



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

VÝPOČET ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ

FATIGUE LIFE OF CRANKSHAFT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

DAVID WOLF

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. JAN VOPAŘIL

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): David Wolf

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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

Výpočet únavové životnosti klikových hřídelí

v anglickém jazyce:

Fatigue life of crankshaft

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Popsat v širším kontextu problematiku namáhání klikových hřídelí spalovacích motorů a definovat jeho dopady ovlivňující její návrh z hlediska únavové životnosti. Provést rešerši moderních způsobů eliminace únavových poškození a predikovat další možný vývoj v této oblasti.

Cíle bakalářské práce:

1. Popis namáhání klikových hřídelí spalovacích motorů.
2. Popis vlivu tvaru klikové hřídele na její odolnost vůči únavovému poškození.
3. Přehled moderních trendů v eliminaci únavových poškození klikových hřídelí.

Seznam odborné literatury:

- [1] KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů ii. Vyd. 1. Praha: SNTL, 1983. 483 s.
- [2] KOLEKTIV VÚNM A ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1. Díl. Vyd. 2. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, n.p., 1962. L123-b3-iv-41/2490
- [3] ERJAVEC, J. Automotive technology: a systems approach. Vyd. 4. New york: Thomson Delman Learning, 2005. 1401 s. Isbn 1-4018-4831-1.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jan Vopařil

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 19.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Tato práce je zaměřena na klikovou hřídel jakožto jednu z nejdůležitějších dynamicky namáhaných částí spalovacích motorů. Na začátku v širším kontextu popisuje, jakým způsobem je kliková hřídel spalovacích motorů namáhána. Dále se pak zabývá jednotlivými částmi klikové hřídele, které ovlivňují její návrh z hlediska únavové životnosti. A v poslední části jsou popsány způsoby, jakými lze eliminovat poškození způsobené cyklickým zatěžováním a moderní metody predikce únavové životnosti klikových hřídelí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kliková hřídel, únavová životnost, únavová trhlina, cyklické zatěžování, mez únavy

ABSTRACT

This thesis is focused on the crankshaft as one of the most dynamically stressed component of internal combustion engines. At the beginning describes in the wider context how is the crankshaft of internal combustion engines strained. Then it considers individual parts of crankshaft, which are affecting its construction in terms of fatigue life. And in the last section describes the different ways to eliminate the damage caused by cyclic loading and modern methods of fatigue life prediction of crankshafts.

KEYWORDS

Crankshaft, fatigue life, fatigue crack, cyclic loading, fatigue limit



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

WOLF, D. *Výpočet únavové životnosti klikových hřídelí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 48 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Vopařil.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 28. května 2014

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych velice rád poděkoval panu Ing. Janu Vopařilovi za cenné rady a odborné vedení mé bakalářské práce. Velké poděkování patří také mým rodičům za podporu při studiu.



OBSAH

Úvod	10
1 Popis namáhání klikových hřídelí spalovacích motorů	11
1.1 Namáhání způsobené silami od tlaků plynů	11
1.1.1 Namáhání klikového čepu silami od tlaku plynů	12
1.1.2 Namáhání hlavního čepu silami od tlaku plynů	13
1.1.3 Namáhání ramen kliky silami od tlaku plynů	14
1.2 Namáhání způsobené setrvačnými účinky	14
1.2.1 Volné setrvačné síly otáčejících se a posouvajících hmot	15
1.2.2 Příčné setrvačné momenty otáčejících se a posuvných hmot	16
1.2.3 Podélné setrvačné momenty otáčejících se a posuvných hmot	16
1.3 Namáhání způsobené kmitáním	17
1.3.1 Kroutivé (torzní) kmity klikových hřídelí	17
1.3.2 Ohybové kmitání klikových hřídelí	18
1.3.3 Osově kmitání klikových hřídelí	19
1.4 Namáhání způsobené deformacemi a výrobními nepřesnostmi	19
1.4.1 Deformace způsobené reakcí od ložisek	20
1.4.2 Deformace způsobené výrobními nepřesnostmi	20
2 Popis vlivu tvaru kritických míst klikové hřídele a jejich odolnosti vůči únavovému poškození	22
2.1 Vliv tvaru ramen a čepů	22
2.2 Vliv tvaru osazení čepů a přechodu čepů do ramena	23
2.3 Vliv tvaru mazacího otvoru	25
2.4 Vliv tvaru odlehčovacích otvorů	26
3 metody konečného zpracování pro zvýšení únavové životnosti klikových hřídelí	27
3.1 Zvýšení únavové životnosti klikových hřídelí vytvořením napětí v povrchové vrstvě	27
3.1.1 Zvýšení únavové životnosti válečkováním	27
3.1.2 Zvýšení únavové životnosti kuličkováním	28
3.2 Zvýšení únavové životnosti klikových hřídelí chemicko-tepelným zpracováním	29
3.2.1 Zvýšení únavové životnosti zušlechťováním	29
3.2.2 Zvýšení únavové životnosti klikových hřídelí nitridováním	30
3.3 Zvýšení únavové životnosti klikových hřídelí dokončovacími operacemi	31
4 Analytické určení meze únavy a bezpečnosti v únavě klikových hřídelí	32
4.1 Mez únavy klikových hřídelí (tvarová pevnost)	32
4.1.1 Vliv tvaru klikové hřídele na mez únavy	33



4.1.2	Vliv velikosti klikové hřídele na mez únavy	34
4.1.3	Vliv materiálu klikové hřídele na mez únavy.....	34
4.1.4	Vliv zpracování materiálu na mez únavy klikové hřídele	35
4.2	Výpočet bezpečnosti v únavě klikových hřídelí	35
4.2.1	Určení bezpečnosti v únavě ze Smithova diagramu	35
4.2.2	Výpočet dílčí míry bezpečnosti v únavě	37
4.2.3	Výpočet celkové bezpečnosti v únavě.....	37
5	moderní metody řešení únavové životnosti klikových hřídelí.....	38
5.1	Predikce únavové životnosti KH pomocí metody konečných prvků (Finite Element Method)	38
5.1.1	Dynamická analýza zatížení KH	39
5.1.2	Pevnostní analýza KH pomocí metody konečných prvků.....	40
5.1.3	Vyhodnocení únavové životnosti KH pomocí metody konečných prvků.....	41
5.2	Predikce únavové životnosti metodou kritické roviny řezu (method of critical cutting plane).....	42
5.2.1	Modely kritické roviny řezu pro hodnocení únavy	43
5.2.2	Zjištění kritické roviny řezu a vyhodnocení únavy	43
	Závěr.....	44
	Seznam použitých zkratk a symbolů	47



ÚVOD

V dnešní době při vývoji nových spalovacích motorů stále rostou požadavky na vyšší výkony spolu s nízkou spotřebou paliva a s tím spojenou nízkou hmotností jednotlivých částí pohonné jednotky. To vše má ovšem za následek mnohem vyšší nároky na vývoj nových konstrukčních materiálů a návrh nových konstrukčních řešení těchto součástí. Důležitou oblastí, která hraje velkou roli ve vývoji nových materiálů a konstrukčních řešení je odvětví sportovních automobilů a motocyklů. Vývojáři sportovních vozů se již v minulosti nemalou měrou zasloužili o vylepšení samotné konstrukce spalovacího motoru, či vývoj nového konstrukčního materiálu, což mělo za následek zvýšení jeho účinnosti.

Kliková hřídel (dále už jen „KH“) je jedna z nejdůležitějších a nejvíce dynamicky namáhaných částí spalovacího motoru. Z těchto důvodů je proto nutno při vývoji KH klást velký důraz na posuzování hned z několika hledisek se zohledněním velikosti, hmotnosti, vyvažování, konstrukčního uspořádání, mazání a způsobu výroby samotné hřídele. Tato hlediska mají ovšem hned na počátku společného jmenovatele a tím jsou základní parametry dané pohonné jednotky, jako je počet válců, otáčky, kompresní poměr a v neposlední řadě výkon motoru.

Cílem práce je umožnit náhled do problematiky výpočtu a návrhu klikové hřídele z hlediska únavové životnosti, která je pro její návrh klíčová. Pro pochopení úlohy KH ve spalovacím motoru bude na začátku vysvětleno, jakými silami a silovými momenty je namáhána, jak tyto síly a momenty vznikají, a jak se při jejím provozu na venek projeví. Při řešení únavové životnosti KH se musíme vždy zaměřit na její kritická místa, kde jsou největší koncentrace napětí, a kde se únava materiálu projeví nejdříve. Těmito kritickými místy se bude práce zabývat z hlediska konstrukčního, technologického a také výpočtového za pomoci analytických vzorců, nebo výpočtových softwarů.



1 POPIS NAMÁHÁNÍ KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ SPALOVACÍCH MOTORŮ

Úlohou Klikové hřídele spalovacích, pístových motorů je kinematický převod přímočarého vratného pohybu pístu současně s kývavým pohybem ojnice na pohyb rotační. Hlavním silovým účinkem, jímž je KH namáhána je silové působení od tlaku plynů. Toto silové působení je vyvozeno výbuchem směsi paliva a vzduchu ve válci motoru a je dále převáděno přes pístní čep a ojnici na klikové čepy klikové hřídele. Odtud je potom toto silové působení danou kinematikou pohybu převedeno na setrvačnick a spojku a daným hnacím ústrojím potom na samotná kola vozu.

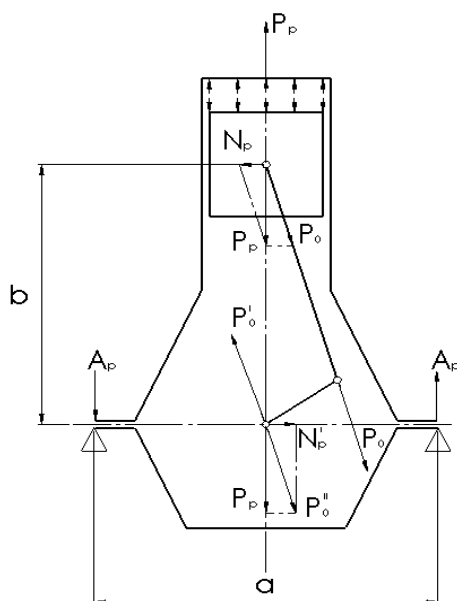
Jak již bylo zmíněno, tak KH je zatěžována především prostorovým namáháním soustavy sil vyvozené od tlaku plynů. Jelikož se ovšem některé mechanické části klikového ústrojí pístových, spalovacích motorů pohybují přímočaře vratně, je KH namáhána také setrvačnými silami. Všechny tyto silové účinky jsou časově proměnné jak z hlediska velikosti, tak z hlediska směru silového působení. To je potom důvod vzniku pružných kmitů, kterých může být hned několik typů rozdělených dle působení, nebo způsobu, jakým KH namáhají.

Při konstrukci KH tedy musíme zajistit dostatečnou tuhost vůči ohybovému a kroticímu zatížení, pevnost vůči zatěžování jak staticky, tak cyklicky působících sil, odolnost vůči opotřebení čepů a ložisek a v neposlední řadě také vysokou únavovou pevnost.

1.1 NAMÁHÁNÍ ZPŮSOBENÉ SILAMI OD TLAKŮ PLYNŮ

Na pístový spalovací motor resp. na KH působí síly vnitřní (primární) a síly vnější (sekundární) někdy označované jako síly volné. Primární síly vznikají od tlaku plynů ve válci motoru a působí vždy ve dvojici s navzájem opačným směrem působení, kde druhá ze sil je reakcí té první. Tyto síly se kromě vzniklého klopného momentu od normálového tlaku pístu na válec navenek nijak neprojeví, protože jsou zachyceny rámem motoru.

Na obr. 1 je zobrazeno působení P_p , což je síla od tlaku plynů, která působí na hlavu válce a zároveň na píst. Tato síla je pak v místě pístního čepu rozložena na hlavní silové působení označené jako P_o a na složku normálovou N_p . Nás bude hlavně zajímat právě silové působení P_p , které je prostřednictvím ojnice v celé velikosti přeneseno na ojnicí čep. Za předpokladu, že síly P_o' a P_o'' budou stejně velké, opačného působení udává nám dvojice působení P_o' a P_o užitečný kroticí moment. Zbylá síla P_o'' potom zatěžuje ložisko na hlavním klikovém čepu.

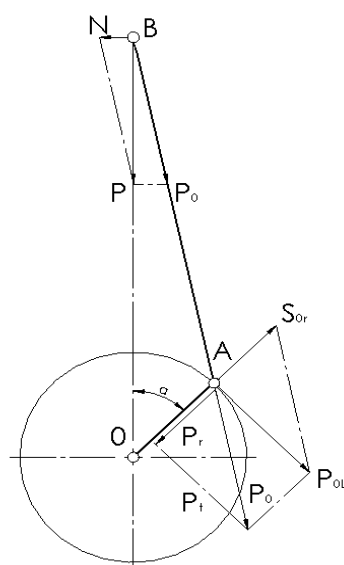


Obr. 1 Síly od tlaku plynů působící na klikový mechanismus, upraveno [6]

Pokud tuto zatěžující sílu dále rozložíme na složku normálovou N_p' a složku P_p' , která se vyruší se silou P_p od tlaku plynů, zjistíme, že blokem motoru se nepřenáší žádné zatížení. Normálová síla N_p' spolu se silou N_p pak tvoří klopný moment, stejně velký ale opačného působení jako je užitečný krouticí moment.

1.1.1 NAMÁHÁNÍ KLIKOVÉHO ČEPU SILAMI OD TLAKU PLYNŮ

Jak již bylo zmíněno v předchozí podkapitole, síla která namáhá píst od tlaku plynů ve válci motoru, se rozkládá na dvě složky, z nichž hlavní ojnicí síla označená jako P_o se přes ojnicí přenáší na klikový čep a vytváří tak krouticí moment. Druhá složka je složka normálová, která má směr kolmý k ose válce.



Obr. 2 Síly působící na klikový čep, upraveno [2]

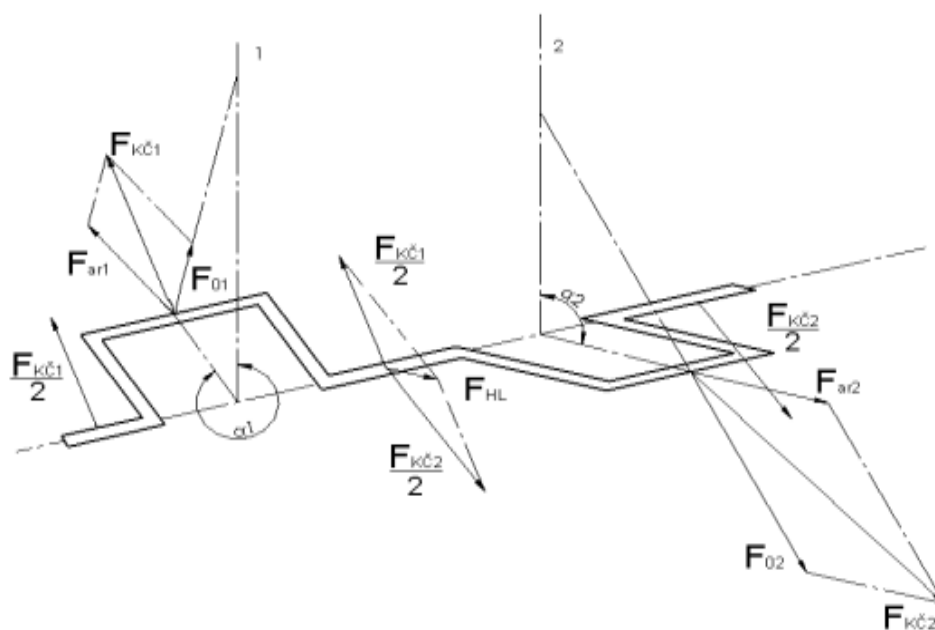


Krouticí moment tedy udává síla P_o na rameni h , která je ovšem proměnlivá v rámci otáčky. Z tohoto důvodu počítáme s celkovým ramenem kliky r , které je v rámci otáčky neměnné. Pokud ovšem použijeme toto „zjednodušené“ rameno ve výpočtu, musíme také sílu P_o rozložit na sílu tangenciální P_t , která na hřídeli vyvozuje krouticí moment daný součinem $P_t \cdot r$ a na sílu radiální P_r , která zatěžuje ojnicní ložisko. [2, 4]

1.1.2 NAMÁHÁNÍ HLAVNÍHO ČEPU SILAMI OD TLAKU PLYNŮ

Síly od tlaku plynů zatěžující KH namáhají hlavní čep převážně na otlačení, ale i na krut a ohyb. Jelikož se dnes většinou používají hřídele s kratšími hlavními čepy, můžeme u výpočtu zanedbat namáhání na ohyb a pevnostní výpočet omezit na namáhání pouze krutem.

Pokud na kliku hřídele nahlížíme jako na staticky určitý nosník, můžeme uvažovat, že polovina velikosti výsledné síly $F_{KČ}$, která působí na klikový čep je přenášena na okolní hlavní ložiska KH. Můžeme tedy říci, že výsledná síla F_{HL} , která zatěžuje hlavní čep KH je dána reakcemi okolních ložisek na hlavní čep a velikostí je rovna součtu polovin výsledných sil působících na klikový čep $F_{KČ}$. [4]

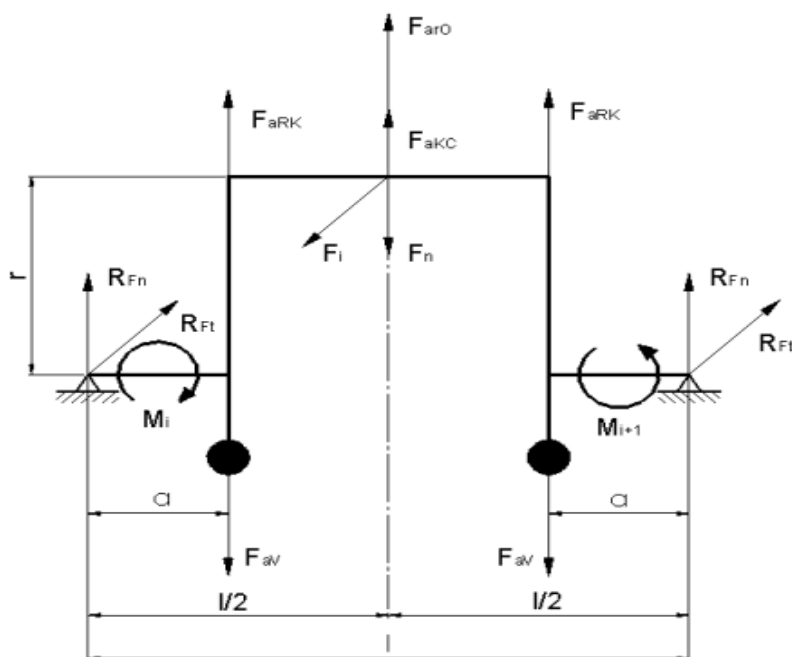


Obr. 3 Síly působící na hlavní čep, upraveno [4]



1.1.3 NAMÁHÁNÍ RAMEN KLIKY SILAMI OD TLAKU PLYNŮ

Ramena kliky hřídele jsou v rámci otáčky namáhána proměnným zatěžováním, jak již vyplývá z jejich funkce. Způsoby, jakými je rameno kliky namáháno se samozřejmě mění s natočením hřídele. Po většinu otáčky je klika namáhána ohybem, v průběhu otáčky přibývá namáhání tlakem, tahem a krutem, nebo kombinacemi zmíněných silových působení.



Obr. 4 Síly a momenty působící na klice hřídele, upraveno [4]

Velikost ohybového momentu, který na rameno kliky působí je dána silou R_{Fn} působící na rameni a . Při pootočení kliky nám právě tato síla R_{Fn} způsobuje v rameni kliky tah resp. tlak. V menší míře je pak rameno kliky namáháno krouticím momentem, který ale nehraje tak zásadní roli při návrhu ramene kliky. Dnešní KH např. eliptického tvaru mají míru bezpečnosti v krutu velice vysokou, krut tak nemá zásadní vliv na celkovou bezpečnost. [4]

1.2 NAMÁHÁNÍ ZPŮSOBENÉ SETRVAČNÝMI ÚČINKY

Zvyšování otáček spojené s vyšším výkonem a snahou o co nejlehčí konstrukci s nízkou spotřebou jsou v dnešní době hlavní směrodatné parametry, pro návrh nové pohonné jednotky. Se zvyšujícími se otáčkami ovšem rostou též síly a momenty zatěžující převážně rotační části motoru a na to je třeba brát zřetel hlavně u rychloběžných motorů, s nízkou hmotností. To je problém především u motorů s malým počtem válců, které z důvodu plynulosti chodu musí mít velký setrvačnický. Pro zvýšení komfortu a životnosti celého motoru je tedy nutné tyto účinky eliminovat a tím přispět ke klidnému chodu motoru.

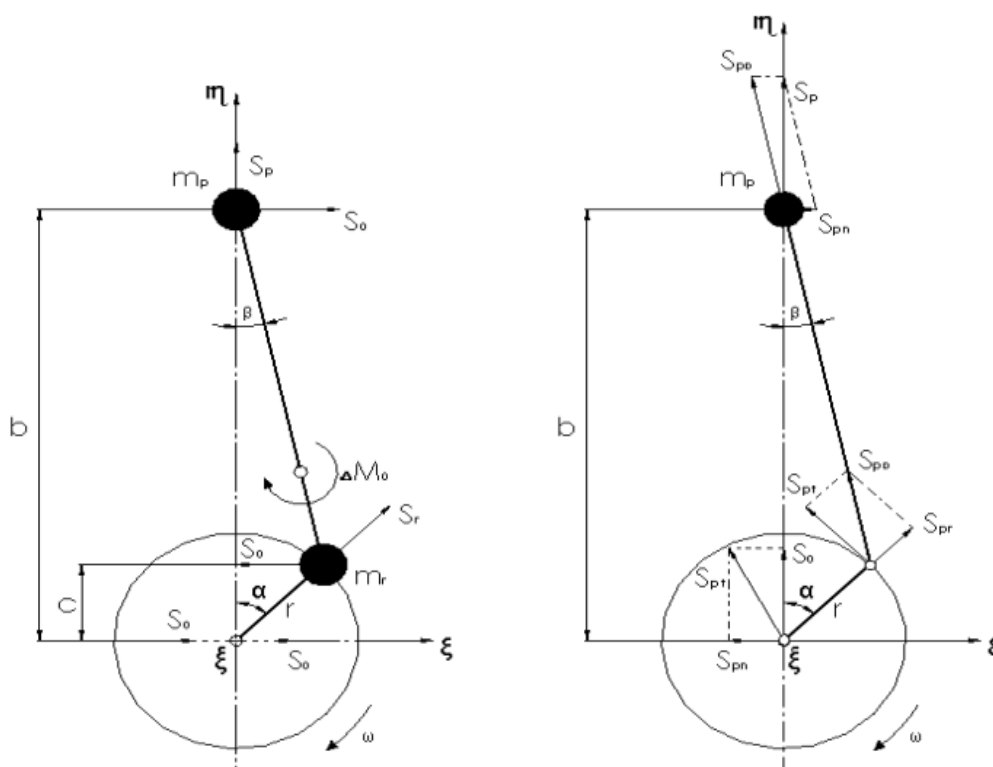
Setrvačné síly a momenty pohybujících se hmot uvnitř motoru, které nejsou nijak vnitřně vyrovnané, udávají výsledný účinek motoru, který pak lze ve finále pozorovat v podobě točících se kol vozu. Tyto vnitřní síly a momenty se označují jako nevyvážené, neboli volné a



vznikají z důvodů funkčních - vlivy pohybujícího se klikového ústrojí, nebo pak z důvodu výrobních nepřesností a deformací součástí za provozu. Tyto nepřesnosti mohou být způsobeny nehomogenitou materiálu, nebo nestejnou deformací jednotlivých součástí, za předpokladu souososti rotujících částí mechanismu. Zmírnění, nebo odstranění účinků těchto nežádoucích, volných sil a momentů se provádí konstrukčním vyvažováním klikového ústrojí při navrhování a výpočtech klikového mechanismu. Výrobní nepřesnosti a deformace klikového ústrojí ovšem dopředu nemůžeme předpovídat, a tak setrvačné účinky vyvolané těmito vlivy vyvažujeme individuálně až při výrobě na hotových součástech. Cílem vyvažování je tedy převážně odstranění chvění motoru, které by se jinak přes klikové ústrojí přenášelo na základ motoru a způsobovalo snižování životnosti jednotlivých součástí za doprovodu vibrací a hluku. [1, 2, 4]

1.2.1 VOLNÉ SETRVAČNÉ SILY OTÁČEJÍCÍCH SE A POSOUVAJÍCÍCH HMOT

Při rotaci výsledné hmoty m_r na poloměru r , která je součtem hmoty zalomení hřídele na poloměru kliky a části hmoty ojnice vzniká odstředivá síla S_r , která není nijak přirozeně vyvážena (je tedy silou volnou). Jedná se o tzv. volnou setrvačnou sílu otáčejících se hmot, která namáhá ložiska na KH.



Obr. 5 Vznik volných setrvačných sil, upraveno [2]

Tato síla v rámci otáčky KH nijak nemění svoji velikost, mění se pouze její směr a působí vždy v rovině kolmé na osu otáčení. Jelikož se jedná o sílu odstředivou, působí vždy směrem od osy otáčení a leží v rovině kliky hřídele. Další hmotou působící v klikovém mechanismu je hmota m_p , která je tvořena pístem, pístním čepem a kroužky a také posuvnou částí hmoty



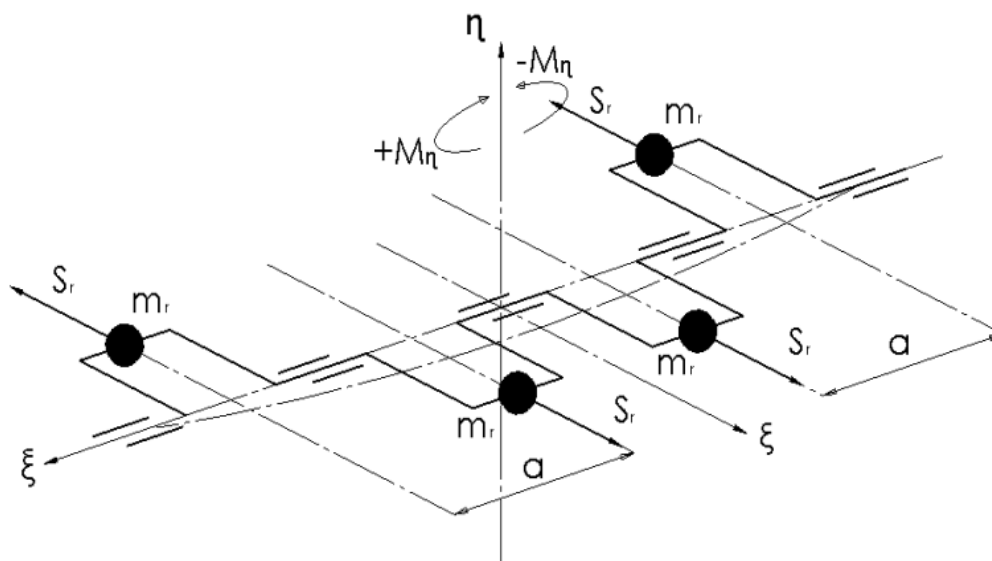
ojnice. Výsledná hmota, jejíž velikost je dána těmito součástmi tvoří sílu S_p , která taktéž není přirozeně nijak vyvážena a namáhá hřídel na střídavý tah a tlak a pootočením KH se přidává i ohyb. Nazývá se volnou setrvačnou silou posuvných hmot, jelikož její směr je dán osou přímočarého, vratného pohybu pístu. Mění se pouze její smysl a velikost v závislosti na úvratí ústrojí. [2]

1.2.2 PŘÍČNÉ SETRVAČNÉ MOMENTY OTÁČEJÍCÍCH SE A POSUVNÝCH HMOT

Setrvačné momenty vznikají na klikovém ústrojí třemi možnými způsoby. Jedním důvodem vzniku příčných setrvačných momentů je nerovnoměrné otáčení KH v rámci otáčky, které způsobuje, že na výslednou hmotu (v tomto případě kliku, ojnicní čep a ložisko a část ojnice) působí zrychlení, které ji zrychluje, resp. zpomaluje. Setrvačnost této hmoty udává na hřídeli tzv. volný příčný krouticí moment, který zásadní měrou nevstupuje do výpočtu vyvažování, protože u výpočtu uvažujeme plynulé otáčení KH. Druhým důvodem, jakým na KH vzniká příčný setrvačný moment je kývavý pohyb ojnice. Na obr. 5 je pro názornost kompenzační moment ΔM_o , který lze nahradit dvěma silami v ose pístního a klikového čepu. Pokud se síla S_o působící v ose klikového čepu posune do osy klikové hřídele, z původního kompenzačního momentu ΔM_o vzniknou dva nezávislé momenty. První z nich (volný příčný krouticí moment) na rameni c roztáčí KH, a tím ohýbá kliku hřídele. Druhý z momentů daný silou S_o na rameni b má snahu překlopit celý motor v ose KH, proto se nazývá volný příčný klopný moment. Poslední možnou příčinou vzniku těchto setrvačných momentů je normálová síla setrvačných posouvajících se hmot S_{pn} , která je složkou síly S_p (obr. 5) a na hřídeli působí volným příčným klopným momentem o velikosti daným součinem $S_{pn} b$. Druhá složka síly S_p se přenáší přes ojnici na klikový čep, kde se rozkládá na tangenciální a normálovou složku. Tato tangenciální složka S_{pt} je příčinou vzniku volného příčného krouticího momentu, jehož velikost je dána součinem $S_{pt} r$. [2]

1.2.3 PODÉLNÉ SETRVAČNÉ MOMENTY OTÁČEJÍCÍCH SE A POSUVNÝCH HMOT

Kliková ústrojí dvou a víceřadých motorů uspořádaných do V, X, H, W jsou ještě mimo příčných setrvačných momentů namáhána setrvačnými momenty podélnými. Tyto momenty leží vždy v rovině osy motoru a jsou způsobeny prostorovým rozmístěním klikových ústrojí jednotlivých řad válců. Rozlišují se dva typy podélných setrvačných momentů. Volné podélné setrvačné momenty, mají za následek klopné účinky, tedy chvění motoru a nerovnoměrný chod. Tyto setrvačné momenty se u tzv. zrcadlově uspořádaných motorů tj. souměrných podle všech tří os navenek nijak neprojevují, protože se navzájem vyruší. Přestože se u těchto motorů osově souměrné síly S_r vyruší, způsobují na hřídeli průhyb a namáhají hlavní ložiska KH, popř. blok motoru. Tyto momenty se nazývají vnitřní podélné momenty otáčečích se a posuvných hmot. [2]



Obr. 6 Vznik vnitřních podélných setrvačných momentů, upraveno [2]

1.3 NAMÁHÁNÍ ZPŮSOBENÉ KMITÁNÍM

Jak již bylo zmíněno hned v úvodu, při vývoji dnešních spalovacích motorů rostou nároky na výkon a tím způsobené vysoké otáčky celého hnacího ústrojí motoru. Každé zvyšování těchto parametrů motoru s sebou ovšem nese rizika, na která je třeba brát zřetel zejména při navrhování klikového mechanismu. Již v minulosti docházelo u cyklicky zatěžovaných částí motoru k poškozením, zejména pak k únavovým lomům. Dnes již víme, že tato únavová poškození zpravidla nejsou způsobena silami od tlaku plynů nebo silami setrvačnými. Příčinu hledejme v namáhání od periodického kmitání, které vzniká z důvodu určité pružnosti hřídele a bývá často několikanásobně vyšší než namáhání od užitečného zatížení motoru. Tedy čím delší a pružnější KH je, tím má větší pravděpodobnost, že bude kmitat. Zvláště nebezpečné jsou pak kmity torzní, které jsou způsobeny proměnlivostí krouticího momentu v rámci otáčky KH a projevují se nerovnoměrností chodu celého motoru.

Torzními kmity jsou pak namáhány klikové čepy na střídavý krut a ramena kliky na střídavý ohyb. Rozlišujeme tedy několik druhů kmitání, a to kmitání torzní, ohybové a podélné, které doprovází oba předchozí typy kmitání.

Naší snahou je tato nežádoucí silová působení omezit na přijatelnou míru, nebo je úplně potlačit. Provádí se tak konstrukčními úpravami, jako je např. snížení počtu válců, nebo změna jejich úhlu sevření, vyvažováním, nebo celkovou změnou uspořádání motoru.

1.3.1 KROUTIVÉ (TORZNÍ) KMITY KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ

Torzní kmitání způsobuje na KH velké množství silových působení, která pak namáhají KH mnohonásobně víc, než síly způsobené užitečným zatěžováním motoru. Proto bývá posouzení namáhání od torzního kmitání z hlediska životnosti klíčové právě při návrhu KH. Důvodem vzniku torzních kmitů je časově proměnný krouticí moment. Při torzním kmitání vzniká na



KH velmi rychle proměnlivé zkrucování, které na klikách vlivem tangenciálních sil superponuje na nakroucení.

Velice důležitým jevem, který při kmitání nastává je rezonance KH. Rezonance nastává, pokud se frekvence vnější deformační síly vyrovná s některou z frekvencí vlastního torzního kmitání. Tyto otáčky, při kterých vzniká rezonance, se nazývají otáčky kritické a při navrhování klikového mechanismu je potřeba se jim vyhnout. Pokud by v těchto otáčkách KH pracovala delší dobu, došlo by nevyhnutelně k únavovému lomu, protože právě při rezonanci se skokově zvýší namáhání v krutu KH na neúnosnou hodnotu. Při zjišťování kritických otáček je nutné využít zjednodušující soustavy, pro usnadnění výpočtu, kdy skutečnou hřídel nahradíme tzv. redukovanou hřídelí, která má shodné parametry, jak působících sil, tak hmotností. KH se nejčastěji nahrazuje rovnou hřídelí o průměru, který má skutečná hřídel v místě hlavních ložisek. Pro tuto redukovanou soustavu pak nalezneme kritické otáčky a porovnáme je s provozními otáčkami motoru, které nesmí být v jejich blízkosti.

Kritické místo na hřídeli, tedy místo, kde je KH nejvíce torzně namáhána a má tedy v tomto místě největší natočení průřezu je ve většině případů v blízkosti uzlů. Pokud k torznímu namáhání kmity uvažujeme ještě zatížení od užitečného krouticího momentu, které je největší zpravidla uprostřed hřídele. Tím pádem se nám celkové výsledné namáhání hřídele posune někde mezi první a druhé zalomení KH.

Namáhání od torzního kmitání může a téměř zpravidla bývá největší právě v uzlových bodech. Kontrolní výpočet ovšem se provádí i v místech s nejmenším průřezem, který bývá nejčastěji v posledním zalomení u setrvačnicku. V tomto místě je velikost napětí v krutu závislé na pevnosti v únavě ve střídavém krutu KH. Výpočty mimo rezonanční oblasti se zpravidla nepočítají, protože vždy vyjdou menší než v oblasti kritických otáček.

Torzní kmity jsou tedy zvláště nebezpečné, pokud se s otáčkami motoru přiblížíme otáčkám kritickým. Naši snahou je torzní kmitání eliminovat na minimum, nebo jej úplně potlačit. Provádí se tak pomocí tlumičů torzních kmitů např. třecích hydraulických tlumičů, jako je silikonový tlumič nebo pomocí pružných spojek. [1, 2, 4]

1.3.2 OHYBOVÉ KMITÁNÍ KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ

Kontrola KH na namáhání od ohybového kmitání je důležitá při návrhu každého spalovacího motoru. Na významu pak zvláště nabývá, pokud je hmotnost setrvačnicku vysoká a pokud je setrvačnick spojen s další hmotnou částí, např. se spojkou a není mezi nimi uložení (ložisko). Zvláště velkou pozornost je nutné věnovat motorům s malým počtem válců, které mají uzpůsobený setrvačnick tak, aby se vyrovnala nerovnoměrnost chodu motoru tím, že se zvýší jeho hmotnost.

Ohybové kmitání KH je způsobeno periodickými, pružnými deformacemi v ohybu, které se mění s časem a je vždy spojeno namáháním na krut. S rostoucími otáčkami motoru se zvyšují též setrvačné síly a jejich momenty. Působící momenty setrvačných sil mají tendenci s ohybem vzniklým kmitáním „hýbat“ a to ho přímo zvětšovat, nebo se snaží hřídel napřimit. Velikosti těchto momentů jsou v čase proměnné v závislosti na vlivu působících, budících sil a způsobují elastické deformace materiálu, jejichž velikost závisí na tlumení soustavy. Tato míjivá zatížení se pak velkou měrou podílí na posouzení KH z hlediska únavové životnosti a



na návrhu hlavních ložisek KH, které jsou ohybovými kmity namáhány především při rezonanci.

Určení frekvence vlastního ohybového kmitání je značně složité z důvodu sestavení ohybové soustavy, která je sama o sobě náročnější než soustava nahrazující skutečnou hřídel u určování kmitání torzního. Pomocí ohybové soustavy pro určování frekvence vlastních kmitů lze zjistit přibližnou hodnotu za předpokladu, že průhybová čára soustavy se blíží skutečné průhybové čáře, a okrajové podmínky jsou stejné.

Ohybové kmitání není samo o sobě tak nebezpečné jako kmitání torzní. V některých konstrukcích by ovšem mohlo poškodit klikový mechanismus, nebo samotný motor. Ohybové kmitání ramen kliky a klikových čepů má nepříznivý vliv především na únavovou životnost KH. Proto ohybové kmitání zmírňujeme konstrukčními úpravami, jako je uložení KH za každým zalomením, zvýšení tuhosti klik v ohybu, nebo posunutím setrvačnicku co nejbližší k uložení (ložisku). Dynamická vyváženost setrvačnicku a klikového mechanismu je samozřejmostí. [1, 2]

1.3.3 OSOVÉ KMITÁNÍ KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ

Rozkmitání KH v podélném směru má svého činitele hned na počátku zapálení směsi ve válci s následným prudkým vzrůstem tlaku plynů. Podélné nebo osové kmitání je nebezpečné pokud se přiblíží se svou frekvencí k frekvenci rezonanční, pak dochází k deformacím klikového zalomení. Kmitání v podélném směru doprovází oba předchozí typy kmitání.

Proměnné stlačování a tažení ve směru osy hřídele, které nezachytí hlavní ložiska KH vyvolává osové kmitání jehož amplituda je závislá na tlumení v ložiscích a na osovém kmitání přídavných zařízení za setrvačnickem (spojka). Hřídel je tedy hlavně deformována v podélném směru, zároveň je však vždy dochází i k deformacím příčným, které však lze zanedbat, a to v případě, je-li délka podélných vln velká ve srovnání s průměrem KH. Frekvence vlastních osových kmitů KH stoupá s její rostoucí tuhostí v ohybu a v krutu.

Potlačení dynamických účinků osového kmitání lze dosáhnout zvýšením tuhosti celého klikového ústrojí. Z toho vyplývá, že pro snížení účinků osového kmitání jsou také vhodné hřídele uložené za každým zalomením, než hřídele uložené za každým druhým zalomením, stejně jako je tomu u kmitání ohybového a volba takových otáček, které budou po celou dobu provozu dostatečně vzdáleny od otáček kritických. [1, 2]

1.4 NAMÁHÁNÍ ZPŮSOBENÉ DEFORMACEMI A VÝROBNÍMI NEPŘESNOSTMI

Pokud jsme zajistili a upravili KH tak, aby odolala všem vnějším silám a momentům, které na ni působí jak od tlaku plynů, tak od setrvačných či kmitavých účinků, nesmíme stále zapomínat na namáhání způsobené deformacemi.

V dnešní době porušení KH únavovým lomem již není tak časté jako dříve. Na KH se dnes totiž nahlíží jako na jednu z nejdůležitějších částí motoru, proto se jejímu vývoji, výrobě a konečnému měření věnuje velká péče. Přesto se porušení KH způsobené únavou od



cyklického zatěžování objevují i dnes. Nejčastěji se jedná o opotřebení ložisek, nebo porušení důsledkem výrobní vady.

1.4.1 DEFORMACE ZPŮSOBENÉ REAKCÍ OD LOŽISEK

Správná volba a výpočet ložisek na KH je klíčový pro správný chod celého klikového ústrojí. Opotřebená, nebo nevhodně zvolená ložiska totiž mohou způsobovat vysoké vibrace, nestejně zatížení hřídele a nerovnoměrný chod motoru.

Ložiska je tedy nutné chránit tak, aby jejich měrná zatížení nepřesáhla dovolené meze a aby deformace hřídele nezpůsobovala nesouměrné zatížení ložisek. Z toho plyne, že kratší ložiska nebudou tolik namáhána od deformované hřídele. Ložisková vůle bývá tedy vždy větší než výchylka zdeformované hřídele, a to z důvodu vysoké tuhosti dnešních KH. [1]

Aby nedocházelo k přetěžování a předčasnému opotřebení ložisek, je nutné, aby byla KH vyvážena. Vyvažování KH je důležité převážně u menších motorů s malým počtem válců, u víceválcových motorů se někdy vyvažky na ramenech kliky nepoužívají.

Dalším prvkem, který zatěžuje hlavní ložisko KH je setrvačnick. Setrvačnick se umísťuje hned za poslední hlavní ložisko KH, proto právě ono je jím nejvíce namáháno. Zatížení posledního ložiska před setrvačnickem je dáno délkou a tuhostí motoru resp. KH. Proto bude namáhání ložiska menší u delších motorů, než u motorů s kratším klikovým ústrojím. [1, 2]

Nejčastější zdroje deformace KH z důvodu poškození ložisek jsou:

- Provozní zdroje – nepřítomnost oleje, vadné mazání čepů, vysoká provozní teplota oleje, přetočení motoru
- Mechanické zdroje – posunutí ložisek na KH při montáži, nesprávná radiální ložiska (velikost, typ), velká vůle mezi ložiskem a čepem, vibrace
- Korekční zdroje – vychýlení ložisek z čepu způsobené nesprávným broušením, vysoká povrchová drsnost, špatná technologie chemicko-tepelného zpracování

1.4.2 DEFORMACE ZPŮSOBENÉ VÝROBNÍMI NEPŘESNOSTMI

Vyosování hřídele, nebo její nevyváženost se obvykle nejprve projeví v podporách. Dnešní KH jsou totiž velice tuhé jak v ohybu, tak v krutu, proto se jako první začnou opotřebovávat hlavní ložiska KH. Výrobní nepřesnost, jako např. nepřesně vyrobené uložení ložisek ve skříně se projevuje tím méně, čím je ložisková vůle větší.

Hlavní čepy KH se nepřesným otvorům uložení ve skříně nepřizpůsobí a nedojde tak k rovnováze sil mezi jednotlivými ložisky. Zatížení se pak přenáší z jedné podpory (ložiska) do druhé, při tom se jedno ložisko odlehčí a druhé je přetížené. Z tohoto pohledu je přesnost výroby KH a skříně motoru resp. jejího uložení klíčová pro správný chod motoru.



Tato přídatná zatížení, která na hřídeli více, či méně působí vždy, se musí omezit na přípustné minimum. Dnešní pohonné jednotky se totiž při provozu dostávají velice často blízko krajním podmínkám a další zatížení snáší už jen velice omezeně.



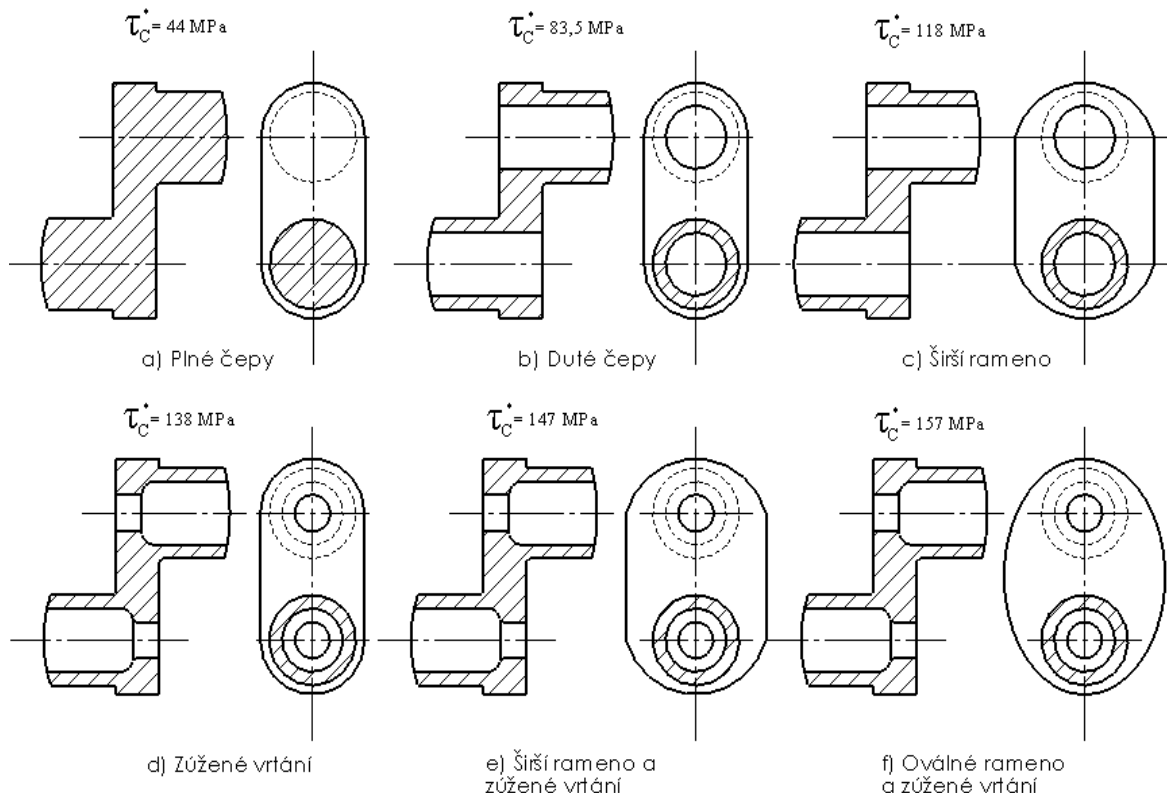
2 POPIS VLIVU TVARU KRITICKÝCH MÍST KLIKOVÉ HŘÍDELE A JEJICH ODOLNOSTI VŮČI ÚNAVOVÉMU POŠKOZENÍ

V předchozí kapitole zabývající se způsoby namáhání KH bylo vysvětleno, jakým typům zatěžování je KH vystavena, jak tyto účinky vznikají a kde působí resp. kterou část KH přímo namáhají. Tato kapitola blíže popíše jednotlivé části KH, jakým způsobem jejich tvar ovlivňuje únavovou životnost a do jaké míry jsme schopni tyto části upravit tak, aby nejlépe odolaly cyklickému namáhání a nedocházelo tak k únavovým lomům.

Při návrhu nové KH jde ve většině případů o jakýsi kompromis mezi tím, vyrobit komponentu, která bude vyhovující z hlediska životnosti, konstrukčního řešení a nebude zbytečně předdimenzována. Tomu je potřeba přizpůsobit její tvar, velikost, materiál a způsob výroby. Pokud mluvíme o životnosti KH, budeme se vždy soustředit především na její nejkritičtější místa, kde vhodnými úpravami můžeme únavovou životnost hřídele několikanásobně zvýšit.

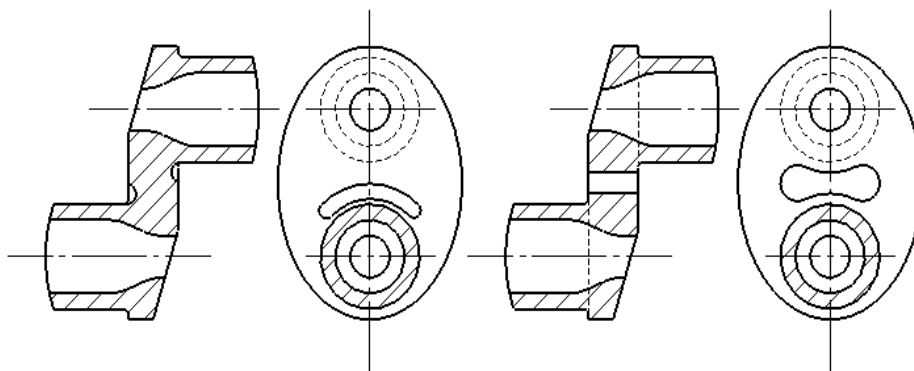
2.1 VLIV TVARU RAMEN A ČEPŮ

Na obr. 7 jsou patrné rozdíly mezi jednotlivými tvary ramen kliky s přibližnými hodnotami meze únavy ve střídavém krutu, které byly vypočteny pro menší hřídele z oceli 11600.0 dle ČSN. Jako nejvýhodnější se jeví hřídele s širšími, elipsovíťnými rameny.



Obr. 7 Typy provedení KH a jejich meze únavy ve střídavém krutu, upraveno [2]

Obr. 8 ukazuje jednotlivé typy provedení čepů a ramen kliky a jejich vliv na mez únavy ve střídavém krutu. Jak je z obrázku patrné, vrtání čepů má odlehčující účinek a velice příznivě



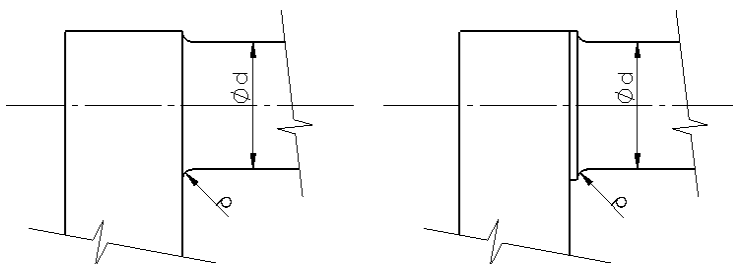
Obr. 8 Úpravy přechodů mezi rameny a čepů, zleva odlehčující vrub [Klose] a vybrání [Frémont], upraveno [2]

ovlivňuje mez únavy, zvláště pak u vrtání soudečkovitého, třebaže se tím celkové, jmenovité napětí zvýší. Obecně lze říci, že pokud zvětšíme tloušťku a šířku ramene kliky a optimalizujeme jeho sražení, zvýšíme tím pevnost v únavě. [1, 2]

Tvarovým požadavkům KH na mez únavy nejlépe vyhovují hřídele lité, vlastnostmi blížíci se litým hřídelím pak můžeme použít upravené hřídele odlehčujícími vruby a vybráními dle (obr. 8).

2.2 VLIV TVARU OSAZENÍ ČEPŮ A PŘECHODU ČEPŮ DO RAMENA

Jedním z nejnebezpečnějších míst na KH, kde dochází z tzv. únavovým lomům je místo přechodu čepu, jak hlavního, tak klikového do ramene kliky. V tomto místě totiž dochází ke změně silového toku, a vzniká zde velká koncentrace napětí.



Obr. 9 Přechod čepu do ramena kliky, vpravo s osazením, upraveno [2]

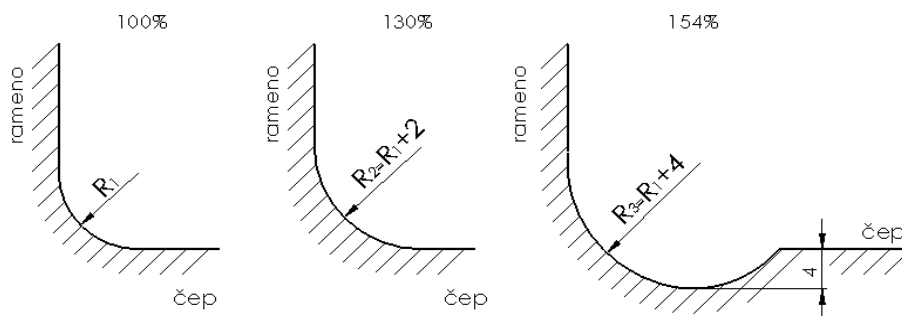
Menší tvarový součinitel α_c , a tedy odolnější KH jsou hřídele s osazením (obr. 9 vpravo), osazení zde funguje jako odlehčovací vrub. Pro další snížení tvarového součinitele α_c pak



volíme zaoblení mezi čepem a klikou, resp. osazením co největší. Pro přechody mezi čepem a ramenem kliky se doporučuje zaoblení:

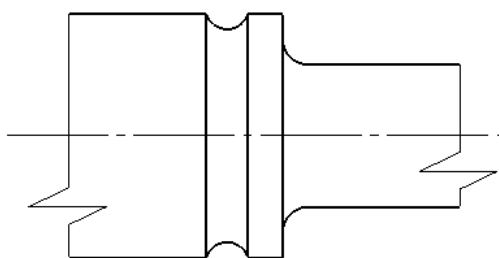
$\rho \geq 0,08 \cdot D_1$ pro přechod klikového čepu do ramena, kde D_1 je průměr klikového čepu a

$\rho \geq 0,05 \cdot D_0$ pro přechod hlavního čepu do ramena, kde D_0 je průměr hlavního čepu.



Obr. 10 Vliv přechodu z čepu do ramena kliky na mez únavy, upraveno [1]

Přechod z čepu do ramene o menším poloměru, než je uveden výše zhoršuje rozdělení napětí, a tím snižuje mez únavy. Čím větší a plynulejší poloměr přechodu, tím vyšší je i mez únavy. Na (obr. 10) je znázorněna úprava přechodu pro zvětšení poloměru a jeho procentuální mez únavy. Pro zlepšení plynulosti přechodu lze použít zaoblení tvořené dvěma nebo třemi oblouky, které se pak tvarem blíží eliptickému zaoblení, to má na mez únavy nejpříznivější vliv. [1]



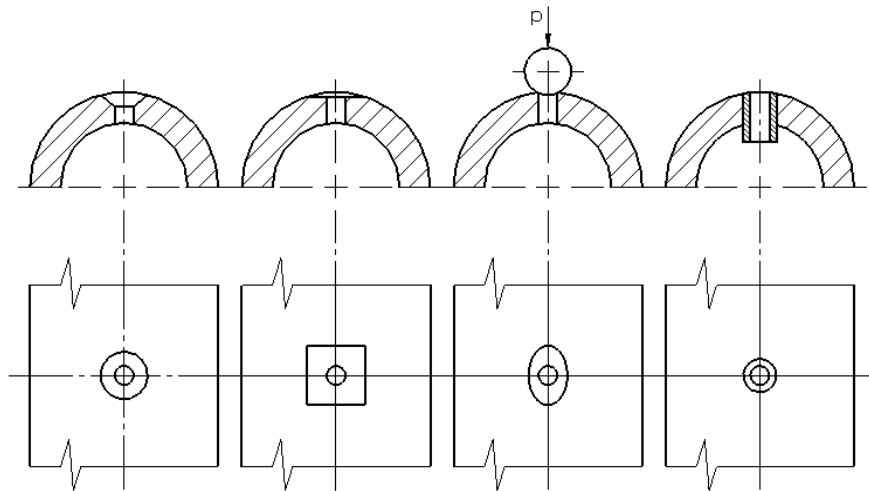
Obr. 11 Odlehčovací drážka v osazené hřídeli, upraveno [1]

Odlehčovací drážka na (obr. 11) působí na osazené hřídeli jako odlehčovací vrub, který zde má funkci lepšího rozložení napětí a zvyšuje tedy mez únavy. Přechodové hrany drážky se zalešťují.



2.3 VLIV TVARU MAZACÍHO OTVORU

Mazací otvor, jakožto značný vrub, na hřídeli působí také jako koncentrátor napětí. Proto je nutné vhodnými úpravami tyto účinky snížit. Je ovšem nutné dodržet určitá pravidla, abychom nesnižovali mazací schopnost otvoru. Mazací otvor by měl vyústit v místě nejmenšího tečného napětí, takto lze zvýšit únavovou pevnost o 10 až 15 %. Koncentraci napětí v místě mazacího otvoru můžeme snížit zvětšením otvoru, nebo jeho umístěním do méně namáhaného místa, pokud to konstrukce umožňuje lze jmenovité napětí v místě otvoru snížit zesílením průměru čepu.

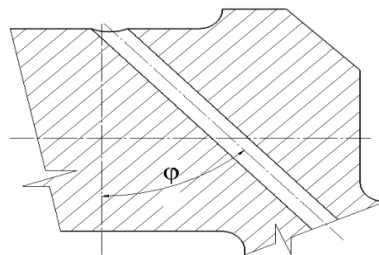


Obr. 12 Úpravy vyústění mazacího otvoru, upraveno [1]

Na (obr. 12) jsou znázorněny některé nejčastější úpravy vyústění mazacích otvorů tak, aby lépe vyhověly únavové pevnosti hřídele a nebyly tolik nebezpečnými koncentrátory napětí.

Vyústění otvoru lze odvrtnat vrtákem s vhodným úhlem, a tím postupně roznést napětí do většího průměru, nebo okolo něj vyfrézovat plošku. Dalším způsobem, jak zvýšit únavovou pevnost u vyústění mazacího otvoru je otláčením okraje otvoru kuličkou a získat tak výhodný eliptický tvar vyústění, nebo nalisováním pouzdra přímo do otvoru, které musí být vyrobeno z materiálu o nižším modulu pružnosti než je KH. Přechod do mazacího otvoru by se měl být zaoblený, táhlý a tvarem by se měl blížit elipse. Přechody je vhodné zaleštit.

Sklon mazacího otvoru v rovině kliky má také vliv na únavovou pevnost, a tak pro snížení koncentrace napětí v místě otvoru volíme úhel $\varphi \leq 25^\circ$ dle (obr. 13). [1, 2]

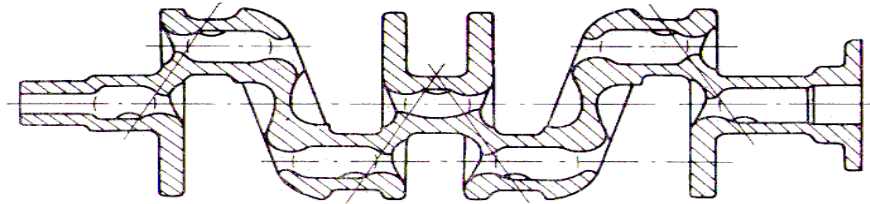


Obr. 13 Sklon mazacího otvoru v rovině kliky, upraveno [1]



2.4 VLIV TVARU ODLEHČOVACÍCH OTVORŮ

Odlehčování jednotlivých prvků klikového mechanismu a zejména pak KH je výhodné jednak z hlediska energetického to znamená, že při snížené hmotnosti není potřeba tolik energie, pro roztočení klikového mechanismu. Druhou výhodou je úspora materiálu. Při odlehčování KH je ovšem nutné věnovat velkou pozornost místům, kde není příliš vhodné materiál odebrat a snížit tak jeho tuhost KH. Je tedy vhodné věnovat větší péči povrchovému zpevnění a správnému tvarování při tvorbě odlehčovacích otvorů.



Obr. 14 Odlehčovací otvory lité KH [2]

Zvýšení meze únavy pomocí odlehčovacích otvorů je dána lepším rozdělením napětí v příčném řezu hřídelí. Ve srovnání s plnou hřídelí má odlehčená hřídel vyšší mez únavy zhruba o 20 až 35 %. Pro zvýšení únavové pevnosti hřídele se odlehčení v klikových čepch umísťuje výstředně. Toto zvýšení únavové pevnosti je to způsobeno snížením ohybového napětí v místě přechodu klikového čepu do ramen kliky, a je zhruba 10 až 15%. Odlehčovací otvory je vhodné tvarovat soudečkovitě, protože zde dochází ke zmenšení nejvyššího napětí v zaoblení zhruba o 10 % v porovnání s otvory válcovitého tvaru s ostrými hranami. [1, 2, 4]



3 METODY KONEČNÉHO ZPRACOVÁNÍ PRO ZVÝŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ

Materiály KH by měly mít dostatečnou pevnost, tvrdost a vzhledem k dynamickému zatížení také houževnatost. Je ale důležité mít na paměti, že se zvyšující se pevností úměrně *neroste* i odolnost materiálu vůči cyklickému zatěžování, tedy jeho únavová životnost.

Nynější KH odolávají velkému zatížení jak v krutu, tak v ohybu, proto se dnes každá KH nějakým vhodným způsobem zpracovává. Kontaktní povrchy KH (čepy) by měly být co nejtvrdsí, aby odolaly opotřebení a ramena zase houževnatá. Je tedy vhodné si již na začátku návrhu KH uvědomit, jaké rozměry bude KH mít. Z rozměrů totiž plyne způsob výroby, z něj pak volba materiálu, která určuje možnost chemicko-tepelného zpracování a obrábění. [2, 10]

Pozn.: Následující kapitoly (zvyšování únavové životnosti) jsou určeny konkrétně pro zpracování klikových hřídelí, proto je nelze zobecňovat pro jiná použití.

3.1 ZVÝŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ VYTVOŘENÍM NAPĚTÍ V POVRCHOVÉ VRSTVĚ

Na úvod je třeba zdůraznit, že vytvořením napětí v povrchové vrstvě materiálu KH válečkováním, nebo kuličkováním, nikterak neeliminujeme zbytková pnutí po předchozí operaci, např. broušení. Pouze tak vytvoříme tlaková napětí zplastizováním povrchové vrstvy. Tato napětí pak lépe eliminují šíření trhlin a dávají zabránit vzniku mikrovrubů. [10, 13]

3.1.1 ZVÝŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI VÁLEČKOVÁNÍM

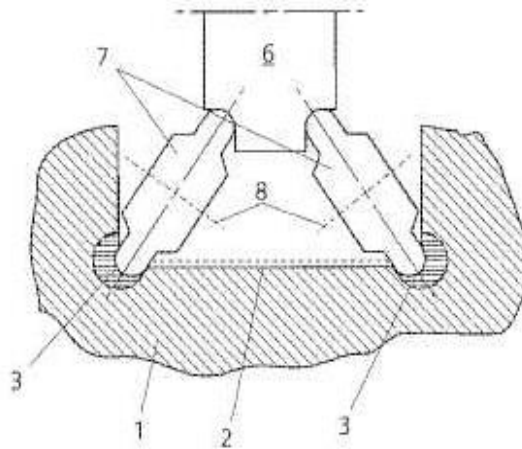
Válečkování, někdy nazýváno jako statické kuličkování zlepšuje v povrchové vrstvě čepů KH hned několik vlastností najednou. Nejen, že tvoří příznivá tlaková pnutí, ale také zlepšuje drsnost povrchu, jeho únosnost a zvyšuje též geometrickou přesnost.

Princip válečkování je přitlačení tvrdého odvalovacího tělíska na povrch obrobku, čímž na povrchu vytvoří tlak, který svým napětím překračuje mez kluzu materiálu a dojde tak plastické deformaci povrchové vrstvy.

Bylo změřeno, že tzv. hluboké válečkování (deep rolling method) dokáže zvýšit únavovou pevnost v ohybu KH až o 83 %. Dále byla vypořádána závislost mezi přitlačnou silou válečku a zvýšením únavové pevnosti, kde se testovalo válečkování zaoblení přechodu čepu do ramene kliky. Při přitlačné síle 900 kgf („kilogram force“ odpov. 8826N) byl nárůst únavové pevnosti o více než 80 % a při 500 kgf bylo pouze o 40 %. Nicméně, existuje určitá mez pro využití zbytkového napětí, kdy další zvýšení zatížení přesahuje plastické deformace. Doporučuje se přitlačná síla 700 – 900 kgf. [2, 8, 13]



Metoda zpracování zaoblení čepů KH válečkováním (deep rolling) pak může probíhat jako na

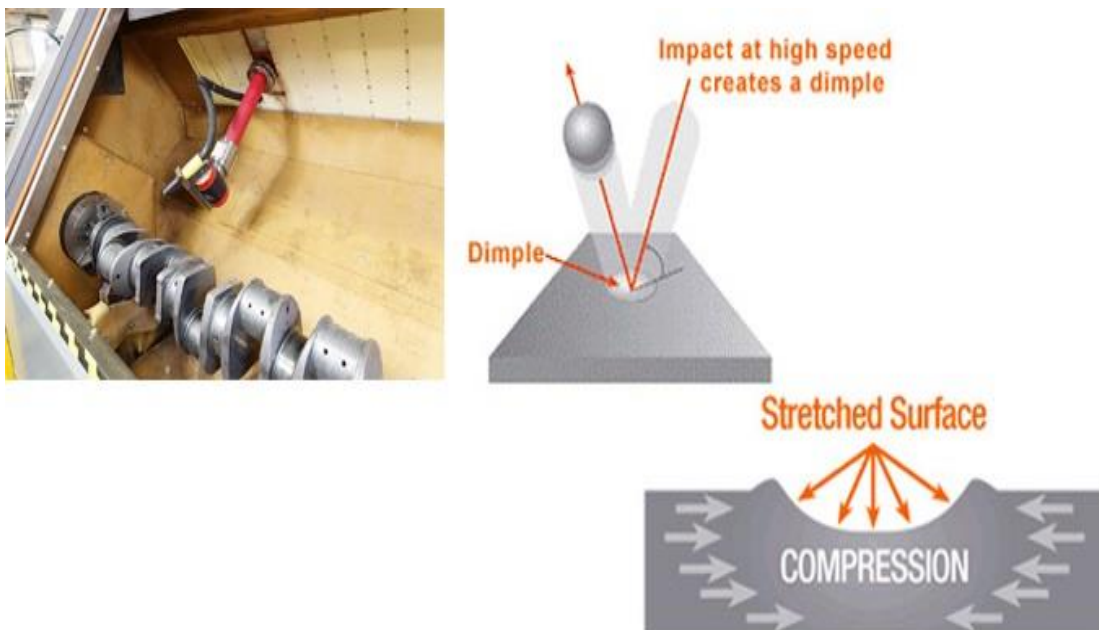


Obr. 15 Proces válečkování přechodu čepu do ramene KH [14]

(obr. 15), kde jsou pod číslem 7 válcovací tělesa, jejichž tvar má profil požadovaného zaoblení. Místo pod č. 3 je zplastizovaná oblast na přechodu čepu KH po válečkování.

3.1.2 ZVÝŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI KULIČKOVÁNÍM

Kuličkování je řízený proces tryskání velkého počtu tvrzených, kulových těles na měkkí povrch KH. Každé tělísko udělá v povrchu součásti otisk a dojde tak ke ztuhnutí povrchu a vytvoření povrchového napětí. Takto opracovaný povrch dokáže mnohem lépe odolávat únavě materiálu.



Obr. 16 Proces kuličkování KH, upraveno [15]



Metoda kuličkování je oproti válečkování metoda progresivnější, používá se v méně přístupných místech KH, tedy přechody čepů apod. Tělesa jsou na místo vrhány pomocí vzduchu, který tělesa strhává, nebo metacích lopatek. Novější metody kuličkování využívají pulzního laseru (Laser shock peening), nebo ultrazvuku (Ultrasonic shock peening) jejichž výhodou je vysoká produktivita a tepelná neovlivnitelnost materiálu. [2, 8, 9]

3.2 ZVÝŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ CHEMICKO-TEPELNÝM ZPRACOVÁNÍM

Jedním z největších vlivů, který se podílí na celkové mezi únavy materiálu je jeho zpracování. U KH zvláště je velice nutné dbát na to, aby bylo zpracování co možná nejkvalitnější. Jak již bylo řečeno mez únavy chemicko tepelně zpracované oceli roste se zvyšující se pevností oceli, chemicko tepelným zpracováním tedy jednoznačně mez únavy zvyšujeme. Problém ovšem nastane, pokud zpracování neproběhne technologicky správně. Pak je závislost meze únavy na pevnosti oceli přesně opačná, tedy čím bude pevnost *nesprávně* chemicko tepelně zpracované oceli vyšší, tím nižší bude její mez pevnosti.

3.2.1 ZVÝŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI ZUŠLECHŤOVÁNÍM

Zušlechťování je typický postup pro tepelné zpracování KH z uhlíkových ocelí. Jedná se kombinaci kalení a popouštění. Dnes se pro použití u KH využívá jen u těch méně namáhaných.

Podstatou zušlechťování je nejprve přeměnit strukturu do austenitické krystalické struktury (plošně středěné kubické mřížky) ohřátím, dokud se teplota v celé součásti stabilizuje na teplotu kalicí (v závislosti na konkrétním materiálu). Poté se součást rychle ochladí a dojde tak k transformaci na jemnozrnný martenzit. Rychlost chlazení potřebné k dosažení maximální transformace se liší podle prokalitelnosti materiálu a obsahem legujících prvků.

Kalicí médium může být vzduch (tzv. samokalitelné materiály), voda, solné lázně nebo kalení v polymeru na bázi oleje.

Po kalení následuje popouštění, jehož podstatou je ohřev materiálu na popouštěcí teplotu a pomalé ochlazování. Popouštění tak může dále zlepšit odolnost proti únavě a vrubovou houževnatost KH. Je důležité, aby popouštěcí teplota byla přesně stanovena dle konkrétního materiálu. Martenzitické oceli totiž vykazují vlastnost známou jako popouštěcí zkřehnutí, kdy má materiál vysokou pevnost, ale ztrácí velkou část své tuhosti a odolnost proti nárazu.

KRYOGENNÍ ZPRACOVÁNÍ

Kryogenní zpracování se používá pro transformaci většiny zbytkového austenitu na martenzit. Tento proces uvolňuje narušené krystaly a produkuje užitečné η ("eta") částice na hranicích zrn. Výsledný materiál má téměř plně martenzitickou a homogenní strukturu, dojde ke snížení vnitřního pnutí, získáme tedy vyšší únavovou pevnost.

CEMENTOVÁNÍ

oceli s nižším obsahem uhlíku je nutné před zušlechťováním cementovat. Plynné cementování (gas carburizing) je sycení povrchu KH uhlíkem, který má po zakalení martenzitickou strukturu a uprostřed zůstává poměrně houževnatá austenitická fáze, což je pro KH vhodné. Dnes již tuto metodu chemicko-tepeelného zpracování nahrazuje nitridování, které neprobíhá

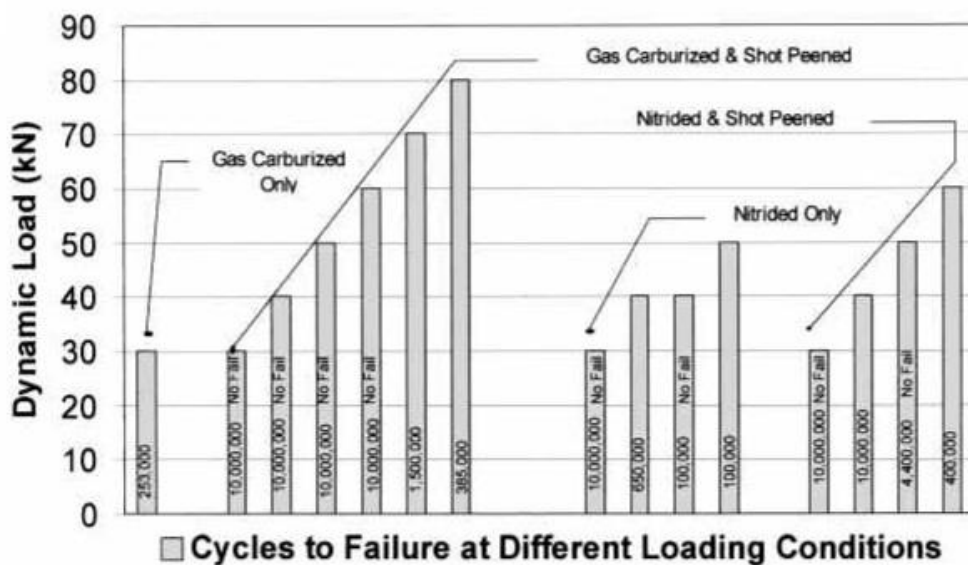


za tak vysokých teplot a nedochází u něj k povrchovým vadám. Vliv cementování na únavovou životnost je znázorněn v grafu na obr. 17

3.2.2 ZVÝŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ NITRIDOVÁNÍM

Nitridace je difuzní proces sycení povrchu KH dusíkem. Přesto, že je to proces časově náročný, využívá se dnes pro zpracování KH nejčastěji. Výsledkem nitridace je vrstva a tloušťce 0,1 – 0,2mm o vysoké pevnosti, tvrdosti a odolnosti vůči opotřebení. Zároveň tak hřídel získává výrazně lepší únavové vlastnosti z důvodu vytvoření pnutí v povrchové vrstvě.

Nejčastější nitridační proces je plynová iontová nitridace, kde se využívá plynného čpavku, nebo nitridování v roztavené solné lázni na bázi kyanidů soli. Nejpřesnější metoda je plazma-iontová nitridace. Nitridace je ukončena popouštěním a následně pak broušením. Nejlepší výsledky vykazují KH z materiálů obsahujících prvky tvořící nitridy, jako je chrom, molybden, nebo vanad. [2, 10, 16]



Comparison of Shot Peened Nitrided and Gas Carburized Crank Pins

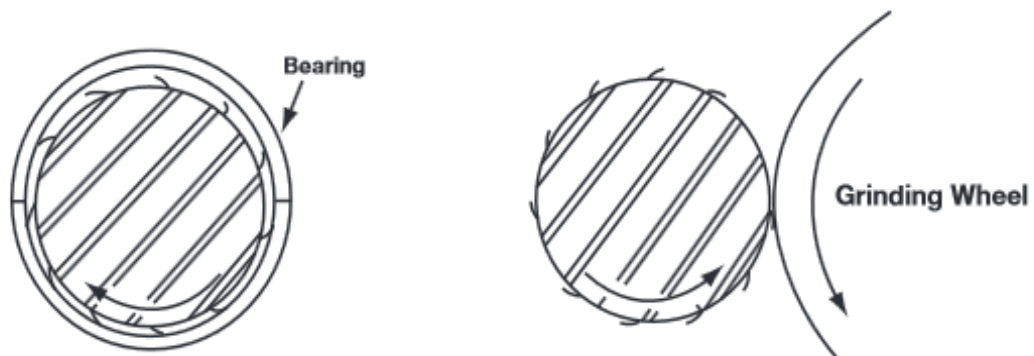
Obr. 17 Graf vlivu zpracování klikového čepu na únavovou životnost, upraveno [16]

Na obr. 17 je graf závislosti dynamického namáhání na počtu cyklů do poškození klikového čepu pro KH čtyřválcového dieslového motoru. Z grafu je patrné, že pouhé chemicko-tepelné zpracování (gas carburizing – cementování, nitriding – nitridování) většinou zaostává za jeho kombinací s kuličkováním (Shot peening).



3.3 ZVÝŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ DOKONČOVACÍMI OPERACEMI

Tvar a jakost povrchu KH jsou klíčové faktory ovlivňující funkci ložisek a únavovou životnost celé KH. Po obrábění vznikají na povrchu čepů vruby, které je nutné odstranit. Pro finální zpracování klikových a hlavních čepů používáme broušení, hlazení a leštění pro získání výsledné drsnosti povrchu $Ra\ 0,04\mu m$ až $0,02\mu m$. Čepy pro vysoce zatížené KH např. dieselových motorů pak $Ra\ 0,01\mu m$ nebo lepší. Takto opracované čepy mají zrcadlově lesklý povrch, chrání ložiska před předčasným opotřebením, pomáhají vzniku olejového filmu, odstraňují mikrovruby a zvyšují tak životnost KH.



Obr. 18 Úprava povrchu čepu KH hlazením, upraveno [17]

Broušení může na povrchu KH zanechat mikroskopické otřepy, které nelze vidět pouhým okem. Tyto otřepy je třeba zahladit proti směru, kterým se při provozu bude KH otáčet, aby nedocházelo k jejímu poškození, ani poškození ložisek.



4 ANALYTICKÉ URČENÍ MEZE ÚNAVY A BEZPEČNOSTI V ÚNAVĚ KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ

Klikovou hřídel, jakožto jednu z nejvíce dynamicky zatížených částí pístového spalovacího motoru je nutné posuzovat zejména z hlediska únavové životnosti. Pro její určení je ovšem nutné znát průběhy zatěžování během otáčky klikového mechanismu, a to v celém spektru provozních otáček motoru. Jelikož je KH uložena staticky neurčitě, má na její namáhání vliv poddajnost hlavních ložisek a její vlastní tuhost. Tuhost může být buď statická, která je dána tuhostí rámu motoru nebo dynamická, která je pro nás důležitější. Ta je dána hydrodynamickým olejovým filmem.

V době, kdy byla výpočetní technika teprve na zátku vývoje, se pro výpočet únavové životnosti využívalo pouze analytických vzorců, které vycházely z S-N křivek a měření získaných diagramů. Vše uvedené vlivy tak do vzorců vstupovaly prostřednictvím různých součinitelů, nebo se výsledné hodnoty násobily koeficienty bezpečnosti ze zkušeností konstruktérů. Pro dnešní dobu jsou tyto výpočty nevýhodné z hlediska časového, tedy ekonomického a jejich přesnost již dalece přesáhly výpočtové programy. Výpočty pomocí vzorců jsou tak dnes pro nás spíše informativní.

4.1 MEZ ÚNAVY KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ (TVAROVÁ PEVNOST)

Přesnou diagnostiku zatížení KH v danou chvíli KH není snadné stanovit, protože je vždy namáhána složeným namáháním, a to převážně ohybem s krutem. Toto namáhání lze simulovat na pulsačních strojích, které pak určí mez únavy KH v ohybu a v krutu, nebo ji lze přibližně spočítat z empirických vzorců σ_{co}^* pro ohyb a τ_{ct}^* pro krut. Běžně se mez únavy KH pohybuje kolem 40 – 85 MPa pro střídavý krut a 80 – 130 MPa pro namáhání střídavým ohybem.

Mez únavy, nebo také tvarová pevnost, je hodnota jmenovitého, střídavého napětí (amplitudy), které zkoušená součást vydrží po nekonečně dlouhou dobu cyklického zatěžování, bez plastické deformace součásti. U KH je pak samozřejmě mez únavy mnohem nižší, než na normalizovaných, zkušebních tyčích. [2]

$$\sigma_{co}^* = \eta_{po} \cdot \vartheta_o \cdot \frac{\sigma_c}{\beta_o} \quad (1)$$

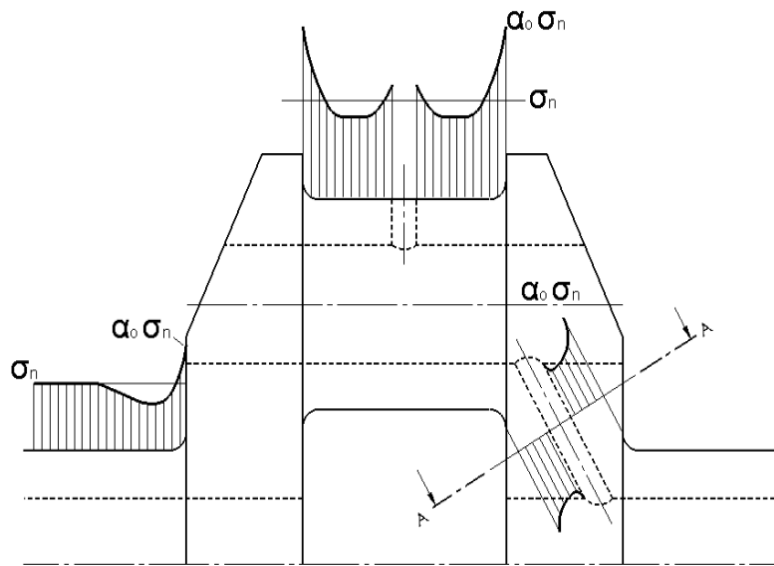
$$\tau_{ct}^* = \eta_{pt} \cdot \vartheta_t \cdot \frac{\tau_c}{\beta_t} \quad (2)$$

Kde σ_c je mez únavy pro střídavé napětí v tahu, τ_c je mez únavy pro střídavé napětí ve smyku, η_{po} a η_{pt} jsou součinitele vlivu povrchu pro ohyb a krut, ϑ_o , ϑ_t jsou součinitele vlivu velikosti a β_o , β_t jsou součinitele vrubu.



4.1.1 VLIV TVARU KLIKOVÉ HŘÍDELE NA MEZ ÚNAVY

Na velikosti meze únavy závisí především její skutečný tvar, který lze ve vzorci vyjádřit pomocí součinitelů (vzorce 1, 2). KH je nepochybně tvarově velmi složitá součást, která vyžaduje velkou pozornost jak z konstrukčního, tak z technologického hlediska. Nejvíce cyklicky namáhané části KH jsou ramena kliky a klikový čep tam, kde se znatelně mění průřez, nebo je nějakým způsobem měněno silové působení. Všechna tato místa se na hřídeli chovají jako vruby, tedy působí jako koncentrátoři napětí. Častými vruby na KH bývají mazací díry, přechody mezi čepy a ramena kliky a osazení čepů. Těmto místům je třeba věnovat zvláštní péči a konstrukčně je navrhnout tak, aby příliš nesnižovaly mez únavy celé KH.



Obr. 19 Průběh skutečných napětí na klice namáhané konstantním ohybovým momentem, upraveno [2]

Při výpočtu meze únavy předpokládáme rovnoměrné rozdělení napětí v libovolném průřezu, abychom pak mohli zavést jmenovité napětí σ , τ a tvarový součinitel α_c , který vyjadřuje koncentraci napětí, jejíž maximální hodnota σ_{max} , τ_{max} nesmí přesáhnout mez úměrnosti. Tvarový součinitel je pak pro namáhání krutem α_t a pro namáhání ohybem α_o .

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{max}}{\sigma} \quad (3)$$

$$\alpha_t = \frac{\tau_{max}}{\tau} \quad (4)$$

Kde σ_{max} , τ_{max} je zvýšené napětí a σ , τ je jmenovité napětí.

Působící vrubový účinek v místě přechodu čepu v ramena kliky a mazacích děr se dá vyjádřit početně vztahem pro tzv. součinitel vruby β_c , který je závislý především na materiálu KH, resp. na jeho citlivosti na vruby η_c . [2]



$$\beta_c = 1 + \eta_c(\alpha_c - 1) \quad (5)$$

Kde η_c je vrubová citlivost materiálu a α_c je součinitel tvaru.

4.1.2 VLIV VELIKOSTI KLIKOVÉ HŘÍDELE NA MEZ ÚNAVY

Spolu se zvětšováním délky a průřezu KH se zvyšuje pravděpodobnost výskytu metalurgických vad materiálu, je obtížnější dosáhnout rovnoměrné jakosti povrchu při kování a lití a chemicko-tepelného zpracování, zároveň se mění rozložení napětí v průřezu. Obecně platí, že menší KH tedy mají vyšší mez únavy v ohybu a v krutu, např. zvyšujícím se průřezem cyklicky namáhané součásti v krutu nebo v ohybu se snižuje mez únavy. U velkých průřezů se pak mez únavy v krutu a v ohybu blíží mezi únavy v tahu nebo ve smyku.

U plastických materiálů se obvykle pro určování meze únavy v místě vrubu nepoužívá celá napěťová špička, proto má součást namáhaná ohybem nebo krutem vyšší mez únavy než jsou meze pro namáhání tahem nebo smykem. Je to dáno právě rozložením napětí v průřezu. Při namáhání krutem a ohybem jsou nejvíce namáhána vlákna na povrchu. Vlákna blíže k neutrální ose jsou prakticky nezatížena, a tak brání krajním vláknům v deformaci.

Všechny tyto vlivy v sobě zahrnuje součinitel vlivu velikosti, který se značí ϑ_o , ϑ_t a vstupuje do vzorce pro výpočet meze únavy součásti. Součinitel vlivu velikosti udává poměr meze únavy při namáhání ohybem resp. krutem vůči velikosti meze únavy při namáhání tahem resp. smykem. Z definice vlivu velikosti (viz výše) vyplývá, proč nelze modelovými zkouškami určit únavovou pevnost libovolné KH.

4.1.3 VLIV MATERIÁLU KLIKOVÉ HŘÍDELE NA MEZ ÚNAVY

S vlivem materiálu na mez únavy je velice úzce spjata vrubová citlivost materiálu η_c . Při únavových zkouškách na normalizovaných tyčích mez únavy stoupá téměř lineárně se zvyšující se pevností oceli, protože normalizované tyče jsou hladké, nebo mají vrub normalizovaný. U KH tomu tak nemůže být, důvodem je toho právě materiálová citlivost na vruby, která se naopak u KH zvyšuje s rostoucí pevností použité oceli. Pro použití ve spalovacích motorech používáme nejčastěji ušlechtilé oceli legované niklem, chromem, molybdenem a vanadem.

Dle definice vrubové houževnatosti materiálu nastává při dokonale ostrém vrubu teoreticky nekonečně velké napětí. V praxi by to znamenalo téměř nulovou mez únavy, ovšem ve skutečnosti je špička napětí ve vrubu konečná. Z tohoto lze vysvětlit, že vrubová citlivost materiálu závisí na zrnitosti a tvaru zrn daného materiálu. Proto nízkou citlivost na vruby vykazují např. austenitické oceli a šedá litina.

U motorů s nižším počtem válců, resp. menšími KH je vhodné použít jako konstrukční materiál litinu. Výhodou litých hřídelí je možnost dosáhnout téměř libovolného tvaru a jejich nízká citlivost na vruby oproti ocelím. Z litin se nejvíce používá šedá litina očkovaná a tvárná litina. Očkovaná litina má výhodu v nižším modulu pružnosti (asi o 30 %) oproti ocelím, je pro ni tak snadnější odolávat výrobním nepřesnostem v uložení ložisek. U větších hřídelí je použití litiny nepřiliš vhodné, nižší modul pružnosti zde totiž dává vzniku torzním a podélným kmitům a vibracím. [1, 2, 4]



4.1.4 VLIV ZPRACOVÁNÍ MATERIÁLU NA MEZ ÚNAVY KLIKOVÉ HŘÍDELE

Pokud mluvíme o zpracování materiálu součásti, jedná se téměř vždy o nějaké zvýšení jakosti právě na povrchu. Jelikož většina únavových porušení KH vzniká právě na povrchu hřídele, kde je nejvíce zatěžována, je nutné dbát na dodržení správné technologie. Veškeré trhliny po obrábění a tváření působí jako ostré vruby a snižují tak mez únavy.

Pro vyjádření jakosti a zpracování povrchu součásti zavádíme tzv. součinitel vlivu povrchu η_p , který je pak vyjádřen zvlášť pro namáhání ohybem η_{po} a pro namáhání krutem η_{pt} . Hodnota součinitele vlivu povrchu je tím menší, čím je jakost a zpracování materiálu lepší.

Místa největších koncentrací, jako jsou přechody čepu do ramen, vyústění mazacích otvorů je třeba obrobít s vysokou přesností a vhodnou drsností povrchu, nejlépe je pak tato místa dokončit leštěním. Pokud z nějakého důvodu nelze zpracovat součást v celé ploše rovnoměrně a bez přerušení je vhodné přechody mezi zpracovanou a nezpracovanou částí válečkovat nebo kuličkovat, tedy vytvořit v povrchové vrstvě tlakové předpětí nebo iontově nitridovat (viz dále) Takto je vhodné upravit všechna místa, kde předpokládáme vysoké koncentrace napětí.

4.2 VÝPOČET BEZPEČNOSTI V ÚNAVĚ KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ

Při kontrolních výpočtech KH je zbytečné určovat hodnotu bezpečnosti vůči mezi kluzu, jako je tomu např. u klasických nosníků. Je to z důvodu poměrně nízkých jmenovitých ohybových a krutových napětí, která působí na hřídeli. Výpočet klasické bezpečnosti vůči mezi kluzu je tak spíše informativní než směrodatný pro návrh konstrukce KH. Mnohem větší význam má výpočet bezpečnosti v únavě.

4.2.1 URČENÍ BEZPEČNOSTI V ÚNAVĚ ZE SMITHOVA DIAGRAMU

U výpočtu bezpečnosti v únavě KH se vychází ze Smithova diagramu, který je zkonstruován pro konkrétní materiál dle ČSN EN norem a počítá se v místech s nebezpečnými průřezy. Z diagramu si lze snadno odečíst mez únavy pro daný typ namáhání, se kterým se dále počítá při určování bezpečnosti. Pro nás je důležitý jen diagram pro tahová napětí, protože meze únavy pro namáhání ohybem a krutem jsou značně ovlivněna velikostí zkušební tyče.

Mez únavy pro střídavé tahové napětí σ_c a mez únavy σ_{hc} pro míjivé napětí pak lze určit z tohoto diagramu, který vychází ze statické pevnosti materiálu σ_p . Nebo pro ně platí, že spodní hranice mezi únavy je přibližně

$$\sigma_c = 0,28\sigma_p \text{ (pro ocel)}$$

$$\sigma_{hc} = 0,5\sigma_p \text{ (pro uhlíkové oceli)}$$

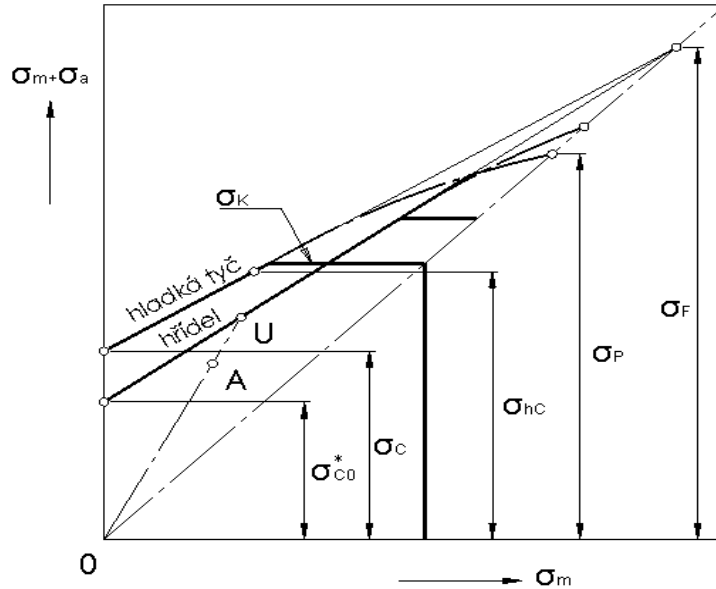
$$\sigma_{hc} = 0,4\sigma_p \text{ (pro legované oceli)}$$

Střední kritické napětí je pak dáno vzorcem:

$$\sigma_F = \frac{\sigma_c \cdot \sigma_{hc}}{2\sigma_c - \sigma_{hc}} \quad (6)$$



Kde σ_{hc} je mez únavy pro míjivé tahové napětí a σ_c je mez únavy pro střídavé tahové napětí.



Obr. 20 Smithův diagram upravený pro KH, upraveno [2]

Jelikož mez únavy závisí především na vlastnostech materiálu, je nutné mez pevnosti σ_p snížit, nebo lépe, v diagramu ohraničit mezí kluzu σ_K daného materiálu. Pak již rozlišujeme mez kluzu v tahu a v ohybu. Pokud tedy vycházíme z předpokladu úplné plasticity, je mez kluzu v ohybu zhruba 1,4krát vyšší než mez kluzu v tahu a přibližně tedy platí:

$$\sigma_K = (0,56 \text{ až } 0,60)\sigma_p \text{ (pro uhlíkové oceli)}$$

$$\sigma_K = (0,75 \text{ až } 0,80)\sigma_p \text{ (pro legované oceli)}$$

Pro namáhání smykové střídavým napětím τ_c podle zkušeností platí, že jeho velikost se snižuje asi o 30 % oproti mezi únavy pro střídavé tahové napětí σ_c a podle teorie deformační práce při zachování objemu platí, že mez kluzu se sníží v poměru $\sqrt{\frac{E}{G}}$.

Všechny tyto vztahy a odvozené hodnoty jsou měřeny experimentálně na hladkých tyčích daných normou. Je tedy zřejmé, že hodnoty pro klikový hřídel se budou značně lišit. Pro zjednodušení zavádíme tzv. hodnoty tvarové pevnosti, které zahrnují všechny rozdíly mezi tvarem zkušební tyče a KH jako je tvar, velikost, způsob výroby a kvalita povrchu. Potom tedy mez únavy v ohybu značíme σ_{c0}^* a mez únavy v krutu τ_{ct}^* . V diagramu na (obr. 20) pak lze zjistit mez únavy klikové hřídele jako spojnicí meze únavy σ_{c0}^* a fiktivní pevnosti σ_F .



4.2.2 VÝPOČET DÍLČÍ MÍRY BEZPEČNOSTI V ÚNAVĚ

Na KH většinou nebývá některé konkrétní místo namáháno současně extrémním krutovým a zároveň ohybovým napětím, proto většinou stačí počítat bezpečnost vůči ohybovému nebo krutovému napětí. Při tomto zjednodušení je potom ovšem potřeba volit míru bezpečnosti o něco větší.

Dílčí míru bezpečnosti v ohybu S_{Co} vypočítáme ze vztahu odvozeného ze Smithova diagramu.

$$\frac{1}{S_{Co}} = \frac{\sigma_a}{\sigma_{Co}^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F} \quad (7)$$

Podobně míru bezpečnosti v krutu S_{Ct} určíme jako:

$$\frac{1}{S_{Ct}} = \frac{\tau_a}{\tau_{Ct}^*} + \frac{\tau_m}{\tau_F} \quad (8)$$

Kde σ_m, τ_m je statická složka napětí, σ_a, τ_a je kmitová složka napětí, $\sigma_{Co}^*, \tau_{Ct}^*$ je skutečná mez únavy v ohybu a v krutu, σ_F, τ_F je fiktivní pevnost.

Tyto vztahy odvozené ze Smithova diagramu jsou určeny pro ocel. Pokud bude hřídel litinová, je třeba za hodnotu σ_F resp. τ_F dosadit σ_P resp. τ_P .

4.2.3 VÝPOČET CELKOVÉ BEZPEČNOSTI V ÚNAVĚ

Pro úplné určení bezpečnosti, pokud to konstrukce vyžaduje, lze počítat celkovou míru bezpečnosti v únavě S_C jako:

$$S_C = \frac{S_{Co} \cdot S_{Ct}}{\sqrt{S_{Co}^2 + S_{Ct}^2}} \quad (9)$$

Kde S_{Co} je bezpečnost v ohybu a S_{Ct} je bezpečnost v krutu.

Nejkritičtější místa na KH hřídeli nastávají v místě přechodu čepu do ramena kliky a v místě mazacího otvoru, kde nejčastěji dochází k únavovým lomům. Pro výpočet bezpečnosti v těchto místech použijeme vztah pro celkovou míru bezpečnosti S_C . Bezpečnost vůči únavě v místě ramen kliky určíme dle vztahu pro bezpečnost v ohybu S_{Co} , protože ramena kliky jsou namáhána zejména na ohyb. Bezpečnost hlavních čepů lze zanedbat z hlediska působících napětí v jejich řezu.

Obecně se pro klikové hřídele doporučuje hodnota celkové bezpečnosti $S_C = 1,5$ až 3. A to z důvodu nehomogenity materiálu, konstrukčních a technologických nepřesností.



5 MODERNÍ METODY ŘEŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ

Ve světě designu komponent existují konkurenční kritéria, která nutí inženýry, aby vynaložili maximální úsilí a dosáhli tak vždy optimálního kompromisu mezi nimi. Jednání s různými uznávanými odborníky v oblasti klikových hřídelí totiž ukázalo, že při návrhu KH neexistuje žádná „správná“ odpověď a názory na priority jednotlivých konstrukčních řešení se značně liší.

Tuto diskuzi pak v současnosti nejvíce otevírá vývoj sportovních vozů. KH závodních speciálů mají totiž vysoké požadavky na ohybovou a torzní tuhost, zároveň ale musí mít nízký moment setrvačnosti. Tuto problematiku se již v minulosti konstruktéři snažili vyřešit novými vysoko pevnostními materiály ale ne vždy úspěšně. Někteří odborníci na klikové hřídele totiž zdůrazňují skutečnost, že tato nová „exotická metalurgie“ nemůže být náhradou za správné provedení a konstrukční řešení s tvrzením, že pokud má daná KH problém odolat cyklickému zatěžování, je potřeba problém bezpodmínečně vyřešit. [12]

V dnešní době mají automobilky k dispozici celou řadu softwarů pro vývoj a návrh komponent, namáhaných cyklickým zatěžováním. Konkurenceschopnost totiž výrobce tlačí do co nejkratšího a nejlevnějšího vývoje.

5.1 PREDIKCE ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI KH POMOCÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ (FINITE ELEMENT METHOD)

Metoda konečných prvků je numerická metoda, která se využívá k různým simulacím, např. průběhům napětí, deformací, frekvencí apod. Princip této metody je znám již od roku 1941, ovšem její širší využití se objevuje teprve nyní s vývojem výpočetní techniky.

Princip MKP spočívá v diskretizaci spojitého kontinua do určitého počtu prvků. Jednotlivé parametry jsou zjišťovány v uzlových bodech. Nejznámější software, který pro predikci únavy MKP využívá je program ANSYS nebo Nastran. [9]

Zjišťování únavové životnosti metodou konečných prvků (FEM) z angl. finite element method se provádí ve třech hlavních fázích.

- Dynamická analýza zatížení KH
- Pevnostní analýza MKP
- Predikce únavové životnosti KH

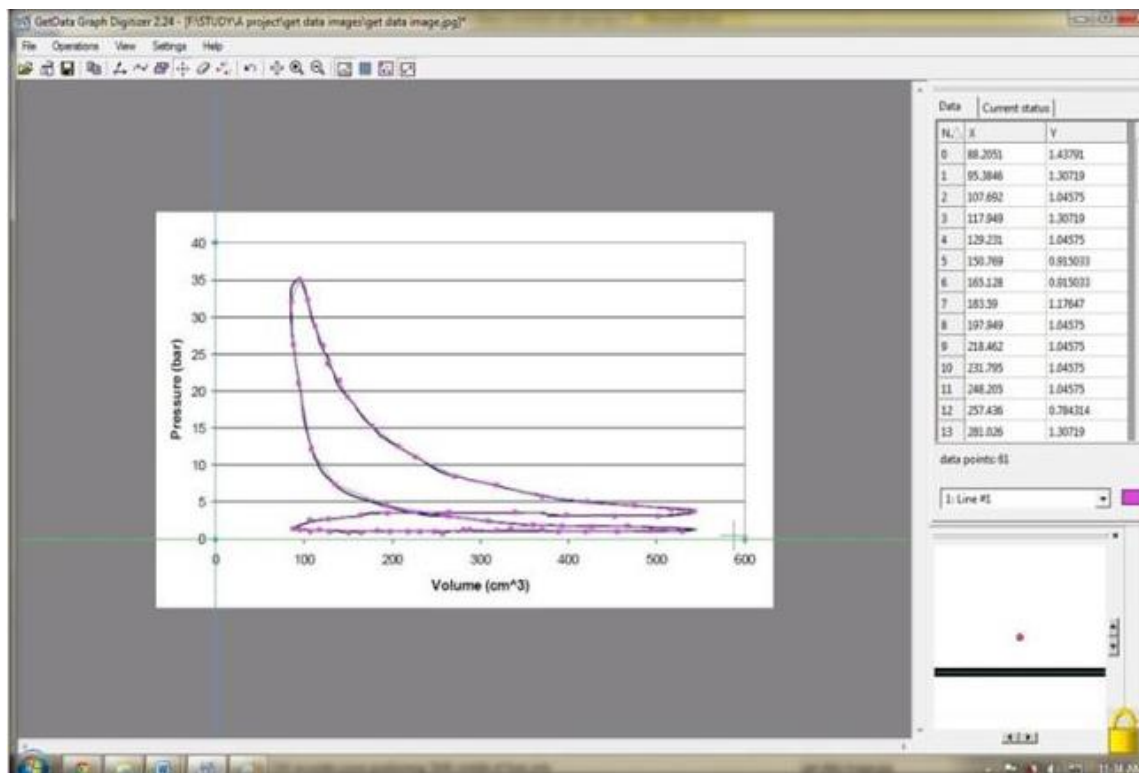
MKP využívá pro predikci únavové životnosti tyto tři metodiky určení. Stress-life (S-N), tedy maximální možné zatížení, kterému ještě KH dokáže odolávat pro daný počet cyklů, strain-life (E-N), který určuje velikost deformace, jíž může být KH podrobena pro daný počet cyklů a přístup lineárně elastické lomové mechaniky (LEFM). Metoda konečných prvků je pro predikci únavové životnosti velice užitečná za předpokladu vysokocyklové únavy. Nevýhodou MKP je, že při predikci nízkocyklové únavy, kde je plasticita materiálu velice omezena bývá značný problém s přesností samotné predikce.



Analýza se provádí při různých otáčkách motoru a různých poměrech poloměru zaoblení přechodu čepu do ramena kliky. Výsledkem analýzy je určení kritického místa na KH a vyhodnocení jednotlivých konstrukčních variant v závislosti na únavové životnosti. [6, 8]

5.1.1 DYNAMICKÁ ANALÝZA ZATÍŽENÍ KH

Postup určování únavové životnosti, ať už výpočtem nebo softwarově je na počátku vždy stejný. Základní informace, od kterých se odvíjí celá únavová predikce, jsou přesné velikosti a typy zatížení, které na KH působí. Jak bylo na začátku popsáno, silová působení od tlaku plynů se na KH přenášejí přes ojnice a dále pak zatěžují hřídel především na krut a ohyb. Analytický přístup určení silových působení je značně obtížný z důvodu časové závislosti a změny působení v rámci otáčky.



Obr. 21 Pracovní prostředí softwaru GetData [6]

Pro stanovení hodnot sil, které působí na píst a následně na ojnice a KH slouží program GetData, který z okrajových podmínek dokáže určit P-V diagram (obr. 21). Každý bod křivky P-V diagramu obsahuje informaci o úhlu natočení KH. Zjištěné hodnoty závislosti tlaku na úhlu natočení jsou pak použity pro analytické výpočty a stanovení rozkladu sil na KH. Program GetData je vytvořen v softwaru MATLAB a pracuje tak, že převádí grafická data do digitálního formátu, a tak lze získat konkrétní hodnoty v každém bodě křivky. Hodnoty lze uložit ve formátu programu Excel a dále s nimi pracovat.



5.1.2 PEVNOSTNÍ ANALÝZA KH POMOCÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ

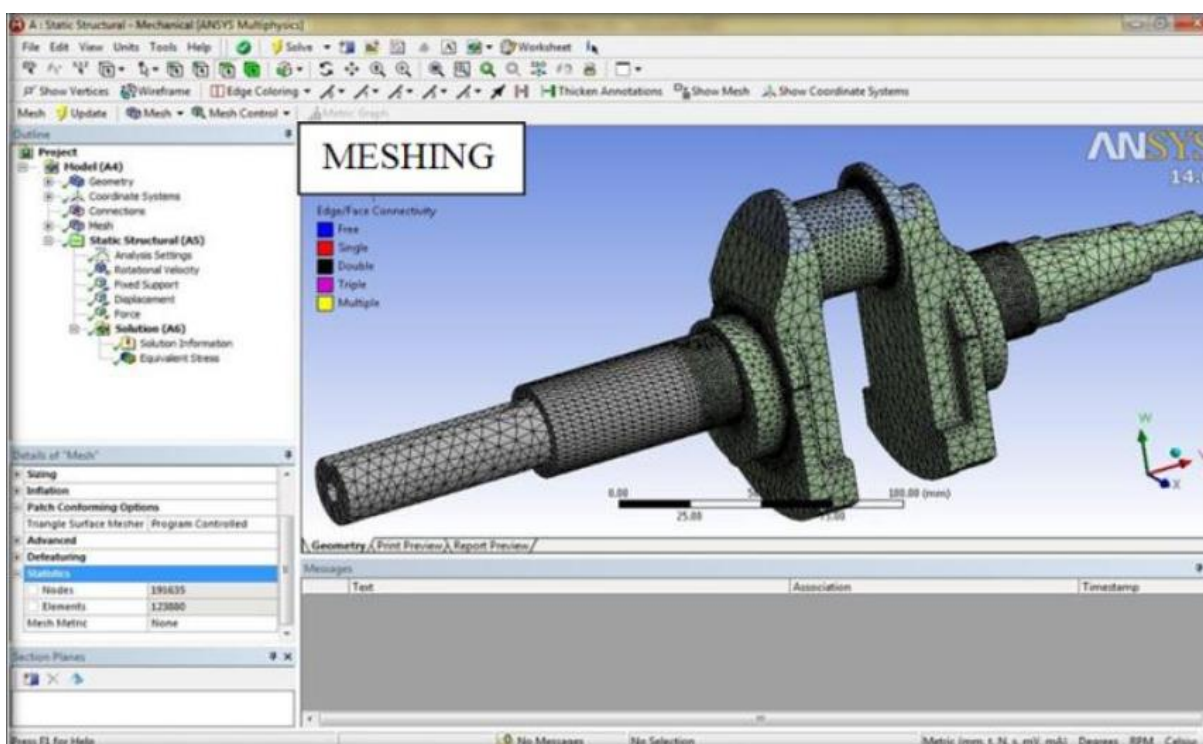
Jako první je potřeba vytvořit geometrii resp. model, pro analýzu konečných prvků, použít vhodné okrajové podmínky a zvolit správný typ zatížení. To jsou důležité parametry, které mohou výrazně ovlivnit výsledky analýzy. Modelování metodou konečných prvků jakékoliv pevné složky se skládá z vygenerování modelu, přiřazení materiálových vlastností, síťování modelu, nastavení hranice omezení a použití správného typu zatížení.

MODEL KH PRO PEVNOSTNÍ ANALÝZU

Geometrie modelu KH se vytvoří v některém CAD softwaru např. Solidworks, Inventor, nebo v jiném modelovacím softwaru dle prvotního návrhu. V knihovně materiálů se pak hřídeli přiřadí materiál podle způsobu, jakým bude hřídel zhotovena (kování, odlévání, obrábění).

SÍŤOVÁNÍ MODELU PRO PEVNOSTNÍ ANALÝZU

Pro únavovou analýzu pomocí MKP je nutné model síťovat vhodnými prvky. Síťování se provádí v prostředí programu ANSYS, kde lze podle složitosti součásti vybrat typ elementárního prvku, který bude sloužit pro nahrazení modelu.



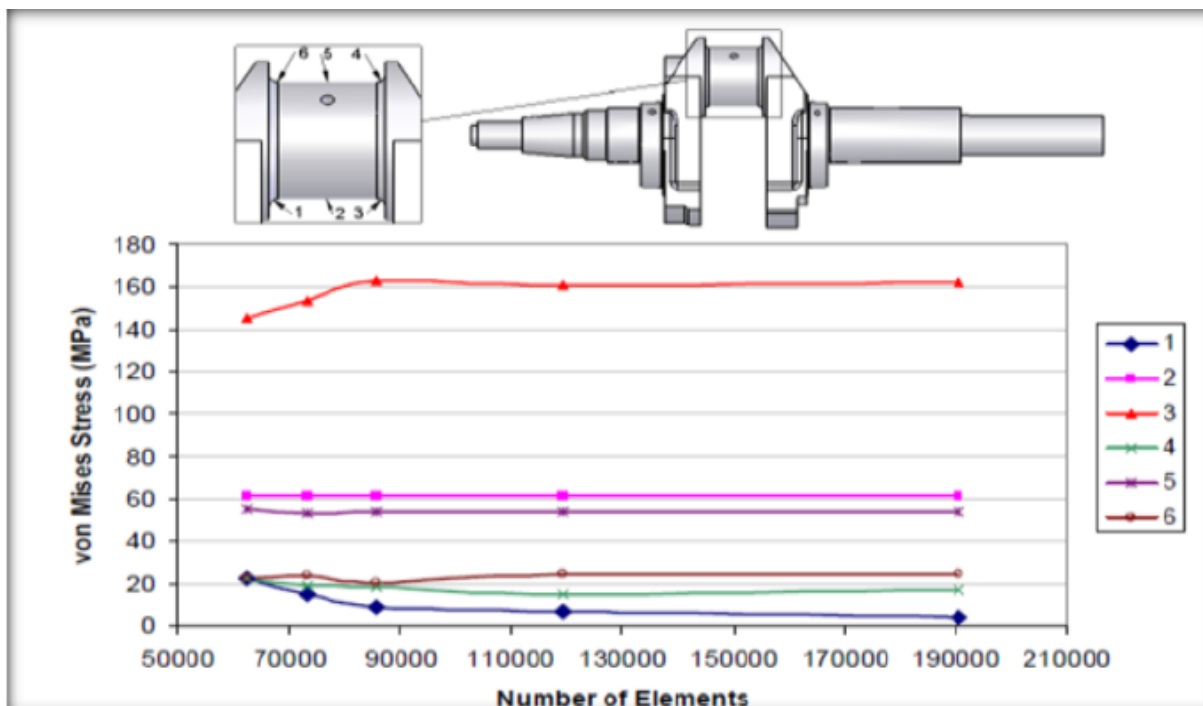
Obr. 22 Síťování KH kvadratickými čtyřbokými prvky v programu ANSYS [6]

Pro síťování KH na (obr. 22) byly použity kvadratické čtyřboké prvky, ty se používají pro nahrazení geometricky složitějších prvků. Použití lineárních čtyřbokých prvků má za následek snížení přesnosti výpočtu a používá se tak pro jednodušší modely s vysokou tuhostí, zatímco použitím kvadratických čtyřbokých prvků zvyšujeme přesnost, ale snížíme tím tuhost geometrie pro výpočet. [6]



VYHODNOCENÍ PEVNOSTNÍ ANALÝZY

Analýza se provádí za podmínek nejvyššího namáhání v průběhu předpokládaného provozu KH. Podle typu motoru zvolíme provozní otáčky. Program nejdříve vyhledá kritická místa na hřídeli v každém úhlu natočení a vyhodnotí u nich von Misesovo napětí. Na obr. 23 je pevnostní analýza s detailem na kritická místa s hodnotami von Misesova napětí pro úhel natočení hřídele 355° , což je okamžik, kdy na KH na obrázku působí maximální ohybový moment a teoreticky nulový krouticí moment. [6]

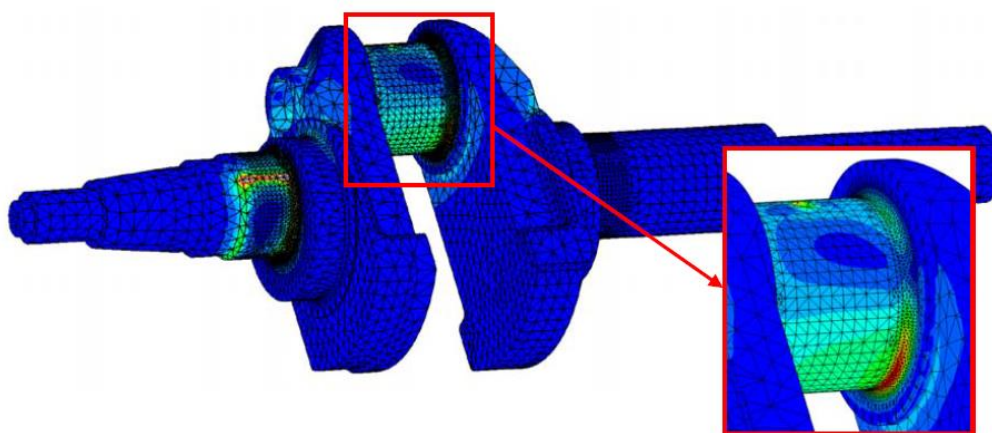
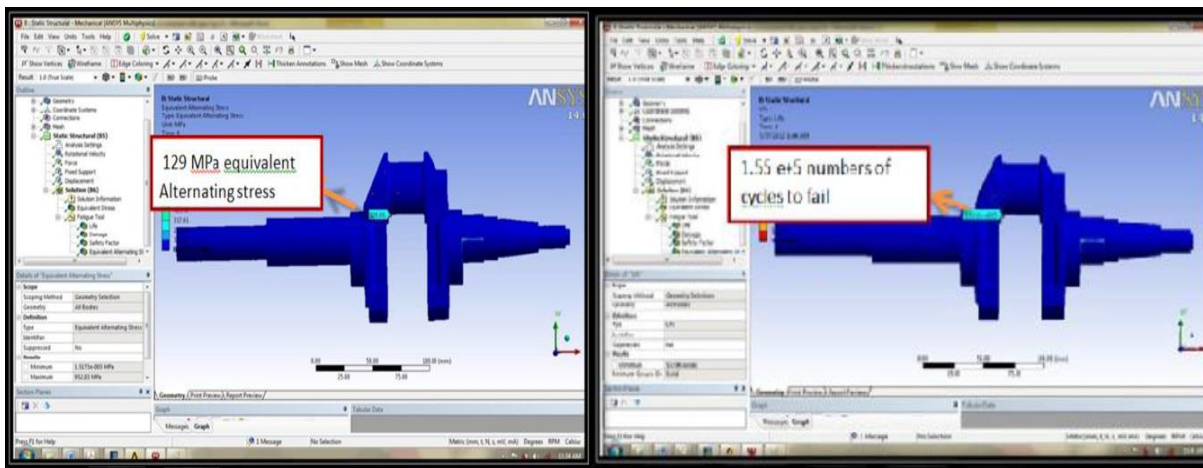


Obr. 23 Pevnostní analýza KH, natočení pro maximální ohybový moment [6]

5.1.3 VYHODNOCENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI KH POMOCÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ

Vzhledem k dlouhodobé životnosti a elastickým podmínkám zatížení se pro predikci únavové životnosti KH, nebo obecně částí spalovacích motorů běžně využívá S-N metodiky pro vysokocyklovou únavu. V prostředí ANSYSu ovšem lze jednoduše zvolit přístup, kterým chceme KH simulovat.

Na obr. 24 vidíme vyhodnocení únavy jak počtu cyklů do poškození, tak velikosti amplitudy napětí pro teoreticky nekonečný počet cyklů. Analyzovaný model porovnáváme s hodnotami z barevné škály. Změnou konfigurací modelu je pak možné získávat hodnoty amplitud pro různá konstrukční řešení, např. poměry zaoblení ku průměru čepu, pro porovnání a zvolit tak optimální řešení.



Obr. 24 vyhodnocení únavy v programu ANSYS, upraveno [6]

5.2 PREDIKCE ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI METODOU KRITICKÉ ROVINY ŘEZU (METHOD OF CRITICAL CUTTING PLANE)

Výzkumem a přibližným určením únavy kovových materiálů se lidstvo začalo zabývat teprve v 19. Století, kdy se jím vědci po několika velkých železničních a leteckých nehodách začali zabývat. Z počátku bylo určení únavy materiálu značně zjednodušeno, protože veškeré výpočty zohledňovaly pouze jednoosou, proporcionální napjatost. K vyhodnocení takového modelu pak stačí tzv. S-N křivky, tedy křivky závislosti střední amplitudy napětí na počtu cyklů do porušení materiálu, známé jako křivky Wöhlerovy.

V mnoha aplikacích dnes, se ovšem zabýváme napjatostí víceosou, neproporcionální. V těchto případech je S-N křivka pro predikci únavy nedostačující. Pro takovéto případy lze použít např. modely kritické roviny řezu, které umí posoudit účinky na součást v několika směrech v prostoru. KH je případ takovéto součásti. Metoda predikce únavové životnosti pomocí kritické roviny řezu tak dokáže s vysokou přesností předpovědět únavové poškození KH.

Modely kritické roviny řezu jsou výchozím souborem informací pro predikci únavy v mnoha softwarech, jako např. program FEMFAT-MAX nebo COMSOL Multiphysics.

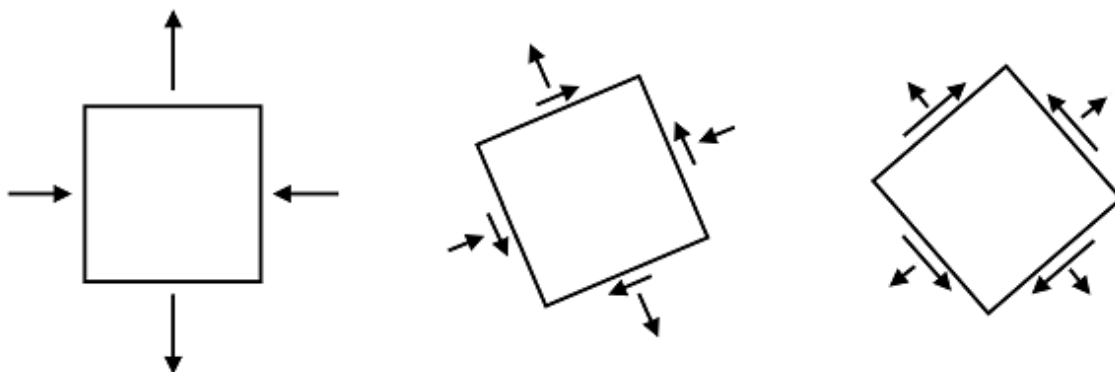


5.2.1 MODELKY KRITICKÉ ROVINY ŘEZU PRO HODNOCENÍ ÚNAVY

Hlavní myšlenka tvorby modelů kritických rovin je skutečnost, že únavová porucha materiálu je způsobena únavovou trhlinou. Trhliny se v materiálu spustí a dále šíří v rovině, která má nejvýhodnější podmínky pro přetvoření – kritická rovina. Napětíové podmínky pak mohou vést k růstu trhliny, šíření trhliny, nebo v krajním případě k oběma fázím současně. Kritickou rovinu řezu tedy volíme v místě, kde na model, v našem případě KH, působí nevyšší napětí. [7]

5.2.2 ZJIŠTĚNÍ KRITICKÉ ROVINY ŘEZU A VYHODNOCENÍ ÚNAVY

Kritická rovina řezu může být nalezena i analyticky pomocí rovnic, za předpokladu jednoosé proporcionalní napjatosti. Pro predikci napjatosti víceosé, neproporcionalní však musíme nalézt a vyhodnotit historii zatížení v každé zkoumané orientaci na kritické rovině. Software daný model hřídele vyhodnotí v modulu únavy na základě smykových a normálových napětí. S takto plně určeným modelem KH pak program může dále pracovat.



Obr. 25 Typy orientování kritických rovin [7]

Napjatost v kritických místech KH resp. v bodě na nich určeném, může být popsána dvou dimenzionálním tenzorem s třemi normálními a třemi smykovými složkami. Velikost těchto složek se mění s orientací. To znamená, že pokud uděláme řez objemovým tělesem a vyhodnocujeme napětí na této vytvořené rovině, bude se napjatost v tomto bodě měnit v závislosti na jejím natočení. V případě rovinné napjatosti se model redukuje na dvě složky normálové a jednu smykovou viz (obr. 25). [7]

Modely predikce únavy metodou kritické roviny řezu jsou hodnoceny podle tzv. Fail-Safe filozofie, tedy výpočet koeficientu využití únavy. Takto software dokáže určit, zda je únavové zatížení nad nebo pod mezí únavy daného místa na KH. [7]

Materiálové parametry pro tyto modely lze snadno importovat ze standardních únavových zkoušek.



ZÁVĚR

Tato práce je souhrnem informací pro pochopení problematiky návrhu klikové hřídele z hlediska únavové životnosti. Obsahuje poznatky z oblasti dynamického zatížení, konstrukčně-technologických řešení, a v neposlední řadě samotného výpočtu únavové životnosti klikových hřídelí spalovacích motorů.

Pro výpočet a predikci únavové životnosti dnes existuje hned několik metod a přístupů, kterými lze klikovou hřídel řešit. V této práci byly popsány jak metody analytické, které dnes slouží spíše pro představu a kontrolu lidského faktoru, tak metody numerické, které využívají výpočtové softwary pro predikci cyklicky zatěžovaných součástí.

Závěrem je nutné podotknout, že stanovit naprosto správný návod návrhu klikové hřídele je téměř nemožné, a že v některých případech prakticky neexistuje žádná správná odpověď na otázky týkající se priorit jejího návrhu. Vždy totiž půjde o nějaký kompromis mezi tím, vyrobit klikovou hřídel, která bude vyhovovat z hlediska bezpečnosti, a zároveň nebude zbytečně předimenzována.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOŽOUŠEK, J. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. Vyd. 1. Praha: SNTL, 1983. 483 s.
- [2] KOLEKTIV VÚNM A ČKD. *Naftové motory čtyřdobé*, 1. Díl. Vyd. 2. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, n.p., 1962. L123-b3-iv-41/2490
- [3] ERJAVEC, J. *Automotive technology: a systems approach*. Vyd. 4. New York: Thomson Delman Learning, 2005. 1401 s. Isbn 1-4018-4831-1.
- [4] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Naše vojsko, První vydání, Praha, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [5] VOPAŘIL, J. *Tvarová optimalizace klikového hřídele leteckého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 85 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [6] *Prediction of Fatigue Life of Crank Shaft using S-N Approach* [online], 2008. [cit. 2014-05-10]. Dostupný z WWW: <http://www.ijetae.com/files/Volume3Issue2/IJETAE_0213_74.pdf>.
- [7] *Fatigue Prediction using Critical Plane Methods* [online], 2013. [cit. 2014-05-03]. Dostupný z WWW: <<http://www.comsol.com/blogs/fatigue-prediction-using-critical-plane-methods/>>.
- [8] *Stress Analysis and Optimization of Crankshafts* [online]. Toledo: University of Toledo, 2007 [cit. 2014-04-14]. Dostupný z WWW: <https://www.forging.org/system/files/field_document/CrankshaftProjectreportIIAug2007.pdf>.
- [9] *Metoda konečných prvků* [online], 2014. [cit. 2014-05-20]. Dostupný z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_konečných_prvků>.
- [10] *Crankshaft design issues* [online], 2010. [cit. 2014-04-14]. Dostupný z WWW: <http://www.epi-eng.com/piston_engine_technology/crankshaft_design_issues.htm>.
- [11] *Integrita povrchu v oblasti tepelného zpracování* [online], 2002. [cit. 2014-05-15]. Dostupný z WWW: <http://www.ateam.zcu.cz/download/Integrita_prednaskaTZ.pdf>.
- [12] VLK, M., FLORIAN, Z. *Mezní stavy a spolehlivost* [online], 2007. [cit. 2014-04-22]. Dostupný z WWW: <<http://www.zam.fme.vutbr.cz/~vlk/meznistavy.pdf>>.
- [13] ZEMČÍK, Oscar. *Změna vlastností oběžných drah valivých ložisek po aplikaci válečkování*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2002, 36 s. ISBN 80-214-2131-2.
- [14] *Fillet rolling of crankshaft* [online], 2013. [cit. 2014-02-01]. Dostupný z WWW: <<http://www.uspto.gov/web/patents/classification/cpc/html/defB21H.html>>.
- [15] *Industrial applications* [online], 2014. [cit. 2014-02-01]. Dostupný z WWW: <<http://www.progressivesurface.com/industrial.php>>.



- [16] *High Performance Crankshafts* [online], 2010. [cit. 2014-02-02]. Dostupný z WWW: <http://www.metalimprovement.com/shotpeening_successstories_automotive.php#diesel>
- [17] HAVEL, J. *Crankshaft surface finish* [online], 2009. [cit. 2012-04-24]. Dostupný z WWW: <http://www.aera.org/ep/downloads/ep7/EP07-2009_52-54.pdf>.
- [18] JÍRA, J. *Únava* [online], Praha: ČVUT v Praze, 2009. [cit. 2012-04-11]. Dostupný z WWW: <<http://mech.fd.cvut.cz/education/master/k618tam/download/Unava.pdf>>.
- [19] LABAJ, V. *Únavová analýza strojních součástí s využitím programu PragTic: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní Katedra pružnosti a pevnosti, 2010, 49 s. Vedoucí práce: Halama, R.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

α_c	[-]	součinitel tvaru (obecně)
β_c	[-]	součinitel vrubu (obecně)
η_c	[-]	součinitel vrubové citlivosti materiálu
η_p	[-]	součinitel jakosti povrchu (obecně)
ϑ_o	[-]	součinitel vlivu velikosti při namáhání ohybem
ϑ_t	[-]	součinitel vlivu velikosti při namáhání krutem
S_c	[-]	celková míra bezpečnosti
S_{ct}	[-]	míra bezpečnosti při namáhání krutem
S_{co}	[-]	míra bezpečnosti při namáhání ohybem
σ_{hc}	[MPa]	mez únavy při míjivém namáhání tahem
σ_c	[MPa]	mez únavy při střídavém namáhání tahem hladké tyče
σ_{co}^*	[MPa]	mez únavy při střídavém namáhání ohybem klikové hřídele
σ_F	[MPa]	fiktivní pevnost v tahu
σ_K	[MPa]	mez kluzu materiálu
σ_p	[MPa]	mez pevnosti materiálu v tahu
σ_a	[MPa]	amplituda napětí v ohybu
σ_m	[MPa]	střední napětí v ohybu
τ_{hc}	[MPa]	mez únavy při míjivém namáhání smykem
τ_c	[MPa]	mez únavy při střídavém namáhání smykem hladké tyče
τ_{ct}^*	[MPa]	mez únavy při střídavém namáhání krutem klikové hřídele
τ_F	[MPa]	fiktivní pevnost ve smyku
τ_a	[MPa]	amplituda napětí v krutu
τ_m	[MPa]	střední napětí v krutu
ΔM_o	[N.m]	kompensační moment ojnice
D_0	[mm]	průměr hlavního čepu
D_1	[mm]	průměr klikového čepu
$F_{H\check{c}}$	[N]	síla zatěžující hlavní čep
F_{HL}	[N]	síla zatěžující hlavní čep
$F_{K\check{c}}$	[N]	síla zatěžující klikový čep
m_p	[kg. s ² /m]	hmota posuvných částí klikového ústrojí
m_r	[kg. s ² /m]	hmota otáčejících se částí klikového ústrojí
N_p	[N]	normálová složka síly na píst od přetlaku plynů



P	[N]	výsledná síla na píst
P_o	[N]	ojniční síla
P_p	[N]	síla na píst od přetlaku plynů
P_r	[N]	radiální síla působící na klikovém čepu
P_t	[N]	tangenciální síla působící na klikovém čepu
r	[mm]	poloměr kliky
R_{Fn}	[N]	síla zatěžující rameno
S_p	[N]	setrvačná síla posuvných hmot
S_r	[N]	odstředivá síla otáčejících se hmot
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
ρ	[mm]	poloměr zaoblení přechodu čepu do ramene
σ	[MPa]	jmenovité napětí v tahu nebo v ohybu
τ	[MPa]	jmenovité napětí ve smyku nebo v krutu
φ	[°]	úhel sklonu mazací drážky
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele