



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

SPOJKA VOZU FORMULE STUDENT

FORMULA STUDENT CLUTCH

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MILAN DRBAL

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

ING. MICHAL JANOUŠEK

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Milan Drbal

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

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

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:

Spojka vozu Formule Student

v anglickém jazyce:

Formula Student Clutch

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Popište konstrukci spojky Formule Student, proveďte výpočetní ověření zda je možné ji použít pro přeplňovanou verzi motoru.

Cíle bakalářské práce:

Popište konstrukci vícemelové motocyklové spojky.

Popište možné výpočetní přístupy pro dimenzování spojky.

Ověřte zda spojka přenesla kroučící moment motoru.

Navrhněte možné konstrukční úpravy za účelem zvýšení přeneseného kroučícího momentu.

Seznam odborné literatury:

[1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

[2] ABDO, Edward. Modern motorcycle technology. Second edition. ix, 517 pages. ISBN 11-116-4064-5.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Michal Janoušek

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 18.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Tato práce se zabývá rešerší spojek používaných v soutěži Formula Student, kontrolním výpočtem spojky motoru Husqvarna FE 501 a Husaberg 570. Modifikací spojky FE 570 pro použití v přeplňovaném motoru Husqvarna FE 501 turbodmychadlem značky Garret. Jedná se o vícelamelovou spojku hydraulicky ovládanou v mokřém prostředí, kde přítlak vytváří talířová pružina. Modifikace je prováděna instalací spojkové sestavy z motoru Husaberg FE 570, která parametry více vyhovuje pro užití v závodním voze, zejména vyšším přenositelným kroučícím momentem. V první části byla zpracována rozsáhlá rešerše vícelamelových spojek, které nalezneme ve většině motocyklových motorů. V druhé části byl proveden kontrolní výpočet třecího momentu přeneseného tovární spojkou a návrh úprav na jeho zvýšení včetně realizace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Formule Student, Vícelamelová mokrá spojka, Modifikace, Motocyklový motor

ABSTRACT

This thesis deals with clutches used in Formula Student competition, calculation of the clutch used in Husqvarna FE 501 and Husaberg FE 570 motor and modification of FE 570 clutch for usage in turbocharged version of the Husqvarna FE 501 with Garret turbocharger. The clutch is multi-plate wet clutch with pressure plate spring. Modification is done by installing bigger clutch set from Husaberg FE 570 engine, which is more suitable for usage in a racing car thanks to bigger torque transferred by the clutch. In the first part a research of multi-plate clutches, which can be found in most of the modern motorcycle engines was done. In the second part the calculations were made in order to set an approximated torque possible to transfer with stock Husaberg FE 570 clutch and a modification design for improvement with realisation.

KEYWORDS

Formula Student, Multi-plate wet clutch, Modification, Motorcycle engine



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DRBAL, M. *Spojka vozu Formule Student* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 43 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 29. května 2015

.....

Milan Drbal



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svým rodičům, přítelkyni a celé rodině za podporu při vysokoškolském studiu. Dále chci poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Michalu Janouškovi za trpělivost a rady při tvorbě této bakalářské práce.



OBSAH

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY	1
Úvod	8
1 Soutěž Formula Student	9
1.1 Statické disciplíny	9
1.2 Dynamické disciplíny	10
2 Rešerše třecí spojky s rovinným stykem	11
2.1 Popis jednotlivých částí spojky	11
2.2 Typy provedení	12
2.2.1 Kotoučové spojky	12
2.2.2 Lamelové spojky	12
2.3 Pracovní prostředí	12
2.3.1 Suché spojky	12
2.3.2 Mokrý spojky	13
2.4 Způsob řazení	14
2.4.1 Mechanicky řazené třecí spojky	14
2.5 Ovládání	14
3 Konstrukce spojky motoru Husqvarna FE 501	15
3.1 Svazek lamel	15
3.2 Unašeč	15
3.3 Čep vnitřního koše	16
3.4 Vnější koš	17
3.5 Axiální ložisko	17
3.6 Radiální ložisko	18
3.7 Ovládací mechanismus	18
4 Konstrukce spojky motoru Husaberg FE 570	20
4.1 Svazek lamel	20
4.2 Unašeč	20
4.3 Vnější koš	20
5 Výpočet třecího momentu	22
5.1 Výpočet pro FE 570	22
5.1.1 Analýza tuhosti pružin	22
5.2 Výpočet přítlačné síly	25
5.2.1 Přenášený točivý moment	25
5.3 Výpočet pro FE 501	27
5.3.1 Výpočet síly talířové pružiny	27



Analýza motoru FE 570 a Přepřínovaného FE 501	29
5.4 Měření motoru na dynamometru	29
6 Návrh úprav	32
6.1.1 Osazení s dosedací plochou	32
6.1.2 Víko spojky	33
6.1.3 Napouštěcí šroub	34
6.2 Pružiny	34
6.2.1 Průměr pružinového drátu	35
6.2.2 Vnější průměr	35
6.2.3 Vnitřní průměr	35
6.2.4 Volná délka pružiny	35
6.2.5 Materiál pružin	36
6.3 Úprava víka motoru	37
Závěr	38
Seznam použitých zkratk a symbolů	40
Seznam příloh	42



ÚVOD

Formule Student (FS) je odnož soutěží Formula SAE (Society of Automotive Engineers) původně organizovaných ve Spojených státech. Závody se pořádají po celém světě včetně České Republiky. Týmy jsou složeny ze studentů převážně technických škol, které mají za úkol navrhnout a sestavit závodní vozidlo podle přísných pravidel soutěže. Součástí závodů jsou statické a dynamické disciplíny. Vozidla používaná v soutěži mají díky omezení objemu motoru na 610 kubických centimetrů převážně motocyklové motory využívající vícelamelové mokré spojky.

Hlavním důvodem modifikace spojky je navýšení třecího momentu přeneseného spojkou. Zvýšením plnicího tlaku motoru, například turbodmychadlem, se navýší střední tlak působící na píst, čímž se zvýší krouticí moment generovaný na klikové hřídeli motoru. Krouticí moment generovaný na klikové hřídeli se přenáší pomocí primárního převodu a třecí spojky na převodovou skříň. Pokud je třecí moment spojky nedostatečný, dochází k prokluzu spojky. Prokluz způsobuje nadměrné opotřebení, přehřívání lamel a snižuje krouticí moment přenesený přes spojkou.

1 SOUTĚŽ FORMULA STUDENT

Program Formula SAE (Society of Automotive Engineers) byl založen v roce 1981 s cílem připravit budoucí inženýry ze světových univerzit na podmínky, které následují v technické praxi. O 17 let později se soutěž dostala do Evropy jako soutěž Formula Student pod organizací ImechE (Institution of Mechanical Engineers) a je každoročně pořádána v mnoha evropských státech jako Německo (Hockenheimring), Velká Británie (Silverstone), Maďarsko, Itálie i Česká Republika a další. Celkově se závodů zúčastňuje přes 500 týmů z celého světa. VUT se soutěže účastní od roku 2010 a v těchto dnech se dokončuje již pátý model vozu Dragon.

Pořadí týmu na konci každé soutěže Formula Student se určuje pomocí bodů získaných z disciplín, ve kterých týmy předvádějí svoje prezentační i technické dovednosti. Celá soutěž je pojata jako imaginární výroba 1000 kusů závodních vozů ročně a týmy mají za úkol sestavit jeden funkční prototyp. Disciplíny se dělí na statické a dynamické. Před dynamickými disciplínami je však nutné ještě projít přísnou technickou přejímkou, kde je vůz zkontrolován s ohledem na maximální bezpečnost jak pilotů, tak okolních účastníků. [10]

1.1 STATICKÉ DISCIPLÍNY

Na statických disciplínách se hodnotí prezentační schopnosti týmů a také jejich obchodní strategie na výrobu závodního vozu pro víkendového závodníka. V disciplíně Cost presentation týmy mají za úkol co nejlépe sestavit katalog všech dílů (Cost report) použitých k výrobě vozu a správně určit ceny výroby jednotlivých dílů. Body jsou udělovány za správnost Cost reportu a jeho prezentaci a také za co nejnižší cenu potřebnou ke stavbě série vozů. Presentation je část, kde se studenti snaží přesvědčit porotce o jejich schopnostech k vytvoření obchodního plánu pro jejich fiktivní společnost. Porotci jsou zde jako vedoucí společnosti a mají za úkol posoudit kvalitu obchodního plánu. Design event je hlavní část programu statických disciplín, kde se týmy snaží prezentovat jejich technická řešení v různých oblastech návrhu závodního vozu. [9]



Obr. 1 Formula Student Germany, všechny zúčastněné týmy [11]

1.2 DYNAMICKÉ DISCIPLÍNY

Zde se testuje akcelerace na 75 metrů. Body jsou rozděleny podle dosaženého minimálního času. Dalším programem je tzv. Skid-pad, kde je připravena trať z kuželek ve tvaru osmičky předepsaných rozměrů. Zde se testuje zavěšení a zatáčecí schopnosti vozidla. Dále následuje jedno kolo autokrosu na složité trati složené převážně z ostrých zatáček, které limitují vysoké rychlosti závodníků z důvodu zajištění jejich bezpečí. Na stejné trati se také realizuje vytrvalostní závod na dvacet kol s výměnou pilotů po deseti kolech, který prověřuje spolehlivost vozu a spotřebu paliva. [9]

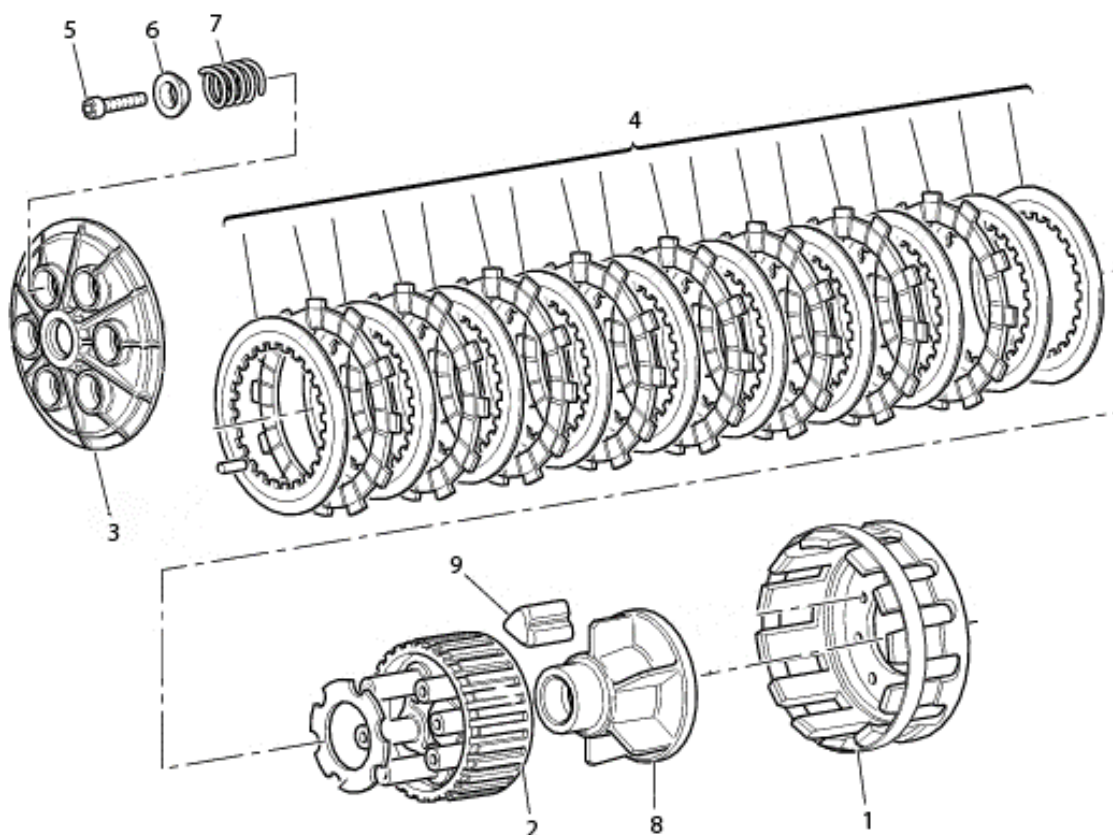


Obr. 2 Dragon 4 týmu TU Brno Racing

2 REŠERŠE TŘECÍ SPOJKY S ROVINNÝM STYKEM

Spalovací motor nemůže pracovat od nulových otáček, a proto při rozjezdu a změnách převodových stupňů stroje potřebujeme plynule přenášet otáčky z klikové hřídele (výstup z motoru) na vstupní hřídel převodové skříně. Z tohoto důvodu využíváme ovládané třecí spojky, které na principu tření přenášejí krouticí moment mezi lamelou nebo kotoučem a diskem spojky, které jsou přitlačovány přitlačným talířem. Spojky dělíme v základu podle typu provedení nebo pracovního prostředí a způsobu ovládnání. V tomto textu se budeme zmiňovat pouze o třecích spojkách s rovinným stykem.

2.1 POPIS JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ SPOJKY



Obr. 3 Schematické zobrazení lamelové mechanicky řazené pružinové spojky. Upraveno. 1-Spojkový koš, 2-Unašeč, 3-Přítlačný talíř, 4-Svazek lamel, 5-Šroub pružiny, 6-Pružinová podložka, 7-Vinutá pružina, 8-Střed unašeče, 9-Tlumič kmitů. [6]

Pružiny vytváří tlakovou sílu na přítlačný talíř díky jejich instalaci v předepjatém stavu. Přítlak způsobuje stlačení lamel k plechům, lamely mají vnější ozubení, které se zasadí do vnějšího spojkového koše. Plechy mají vnitřní ozubení a vsadí se do unašeče. Stlačení lamel a plechů vzniká třecí síla, působící v určité vzdálenosti od osy otáčení spojkového koše. Tímto vzniká třecí moment přenášející krouticí moment z klikové hřídele do převodové skříně motocyklu. Překonáním síly pružin dochází k přerušení přítlačné síly působící na lamely a plechy. Tímto se spojka rozepíná. Při požadavku na přenos krouticího momentu většího než je maximální třecí moment spojky, dochází k jejímu prokluzu. Prokluz je nežádoucí efekt a spojka se musí nadimenzovat tak, aby k němu nedocházelo ani při maximálním krouticím momentu motoru.



2.2 TYPY PŘÍKONNÝCH

Třecí spojky s rovinným stykem dělíme na kotoučové a lamelové. Práce se bude věnovat hlavně lamelovým spojkám.

2.2.1 KOTOUČOVÉ SPOJKY

Kotoučové spojky bývají obvykle složeny z jednoho kotouče, setrvačnicku a přítlačného talíře. Nejčastěji bývají suchého provedení a používají se hlavně jako rozjezdové automobilové spojky.

2.2.2 LAMELOVÉ SPOJKY

Lamelové spojky využívají sestavu třecích lamel a plechů, mezi kterými dochází ke tření. Jejich velkou výhodou je přenesení velkého krouticího momentu, při malých průměrech lamel a nízkých tlacích na třecí plochu z důvodu vyššího počtu lamel.



Obr. 4: Lamelové spojka motoru Husqvarna FE 501

2.3 PRACOVNÍ PROSTŘEDÍ

Pracovní prostředí má vliv na konstrukci i použitelnost spojky.

2.3.1 SUCHÉ SPOJKY

Suchou spojkou myslíme spojkou, která pracuje v suchém prostředí, nejčastěji na vzduchu. Tato konstrukce zaručuje vyšší koeficient tření přibližně $f_t = \langle 0,5; 0,6 \rangle$. Chlazení je realizováno okolním vzduchem. Spojky pracující v suchém prostředí nalezneme nejčastěji v osobních automobilech a strojích s nižším požadovaným přenášeným krouticím momentem a také u závodních strojů používaných například v soutěžích moto GP a továrních strojích značky

Ducati. Z důvodu zlepšení chlazení spojky se na motocyklech často používá větrané spojkové víko, díky kterému je spojka náchylnější na vnější znečištění, a proto by měla být používána na zpevněných komunikacích (např. asfaltové závodní okruhy). Suché spojky jsou také náchylnější na přehřívání lamel, a tímto nejsou příliš vhodné pro použití v motokrosových strojích.



Obr. 5 Suchá lamelová spojka Ducati [7]

2.3.2 MOKRÉ SPOJKY

Mokrou spojkou rozumíme spojkou pracující v olejové lázni. Koeficient tření mezi lamelou a plechem je v tomto případě, z důvodu mazání olejem, $f_t = \langle 0,1; 0,15 \rangle$. Spojka je chlazená olejovou lázní. Mokrý spojky se vyznačují měkčím záběrem při sepnutí spojky. Mokrý spojky se používají hlavně kvůli jemnosti chodu a velké odolnosti proti tepelnému poškození lamel. Nevýhodou mokré třecí spojky je ztráta části výkonu vlivem odporu oleje při rotaci spojky.



Obr. 6 Vícelamelová spojka pracující v mokré prostředí. [5]

2.4 ZPŮSOB ŘAZENÍ

Třecí spojky používané u moderních motocyklů bývají převážně mechanicky řazené s hydraulickým nebo mechanickým ovládním.

2.4.1 MECHANICKY ŘAZENÉ TŘECÍ SPOJKY

Základním principem mechanicky řazené třecí spojky je vytváření přitlačné síly na lamely spojky pružinou, čímž dochází ke tření mezi lamelou a plechem spojky. Tím v závislosti na třecím koeficientu mezi materiály vzniká tzv. třecí moment. Pružiny v motocyklech bývají nejčastěji vinuté nebo talířové. Třecí moment spojky chápeme jako krouticí moment přenesený spojkou díky tření. Pokud je krouticí moment stroje vyšší než maximální třecí moment spojky, pak dochází k prokluzu a nadměrnému mechanickému a tepelnému namáhání. Pokud je spojka vystavována těmto provozním podmínkám, dochází k její destrukci nejčastěji spečením lamel. Tímto se lamelový svazek stává nepoužitelným.

2.5 OVLÁDÁNÍ

Mechanicky řazené třecí spojky se dají ovládat mechanicky, kde se síla pružin překoná pomocí mechanické vazby např. táhlem. Dále je ovládní možné hydraulicky pomocí hydraulicky ovládaného pístu nebo pneumaticky pomocí vysokotlakého plynu. U moderních motocyklů bývá nejčastější ovládní hydraulické, které je výhodné z hlediska údržby a nízké hodnoty sil, které je třeba vyvinout na spojkovou páčku. Díky tomu umožňuje snadné a přesné ovládní. Pneumatické ovládní není u motocyklů vhodné vzhledem k nutnosti instalace kompresoru na stlačený vzduch.



Obr. 7 Hydraulický píst ovládní spojky motoru FE 501.

3 KONSTRUKCE SPOJKY MOTORU HUSQVARNA FE 501

Spojka používaná firmou Husqvarna v motoru FE 501 je lamelová, mokrá, mechanicky řazená, ovládaná hydraulikou s talířovou pružinou. Dále jsou popsány klíčové součásti sestavy spojky FE 501.

3.1 SVAZEK LAMEL

Lamelový svazek se skládá z 8 lamel a 10 plechů. První plech (počítáno od motorové strany) se opírá o dno unašeče a slouží jako ochrana dna unašeče a poslední plech se opírá o čelo přítlačného talíře. Počet třecích ploch potřebný k dalším výpočtům je roven dvojnásobku počtu lamel. Vnější průměr lamely je 132 mm a vnitřní průměr 112 mm.



Obr. 8 Lamelový svazek vložený do vnějšího a vnitřního koše spojky.

3.2 UNAŠEČ

Unašeč je opatřen drážkami v axiálním směru převodové hřídele, do kterých se vloží válcové čepy, které slouží k přenosu točivého momentu z třecích plechů. Vnitřní koš je umístěn na vstupní hřídeli převodové skříně. Unašeč se skládá z náboje a osazení, mezi kterými se nachází gumové segmenty (Obr. 9) tlumící rázy vznikající nepravidelným chodem jednoválcového motoru.



Obr. 9 Rozložená sestava vnitřního koše s gumovými segmenty, tlumení rázů z klikového mechanismu.

3.3 ČEP VNITŘNÍHO KOŠE

Čep přenáší krouticí moment z plechů lamelového svazku na unašeč. Celkem se v celé sestavě spojky nachází 6 čepů.



Obr. 10 Čep spojkové sestavy FE 501

3.4 VNĚJŠÍ KOŠ

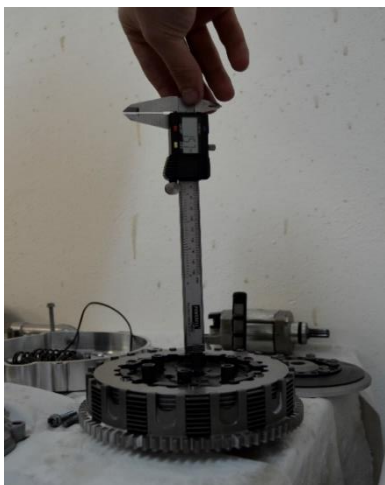
Vnější koš je opatřen čelním ozubením s 76 zuby, které slouží jako primární převod motoru a přenáší krouticí moment motoru z klikové hřídele, která je osazena čelním ozubeným kolem s 32 zuby. Axiální drážky pro spojkové lamely a dno koše jsou odlehčeny frézováním pro snížení momentu setrvačnosti součásti. Ve středu koše se nachází plocha pro radiální ložisko uložené na vstupní hřídeli převodové skříně.



Obr. 11 Vnější koš spojky FE 501

3.5 AXIÁLNÍ LOŽISKO

Axiální ložisko zajišťuje možnost rozepínání spojkové soustavy vsazenou hřídelí do vstupní hřídele převodové skříně. Spojkovou páčkou se stlačí píst hydraulického ovládání spojky a píst umístěný na motorové skříně působí silou na ovládací hřídel, která rozepne spojku proti přítlačné síle pružin, maximální chod celého mechanismu je přibližně 1,57 mm. Chod byl měřen posuvným měřidlem pomocí geometrie vnitřního koše při vloženém svazku lamel od posledního plechu na konec vodičího čepu.



Obr. 13 Měření délky chodu spojky



Obr. 12 Axiální ložisko

3.6 RADIÁLNÍ LOŽISKO

Radiální ložisko je umístěno mezi vnější koš a vložku umístěnou na vstupní hřídel převodové skříně, zajišťuje volný rotační pohyb na hřídeli a zamezuje translačnímu pohybu koše.



Obr. 14 Radiální ložisko včetně vložky.

3.7 OVLÁDACÍ MECHANISMUS

Ovládací mechanismus se skládá ze spojkové páčky, která při stisknutí působí na pomocný válec hydrauliky, který působí přes tyčku vloženou do vstupní hřídele převodové skříně tlačnou silou proti přítlaku talířové pružiny. Po vyrovnání sil se spojka začíná rozepínat, čímž dochází k přerušení přenosu krouticího momentu z klikové hřídele na vstupní hřídel převodové skříně.



Obr. 15 Ovládací mechanismus včetně hřídelí s převodovými koly



Obr. 16 Ovládací tyčka vsazená do vstupní hřídele převodové skříně.



Obr. 17 Vstupní hřídel převodovky s axiálním drážkováním pro vnitřní spojkový koš, uvnitř hřídele vložena ovládací tyčka spojky.

4 KONSTRUKCE SPOJKY MOTORU HUSABERG FE 570

Důvodem použití spojky z konstrukčně staršího motoru Husaberg FE 570 jsou její větší rozměry. Díky těmto rozměrům dosahujeme většího třecího momentu spojky oproti spojce FE 501 při stejné hodnotě přitlačné síly. Při modifikaci vinutých pružin získáváme vyšší přitlačnou sílu a tím také vyšší hodnotu maximálního třecího momentu než u neupravené originální spojky.

4.1 SVAZEK LAMEL

Skládá se z 9 lamel a 8 plechů, lamely mají vnější průměr 138,9 mm a vnitřní průměr 119,3 mm. Jako třecí plochy se dále využívají dno vnitřního koše a přitlačný talíř. Velikost lamel je jedním z hlavních důvodů výměny spojkové sady v motoru FE 501. Má totiž vliv na velikost přeneseného krouticího momentu spojkou. Plechy jsou opatřeny evolventním drážkováním přenášejícím sílu na vnitřní koš. Lamely mají vnější ozubení jako protikus spojkovému koši.

4.2 UNAŠEČ

Unašeč slouží k přenosu krouticího momentu z plechů na vstupní hřídel převodové skříně. Koš je opatřen evolventním drážkováním jako protikus plechům. Tvrdost povrchové vrstvy koše musí být dostatečná, aby nedocházelo k nežádoucím otlacením plechů do drážkování, což by mělo za následek zasekávání spojky při rozpínání. Evolventní drážkování nalezneme také na spojení koše s hřídelí převodové skříně.



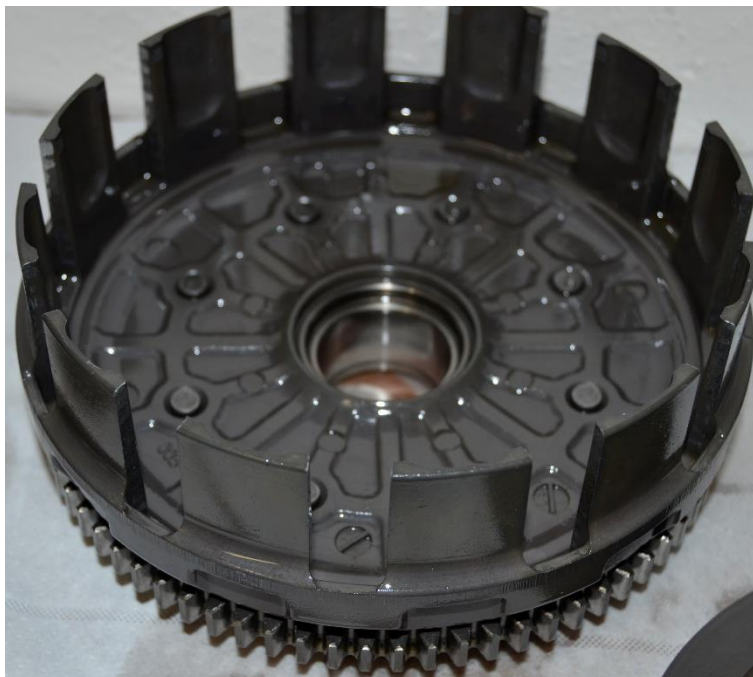
Obr. 18 Vnitřní koš spojky motoru FE 570.

4.3 VNĚJŠÍ KOŠ

Vnější koš slouží k přenosu krouticího momentu z klikové hřídele motoru na spojkové lamely pomocí drážek umístěných na obvodu koše a čelního ozubení. Ozubení dále slouží jako primární převod motoru. Převod má převodový poměr 2,3. To má také pozitivní vliv na velikost



kroučicího momentu přenášeného spojkou, oproti primárnímu převodu 2,375. Na originální spojce motoru FE 501 je totiž kroučicí moment přibližně o 3% nižší. Na obrázku jsou viditelné otlačení způsobené opotřebením vnější vrstvy koše boke zubu lamely. Uvnitř koše se nachází, stejně jako u spojky motoru FE 501, gumové segmenty, které tlumí rázy klikového mechanismu, koš je ale sestaven nerozebíratelně pomocí lisovaných nýtů.



Obr. 19 Vnější koš spojky motoru FE 570.



5 VÝPOČET TŘECÍHO MOMENTU

Z důvodu určení vhodnosti použití spojky v přepřehovaném motoru Husqvarna FE 501 je nutné provést kontrolní výpočty třecího momentu přenositelného spojkovou sestavou. Výpočty provádíme bez přesné znalosti třecího koeficientu z důvodu obtížnosti jeho stanovení. Hodnotu třecího koeficientu budeme experimentálně určovat na dynamometru dále v textu. K porovnávacímu výpočtu obou spojek nám ovšem poslouží zvolení stejných neznámých hodnot třecího koeficientu mezi plechem a lamelou. Předpokládáme tedy, že se výrazně nezměnil třecí koeficient materiálu použitý mezi modely FE 570 a FE 501.

Hlavní parametry ovládané třecí lamelové spojky ovlivňující třecí moment jsou: vnější průměr spojky, vnitřní průměr spojky, počet lamel, přítlačná síla, koeficient tření mezi lamelou a plechem.

5.1 VÝPOČET PRO FE 570

Pro výpočet je potřeba provést analýzu geometrie lamelového svazku a tuhosti pružin, ze které dostaneme přítlačnou sílu působící na lamelový svazek.

5.1.1 ANALÝZA TUHOSTI PRUŽIN

Pružiny vytvářejí tlak přítlačného talíře na lamelový svazek. Závislost třecího momentu na přítlačné síle je lineární. Pružiny analyzujeme jako celek čtyř pružin, které jsou instalovány v sestavě spojky. Pružiny mají uzavřené, obrobené konce.

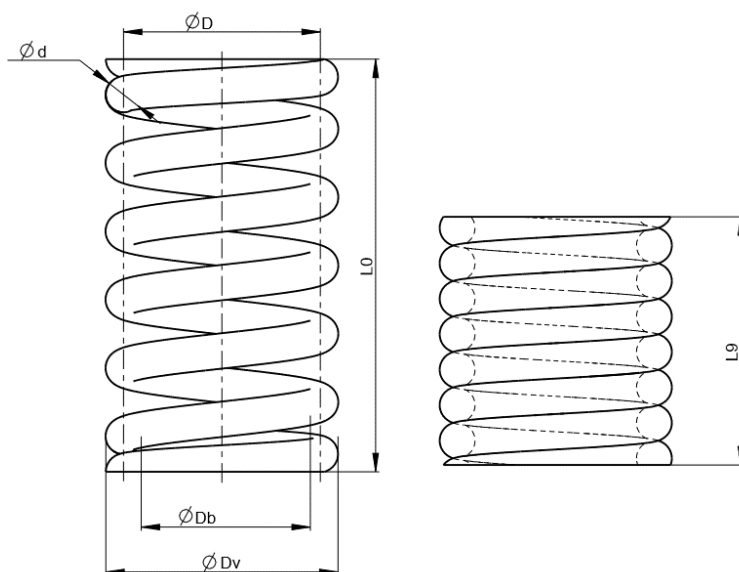
Tuhost pružiny vypočítáme pomocí tloušťky drátu d , středního průměru pružiny D , počtu činných činných závitů n , a modulu pružnosti ve smyku G v rovnici (1). Tuhost je počítána pro 4 pružiny umístěné ve spojce. Parametry pružiny nalezneme v tabulce

Tab. 1.

$$k = 4 \cdot \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} = 4 \cdot \frac{81 \cdot 10^9 \cdot 2,43^4}{8 \cdot 5 \cdot 18,36^3} = 51,1 \text{ N/mm} \quad (1)$$

Rozměry originální pružiny	značení	[mm]
Výška	L0	44
Tloušťka drátu	d	2,43
Počet závitů pružiny	nc	7
Počet činných závitů	n	5
Vnější průměr závitů pružiny	Dv	20,79
Střední průměr závitů pružiny	D	18,36
Vnitřní průměr závitů pružiny	Db	15,48
Minimální možná výška stlačené pružiny	L9	17,01
Výška pružiny ve složeném stavu spojky	L1	24,84

Tab. 1 Rozměry originální pružiny motoru FE 570.



Obr. 20 Rozměry vinutých pružin

Další možnost určení tuhosti pružiny je definována vztahem:

$$k = \frac{F}{\Delta x} \quad (2)$$

Kde k – tuhost, F – zatěžující síla, Δx – stlačení pružin

Z tohoto vztahu vidíme, že k určení tuhosti můžeme zatěžovat pružinovou skupinu známou zátěží a měřit stlačení.¹ Měření probíhá určením hmotnosti závaží použitých k zatěžování pružin. Poté přidáváme postupně závaží a pokaždé změříme posuvným měřidlem výšku pružin.

4 pružiny Husqvarna FE 570	
Zatížení F [N]	Délka pružinové skupiny x [mm]
137,7	41,1
281,2	38,7
425,3	36,36
567,1	33,5
710,9	31
851,1	28,9

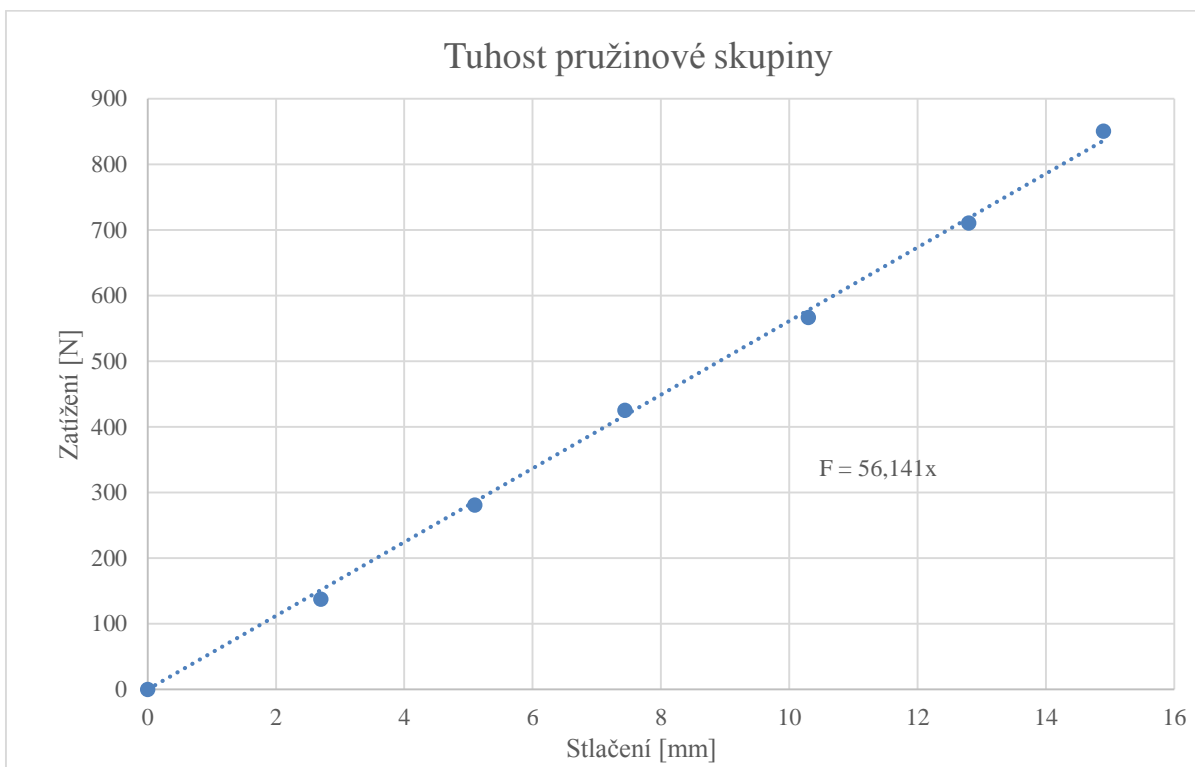
Tab. 2 Naměřené hodnoty délky pružinové skupiny v závislosti na zatížení

Z naměřených hodnot je vhodné vytvořit graf závislosti $F=f(\Delta x)$, kde:

¹ Tento postup bude pravděpodobně přesnější.

$$\Delta x = L_0 - x \quad (3)$$

který použijeme jako určení správnosti měření, očekáváme totiž lineární průběh závislosti stlačení na zatížení pružinové skupiny.



Graf 1 Závislost stlačení pružinové skupiny na jejím zatížení.

Proložení bodů grafu (Graf 1) lineární spojnici trendu získáme rovnici tuhosti:

$$56,141 = \frac{F}{\Delta x} \quad (4)$$

Z porovnání výsledků vychází správnost provedeného měření. K měření přítlaku pružinové skupiny budeme používat tuhost získanou měřením. Výsledek je totiž hlavně kvůli neznalosti materiálové konstanty G a určitou deformací rozměrů pružiny při zatěžování přesnější. Tuhost pružinové skupiny je tedy $k=56,141$ [N/mm]. Porovnáním hodnot momentových křivek nepřepřlovaného a přepřlovaného motoru FE 501 určíme procentuální rozdíl ve výstupním krouticím momentu z klikové hřídele. Ze zkušenosti víme, že spojka na motoru FE 501 dokáže přenést krouticí moment neupraveného atmosférického motoru FE 501 bez problému. Procentuální rozdíl nárůstu krouticího momentu přepřlovaného motoru musí být menší než procentuální rozdíl nárůstu třecího momentu přeneseného modifikovanou spojkou.



5.2 VÝPOČET PŘÍTLAČNÉ SÍLY

Přítlačná síla F_p je závislá na tuhosti k a délce stlačení pružiny Δx :

$$F_p = k \cdot \Delta x \quad (5)$$

Na určení délky stlačení pružin ve složeném stavu spojky je třeba znát vzdálenost dosedací plochy pružiny a plochy pružinové podložky.

Vzdálenost těchto dvou ploch je podle měření $L=24,84\text{mm}$

Poté platí:

$$\Delta x = L_0 - L_1 = 43,8 - 24,84 = 18,96\text{mm} \quad (6)$$

S těmito parametry vychází přítlačná síla F_p .

$$F_p = 56,141 \cdot 18,96 = 1069\text{N} \quad (7)$$

5.2.1 PŘENÁŠENÝ TOČIVÝ MOMENT

Pro naše použití je nejdůležitějším parametrem přenášený točivý moment. Pro výpočet přeneseného točivého momentu použijeme vztahy odvozené pro suchou třecí spojku s předpokladem rovnoměrného tlaku po celém třecím povrchu kotouče. Koeficient tření berme $\mu=0,12$

Přítlačná síla je součinem měrného tlaku p a účinné plochy lamel S

$$F_p = p \cdot S \quad (8)$$

Třecí síla F_t je závislá na koeficientu tření f a přítlačné síle F_p podle rovnice (9).

$$F_t = F_p \cdot f \quad (9)$$

Třecí moment M_t závisí na účinném poloměru tření r_s a počtu lamel i dle rovnice

$$M_t = F_t \cdot r_s \cdot i \quad (10)$$

Pro určení momentu musíme určit účinný poloměr tření r_s .



Jelikož na mezikruží lamel působí elementární přitlačná síla:

$$dF_p = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot p \cdot dr \quad (11)$$

Po aplikaci koeficientu tření μ dostáváme třecí sílu:

$$dF_t = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot p \cdot f \cdot dr \quad (12)$$

Při působení elementární třecí síly na rameni r dostáváme elementární třecí moment spojky:

$$dM_t = 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot p \cdot f \cdot dr \quad (13)$$

Při předpokladu konstantního tlaku na celém průměru spojky můžeme aplikovat integrál:

$$M_t = 2 \cdot \pi \cdot p \cdot f \cdot \int_{r_2}^{r_1} r^2 dr \quad (14)$$

Po integraci:

$$M_t = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot p \cdot f \cdot (r_1^3 - r_2^3) \quad (15)$$

Na obložení působí přitlačná síla F_p :

$$F_p = 2 \cdot \pi \cdot p \cdot \int_{r_1}^{r_2} r \cdot dr \quad (16)$$

Po integraci:

$$F_p = \pi \cdot p \cdot (r_1^2 - r_2^2) \quad (17)$$

Po dosazení rovnice (17) do rovnice (15) dostáváme:

$$M_t = \frac{2}{3} \cdot F_p \cdot f \cdot \frac{(r_1^3 - r_2^3)}{(r_1^2 - r_2^2)} \quad (18)$$

Rovnice (18) má tvar:

$$M_t = F_p \cdot f \cdot r_s \quad (19)$$

Porovnáním rovnic (18) a (19) je zřejmé že:

$$r_s = \frac{2}{3} \cdot \frac{(r_1^3 - r_2^3)}{(r_1^2 - r_2^2)} \quad (20)$$

Nyní dosazením parametrů spojky FE 570 určíme přenositelný třecí moment M_t .

Dosazením známých hodnot do rovnice (19) získáme pro $i=18$:

$$M_t = 1069,0,12 \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{(69,43^3 - 59,64^3)}{(69,43^2 - 59,64^2)} \cdot 18 = 149300Nmm \quad (21)$$

Teoretická hodnota třecího momentu neupravené spojky motoru Husqvarna FE 570 je tedy $M_t=149300Nmm$

5.3 VÝPOČET PRO FE 501

Spojka FE 501 má na rozdíl od spojky FE 570 jednu talířovou pružinu, která vytváří přítlak na přítlačný talíř. Podle menších rozměrů spojky očekáváme menší maximální třecí moment. Ověření provedeme výpočtem přítlačné síly talířové pružiny a použitím vztahu (19) určíme její teoretický maximální třecí moment.

5.3.1 VÝPOČET SÍLY TALÍŘOVÉ PRUŽINY

Pro výpočet síly od předepjaté pružiny potřebujeme znát následující rozměry vycházející z měření v

Tab. 3, vysvětlení rozměrů nalezneme v Obr. 21:

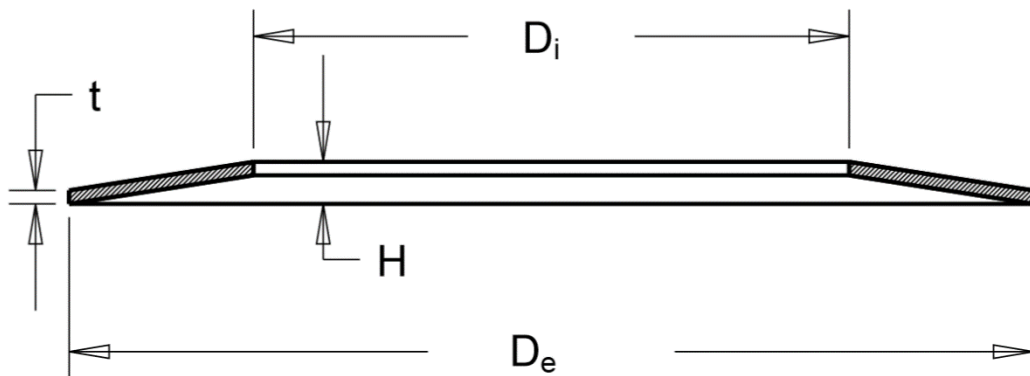
Rozměr	Značení	Hodnota [mm]
Vnější průměr	De	114,75
Vnitřní průměr	Di	70,88
Výška pružiny	H	5,02
Tloušťka plechu	t	1,6

Tab. 3 Rozměry talířové pružiny FE 501

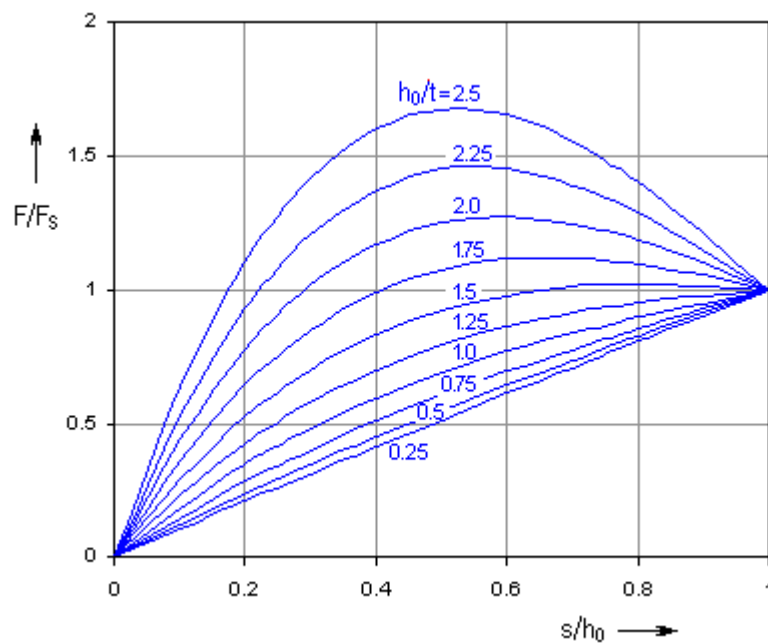
Pracovní charakteristika talířové pružiny je ovlivněna poměrnou výškou H/t . Při menších hodnotách má lineární charakter. Při zvyšujícími se hodnotami je charakteristika degresivní Graf 2. Spojka FE 501 umožňuje tři možnosti nastavení pracovní délky podle pootočení



podložky na jisticí šrouby. Díky degresivní charakteristice pružiny nemůžeme očekávat, že největší stlačení přinese také největší přítláčnou sílu.



Obr. 21 Rozměry talířové pružiny



Graf 2 Závislost přítláčné síly pružiny na poměrném stlačení pro různé poměrné výšky pružin a plechů.

Pro výpočet síly pružiny použijeme vztah [8]:

$$F = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3 \cdot s}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot \left[\left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{t} \right) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) + 1 \right] \quad (22)$$

Kde μ je Poissonův poměr- volíme 0,3 pro ocel, s je stlačení pružiny, h_0 je $H-t$, K_1 je tvarový součinitel pro který platí:



$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta - 1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta + 1}{\delta - 1} - \frac{2}{\ln \delta}} \quad (23)$$

Kde δ je poměr průměrů D_e/D_i

Při instalaci spojky máme možnost volení třech stlačení pružiny: 3,55mm; 3,87mm a 4,12mm. Hodnota h_0/t je pro náš případ rovna 2,1375 a z Graf 2 plyne, že hodnota přítláčné síly v závislosti na stlačení bude značně regresivní. A skutečně při dosazení možných hodnot stlačení nám vychází pro stlačení 3,55mm – 1606N , pro stlačení 3,87mm – 1412 N a pro stlačení 4,12mm – 1278N. Pokud nyní budeme aplikovat vztah (19) pro nejvyšší hodnotu přítláčné síly pružiny – 1606N dostáváme maximální teoretický třecí moment spojky FE 501. Z měření získáme rozměry lamel:

Parametr	Značení	Hodnota
Vnější průměr lamely	r1	66
Vnitřní průměr lamely	r2	56,3

Tab. 4 Rozměry lamel FE 501

$$M_t = 1606 \cdot 0,12 \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{(66^3 - 56,3^3)}{(66^2 - 56,3^2)} \cdot 16 = 188963 \text{ Nmm} \quad (24)$$

Vypočtený maximální teoretický třecí moment je díky vyšší přítláčné síle talířové pružiny větší než u spojky FE 570. Nevýhodou spojky FE 501 ovšem stále zůstává její menší počet lamel a menší velikost lamely z čehož plyne i větší měrný tlak na lamelu, lamely se budou snáze opotřebovávat a přehřívat. Pokud provedeme modifikace pružin spojky FE 570, dosáhneme lepších výsledků hlavně, protože při stejné přítláčné síle má spojka FE 570 o 19% větší hodnotu třecího momentu oproti spojce FE 501. Toto vidíme při dosazení stejné hodnoty přítláčné síly do rovnic třecích momentů obou spojek.

$$M_{tc} = 1606 \cdot 0,12 \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{(69,43^3 - 59,64^3)}{(69,43^2 - 59,64^2)} \cdot 18 = 224311 \text{ Nmm} \quad (25)$$

Kde M_{tc} je třecí moment pro geometrii spojky FE 570 s teoretickou přítláčnou silou od talířové pružiny FE 501. Pak poměr $M_{tc}/M_t=1,19$.

ANALÝZA MOTORU FE 570 A PŘEPLŇOVANÉHO FE 501

Abychom určili vhodnost neupravené spojky k použití do přeplňovaného motoru FE 501, musíme provést analýzu výstupního výkonu a krouticího momentu obou motorů.

5.4 MĚŘENÍ MOTORU NA DYNAMOMETRU

Pro zjištění reálných hodnot momentové charakteristiky motorů Husaberg FE 570, Husqvarna FE 501 a přeplňované Husqvarna FE 501 bylo provedeno měření na dynamometru Superflow SF 902.



Důležitou hodnotou pro ověření výpočtů z kapitoly 5, je pro nás krouticí moment motoru, při kterém dochází k prokluzu spojky. K této situaci samozřejmě nedochází u neupravených továrních motorů, které mají spojkovou sadu konstruovanou na jejich provozní podmínky. U přeplňovaného motoru Husqvarna FE 501 s neupravenou spojkovou sadou FE 570 při hodnotě krouticího momentu měřeného na dynamometru 68,4 Nm dojde k prokluzu. Díky znalosti této hodnoty bylo možné přesněji určit koeficienty tření potřebné k výpočtům v kapitole 5. Krouticí moment působící na spojku v momentu prokluzu vypočteme v rovnici (26)

$$M_{ks} = M_k \cdot \frac{76}{32} = 157,32 \text{ Nm} \quad (26)$$

Kde M_{ks} je krouticí moment působící na spojku, M_k je krouticí moment motoru na klikové hřídeli. Tuto hodnotu považujeme za maximální hodnotu třecího momentu neupravené spojky FE 570. Porovnáním teoretické hodnoty třecího momentu vypočteného v rovnici (21) s krouticím momentem naměřeným na dynamometru z rovnice (26), získáme lepší aproximaci třecího koeficientu. Závislost třecího momentu na koeficientu tření je lineární, tudíž poměr teoretického třecího momentu a naměřeného krouticího momentu musí být stejný jako poměr teoretického třecího koeficientu použitého v kapitole 5 a třecího koeficientu naměřeného na dynamometru. Platí tedy:

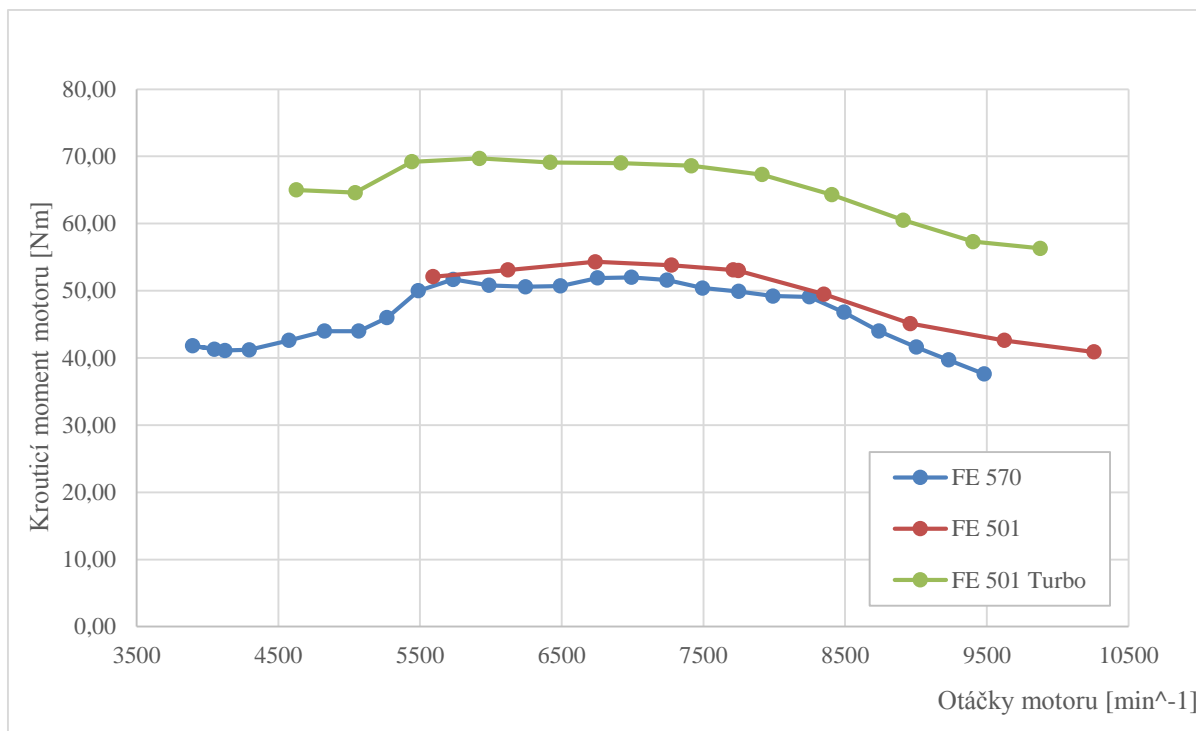
$$\frac{M_{ks}}{M_t} = \frac{\mu}{\mu_s} \quad (27)$$

Kde μ_s je hodnota třecího koeficientu lamelového svazku FE 570 naměřená pomocí dynamometru.

Po úpravě:

$$\mu_s = \frac{\mu}{\frac{M_{ks}}{M_t}} = 0.1264 \quad (28)$$

Data z prvního ladění motoru nám ukazují nárůst krouticího momentu přeplňovaného motoru oproti nepřepřňovanému motoru o 27%. Maximální hodnota krouticího momentu byla 69Nm, při měření byl použit speciální plech s ozubením na straně unašeče i koše spojky, jako zámek spojky, který ji zajišťoval proti prokluzu. Vzhledem k prokluzu spojky při hodnotě krouticího momentu 68,4Nm je zřejmé že se nevyhneme její modifikaci. Přítlačná síla neupravené spojky je 1069N. Pro zajištění maximální bezpečnosti proti prokluzu při jakémkoliv jízdním režimu a při přihlédnutí k nepravidelnosti chodu jednoválcového motoru se budeme úpravami snažit dosáhnout minimální hodnoty 2000N přítlačné síly.



Graf 3 Momentové křivky motorů FE 570, FE 501, FE 501 Turbo měřené na dynamometru Superflow SF 902

6 NÁVRH ÚPRAV

Oba motory jsou z továrny přizpůsobeny rozměrům továrních spojek a tudíž pokud chceme umístit spojku z modelu FE 570 do modelu FE 501, musíme provést modifikace spojkového víka a primárního převodu motoru. Výhodou je kompatibilita ovládacích prvků a stejná rozteč klikové hřídele s hřídelí převodové skříně.

Na počátku byl proveden návrh úpravy spojkového víka. Víko motoru bude nutné frézováním upravit, aby bylo možné do motoru nainstalovat větší vnější spojkový koš. Dále bylo navrženo osazení s dosedací plochou a drážkou pro těsnící kroužek, víko spojky a napouštěcí zátka na olejové mazání. Dále byla navržena sada tlačných šroubových pružin z drátu většího průměru o vyšší tuhosti. Všechny součásti jsou konstruovány s důrazem na minimální hmotnost a bezproblémovou funkčnost.

6.1.1 OSAZENÍ S DOSEDACÍ PLOCHOU

Bylo navrženo osazení s dosedací plochou, které bude vlepeno dvousložkovým epoxidovým lepidlem odolávajícím teplotám až 180 °C a je odolné vůči olejovému prostředí. Součást je navržena ze slitiny hliníku AW 6082 a vyráběna frézováním. Součást je jištěna pěti šrouby, které zamezují při funkci motoru její posun. Lepidlo je použito hlavně jako těsnění mezi osazením a motorovým víkem.



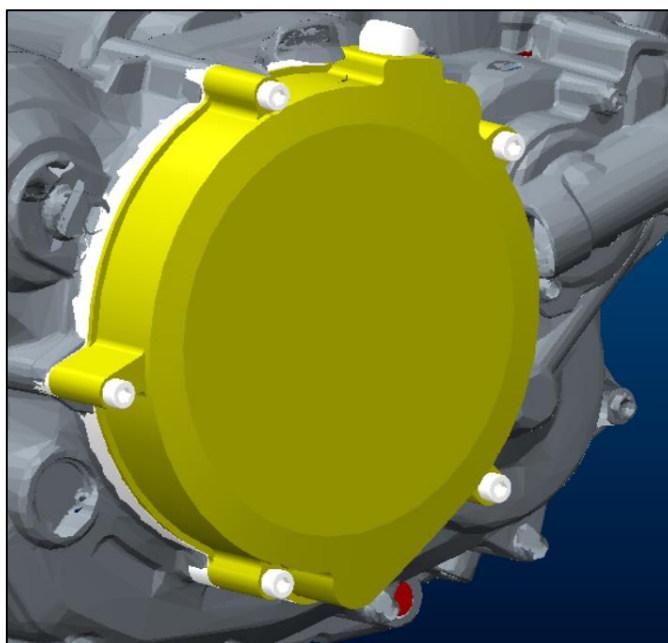
Obr. 22 3-D model vytvořený v programu Creo 2.0



Obr. 23 Hotový výrobek osazení.

6.1.2 VÍKO SPOJKY

Víko spojky musí zajistit těsnost a optimální proudění oleje při funkci spojky. Součást byla navržena jako protikus vůči dosedající součásti na Obr. 22 s důrazem na minimální hmotnost. Na výrobu byla použita slitina hliníku AW-6082 dle EN 573-3. Jako celek byla poté odlehčena, čímž se ušetřilo 130g hmotnosti na jedné součásti. Dalším prvkem je závit M12 určený k napouštění motorového oleje společně s drážkou pro těsnící kroužek. Váha součásti je 278g. Po frézování geometrie víka, byla součást povrchově upravována eloxováním. Sestava je k motoru připojena pěti šrouby s válcovou hlavou M6x45mm.



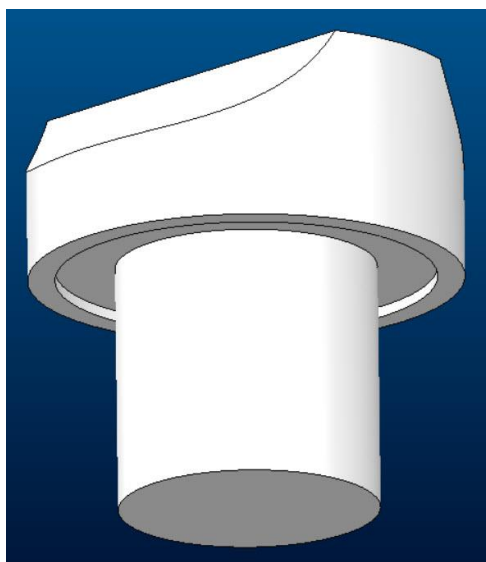
Obr. 24 3-D model Víko spojky vytvořený v programu Creo 2.0



Obr. 25 Hotový výrobek Víko spojky. Povrchová úprava-eloxování.

6.1.3 NAPOUŠTĚCÍ ŠROUB

Šroub se skládá ze závitu M12 s drážkou pro těsnící kroužek a hlavy, která je uzpůsobena svým tvarem na možnost rychlé demontáže rukou. Součást nebude dynamicky ani staticky zatěžována. Proto z důvodů snížení hmotnosti volíme konstrukční plast jako materiál pro výrobu. Zvolen byl polyeter eter keton (PEEK) dlouhodobě odolávající teplotám do 150°C s hustotou 1,36g/mm³.



Obr. 26 3-D model vytvořený v programu Creo 2.0, Napouštěcí šroub

6.2 PRUŽINY



Návrh pružin byl proveden s důrazem na maximální možnou tuhost vzhledem k provozním podmínkám, při zachování rozměrů potřebných pro instalaci pružin do sestavy spojky. Vnější průměr pružiny je omezen rozměrem otvorů pro pružiny v přítlačném talíři, vnitřní průměr pružiny je omezen průměrem kolíku pro závit šroubu v unašeci, volná délka je omezena maximální dovoleným smykovým napětím působícím v pružině při jejím stlačení na pracovní délku. Počet závitů musíme také přizpůsobovat pracovní délce pružiny, protože nechceme, aby docházelo k dotyku závitů v pracovním cyklu.

6.2.1 PRŮMĚR PRUŽINOVÉHO DRÁTU

Hlavním parametrem určujícím tuhost pružiny je průměr průřezu pružinového drátu použitého při výrobě. Při požadavku maximální tuhosti musíme volit co největší možný průměr drátu. Omezujícím parametrem je polovina rozdílu průměru vnitřního otvoru pro pružinu a vnějšího rozměru kolíku pro závit šroubu. Musí tedy platit

$$d < \frac{D_{otv} - D_{zav}}{2} = \frac{21,6 - 14,5}{2} = 3,55 \text{ mm} \quad (26)$$

Kde d je průměr pružinového drátu, D_{otv} je průměr otvoru pro pružiny v přítlačném talíři, D_{zav} je vnější průměr kolíku pro závit ve vnějším koši.

Proto musí být průměr drátu menší než 3,55 mm. První menší hodnota, kterou můžeme volit z normalizovaných rozměrů pružinových drátů je 3,5mm. Ovšem z důvodu zajištění ideální vůle a zamezení zadírání pružiny volíme průměr 3,2mm.

6.2.2 VNĚJŠÍ PRŮMĚR

Vnější průměr volíme 21mm vzhledem k rozměru vnitřního otvoru pro pružinu v přítlačném talíři. Tolerance vnějšího rozměru výroby je $\pm 0,4$ mm tudíž i při mezním rozměru 21,4mm je stále 0,2mm vůle na průměru.

6.2.3 VNITŘNÍ PRŮMĚR

Rozměr je určen rozdílem dvojnásobku průměru pružinového drátu a vnějšího průměru pružiny.

6.2.4 VOLNÁ DÉLKA PRUŽINY

Volná délka pružiny je parametr, kterým můžeme snadno volit sílu předpětí pružiny ve složeném stavu. Síla předpětí se dá snad počítat pomocí vztahu (5), z tohoto vztahu vidíme, že pokud správně zvolíme volnou délku pružiny L_0 dosáhneme požadované přítlačné síly. Zároveň nesmíme zapomenout na maximální dovolené smykové napětí v pružině, které je také závislé na délce stlačení pružiny.

Platí:



$$F = \frac{s \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} \quad (26)$$

Kde je s - stlačení pružiny, G – modul pružnosti ve smyku [6]

Z rovnice (26) vidíme, že přítlačná síla je přímo úměrná délce stlačení pružiny. Délka stlačení pružiny je $s=L_0-L_1$. Pokud požadujeme minimálně 2000N přítlačné síly musí jedna pružina vyvinout sílu 500N v předpětí. Pokud upravíme rovnici (26) dostaneme vztah pro volnou délku pružiny při požadavku síly rovné 500N.

$$L_0 = \frac{8 \cdot F \cdot n \cdot D^3}{G \cdot d^4} + L_1 = 37,456mm \quad (29)$$

Nyní zkontrolujeme maximální smykové napětí v pružině. Platí:

$$\tau = K_s \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \quad (30)$$

Kde K_s je korekční součinitel napětí v krutu, jelikož vlivem zaoblení závitu dochází k přidavným ohybovým napětím.[6] Koeficient určíme pomocí rovnice:

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{c} \quad (31)$$

Kde c je poměr středního průměru pružiny a průměru pružinového drátu D/d .

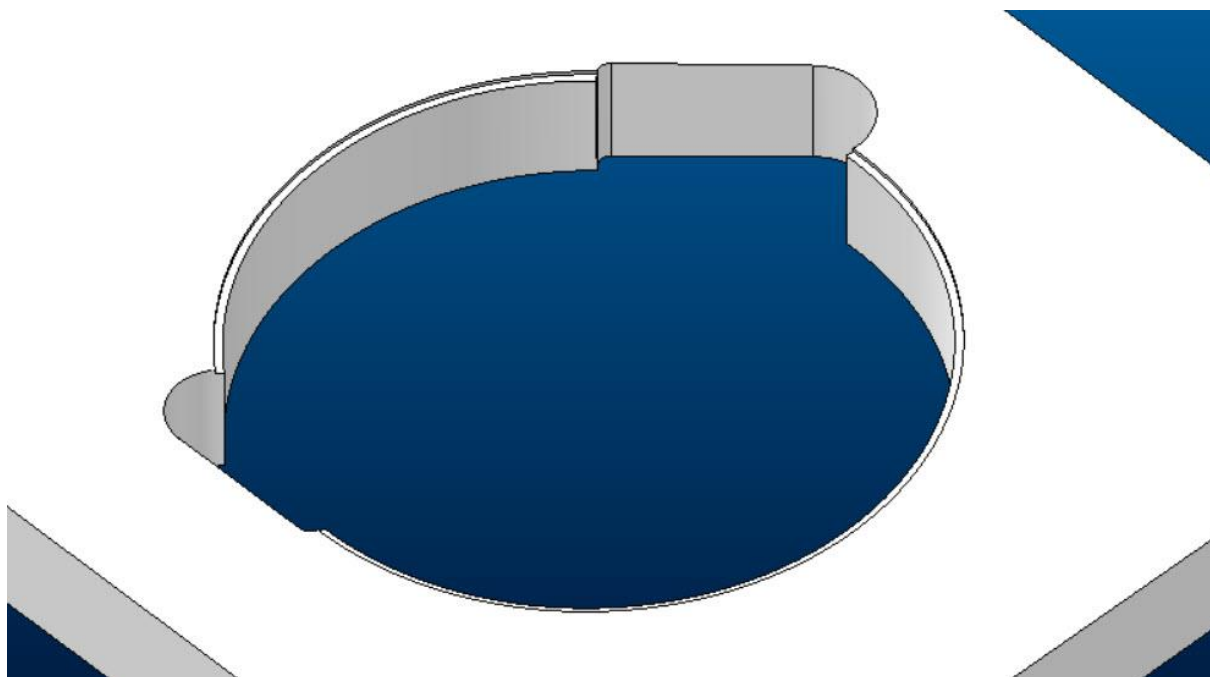
Maximální smykové napětí v pružině vychází po dosazení známých hodnot do rovnice (30) 836,5MPa. Při výpočtu jsme za maximální stlačení dosazovali hodnotu o 1mm větší z důvodu stlačení pružin při rozepínání spojky.

6.2.5 MATERIÁL pružin

Na výrobu pružin vybíráme materiál EN 10270-2-VDSiCr. Tento materiál se používá na výrobu vysoce namáhaných ventilových pružin. Materiál je používán na aplikace do 150°C a při průměru drátu 3.2mm má po aplikaci korekčních koeficientu mez pevnosti 1910-2010MPa. Hodnota meze kluzu je pro daný materiál 90% meze pevnosti. Maximální povolená hodnota napětí ve smyku je 50% hodnoty meze pevnosti a to je 955-1005MPa. Doporučená hodnota napětí při provozování pružiny by neměla přesáhnout 85% maximálního dovoleného napětí ve smyku. Pokud bereme tuto hodnotu jako nejnižší, tzn. 955MPa, pak nám vychází mezní stav 811MPa což je méně než maximální smykové napětí při provozování pružiny vypočítané ve vztahu (30). Proto se dá očekávat menší životnost pružin. Tento problém není zásadní, protože pružiny budou kontrolovány a případně měněny před každým závodem Formule Student.

6.3 ÚPRAVA VÍKA MOTORU

Pro umístění osazení z kapitoly 6.1.1 do víka motoru musela být provedena úprava frézováním. Pro její uskutečnění na stroji CNC bylo nutné vytvořit 3-D model v programu Creo 2.0. Tento model byl vytvořen na základě 3-D skenu součásti víka motoru, ze kterého byli odměřeny veškeré potřebné souřadnice umístění připojovacích šroubů a samotného otvoru pro spojkový koš. Po samotném obrábění byla součást osazení upravena a spasována do víka motoru a následně zalepena lepidlem odolávajícím vysokým teplotám. Lepidlo bylo použito hlavně pro zajištění těsnosti víka.



Obr. 27 Model použitý při obrábění víka motoru. Program Creo 2.0.



Obr. 28 Víko motoru po frézování otvoru pro osazení.



ZÁVĚR

Cílem práce bylo provedení rešeršní studie problematiky spojek používaných v soutěžích Formula Student. Tyto spojky jsou v převážné většině motocyklové spojky z důvodu omezení v pravidlech soutěže na 610 kubických centimetrů objemu motoru. Byl popsán základní rozdíl mezi mokkými a suchými lamelovými spojkami. Dále byly provedeny kontrolní výpočty určující rozdíly mezi spojkami motorů FE 501 a FE 570 z těchto výpočtů vychází, že ačkoliv byla u spojky FE 501 použita silnější talířová pružina, rozměry samotné spojky jsou menší stejně jako počet lamel použitý v sestavě. Obě tyto skutečnosti nám umožňují dosáhnout lepších výsledků v ohledu přeneseného krouticího momentu spojkou. Při provozu bude spojka vystavena značným nerovnoměrnostem chodu v kombinaci se zvýšením krouticího momentu motoru přeplňováním a velice přilnavou směsí pneumatik a je proto nutné navrhovat spojku s větší rezervou třecího momentu, která odolá těmto provozním stavům bez prokluzu. V závěru práce byly provedeny návrhy na modifikace stávajícího víka motoru, stejně tak jako modifikace víka spojky a pružin, které byly navrženy na požadavek maximální tuhosti. Tyto modifikace byly nezbytně nutné k instalaci větší spojky FE 570 do motoru FE 501. Modifikace na víku motoru i ostatní součásti byly úspěšně vyrobeny a otestovány.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] HOLUBEC, M. *Spojka pomocného pohonu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 66 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward. *Mechanical engineering design*. 7th ed. Boston, Mass: McGraw-Hill, 2004, 1030 s. ISBN 00-725-2036-1.
- [4] SVOBODA, Pavel. *Základy konstruování*. Vyd. 2., dopl. a přeprac. Brno: CERM, 2008, 234 s. : il. ; 25 cm. ISBN 978-80-7204-584-6.
- [5] Shaft Drives - Clutches [online]. [cit. 2015-05-26]. Dostupné z: http://www.learneasy.info/MDME/MEMmods/MEM30009A/shaft_drives/shaft_drives.html
- [6] *Clutch Graphic* [online]. [cit. 2015-05-26]. Dostupné z: http://imagehost.vendio.com/c/17043587/view/1141610447555_Clutch_Graphic.jpg
- [7] *Ducati Clutch Cover* [online]. [cit. 2015-05-26]. Dostupné z: http://www.monsterparts.com/mm5/graphics/00000001/IMG_5429-5.jpg
- [8] *MITCalc: Výpočet Pružin* [online]. [cit. 2015-05-26]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/springs/ehelp/cz/springs.htm>
- [9] *2015 Formula SAE Rules* [online]. 2014 [cit. 2015-05-26]. Dostupné z: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf
- [10] *SAE International* [online]. 2015 [cit. 2015-05-26]. Dostupné z: <http://www.sae.org/>
- [11] *BRSMotorSport: International Page* [online]. 2014 [cit. 2015-05-26]. Dostupné z: http://www.brsmotorsport.de/brsm/images/Beitragsbilder/fsg12_allTeams.jpg



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

c	[-]	Poměr středního průměru závitu pružiny a průměru pružinového drátu
d	[mm]	Tloušťka pružinového drátu
D	[mm]	Střední průměr závitů pružiny
Db	[mm]	Vnitřní průměr závitů pružiny
De	[mm]	Vnější průměr talířové pružiny
Di	[mm]	Vnitřní průměr talířové pružiny
dr	[mm]	Elementární poloměr
Dv	[mm]	Vnější průměr závitů pružiny
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
F	[N]	Síla
f	[-]	koeficient tření
F _p	[N]	Přítlačná síla na lamelovou skupinu
F _t	[N]	Třecí síla
G	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
H	[mm]	Výška talířové pružiny
h ₀	[mm]	Vnitřní výška talířové pružiny
i	[-]	Počet třecích ploch spojky
k	[N/mm]	Tuhost
K ₁	[-]	Tvarový součinitel
K _s	[-]	Korekční součinitel napětí v krutu
L ₀	[mm]	Volná výška pružiny
L ₁	[mm]	Pracovní výška pružiny
L ₉	[mm]	Výška pružiny při maximálním stlačení
M _k	[Nm]	Krouticí moment motoru na klikové hřídeli
M _{ks}	[Nm]	Krouticí moment měřený na dynamometru po aplikaci primárního převodu
M _t	[Nm]	Třecí moment
M _{tc}	[Nm]	Teoretický třecí moment spojky FE 570 s talířovou pružinou
n	[-]	Činný počet závitů pružiny
nc	[-]	Celkový počet závitů pružiny
p	[MPa]	Měrný tlak



r	[mm]	Poloměr
r_1	[mm]	Vnější poloměr spojkové lamely
r_2	[mm]	Vnitřní poloměr spojkové lamely
r_s	[mm]	Účinný poloměr tření
S	[mm ²]	Účinná plocha lamel
s	[mm]	Stlačení pružiny
t	[mm]	Tloušťka plechu talířové pružiny
t	[mm]	Tloušťka plechu talířové pružiny
x	[mm]	Délka pružinové skupiny
δ	[-]	Poměr vnějšího a vnitřního průměru talířové pružiny
Δx	[mm]	Stlačení pružiny
μ	[-]	Poissonův poměr
μ_s	[-]	Koeficient tření z měření na dynamometru
τ	[MPa]	Smykové napětí



SEZNAM PŘÍLOH