



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**MAZACÍ OKRUH TURBODMYCHADLA FORMULE
STUDENT**

FORMULA STUDENT TURBOCHARGER LUBRICATION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Novotný

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Michal Janoušek

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Tomáš Novotný
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Michal Janoušek
Akademický rok:	2015/16

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:

Mazací okruh turbodmychadla Formule Student

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte mazací okruh turbodmychadla pro použití ve voze Formule Student.

Cíle bakalářské práce:

Proveďte rešerši způsobů mazání ložiskové skříně turbodmychadla.

Navrhněte úpravu mazacího systému vozu Formule Student pro zástavbu turbodmychadla.

Navrhněte regulátor tlaku oleje pro upravený mazací systém.

Seznam literatury:

MILLER, K.: Turbo: real world high-performance turbocharger systems. North Branch, MN: CarTech, 2008. ISBN 19-324-9429-4.

MACINNES, H.: Turbochargers. Los Angeles, Calif: HP Books, 1984. ISBN 978-089-5861-351.

JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B.: Automobily: Motory. 7. vyd. Brno: AVID, 2012. ISBN 978-80-87143-21-6.

HARTMAN, J.: Turbocharging performance handbook. St. Paul, MN: Motorbooks, 2007. ISBN 07-60-2805-6.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá mazáním ložiskové skříně turbodmychadla. V první části se práce věnuje rešerši způsobům mazání ložiskové skříně, přičemž jsou popsány součásti tohoto systému a způsob distribuce maziva. Další část se zabývá návrhem samostatného mazacího okruhu pro turbodmychadlo vozu Formule student, konkrétně čerpadla a jeho regulátoru tlaku.

KLÍČOVÁ SLOVA

Turbodmychadlo, Ložisková skříň, Mazání, Formule student, Výpočet teoretického průtoku trochoidního čerpadla

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with turbocharger's bearing housing lubrication. The first part is focused on searches about this topic, it describes parts of lubrication system and ways of oil distribution. The next part deals with design of independent lubrication system for Formula student car's turbocharger, in particular design of gerotor pump and it's pressure regulator.

KEYWORDS

Turbocharger, Bearing housing, Lubrication, Formula student, Theoretical flow rate calculation of gerotor pump



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVOTNÝ, T. *Mazací okruh turbodmyhadla Formule Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 35 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Janoušek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. května 2016

.....

Tomáš Novotný



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji rodičům za podporu při studiu. Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mi radou i oporou pomohli k napsání této bakalářské práce.

OBSAH

Úvod	7
1 Konstrukce Turbodmychadla	8
1.1 Ložisková skříň	8
1.2 Těsnění	9
1.2.1 Olejové těsnění	9
1.2.2 Plynové těsnění	9
1.3 Ložiska	10
1.3.1 Kluzná ložiska	10
1.3.2 Valivá ložiska	11
1.3.3 Hybridní ložiskový systém	11
1.3.4 Volba ložisek	12
2 Mazání ložisek	13
2.1 Hydrodynamické mazání	13
2.2 Mazání kuličkových ložisek	14
3 Olej a jeho rozvod	15
3.1 olej	15
3.1.1 Olejový filtr	15
3.1.2 Chlazení oleje	15
3.2 přívod oleje	15
3.2.1 Přívod k ložiskové skříni	15
3.2.2 Přívod k ložiskům	16
3.3 Odvod oleje	16
3.4 olejová čerpadla	17
3.4.1 Zubové čerpadlo	17
3.4.2 Čerpadlo s vnitřním ozubením	17
3.4.3 Trochoidní olejové čerpadlo	18
3.4.4 Odsávací čerpadlo	18
4 Návrh olejového čerpadla pro formuli student	19
4.1 Reverzní inženýrství	19
4.1.1 3D sken	19
4.1.2 Úprava výstupní sítě	20
4.2 Výpočet objemového průtoku čerpadlem	21
4.3 Návrh změn čerpadla	23
5 Návrh regulátoru tlaku oleje	25
5.1 Návrh tvaru regulátoru	25

5.2	Výpočet síly na kuličku regulátoru	26
5.3	Návrh pružiny	27
5.3.1	Průměr pružinového drátu	27
5.3.2	Vnější průměr pružiny	27
5.3.3	Vnitřní průměr pružiny	27
5.3.4	Materiál pružiny	27
5.3.5	Pracovní délka pružiny	27
5.3.6	Volná délka pružiny.....	27
	Závěr.....	29
	Seznam použitých zkratk a symbolů	31
	Seznam příloh	32

ÚVOD

Nejčastějším způsobem přeplňování spalovacích motorů jsou dnes turbodmychadla. Jedná se o stroj, který využívá energie spalín motoru ke stlačení nasávaného vzduchu. Pohyblivé části turbodmychadla se mohou otáčet rychlostí přesahující 250 000 otáček za minutu a jsou vystavovány vysokým teplotám a vibracím od motoru. Ani v těchto podmínkách nesmí dojít ke kontaktu rotujících částí se skříněmi turbodmychadla. Přesné vedení zajišťují ložiska na hřídeli spojující turbínové kolo s kompresorovým. Pro správné fungování ložisek, ať už kluzných nebo valivých, je nezbytné mazání.

Mazací okruh turbodmychadla sestává z několika částí. Olejové čerpadlo zajišťuje dostatečný tlak oleje v systému, případně další čerpadlo odsává olej z turbodmychadla zpět do systému. Potrubí zajišťuje přívod oleje k turbodmychadlu a jeho následný odtok. V turbodmychadlu jsou mazána ložiska, uložena v ložiskové skříni. Popisem mazacího okruhu se zabývá teoretická část této bakalářské práce.

Druhá, praktická část, je zaměřena na návrh úpravy samostatného mazacího okruhu turbodmychadla formule student. Věnuje se především návrhu olejového trochoidního čerpadla, přičemž původní čerpadlo formule student bylo pomocí 3D skenování převedeno na CAD model a následoval výpočet průtoku tohoto čerpadla. Výsledky výpočtů byly porovnány s mazacími požadavky turbodmychadla formule student a navrženy úpravy čerpadla a regulátoru tlaku oleje z něj vystupujícího.

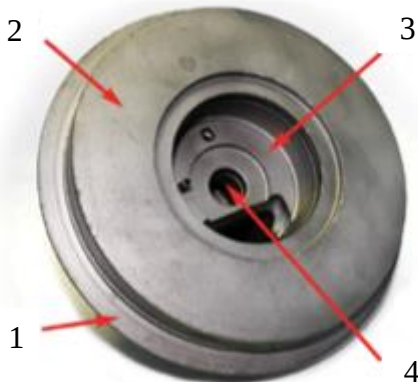
1 KONSTRUKCE TURBODMYCHADLA

Turbodmychadlo je složeno ze tří hlavních částí – turbínová, kompresorová a ložisková (centrální) část. Turbínová část se skládá z turbínového kola a skříně. Je připojena na výfukové potrubí motoru. Kompresorová část obsahuje kompresorové kolo a skřín, která je připojena na sání motoru. Centrální část spojuje kompresorovou a turbínovou dohromady pomocí ložiskové skříně. Ta obsahuje hřídel s ložisky, což dohromady s turbínovým a kompresorovým kolem tvoří rotor turbodmychadla. Dále jsou podrobněji popsány pouze komponenty souvisejícím s mazáním.

1.1 LOŽISKOVÁ SKŘÍŇ

Ložisková skřín je podporou celého systému turbodmychadla. Spojuje turbínovou a kompresorovou skřín a přivádí olej k ložiskům. Obvykle bývá odlévána z tvárné litiny. Dokončování probíhá na speciálních obráběcích centrech, kvůli vysokým požadavkům na přesnost. [1]

Při pohledu z kompresorové strany, příruba ložiskové skříně, na kterou dosedá kompresorová skřín, vytváří část bezlopatkového difuzoru. Dále se zde nachází prostor na axiální ložisko, otvor pro hřídel a radiální ložisko. [2]



Obr. 1 Ložisková skříň z kompresorové strany, 1 - dosedací příruba, 2 – zadní část difuzoru, 3 – prostor pro axiální ložisko, 4 – otvor pro hřídel [2]

Turbínová strana je většinou kryta tepelným štítem. Ten chrání ložiskovou skříň před teplem z turbíny. Pokud by teplota uvnitř skříně byla příliš vysoká, mohlo by po vypnutí motoru dojít k připékání oleje na ložiska a hřídel. [2]



Obr. 2 Ložisková skříň z turbínové strany [2]

1.2 TĚSNĚNÍ

1.2.1 OLEJOVÉ TĚSNĚNÍ

Olejová těsnění se používala pouze v turbodmychadlech aplikovaných na motory s karburátorem, kde kompresor byl umístěn mezi karburátorem a motorem – tzv. pull-through systém. Při tomto sestavení je kompresor často vystavován podtlaku a tak olejové těsnění bylo nezbytné. V dnešní době vstřikování paliva, kdy turbodmychadla jsou obvykle umisťována před škrticí klapku, v podstatě žádné olejové těsnění nemají. Při záběru turbodmychadla k úniku oleje do kompresoru ani turbíny nemůže docházet kvůli zvýšenému tlaku v příslušných skříních. Pokud u turbodmychadla dochází k úniku oleje, je to obvykle z důvodu dlouhodobého chodu na prázdno. V takovém případě není v ložiskové ani turbínové skříně tlak, který by zabraňoval prosakování oleje. [2]

1.2.2 PLYNOVÉ TĚSNĚNÍ

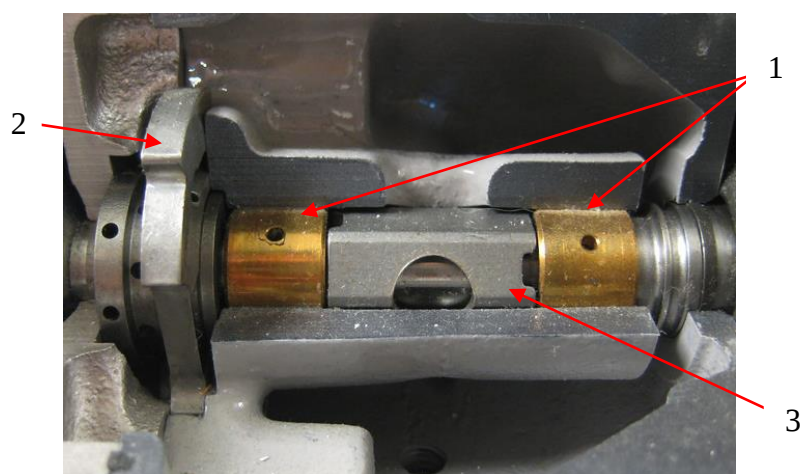
Na turbínové i kompresorové části ložiskové skříně jsou těsnící kroužky, přezdívané pístní, a to díky vzhledu, připomínají totiž malé pístní kroužky. Mají i podobnou funkci a to utěsnit ložiskovou skříň před proniknutím plnicího tlaku či tlaku spalín do mazacího systému turbodmychadla, čímž by mohlo dojít i k tlakování klikové skříně motoru. Těsnící kroužky na kompresorové straně bývají většinou menší, než kroužky na straně turbínové. [2]

1.3 LOŽISKA

Nedílnou částí turbodmychadla jsou ložiska. Nacházejí se na hřídeli spojující turbínové kolo s kompresorovým a zajišťují její přesné vedení, snadné otáčení a tlumení radiálních i axiálních sil vzniklých za provozu. Nejčastěji se setkáváme s užitím ložisek kluzného typu, ale ani valivá ložiska nejsou výjimkou.

1.3.1 KLUZNÁ LOŽISKA

Kluzná ložiska jsou nejčastější variantou ložisek u turbodmychadel. Jsou schopny pracovat při velkých rychlostech, až 200 000 otáček za minutu, a výborně tlumí rázy. Nejběžnější konfigurací jsou tři kusy bronzových ložisek, obsahující dvě radiální a jedno axiální. [3]



Obr. 3 Sestavení kluzných ložisek, 1 – radiální ložiska, 2 – axiální ložisko, 3 – vložka pro vymezení vůle mezi radiálními ložisky [4]

RADIÁLNÍ LOŽISKA

Radiální kluzná ložiska fungují na principu hydrodynamického mazání. Jedná se o velice přesně vyráběné součásti, přičemž vůle mezi ložisky a hřídelí dosahují pouze desítek mikrometrů.

Některá radiální ložiska rotují vůči ložiskové skříni, zatímco hřídel rotuje vůči ložisku. Obvykle ložiska rotují přibližně třetinovou rychlostí hřídele, což snižuje rychlostní diferenciál mezi relativními třecími plochami a pomáhá tak snižovat opotřebení. U větších turbodmychadel by vlivem gyroskopických momentů turbínového a kompresorového kola docházelo k nestabilitě ložisek na vnějším olejovém filmu. Používá se zde tedy jedno radiální ložisko, které vzhledem ke skříni nerotuje. Zabránění ložisku v rotaci probíhá čepem, který se na kompresorové straně vloží do ložiskové skříně a zároveň zapadne do čelní strany ložiska. [2]

AXIÁLNÍ LOŽISKA

Axiální síly v turbodmychadle jsou vyvolány tlakem na kompresorové a turbínové kolo. Axiální ložisko má tedy třecí plochy na obou stranách. Olej vstupuje od středu mezi ložisko a kroužky, vymezující axiální vůli. [2]

1.3.2 VALIVÁ LOŽISKA

Zatímco ve většině turbodmychadel se dnes setkáme s kluznými ložisky, začínají se objevovat ložiska valivá, konkrétně kuličková. Ložisko se skládá ze dvou kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem, uložených do ocelové kazety. Kuličky ložisek bývají vyrobeny z keramiky, na kazetu se používá vysoce legovaná ocel.

Velkou nevýhodou kuličkových ložisek je jejich vysoká cena. Tuto nevýhodu však vynahrazuje několik výhod. Díky své konstrukci jsou tyto ložiska schopna přenášet i axiální síly a je tedy možné zcela vynechat axiální ložisko. Dále se snadněji roztáčí než kluzná radiální ložiska s hydrodynamickým mazáním, a to až o 15%. Z těchto důvodů nedochází k tak velkým ztrátám, což pomáhá zlepšit odezvu turbodmychadla. [5]



Obr. 4 Kuličkové ložisko společnosti Honeywell [6]

1.3.3 HYBRIDNÍ LOŽISKOVÝ SYSTÉM

Tento systém používá jedno kuličkové a jedno axiální a jedno radiální kluzné ložisko. Nicméně tento systém nebývá užíván příliš často, neboť se vyznačuje spíše nevýhodami obou druhů ložisek. [2]

1.3.4 VOLBA LOŽISEK

Zvolený typ ložisek značně ovlivňuje požadavky na mazací okruh. Je zapotřebí dbát především na teplotu maziva a jeho množství, dodávané do ložiskové skříně.

TEPLOTA MAZIVA

Pokud je provozní teplota maziva nízká, je vhodné volit spíše valivá ložiska. Pro zabezpečení správného rozběhu kluzného ložiska je důležitá odpovídající viskozita. U některých aplikací se v extrémních případech musí mazivo předehtřívát. Nejvyšší dovolená teplota jak pro valivá tak i kluzná ložiska je určena nejvyšší dovolenou teplotou pro dané mazivo. [3]

OBVODOVÁ RYCHLOST HŘÍDELE

Vhodné použití kluzných ložisek s hydrodynamickým mazáním je pro střední a vysoké rychlosti. Při příliš velkém nárůstu rychlosti může docházet k turbulentnímu proudění a překročení maximální povolené teploty pro použité mazivo v mazací vrstvě. [3]

TŘECÍ ZTRÁTY

Třecí ztráty značně ovlivňují dynamické vlastnosti turbodmychadla. Nižších třecích ztrát dosahují ložiska valivá kuličková, což je také hlavním důvodem k jejich užívání. [3]

VIBRACE

Dostatečně silná mazací vrstva u kluzných ložisek má značný tlumicí efekt. Valivá ložiska jsou schopna pouze minimálního útlumu vibrací, avšak je možné zlepšit tlumicí vlastnosti uložením kazety ložiska na olejovou vrstvu. [3]

HLUČNOST

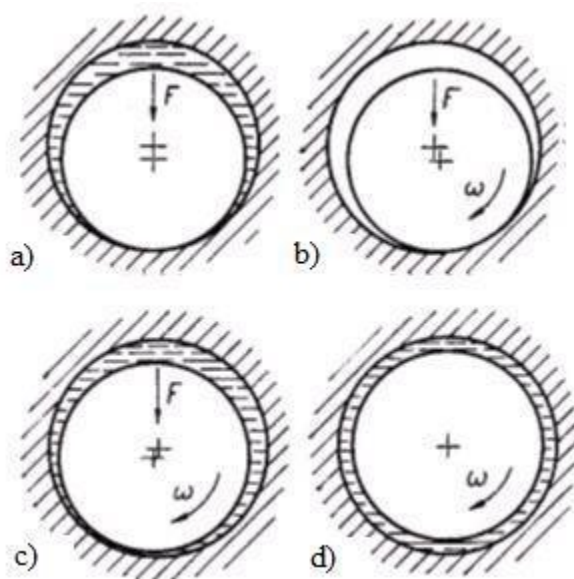
Na hlučnost ložisek má především vliv rychlost, i přesto jsou kluzná ložiska méně hlučná než valivá. [3]

2 MAZÁNÍ LOŽISEK

2.1 HYDRODYNAMICKÉ MAZÁNÍ

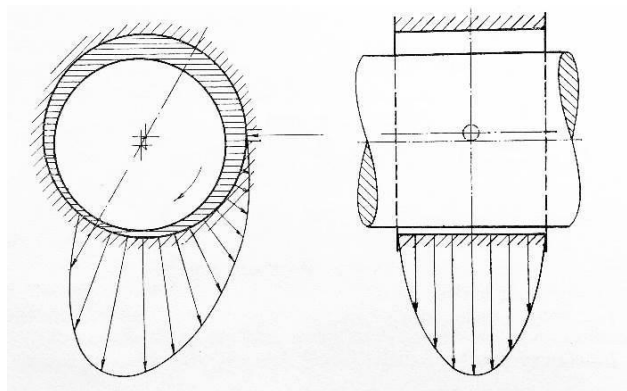
Hydrodynamického mazání se využívá u kluzných ložisek. Při tomto způsobu mazání odděluje třecí povrchy vrstva mazacího filmu, který zabraňuje vzájemnému styku. Pro hydrodynamické mazání není nutné dodávat olej pod tlakem, je však nezbytný jeho nepřetržitý proud. [7]

Pokud se hřídel v ložisku nehýbe, nachází se vůči ložisku ve výstřední poloze a působí na něj zátěžnou silou ve svislém směru. Tím jsou mezi hřídelí a ložiskem vytvořeny dva klínové prostory, symetrické podle osy zátěžné síly. Při uvedení turbodmychadla do provozu se tento prostor vyplní olejem, dojde k postupnému nárůstu otáček hřídele vůči ložisku a mezi nimi vzniká tření, díky čemuž se hřídel posune po ložisku proti směru otáčení. Po dostatečném navýšení otáček hřídele vzniká v dolní zatížené části ložiskové vůle hydrodynamický tlak, který úplně oddělí plochu hřídele od ložiska. Tento jev vzniká kvůli rotaci hřídele, zužujícího se tvaru mazací vrstvy a viskozitě oleje. Pokud by byly otáčky hřídele dostatečně vysoké, mohla by teoreticky zaujmout polohu přesně soustřednou vůči ložisku. [7]



Obr. 5 Poloha hřídele v ložisku [7]

Obrázek číslo 6 znázorňuje průběh hydrodynamického tlaku, který zabraňuje přímému styku a tedy tření mezi hřídelí a ložisky. Únosnost ložisek závisí především na velikosti ložiskové vůle, viskozitě oleje, kluzné rychlosti a v neposlední řadě také na průběhu hydrodynamického tlaku. [7]



Obr. 6 Průběh hydrodynamického tlaku [7]

2.2 MAZÁNÍ KULIČKOVÝCH LOŽISEK

Turbodmychadla vybavená kuličkovými ložisky nepotřebují tolik oleje, jako turbodmychadla s klasickými kluznými ložisky. Často bývají vybavena zúžením přívodu oleje k ložisku. Přílišné množství oleje by vedlo k potlačení předností tohoto typu ložisek.

3 OLEJ A JEHO ROZVOD

3.1 OLEJ

Mazací okruh turbodmychadla bývá většinou začleněn do mazacího systému motoru. Z toho vyplývá, že k mazání se využívá motorového oleje, jehož typ a viskozita jsou dány požadavky motoru. Turbodmychadla jsou konstruována tak, aby pracovala správně s každým běžně užívaným typem motorového oleje.

3.1.1 OLEJOVÝ FILTR

Pokud je motor vybaven olejovým filtrem typu full - flow, který dokáže zadržet částice do velikosti alespoň 30 mikronů, není nezbytně nutné používat další filtr v přívodním potrubí k turbodmychadlu. Pokud tomu tak není, je použití filtru striktně doporučeno. Ideální je filtr se zabudovaným obtokem, který zabezpečí přívod oleje k ložiskům i v případě, že dojde k jeho zanešení nečistotami. [8]

3.1.2 CHLAZENÍ OLEJE

Při průchodu oleje turbodmychadlem dochází k jeho ohřátí. Nejvýraznějším zdrojem tepla jsou výfukové plyny zahřívající ložiskovou skříň. Ta je proti teplu od turbíny chráněna štítem a dále chlazená. Chlazení probíhá vzduchem a přiváděným olejem, v některých případech i vodou. Vodní chlazení se uplatňuje především u turbodmychadel, pracujících za vyšších teplot. Například u plynových motorů.

U osobních aut, kde turbodmychadlo většinu času nepracuje na plný výkon, není ohřátí oleje markantní. To nemusí platit při použití například na nákladních vozech, traktorech a podobně, kde turbodmychadlo bývá využito na plný výkon po delší dobu. Pokud teplota oleje přesahuje 120 °C, je doporučeno použití chladiče oleje. [8]

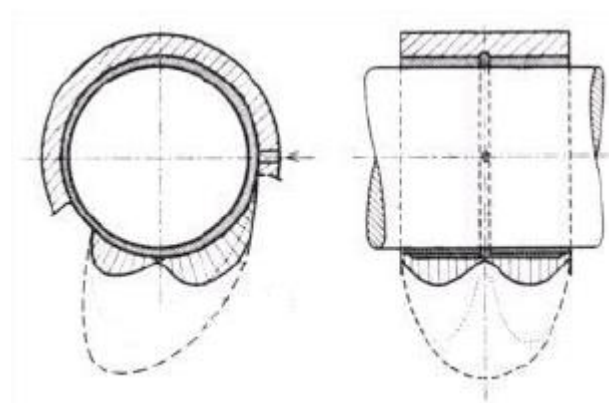
3.2 PŘÍVOD OLEJE

3.2.1 PŘÍVOD K LOŽISKOVÉ SKŘÍŇI

Olejové čerpadlo dodává tlakový olej do ložiskové skříně a to o tlaku 1 až 5 bar, v závislosti na otáčkách motoru. Na vývod olejového potrubí z motoru je obvykle umístěn snímač pro kontrolku nízkého tlaku oleje a tento snímač je připojen k potrubí na jeho konci, tedy na straně k turbodmychadlu. Tím je docíleno toho, že ihned po nastartování je možno kontrolovat, zda jsou ložiska turbodmychadla správně mazána. Z důvodu změny viskozity oleje v závislosti na teplotě je vhodné použít regulátor tlaku, který zabezpečí nepřekročení maximální hodnoty tlaku oleje v přívodním potrubí. [8]

3.2.2 PŘÍVOD K LOŽISKŮM

Aby nedocházelo ke snižování únosnosti ložiska, nebo k unikání oleje, je přívod oleje zajištěn v nezatížené části ložiska. Mazací drážky v ložiscích, tvarované speciálně pro čerpací účinky, zajišťují rovnoměrný rozvod oleje. Tyto drážky nesmí být příliš hluboké a opatřeny ostrými hranami, což by vedlo ke snížení hydrodynamického tlaku, jehož průběh v místě drážky můžeme vidět na obrázku číslo 7. Pokud jsou ložiska vystavována nižším rychlostem a velkým zatížením, mazací drážky bývají umístěny blíže k působišti zatížení. Nesmí však být přímo v zatížené části kluzné plochy. Nejčastějším umístěním drážek je jejich rovnoměrné rozložení po obvodu ložiska, například dva až čtyři otvory po obvodu. [7]



Obr. 7 Průběh tlaku oleje v radiální mazací drážce [7]

3.3 ODVOD OLEJE

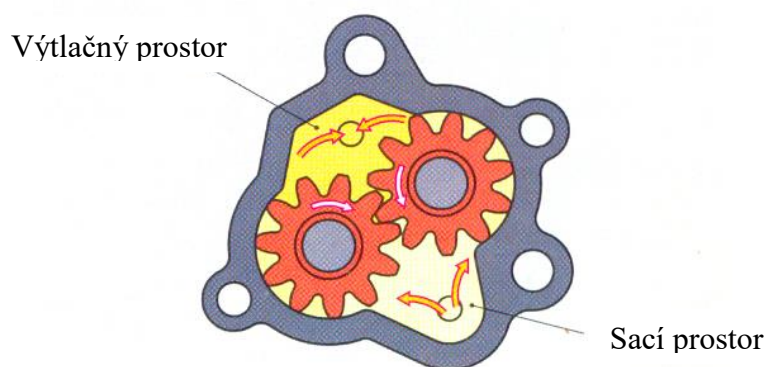
Olej vstupující do ložiskové skříně v podstatě neobsahuje žádný vzduch, zatímco po projití ložisky, která se pohybují rychlostí přesahující 200 000 otáček za minutu, je olej značně zpěněný a zaujímá tak větší objem. Tomuto je potřeba přizpůsobit parametry odváděcího potrubí oleje.

Olej, který odtéká od ložisek, je pod tlakem jen mírně větším než atmosférický a jeho odlévání zajišťuje pouze gravitace. Je tedy zapotřebí, aby pro správné fungování odvodu oleje z turbodmychadla bylo dodrženo několik požadavků. Průměr odtokového potrubí musí být větší než u přívodního a na tomto potrubí nesmí být žádné zlomy. Ideálním, i když ne vždy technicky možným řešením, je vyvarování se i častých záhybů. Na těchto místech by mohlo docházet k ulpívání oleje. Dále musí být dodrženo správné umístění samotného turbodmychadla. Olejová výpust na ložiskové skříně musí být ve vertikální poloze, případně maximálně 20 stupňů vychýlená. Z důvodu odtoku oleje samospádem musí být turbodmychadlo v takové výšce vůči motoru, aby odtokové potrubí mělo dostatečný spád a aby jeho ústí v motoru bylo nad hladinou oleje. [8]

3.4 OLEJOVÁ ČERPADLA

3.4.1 ZUBOVÉ ČERPADLO

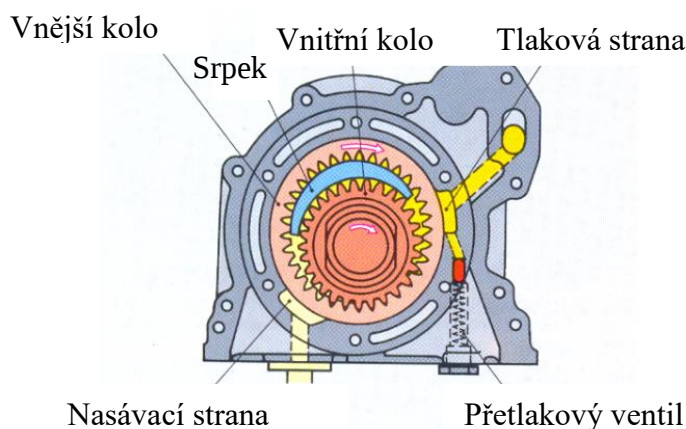
Zubové čerpadlo obsahuje dvě stejná čelní ozubená kola, uložená ve společné skříni s minimální vůlí. Po roztočení kol dochází v místě záběru mezi rozestupujícími se koly ke vzniku podtlaku, který nasává olej do mezer mezi zuby. Ty olej po svém obvodu dopravují na výtlačnou stranu. [9]



Obr. 8 Zubové čerpadlo [9]

3.4.2 ČERPADLO S VNITŘNÍM OZUBENÍM

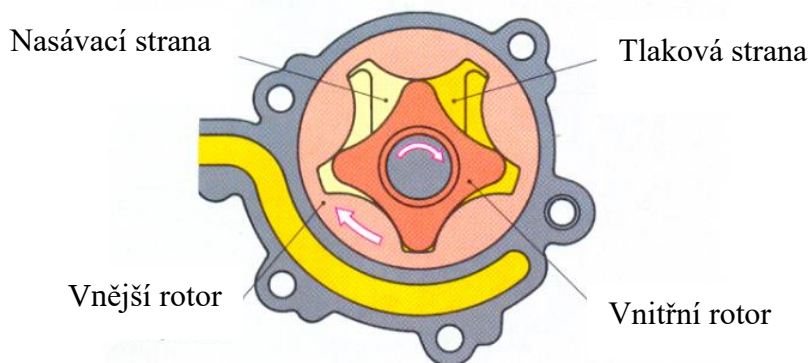
Jde o modernizovaný typ zubového čerpadla. Kola jsou vůči sobě uložena excentricky. Tímto mezi nimi vzniká prostor ve tvaru srpku. Špičky srpku jsou od sebe odděleny vloženým tělesem a vytváří tak dva prostory, sací a výtlačný. Po roztočení čerpadla je olej dopravován oběma koly po okrajích srpkovitého tělesa. Oproti zubovému čerpadlu má tento typ větší dopravní výkon, hlavně pak v nízkých otáčkách. [9]



Obr. 9 Čerpadlo s vnitřním ozubením [9]

3.4.3 TROCHOIDNÍ OLEJOVÉ ČERPADLO

Jde opět o čerpadlo s vnějším ozubením na jednom rotoru a s vnitřním na druhém. V tomto případě má však vnější rotor o jeden zub navíc. Ozubení je tvarováno tak, aby se vnitřní rotor po vnějším těsně odvaloval a vzniklé prostory byly co nejlépe utěsněny. Při roztočení čerpadla se na sací straně mezera mezi zuby zvětšuje a tím dochází k nasávání oleje. Na výtlačné straně se prostor mezi zuby uzavírá a vytlačuje tak olej do potrubí. Výhodou tohoto typu čerpadla je rovnoměrný chod a tedy možnost dosáhnout vysokého výtlačného tlaku. [9]



Obr. 10 Trochoidní čerpadlo [9]

3.4.4 ODSÁVACÍ ČERPADLO

Pokud je turbodmychadlo umístěno tak nízko, že není možné, aby olej odtékal do motoru samospádem, je navíc zapotřebí užití odsávacího čerpadla. To je častým případem u letadel, kde jediné vhodné místo pro umístění turbodmychadla je pod motorem. Odsávací čerpadlo musí mít větší kapacitu, než čerpadlo olej přivádějící, kvůli provzdušnění oleje při průchodu ložisky. [8]



4 NÁVRH OLEJOVÉHO ČERPADLA PRO FORMULI STUDENT

Ve většině aplikací je turbodmychadlo začleněno do mazacího okruhu motoru. Ve speciálních případech, jako je studentská formule týmu TU Brno Racing, může být mazací okruh turbodmychadla oddělen a olej dodáván vlastním olejovým čerpadlem. Důvodem k oddělení mazacích okruhů může být například nedostatečný výkon olejového čerpadla motoru, který původně nebyl na přepínání turbodmychadlem stavěný.

Navrhovaný mazací okruh obsluhuje turbodmychadlo od společnosti Honeywell. Ložisková skříň tohoto turbodmychadla obsahuje kluzná ložiska v uspořádání jedno axiální a jedno radiální. Výrobce udává požadovaný průtok oleje ložiskovou skříní je 0,8 l/min o tlaku 2 bar při otáčkách turbodmychadla 20 000 min⁻¹, což přibližně odpovídá volnoběžným otáčkám motoru. Dále pak 1,9 l/min o tlaku 3 bar při otáčkách turbodmychadla 160 000 min⁻¹, což jsou také maximální otáčky.

Při návrhu čerpadla pro tento okruh bylo jako výchozí použito trochoidní olejové čerpadlo, jaké používá přímo motor vozu studentské formule, tedy Husqvarna FE 501. Toto čerpadlo má čtyři zuby na vnitřním rotoru a výška rotorů je 12 mm.



Obr. 11 Rotory výchozího čerpadla

4.1 REVERZNÍ INŽENÝRSTVÍ

4.1.1 3D SKEN

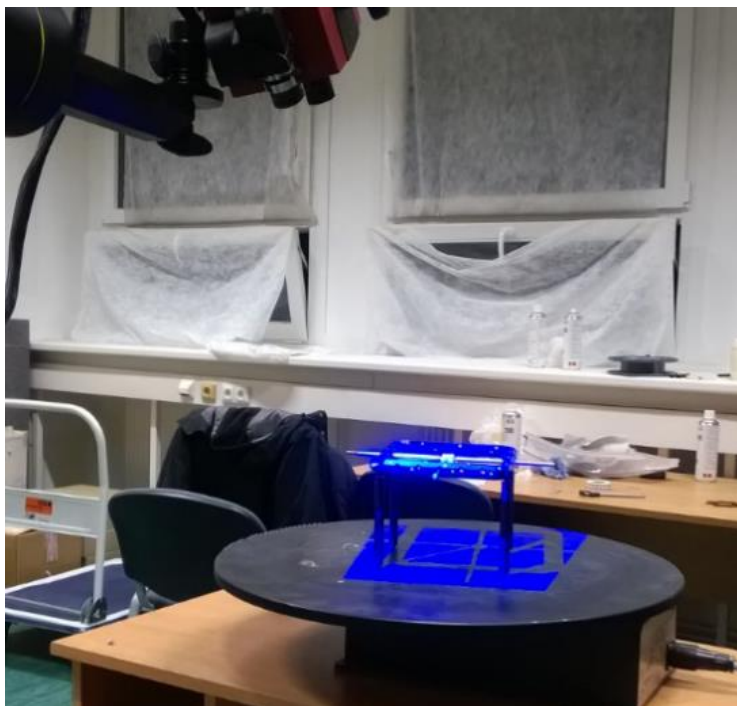
Pro výpočet objemového průtoku čerpadla je nutné znát jeho přesné rozměry. Pro tento účel byl zvolen postup vytvoření 3D počítačového modelu pomocí 3D skeneru.

Skenování probíhalo na mobilním bezdotykovém 3D skeneru Atos Ústavu automobilního a dopravního inženýrství.



Snímání skeneru funguje na principu optické triangulace a fotogrammetrii. Povrch tělesa je opatřen antireflexním křídovým postřikem a jsou na něj promítány pruhy světla. Ty jsou skenerem opět snímány pomocí dvojice kamer. [10]

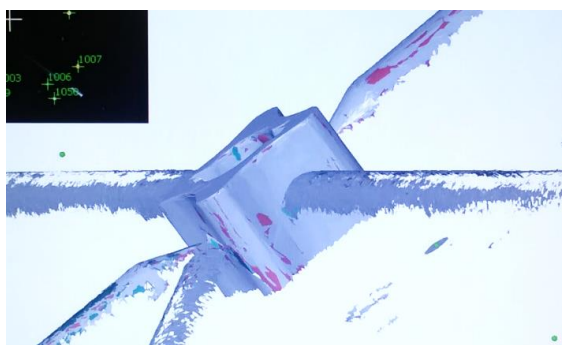
Na skenovaném objektu a v jeho okolí jsou umístěny referenční značky, pomocí kterých skener automaticky skládá jednotlivé snímky do celkového obrazu tělesa. Výstupem 3D skeneru je obrys tělesa vytvářený trojúhelníkovou sítí. [10]



Obr. 12 Probíhající skenování rotoru čerpadla

4.1.2 ÚPRAVA VÝSTUPNÍ SÍTĚ

Po naskenování objektu jsou na výstupní trojúhelníkové síti viditelné značné nerovnosti a jiné nedokonalosti, vzniklé například nepřesnostmi procesu skenování, většími nánosy antireflexní vrstvy, či případně přítomností cizích objektů. Tato síť musí být upravena a převedena na plochy. K tomu byl užit software GOM Inspect.



Obr. 13 Neupravená trojúhelníková síť vnitřního rotoru s upínacími trny



4.2 VÝPOČET OBJEMOVÉHO PRŮTOKU ČERPADLEM

Teoretický objemový průtok q lze vypočítat jako součin objemové účinnosti η_v , geometrického objemu V_{th} a otáček vnitřního rotoru čerpadla n . Je tedy dán vztahem [11]:

$$q = \eta_v \cdot V_{th} \cdot n \quad (1)$$

Objemová účinnost trochoidního čerpadla závisí především na vůli mezi špičkou vnitřního rotoru a vnějším rotorem a na čelní vůli rotorů a skříně čerpadla. Doporučená výpočtová hodnota je 93 %. [12]

Geometrický objem čerpadla se určí podle vztahu [11]:

$$V_{th} = \Delta A \cdot H \cdot N, \quad (2)$$

kde ΔA je rozdíl největší a nejmenší plochy, vzniklé mezi rotory za jednu otáčku, H je výška ozubení rotorů a N je počet zubů vnitřního rotoru.

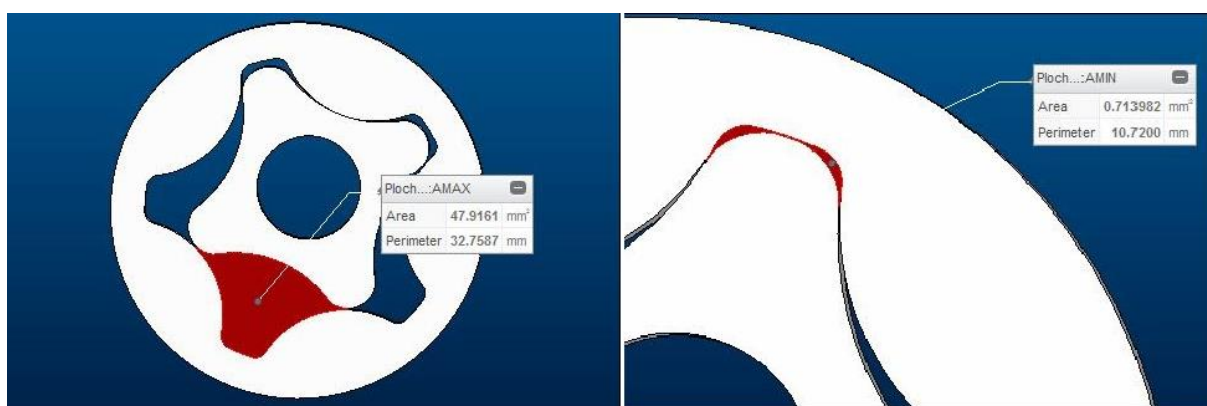
Rozdíl ploch ΔA je tak dán vztahem [11]:

$$\Delta A = A_{max} - A_{min}, \quad (3)$$

kde A_{max} je největší vzniklá plocha mezi rotory. Objevuje se v momentě, kdy fáze sání přechází ve vytlačování. A_{min} je nejmenší plocha mezi rotory, která vzniká na konci fáze vytlačování. Obě plochy byly zjištěny z CAD modelu rotorů.

$$A_{max} = 47,9161 \text{ mm}^2 \quad (4)$$

$$A_{min} = 0,7140 \text{ mm}^2 \quad (5)$$



Obr. 14 Určení A_{max} a A_{min} z CAD modelu



Dále je známá výška ozubení rotorů H a počet zubů vnitřního rotoru N :

$$H = 12 \text{ mm} \quad (6)$$

$$N = 4 \quad (7)$$

Znamé hodnoty můžeme dosadit do vztahu (3) a vypočítat ΔA :

$$\Delta A = A_{\max} - A_{\min} = 47,9161 - 0,7140 = 47,2021 \text{ mm}^2 \quad (8)$$

Nyní jsou známy všechny hodnoty pro použití vztahu (2):

$$V_{th} = \Delta A \cdot H \cdot N = 47,2021 \cdot 12 \cdot 4 = 2265,7 \text{ mm}^3 \quad (9)$$

Jelikož průtok ložiskovou skříní turbodmychadla je udán v litrech za minutu, je vhodné převést geometrický objem čerpadla také na litry:

$$V_{th} = 2265,7 \div 1000000 = 2,2567 \cdot 10^{-3} \text{ l} \quad (10)$$

Otáčky vnitřního rotoru čerpadla n jsou závislé na otáčkách motoru n_m . Převodový poměr mezi klikovou hřídelí a hřídelí, na které je usazen rotor čerpadla, je:

$$\frac{n_m}{n} = \frac{1}{1,34} = 0,746 \quad (11)$$

Volnoběžné otáčky motoru jsou 4000 ot/min, maximální otáčky jsou 9900 ot/min. Podle vztahu (11) se otáčky čerpadla n pohybují od 2984 ot/min do 7385,4 ot/min.

$$n_{\min} = 0,746 \cdot 4000 = 2984 \text{ ot/min} \quad (12)$$

$$n_{\max} = 0,746 \cdot 9900 = 7385,4 \text{ ot/min} \quad (13)$$

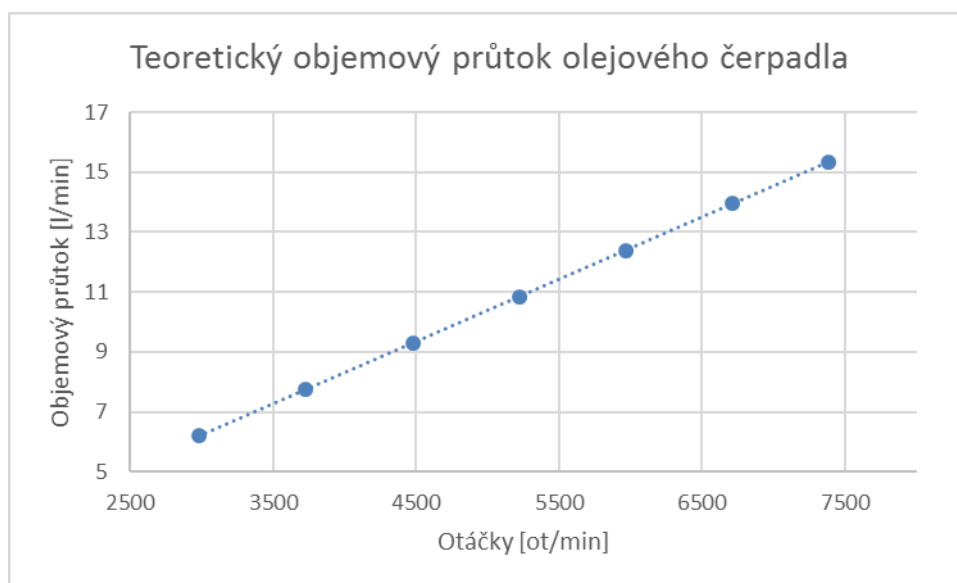
Nyní jsou známy všechny veličiny potřebné pro dosazení do vztahu (1):

$$q_{\min} = \eta_v \cdot V_{th} \cdot n_{\min} = 0,93 \cdot 2,2567 \cdot 10^{-3} \cdot 2984 = 6,263 \text{ l/min} \quad (14)$$

$$q_{\max} = \eta_v \cdot V_{th} \cdot n_{\max} = 0,93 \cdot 2,2567 \cdot 10^{-3} \cdot 7385,4 = 15,286 \text{ l/min} \quad (15)$$



Pomocí vztahu (1) může být vykreslena celá závislost objemového průtoku tohoto čerpadla na jeho otáčkách.



Obr. 15 Teoretický objemový průtok olejového čerpadla

4.3 NÁVRH ZMĚN ČERPADLA

Objemový průtok čerpadla při volnoběžných otáčkách je 6,263 l/min, zatímco turbodmychadlo potřebuje pouze 0,8 l/min. Při maximálních otáčkách motoru čerpadlo produkuje průtok 15,286 l/min, doporučený průtok turbodmychadlem při maximálních otáčkách je 1,9 l/min. Z výpočtů vyplývá, že čerpadlo je pro tento účel silně předimenzované. Důvodem tohoto je, že za výchozí čerpadlo pro návrh bylo použito stejné čerpadlo, které obsluhuje celý mazací systém motoru.

Poměr mezi skutečným a požadovaným průtokem je u volnoběžných otáček 7,8 a u maximálních 8,0. Stávající čerpadlo je možné upravit na požadované parametry snížením výšky ozubení jeho rotorů frézováním. Ze vztahů (1) a (2) vyplývá, že závislost mezi průtokem q a výškou ozubení rotorů H je lineární. Pro požadovanou výšku ozubení H tedy platí:

$$H = \frac{12}{7,8} = 1,5 \text{ mm} \quad (16)$$

Platnost vztahu (16) může být ověřena dosazením vypočítané výšky H do vztahů (2) a (1):

$$V_{th} = \Delta A \cdot H \cdot N = 47,2021 \cdot 1,5 \cdot 4 = 292,65 \text{ mm}^3 = 2,93 \cdot 10^{-4} \text{ l} \quad (17)$$

$$q_{min} = \eta_v \cdot V_{th} \cdot n_{min} = 0,93 \cdot 2,93 \cdot 10^{-4} \cdot 2984 = 0,8 \text{ l/min} \quad (18)$$



Vypočítaná hodnota výšky ozubení rotorů $H = 1,5$ mm je příliš malá. Avšak je-li takto snížena výška ozubení rotorů a čelní vůle mezi rotory a skříní čerpadla se nezmění, dochází k poklesu objemové účinnosti čerpadla. Dále pak vzhledem k bezpečnosti turbodmychadla vůči zadření ložisek je vhodnější volit průtok vyšší, než teoreticky vypočítaná hodnota. Z těchto důvodů je doporučeno volit výšku ozubení alespoň 2krát větší.

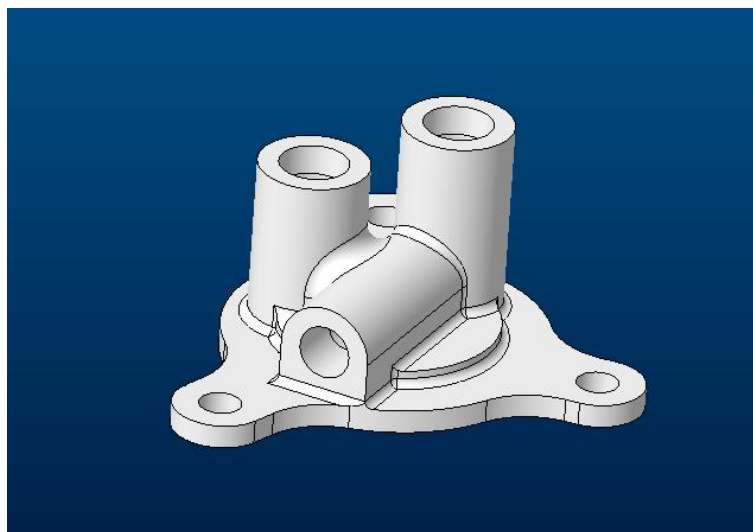
5 NÁVRH REGULÁTORU TLAKU OLEJE

Na výstup z olejového čerpadla je nezbytné umístění regulačního ventilu. Ten se v případě nárůstu tlaku oleje nad nastavenou hodnotu otevře a přepouští přebytečný olej zpět do přívodní větve.

Dle hodnot udávaných výrobcem turbodmychadla je při maximálních otáčkách rotoru turbodmychadla průtok ložiskovou skříní 1,9 l/min při tlaku 3 bar. Takový tlak je tedy pro tento mazací okruh dostatečný a regulační ventil bude navrhován na otevření při této hodnotě.

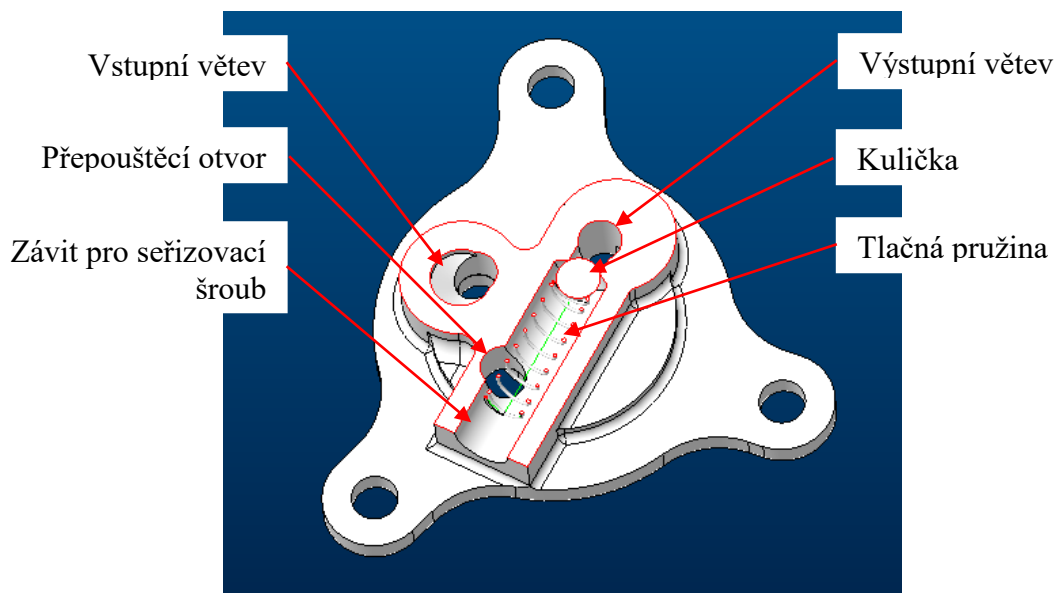
5.1 NÁVRH TVARU REGULÁTORU

Regulační ventil byl z důvodu kompaktnosti zabudován přímo do víčka skříně čerpadla. Propojuje výstupní větev čerpadla se vstupní, uzavírán je pomocí ocelové kuličky, tlačené pružinou. Pro možnost seřizování otevíracího tlaku ventilu je možné měnit pracovní délku pružiny seřizovacím šroubem.



Obr. 16 Tvar regulátoru tlaku oleje

Vnitřní uspořádání regulátoru je patrné z řezu regulačním ventilem. Kulička uzavírá výstupní větev čerpadla, dokud tlak oleje nepřesáhne tlak od pružiny. V tom okamžiku dochází k otevření ventilu a propojení výstupní větve se vstupní přepouštěcím otvorem.



Obr. 17 Řez regulátorem

5.2 VÝPOČET SÍLY NA KULIČKU REGULÁTORU

Pro uzavírání regulačního ventilu byla zvolena ocelová kulička o průměru $d=5$ mm. Jak již bylo uvedeno, k otevření ventilu dochází při tlaku 3 bar, tedy 300 000 Pa. Sílu na kuličku je možné odvodit ze vztahu:

$$p = \frac{F}{S} \quad (19)$$

kde p je tlak a S plocha kuličky v řezu kolmém na směr působení síly F .

Plocha kuličky v řezu kolmém na směr působení síly je dán vztahem:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 5^2}{4} = 19,63 \text{ mm}^2 = 1,963 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (20)$$

Nyní je možné vyjádřit sílu F ze vztahu (19) a dosadit známý tlak p a plochu S z vztahu (20):

$$F = p \cdot S = 300000 \cdot 1,963 \cdot 10^{-5} = 5,89 \text{ N} \quad (21)$$

Síla působící na kuličku při otevíracím tlaku je $F = 5,89$ N.

5.3 NÁVRH PRUŽINY

5.3.1 PRŮMĚR PRUŽINOVÉHO DRÁTU

Průměr pružinového drátu je jedním z hlavních parametrů při návrhu pružiny. Z normalizovaných rozměrů drátů z pružinové oceli volíme průměr drátu $d = 0,56 \text{ mm}$.

5.3.2 VNĚJŠÍ PRŮMĚR PRUŽINY

Vnější průměr pružiny je shora omezen průměrem regulačního ventilu. Nesmí tedy přesáhnout $6,8 \text{ mm}$. Z důvodu zajištění vůle a zamezení zadírání pružiny volíme vnější průměr $D_e = 5,5 \text{ mm}$.

5.3.3 VNITŘNÍ PRŮMĚR PRUŽINY

Vnitřní průměr je určen vnějším průměrem a průměrem drátu:

$$D_i = D_e - 2 \cdot d = 5,5 - 2 \cdot 0,56 = 4,38 \text{ mm} \quad (22)$$

Podmínkou sestavení regulátoru je, že vnitřní průměr pružiny nesmí být větší než průměr kuličky. Tato podmínka je splněna.

5.3.4 MATERIÁL PRUŽINY

Materiálem byl zvolen patentovaný pružinový drát z nelegovaných ocelí, tažený za studena, který zcela vyhovuje podmínkám užití v regulátoru tlaku oleje. Důležitou charakteristikou je modul pružnosti ve smyku $G = 81500 \text{ MPa}$.

5.3.5 PRACOVNÍ DÉLKA PRUŽINY

Pracovní délka pružiny je dána délkou regulačního ventilu, ale může být upravována seřizovacím šroubem. Pracovní délka se může pohybovat v rozmezí od 22 mm do 17 mm . Pro možnost seřízení oběma směry byla zvolena pracovní délka pružiny $l_1 = 19 \text{ mm}$.

5.3.6 VOLNÁ DÉLKA PRUŽINY

Na volbě volné délky pružiny je závislá síla předpětí pružiny. Jelikož požadovaná síla předpětí je již známa, bude z ní volná délka pružiny odvozena pomocí vztahu [13]:

$$l_0 = \frac{8 \cdot F \cdot n \cdot D^3}{G \cdot d^4} + l_1 = \frac{8 \cdot 5,89 \cdot 17 \cdot 0,00494^3}{81500 \cdot 10^6 \cdot (5,6 \cdot 10^{-4})^4} + 0,019 = 31,0 \text{ mm} \quad (23)$$

kde n je počet činných závitů pružiny a D je střední průměr pružiny.

Pro kontrolu maximálního smykového napětí v pružině platí vztah [13]:

$$\tau = K_S \cdot \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \quad (24)$$

kde K_S je korekční součinitel napětí v krutu, určený vztahem [14]:

$$K_S = 1 + \frac{0,5}{\frac{D}{d}} = 1 + \frac{0,5}{\frac{4,94}{0,56}} = 1,0567 \quad (25)$$

Po dosazení známých hodnot do vztahu (24) vychází maximální smykové napětí v pružině 445,8 MPa.

ZÁVĚR

Cílem práce bylo provést rešeršní studii způsobů mazání ložiskové skříně turbodmychadla. Byly popsány součásti mazacího okruhu a jejich funkce a způsoby rozvodu oleje tímto systémem. Dále se práce věnovala návrhu mazacího okruhu pro turbodmychadlo vozu Formule student. V tomto případě není mazací okruh začleněn do mazacího systému motoru, jako u většiny aplikací, nýbrž z důvodu nedostatečného výkonu olejového čerpadla motoru byl navržen mazací okruh samostatný. Šlo především o návrh olejového trochoidního čerpadla a regulátoru tlaku oleje. Jako výchozí bylo použito čerpadlo stejné, jako používá mazací systém motoru, a to z důvodu usnadnění montáže na skříň motoru při použití stejné hnací hřídele, jako pro čerpadlo v motoru. Navrhovaná úprava čerpadla je snížení výšky ozubení rotorů frézováním, čímž dojde ke snížení objemového průtoku a tedy i k lepšímu vyhovění požadavkům ložisek turbodmychadla na množství přiváděného oleje. Regulátor tlaku oleje byl navržen na tlak dle požadavků ložiskové skříně turbodmychadla. Pro otevření regulačního ventilu při tomto tlaku bylo zapotřebí navrhnout tlačnou pružinu. Navrhované úpravy budou použity na vozu Formule student.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HOLÍK, P. Turbodmychadla spalovacích motorů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 29 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.
- [2] MILLER, K.: Turbo: real world high-performance turbocharger systems. North Branch, MN: CarTech, 2008. ISBN 19-324-9429-4.
- [3] DOBROVOLNÝ, O. Moderní trendy v konstrukci kluzných ložisek turbodmychadel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 41 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Knotek.
- [4] MotoIQ - Automotive Tech, Project Cars, Performance & Motorsports. Ask Sarah: Boost or Bust [online]. Gardena: Sarah Forst, 2014 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.motoiq.com/MagazineArticles/ID/3434/PageID/7523/Ask-Sarah-Boost-or-Bust.aspx>
- [5] GARRET by Honeywell [online]. 2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: http://turbobygarrett.com/turbobygarrett/journal_bearings_vs_ball_bearings
- [6] Honda - Tech [online]. 2015 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://honda-tech.com/forced-induction-16/ceramic-ball-bearing-turbo-3250267/>
- [7] VINŠ, Jindřich. Kluzná ložiska. 2. přep.vyd. Praha: SNTL, 1971, 373 s.
- [8] MACINNES, H.: Turbochargers. Los Angeles, Calif: HP Books, 1984. ISBN 978-089-5861-351
- [9] JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B.: Automobily: Motory. 7. vyd. Brno: AVID, 2012. ISBN 978-80-87143-21-6.
- [10] 3D skener Atos. In: UADI FSI VUT [online]. Brno, c2016 [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/vyzkum-dynamika-vozidel-3d-skener-atos>
- [11] JOONG-HO SHIN a HAN SUNG KANG. Rotor profile design in a hypogenerator pump [online]. Changwon, 2008 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: http://www.jmst.org/on_line/admin/files/34-05185_3459-3470_.pdf. Changwon National University.
- [12] Engineering Essentials: Fundamentals of Hydraulic Pumps. Hydraulics & Pneumatics [online]. Penton, c2016 [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/False/6401/TechZone-HydraulicPumpsM>
- [13] DRBAL, M. Spojka vozu Formule Student Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 43 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Janoušek.
- [14] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. Konstruování strojních součástí. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s.: il. ISBN 978-80-214-2629-0.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$A_{\max}$	[mm ²]	maximální plocha vzniklá mezi rotory čerpadla
$A_{\min}$	[mm ²]	minimální plocha vzniklá mezi rotory čerpadla
d	[mm]	průměr drátu
D	[mm]	střední průměr pružiny
D_e	[mm]	vnější průměr pružiny
D_i	[mm]	vnitřní průměr pružiny
F	[N]	síla
G	[MPa]	modul pružnosti v krutu
H	[mm]	výška ozubení rotoru čerpadla
K_s	[-]	korelační součinitel
l_0	[mm]	volná délka pružiny
l_1	[mm]	pracovní délka pružiny
N	[-]	počet zubů vnitřního rotoru čerpadla
n	[ot/min]	otáčky vnitřního rotoru čerpadla
n_m	[ot/min]	otáčky klikové hřídele motoru
p	[Pa]	tlak
q	[l/min]	teoretický objemový průtok
S	[mm ²]	plocha
V_{th}	[l]	geometrický objem
ΔA	[mm ²]	rozdíl maximální a minimální plochy vzniklá mezi rotory čerpadla
η_v	[%]	objemová účinnost
τ	[MPa]	smykové napětí

SEZNAM PŘÍLOH