



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

ODSTŘEDIVÁ BRZDA MOTORU PRO PNEUMATIKOVÝ VÁLEC

CENTRIFUGAL MOTOR BRAKE FOR PNEUMATIC COMPACTOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAKUB VÍT

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student (ka): Bc. Jakub Vít

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

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

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

Odstředivá brzda motoru pro pneumatikový válec

v anglickém jazyce:

Centrifugal motor brake for pneumatic compactor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh odstředivé brzdy pro zabránění přetočení spalovacího motoru u pneumatikového válce AMMANN. Brzda musí zabránit přetočení motoru v různých jízdních režimech stroje. Náběh brzdy musí být rychlý (v setinách sekundy).
Výkon spalovacího motoru... 100 kW

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritickou rešerši stávajících obdobných systémů bránících přetáčení motorů,
- zdůvodněný návrh vlastní koncepce navrženého řešení,
- základní funkční, pevnostní a tepelný výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- další výpočty dle vedoucího DP Výkresová dokumentace obsahující:
 - celková sestava zařízení
 - podsestava a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
2. ŠKOPÁN, M.: Aplikovaná mechanika stavebních a transportních strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2003
3. BAUER, F. a kol: Traktory a jejich využití. 2. vydání, ProfiPress, Praha 2013. ISBN 978-80-86726-52-6
4. Firemní literatura a příslušné ČSN

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

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

V Brně, dne 21. 11. 2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Cílem mé diplomové práce je návrh odstředivé brzdy pro zabránění přetočení spalovacího motoru u pneumatikového válce. V první části své diplomové práce se zabývám stávajícími a obdobnými systémy bránícími přetočení motorů. Ve druhé části práce se zabývám vlastním návrhem odstředivé brzdy. Ten zahrnuje základní funkční, pevnostní, tepelný výpočet, návrh jednotlivých komponent a zhotovení výkresové dokumentace dle zadání.

KLÍČOVÁ SLOVA

pneumatikový válec, odstředivá brzda, brzdové obložení, brzdový kotouč, retardér, tlačná pružina, ložisko, čepový spoj, šroubový spoj

ABSTRACT

The aim of my thesis is the design of centrifugal brakes to prevent twisting of the combustion engine with pneumatic compactor. In the first part of my thesis I deal with existing and similar systems that prevent over speeding. In the second part I deal with the design of its own centrifugal brake. This includes basic functional, strength, thermal calculation, design of components and fabrication drawings according to the assignment.

KEYWORDS

pneumatic compactor, centrifugal brake, brake pads, brake disc, retarder, compression spring, bearing, pin joint, the screw connection



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VÍT, J. *Odstředivá brzda motoru pro pneumatikový válec*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 74 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce *Odstředivá brzda motoru pro pneumatikový válec* je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Jakub Vít



PODĚKOVÁNÍ

Tímto způsobem bych chtěl poděkovat mému konzultantovi, Ing. Martinu Kamarýtovi z firmy Ammann Czech Republic a.s. a vedoucímu práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za odbornou pomoc a cenné rady při zpracování diplomové práce. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině za podporu během celého studia.



OBSAH

Úvod	9
1 Systémy bránící přetočení motoru	10
1.1 Výfuková brzda	12
1.2 Motorová brzda	13
1.2.1 Řešení motorových brzd	14
1.3 Elektromagnetické vířivé brzdy	15
1.4 Hydrodynamické brzdy	17
1.4.1 Retardér od firmy VOITH	19
1.4.2 Intardér od firmy ZF	22
1.5 Aquatardér	23
1.6 MAN PriTarder	24
1.7 ISL system	25
2 Návrh odstředivé brzdy pro pneumatikový válec	28
2.1 Výpočet potřebného brzdného momentu	31
2.2 Návrh rotační části brzdného mechanismu	34
2.2.1 Návrh pákového převodu	35
2.2.2 Výpočet čepových spojů	38
2.2.3 Návrh tlačné pružiny	43
2.2.4 Brzdové obložení	46
2.2.5 Výpočet ložiska	46
2.2.6 výsledná podoba rotoru brzdy	48
2.3 Návrh statické části brzdy	52
2.3.1 Potřebný tepelný výkon chladiče	53
2.3.2 Výpočet šroubového spoje krytu k motoru [3]	55
2.3.3 Výpočet šroubového spoje krytu motoru s krytem chladiče	60
2.4 Umístění brzdy na pneumatikovém válci	66
Závěr	67
Seznam použitých zkratk a symbolů	70
Seznam příloh	74



ÚVOD

Zpřísněním emisních norem Tier 4/Stage IV pro diesellové motory, dochází k zvětšování hmotnosti vozidel a redukování točivého momentu v důsledku zmenšování motoru a zlepšení jeho účinnosti. Snížený točivý moment může omezit brzdný výkon vozidla. Pokud je tento moment potřebný k brzdění vozidla, může dojít k překročení točivého momentu motoru a k jeho přetočení. Proto výrobci těchto vozidel a strojů, kteří jsou závislí na brzděném výkonu motoru, řeší problém, jak zabránit přetočení motoru a zlepšit brzděné schopnosti stroje.

K řešení tohoto problému se mohou využít například, již známé pomocné zpomalovací brzdy (retardéry). Ty se používají u nákladních vozidel při jízdě z táhlých svahů. Dalším způsobem je, navrhnout nějaké vlastní řešení, jako třeba firma Danffos, která vyvíjí hydraulické řešení ochrany proti přetočení motoru ISL.

V mé diplomové práci se budu zabývat návrhem řešení odstředivé brzdy pro pneumatický válec, jako ochranu proti přetočení motoru. Cílem této práce je zjištění možnosti použití tohoto řešení pro pneumatický válec. Důležité je, nejprve zjistit zda bude brzda dosahovat potřebného brzděného výkonu, zda budeme schopni uchlazit tento potřebný brzděný výkon a bude-li rozměrově vyhovovat pro umístění na vozidlo.



1 SYSTÉMY BRÁNÍCÍ PŘETOČENÍ MOTORU

Obecným trendem ve strojírenství je, že stroje jsou větší, těžší a rychlejší. Často jsou poháněny menšími dieselovými motory. Většina těchto strojů se spoléhá na brzdný výkon motoru, proto je nutné řešit způsob, jak chránit stroje proti přetočení motoru. Zavedením emisních norem Tier 4 / úroveň Stage IV, které výrazně snižují oxid dusíku, oxid uhelnatý a pevné částice ve výfukových plynech, má za následek zmenšování motoru a zvyšování váhy strojů. Pro splnění těchto nových norem, mají výrobci motorů, zavedené technologie, například commonrail vstřikování a variabilní geometrii turbo dmýchadla. Tím dochází ke zlepšení výkonu motoru a jeho efektivity. Optimalizací hydrostatické převodovky stroje lze dosáhnout stejného nebo většího výkonu, s menším výkonem motoru. Při této optimalizaci nastává problém při brzdění. Brzdná schopnost těchto menších motorů je snížena v okamžiku, kdy se tyto těžké stroje chtějí zastavit z vyšší rychlosti. Z tohoto důvodu jsou tyto motory citlivé na přetočení motoru a jeho poškození. Proto je nutné řešit, jak zabránit přetočení motoru stroje, tedy zajistit efektivní a bezpečné brzdné schopnosti stroje. [5], [6]

Obecného řešení ochrany proti přetočení motoru lze dosáhnout zvýšením spotřeby energie nějakého typu příslušenství, poháněného motorem při brzdění. Je-li přítomné riziko přetočení motoru či čerpadla, bývá pomocí kompresoru aktivován pohon ventilátoru a další příslušenství. To vede ke zvýšení efektivního točivého momentu motoru, a tím i ke zvýšení brzdné síly. [5]

Pro ochranu proti přetočení motoru se u vozidel používají tzv. zpomalovací brzdy. Jedná se o zpomalovací soustavy, sloužící ke snižování nebo udržování rychlosti jedoucího vozidla. K brzdění vozidla dochází, pokud působí výsledná síla proti směru pohybu vozidla. Tato síla je obvykle tvořena přes specializované servisní brzdy, hnací ústrojí nebo je kombinací těchto dvou. Tato síla je obvykle tvořena s pneumatikami nebo rozchodem kol přes specializované servisní brzdy, hnací ústrojí nebo kombinací obou dvou. [5]

Motory bývají často považovány pouze za prostředek pro přeměnu chemické energie na mechanickou, nicméně také hrají významnou roli při brzdění. Motor podporuje brzdný moment motoru, tvořený hnacím ústrojím motoru. Schopnost brzdění motoru je označována jako jeho „brzdný moment“, nebo také jako „třecí moment“. Brzdný moment motoru, je moment nezbytný k otočení motoru bez spalování a je převážně složený z čerpacích a třecích ztrát. Točivý moment motoru se zvyšuje ve svém rozsahu činnosti přibližně lineárně s rychlostí a obecně se zvyšuje s výtlakem. Točivý moment motoru, je obvykle menší, než jedna třetina jeho jmenovitého točivého momentu a působí na klikové hřídeli proti směru otáčení motoru. Pokud se během brzdění překročí celkový brzdý moment na vstupu motoru a některé poháněné příslušenství je na maximální dovolené rychlosti, pak může dojít k přetočení motoru. Motor a většina příslušenství je proto dimenzován pro některé maximální rychlosti, u nichž je více pravděpodobné, že utrpí škodu nebo katastrofální selhání. [5]

Brzdné systémy jsou nejčastěji využívány při sjíždění dlouhých svahů, čímž je provozní brzda odlehčena a šetřena. To brání přehřátí provozní brzdy a vede k vyšší bezpečnosti vozidla. Zpomalovací brzdy přeměňují pohybovou energii na teplo bez mechanického tření, nedochází tedy k opotřebení. Brzdý účinek vzrůstá se zvyšující se rychlostí. Zpomalovací brzda slouží ke snížení rychlosti vozidla, ne k zastavení, či udržení vozidla v klidu. Pracuje pouze tehdy, je-li automobil v pohybu. Nelze ji použít jako parkovací brzdu. [5]



Důležitá kritéria při řešení technické proveditelnosti jakékoliv ochrany proti přetočení motoru:

ZPŮSOB AKTIVACE A PŘECHODOVÝ VÝKON – Je aktivace překročení rychlosti automatická, či vyžaduje aktivaci operátora? Je řešení aktivní nebo zareaguje, jakmile detekuje zvýšení otáček? Poskytuje řešení citlivý brzdný účinek, nebo je brzdý účinek náhlý, či nárazový? Může toto řešení fungovat po celou dobu brzdění? Neovlivňuje toto řešení funkci řízení vozidla? [5]

SCHOPNOST MAXIMALIZOVAT BRZDĚNÍ VOZIDLA – umožňuje řešení brzdění na požadovaný výkon? Například brzdná dráha nebo zpomalování, kterého má být dosaženo? Může řešení využít maximální schopnosti tlaku hydrostatického systému při jakékoli rychlosti vozidla, nebo je výkon omezen? [5]

VYUŽITÍ DOSTUPNÉHO TOČIVÉHO MOMENTU – Je při řešení využito brzdné schopnosti motoru, nebo je příliš vysoká energie přeměněna na teplo? [5]

VHODNOST PRO RŮZNÉ HNACÍ ÚSTROJÍ – Může být řešení aplikováno na jakékoliv zařízení nebo má speciální požadavky, které musí být splněny? [5]

SNADNOU APLIKACI – Může být řešení nastaveno, instalováno, testováno a jasně ověřeno s minimální investicí do zdrojů, nebo je nezbytně nutné opakované ladění a testování, pro splnění požadavků na výkon? [5]

INSTALACE – Dá se toto řešení snadno aplikovat na vozidlo? [5]

Druhy zpomalovacích brzd:

- výfukové brzdy
- motorové brzdy
- elektromagnetické vířivé brzdy (elektrické retardéry)
- hydrodynamické brzdy (kapalinové retardéry)
- ISL systém



1.1 VÝFUKOVÁ BRZDA

Jedná se o jednoduchý mechanismus používaný u starších vozidel. Systém je založen na skutečnosti, že při uzavření výfukového potrubí dochází ke zvyšování tlaku spalin v uzavřené části potrubí. Při otevření výfukového ventilu se tyto nahromaděné spaliny vlivem přetlaku vracejí do válce a působí tak na píst proti směru jeho pohybu, tím vytvářejí odpor v motoru, který musí překonávat a motor se zpomaluje. Pokud je výfuková brzda v činnosti, je přerušena doprava paliva od vstřikovacího čerpadla z důvodu zajištění brzdného účinku. [26]



Obr. 1: Výfuková brzda [22]

Výfukovou brzdou tvoří klapka nebo šoupátko umístěné ve výfukovém potrubí. Klapka je ovládána pomocí tlakového vzduchu přivedeného do pneumatického válce. Uzavřením klapky (šoupátka) ve výfukovém potrubí se zamezí odvádění výfukových plynů. Dochází k hromadění spalin před klapkou a dochází k nárůstu tlaku, který působí na motor. Tento tlakový odpor má za následek zpomalování motoru. Aby docházelo k přenosu brzdného účinku až na hnací kola, je nutné mít zařazený převodový stupeň. K dosažení maximálního brzdného účinku je navíc nutné přerušit dodávku paliva. [26]

Výhody:

- nízká cena
- jednoduchá konstrukce
- snadná údržba
- malá hmotnost a rozměry

Nevýhody:

- nelze regulovat brzdný účinek
- nízký brzdný účinek oproti ostatním typům brzd



1.2 MOTOROVÁ BRZDA

Je to typ zpomalovací brzdy, který se hojně využívá u nákladních automobilů a autobusů. Úkolem motorové brzdy je zvyšovat aktivní bezpečnost vozidla pomocí účinného brzdění motoru, zvyšovat životnost brzdného systému a také snižovat jeho opotřebení. Pracuje pouze při zařazeném rychlostním stupni a nevypnuté spojce. [7]

Motorové brzdy pracují se změnou časování ventilového rozvodu. Princip je založen na přerušení dodávky paliva vstřikovacím čerpadlem a odpouštění stlačovaného vzduchu z motoru. Výfukové potrubí je otevřené nebo může být uzavřeno pomocí výfukové klapky. V praxi se využívá v kombinaci s výfukovou brzdou. Varianta s výfukovou brzdou dosahuje nejvyššího brzdného účinku a je tedy nejrozsáhlejší. [7]

Při brzdění motorem je úplně odstavena dodávka paliva. Při kompresním zdvihu je stlačen nasátý vzduch, který se při expanzním zdvihu rozpíná a stlačí píst do dolní úvrati. Brzdný účinek motoru bývá $1-2 \text{ m/s}^{-2}$ v závislosti na typu motoru a zařazeném převodovém stupni. K zvýšení brzdné účinnosti motoru se používají následující řešení. [7]

Prvním způsobem je změna časování sacího ventilu. Nedostatečné otevření sacího ventilu umožní nasátí pouze omezeného množství vzduchu (škrcení přívodu vzduchu). Při kompresi takto omezeného množství vzduchu se nevytvoří dostatečně velký kompresní tlak a dochází ke zpomalování vozidla. [7]

Druhým způsobem je změna časování výfukového ventilu při kompresním zdvihu. Vlivem změny časování dochází na konci komprese k pootevření výfukového ventilu a stlačovaný vzduch uniká pryč z válce do výfukového potrubí. Tím se zmaří tlaková energie, dochází k tzv. prázdne expanzi a vzniku podtlaku v motoru. Ve výsledku tak motor vyvíjí větší brzdný účinek. [7]

Třetí způsob využívá výfukovou brzdu za současného použití časování rozvodů. Tato kombinace je v praxi velmi rozšířená. Pomocí stlačeného vzduchu je pootevřen výfukový ventil a zároveň uzavřena výfuková klapka. Pootevřením ventilu se sníží tlak ve válci. Nahromaděný plyn v uzavřeném výfukovém potrubí se vrací zpět do válce a působí na píst jako protitlak. Zavírání ventilu bývá zajištěno pružinou. Motor tedy pracuje naprázdno, s velkým odporem plynů a dochází k brzdnému procesu. [7]

Dalším způsobem je použití elektronicky řízeného turbodmychadla. Pomocí proměnné geometrie lopatek statoru se turbodmychadlo nastaví na maximální dodávku vzduchu. Turbodmychadlo tak odebírá více kinetické energie proudícím spalínám a tím brzdí jejich rychlost proudění. Tento způsob je podobný klapce ve výfukovém potrubí, avšak s plynulejším náběhem a přesnější regulací. [7]

Výhody:

- nízká cena oproti ostatním řešením
- brzda nevyžaduje téměř žádnou údržbu
- nepotřebuje chlazení



Nevýhody:

- zvýšení konstrukční složitosti ventilového rozvodu
- náročnost oprav
- nelze regulovat brzdný účinek
- hlučnost brzdy

1.2.1 ŘEŠENÍ MOTOROVÝCH BRZD

Motorová brzda MAN EVB a EVBec: Brzdného účinku je dosahováno regulací protitlaku výfukových plynů pomocí brzdové klapky motoru ve výfukovém potrubí. Brzdová klapka ovládaná tlakem vzduchu postupně uzavírá výfukové potrubí podle požadovaného brzdového výkonu a vytváří tak potřebný protitlak výfukových plynů pro válec. Aktuální protitlak zajišťuje řídicí počítač prostřednictvím senzoru a pomocí proporčního ventilu zajišťuje příslušné nastavení tlaku na stavěcím válci. Motorová brzda MAN EVB disponuje s brzdovým výkonem až 290 kW. [22]

Motorová brzda Volvo VEB a VEB+: VEB + je název brzdového systému motoru Volvo a další rozvoj motorové brzdy VEB. Motorová brzda VEB+ se skládá ze dvou vzájemně působících brzdových systémů: regulátor výfuku nebo EPG (Exhaust Pressure Governor) a kompresní brzdy nebo VCB (Volvo Motorová brzda). Regulátor výfuku vytváří zpětný tlak výfukových plynů, který zvyšuje účinek kompresní brzdy. Brzdného účinku je dosaženo otevřením výfukového ventilu. Výfukový ventil se otevře v průběhu sacího zdvihu a také těsně před horní úvratí během kompresního zdvihu, čímž je plně využita brzdná síla kompresního zdvihu. Kompresní brzda je spouštěna vačkou výfukového ventilu tak, aby bylo dosaženo přídatného brzdného účinku. Při brzdění se během jediné otáčky vačkové hřídele otevře výfukový ventil celkem třikrát, namísto jediného otevření během aktivní činnosti motoru v záběru. Tento princip je u obou systémů VEB a VEB+ shodný. Tato motorová brzda je velmi výkonná, přičemž ke zpomalení vozidla je využíván vzduch, a nikoli palivo. [23]

Motorová brzda Iveco ITB: je „turbokompresorová“ motorová brzda. Opětovné pootevření výfukových ventilů na konci fáze komprese umožňuje zvýšit brzdný výkon motorové brzdy. Motorovou brzdou lze také regulovat změnou geometrie turbodmychadla a tím ovládat rychlost jízdy z kopce. Pomocí proměnlivé geometrie turbodmychadla, která do válců vhání vzduch, dosahuje u motorů Cursor 13 deklarovaný výkon ITB 305 kW při 2 400 ot/min. [24]

Jakebrake: Tato brzda funguje na principu uvolnění stlačeného vzduchu ve válci. Při pohybu pístu nahoru se pootevře výfukový ventil, čímž je veškerý vzduch z válce vytlačen. Výsledkem je efektivní zpomalení. Ačkoli je tato brzda velmi účinná, nevýhodou tohoto řešení je vysoká hlučnost. [25]



1.3 ELEKTROMAGNETICKÉ VÍŘIVÉ BRZDY

Patří mezi moderní, rozšířené zpomalovací brzdy. Dosahují vysokých brzdných momentů a umožňují stupňovitě regulovat intenzitu brzdění. Jsou používány u nákladních vozidel autobusů. Elektromagnetické vířivé retardéry pracují na tzv. Foucaultově jevu. Tento jev je formulován: „*Otáčí-li se kovový kotouč v magnetickém poli, indukují se v kotouči vířivé proudy. Tyto proudy působí proti pohybu (brzdí kotouč) a vytvářejí teplo. Stejný efekt vzniká i tehdy, jestliže se kotouč neotáčí mezi póly magnetu, ale před nimi*“

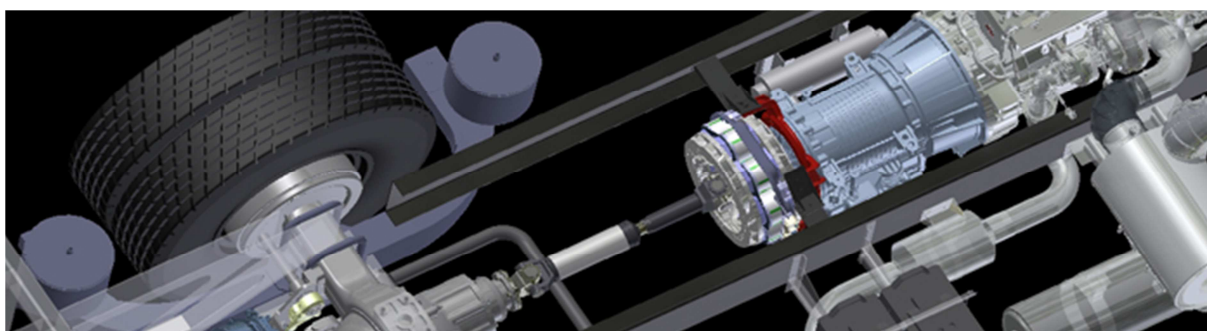
Brzdný účinek je závislý na intenzitě magnetického pole a otáčkách kotouče. Elektromagnetická brzda (retardér) se skládá ze statoru, který je pevně spojen s rámem vozidla rotoru umístěného na hnací hřídeli. Stator je osazen elektromagnetickými cívkami, které při průchodu elektrického proudu vytváří magnetické pole. Rotor se v tomto poli otáčí a indukují se v něm vířivé proudy. Tyto proudy působí proti směru otáčení a rotor je brzděn. Vířivé proudy zanikají a mění se na teplo. Tím dochází k silnému zahřívání motoru a je nutné tento motor chladit. Chlazení je provedeno vháněním vzduchu pomocí lopatek na rotoru. Rotor je tvořen jedním nebo více kotouči a bývá vyráběn z magneticky měkké oceli. Regulace je prováděna změnou velikosti elektrického proudu procházejícího cívkami elektromagnetů nebo spínáním různého počtu dvojic elektromagnetických cívek. Elektrický proud je dodáván z elektrické soustavy vozidla. Je nutné, aby tato soustava byla dostatečně dimenzována. Intenzita brzdění může být regulována pomocí ovládání na přístrojové desce nebo brzdným pedálem. Retardér bývá umístěn na spojovacím kloubovém hřídeli, případně je uchycen na převodovce. Elektromagnetická brzda dosahuje velkého brzdného momentu, může pokrýt až 85 % z celkového brzdění. [26]



Obr. 2: Elektromagnetická vířivá brzda Telma [15]



Společnost TELMA AS je světovou jedničkou ve vývoji, výrobě a prodeji elektromagnetických retardérů, sloužících k posílení brzdného systému užitkových vozidel. Elektromagnetická brzda TELMA je pomocí systému ABS propojena na kola vozidla. Tím se zajistí spolehlivá brzdná síla. Pracuje i při nízkých rychlostech. Brzdný účinek retardéru lze ovládat připojováním cívek pomocí ručního spínače nebo stlačením brzdného pedálu v automatickém řízení. Předchází přehřátí provozních brzd tím, že převezme až 80% brzdné energie. Tepelná energie vytvořená brzdou je odváděna pomocí nezávislého chlazení vzduchem. Retardéry TELMA se snadno montují na všechna běžná šasi. Vkládají se do kardanu mezi převodovku a můstek nebo se přímo montují na převodovkovou linku a u vozidel TATRA se montují na konec nosné roury. Poloha retardéru mezi dvěma kloubovými hřídeli je stanovena přesně pro zajištění stejnoběžného převodu. [12], [13]



Obr. 3: Umístění retardéru na vozidlo [14]

Výhody:

- Velký brzdný moment
- Možnost plynulé regulace intenzity brzdění
- Údržba v podobě čistoty oleje
- Nevydává hluk

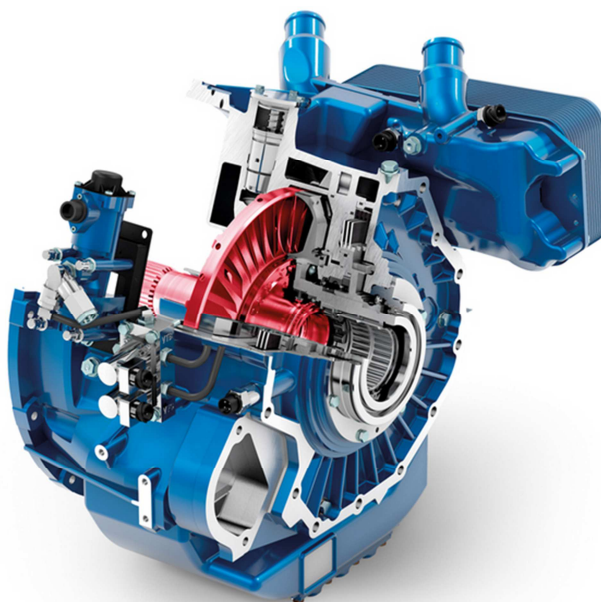
Nevýhody:

- Složitost konstrukce
- Vysoká cena
- Náročnost oprav
- Velká hmotnost a rozměry



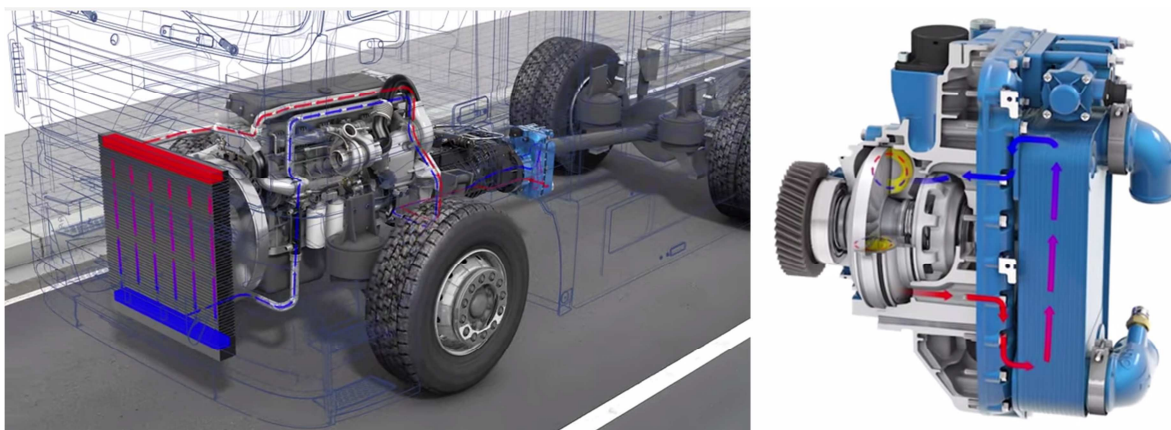
1.4 HYDRODYNAMICKÉ BRZDY

Je to novější typ zpomalovací brzdy používaný u těžkých nákladních automobilů a tahačů. Hydrodynamická brzda je zařízení, které přeměňuje kinetickou energii na energii tepelnou pomocí tření kapaliny v uzavřeném bubnu. V principu jde o hydrodynamickou spojku se zablokováním turbínovým kolem. Brzda se skládá ze dvou lopatkových kol, jednoho statoru, pevně spojeného se skříní brzdy a otočného rotoru. Tato lopatková kola stojí vzájemně proti sobě a lopatky obou kol jsou skloněny o 45° proti rovině procházející hřídelem. Rotor je obvykle poháněn od spojovací hřídele. Retardér pracuje na principu víření kapaliny mezi rotorem a statorem. Tato urychlená kapalina z rotoru je vrhána na lopatky statoru, kde je brzděna. Hydrodynamická brzda brzdí plynule a bez rázů, dosahuje vysokého brzdného momentu už při nízkých rychlostech vozidla a umožňuje plynulou regulaci brzdného účinku. [26]



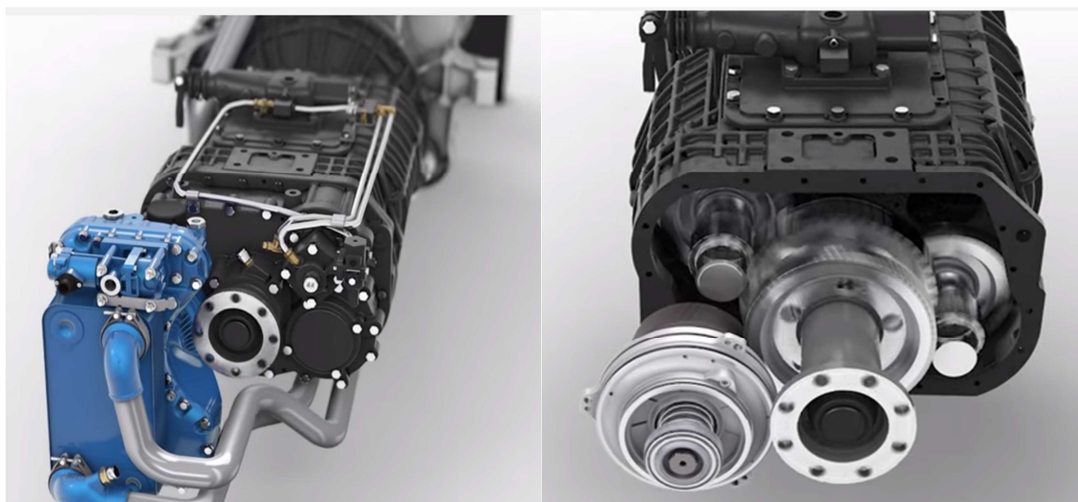
Obr. 4: Hydrodynamický retardér [16]

Retardér je montován paralelně k převodům. Pohybem oleje mezi rotorem a statorem dochází k brzdění motoru, a tím i k brzdění kol vozidla. Výkon je omezen množstvím tepla, které může být pohlceno hlavním chladicím systémem. Při použití retardéru se olejová náplň velmi rychle ohřívá. Výměník tepla typu olej/voda zajišťuje odvádění tepla z olejové náplně retardéru do chladicí kapaliny. Snímače teploty na výstupu z výměníku zajišťují snížení výkonu retardéru, aby nedošlo k jeho přehřívání. Použití retardéru vyžaduje zvýšené otáčky motoru, aby čerpadlo chladicí kapaliny mohlo zajistit zvýšený průtok. [26]



Obr. 5: Chlazení retardéru pomocí chladicí soustavy vozidla a tepelného výměníku [20]

Brzda zůstává funkční i při řazení rychlostí. Pokud začne fungovat ABS, je retardér automaticky odpojen. Ovládá se manuálně nebo automaticky pomocí brzdného pedálu. Kapacita brzdění, při vysokých otáčkách, je 650 kW – 880 kW. Při trvalém brzdění dosahuje 400 kW (540 kW). Při krátkodobém, či jednorázovém brzdění dosahuje 650 kW (880 kW). Maximální brzdňý moment na výstupní hřídeli je 3000 Nm. [26]



Obr. 6: Spojení retardéru a převodovky (řešení Voith online) [20]

Výhody:

- Velký brzdňý moment
- Možnost regulace brzdňého účinku
- Snadná údržba
- Jednoduchá konstrukce
- Nízká hlučnost brzdy

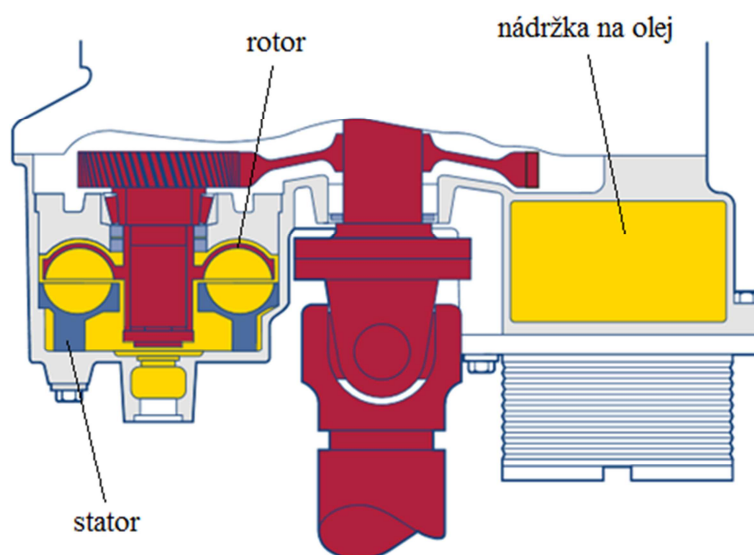


Nevýhody:

- Vysoké ohřívání motoru
- Vysoká hmotnost brzdy
- Cena brzdy

1.4.1 RETARDÉR OD FIRMY VOITH

V hydrodynamickém retardéru Firmy VOITH jsou navzájem proti sobě umístěna dvě lopatková kola. Rotor je spojen přes hnací hřídel retardéru s kloubovým hřídelem vozidla, stator je pevně spojen se skříní retardéru. V průběhu brzdění se nachází olej mezi lopatkovými koly. Olej je urychlován rotorem a ve statoru zpomalován, čímž je rotor rovněž zpomalován, a tím je zpomalováno i vozidlo. Vznikající teplo při brzdění je odváděno chladičem vozidla. Ovládání retardéru probíhá automaticky pomocí brzdového pedálu nebo ruční páčkou u volantu. Retardéry VOITH brzdí téměř bez opotřebení a zůstávají při sjezdu dlouhých svahů vždy plně použitelné. Tím se zvyšuje jak bezpečnost, tak i přepravní kapacita vozidla a tím i ekonomičnost. [8]

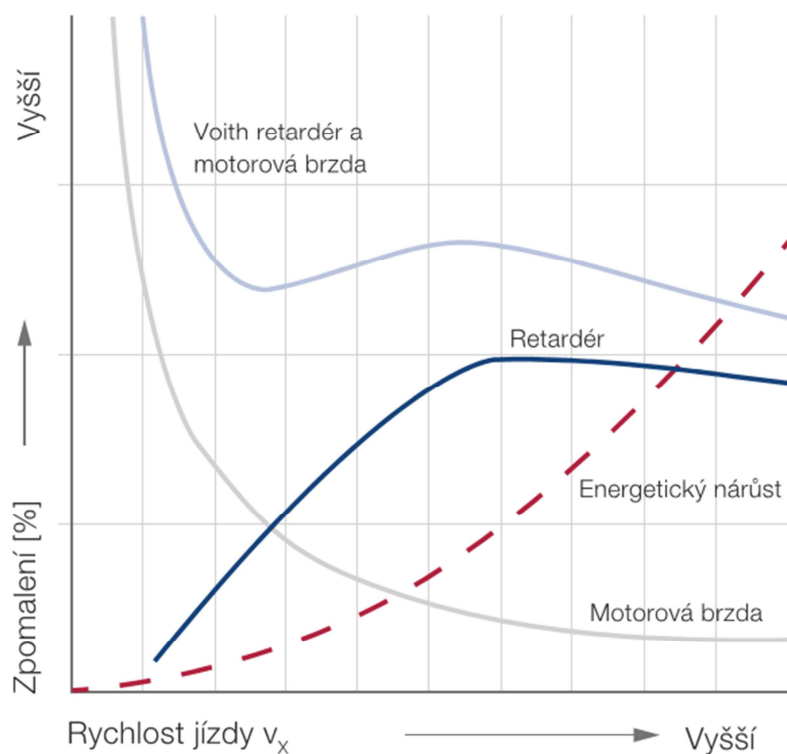


Obr. 7: Retardér Voith [8]

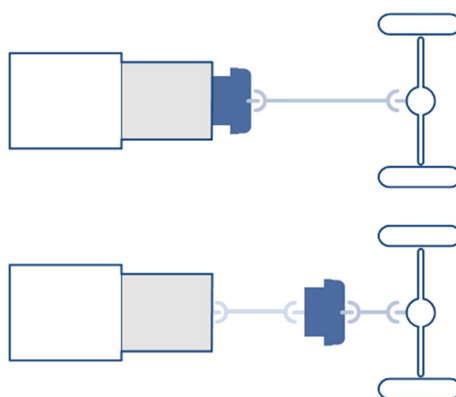
Pro optimální brzdňý účinek, firma VOITH používá kombinaci motorové brzdy s retardérem VOITH, jejichž brzdňý účinek se sčítá. Touto kombinací se dosahuje optimálního brzdňého účinku jak při nízkých, tak i při vysokých rychlostech. [8]



Graf 1. Závislost zpomalení na rychlosti [8]



Retardéry Voith online – Jsou namontovány na převodovce nebo volně v hnacím řetězci a jsou spojeny klubovým hřídelem vozidla. [8]



Obr. 8: Retardér Voith online [8]

➤ **Retardér Voith 120**

Tento retardér je určený pro linkové a turistické autobusy. Pro nákladní vozy střední velikosti jako přepravníky aut, vozidla pro zásobování, vozidla pro přepravu nápojů, vozidla velkoobjemového nákladu a mobilní jeřáby. [8]



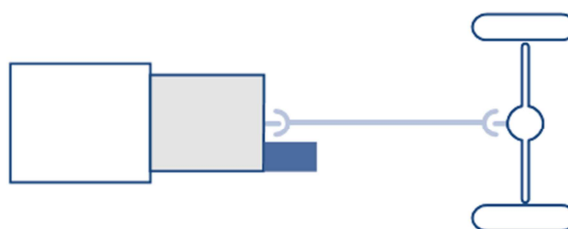
➤ Retardér Voith 123

Tento retardér byl vyvinut speciálně pro použití v nákladních vozech, autobusech City a Midi až do celkové váhy 18 tun. [8]

➤ Retardér Voith 133 - 2

Pro turistické autobusy, nákladní vozidla těžké třídy a pro speciální vozidla. Je to nejsilnější hydrodynamický retardér s vysokým brzdným momentem při nízké váze. [8]

Retardér Voithoffline – Jedná se o rychloběžné retardéry, kde jsou otáčky oproti otáčkám kloubového hřídele zvýšeny převodem ozubených kol. Tyto retardéry jsou velmi kompaktní a mají vysoký brzdný účinek již od malých rychlostí jízdy. [8]



Obr. 9: Retardér Voithoffline [8]

➤ Retardér Voith 115 E

Společně s DaimlerAG byl vyvinut speciálně pro autobusy se systémem převodovka – retardér GO/VR 115E. [8]

➤ Retardér Voith 115 HV

Tento retardér byl vyvinut pro užitková vozidla Mercedes – BenzActros a Axor a je montován na koncernovou převodovku MB / Powershift. [8]

➤ Retardér Voith 115 3250

VR 3250 je používán s převodovkou Volvo v nákladních vozech Volvo řady FH a FM a v autobusech Volvo. Ve spojení s Renault převodovkou Optidrive je VR 3250 používán v Renault Magnum, Renault Lander a Renault Kerax. [8]

Tab. 1 Technické údaje brzdy [8]

	Technické údaje					
	VR 120	VR 123	VR 133 - 2	VR 115 E	VR 115 HV	VR 3250
Maximální jmenovitý brzdný moment retardéru na kloubovém hřídele (Nm)	2 000	1 500	4 000	3 750	3 500	3 250
Maximální otáčky kloubového hřídele (min^{-1})	3 400	3 150	2 800	2 400	2 400	2 500
Hmotnost provozního média (kg)	65	52,5	85	65	62	59
Specifický brzdý moment (Nm/kg)	31	29	47	58	56	55



1.4.2 INTARDÉR OD FIRMY ZF

Je pomocná hydrodynamická brzda, která je zabudována do převodovky. Skládá se ze dvou lopatkových kol, umístěných naproti sobě. Jednoho rychle se otáčejícího rotoru a nepohyblivého statoru. Pokud je pomocná brzda aktivována, elektronicky řízené hydraulické čerpadlo naplní intardér olejem. Rotor urychluje viskózní kapalinu a zároveň způsobuje vířivý pohyb. To vhání olej do prostoru mezi pevnými lopatkami statoru, které odklánějí olej zpět směrem k rotoru tak, že proud vracejícího se oleje působí silně proti směru otáčení rotoru. Tím se vytvoří brzdný moment, který se přenáší na výstupní hřídel převodovky a odtud do hnací soustavy. Celý proces probíhá velmi rychle, nanejvýš jednu sekundu. Tato brzda dosahuje brzdného momentu až 4 000 Nm a maximální brzdné síly 600 kW. Brzdný výkon může být ovládán automaticky nebo si řidič může vybrat mezi pěti brzdnými etapami, aby se optimálně přizpůsobil brzdný výkon vozidla aktuální dopravní situaci. ZF intardér napomáhá nejen při brzdění motorem, ale také zmírňuje namáhání hlavní brzdy až o 90 procent. To znamená, že hlavní brzdový systém zůstává chladný a zachovává si plnou brzdou kapacitu pro potenciální nouzové brzdění. Tím se zvyšuje bezpečnost vozidla. Řidič si může vybrat mezi více brzdnými etapami, aby se optimálně přizpůsobil brzdný výkon vozidla aktuální dopravní situaci. ZF je poměrně malý a váží 65 kg. [9]

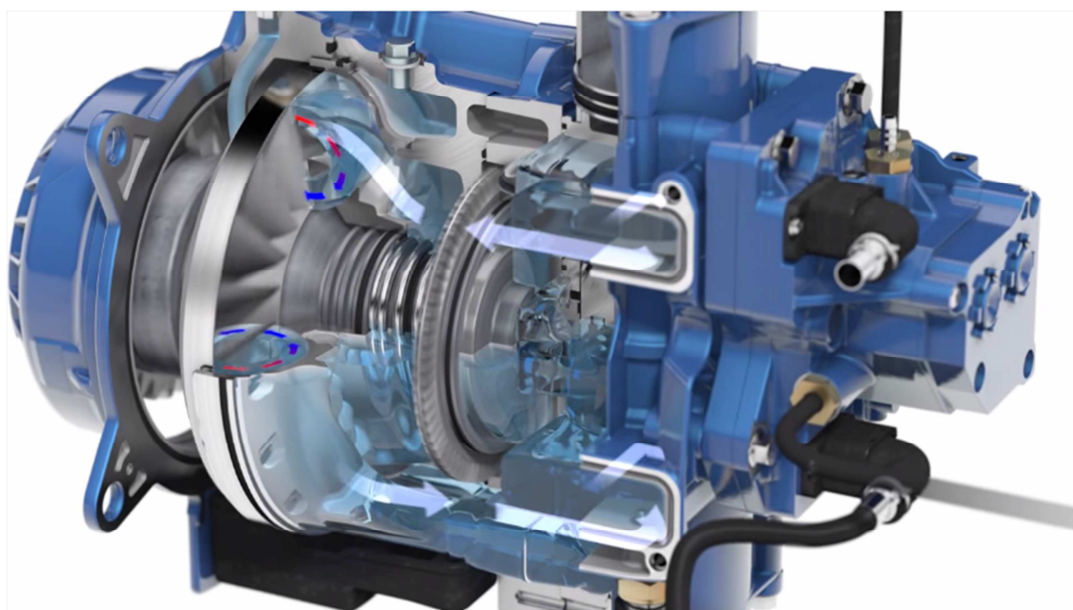


Obr. 10: Intardér firmy ZF [17]



1.5 AQUATARDÉR

Funguje jako primární zpomalovač. Je namontován na přední části motoru a připojen přímo na klikové hřídeli. Stejně jako retardéry Voith funguje na principu hydrodynamické brzdy. Rotor urychluje pracovní médium, v našem případě je to voda. Stator, který se nachází naproti rotoru, tuto kapalinu brzdí. Tento brzdný moment je přenášen pomocí rotoru a klikové hřídele na hnací ústrojí. Tato brzda provádí až 90% všech brzdných operací. Pro brzdění je využívána chladicí kapalina (voda) z motoru. [10]



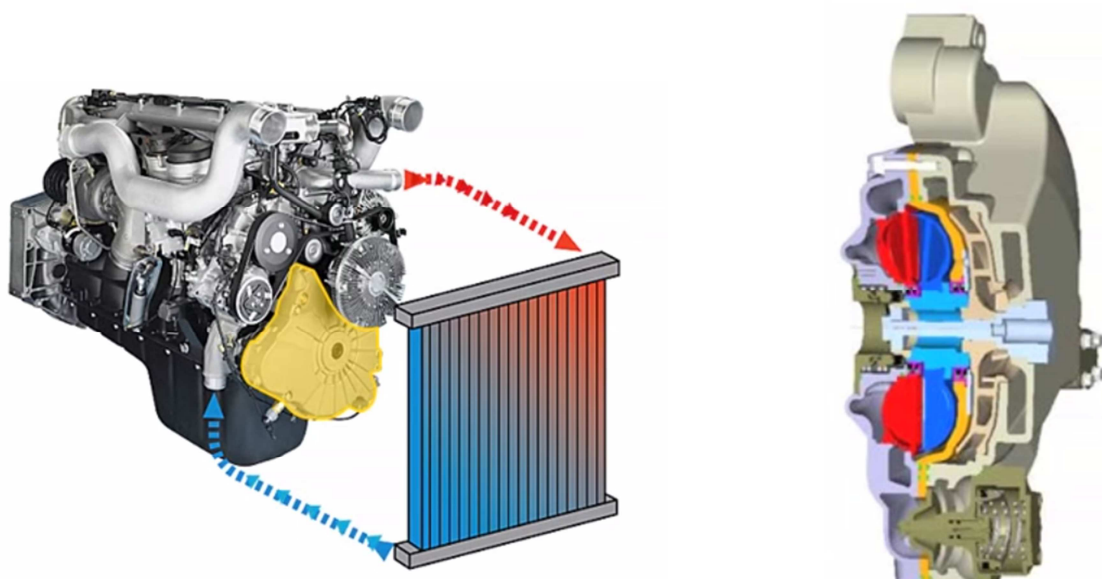
Obr. 11: AquatarderVoith [18]

Výhody:

- Vyšší bezpečnost
- Bezúdržbový
- Nízké náklady na provoz
- Nižší spotřeba paliva
- Méně emisí

1.6 MAN PriTARDER

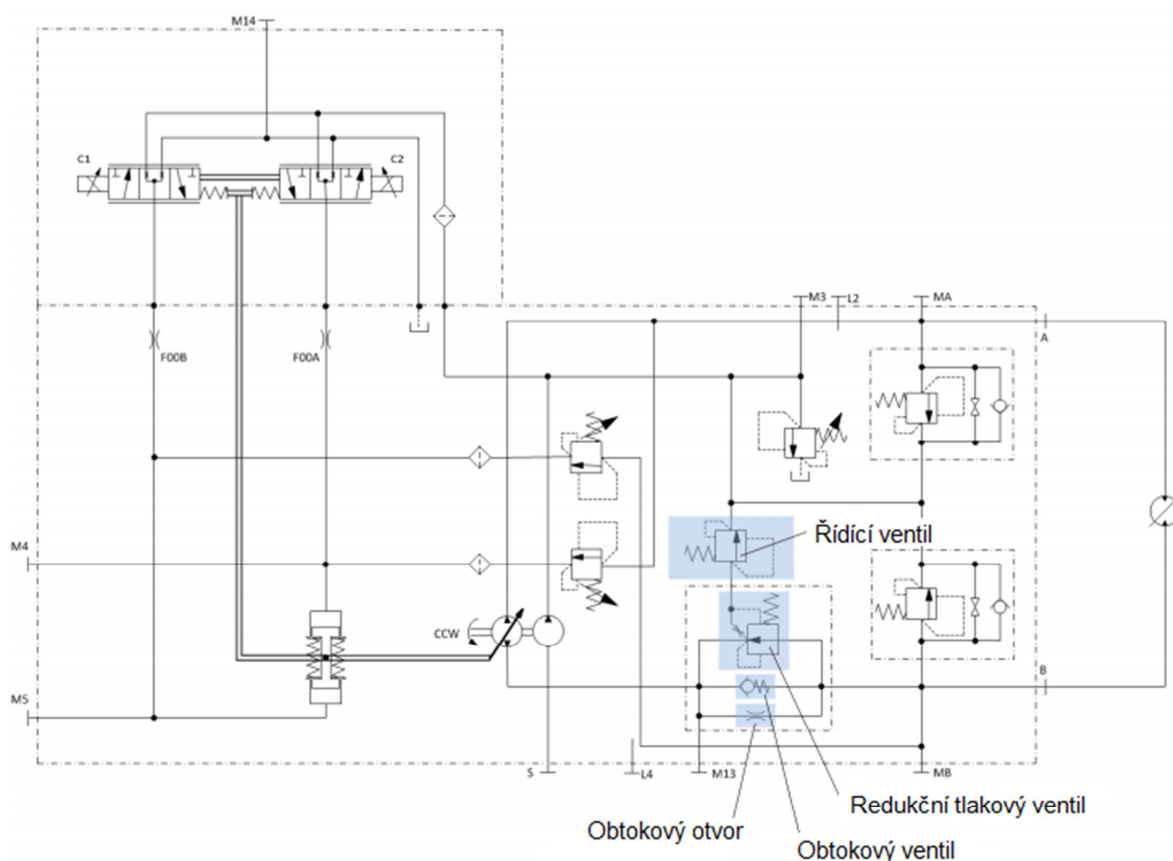
Efektivní a ekonomický brzdňý systém MAN PriTarder je kombinací výkonného brzdňého systému EVBec s vodním retardérem. Na rozdíl od běžných retardérů, vodní retardér pracuje přímo s chladicí kapalinou v chladícím okruhu. Kinetická energie vozidla je přeměněna na tepelnou energii a ta je přenášena přímo do chladicí kapaliny. Z tohoto důvodu není nutné používat žádné další výměníky tepla. Vodní retardér se nachází na konci klikové skříně. Je poháněn přímo na klikové hřídeli. Podobně jako běžné retardéry, je PriTarder ovládán automaticky při sešlápnutí brzdňého pedálu nebo manuálně. [22]



Obr. 15: MAN PriTarder [19]

1.7 ISL SYSTEM

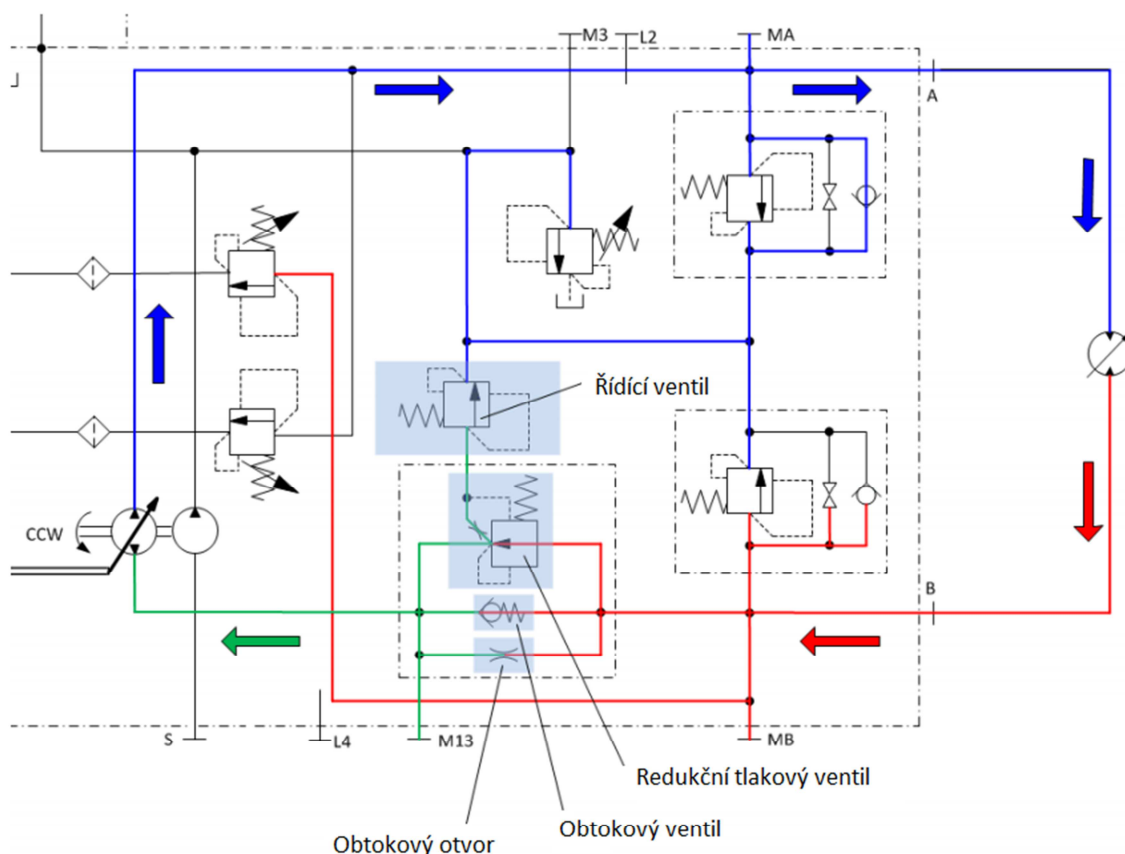
ISL – integrovaný brzdňý systém. Jedná se o hydraulické řešení ochrany proti přetočení motoru, které snižuje hydrostatický tlak v systému na brzdňé schopnosti motoru, aniž by se snížila schopnost brzdění vozidla. ISL snižuje tlak v průtokovém systému, aby nedocházelo k překročení rychlosti a následnému přetočení motoru. Skládá se z řízeného redukčního ventilu a obtokového otvoru, který je dimenzován tak, aby obě aplikace fungovaly automaticky při prudkém brzdění. Do uzavřeného okruhu mohou být integrována i hydrostatická čerpadla, jak je znázorněno na obrázku 11. (stinně označené komponenty tvoří ISL). [6]



Obr. 16: Schéma uzavřeného okruhu, hydrostatické čerpadlo s ISL [6]



Během brzdění motorem vstupuje olej do čerpadla pod vysokým tlakem. Systémový tok prochází přes redukční ventil, který je normálně otevřený, pokud v systému nedojde k překročení požadovaného tlaku. Jakmile je tento tlak překročen, tok prochází přes řízený ventil a redukční ventil se uzavře. Průtokový systém se reguluje pomocí obtokového otvoru. Tlak v systému je snížen podle průtoku nad obtokovým otvorem, proto tlak v systému klesá se snižujícím se průtokem. Tlak v čerpadle a směry průtoků podle zatížení jsou zobrazeny na obrázku 12. Červená = vysoký tlak (brzdění), zelená = snížený tlak, modrá = nízký tlak. [6]

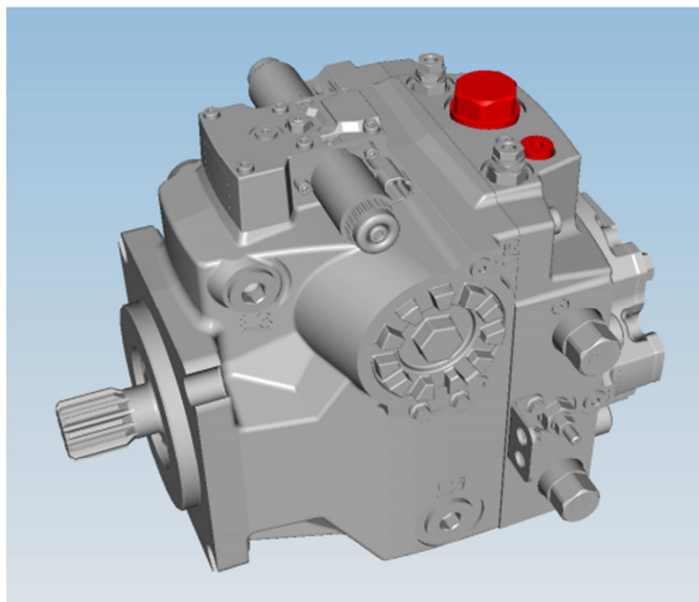


Obr. 17: Směry průtoků obvodu s ISL [6]

ISL je aktivní ochrana proti překročení otáček a je aktivní, jakmile brzdný tlak hydrostatického systému přesahuje tlak nastavený na řídicím tlakovém ventilu. Tento ventil je dimenzován tak, aby nebyla překročena brzdná schopnost motoru. Aktivace ISL je automatická a výkon hydrostatického systému není ovlivněn tímto systémem. Cílem ISL je umožnit vysoký tlak při brzdění v systému a snížení tlaku na čerpadla, aby se nezvyšovaly otáčky motoru. ISL je navržen tak, aby byl schopen zpracovávat vysoké průtoky v systému, které mohou nastat při brzdění. Proto by mělo být dosaženo maximálního hydrostatického brzdění bez rizika přetočení motoru. [6]



Výkon ISL je nakonfigurován dvěma nastaveními. Nastavení tlaku z řídicího ventilu na tlakový redukční ventil a na oblast obtokového otvoru. Nastavení se provádí s cílem maximalizovat využití motoru a jeho vlastní brzdné schopnosti aniž by způsobila překročení rychlosti. ISL se vyznačuje snadnou instalací a nastavením. Jak je vidět z obrázku 5, ISL je integrován do hydrostatického čerpadla a nezabírá další prostory ve srovnání se standardním čerpadlem. [6]



Obr. 18: Čerpadlo s ISL [6]



2 NÁVRH Odstředivé brzdy pro pneumatikový válec



Obr. 19: Pneumatikový válec AP 240 H [4]

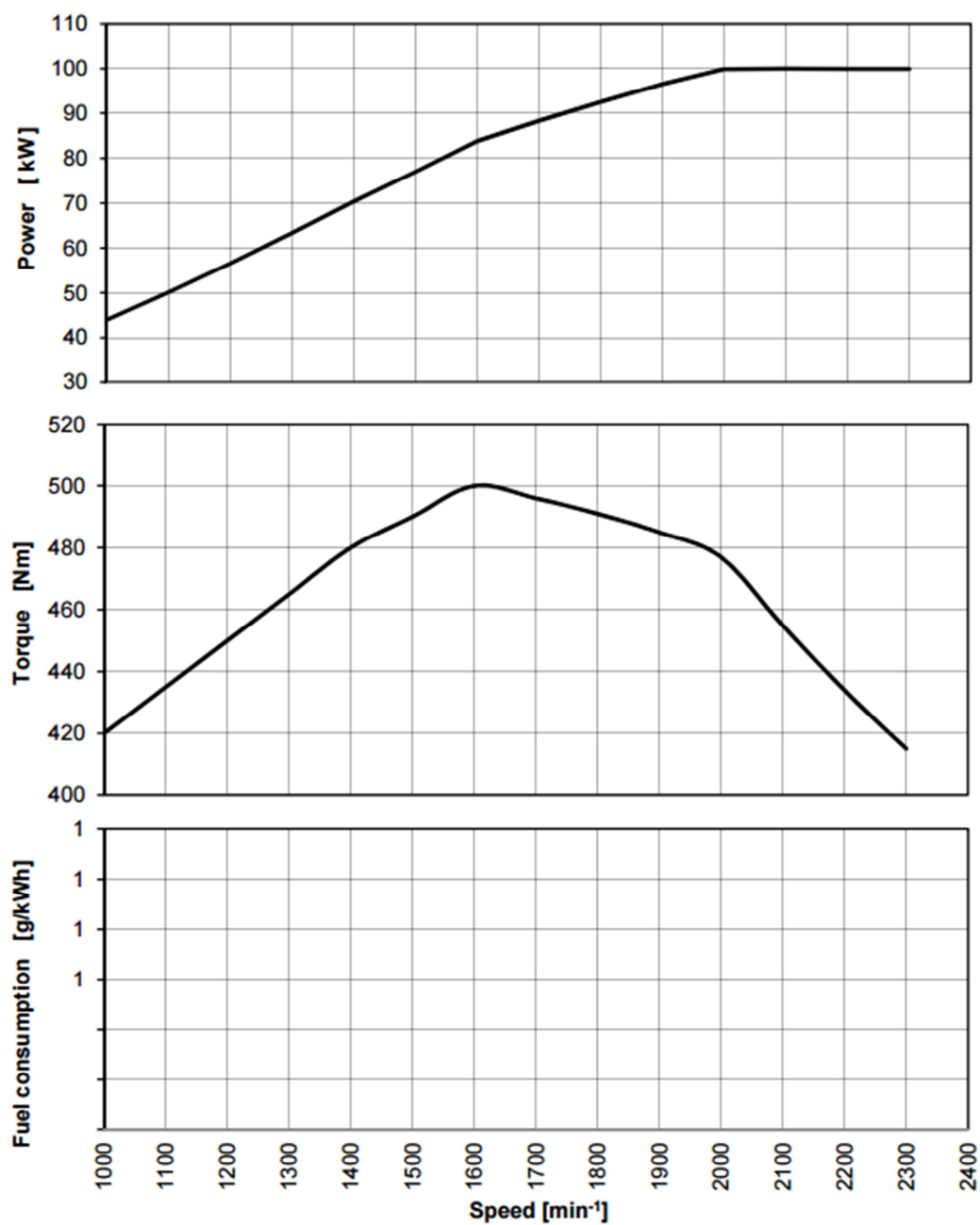
Návrh a výpočet brzdy bude proveden pro nově navrhovaný pneumatikou válec AP 280H. Pro výpočet brzdy budeme uvažovat maximální stoupavost 28% a rychlost bude omezena na 5 km/h.

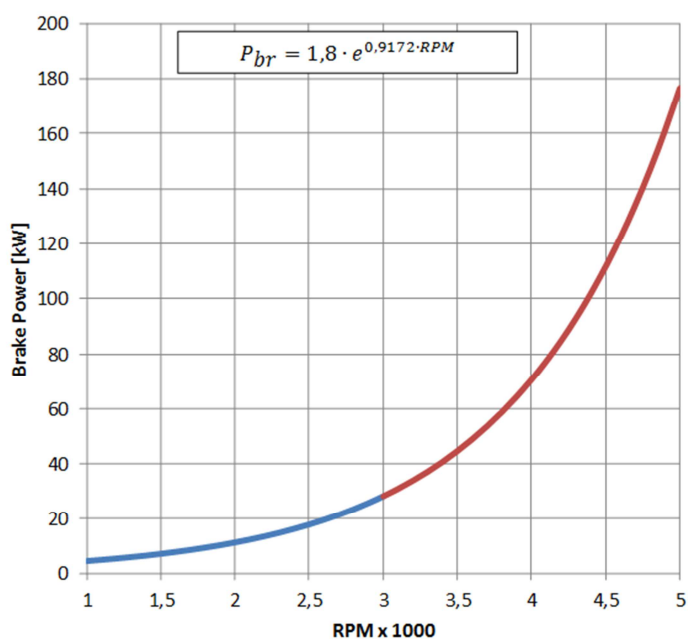
zadané parametry válce:

Hmotnost:	10,5 – 28t
Maximální rychlost:	20 km/h
Pneumatiky:	11x20 Compactor (hladké), 8ks/stroj, Rst = 507 mm
Typ motoru:	TCD 3.6 L4
Výkon podle:	ISO 14396
Jmenovitý výkon:	100 kW při 2300 min^{-1}
Maximální točivý moment:	500 Nm při 1600 min^{-1}
maximální jmenovité otáčky motoru:	2300 [1/min]
maximální dovolené otáčky motoru:	3050 [1/min]

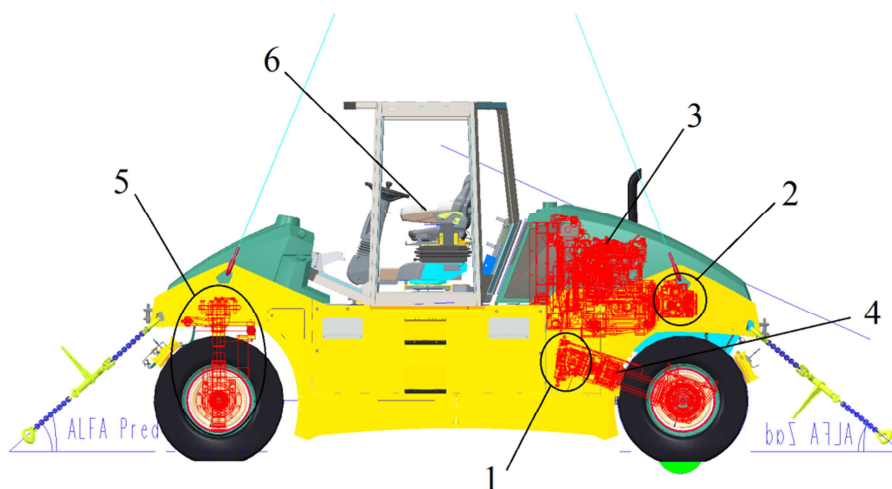


Graf 2: Výkonové křivky motoru Deutz TCD 3,6 100 kW



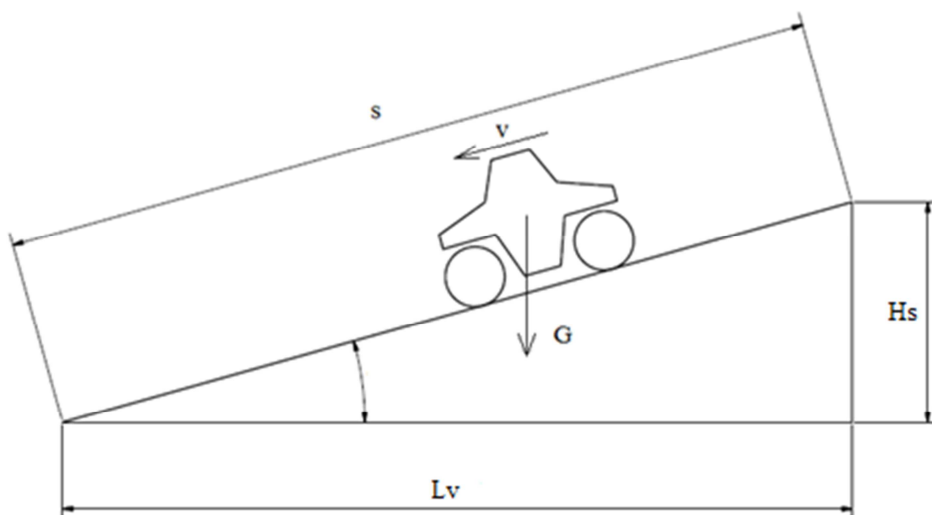
Graf 3: Křivka brzdného výkonu motoru Deutz TCD 3,6 100 kWZákladní rozmístění hlavních agregátů stroje:

- 1 – hydromotory pohonu (2 ks)
- 2 – čerpadlo pohonu (1 ks)
- 3 – motor (1 ks)
- 4 – převodovky pohonu s brzdami (2 ks)
- 5 – přední náprava
(řiditelná $\pm 30^\circ$, výškově pohyblivé – izostatické zavěšení kol ± 75 mm, pár kol je též naklápěcí $\pm 3^\circ$ kolem vodorovné osy)
- 6 – pracoviště řidiče

**Obr. 20: Pneumatický válec AP 280 H 1**

2.1 VÝPOČET POTŘEBNÉHO BRZDNÉHO MOMENTU

Potřebný brzdný výkon je počítán při jízdě z kopce, při maximální stoupavosti svahu 28% tak, aby stroj sjížděl konstantní rychlostí 5 km/h a nepřesáhl otáčky motoru 2500 min⁻¹.



Přepočet stoupavosti 28% na úhel sklonu vozovky α :

Stoupavost je geometrický sklon úseku cesty neboli úhel mezi vodorovnou rovinou a cestou. Například stoupání 6 % znamená, že ujede-li vozidlo kolmo na vrstevnici 100 metrů (L_v) ve směru svislého průmětu, vystoupá přitom o 6 výškových metrů (H_s), při klesání naopak.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H_s}{L_v} \Rightarrow \alpha = \operatorname{arctg} \frac{H_s}{L_v} \quad [^\circ] \quad (1)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{280}{1000}$$

$$\alpha = 15,64^\circ$$

Kde:

- kolmá vzdálenost na vrstevnici: $L_v = 1000$ m (zvolená hodnota)
- maximální výška svahu: $H_s = 280$ m

Dráha s , kterou při sjíždění urazí:

$$s = \sqrt{L_v^2 + H_s^2} \quad [\text{m}] \quad (2)$$

$$s = \sqrt{1000^2 + 280^2}$$

$$s = 1\,038,46 \text{ m}$$

Kde:

- kolmá vzdálenost na vrstevnici: $L_v = 1000$ m (zvolená hodnota)
- maximální výška svahu: $H_s = 280$ m

**Potenciální energie E_p válce při sjíždění:**

$$\begin{aligned}
 E_p &= m_v \cdot g \cdot H & [\text{kJ}] & (3) \\
 E_p &= 28000 \cdot 9,81 \cdot 280 \\
 E_p &= 76\,910 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

Kde:

- hmotnost válce: $m_v = 28000 \text{ kg}$
- gravitační zrychlení: $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$
- maximální výška svahu: $H = 280 \text{ m}$

Doba sjezdu kopce t_s :

$$\begin{aligned}
 t_s &= \frac{s}{v_v} & [\text{s}] & (4) \\
 t_s &= \frac{1\,038,46}{1,39} \\
 t_s &= 747,1 \text{ s}
 \end{aligned}$$

Kde:

- dráha: $s = 1038,5 \text{ m}$
- rychlost: $v_v = 5 \text{ km/h} = 1,39 \text{ m/s}$

Potřebný brzdňý výkon P :

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{E_p}{t_s} & [\text{kW}] & (5) \\
 P &= \frac{E_p}{t_s} = \frac{76\,910}{747,1} \\
 P &= 102,94 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Kde:

- potenciální energie: $E_p = 76\,910 \text{ kJ}$
- doba sjezdu: $t_s = 747,1 \text{ s}$

Brzdňý výkon motoru P_{br} při otáčkách $n_b = 2500 \text{ min}^{-1}$:

Výpočet vychází z grafu 3, brzdňý výkon motoru Deutz TCD 3,6 100 kW

$$\begin{aligned}
 P_{br} &= 1,8 \cdot e^{0,9172 \cdot n_b} & [\text{kW}] & (6) \\
 P_{br} &= 1,8 \cdot e^{0,9172 \cdot 2,5} \\
 P_{br} &= 17,828 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Kde:

- otáčky motoru $n_b = 2,5$ (graf 3)

**Potřebný výkon brzdy P_b :**

$$\begin{aligned}P_b &= P - P_{br} \\P_b &= 102,94 - 17,828 \\P_b &= 85,122 \text{ kW}\end{aligned}\quad [\text{kW}]\quad (7)$$

Kde:

- potřebný brzdňý výkon: $P = 102,94 \text{ kW}$
- brzdňý výkon motoru: $P_{br} = 17,828 \text{ kW}$

Brzdňý moment brzdy M_b :

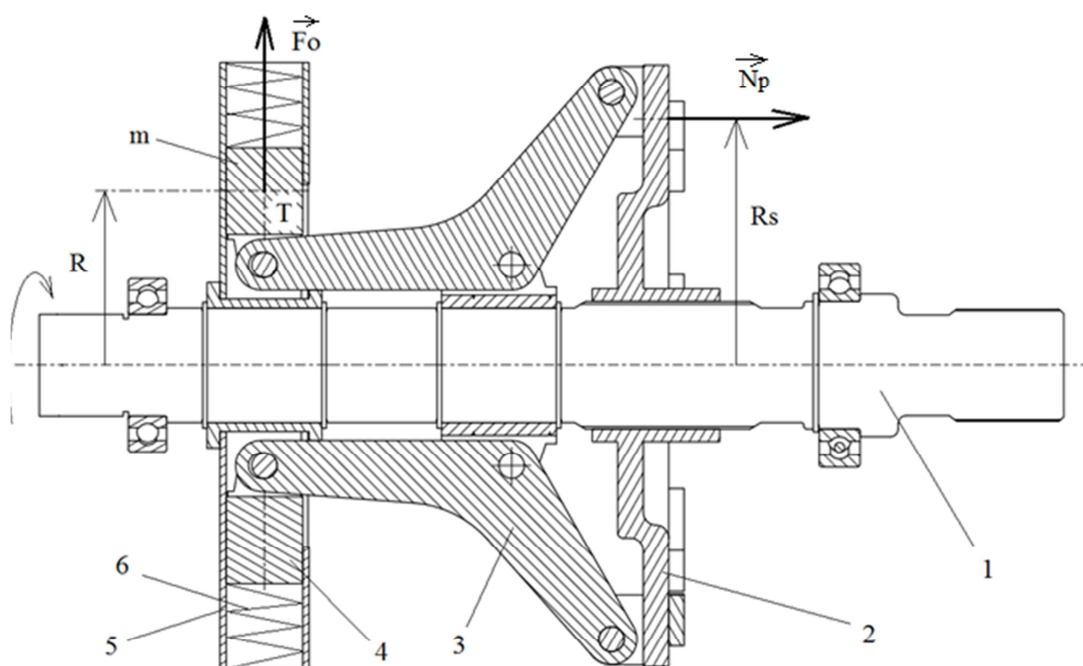
$$\begin{aligned}P_b &= M_b \cdot \omega \\M_b &= \frac{P_b}{\omega} \\M_b &= \frac{P_b}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_b}{60}} \\M_b &= \frac{85,122 \cdot 10^3}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 2500}{60}} = 325,14 \text{ Nm} \\M_b &= 325,14 \text{ Nm}\end{aligned}\quad [\text{Nm}]\quad (8)$$

Kde:

- potřebný výkon brzdy: $P_b = 85,122 \text{ kW}$
- úhlová rychlost: ω
- otáčky motoru: $n_b = 2500 \text{ min}^{-1}$

2.2 NÁVRH ROTAČNÍ ČÁSTI BRZDNÉHO MECHANISMU

Mechanismus byl navržen tak, aby byl schopný vyvinout dostatečný brzdný moment a tím zabránit překročení stanovených otáček motoru (2500 min^{-1}) a přetočení motoru.



Obr. 22: Schéma rotační části brzdy

- 1 – hřídel
- 2 – přitlačný kotouč brzdy
- 3 – páka
- 4 – závaží
- 5 – vedení závaží
- 6 – tlačná pružina

Potřebné přitlačné síly kotouče N_b je dosaženo pomocí jednoduchého pákového mechanismu připevněného na hřídeli (obr. 22). Skládá se ze závaží o hmotnosti m , na které při rotaci hřídele působí odstředivá síla F_o . V uzavřeném vedení se toto závaží začne pohybovat ve směru síly F_o a přes páku přitlačí přitlačný kotouč potřebnou silou N na protilehlý kotouč. Proti pohybu závaží bude působit tlačná pružina. Tato pružina je navržena tak, aby dovolila pohyb závaží, a tím i přitlačení přitlačného kotouče pouze při zvolených otáčkách.



Přítlačná síla kotouče N_b :

$$N_b = \frac{M_b}{f_o \cdot R_s} \quad [\text{N}] \quad (9)$$

$$N_b = \frac{325,14}{0,5 \cdot 0,1}$$

$$N_b = 6502 \text{ N}$$

Kde:

- moment brzdy: $M_b = 325,14 \text{ Nm}$
- součinitel tření: $f_o = 0,5$ (pro zvolené obložení)
- střední poloměr brzdového kotouče $R_s = 0,1 \text{ m}$ (zvolená hodnota)

Přítlačná síla N_p na jednu páku:

Přítlačné síly kotouče je dosaženo pomocí čtyř pákových mechanismů umístěných na hřídeli.

$$N_p = \frac{N_b}{4} \quad [\text{N}] \quad (10)$$

$$N_p = \frac{6502}{4}$$

$$N_p = 1626 \text{ N}$$

Kde:

- přítlačná síla kotouče $N_b = 6502 \text{ N}$

2.2.1 NÁVRH PÁKOVÉHO PŘEVODU

Odstředivá síla závaží:

Při výpočtu odstředivé síly byla zvolena hmotnost závaží a jeho maximální posun x . Při tomto posunu závaží dochází k posunu přítlačného kotouče a k brzdění. Náběh brzdy byl zvolen při 2450 min^{-1} .

$$F_o = m \cdot \omega^2 \cdot (R + x) \quad [\text{N}] \quad (11)$$

$$F_o = m \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n^2}{60} \cdot (R + x)$$

$$F_o = 0,217 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 2450^2}{60} \cdot (0,073 + 0,016)$$

$$F_o = 1271 \text{ N}$$



Kde:

- hmotnost závaží: $m = 0,217 \text{ kg}$ (zvolená hodnota)
- vzdálenost těžiště závaží T od osy rotace: $R = 0,073 \text{ m}$ (zvolená hodnota)
- posun závaží: $x = 0,016 \text{ m}$ (zvolená hodnota)
- otáčky motoru: $N = 2450 \text{ min}^{-1}$

Tab. 2 Velikost odstředivé síly v závislosti na otáčkách

Otáčky hřídele [min^{-1}]	Odstředivá síla F_o
2450	1271
2460	1282
2470	1292
2480	1303
2490	1313
2500	1324

Tuhost pružiny k:

Tuhosti pružiny, pro náběh brzdy při 2450 min^{-1} , je navržena s montážním předpětím pružiny 100 N.

Síla působící na pružinu F_{pp} :

$$F_{pp} = F_o - F_1 \quad [\text{N}] \quad (12)$$

$$F_{pp} = 1271 - 100$$

$$F_{pp} = 1171 \text{ N}$$

Kde:

- potřebná odstředivá síla pro náběh brzdy: $F_o = 1271 \text{ N}$
- předpětí pružiny: $F_1 = 100 \text{ N}$ (zvolená hodnota)

$$F_{pp} = k_p \cdot x$$

$$k_p = \frac{F_{pp}}{x} \quad [\text{Nmm}] \quad (13)$$

$$k_p = \frac{1171}{16}$$

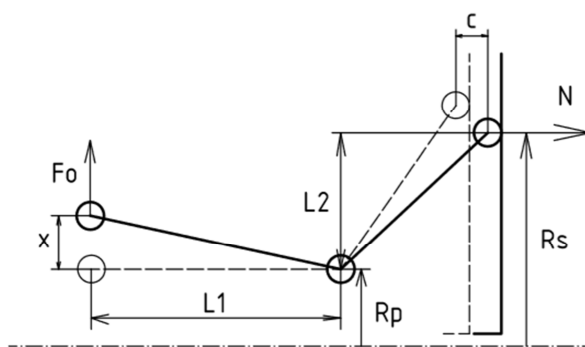
$$k_p = 73,18 \text{ Nmm}$$

Kde:

- síla působící na pružinu: $F_{pp} = 1171 \text{ N}$
- posun závaží: $x = 16 \text{ mm}$ (zvolená hodnota při návrhu)
- tuhost pružiny: k_p

Výpočet rozměru páky:

Páka mechanismu je navržena tak, aby byla schopna přenést potřebnou sílu N na přítláčný kotouč při stanovených otáčkách motoru 2500 min^{-1} . Výpočet rozměrů páky vychází z momentové rovnováhy obr. 23, kde známe sílu N_p a F_o při 2500 min^{-1} a velikost ramene páky L_2 . Hodnota L_2 byla získána odečtem vzdálenosti středu otočného bodu páky R_p od středního poloměru brzdového kotouče R_s .



Obr. 23: Momentová rovnováha při pohybu páky

Výpočet ramene páky L1:

$$F_o \cdot L1 = N_p \cdot L2$$

$$L1 = \frac{N \cdot L2}{F_o} \quad [\text{m}] \quad (14)$$

$$L1 = \frac{1626 \cdot 0,0605}{1324}$$

$$L1 = 0,074 \text{ m}$$

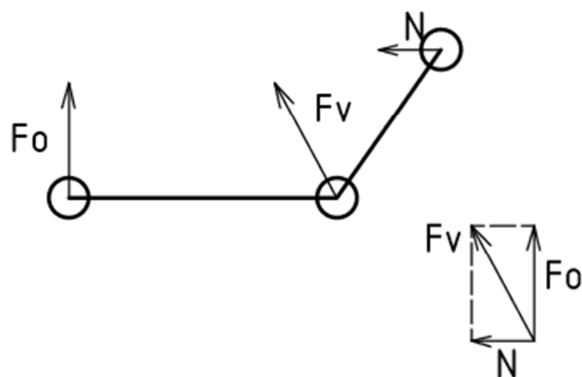
Kde:

- přítláčná síla kotouče: $N_p = 1626 \text{ N}$
- rameno páky: $L2 = 0,0605 \text{ m}$
- odstředivá síly: $F_o = 1324 \text{ N}$

Pomocí pravoúhlých trojúhelníků byly dopočítány potřebné rozměry páky a posun přítláčného kotouče $c_k = 12,7 \text{ mm}$. Hodnota $x = 16 \text{ mm}$, odpovídá maximálnímu posunutí závaží.

2.2.2 VÝPOČET ČEPOVÝCH SPOJŮ PÁKY

Výpočet síly F_v na otočný čep:



Obr. 24: Zobrazení sil působících na čepy páky

$$F_v = \sqrt{F_o^2 + N_p^2} \quad [\text{N}] \quad (15)$$

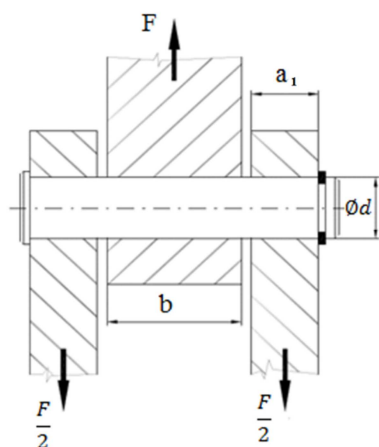
$$F_v = \sqrt{1324^2 + 1626^2}$$

$$F_v = 2097 \text{ N}$$

Kde:

- odstředivá síla: $F_o = 1324 \text{ N}$
- přítláčná síla: $N_p = 1626 \text{ N}$

Návrh čepového spoje:



Materiál čepu 11500 [1] (str. 54)

$$\sigma_{DO} = 100 \text{ MPa}$$

$$\tau_{SDOV} = 40 \text{ MPa}$$

$$p_D = 90 \text{ MPa}$$

Obr. 25: Čepový spoj



Návrh čepu, na který působí síla F_v :

Ohybové namáhání čepu σ_o :

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{DO} \quad [\text{MPa}] \quad (16)$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_v}{8} \cdot (2a_1 + b)}{\frac{\pi \cdot d_\xi^3}{32}} \leq \sigma_{DO}$$

$$\sigma_o = \frac{4F_v(2a_1 + b)}{\pi \cdot d_\xi^3} \leq \sigma_{DO}$$

$$\sigma_o = \frac{4 \cdot 2097 \cdot (2 \cdot 5 + 8)}{\pi \cdot 10^3}$$

$$\sigma_o = 48 \text{ MPa}$$

Kde:

- síla na čep: $F_v = 2097 \text{ N}$
- tloušťka páky: $b = 8 \text{ mm}$
- tloušťka vidlice: $a_1 = 5 \text{ mm}$
- zvolený průměr čepu: $d_\xi = 10 \text{ mm}$
- dovolené napětí v ohybu: $\sigma_{DO} = 100 \text{ MPa}$ [1]

Smykové namáhání čepu τ_s :

$$\tau_s = \frac{2F_v}{\pi \cdot d_\xi^2} \leq \tau_{S DOV} \quad [\text{MPa}] \quad (17)$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot 2097}{\pi \cdot 10^2}$$

$$\tau_s = 13 \text{ MPa}$$

Kde:

- síla na čep: $F_v = 2097 \text{ N}$
- zvolený průměr čepu: $d_\xi = 10 \text{ mm}$
- dovolené napětí ve smyku: $\tau_{S DOV} = 40 \text{ MPa}$ [1]

**Kontrola na otlačení:**

$$p = \frac{F_v}{d_\xi \cdot b} \leq p_D \quad [\text{MPa}] \quad (18)$$

$$p = \frac{2097}{10 \cdot 8}$$

$$p = 26 \text{ MPa}$$

Kde:

- síla na čep: $F_v = 2097 \text{ N}$
- tloušťka páky: $b = 8 \text{ mm}$
- zvolený průměr čepu: $d_\xi = 10 \text{ mm}$
- dovolené otlačení: $p_D = 90 \text{ MPa}$ [1]

Návrh čepu, na který působí síla F_o :**Ohybové namáhání čepu σ_o :**

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{DO} \quad [\text{MPa}] \quad (19)$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_o}{8} \cdot (2a_1 + b)}{\frac{\pi \cdot d_\xi^3}{32}} \leq \sigma_{DO}$$

$$\sigma_o = \frac{4F_o(2a_1 + b)}{\pi \cdot d_\xi^3} \leq \sigma_{DO}$$

$$\sigma_o = \frac{4 \cdot 1324 \cdot (2 \cdot 5 + 8)}{\pi \cdot 10^3}$$

$$\sigma_o = 30 \text{ MPa}$$

Kde:

- síla na čep: $F_v = 1324 \text{ N}$
- tloušťka páky: $b = 8 \text{ mm}$
- tloušťka vidlice: $a_1 = 5 \text{ mm}$
- zvolený průměr čepu: $d_\xi = 10 \text{ mm}$
- dovolené napětí v ohybu: $\sigma_{DO} = 100 \text{ MPa}$ [1]

**Smykové namáhání čepu τ_s :**

$$\tau_s = \frac{2F_o}{\pi \cdot d_\zeta^2} \leq \tau_{s\ DOV} \quad [\text{MPa}] \quad (20)$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot 1324}{\pi \cdot 10^2}$$

$$\tau_s = 8 \text{ MPa}$$

Kde:

- síla na čep: $F_v = 1324 \text{ N}$
- zvolený průměr čepu: $d_\zeta = 10 \text{ mm}$
- dovolené napětí ve smyku: $\tau_{s\ DOV} = 40 \text{ MPa}$ [1]

Kontrola na otlačení:

$$p = \frac{F_o}{d_\zeta \cdot b} \leq p_D \quad [\text{MPa}] \quad (21)$$

$$p = \frac{1324}{10 \cdot 8}$$

$$p = 17 \text{ MPa}$$

Kde:

- síla na čep: $F_v = 1324 \text{ N}$
- tloušťka páky: $b = 8 \text{ mm}$
- zvolený průměr čepu: $d_\zeta = 10 \text{ mm}$
- dovolené otlačení: $p_D = 90 \text{ MPa}$ [1]

Návrh čepu, na který působí síla N :**Ohybové namáhání čepu σ_o :**

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad [\text{MPa}] \quad (22)$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{N}{8} \cdot (2a_1 + b)}{\frac{\pi \cdot d_\zeta^3}{32}} \leq \sigma_{Do}$$

$$\sigma_o = \frac{4N(2a_1 + b)}{\pi \cdot d_\zeta^3} \leq \sigma_{Do}$$



$$\sigma_o = \frac{4 \cdot 1626 \cdot (2 \cdot 5 + 8)}{\pi \cdot 10^3}$$

$$\sigma_o = 37 \text{ MPa}$$

Kde:

- síla na čep: $F_v = 1626 \text{ N}$
- tloušťka páky: $b = 8 \text{ mm}$
- tloušťka vidlice: $a_1 = 5 \text{ mm}$
- zvolený průměr čepu: $d_\xi = 10 \text{ mm}$
- dovolené napětí v ohybu: $\sigma_{DO} = 100 \text{ MPa}$ [1]

Smykové namáhání čepu τ_s :

$$\tau_s = \frac{2N}{\pi \cdot d_\xi^2} \leq \tau_{S DOV} \quad [\text{MPa}] \quad (23)$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot 1626}{\pi \cdot 10^2}$$

$$\tau_s = 13 \text{ MPa}$$

Kde:

- síla na čep: $F_v = 1626 \text{ N}$
- zvolený průměr čepu: $d_\xi = 10 \text{ mm}$
- dovolené napětí ve smyku: $\tau_{S DOV} = 40 \text{ MPa}$ [1]

Kontrola na otlačení:

$$p = \frac{N_p}{d_\xi \cdot b} \leq p_D \quad [\text{MPa}] \quad (24)$$

$$p = \frac{1626}{10 \cdot 8}$$

$$p = 26 \text{ MPa}$$

Kde:

- síla na čep: $F_v = 1626 \text{ N}$
- tloušťka páky: $b = 8 \text{ mm}$
- zvolený průměr čepu: $d_\xi = 10 \text{ mm}$
- dovolené otlačení: $p_D = 90 \text{ MPa}$ [1]



2.2.3 Návrh tlačné pružiny

Tlačná pružina byla navržena v programu Autodesk Inventor Professional.

Tab. 3 Zvolený návrh pružiny:

Dynamické namáhání	Kuličkováná pružina
Pevnostní výpočet pružiny	Návrh tlačné pružiny
Typ návrhu	F, rozměry sestavy --> d, L ₀ , n, D
Metoda korekce křivky napětí	Bez korekce

Zadávané hodnoty pro výpočet:

Zadávané hodnoty pro výpočet jsou označeny barevně. Ostatní hodnoty byly vypočítány programem.

Tab. 4 Zatížení pružiny:

Min. zatížení	F ₁	100,000 N
Max. zatížení	F ₈	1271,000 N
Pracovní zatížení	F	1271,000 N

Minimální zatížení F₁ je rovno montážnímu předpětí pružiny. Pracovní zatížení je rovno odstředivé síle při 2450 min⁻¹.

Tab. 5 Rozměry pružiny

Délka volné pružiny	L ₀	68,366 mm
Průměr drátu	d	5,000 mm
Stoupání volné pružiny	t	8,695 mm
Vnější průměr pružiny	D ₁	26,860 mm
Střední průměr pružiny	D	21,860 mm
Vnitřní průměr pružiny	D ₂	16,860 mm
Poměr vinutí	c	4,372 ul

Tab. 6 Závity pružiny

Činné závity	n	7,000 ul
Zaokrouhlení počtu závitů		1
Směr závitu		pravý
Konce pružin		
Parametry	Začátek	Konec
Závity s uzavřeným koncem	n _{z1} 1,000 ul	n _{z2} 1,000 ul
Přechodové závity	n _{t1} 0,750 ul	n _{t2} 0,750 ul
Obrobené závity	z _{o1} 0,750 ul	z _{o2} 0,750 ul



Tab. 7 Montážní rozměry pružiny

Délka při min. zatížení	L_1	67,000 mm
Délka při max. zatížení	L_8	51,000 mm
Pracovní zdvih	H	16,000 mm
Délka při pracovním zatížení	L_w	51,000 mm
Montážní délka	L	67,000 mm

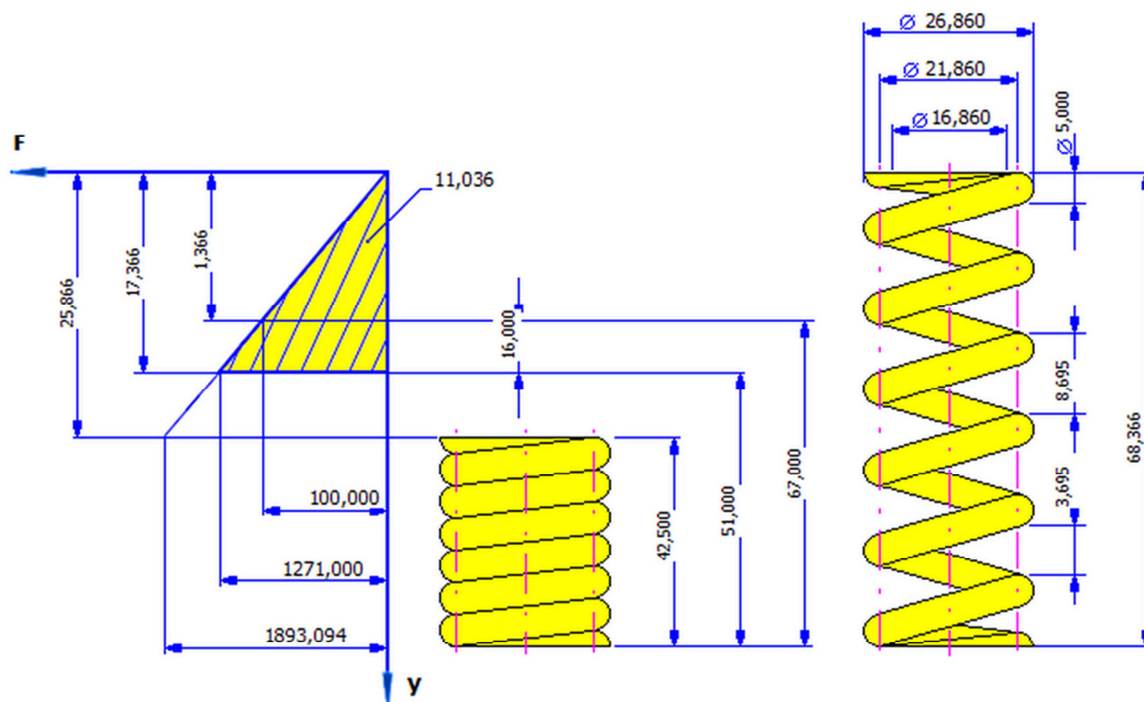
Pracovní zdvih H, je roven maximálnímu posunutí závaží x pro náběh brzdy.

Tab. 8 Materiál pružiny

Vlastní materiál		
Mez pevnosti v tahu	σ_{ult}	1860,000 MPa
Dovolené napětí v krutu	T_A	930,000 MPa
Modul pružnosti ve smyku	G	68500,000 MPa
Hustota	ρ	7850 kg/m ³
Součinitel využití materiálu pružiny	u_s	0,900 ul

Tab. 9 Dynamické namáhání pružiny

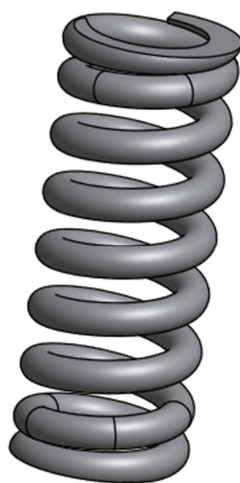
Životnost pružiny v tisících zdvihů	N	>10000
Součinitel bezpečnosti	k_f	1,200 ul



Obr. 26: Pracovní diagram navržené pružiny

Tab. 10 Výsledné hodnoty navržené pružiny:

Vůle mezi závitů volné pružiny	a	3,695 mm
Stoupání volné pružiny	t	8,695 mm
Součinitel koncentrace napětí	K_w	1,000 ul
Tuhost pružiny	k	73,188 N/mm
Deformace pružiny při minimálním zatížení	s_1	1,366 mm
Deformace v plně zatíženém stavu	s_8	17,366 mm
Deformace pružiny při mezním zatížení	s_9	25,866 mm
Mezní zkušební délka pružiny	L_{minf}	48,500 mm
Teoretická mezní délka pružiny	L_9	42,500 mm
Síla pružiny v mezním stavu	F_9	1893,094 N
Odolnost ve smyku	τ_e	699,886 MPa
Napětí při minimálním zatížení	τ_1	44,533 MPa
Napětí při maximálním zatížení	τ_8	566,010 MPa
Dosedací napětí	τ_9	843,045 MPa
Kritická rychlost pružiny	v	8,448 mps
Vlastní kmitočet pružiny	f	496,925 Hz
Deformační energie	W_8	11,036 J
Délka drátu	l	629,566 mm
Hmotnost pružiny	m	0,097 kg
Výsledek kontroly pružiny		Kladný

**Obr. 27:** Model navržené pružiny



2.2.4 BRZDOVÉ OBLOŽENÍ

Zvolený materiál:

K1 od firmy GOLDfren

- kovokeramický materiál pro tření za sucha i za mokra vyráběný progresivní metodou práškové metalurgie. Kovokeramický materiál K1 je třecí materiál na bázi bronzu a grafitu. [27]

Provozní podmínky:

- měrný tlak: $p_m < 3,5 \text{ MPa}$
- kluzná rychlost: $v_k < 45 \text{ m.s}^{-1}$
- stálá max. teplota: $450 \text{ }^\circ\text{C}$
- krátkodobá max. teplota: $800 \text{ }^\circ\text{C}$
- protiplocha: ocelový kotouč

Výpočet potřebné plochy obložení:

Plocha obložení byla navržena tak, aby vyhovovala provozním podmínkám zvoleného obložení, proto volím $p = 1,5 \text{ MPa}$.

$$p = \frac{N_b}{S}$$

$$S = \frac{N_b}{p} \quad [\text{mm}^2] \quad (25)$$

$$S = \frac{6502}{1,5}$$

$$S = 4335 \text{ mm}^2$$

Kde:

- přítláčná síla kotouče: $N_b = 6502 \text{ N}$
- zvolený tlak v obložení: $p = 1,5 \text{ MPa}$ (zvolená hodnota)

2.2.5 VÝPOČET LOŽISKA

Radiální síla na ložisko F_r :

$$F_r = \frac{m_n \cdot g}{2} \quad [\text{N}] \quad (26)$$

$$F_r = \frac{13,5 \cdot 9,81}{2}$$

$$F_r = 66,2 \text{ N}$$

Kde:

- hmotnost komponent na hřídeli: $m_n = 13,5 \text{ kg}$
- gravitační konstanta: $g = 9,81 \text{ N/kg}$

**Axiální síla F_a :**

Axiální síla F_a vzniká při přitlačení brzdného kotouče silou N_b na brzdnou protiplochu. Axiální síla F_a je tedy rovna velikosti přitlačné síly N_b a má opačný směr.

$$F_a = N_b = 6502 \text{ N}$$

Ložisko 7309 BEY - hodnoty z katalogu firmy SKF [28]

- jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem
- základní radiální dynamická únosnost: $C_r = 60,5 \text{ kN}$
- základní radiální statická únosnost: $C_{0r} = 41,5 \text{ kN}$
- koeficient radiálního dynamického zatížení: $X = 0,35$
- koeficient axiálního dynamického zatížení: $Y = 0,57$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení P_r :

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{N}] \quad (27)$$

$$P_r = 0,35 \cdot 66,2 + 0,57 \cdot 6502$$

$$P_r = 3729 \text{ N}$$

Kde:

- radiální síla působící na ložisko: $F_r = 66,2 \text{ N}$
- axiální síla působící na ložisko: $F_a = 6502 \text{ N}$
- koeficient radiálního dynamického zatížení: $X = 0,35$
- koeficient axiálního dynamického zatížení: $Y = 0,57$

Trvanlivost L_h :

$$L_h = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2500} \quad [\text{hod}] \quad (28)$$

$$L_h = \left(\frac{60500}{3729}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2500}$$

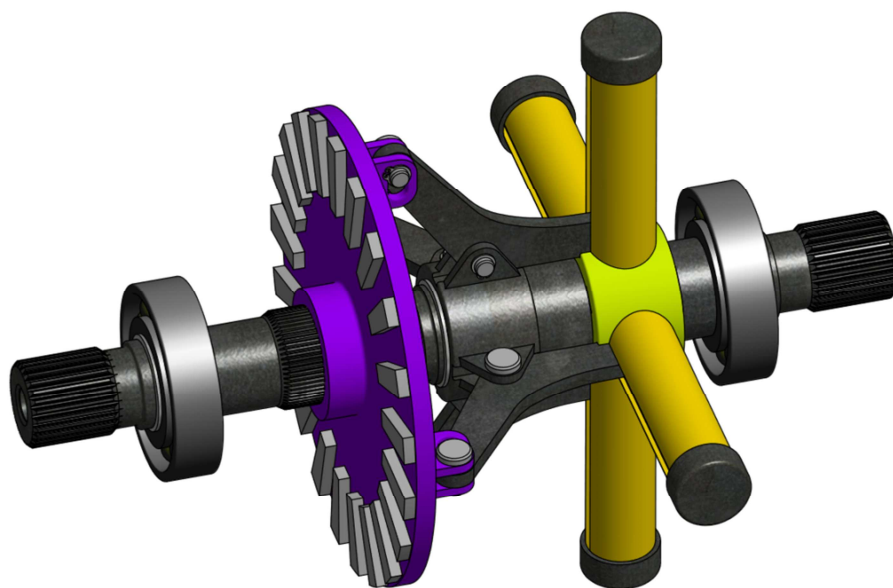
$$L_h = 28471 \text{ hod}$$

Kde:

- základní radiální dynamická únosnost: $C_r = 60,5 \text{ kN}$
- radiální dynamické ekvivalentní zatížení: $P_r = 3729 \text{ N}$



2.2.6 VÝSLEDNÁ PODOBA ROTORU BRZDY



Obr. 28: Rotující část brzdy

Hřídel brzdy:

Materiál hřídele byla zvolena nelegovaná konstrukční ocel k zušlechťování a povrchovému kalení podle ČSN 12 050.1. Drážkování na koncích hřídele bylo navrženo dle axiálního pístového čerpadla H1 Velikost 115/130 od firmy Danfoss tak, aby hřídel pasovala do ozubení spojky motoru, jako původní čerpadlo. Pro axiální pohyb a vedení přítlačného kotouče bylo navrženo vhodné evolventní ozubení, které se používá pro velké rázové krouticí momenty a je vhodné u přesuvných nábojů.



Obr.: 29: Hřídel brzdy

Výpočet otláčení zubu p evolventního drážkování na hřídeli [2]:

$$p = \frac{2M_b}{d_s \cdot l_d \cdot h \cdot K \cdot z} \quad [\text{MPa}] \quad (29)$$

$$p = \frac{2.325100}{46,4.50.1.0,5.60}$$

$$p = 9,3 \text{ MPa}$$



Kde:

- moment brzdy: $M_b = 325,14 \text{ Nm}$
- střední průměr drážkového profilu: $d_s = 46,4 \text{ mm}$ [1]
- činná délka drážkování: $l_d = 50 \text{ mm}$ (zvoleno)
- činná výška drážkování: $h = 1 \text{ mm}$ [1]
- součinitel evolventního drážkování: $K = 0,5$
- počet zubů: $z = 60$
- dovolené otláčení: $p_D = 120 \text{ MPa}$ [1]

Výpočet hřídele na krut τ_k :

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad [\text{MPa}] \quad (30)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_s^3}{16}}$$

$$\tau_k = \frac{325100}{\frac{\pi \cdot 46,4^3}{16}}$$

$$\tau_k = 16,6 \text{ MPa}$$

Kde:

- moment brzdy: $M_b = 325,14 \text{ Nm}$
- střední průměr drážkového profilu: $d_s = 46,4 \text{ mm}$
- dovolené napětí ve smyku: $\tau_{SDOV} = 60 \text{ MPa}$ [1]

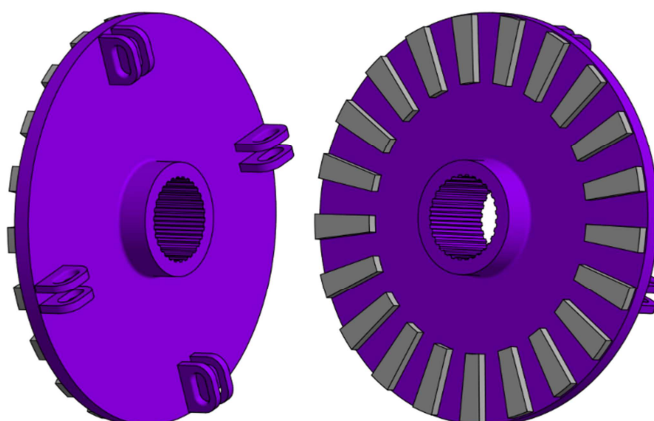
$$d_s = D_d - (2,2,5 \cdot m) \quad [\text{mm}] \quad (31)$$

$$d_s = 50 - (2,2,5 \cdot 0,8)$$

$$d_s = 46,4 \text{ mm}$$

Kde:

- vnější průměr: $D_d = 50 \text{ mm}$
- modul: $m = 0,8 \text{ mm}$ [1]

**Přítlačný disk:**

Obr. 30: Přítlačný disk s obložením

Na povrch disku je nalepeno brzdové obložení, tak aby odpovídalo potřebné brzdné ploše S . Na vnitřní straně náboje je evolventní drážkování, které umožňuje axiální pohyb kotouče po hřídeli. Pro čepové spojení kotouče s pákou bylo navrženo na zadní straně disku oko s oválnou dírou tak, aby byl umožněn vzájemný pohyb kotouče a páky.

**Páka:**

Páka, vyrobená jako výpalek byla navržena na základě výpočtů tak, aby umožnila přenos odstředivé síly na potřebnou přítlačnou sílu na přítlačný kotouč brzd. Pro čepové spojení páky se závažím byla navržena oválná díra, tak, aby umožnila vzájemný ohyb závaží a páky.

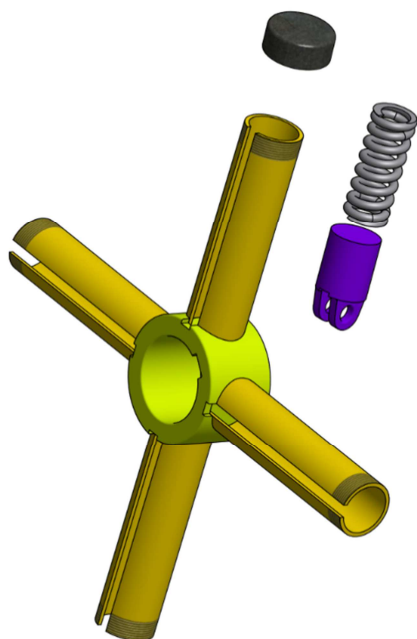
Obr. 31: Páka mechanismu

Náboj s oky:

Náboj s oky je usazen na hřídel pomocí těsného pera a zajištěn proti axiálnímu pohybu pomocí pojistného kroužku pro hřídel. Čepové spojení oka náboje s okem páky slouží jako otočný bod páky při přenosu potřebné síly ze závaží na přítlačný disk.



Obr. 32: Náboj s oky

**Náboj s uzavřeným vedením:**

Náboj s vedením je usazen na hřídel pomocí těsného pera a zajištěn proti axiálnímu pohybu pomocí pojistného kroužku pro hřídel. Na náboj je navařena trubka vedení, ve které se pohybuje závaží ve tvaru válečku. Proti pohybu závaží v trubce působí tlačná pružina potřebné tuhosti. V trubce byla vytvořena drážka pro pohyb a montáž páky se závažím. Na konci trubky je našroubována uzavřená matice, která vymezuje prostor vedení. Našroubováním této matice dosáhneme potřebného předpětí pružiny.

Obr. 33: Náboj s vedením

Závaží

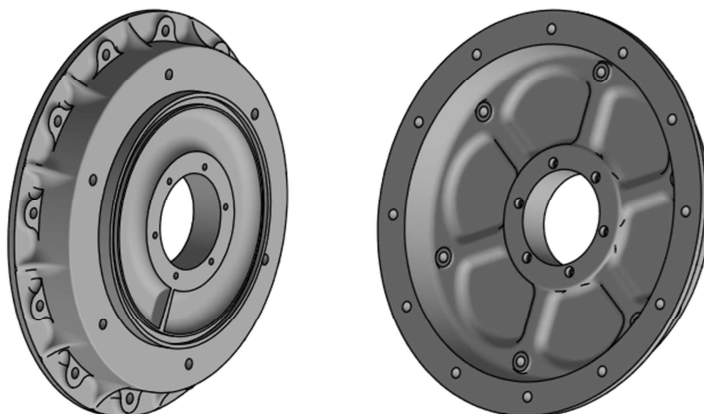
Závaží o hmotnosti $m = 0,217$ kg ve tvaru válečku, bude vyrobeno z tyčového materiálu. Oka na spodní ploše válečku slouží k čepovému spojení závaží a oválné díry páky.



Obr. 34: Závaží

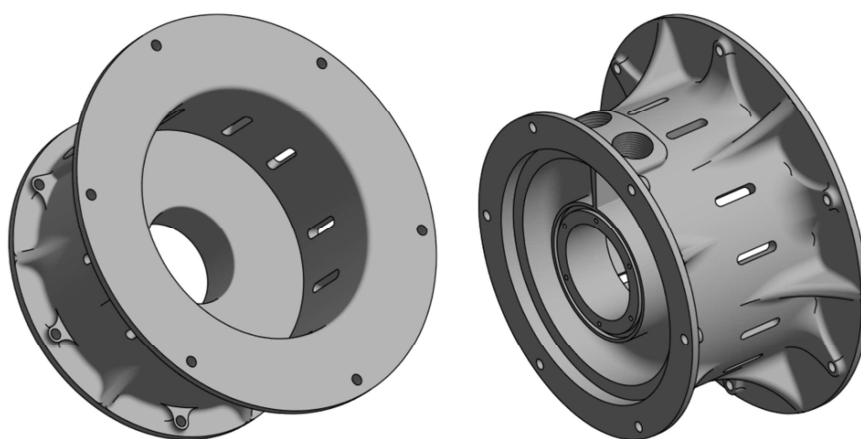


2.3 NÁVRH STATICKÉ ČÁSTI BRZDY



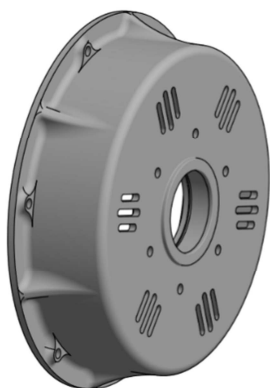
Obr. 35: Kryt k motoru

Kryt obr. 35 k motoru je odlit z tvárné litiny ČSN 42 2305. Pomocí šroubového spoje je přichycen přes přírubu k motoru. Na druhé straně odlitku je vytvarovaná část chladicího kanálku a na vnějším obvodu kanálku drážka pro silikonový těsnící kroužek. Na tuho plochu dosedá kryt chladiče obr. 36 a je těsně připevněn pomocí šroubového spoje.

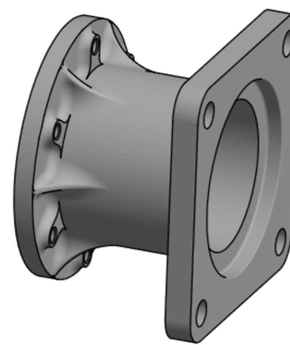
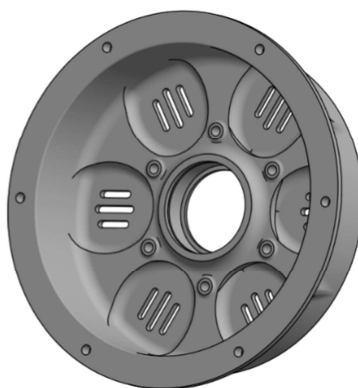


Obr. 36: Kryt chladiče

Kryt chladiče je odlit z šedé litiny ČSN 42 2425. Na přední ploše krytu chladiče je vytvarována druhá část chladicího kanálku, která odvádí tepelnou energii, vzniklou při brzdění přitlačného kotouče o vnitřní plochu v krytu chladiče. K utěsnění chlazení je zde vytvořena drážka pro těsnící silikonový kroužek. V plášti odlitku jsou vytvořeny dvě díry se závity pro připojení hadic chlazení a odvětrávací otvory, umožňující proudění vzduchu a tím i chlazení brzdy. K přírubě na zadní straně odlitku je připojen zadní kryt brzdy obr. 37.



Obr. 37: Kryt brzdy



Obr. 38: Spoj k čerpadlu

Tento kryt je vyroben z tvárné litiny ČSN 42 2305. Slouží k uzavření prostoru rotační brzdy a k usazení ložiska hřídele. Pro lepší chlazení brzdy jsou v krytu vytvořeny odvětrávací otvory. K zadnímu krytu je připojeno čerpadlo přes spoj k čerpadlu obr.: 38, který je také odlit z tvárné litiny ČSN 42 2305. Obruba k čerpadlu je navržena podle normy SAE pro dostatečné a bezpečné uchycení čerpadla.

2.3.1 POTŘEBNÝ TEPELNÝ VÝKON CHLADIČE

Pro výpočet potřebného výkonu chladiče bylo nutné vypočítat měrnou tepelnou kapacitu a hustotu chladicí kapaliny.

Tepelná kapacita chladicí kapaliny c_2 :
(kapalina ředěna v poměru 1:1)

$$c_2 = \frac{c_v + c_g}{2} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (32)$$

$$c_2 = \frac{2410 + 4180}{2}$$

$$c_2 = 3300 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kde:

- měrná tepelná kapacita vody: $c_v = 2410 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ [29]
- měrná tepelná kapacita glykolu: $c_g = 4180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ [29]

Hmotnostní průtok $\dot{m}$:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta T \cdot c_2$$

$$P_b = \dot{Q}$$



$$\dot{m} = \frac{P_b}{\Delta T \cdot c} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (33)$$

$$\dot{m} = \frac{85122}{9 \cdot 3300}$$

$$\dot{m} = 2,86 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

- výkon brzdy: $P_b = 85122 \text{ W}$
- tepelný výkon: $P_b = \dot{Q} = 85122 \text{ W}$
- změna teploty: $\Delta T = 9 \text{ }^\circ\text{C}$
- měrná tepelná kapacita chladicí kapaliny: $c = 3300 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Hustota chladicí kapaliny ρ_{ch} :

$$\rho_{ch} = \frac{(\rho_v + \rho_g)}{2} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (34)$$

$$\rho_{ch} = \frac{998 + 1114}{2}$$

$$\rho_{ch} = 1056 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Kde:

- hustota vody: $\rho_v = 998 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ [29]
- hustota glykolu: $\rho_g = 1114 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ [29]

Objemový průtok $\dot{V}$:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (35)$$

$$\dot{V} = \frac{2,86}{1056}$$

$$\dot{V} = 2,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

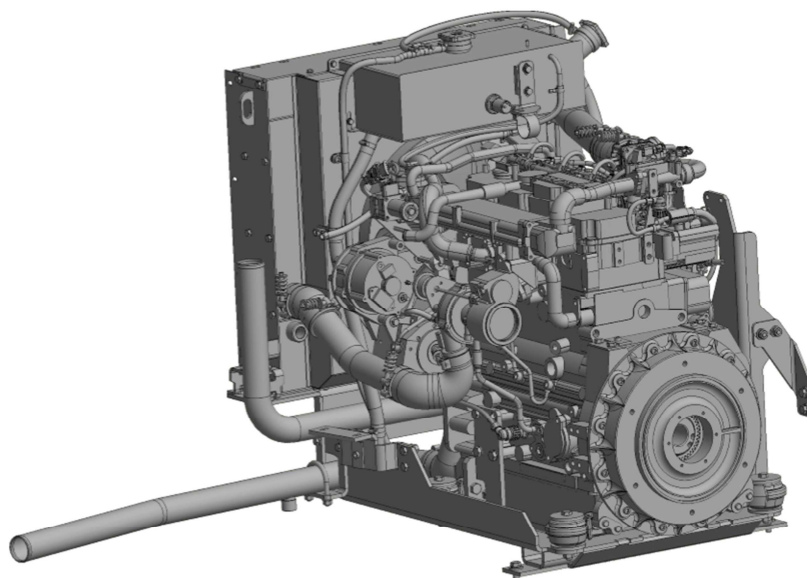
Kde:

- hmotnostní výkon: $\dot{m} = 2,84 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- hustota chladicí kapaliny: $\rho_{ch} = 1056 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Vypočítaný objemový průtok $\dot{V}$ potřebný k uchlazení brzdového výkonu navrhované brzdy, odpovídá doporučeným hodnotám objemového průtoku chladičem, které doporučuje výrobce. K chlazení motoru tedy můžeme použít chladicí okruh motoru.



2.3.2 VÝPOČET ŠROUBOVÉHO SPOJE KRYTU K MOTORU [3]



Obr. 39: Motor s přišroubovaným krytem k motoru

Výpočet pro šroub M10 x 30 ISO 4769 – 12.9

- stoupání závitu: $p = 1,5 \text{ mm}$ [1]
- střední průměr závitu: $d_2 = 9,026 \text{ mm}$ [1]
- malý průměr závitu: $d_3 = 8,16 \text{ mm}$ [1]
- počet šroubů: $i = 12$ (dáno přírubou motoru)

Třecí síla v přírubě F_T od krouticího momentu:

$$M_k = F_T \cdot \frac{D_r}{2}$$

$$F_T = \frac{M_b}{\frac{D_r}{2}} \quad [\text{N}] \quad (36)$$

$$F_T = \frac{325,14}{\frac{0,381}{2}}$$

$$F_T = 1706 \text{ N}$$

Kde:

- krouticí moment: $M_b = 325,14 \text{ N}$
- rozteč šroubů: $D_r = 0,381 \text{ m}$



Normálová síla v přírubě F_Q :

$$F_Q = \frac{F_M}{f_o} \quad [\text{N}] \quad (37)$$

$$F_Q = \frac{1706}{0,15}$$

$$F_Q = 11373 \text{ N}$$

Kde:

- třecí síla v přírubě od krouticího momentu: $F_T = 1706 \text{ N}$
- součinitel tření: $f_o = 0,15$

Zátěžná osová síla na jeden šroub Q :

$$F_Q = i \cdot Q$$

$$Q = \frac{F_Q}{i} \quad [\text{N}] \quad (38)$$

$$Q = \frac{11373}{12}$$

$$Q = 948 \text{ N}$$

Kde:

- normálová síla v přírubě: $F_Q = 11373 \text{ N}$
- počet šroubů: $i = 12$ (dáno přírubou motoru)

Kontrola šroubu na tah:

Tahové napětí σ_t :

$$\sigma_t = \frac{Q}{s_3} \quad [\text{MPa}] \quad (39)$$

$$\sigma_t = \frac{\frac{Q}{\pi \cdot d_3^2}}{4} = \frac{4Q}{\pi \cdot d_3^2}$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot 948}{\pi \cdot 8,16^2}$$

$$\sigma_t = 18 \text{ MPa}$$

Kde:

- zátěžná osová síla na jeden šroub: $Q = 948 \text{ N}$
- malý průměr závitu: $d_3 = 8,16 \text{ mm}$ [1]



Bezpečnost:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_t} \geq k_{1min} \quad [-] \quad (40)$$

$$k = \frac{1080}{18}$$

$$k = 60$$

Kde:

- tahové napětí: $\sigma_t = 18 \text{ MPa}$
- dovolené napětí v tahu: $\sigma_{kt} = 1080 \text{ MPa}$ [1]
- součinitel bezpečnosti: $k_{1min} = 2$ [3]

Kontrola šroubu na krut:

Smykové napětí τ :

$$\tau = \frac{M_z}{W_{k3}} \quad [\text{MPa}] \quad (41)$$

$$\tau = \frac{Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}$$

$$\tau = \frac{948 \cdot \frac{9,026}{2} \cdot \text{tg}(3 + 8,5)}{\frac{\pi \cdot 8,16^3}{16}}$$

$$\tau = 6,6 \text{ MPa}$$

Kde:

- zátěžná osová síla na jeden šroub: $Q = 948 \text{ N}$
- střední průměr závitu: $d_2 = 9,026 \text{ mm}$ [1]
- malý průměr závitu: $d_3 = 8,16 \text{ mm}$ [1]
- úhel stoupání: $\gamma = 3^\circ$
- třecí úhel závitu: $\varphi' = 8,5^\circ$



Úhel stoupání γ :

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p}{\pi \cdot d_2} \quad [^\circ] \quad (43)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026}$$

$$\operatorname{tg} \gamma = 0,533$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} 0,533$$

$$\gamma = 8,5^\circ$$

Kde:

- stoupání závitu: $p = 1,5 \text{ mm}$ [1]
- střední průměr závitu: $d_2 = 9,026 \text{ mm}$ [1]

Třecí úhel závitu φ' :

$$\operatorname{tg} \varphi' = f = 0,15$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} 0,15 \quad [^\circ] \quad (44)$$

$$\varphi' = 8,5^\circ$$

Kde:

- součinitel tření $f = 0,15$ [3]

Bezpečnost k:

$$k = \frac{\tau_k}{\tau} \geq k_{1min}$$

$$k = \frac{0,5 \cdot \sigma_{kt}}{\tau} \geq k_{1min}$$

$$k = \frac{0,5 \cdot 1080}{6,6}$$

$$k = 81$$

Kde:

- smykové napětí $\tau = 6,6 \text{ MPa}$
- dovolené napětí v tahu: $\sigma_{kt} = 1080 \text{ MPa}$ [1]
- součinitel bezpečnosti: $k_{1min} = 2$ [3]

**Kontrola šroubu na tah a krut:**Redukovaný moment σ_{red} :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau^2} \quad [\text{MPa}] \quad (45)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{18^2 + 4 \cdot 6,6^2}$$

$$\sigma_{red} = 22 \text{ MPa}$$

Kde:

- tahové napětí: $\sigma_t = 18 \text{ Nmm}^2$
- smykové napětí: $\tau = 6,6 \text{ Nmm}^{-2}$

Bezpečnost k:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} \geq k_{1min} \quad [-] \quad (46)$$

$$k = \frac{1080}{22}$$

$$k = 49$$

Kde:

- dovolené napětí v tahu: $\sigma_{kt} = 1080 \text{ MPa}$
- redukovaný moment: $\sigma_{red} = 22 \text{ MPa}$ [1]
- součinitel bezpečnosti: $k_{1min} = 2$ [3]

Utahovací moment M:

$$M_{kk} = M_{TM} + M_z \quad [\text{Nmm}] \quad (47)$$

$$M_{kk} = Q \cdot \rho_M \cdot f + Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi')$$

$$M_{kk} = 948 \cdot 13,0,15 + 948 \cdot \frac{9,026}{2} \cdot \text{tg}(3 + 8,5)$$

$$M_{kk} = 2719 \text{ Nmm}$$

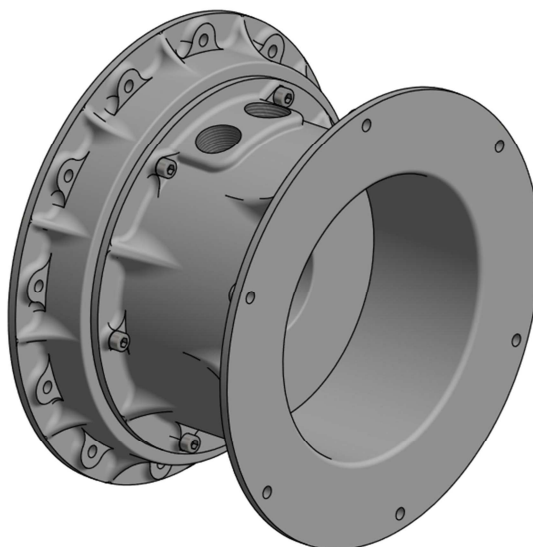
Kde:

- třecí moment pod maticí: M_{TM}
- moment v závitu: M_z
- střední průměr pod maticí: $\rho_M = 13 \text{ mm}$
- součinitel tření $f = 0,15$



- zátěžná osová síla na jeden šroub: $Q = 948 \text{ N}$
- střední průměr závitu: $d_2 = 9,026 \text{ mm}$ [1]
- malý průměr závitu: $d_3 = 8,16 \text{ mm}$ [1]
- úhel stoupání: $\gamma = 3^\circ$
- třecí úhel závitu: $\varphi' = 8,5^\circ$

2.3.3 VÝPOČET ŠROUBOVÉHO SPOJE KRYTU MOTORU S KRYTEM CHLADIČE



Obr. 40: Šroubový spoj krytu motoru s krytem chladiče

Třecí síla v přírubě F_T od krouticího momentu:

$$M_k = F_T \cdot \frac{D_r}{2}$$

$$F_T = \frac{M_b}{\frac{D_r}{2}} \quad [\text{N}] \quad (48)$$

$$F_T = \frac{325,14}{\frac{0,31}{2}}$$

$$F_T = 2097 \text{ N}$$

Kde:

- krouticí moment: $M_b = 325,14 \text{ N}$
- rozteč šroubů: $D_r = 0,31 \text{ m}$ (vychází z návrhu)



Normálová síla v přírubě F_Q :

$$F_Q = \frac{F_T}{f_o} \quad [\text{N}] \quad (49)$$

$$F_Q = \frac{2097}{0,15}$$

$$F_Q = 13980 \text{ N}$$

Kde:

- třecí síla v přírubě od krouticího momentu: $F_T = 2097 \text{ N}$
- součinitel tření: $f_o = 0,15$

Zátěžná osová síla na jeden šroub Q :

$$F_Q = i \cdot Q$$

$$Q = \frac{F_Q}{i} \quad [\text{N}] \quad (50)$$

$$Q = \frac{13980}{6}$$

$$Q = 2330 \text{ N}$$

Kde:

- normálová síla v přírubě: $F_Q = 13980 \text{ N}$
- počet šroubů: $i = 6$ (zvoleno)

$$\sigma_t = \frac{Q}{s_3}$$

$$\sigma_{kt} = \frac{\frac{Q}{\pi \cdot d_3^2}}{4}$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \sigma_{kt}}} \quad [\text{mm}] \quad (51)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2330}{\pi \cdot 1080}}$$

$$d_3 = 1,7 \text{ mm}$$

**Zvolený šroub M10 x 45 ISO 4769 – 12.9**

- stoupání závitu: $p = 1,5 \text{ mm}$ [1]
- střední průměr závitu: $d_2 = 9,026 \text{ mm}$ [1]
- malý průměr závitu: $d_3 = 8,16 \text{ mm}$ [1]
- počet šroubů: $i = 6$ (zvoleno)

Kontrola šroubu na tah:

Tahové napětí σ_t :

$$\sigma_t = \frac{Q}{s_3} \quad [\text{MPa}] \quad (52)$$

$$\sigma_t = \frac{\frac{Q}{\pi \cdot d_3^2}}{4} = \frac{4Q}{\pi \cdot d_3^2}$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot 2330}{\pi \cdot 8,16^2}$$

$$\sigma_t = 44,6 \text{ MPa}$$

Kde:

- zátěžná osová síla na jeden šroub: $Q = 2330 \text{ N}$
- malý průměr závitu: $d_3 = 8,16 \text{ mm}$ [1]

Bezpečnost:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_t} \geq k_{1min} \quad [-] \quad (53)$$

$$k = \frac{1080}{44,6}$$

$$k = 24$$

Kde:

- tahové napětí: $\sigma_t = 44,6 \text{ MPa}$
- dovolené napětí v tahu: $\sigma_{kt} = 1080 \text{ MPa}$ [1]
- součinitel bezpečnosti: $k_{1min} = 2$ [3]

**Kontrola šroubu na krut:**Smykové napětí τ :

$$\tau = \frac{M_z}{W_{k3}} \quad [\text{MPa}] \quad (54)$$

$$\tau = \frac{Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}$$

$$\tau = \frac{2330 \cdot \frac{9,026}{2} \cdot \operatorname{tg}(3 + 8,5)}{\frac{\pi \cdot 8,16^3}{16}}$$

$$\tau = 20,1 \text{ MPa}$$

Kde:

- zátěžná osová síla na jeden šroub: $Q = 2330 \text{ N}$
- střední průměr závitu: $d_2 = 9,026 \text{ mm}$ [1]
- malý průměr závitu: $d_3 = 8,16 \text{ mm}$ [1]
- úhel stoupání: $\gamma = 3,4^\circ$
- třecí úhel závitu: $\varphi' = 8,5^\circ$

Úhel stoupání γ :

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p}{\pi \cdot d_2} \quad [^\circ] \quad (55)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026}$$

$$\operatorname{tg} \gamma = 0,053$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} 0,053$$

$$\gamma = 3^\circ$$

Kde:

- stoupání závitu: $p = 1,5 \text{ mm}$ [1]
- střední průměr závitu: $d_2 = 9,026 \text{ mm}$ [1]

Třecí úhel závitu φ' :

$$\operatorname{tg} \varphi' = f = 0,15 \quad [^\circ] \quad (56)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} 0,15$$

$$\varphi' = 8,5^\circ$$



Kde:

- součinitel tření $f = 0,15$

Bezpečnost k:

$$k = \frac{\tau_k}{\tau} \geq k_{1min} \quad [-] \quad (57)$$

$$k = \frac{0,5 \cdot \sigma_{kt}}{\tau} \geq k_{1min}$$

$$k = \frac{0,5 \cdot 1080}{20,1}$$

$$k = 27$$

Kde:

- smykové napětí $\tau = 20,1 \text{ MPa}$
- dovolené napětí v tahu: $\sigma_{kt} = 1080 \text{ MPa}$ [1]
- součinitel bezpečnosti: $k_{1min} = 2$ [3]

Kontrola šroubu na tah a krut:

Redukovaný moment σ_{red} :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau^2} \quad [\text{MPa}] \quad (58)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{44,6^2 + 4 \cdot 61,5^2}$$

$$\sigma_{red} = 131 \text{ MPa}$$

Kde:

- tahové napětí: $\sigma_t = 44,6 \text{ MPa}$
- smykové napětí: $\tau = 20,1 \text{ MPa}$

Bezpečnost k:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} \geq k_{1min} \quad [-] \quad (59)$$

$$k = \frac{1080}{131}$$

$$k = 8,2$$



Kde:

- dovolené napětí v tahu: $\sigma_{kt} = 1080 \text{ Mpa}$ [1]
- redukovaný moment: $\sigma_{red} = 131 \text{ MPa}$
- součinitel bezpečnosti: $k_{1min} = 2$

Utahovací moment M:

$$M_{kk} = M_{TM} + M_z \quad [\text{Nmm}] \quad (60)$$

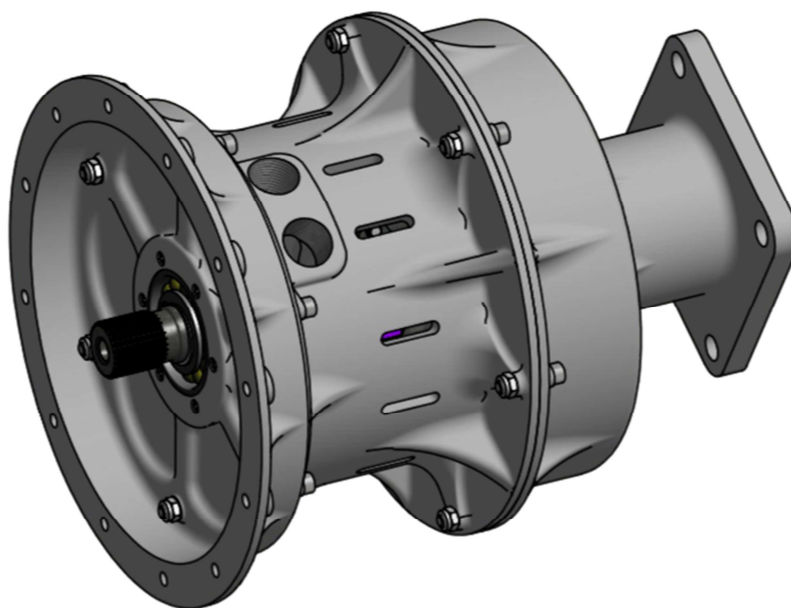
$$M_{kk} = Q \cdot \rho_M \cdot f + Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi')$$

$$M_{kk} = 2330 \cdot 8,15 + 2330 \cdot \frac{9,026}{2} \cdot \text{tg}(3 + 8,5)$$

$$M_{kk} = 2419 \text{ Nmm}$$

Kde:

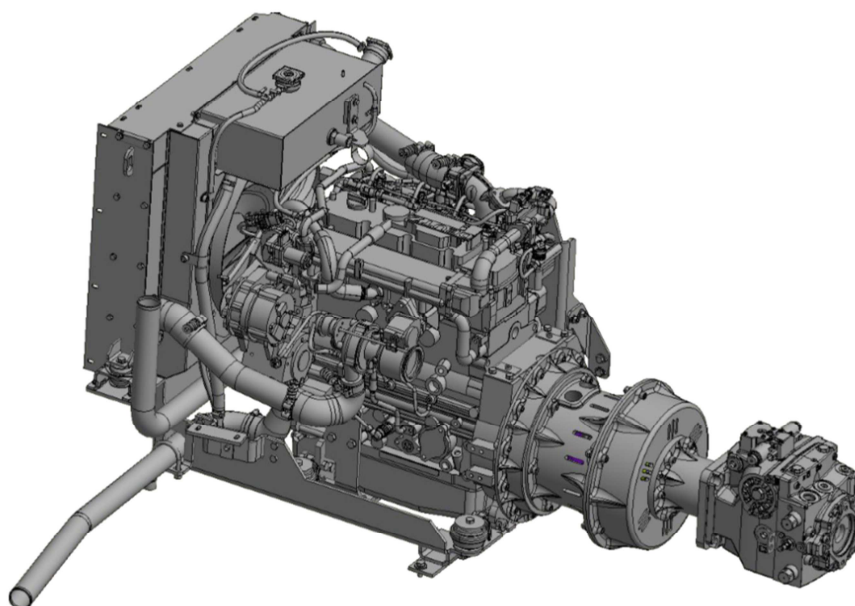
- třecí moment pod maticí: M_{TM}
- moment v závitu: M_z
- střední průměr pod maticí: $\rho_M = 8 \text{ mm}$
- součinitel tření: $f = 0,15$ [1]
- zátěžná osová síla na jeden šroub: $Q = 2330 \text{ N}$
- střední průměr závitu: $d_2 = 9,026 \text{ mm}$ [1]
- malý průměr závitu: $d_3 = 8,16 \text{ mm}$ [1]
- úhel stoupání: $\gamma = 3^\circ$
- třecí úhel závitu: $\varphi' = 8,5^\circ$



Obr. 41: Odstředivá brzda

2.3.4 UMÍSTĚNÍ BRZDY NA PNEUMATIKOVÉM VÁLCI

Brzda bude umístěna mezi spalovací motor pneumatikového válce a čerpadlo pohonu. Připevněna bude přes šroubové spoje vis výše v kapitole 2.3. Krouticí moment z hřídele čerpadla na hřídel motoru bude přenášen pomocí hřídelové spojky. Krouticí moment na motor bude přenášen přes spojku motoru, která bude spojena přes drážkování s hřídelí brzdy.



Obr. 42: Umístění brzdy na pneumatikovém válci



ZÁVĚR

Prvním úkolem této diplomové práce bylo provést rešeršní řešení stávajících a obdobných systému bránící přetočení motoru, kde jsou popsány jejich konstrukční řešení, uvedeny jejich výhody a nevýhody použití.

Hlavním cílem této práce bylo navržení odstředivé brzdy pro zabránění přetočení spalovacího motoru u pneumatikového válce, firmy Ammann Czech Republic a.s., o hmotnosti 28 tun s výkonem motoru 100 kW, s maximální rychlostí pohybu 20km/h, kde uvažovaná maximální stoupavost kopce pro výpočet, po které se tento válec smí pohybovat je 28%. Jmenovité otáčky motoru u tohoto válce jsou 2300 min^{-1} a maximální dovolené otáčky motoru jsou 3050 min^{-1} .

V první části návrhu brzdy bylo nutné vypočítat potřebný brzdný výkon, který bude muset odstředivá brzda vyvinout, aby zabránila překročení povolených otáček motoru. Potřebný brzdý výkon brzdy byl vypočítán z rozdílu brzdého výkonu, potřebného k udržení konstantní rychlosti pneumatikového válce, při sjezdu z kopce s maximální stoupavostí 28% a brzdého výkonu motoru, daného otáčkami. Hodnota povolených otáček, které nesmí motor přesáhnout, byla stanovena na 2500 min^{-1} a maximální přípustná rychlost sjíždění kopce byla omezena na 5 km/h. Následně byl z potřebného brzdého výkonu, který bude muset brzda vyvinout, dopočítán brzdý moment.

V další části práce byla navržena vlastní koncepce odstředivé brzdy. Tato koncepce se skládá ze dvou hlavních částí a to rotační a statické. Rotační část je složena z přítlačného disku s brzdovým obložením, vedením se závažím a pákou, nasazenými na rotačním hřídeli. Celý mechanismus byl navržen tak, aby došlo při dosažení 2450 min^{-1} k náběhu brzdy. Závaží vlivem odstředivé síly překoná sílu pružiny, působící proti pohybu závaží a přisune brzdý kotouč potřebnou přítlačnou silou na plochu statoru. Při dosažení 2500 min^{-1} dochází k maximálnímu brzdému momentu, navrženého tak, aby nedošlo k překročení těchto otáček. Tato statorová část je složena z krytu motoru, který slouží k přichycení brzdy k motoru přes šroubový spoj. Na tento kryt je připojen kryt chladiče. V krytu chladiče je brzdá dosedací plocha pro přítlačný disk. Dále byl v tomto krytu navržen chladičí kanál chlazení brzdy. Na kryt chladiče je nasazen kryt brzdy, který uzavírá rotor brzdy. K tomuto krytu je připojeno čerpadlo pře spojovací přírubu k čerpadlu.

Výsledkem této práce je, že odstředivá brzda může být dalším možným řešením, jak zabránit překročení povolených otáček motoru a tím přetočení motoru. Navrhovanou brzdu je možné použít pro daný pneumatikový válec s tím, že bude omezena rychlost, při sjíždění z kopce.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, xiv, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, xiv, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [3] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997, 169 s. ISBN 80-01-01701-x.
- [4] Amman, návodů k obsluze AP 240 H – katalog, edice 07/2014CZ
- [5] Danfoss – THECIRCUIT, [11.03.2015], dostupné z:
<http://danfoss.ipapercms.dk/Danfoss/Newsletters/Circuit/TheCircuitNov2014/>
- [6] Danfoss - Simon L. Nielsen, [11. 03. 2015], dostupné z:
<http://powersolutions.danfoss.com/solutions/the-experts-you-know/technical-presentations/>
- [7] AutoRubrik, [11. 03. 2015], dostupné z:
<http://www.autorubik.sk/technika/co-je-to-motorova-brzda/>
- [8] Voith – WithBrakingFaster to YourDestination, [11. 03. 2015], dostupné z:
http://voith.com/br/1028_e_cr272_en_retarder_2014-12.pdf
- [9] GOOD BRAKING, BETTER DRIVING, INTARDER!, [12.03.2015], dostupné z:
http://www.zf.com/media/media/en/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/commercial_vehicle_flyer/zf_brochure_intarder3_truck_2014_de.pdf
- [10] ZF – INTARDER A SAFER WAY TO BRAKE, [12. 03. 2015], dostupné z:
http://www.zf.com/corporate/en_de/magazine/technology/intarder/intarder.html
- [11] VoithAquatarder PWR, [12. 03. 2015], dostupné z:
<http://www.voith.com/en/products-services/power-transmission/retarders-bus/voith-aquatarder-pwr-3086.html>
- [12] porgest.cz, [15. 03. 2015], dostupné z:
<http://www.porgest.cz/cz/prestavby-dle-adr/elektromagneticka-brzda-telma>
- [13] czechbus.eu, [15. 03. 2015], dostupné z:
http://www.czechbus.eu/archiv-aktualit/aktualita.html/3_18921-telma-sa-na-veletrhu-czechbus-2014/1
- [14] Telma, [15. 03. 2015], dostupné z:
<http://www.telmaindia.com/InstallinganFocal.html>



- [15] motorindia, [15. 03. 2015], dostupné z:
<http://www.motorindiaonline.in/commercial-vehicles/western-auto-expand-operations-in-india/>
- [16] motorindia, [15. 03. 2015], dostupné z:
http://www.motorindiaonline.in/wp-content/uploads/2014/09/Voith_VIAB1.jpg
- [17] www.zf.com, [15. 03. 2015], dostupné z:
http://www.zf.com/ap/content/en/china/corporate_cn/news_events_cn/news_cn/news_detail_cn.jsp?newsId=21984360
- [18] FunktionsanimationVoithAquatarder SWR, [15. 03. 2015], dostupné z:
<https://www.youtube.com/watch?v=eQioIVW0WVc>
- [19] Design of MAN PriTarder, [15. 03. 2015], dostupné z:
<https://www.youtube.com/watch?v=aDejo3dXEP8>
- [20] VoithAnimationRetarder, [15. 03. 2015], dostupné z:
<https://www.youtube.com/watch?v=JHOnbG15lJc>
- [21] xtremediesel, [15. 03. 2015], dostupné z:
<http://www.xtremediesel.com/pacbrakec440475inlinemountprxbexhaustbrake.aspx>
- [22] MAN nákladní automobily, [20. 03. 2015], dostupné z:
http://www.truck.man.eu/cz/cz/fascinace-und-technika/technologie-und-odbornost/technika/man-brakematic-a-nouzovy-brzdovy-asistent-/MAN-BrakeMatic-a_nouzovy-brzdovy-asistent.html
- [23] VEB+IAA_PANEURO, [20. 03. 2015], dostupné z:
<http://pnt.volvo.com/e/GetAttachment.ashx?id=2041>
- [24] SAP Komun8ln9 technika, [20. 03. 2015], dostupné z:
<http://www.saploket.cz/produkty/24-iveco-nakladni-vozy/121-stralis.html>
- [25] Auto a elektronika, [20. 03. 2015], dostupné z:
<http://www.potamusplace.net/motorova-brzda-vs-jake-brake/>
- [26] Zpomalovací brzdné systémy motorových vozidel [20. 03. 2015], dostupné z:
<https://www.google.cz/webhp?sourceid=chromeinstant&ion=1&espv=2&ie=UTF8#q=elektromagnetick%C3%BD+retard%C3%A9+telma>
- [27] GOLDFren, [20. 04. 2015], dostupné z:
<http://goldfren.cz/produkty-goldfren/automobily/brzdova-oblozeni.html>
- [28] SKF, [20. 04. 2015], dostupné z:
<http://www.skf.com/cz/products/index.html>
- [29] PETROL, [20. 04. 2015], dostupné z:
<http://www.petrol.cz/aktuality/archiv/2012/24/chladici-kapaliny-pro-osobni-automobily-928.aspx>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\dot{Q}$	[W]	Tepelný výkon
$\dot{V}$	[m ³ .s ⁻¹]	Objemový průtok
$\dot{m}$	[kg.s ⁻¹]	Hmotnostní průtok
ΔT	[°C]	Změna teploty
a	[mm]	Vůle mezi závity volné pružiny
a_1	[mm]	Tloušťka vidlice
b	[mm]	Tloušťka páky
c	[-]	Poměr pružiny
c_2	[J.Kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita chladicí kapaliny
c_g	[J.Kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita glykolu
c_k	[mm]	Posun přitlačného kotouče
C_{or}	[kN]	Radiální statická únosnost
C_r	[kN]	Radiální dynamická únosnost
c_v	[J.Kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita vody
d	[mm]	Průměr drátu
D	[mm]	Střední průměr pružiny
D_1	[mm]	Vnější průměr pružiny
d_2	[mm]	Střední průměr závitu
D_2	[mm]	Vnitřní průměr pružiny
d_3	[mm]	Malý průměr závitu
$d_{\check{c}}$	[mm]	Průměr čepu
D_d	[mm]	Vnější průměr drážkového profilu
D_r	[mm]	Rozteč šroubu
d_s	[mm]	Střední průměr drážkování
E_p	[kJ]	Potenciální energie
F	[N]	Pracovní zatížení
f	[Hz]	Vlastní kmitočet pružiny
F_1	[N]	Předpětí pružiny
F_8	[N]	Max. zatížení
F_9	[N]	Díla pružiny v mezním stavu
f_o	[-]	Součinitel tření obložení
F_o	[N]	Odstředivá síla



F_{pp}	[N]	Síla působící na pružinu
F_Q	[N]	Normálová síla v přírubě
F_r	[N]	Radiální síla na ložisko
F_v	[N]	Síla na otočný čep
g	[m.s ⁻²]	Gravitační zrychlení
G	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
h	[mm]	Výška drážkování
H	[mm]	Pracovní zdvih
H_s	[m]	Výška svahu
i	[-]	Počet šroubů
K	[-]	Součinitel evolventního drážkování
k	[-]	Bezpečnost
K_{1min}	[-]	Součinitel bezpečnosti
k_f	[-]	Součinitel bezpečnosti
k_p	[N.mm ⁻¹]	Tuhost pružiny
K_w	[-]	Součinitel koncentrace napětí
L	[mm]	Montážní délka
l	[mm]	Délka drátu
L_0	[mm]	Volná délka pružiny
L_1	[m]	Rameno páky L1
L_1	[mm]	Délka při zatížení
L_2	[m]	Rameno páky L2
L_8	[mm]	Délka při max. zatížení
L_9	[mm]	Teoretická mezní délka pružiny
l_d	[mm]	Činná délka drážkování
L_h	[hod]	Trvanlivost
L_{minf}	[mm]	Mezní zkušební délka pružiny
L_v	[m]	Kolmá vzdálenost na vrstevnici
L_w	[mm]	Délka při pracovním zatížení
m	[mm]	Modul
m	[kg]	Hmotnost pružiny
M_b	[Nm]	Brzdňý moment brzdy
m_h	[kg]	Hmotnost komponent na hřídeli



M_{kk}	[Nmm]	Utahovací moment
M_{TM}	[Nmm]	Třecí moment pod maticí
m_v	[kg]	Hmotnost pneumatikového válce
M_z	[Nmm]	Moment závitů
n	[-]	Činné závity
N	[-]	Životnost pružiny v tisících zdvihů
n_b	[min ⁻¹]	Stanovené otáčky motoru
N_b	[N]	Přítlačná síla kotouče
n_n	[min ⁻¹]	Otáčky náběhu brzdy
N_p	[N]	Přítlačná síla na jednu páku
P	[kW]	Potřebný brzdový výkon
p	[mm]	Stoupání závitů
P_b	[kW]	Potřebný výkon brzdy
P_{br}	[kW]	Brzdový výkon motoru
p_D	[MPa]	Dovolené otláčení
p_m	[MPa]	Měrný tlak
P_r	[N]	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení
Q	[N]	Osová síla na šroub
R	[m]	Vzdálenost těžiště závaží od osy rotace
R_s	[m]	Střední poloměr brzdového kotouče
s	[m]	Dráha sjezdu
S	[mm ²]	Plocha obložení
S_1	[mm]	Deformace pružiny při minimálním zatížení
S_8	[mm]	Deformace v plném zatížení
S_9	[mm]	Deformace při mezním zatížení
T	[-]	Těžiště
t	[mm]	Stoupání pružiny
T_1	[MPa]	Napětí při minimálním zatížení
T_8	[MPa]	Napětí při maximálním zatížení
T_9	[MPa]	Dosedací napětí
T_A	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
T_e	[MPa]	Odolnost ve smyku
t_s	[s]	Doba sjezdu



v	[mps]	Kritická rychlost pružiny
V_k	[m.s ⁻¹]	Kluzná rychlost
v_v	[m.s ⁻¹]	Rychlost
W_g	[J]	Deformační energie
W_k	[m ³]	Modul průřezu v krutu
W_o	[m ³]	Modul průřezu v ohybu
x	[m]	Posun závaží
X	[-]	Koeficient radiálního dynamického zatížení
Y	[-]	Koeficient axiálního dynamického zatížení
z	[-]	Počet zubů
α	[°]	Úhel sklonu vozovky
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota
P_g	[kg.m ⁻³]	Hustota glykolu
ρ_{ch}	[kg.m ⁻³]	Hustota chladicí kapaliny
ρ_M	[mm]	Střední průměr pod maticí
ρ_v	[kg.m ⁻³]	Hustota vody
σ_{DO}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_{kt}	[MPa]	Dovolené napětí v tahu
σ_{kt}	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
σ_o	[MPa]	Napětí v ohybu
σ_{RED}	[MPa]	Redukovaný moment
σ_t	[MPa]	Napětí v tahu
τ_k	[MPa]	Napětí v krutu
τ_S	[MPa]	Napětí ve smyku
$\tau_{S\ DOV}$	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
ω	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost
γ	[°]	Úhel stupání
φ'	[°]	Třecí úhel závitu



SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace

Kusovník	BRZDA	50ADI-10-00
Kusovník	ROTOR	50ADI-10-00
Výkres sestavy	BRZDA	50ADI-10-01
Výkres sestavy	ROTOR	50ADI-10-02
Výrobní výkres	HŘÍDEL	50ADI-10-03
Výrobní výkres	PÁKA	50ADI-10-04