snížení teploty oleje a tím k prodloužení jeho životnosti. Protože princip mazání valivých ložisek je odlišný od mazání kluzných ložisek, kdy je pro jejich bezkontaktní mazání potřeba hydrodynamické mazání, je možné snížit tlak mazacího oleje. Snížení tlaku je ale omezeno funkčním mazáním ojnicních kluzných ložisek, která potřebují pro mazání tlakové mazání, aby byla vytvořena hydrodynamická mazací vrstva. Jednou z nevýhod valivých ložisek oproti



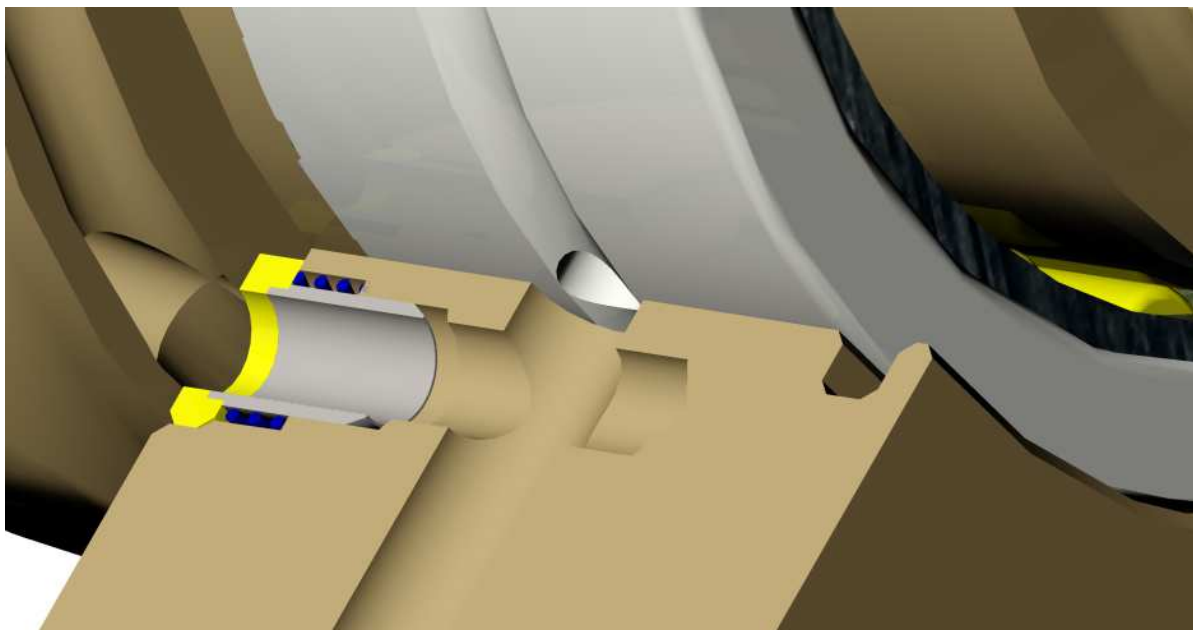
kluzným ložiskům je jejich cena. Cena navrhovaného ložiska SKF 50/25 TN je 500 až 600 Kč.

Pro potřeby axiálního uložení klikového hřídele jsem zvolil axiální ložiska umístěná z každé vnější strany hlavního ramene. Axiální ložiska slouží zároveň pro přívod mazacího oleje. Aby nebyly příliš velké ztráty, opatřil jsem uložení ložisek čepy s pružinkou, které zaručují neustálý kontakt s hřídelem. Pro přívod oleje v okamžiku kdy nejsou otvory na hřídeli a ložisku proti sobě, jsem opatřil hřídel drážkou po celém jeho obvodu styku s axiálním ložiskem. Při neustálém kontaktu ložiska s hřídelem samozřejmě vznikne tření, které by záleželo na ploše kontaktu s hřídelem, tuhosti pružinky a materiálu ložiska. Mechanismus axiálního ložiska je vidět na Obr. 6-2.

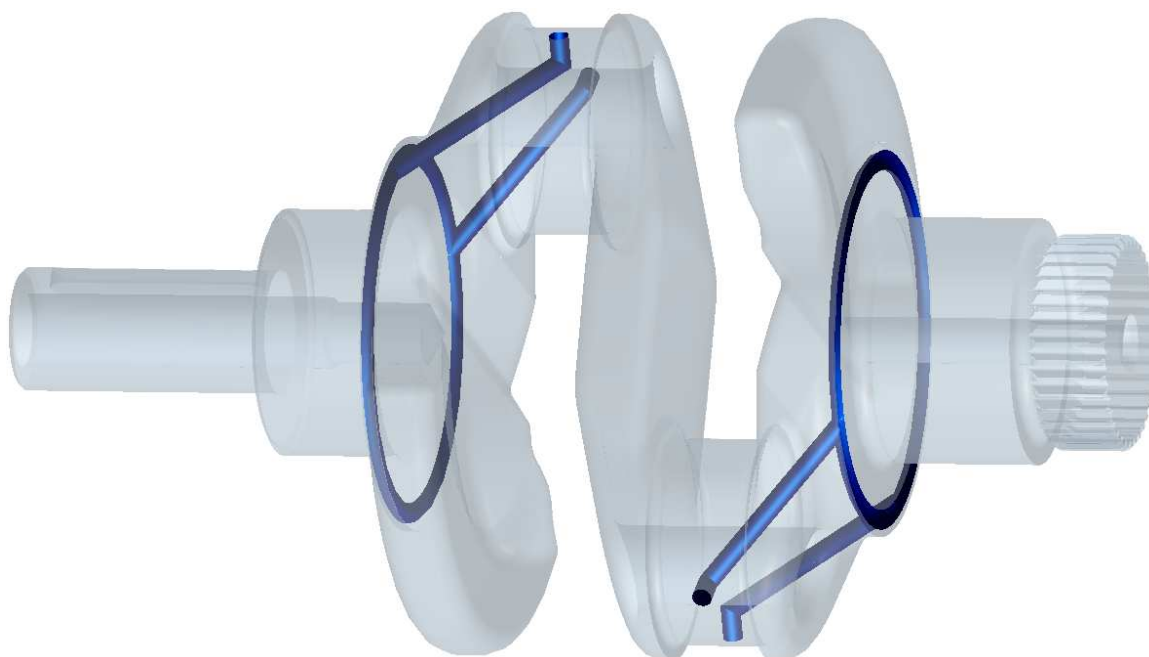
Jelikož je tlakový olej ke kluzným ložiskům na ojnicích čepech většinou přiváděn kluznými ložisky na hlavních čepech, je zapotřebí u daného řešení hledat alternativní možnosti mazání ojnicích čepů. Jako jednu z možností jsem navrhnul mazání pomocí upravených axiálních ložisek. Otvor pro vstup tlakového oleje do ramene je zobrazen na Obr. 6-2. Mazací otvory v klikovém hřídeli, které jsou zobrazeny na obrázku 6-3, vyústí na ojnicím čepu. Z ojnicího čepu olej postupuje středním otvorem ojnice k pístnímu čepu a jeho ložisku. Na Obr. 6-4 je znázorněno napětí v různých částech mazacího kanálku v rameni klikového hřídele. Ze zobrazených hodnot vyplývá, že namáhání není nijak závažné a největší hodnota napětí $\sigma = 130 \text{ MPa}$ je na povrchu ojnicího čepu. Ovšem je důležité uvést, že výsledky mohou být ovlivněny nastavením síly přenesené ojnicí do celé plochy ojnicího čepu.



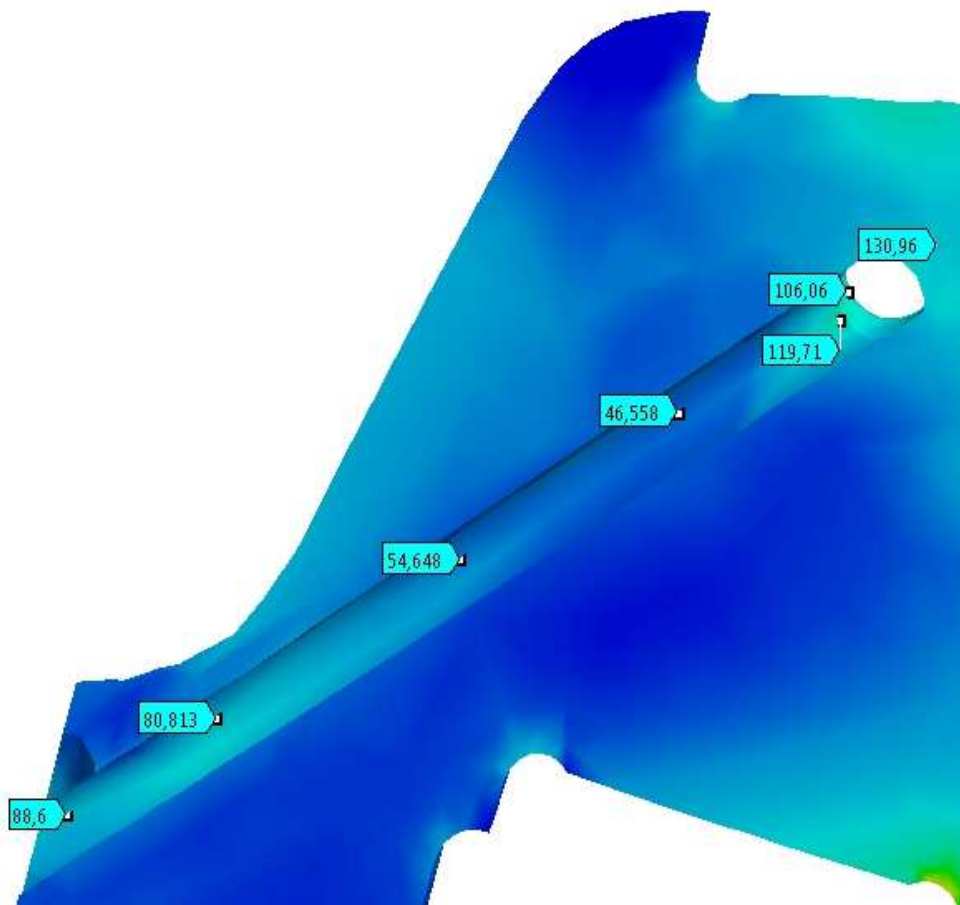
Obr. 6-1 Ložisko SKF 50/25 TN



Obr. 6-2 Mazací cesta v uložení klikového hřídele



Obr. 6-3 Mazací cesta k ojničným čepům



Obr. 6-4 Napětí v mazacím kanálku

6.2 ODBĚR VÝKONU

Jelikož je předpoklad použití valivých ložisek v celistvém provedení (dělená valivá ložiska jsou příliš drahá), je zapotřebí, aby vstupní a výstupní část klikového hřídele neměla větší průměr, než je malý průměr valivého ložiska. Protože tradiční napojení setrvačníku na šroubovou přírubu není možné, je nutné navrhnout vhodný způsob odběru výkonu. Jako vhodné řešení se nabízí použití jemného drážkování hřídele. Určením síly působící na zub, dle vztahu:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_k}{0,5 \cdot z \cdot D_s} \quad (66)$$

kde z je počet zubů, D_s je průměr modulové kružnice a hodnota 0,5 znamená, že se uvažuje pouze polovina zubu v záběru, je možné vypočítat minimální délku drážkování ze vztahu:

$$l_{dr} = \frac{F_1}{h \cdot p_D} \quad (67)$$

kde h je modul a p_D je dovolený tlak na zub. K vypočtené délce je potřeba přičíst rezervu a proto volím délku drážkování 15 mm. Pro zjištění maximální možné hodnoty přeneseného momentu se použije vzorec:

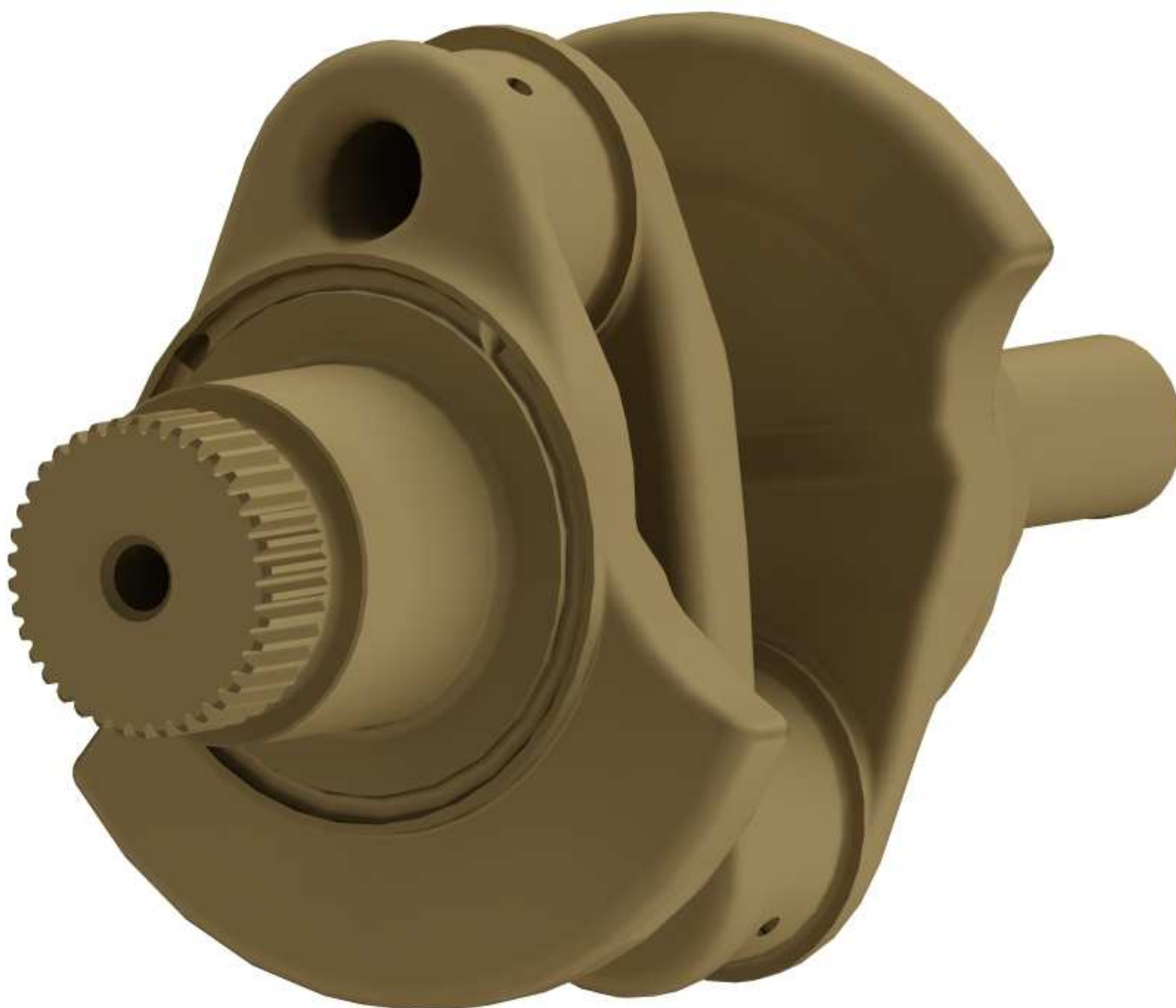


$$M_{k\max} = \frac{F_{1\max} \cdot 0.5 \cdot z \cdot D_s}{2} \quad (68)$$

Výsledná rezerva možného přeneseného momentu je 20 %. Ozubená příruba na klikovém hřídeli pro přenos výkonu na setrvačnick je zobrazena na obrázku 6-5.

6.3 VYosení ODLEHČENÍ OJNIČNÍHO ČEPU

Aby se dosáhlo zmenšení odstředivých sil klikového hřídele, zvolil jsem vyosení odlehčení ojnicního čepu. Tím se přiblíží těžiště k ose rotace před vyvážením, a proto může být vývažek odstředivých sil menší a hřídel má menší hmotnost. Vyosení odlehčení jsem zvolil vzhledem k dostatečné pevnosti ojnicního čepu o 5 mm směrem od osy rotace KH. Vyosení je zobrazeno na Obr. 6-5. Výsledná hmotnost klikového hřídele je 4,3 kg.



Obr. 6-5 Ozubená příruba pro setrvačnick a vyosení odlehčení ojnicního čepu



ZÁVĚR

V úvodní části této diplomové práce jsem shrnul nejznámější komerční využití plochých zážehových motorů od jejich vzniku až po současnost. Většina automobilek však na vývoj plochých motorů zanevřela, a to díky jejich nevýhodám, které převyšují výhody.

Ve druhé části jsem uvedl hlavní kinematické veličiny a jejich průběhy v závislosti na natočení klikového hřídele. Tyto vztahy vycházejí ze základů kinematiky. Grafické vyjádření dráhy, rychlosti, zrychlení a jejich harmonických složek dává dobrou představu o jejich průběhu ve spalovacím motoru.

Ve třetí kapitole této diplomové práce jsem vysvětlil působení sil a momentů v klikovém mechanismu. Aplikací základních vztahů na plochý dvouválcový motor s odstupem zážehů 360° jsem zjistil průběhy sil a momentů působících na ojnici, ojniční čep a hlavní čep. Zjistil jsem vyvážené a nevyvážené síly a jejich momenty. U plochého dvouválcového motoru jsou přirozeně vyváženy odstředivé síly klikového hřídele, posuvné setrvačné síly prvního řádu a momenty posuvných setrvačných sil druhého řádu. Nevyvážené jsou momenty odstředivých sil, momenty posuvných setrvačných sil prvního řádu a posuvná setrvačná síla druhého řádu. Pro nevyvážené momenty odstředivých sil a setrvačné momenty posuvných sil prvního řádu jsem navrhl vyvážení.

Ve čtvrté části jsem uvedl výpočet vlastního a torzního kmitání. Z tvaru kmitání první vlastní frekvence je patrné, že při použití hmotného setrvačníku leží uzel v těsné blízkosti setrvačníku. To značí torzní namáhání pro druhý ojniční čep nebo jeho blízké okolí. Z určení rezonančních otáček první vlastní frekvence jsem určil torzní výchylky. Pro motor, který bude využíván do 6000 ot/min jsou výchylky malé a neznamenají přílišné torzní zatížení, i když je patrná značná nerovnoměrnost torzního momentu při vyšších otáčkách. Přídavné torzní napětí je malé a není potřeba tlumiče torzních kmitů.

V páté části jsem provedl kontrolní pevnostní analýzu napjatosti. Podle zjištěných napětí jsem provedl kontrolu bezpečnosti vůči únavovému namáhání v místě největší koncentrace napětí. Jako místo s největší koncentrací napětí se ukázal přechod z prvního ramene klikového hřídele na první ojniční čep. Zjištěná bezpečnost lokálního napětí je dostatečná i bez zakalení radiusů. Při zakalení radiusů má bezpečnost vůči únavovému namáhání v nejvíce kritickém místě hodnotu $k_{kal} = 2,712$. Tato hodnota bezpečnosti je dostatečná a nemělo by dojít k únavovému lomu během životnosti klikového hřídele.

V šesté kapitole uvádím možnosti vlastní realizace klikového hřídele pro plochý dvouválcový motor. Jako největší změnu vidím oproti klasickým KH použití valivých ložisek. Pro potřeby takto uloženého klikového hřídele jsem navrhnul mazání ojničních ložisek pomocí upravených axiálních ložisek. Pro olejovou cestu v KH jsem zjistil napětí v mazacích kanálcích. Toto napětí není nijak vysoké ani při použití vyosení odlehčení ojničních čepů. Další změnou oproti klasickým KH je odběr výkonu z hřídele kvůli celistvým valivým ložiskům na hlavních čepch. Odběr výkonu jsem řešil obdobně jako u leteckých motorů, drážkovanou přírubou pro připojení setrvačníku.

V nejbližší době se jistě setkáme s maloobjemovými motory pro městská vozidla. Tříválcové a dvouválcové motory ale budou spíše podle zažitých zvyklostí řadové než ploché. Důvodem jsou nevýhody spojené s plochým motorem, například malá kompaktnost motoru, vyšší náklady na výrobu a další.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] JAN Z., ŽDÁNSKÝ B. *Automobily 3 Motory*. Avid s.r.o., První vydání, Brno, 2000. ISBN 16 916/2001 - 23.
- [2] *Alfa Romeo historie* [online]. 2008, poslední revize 07.12.2011 [cit. 2012-01-17]. Dostupné z: <http://www.carsfromitaly.net>
- [3] *Honda GL1800 Goldwing engine sketech* [online]. 2011, poslední revize 18.01.2012 [cit. 2012-01-18]. Dostupné z: http://www.motorcyclistonline.com/escape/motorcycles/122_0102_honda_gl1800_gold_wing_icon/photo_05.html
- [4] *Étienne Lenoir* [online]. 2012, poslední revize 28.04.2012 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/%C3%89tienne_Lenoir
- [5] *Otto Engine* [online]. 2012, poslední revize 15.05.2012 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Otto_engine
- [6] *Flat engine* [online]. 2012, poslední revize 09.05.2012 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Flat_engine
- [7] *Diesel engine* [online]. 2012, poslední revize 21.05.2012 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Diesel_engine
- [8] *Porsche* [online]. 2012, poslední revize 05.05.2012 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Porsche>
- [9] *Doba temna pro Porsche 911* [online]. 2010, poslední revize 18.01.2012 [cit. 2012-01-18]. Dostupné z: <http://www.butzi.cz/porsche/clanky/historie/doba-temna-pro-porsche-911.html>
- [10] *O Porsche* [online]. 2011, poslední revize 18.01.2012 [cit. 2012-01-18]. Dostupné z: <http://auto.porsche.cz/o-porsche>
- [11] *Porsche 356 parts and accessories* [online]. 2011, poslední revize 18.01.2012 [cit. 2012-01-18]. Dostupné z: <http://www.autoatlanta.com>
- [12] *Statistiky registrací 2004 – 2008* [online]. 2012, poslední revize 26.03.2012 [cit. 2012-03-26]. Dostupné z: <http://portal.sda-cia.cz/statr/2011-12.podilOAc.CZ.html>
- [13] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Naše vojsko, První vydání, Praha, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [14] LEINVEBER J., VÁVRA P., *Strojnické tabulky*. Albra, Čtvrté doplněné vydání, Úvaly, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7
- [15] DRÁPAL, L. *Hnací ústrojí šestiválcového leteckého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 69 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.



- [16] *Historie* [online]. 2012, poslední revize 18.05.2012 [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: www.subaru.cz
- [17] *Technika: boxer Subaru* [online]. 2012, poslední revize 18.05.2012 [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: http://subarufanclub.cz/wiki/_detail/technika/diesel_boxer_1280.jpg?id=technika%3Aboxer_diesel
- [18] MUSU B. *Alfa Romeo flat 4* [online]. 2012, poslední revize 16.04.2012 [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: <http://indesignutopia.blogspot.com/2008/05/alfa-romeo-flat-4-rudolf-hruska.html>
- [19] FLORIA P., *A quick look at the beginning of the Honda Gold Wing* [online]. 2010, poslední revize 16.10.2010 [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: http://bikerenews.com/Stories_Archives/Article_1206012.html
- [20] *The Lancia Gamma – a pocket guide* [online]. 2011, poslední revize 20.01.2011 [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://www.gammaconsortium.com/htmlfr/gamma003.htm>
- [21] *Honda Gold Wing page* [online]. 2012, poslední revize 24.03.2012 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://www.goldwingworld.com/pages/gl1000engine.htm>
- [22] *BMW GS forum* [online]. 2012, poslední revize 21.05.2012 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://www.bmwgs.cz>
- [23] *Historie značky BMW* [online]. 2012, poslední revize 21.05.2012 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://www.motorkari.cz/moto-znacka-historie/?znacka=bmw>
- [24] *30 Years of the BMW GS* [online]. 2012, poslední revize 21.05.2012 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://www.webbikeworld.com/BMW-motorcycles/history-of-the-bmw-gs-series>
- [25] JOSEFÍKOVÁ K., *Návrh klikového mechanismu leteckého vznětového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 126 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [26] NOVOTNÝ P., *Řešení únavové životnosti součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 46 s.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$ H/$	$[Nm]$	absolutní hodnoty Fourierovy analýzy
$ xx_1 $	$[Pa]$	vzdálenost gradientu napětí
4WD	$[-]$	pohon všech kol (four wheel drive)
a	$[ms^{-2}]$	zrychlení
a_1	$[ms^{-2}]$	první harmonická složka zrychlení pístu
a_{1q}	$[-]$	poměr momentů k amplitudě
a_2	$[ms^{-2}]$	druhá harmonická složka zrychlení pístu
a_{2q}	$[-]$	poměr momentů k amplitudě
a_{3q}	$[-]$	poměr momentů k amplitudě
a_i	$[ms^{-2}]$	okamžité zrychlení pístu
$a_{oc} (a_{oc})$	$[ms^{-2}]$	dostředivé zrychlení ojničního čepu
a_{p0}	$[ms^{-2}]$	maximální zrychlení pístu
$a_{pč}$	$[ms^{-2}]$	zrychlení pístu
A_t	$[-]$	matice
b	$[m]$	vzdálenost pístního čepu od osy rotace KH
b_{od}	$[m]$	vzdálenost působení odstředivých sil
b_{vz}	$[m]$	vzdálenost působení vyvažovacích sil
c	$[m]$	ložisková vůle
c_1	$[Nmrad^{-1}]$	torzní tuhost přední části hřídele
c_2	$[Nmrad^{-1}]$	torzní tuhost střední části hřídele
c_3	$[Nmrad^{-1}]$	torzní tuhost zadní části hřídele
CAD	$[-]$	computer aided design
C_c	$[-]$	matice tuhostí
D	$[m]$	průměr čepu
D_{hc}	$[m]$	průměr hlavního čepu
d_{hc}	$[m]$	průměr otvoru v hlavním čepu
D_{oc}	$[m]$	průměr ojničního čepu
d_{oc}	$[m]$	průměr odlehčení ojničního čepu
DOHC	$[-]$	typ ventilového rozvodu (double over head camshaft)
D_{red}	$[m]$	redukovaný průměr čepu
D_s	$[m]$	průměr modulové kružnice



DU	[-]	dolní úvrat'
d_{vz}	[m]	průměr zkušební vzorku
E	[Pa]	modul pružnosti v tahu
e	[m]	vyosení odlehčení ojnicního čepu
E_k	[Nm]	kinetická energie
F	[N]	síla
F_1	[N]	síla zatěžující zub
F_{1max}	[Pa]	maximálně možná síla
F_c	[N]	celková síla přenášená na pístní čep
F_{cp}	[N]	síla přenášená ojnicním čepem
f_G	[-]	korekční součinitel
F_{mv}	[N]	odstředivá síla vývažků
F_{od}	[N]	odstředivá síla
F_{od1}	[N]	odstředivá síla prvního válce
F_{od2}	[N]	odstředivá síla druhého válce
F_{odoj}	[N]	odstředivá síla rotační části ojnice
F_{oj}	[N]	síla přenášená ojnicí
F_p	[N]	síla od tlaků plynů
F_r	[N]	radiální síla
F_{s1I}	[N]	posuvná setrvačná síla prvního řádu
F_{s1I}	[N]	první řád posuvné setrvačné síly prvního válce
F_{s1II}	[N]	posuvná setrvačná síla druhého řádu
F_{s1III}	[N]	druhý řád posuvné setrvačné síly prvního válce
F_{s1IV}	[N]	posuvná setrvačná síla čtvrtého řádu
F_{s1IV}	[N]	posuvná setrvačná síla prvního válce čtvrtého řádu
F_{s2I}	[N]	první řád posuvné setrvačné síly druhého válce
F_{s2II}	[N]	druhý řád posuvné setrvačné síly druhého válce
F_{s2IV}	[N]	posuvná setrvačná síla druhého válce čtvrtého řádu
F_{sII}	[N]	součet posuvných setrvačných sil druhého řádu
F_{sp}	[N]	setrvačná síla
F_t	[N]	tangenciální síla
F_{v1}	[N]	vyvažovací síla
G	[Pa]	modul pružnosti ve smyku



GT	[-]	kategorie cestovních vozů (grand turismo)
H	[Nm]	Fourierova analýza točivého momentu
h	[m]	modul ozubení
HU	[-]	horní úvrat'
i	[-]	krok funkce
I	[m ² kg]	moment setrvačnosti
I ₁	[m ² kg]	moment setrvačnosti předního konce hřídele
I ₂	[m ² kg]	moment setrvačnosti prvního válce
I ₃	[m ² kg]	moment setrvačnosti druhého válce
I ₄	[m ² kg]	moment setrvačnosti zadního konce hřídele
I _m (H)	[Nm]	imaginární část Fourierovy analýzy
I _p	[m ⁴]	polární moment setrvačnosti hlavního čepu
I _{tranr}	[m ² kg]	moment setrvačnosti posuvných hmotností
i _v	[-]	počet válců
j	[-]	imaginární člen
K	[N/m]	tlumící odpory
k	[-]	součinitel bezpečnosti
k _c	[N/m]	tuhost uložení
KH	[-]	klikový hřídel
k _h	[-]	počet harmonických složek
k _{kal}	[-]	součinitel bezpečnosti po kalení
l	[m]	délka ojnice
l _{dr}	[m]	délka drážkování
l _{hc1}	[m]	délka prvního hlavního čepu
l _{ojc}	[m]	délka ojnicního čepu
l _{pk}	[m]	délka předního konce hřídele
l _r	[m]	délka ramene
l _{red}	[m]	redukováná délka
l _{rGpc}	[m]	redukováná délka přední části hřídele podle Geigera
l _{rGr2}	[m]	redukováná délka zadní části hřídele podle Geigera
l _{rGsc}	[m]	redukováná délka střední části hřídele podle Geigera
l _{rpk}	[m]	redukováná délka předního konce hřídele
m	[kg]	hmotnost



M_{1kl}	[Nm]	kladný torzní moment pro první část redukovaného KH
M_{1za}	[Nm]	záporný torzní moment pro přední část redukovaného KH
M_{2kl}	[Nm]	kladný torzní moment pro střední část redukovaného KH
M_{2za}	[Nm]	záporný torzní moment pro střední část redukovaného KH
M_{3kl}	[Nm]	kladný torzní moment pro zadní část redukovaného KH
M_{3za}	[Nm]	záporný torzní moment pro zadní část redukovaného KH
M_{FsI}	[Nm]	moment posuvných setrvačných sil prvního řádu
M_{FsI1}	[Nm]	moment posuvných setrvačných sil prvního řádu prvního válce
M_{FsI2}	[Nm]	moment posuvných setrvačných sil prvního řádu druhého válce
M_{FsII}	[Nm]	moment posuvných setrvačných sil druhého řádu
M_{FsII1}	[Nm]	moment posuvných setrvačných sil druhého řádu prvního válce
M_{FsII2}	[Nm]	moment posuvných setrvačných sil druhého řádu druhého válce
m_k	[kg]	redukováná hmotnost ramene
M_k	[Nm]	točivý moment
M_{kl}	[Nm]	klopný moment
M_{kmax}	[Nm]	maximálně možný přenositelný moment
M_m	[-]	matice momentů
M_{od1}	[Nm]	moment odstředivých sil prvního válce
M_{od2}	[Nm]	moment odstředivých sil druhého válce
m_{op}	[kg]	posuvná hmotnost ojnice
m_{or}	[kg]	rotační hmotnost ojnice
m_p	[kg]	redukováná hmotnost do horního oka ojnice
m_{pist}	[kg]	hmotnost pístitní skupiny
m_r	[kg]	redukováná hmotnost do dolního oka ojnice
M_{sr}	[Nm]	moment odstředivých sil
M_{sr1}	[Nm]	moment odstředivých sil prvního válce
M_{sr2}	[Nm]	moment odstředivých sil druhého válce
M_{torz}	[Nm]	torzní moment
M_v	[Nm]	moment vývažků
n	[-]	počet prvků
N	[Hz]	vlastní frekvence
$N1$	[Hz]	první vlastní frekvence



N_p	[N]	normálová síla působící na píst
n_p	[-]	hodnota diskrétního vzorku
n_{rez1}	[min ⁻¹]	rezonanční otáčky 1. tvaru kmitání
n_{rez2}	[min ⁻¹]	rezonanční otáčky 2. tvaru kmitání
n_{rez3}	[min ⁻¹]	rezonanční otáčky 3. tvaru kmitání
N_{zad}	[ms ⁻¹]	zadané otáčky pro maximální výkon
Obr.	[-]	obrázek
OHV	[-]	typ ventilového rozvodu (over head valve)
ot_{s4}	[min ⁻¹]	otáčky ze souboru
ot_{s5}	[min-1]	otáčky ze souboru
ot_{s6}	[min-1]	otáčky ze souboru
p	[Pa]	tlak plynů
P_{atm}	[Pa]	atmosférický tlak
pD	[Pa]	dovolený tlak na zub
q	[-]	z obecněná souřadnice str. 53
r	[mm]	poloměr kliky
R_{co}	[Pa]	mez kluzu v ohybu
R_e	[Pa]	mez kluzu v tahu
$R_e(H)$	[Nm]	reálná část Fourierovy analýzy
R_{es}	[Pa]	mez kluzu v krutu
R_m	[Pa]	mez pevnosti
s	[m]	okamžitá dráha pístu
$s1$	[m]	první harmonická složka dráhy pístu
$s2$	[m]	druhá harmonická složka dráhy pístu
SOHC	[-]	typ ventilového rozvodu (singl over head camshaft)
S_p	[m ²]	plocha pístu
T	[s]	doba kmitu
Tab.	[-]	tabulka
T_{KH}	[-]	těžiště klikového hřídele
v	[ms ⁻¹]	okamžitá rychlost pístu
v	[-]	počet válců
v_1	[ms ⁻¹]	první harmonická složka okamžité rychlosti
v_2	[ms ⁻¹]	druhá harmonická složka okamžité rychlosti



VH	[-]	vačkový hřídel
$v_{o\check{c}}$ (v_{oc})	$[ms^{-1}]$	obvodová rychlost ojničního čepu
$v_{p\check{c}}$	$[ms^{-1}]$	rychlost pístu
v_{pmax}	$[ms^{-1}]$	maximální rychlost pístu
v_{ps}	$[ms^{-1}]$	střední rychlost pístu
VW	[-]	VolksWagen
v_{σ}	[-]	součinitel stavu povrchu
$W_{m0,2}$	[-]	amplituda části KH
$W_{mq,2}$	[-]	amplituda části KH
Z	[m]	zdvih pístu
z	[-]	počet zubů
α	$[\circ]$	úhel natočení klikového hřídele
β	$[\circ]$	úhel odklonu ojnice
$\beta I\alpha$	[-]	součinitel tvaru
ε_1	[-]	vydatnost rezonance pro řady 0,5 0,5+1 až 19,5
$\varepsilon_{\Omega 1}$	[-]	vydatnost rezonancí pro první vlastní frekvenci
η_{σ}	[-]	součinitel vlivu velikosti součásti
ι	[-]	koeficient k poměru šířky ramene k průměru hlavního čepu
κ	[-]	motorový řád (řád harmonické složky)
λ	[-]	klikový poměr
μ	[-]	Poissonovo číslo
ν	$[\circ]$	rozestupy zážehů
ξ	$[Nmsecrad^{-1}]$	velikost tlumících odporů
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ_1	[Pa]	napětí
σ_3	[Pa]	napětí
σ_c	[Pa]	mez únavy pro tah - tlak
σ_{co}	[Pa]	mez únavy pro ohyb
σ_{e_amp}	[Pa]	amplituda ekvivalentního napětí
σ_{e_max}	[Pa]	maximální ekvivalentní napětí
σ_{e_min}	[Pa]	minimální ekvivalentní napětí
σ_{e_st}	[Pa]	střední ekvivalentní napětí



σ_{ex}	[Pa]	napětí na povrchu součásti
σ_{ex1}	[Pa]	napětí v materiálu
σ_{vm}	[Pa]	ekvivalentní napětí podle podmínky von Mises
τ_{ck}	[Pa]	mez únavy pro krut
φ	[°]	interval zážehů
$\varphi_{\Omega 1}$	[rad]	torzní výchylky pro první vlastní frekvenci na volném konci hřídele
$\varphi_{\Omega 14}$	[rad]	výchylka na volném konci hřídele při podrezonančních otáčkách motorového řádu 12 první vlastní frekvence
χ_R	[-]	gradient napětí
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
Ω_0	[s ⁻¹]	vlastní frekvence
Ω_{02}	[Hz]	vlastní frekvence



SEZNAM PŘÍLOH

1 Kinematika klikového mechanismu a teoretický výkon

2 Síly a momenty v klikovém mechanismu

3 Torzní kmitání klikového mechanismu

4 Kontrolní pevnostní výpočet analýzy klikového hřídele

5 Jemné drážkování

Výkres klikového hřídele