

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

NÁVRH A REALIZACE KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ ÚPRAVY PÍSKOVACÍHO STROJE

DESIGN OF SAND BLASTING MACHINE MODIFICATION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PAVEL KLÁR

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ KREJSA, Ph.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Akademický rok: 2009/10

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Klár Pavel

kteřý/kteřá studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Mechatronika (3906R001)**

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:

Návrh a realizace konstrukčního řešení úpravy pískovacího stroje

v **anglickém** jazyce:

Design of sand blasting machine modification

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při povrchové úpravě víček na trubky pískováním je nutné každou součást otryskat ručně, což je zdlouhavé. Cílem bakalářské práce je konstrukční návrh úpravy pískovacího stroje tak, aby se dalo pískovým tryskáním v daném pískovacím stroji upravit více součástí najednou, bez nutné stálé přítomnosti obsluhy.

Cíle bakalářské práce:

1. Ideový návrh
2. Výběr motoru a převodovky
3. Návrh sestavy v prostředí CAD
4. Pevnostní výpočty

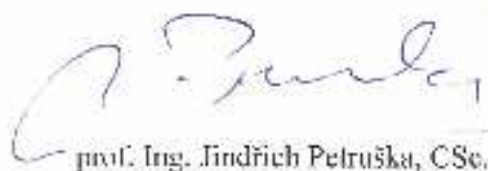
Seznam odborné literatury:

Svoboda: Základy konstruování

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jiří Krejsa, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 22.10.2009



prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá návrhem a realizací konstrukční úpravy pískovacího stroje s ohledem na požadavky řešení. První část obsahuje krátkou rešeršní studii, jež popisuje technologii tryskání a různé druhy tryskacích strojů. V druhé, praktické části je popsán rozbor problému a stanovení cílů, kterých má být dosaženo. Hlavní cíle návrhu jsou zásadně nezasahovat do stroje a úpravou omezit přítomnost obsluhy při vlastním procesu pískování. Dále je podrobně popsán návrh řešení, který splňuje zadané cíle a je doplněn výpočty. Popsaný návrh je realizován a předběžné výsledky naznačují, že nadefinované cíle jsou splněny.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pískování, tryskání, pískovací stroj, konstrukční řešení

ABSTRACT

This thesis is focused on design and implementation of structural adjustment of sandblasting machine with regard to the requirements of resolution. The first part consist of short study describes a blasting technology and various types of blasting machines. Second part – practical part consists of problem analysis and setting goals to be achieved. The main goal of the design is to not influence the machine and to limit presence of the operators by modification in the actual process of sanding. There is also detailed design of solution's proposal which fulfills the specified goals and is supported by calculations. Described design was realized and preliminary results suggest that pre-defined goals are met.

KEYWORDS

Sanding, blasting, sandblasting machine, structural design

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KLÁR, P. *Návrh a realizace konstrukčního řešení úpravy pískovacího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Krejsa, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci, včetně příloh, vypracoval samostatně a uvedl jsem všechny použité zdroje a literaturu.

V Brně dne:

.....
Pavel Klár

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří mi dávali během tvorby bakalářské práce cenné rady a odbornou pomoc, především tedy Ing. Jiřímu Krejsovi Ph.D., a poté také všem, kteří se podíleli na realizaci jednotlivých dílů.

Dále děkuji své rodině a přítelkyni za dosavadní podporu při studiu a tvorbě bakalářské práce.

1 OBSAH

1	Obsah.....	9
2	Úvod.....	10
3	Teoretická část.....	11
3.1	Technologie tryskání.....	11
3.1.1	Charakteristika tryskání.....	11
3.1.2	Rozdělení tryskání.....	11
3.1.3	Použití.....	12
3.1.4	Abrazivní částice.....	12
3.2	Tryskací stroje.....	15
3.2.1	Charakteristika jednotlivých typů tryskacích strojů.....	15
4	Praktická část.....	18
4.1	Charakteristika problému.....	18
4.2	Požadavky na konstrukční řešení.....	19
4.3	Základní koncept řešení.....	19
4.4	Výběr motoru a převodovky.....	20
4.5	Návrh sestavy v prostředí CAD.....	24
4.5.1	Pracovní postup.....	24
4.5.2	Jednotlivé části sestavy.....	24
4.6	Montáž.....	37
5	Závěr.....	38
6	Použité zdroje a literatura.....	39
7	Seznam příloh.....	40

2 ÚVOD

Problematika úkolu řešená v této bakalářské práci je zadána společností Daikin Device Czech Republic s.r.o. Tato společnost se zabývá především výrobou kompresorů do klimatizačních jednotek pro soukromé, komerční, i průmyslové účely. Dílčí operace při výrobě kompresorů je také otryskávání kovových krytek, které slouží jako ochrana konců trubek kompresorů při jejich máčení v barvě. Tento proces otryskávání prozatím probíhal ve stávající obslužné kabině, kde byla nutná stálá přítomnost operátora, který musel každou krytku otryskat samostatně. Při velkém počtu krytek je tento postup nevhodný, neboť po celou dobu otryskávání je jeden operátor stále zaměstnán a na vedlejším stanovišti jsou zaznamenávány delší prostoje obsluhy. Cílem této bakalářské práce je tedy navrhnout konstrukční řešení úpravy stávajícího pískovacího stroje tak, aby bylo možné v kabině otryskat větší počet kovových krytek najednou bez stálé přítomnosti obsluhy. Požadavky, jež musí navržené a realizované řešení obsahovat jsou:

- Obsluha kabiny pouze při výměně opískovaných krytek za neopískované a následném zapnutí stroje. Splněním tohoto požadavku se docílí úspora lidské pracovní síly, protože jeden operátor bude obsluhovat dvě sousední stanoviště.
- Zásah do konstrukce stroje nesmí být nijak zásadní.
- Kvalita otryskání se nesmí změnit.
- Průměrný čas potřebný k opracování jedné kovové součásti by měl zůstat řádově stejný.
- Co nejnižší možná cena realizace.
- Snadná demontáž úpravy a uvedení stroje do původního stavu.

Je důležité podotknout, že cílem této bakalářské práce není návrh dodatečné řídicí elektroniky, která bude mít za úkol spuštění automatického tryskání po vložení krytek a vypnutí stroje po určitém časovém intervalu.

Při tvorbě konstrukčního návrhu bylo nejprve nutné ujasnit si základní koncept řešení. V úvahu přišla konstrukce na principu robotického ramena, které by jednotlivě každou krytku dávalo do proudu abrazivních částic. Jako další možnost řešení byla uvažována konstrukce koše, v němž se bude odvalovat větší počet součástek pod proudem abraziva. Tento koncept řešení byl vybrán především pro svoji jednoduchost a nižší náklady na realizaci, ostatní požadavky splňují obě možnosti řešení srovnatelně. Koš, v němž se kovové krytky určené k otryskání odvalují, a pohonná jednotka, jsou implementovány do nově navržených dveří, které se vymění za stávající. Tryska je uchycena v jednoduchém držáku s nastavitelnou polohou a směrem proudu abraziva. Držák je přišroubován ke dnu kabiny.

Práce je rozdělena na teoretickou a praktickou část. Obsahem teoretické části je krátká rešeršní studie, ve které je uvedena charakteristika a rozdělení tryskání, charakteristika a použití některých abrazivních částic, jež se k tryskání používají, a rozdělení tryskacích strojů do několika skupin. V praktické části jsou specifickěji popsány požadavky na konstrukční řešení a samotný návrh konstrukčního řešení úpravy, který se skládá ze základního ideového návrhu, dále výběru vhodné pohonné jednotky, konstrukčního návrhu jednotlivých součástí v prostředí CAD (výkresy jednotlivých součástí jsou uvedeny v příloze) a nakonec z výpočtů potřebných pro návrh a výpočtů kontrolních. Realizace výroby jednotlivých komponentů je zaštitěna společností Daikin Device Czech Republic s.r.o., a sice výrobou komponentů ve vlastní dílně nebo zajištěním výroby u externích výrobců a také financováním celého projektu.

3 TEORETICKÁ ČÁST

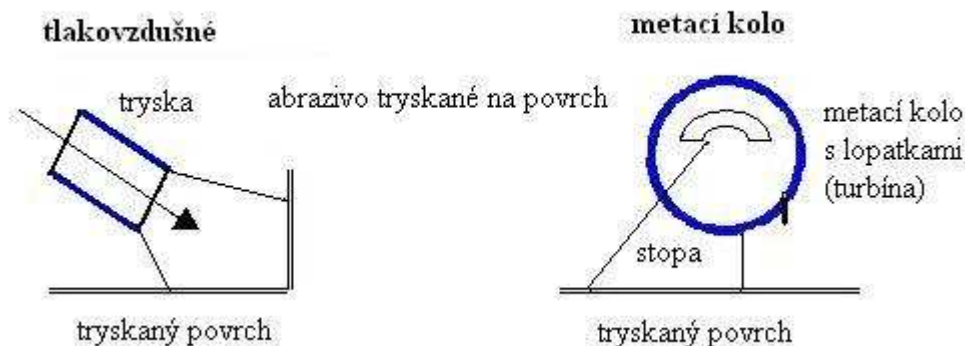
3.1 *TECHNOLOGIE TRYSKÁNÍ*

3.1.1 CHARAKTERISTIKA TRYSKÁNÍ

Tryskání, které se také nazývá otryskávání nebo slangově pískování, je technologický postup, pomocí něhož se opracovává povrch různých, obvykle tvrdých, materiálů proudem jemných částic. Tyto částice se nazývají abrazivní částice. Nejčastěji využívaný abrazivní materiál jsou ocelové broky, ocelová drť nebo truska. Proces pískování se nejčastěji používá ve strojírenství k závěrečnému čištění povrchu materiálu před povrchovou úpravou, jakou je například aplikace nátěrových hmot nebo nanášení žárového nástřiku. Pískování se také využívá k odstranění předcházejícího nátěrového systému.

3.1.2 ROZDĚLENÍ TRYSKÁNÍ

Existují dva způsoby, jak abrazivním částicím dodat tak velkou rychlost, aby mohli efektivně působit na povrch otryskávaného materiálu. Prvním způsobem je unášení jemných částic proudem stlačeného vzduchu tzv. tlakovzdušné tryskání. Druhý způsob spočívá v mechanickém metání abrazivních částic. To znamená, že abrazivo je metáno lopatkami metacích kol v uzavřené kabině.



Obr. 1 Rozdělení tryskání [1]

Tlakovzdušné tryskání

Tlakovzdušné tryskání funguje na principu unášení abraziva proudem stlačeného vzduchu a podle způsobu jej lze rozdělit na injektorový systém a tlakový systém. Mezi těmito dvěma systémy je výkonnostní rozdíl cca 300%.

Injektorový systém

Injektorový systém pracuje na principu přisávání abrazivního materiálu ve vzduchové komoře. V uzavřené pistolé je dána vzduchová tryska, která strhává abrazivní částice, jež jsou pod tlakem, a v tryskačím hadici jsou tyto částice vedeny k ústí trysky a vrhány na tryskaný povrch. Volbou velikosti trysky a korekcí tlaku vzduchu můžeme do určité míry ovlivňovat intenzitu tryskání. Pro tlakovzdušné tryskání s injektorovým systémem je nutné používat lehčí ostrohranná abraziva, jako jsou například korund nebo balotina. Tento systém se převážně využívá v tryskacích kabinách, avšak s tímto systémem

se vyskytují také tryskací pistole a jiná zařízení pro tzv. volné pískování. Tryskací jednotky pracující v injektorovém systému mohou být doplněny odsáváním. V tomto případě se jedná o současné pískování a odsávání prachu a abraziva z otryskávaného povrchu. Obecně lze říci, že zařízení se současným odsáváním mají menší výkon pískování, v některých případech i o 50%.

Tlakový systém

Principem tlakových systémů je uzavření tlakové nádoby s abrazivem a pod tlakem jsou abrazivní částice vháněny přes regulační ventil do hadice, která je ukončena tryskou. Koncová tryska tok částic ještě urychluje. Pro tlakovzdušné tryskání s tlakovým systémem je vhodné používat abraziva s větší hmotností částic, jako je například ocelová nebo litinová drť. Tlakový systém se využívá především u mobilních tlakových jednotek, dále také u tryskacích kabin a tryskacích boxů. [1],[2],[3]

Mechanické metání abrazivních částic

Při tomto způsobu tryskání jsou abrazivní částice působením gravitace přiváděny ke kořeni každé lopatky, kde dochází ke zrychlení částic v určitém směru. Prudké zrychlení částic je způsobeno rotací kola s lopatkami, které je v uzavřeném tělese s malým otvorem. Průměr a směr otvoru se může měnit tak, aby nastavení otvoru vyhovovalo abrazivnímu materiálu. Tato metoda tryskání díky využití odstředivé síly spotřebovává pouze jednu desetinu příkonu, který spotřebovávají tlakovzdušné systémy. Lze říci, že zařízení s metacími koly jsou velmi výkonná, hospodárná a dají se plně mechanizovat, čímž je dosažena vysoká kvalita otryskání povrchu. Na druhou stranu je tento způsob tryskání velmi málo variabilní, co se týče abrazivního materiálu.[4]

3.1.3 POUŽITÍ

V současnosti má tryskání využití v mnoha různých odvětvích. Nejvíce se tryskání používá ve strojírenství, a sice pro čištění od rzi a starých nátěrů. Dále také pro odstraňování otřepů a pro povrchovou úpravu před lakováním nebo pozinkováním. Dalším významným odvětvím, kde tento technologický postup našel své uplatnění, je stavebnictví. Zde se používá především pro čištění komínových těles, kamenných zídek a fasád. Také se využívá pro odstranění starých omítek, úpravu povrchu betonových konstrukcí, zmatnění skel a dekorování. Další využití procesu tryskání je odstraňování zvětralých povrchů, tryskání nápisů a obrázků do kamene, čištění a povrchová úprava krovů a dřevěných konstrukcí, odstraňování starých laků z oken nebo dveří. Lze tedy říci, že proces tryskání najde uplatnění všude, kde je potřeba vyčistit povrch daného materiálu nebo tento povrch v rámci možností tryskání upravit. [5]

3.1.4 ABRAZIVNÍ ČÁSTICE

Charakteristika

V souvislosti s tryskáním jsou abrazivní částice nebo též abrazivo v podobě malých částic, které ve vysoké rychlosti dopadají na otryskávaný povrch tělesa. Výběr abrazivních částic je velmi důležitý, neboť tyto částice ve velké míře ovlivňují výkon, kvalitu a hospodárnost tryskání. Abrazivo by mělo mít několik základních vlastností, a sice požadovaný účinek na povrch, vysokou trvanlivost, přiměřenou cenu, nízkou prašnost a hlavně hygienickou nezávadnost.

Abrazivní částice lze rozlišovat podle materiálu, velikosti a tvaru zrna. Pokud budeme abrazivo rozlišovat podle jeho materiálu, což je v praxi nejběžnější, je důležité z pohledu působení částic na povrch především chemické složení, tvrdost a měrná hmotnost částic.

Chemické složení nejvíce ovlivňuje použitelnost abraziva v různých aplikacích, kde se nedoporučuje, aby na sebe některé materiály vzájemně působily. Například při otryskávání těles z nerezových materiálů výrazně ovlivňuje obsah železa a uhlíku v abrazivních částicích korozní odolnost otryskávaného materiálu.

Tvrdost částic ovlivňuje především intenzitu působení na povrch tělesa. Například pokud jsou zrna měkká, tak i s vysokou kinetickou energií mají omezený účinek při zpevňování nebo zdrsňování povrchu. Naopak zrna s velkou tvrdostí se nepoužívají při čištění forem, kde je nutné zachovat všechny rozměry a tolerance, ale zároveň musí být důkladně odstraněny všechny nečistoty.

Měrná hmotnost částic především ovlivňuje jejich kinetickou energii. To znamená, že čím těžší materiál se použije, tím je větší úběr a přetvoření povrchu. Měrná hmotnost zrn je úzce spjatá s velikostí zrn, poněvadž větší částice mají větší hmotnost a tím také i větší kinetickou energii a naopak. Velikost zrn během procesu tryskání není konstantní. U křehkých materiálů je změna velikosti mnohem výraznější než u materiálů houževnatých. To je způsobeno větší tříštivostí křehkého materiálu na menší části, velikost zrn z houževnatého materiálu se mění pouze obroušováním a tvářením při dopadu. Je tedy logické, že životnost zrn z houževnatého materiálu je mnohem větší než zrn z materiálu křehkého.

Pokud budeme abrazivní částice rozlišovat podle tvaru zrna, můžeme je rozdělit do dvou základních skupin, a tedy kulaté a ostrohranné. Obě skupiny při dopadu na povrch vytvářejí jiný reliéf povrchu. Kulaté částice povrch zpevňují a vzniklý reliéf má důlkový charakter. Ostrohranné částice mají velmi dobré čistící vlastnosti, protože mají sekací charakter dopadu. [1], [4]



Obr. 2 Kulaté abrazivní částice [1]



Obr. 3 Ostrohranné abrazivní částice [1]

Rozdělení a použití

Jak již bylo zmíněno výše, nejběžnější a nejpoužívanější rozdělení abraziv je rozdělení podle jejich materiálu a až poté se dělí do skupin podle tvaru zrna a velikosti. Proto se bude tato kapitola zabývat hlavně rozdělením abrazivních částic podle jejich materiálu.

Kovová abraziva jsou velmi rozmanitou skupinou. Mají různou tvrdost, hrubost a dlouhodobou životnost. Všechny tyto faktory jsou závislé na způsobu použití. Další charakteristickou vlastností je jejich šedá barva. Ostrohranné kovové abrazivní částice jako

je například ocelová drť se využívá pro odstraňování okují, barvy nebo rzi, dále pro přípravu povrchu před galvanizací, lakováním a dalšími povrchovými úpravami. Kulaté abrazivo, které zastupuje například ocelový granulát, je vhodné používat pro tryskání velkých ocelových ploch a profilů, k odstraňování otřepů a čištění odlitků, vyhlazování svarů a pro zvýšení povrchové pevnosti. Mezi kovová abraziva také patří částice z nerezového materiálu, které mají velmi dlouhou životnost a slouží převážně k opracovávání těles z nerezových materiálů a barevných kovů, přičemž se dosahuje velmi dobré kvality povrchu bez vedlejších účinků při styku tohoto materiálu a pískovaného předmětu.

Minerální abraziva jsou z čistě minerálních materiálů, které se dnes už mnoho nepoužívají, hlavně kvůli své vysoké ceně a složité těžbě. Do této kategorie patří křemičitý písek, který je ve státech Evropské unie zakázáno používat. Minerální abrazivní částice byly postupně nahrazeny abrazivy syntetickými.

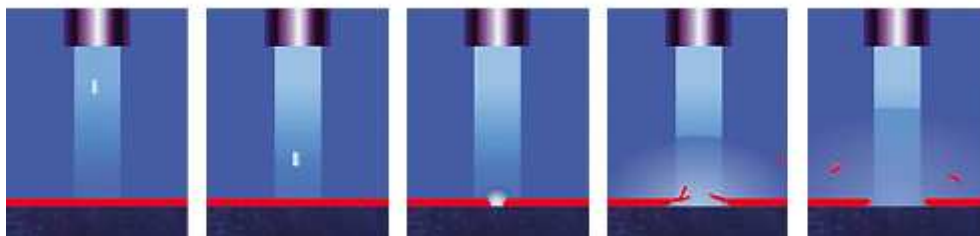
Sklo-keramická abraziva v největší míře zastupuje balotina, což je kulaté abrazivo bez jakýchkoliv škodlivých látek vhodné k tryskání nerezových ploch. Dále se používá v modelářství a při opracovávání uměleckých a muzejních předmětů.

Plastická abraziva mohou být ze všech organických i anorganických látek, které jsou synteticky zpracované. To znamená, že se jedná o ostrohranné i kulaté abrazivo různých barev s velkou škálou možností využití jako třeba odstranění organických povlaků, šetrné zdrsnění, odstranění staré barvy z plastů, kůže a skla, klenotnické a umělecké použití.

Zástupcem syntetických abraziv je především korund, což je oxid hliníku. Korund je ostrohranné abrazivo různé tvrdosti, avšak vysoké tvrdosti, vhodný k odstraňování rzi a barvy. Dalším zástupcem této kategorie jsou karbidy jednotlivých kovových a nekovových prvků jako například černý karbid křemíku, který má obdobné vlastnosti a použití jako korund, jen je tvrdší a křehčí.

Organická abraziva živočišného nebo rostlinného původu se používají pouze ve speciálních případech. Mohou to být skořápky ořechů, skořápky vajíček nebo kostěná drť.

Suchý led se využívá jako nejmladší a nejmodernější abrazivo. Tryskání suchým ledem se liší od tryskání ostatními abrazivy tím, že měkké částičky suchého ledu při dopadu na otryskávaný povrch vznikají miniexploze, které odstraňují nežádoucí vrstvy. Po takovémto tryskání nezůstává na povrchu žádný sekundární odpad, protože částice sublimují. V tryskání tímto abrazivem je velký potenciál, hlavně pro potřeby čištění povrchů. [1], [6]



Obr. 4 Tryskání suchým ledem [6]

3.2 TRYSKACÍ STROJE

Pískovacích strojů je několik typů od mobilních přes pískovací kabiny až k pískovacím boxům a podle těchto typů k nim bude také v této kapitole přistupováno. Tryskací stroje, ať už se jedná o jakoukoliv kategorii, mají jednotnou technologii, která byla popsána výše, to znamená, že pracují buď na tlakovzdušném principu, nebo na principu metání. Liší se však technickým zpracováním jednotlivých výrobců, což může znamenat například u velkých průmyslových strojů dopravu abraziva do separátorů nebo samotnou separaci abraziva od nečistot. Je nutné podotknout, že použití pískovacích strojů z jednotlivých kategorií je závislé na mnoha faktorech. Kupříkladu velikost a tvar součásti ovlivňuje velikost kabiny pískovacího stroje. Dostupnost a možnost dopravy k pískovacímu stroji působí na to, zda se použije mobilní pískovací stroj nebo nějaký nepřemístitelný. Dalším významným faktorem je materiál otryskávaného tělesa, který má vliv na výběr vhodného abraziva. Samozřejmě kromě otryskávaného tělesa se musí vzít v potaz i ekonomické hledisko a mnoho dalších okolností.

3.2.1 CHARAKTERISTIKA JEDNOTLIVÝCH TYPŮ TRYSKACÍCH STROJŮ

Mobilní tryskací stroje

Mobilní tryskací stroje pracují výhradně na principu tlakovzdušného tryskání s odsáváním nebo bez něj. Jejich tvar a velikost jsou uzpůsobeny ke snadnému přenášení a uskladnění. I přes svoji malou velikost dosahují vysokého výkonu a mají velkou životnost.

Použití mobilních tryskačů je v tryskacích halách, ale především ve volném prostoru. To znamená tryskání těžkých ocelových konstrukcí mostů nebo hal, rámu pro nákladní přívěsy, betonových staveb, autoveteránů, starých lokomotiv a mnoho dalšího. Speciální skupinou mobilních tryskacích strojů jsou tryskací pistole, které se používají pro pískování s vysokou přesností.



Obr. 5 Mobilní tryskací stroj[1]



Obr. 6 Tryskací pistole [1]

Tryskací kabiny

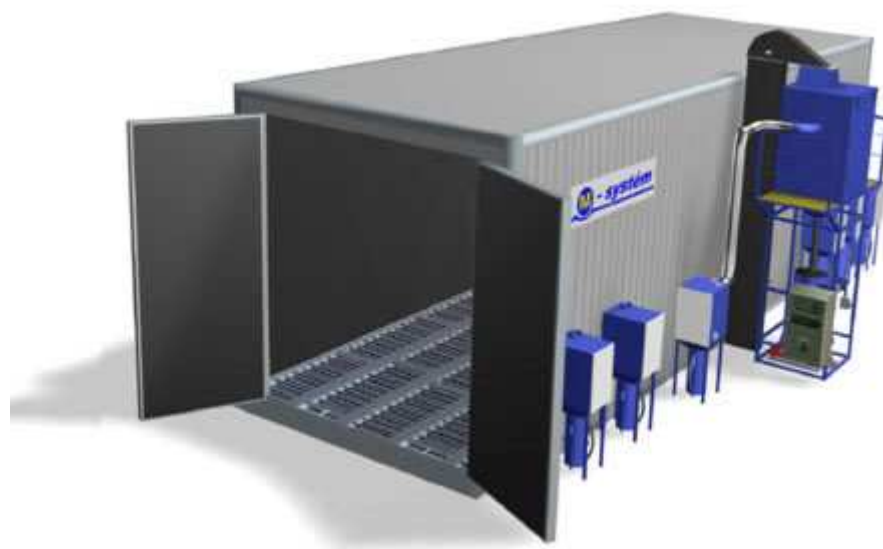
Tryskací kabiny pracují stejně jako mobilní tryskací stroje pouze na principu tlakovzdušného tryskání. Mohou být obslužné i částečně automatizované. Převážně se používají pro otryskávání menších dílů ve strojírenství. Automatizované kabiny jsou vhodné pro použití při sériové výrobě menších součástí. Další využití je například v klenotnictví, stomatologických laboratořích nebo jemné mechanice.



Obr. 7 Tryskací kabina[1]

Tryskací boxy

Tryskací boxy jsou komorové tryskací stroje pro otryskávání rozměrných konstrukcí a těles. Boxy mají uzavřený systém oběhu a recyklace abrazivních částic. Tryskací boxy se skládají z 6 základních částí a těmi jsou vlastní kostra komory většinou kovová konstrukce s osvětlením, sběrný systém abraziva, elevátor, čistič sloužící k separaci abraziva od nečistot, tryskací jednotka na tlakovzdušném nebo metacím principu a odsávání prachu. Takovéto boxy mohou být buď obslužné, nebo plně automatizované. Automatizované boxy jsou často implementovány do výrobních linek. [1]

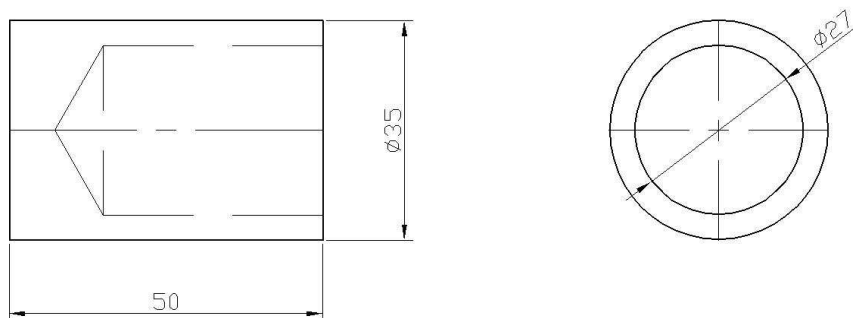


Obr. 8 Tryskací box [1]

4 PRAKTICKÁ ČÁST

4.1 CHARAKTERISTIKA PROBLÉMU

Při otryskávání kovových krytek ve stávající tryskací kabině je nutná permanentní obsluha člověka. Je nutné, aby operátor vzal jednotlivě každou kovovou krytku, která má poměrně malé rozměry (viz. Obr 9), a ručně ji v kabině otryskal. Při tryskání většího počtu krytek je to časově velmi náročné s vysokými náklady.

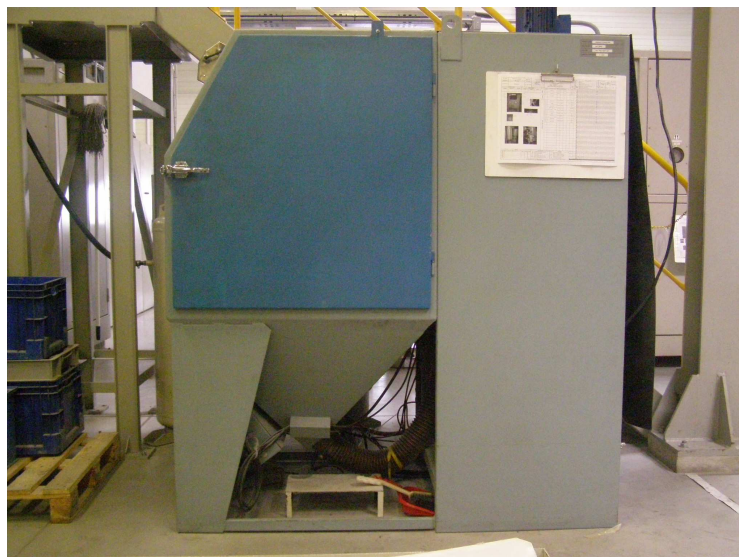


Obr. 9 Krytka

Tryskací kabina o rozměrech 910mm x 1570mm x 1970mm je průchodná, to znamená, že má dveře pro vkládání a vykládání součástí na obou bocích. Z přední strany, jak ukazuje obr. 10, je průhledné sklo, pomocí něhož operátor vidí dovnitř kabiny, a dva otvory pro ruce opatřené gumovými rukavicemi, které jsou implementovány do těla kabiny tak, aby neuniklo žádné abrazivo ven z kabiny a zároveň se dalo pohybovat rukama uvnitř kabiny. Na přední straně se také nachází ovládací panel. Při pohledu z boku (viz obr. 11) je vidět, že vlastní úložný prostor pro otryskávané součásti je přibližně do dvou třetin délky pískovacího stroje. V poslední třetině se nachází motor a separátor abrazivních částic od prachu a nečistot. Tryskání je v kabině realizováno pomocí tryskací pistole, do které abrazivo přiváděno gumovou hadicí. Jako abrazivo se používají skleněné perly o velikosti 100-200 μ m.



Obr. 10 Tryskací kabina, přední pohled



Obr. 11 Tryskací kabina, boční pohled

4.2 POŽADAVKY NA KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

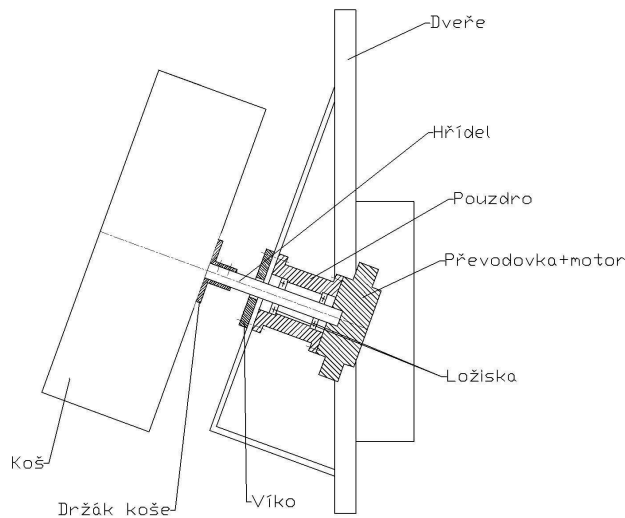
Prvním a základním požadavkem na řešení je aplikace úpravy bez zásadního zásahu do konstrukce stroje, poněvadž zařízení je v záruce a případná reklamace by mohla být komplikovaná. Dále je nutné, aby nepoklesla kvalita otryskání pískovaných komponentů a neúměrně se nezvýšil průměrný čas tryskání jedné krytky. Dalším požadavkem je, aby operátor obsluhoval tryskací kabinu pouze při výměně otryskaných krytek za neotryskané v co nejkratším čase a při zapnutí a vypnutí stroje. Více než doporučeno je využití firemní dílny pro realizaci komponentů, které je schopna vyrobit a dále využít materiál nebo jiné komponenty, které má dílna na skladě.

4.3 ZÁKLADNÍ KONCEPT ŘEŠENÍ

Nejprve je nutné se zamyslet nad možnostmi, jak stávající pískovací stroj upravit, aby vyhovoval požadavkům. Vzhledem k otryskávání krytek po celém jejich povrchu se musí pohybovat buď krytky, nebo tryska. Jelikož realizace pohybu trysky kolem krytek, tak aby byly všechny otryskané po celém svém povrchu, by byla nemožná z důvodu krátké hadice přivádějící abrazivo do trysky, a celkově by bylo tento pohyb těžké uskutečnit, jeví se jako rozumné zvolit pohyb krytek skrz pevný proud abrazivních částic. Dále je nutné určit, jakým způsobem by se měli krytky pohybovat. Je tu možnost konstrukce robotického ramene, které by každou krytku uchopilo, a pohybovalo by s ní v proudu abrazivních částic. Toto řešení by spočívalo pouze v nahrazení lidské ruky robotickým ramenem. Další možností je realizovat náhodný valivý pohyb více krytek takovým způsobem, že po určitém počtu cyklů budou všechny objekty dostatečně otryskány. Kvůli jednoduchosti a také menším nákladům na realizaci je zvolena druhá možnost.

Základní představa řešení je tedy taková, že kovové krytky, které je třeba otryskat, se nasypou do děrovaného koše, jenž se bude otáčet. Dovnitř koše bude namířena tryskací pistole umístěná ve stojanu tak, aby abrazivo dopadalo na krytky. Otáčení koše kolem své osy docílí převalování pískovaných tělísek a tím otryskání na celém jejich povrchu. Pro lepší průnik abraziva ke krytkám bude koš nakloněn. Jako pohon se použije elektromotor, jehož otáčky budou pomocí převodové skříně regulovány na 10ot/min až 15ot/min. Rotační pohyb z převodové skříně bude přenášen ke koši hřídelí, která bude uložena ve dvou kuličkových ložiscích umístěných v pouzdře. K jedné straně pouzdra bude připevněna převodovka s motorem a druhá strana pouzdra bude připevněna k základnímu rámu. Jelikož z prvního požadavku na řešení (aplikace úpravy bez zásadního zásahu do stroje) plyne, že konstrukce, ke které budou všechny zmíněné komponenty přidělaný, nemůže být ke kabině přivařena ani nijak příšroubována, nabízí se jako jediné řešení výroba nových dveří, k nimž budou nové komponenty připevněny, a tyto upravené dveře vyměnit za stávající. Neboť hmotnost upravených dveří bude s největší pravděpodobností mnohem větší než hmotnost dveří stávajících, bude nutné provést výměnu pantu za panty větší (s větší nosností). Takový to zásah do stroje je povolen. Protože tryskací kabina je umístěna ve výrobní hale tak, že z levé strany k ní není přístup, bude se jednat o konstrukci nových pravých dveří. Celá základní představa řešení je schematicky zobrazena na obr 12.

Výhodou tohoto řešení je především jeho jednoduchost a malé náklady na realizaci. Nevýhodné je, že se předem neví, jak se změní průměrný čas na otryskání jedné krytky, ale předpokládá se, že se změní pouze minimálně.



Obr. 12 Schematické zobrazení

4.4 VÝBĚR MOTORU A PŘEVODOVKY

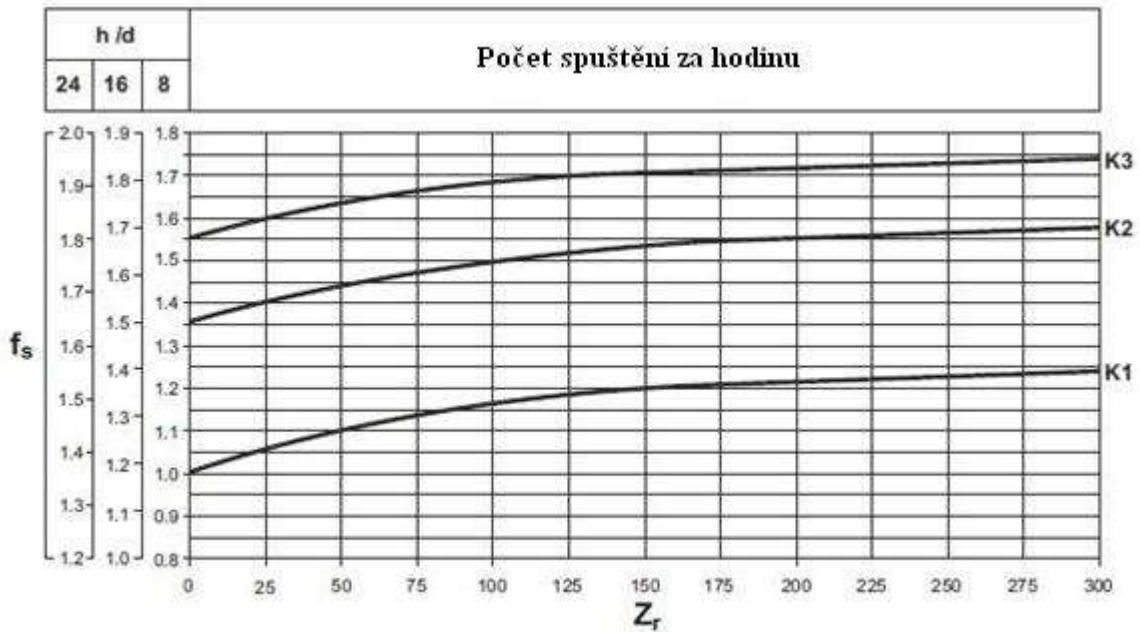
Výběr motoru a převodové skříně je velmi důležitý, poněvadž musejí být schopny unést požadovanou zátěž a podle jejich velikosti se bude odvíjet následující konstrukční řešení celé úpravy pískovacího stroje. Na základě dobrých zkušeností s motory a převodovkami značky Bonfiglioli, bude výběr probíhat ze sortimentu výrobků této značky. Při výběru těchto komponent je zapotřebí znát:

- požadovaný výstupní krouticí moment
- výstupní otáčky převodovky
- způsob zatěžování převodovky

Z těchto vstupních hodnot lze stanovit odpovídající převodovku a hnací pohon.

Požadovaný výstupní krouticí moment je stanoven na základě výpočtu (viz. příloha 1 odst. 8.1), kde pomocí maximální váhy krytek je stanoven maximální krouticí moment zátěže, jenž má po zaokrouhlení hodnotu $M_k=25,350\text{Nm}$. Minimální požadovaný krouticí moment je tedy zvolen $M_{r2}=40\text{Nm}$. Výstupní otáčky převodovky jsou voleny $n_2=12\text{ot/min}$, což by pro otryskávání krytek v koši mělo být dostačující. Jelikož před převodovou skříní jsou plánovaná dvě ložiska, která radiální a axiální zatížení vykompenzují, je zatěžování převodovky nulové.

Nejprve je nutné stanovit servisní faktor f_s , který se zvolí dle dokumentace výrobce [13]. Servisní faktor f_s je hodnota beroucí v úvahu denní provozní podmínky a způsob zatížení. Hodnota servisního faktoru je volena podle obr. 13, kde Z_r je počet spuštění za hodinu a K je faktor zrychlení, pro jehož výpočet není znám moment setrvačnosti zátěže a proto je volen dle obr. 14. Z předpokladu, že krytky se budou v koši převalovat rovnoměrně bez rázů, je zvolen faktor zrychlení $K1$. Předpoklad maximálního počtu spuštění za hodinu je $Z_r=6$ a denního provozu je 8 hodin denně. Za těchto předpokládaných podmínek je servisní faktor určen $f_s=1$.



Obr. 13 Servisní faktor [13]

$K = \frac{J_r}{J_m}$	křivka	typ zatížení
$K \leq 0.25$	K1	rovnoměrné
$0.25 < K \leq 3$	K2	s mírnými rázy
$3 < K \leq 10$	K3	s velkými rázy
$K > 10$	*	kontaktujte technické oddělení Bonfiglioli

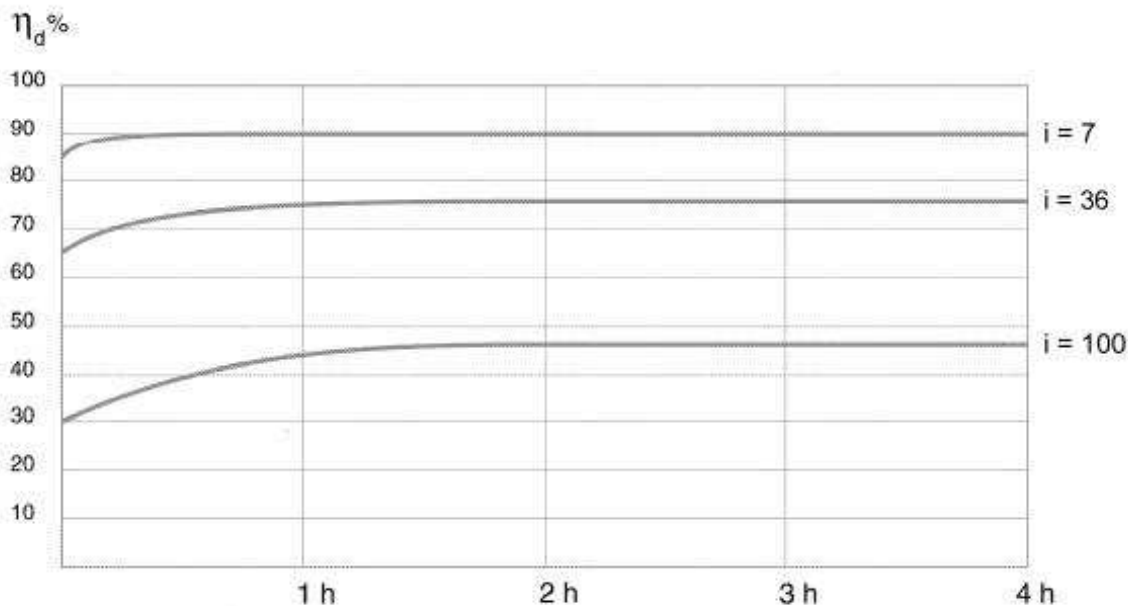
Obr. 14 Faktor zrychlení [13]

Dále je nutné určit požadovaný výkon hřídele pohonu P_{r1} , jenž se vypočítá podle vztahu:

$$P_{r1} = \frac{M_{r2} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta_d} \quad (1)$$

P_{r1} – požadovaný výkon hřídele motoru [kW]
 M_{r2} – požadovaný moment výstupní hřídele [Nm]
 n_2 – výstupní otáčky [min^{-1}]
 η_d – dynamická účinnost

Hodnotu dynamické účinnosti lze získat z obr. 15, kde je také vidět, že její hodnota se ustálí až po delší době běhu stroje. Jelikož je třeba poměrně malých otáček a převodový poměr se bude pohybovat kolem hodnoty 100, je zvolena hodnota dynamické účinnosti dle Obr. 15 $\eta_d=0,45$.



Obr. 15 Dynamická účinnost

Nyní jsou všechny potřebné veličiny známe a dosazením do výrazu (1) je vypočtena konkrétní hodnota požadovaného výkonu hřídele motoru:

$$P_{r1} = \frac{M_{r2} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta_d} = \frac{40 \cdot 12}{9550 \cdot 0,45} = 0,10 \text{ kW} \quad (2)$$

Na základě vypočtené hodnoty ze vztahu (2) je nyní možno zvolit motor s jmenovitým výkonem P_n tak, aby platilo:

$$P_n \geq P_{r1} \quad (3)$$

Jelikož třífázový čtyřpólový motor značky Bonfiglioli se jmenovitým výkonem $P_n=0,18\text{kW}$ je k dispozici na firemním skladě a platí pro něj podmínka (3), může být tento motor s rezervou využit. Parametry vybraného motoru jsou uvedeny v tabulce 1.

Název	P_{n1} [kW]	n_1 [min ⁻¹]	M_{n1} [Nm]	η [%]	$\cos\varphi$ [-]	I_n [A]	J_m [kgm ²]	m [kg]
BN63B4	0,18	1320	1,34	49	0,87	1,84	$3,4 \cdot 10^{-4}$	5,1

Tabulka 1 Parametry motoru

Motor už je tedy vybraný a specifikovaný a dále je ještě třeba vybrat vhodnou převodovku tak, aby platilo:

$$M_{c2} = M_{r2} \cdot f_s \leq M_{n2} \quad (4)$$

M_{c2} – vypočtený moment

M_{r2} – požadovaný výstupní moment

f_s – servisní faktor

M_{n2} – jmenovitý výstupní moment

V tomto konkrétním případě, kdy $f_s=1$, má vztah (4) tvar:

$$M_{c2} = 40 \leq M_{n2} \quad (5)$$

Požadovaný převodový poměr převodové skříně má hodnotu:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1320}{12} = 110 \quad (6)$$

I – převodový poměr [-]

n_1 – otáčky hřídele motoru [min^{-1}]

n_2 – otáčky výstupní hřídele [min^{-1}]

Jelikož zatížení převodovky je nulové, nemusí být hodnota maximálního zatížení převodovky brána v úvahu a může se nyní vybrat vhodná převodová skříně ze sortimentu značky Bonfiglioli.

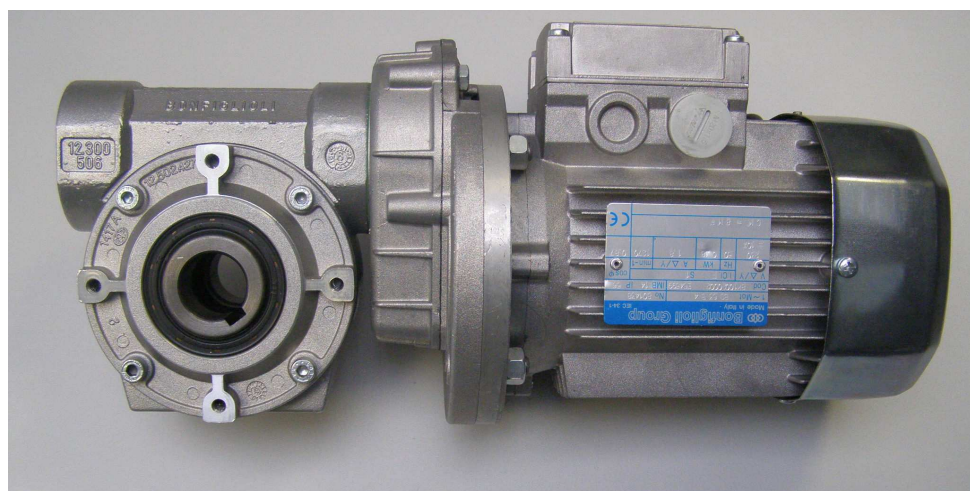
Je zvolena převodovka Bonfiglioli VFR 49 108, která je běžně k vybranému modelu motoru doporučována, jak uvádí katalog výrobce. Soustava vybraného motoru a převodovky je výrobcem typizována s hodnotami uvedenými v tabulce 2, což slouží i jako kontrola správného výběru. Výstupní krouticí moment převodovky je přibližně dvakrát větší než požadovaný, výstupní otáčky jsou 12,2ot/min, což je vyhovující hodnota a hodnota servisního faktoru souhlasí. Pro vybraný motor a převodovku lze vypočítat bezpečnostní faktor S , při kterém budou obě komponenty provozovány, a sice podle vztahu:

$$S = \frac{M_{n2}}{M_k} = \frac{80}{25,35} = 3,16 \quad (7)$$

Hodnotu bezpečnostního faktoru podle vztahu (7) lze považovat za dostatečnou, neboť motory a převodovky se s hodnotami podobnými této běžně navrhuje. Při koupi této převodové skříně byla potvrzena správnost volby, coby soustavy, pro řešený problém.

Motor BN63B4 + Převodovka VFR 49 108	n_2 [min^{-1}]	M_{n2} [Nm]	f_s	i
	12,2	82	1	108

Tabulka 2 Parametry soustavy motoru a převodovky



Obr. 16 Motor s převodovkou

4.5 NÁVRH SESTAVY V PROSTŘEDÍ CAD

4.5.1 PRACOVNÍ POSTUP

Po výběru motoru a převodové skříně je nutné nejprve navrhnout koš, ve kterém se budou kovové krytky přealovat. V dalším kroku je zapotřebí stanovit velikost ložisek a navrhnout hřídel. Od toho se pak také odvíjí velikost pouzdra a dalších komponentů. To znamená, že všechny tyto součásti jsou nejprve navrhovány synergicky jako sestava (viz výkres KL022) a až poté jsou rozkresleny do jednotlivých výrobních výkresů. Následně je vytvořena spojka mezi košem a rotující hřídelí. Až nakonec jsou navrženy dveře, do kterých je vše zakomponováno.

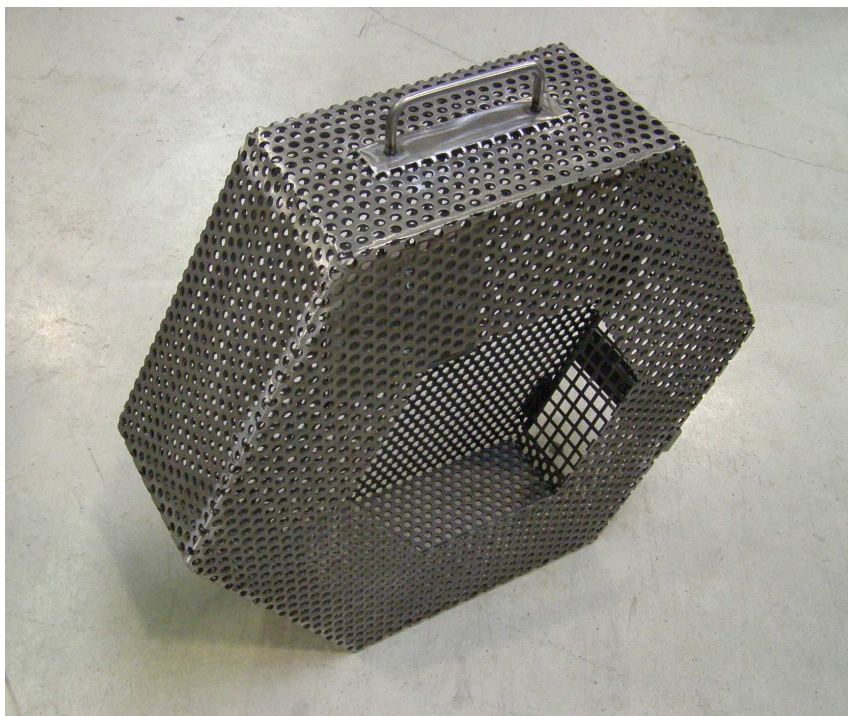
4.5.2 JEDNOTLIVÉ ČÁSTI SESTAVY

Koš

Koš musel být navržen tak, aby splňoval některá důležitá kritéria, kterými jsou:

- rozměry koše musí být takové, aby se s rezervou vešel do tryskací kabiny a bez problémů v ní rotoval, a zároveň se do něj vešlo alespoň 30 kovových krytek
- vkládání a vykládání krytek nesmí zabrat příliš mnoho času

Tvar koše byl zvolen šestiúhelníkový s průměrem vepsané kružnice 600mm. Šířka koše je 200mm. Z přední strany koše je díra také šestiúhelníkového tvaru s průměrem vepsané kružnice 300mm, která slouží ke vkládání neotryskaných krytek do koše a zároveň tímto otvorem proudí abrazivo dovnitř koše na povrch otryskávaných krytek. Na zadní stranu koše je přivařen plech tloušťky 3mm, ve kterém jsou 4 díry na roztečné kružnici průměru 120mm sloužící k uchycení k držáku koše pomocí šroubů M10. Na jedné z bočních stěn je přivařeno madlo, které mělo sloužit ke snadnému uchycení při manuálním pootáčení koše, to však není možné kvůli velkému odporu převodové skříně. Na další boční stěně je vyříznut obdelníkový otvor o rozměrech 150 x 290mm zajištěný dvířky, který slouží ke snadnému a rychlému vysypání otryskávaných krytek z koše. Samotný skelet koše bude zhotovený ohýbáním děrovaného plechu tloušťky 3mm a další části k němu budou následně přivařeny. Celková sestava koše je zobrazena na obr. 17. Všechny zmíněné komponenty by měly být vyrobeny z materiálu 11 523, který je odolný proti otryskání. Protože děrovaný plech není z tohoto materiálu běžně k dispozici a proud abraziva by neměl směřovat přímo na koš, musí být koš prozatím vyroben z materiálu 11 321. Ostatní komponenty budou vyráběny ve firemní dílně, a proto byl pro ostatní komponenty ke koši zvolen materiál 11 373. Následně se bude při provozu testovat, zda tyto materiály je možné použít či nikoliv. Pokud se ukáže, že jsou nevhodné, bude se muset přikročit k dražšímu řešení a použít materiál 11 523.



Obr. 17 Koš

Výrobní výkresy pro jednotlivé součásti a sestavu koše jsou uvedeny v příloze.

Výčet výrobních výkresů:

KL022.2 – Koš – výkres celkové sestavy koše

KL022.2.1 – Koš-plech – výkres skeletu koše s plechem pro uchycení k držáku

KL022.2.1.1 – Rozvinutý koš – výkres rozvinu plechu pro ohyb

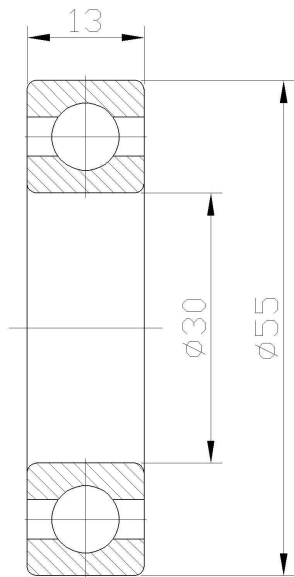
KL022.2.1.2 – Koš – výkres pro ohyb plechu

KL022.2.2 – Dvířka na koš – výkres dvířek ke koši

KL022.2.3 – Madlo na koš – výkres madla ke koši

Ložisková jednotka

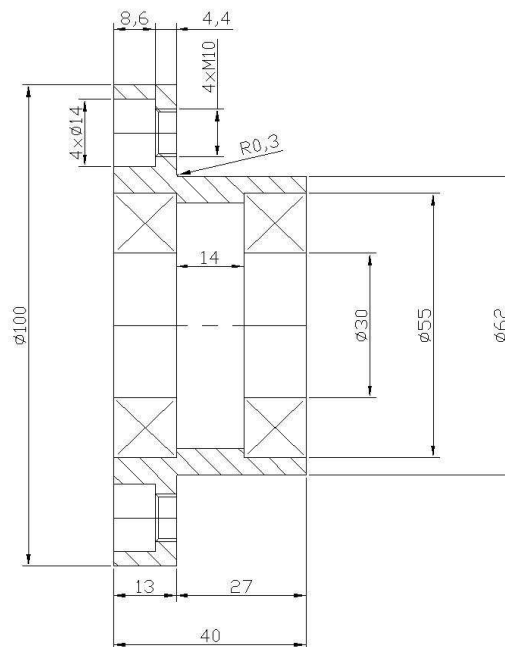
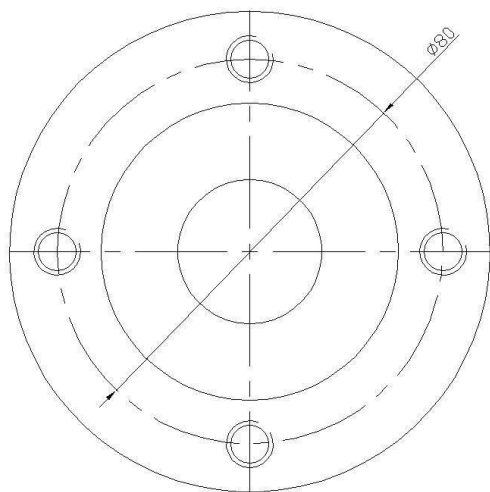
S ohledem na požadavky řešení je využita ložisková jednotka, která byla k dispozici na firemním skladě. Předběžné výpočty potvrdily, že ložiska, která odpovídají podle ČSN 02 4630 ložiskům s označením 6006, jsou v tomto případě použitelná, a tudíž využití ložiskové jednotky nic nebrání. Kompletní výpočet kontroly ložisek je uveden v příloze 1 odst. 8.3. Rozměry ložiska ČSN 02 4630 – 6006 jsou na obr. 18. Ložisková jednotka je zobrazena na obr. 19 a na obr. 20. Návrh pouzdra, hřídele a dalších komponent se odvíjí od této ložiskové jednotky.



Obr. 18 Ložisko ČSN 02 4630 – 6006



Obr. 19 Ložisková jednotka



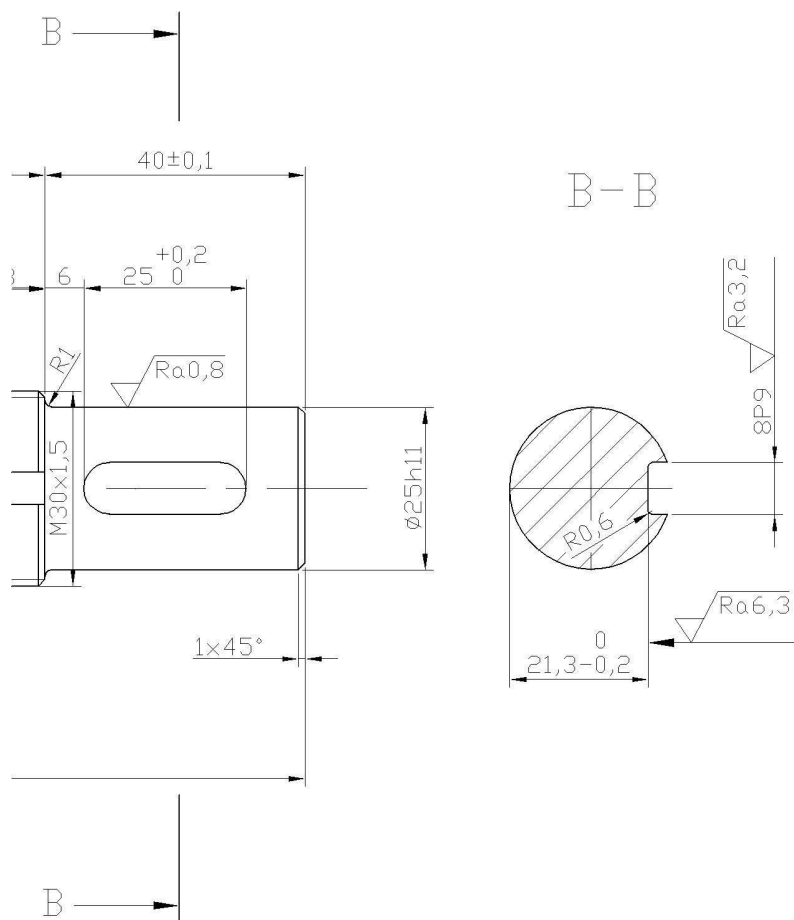
Obr. 20 Ložisková jednotka s rozměry

Hřídela

Hřídela je navržena tak, aby délkový rozměr byl co nejmenší z finančního a praktického důvodu, protože pokud by byla moc dlouhá, byl by problém uložení komponent do dveří. Materiál je zvolen 11 500, jenž se běžně používá pro konstrukci hřídela. Tvar je navržen především podle funkčnosti jednotlivých částí hřídela. Pro snadnější popis jednotlivých konstrukčních prvků je hřídela rozdělena do 4 částí podle velikosti průměrů.

Část 1 (viz Obr. 21)

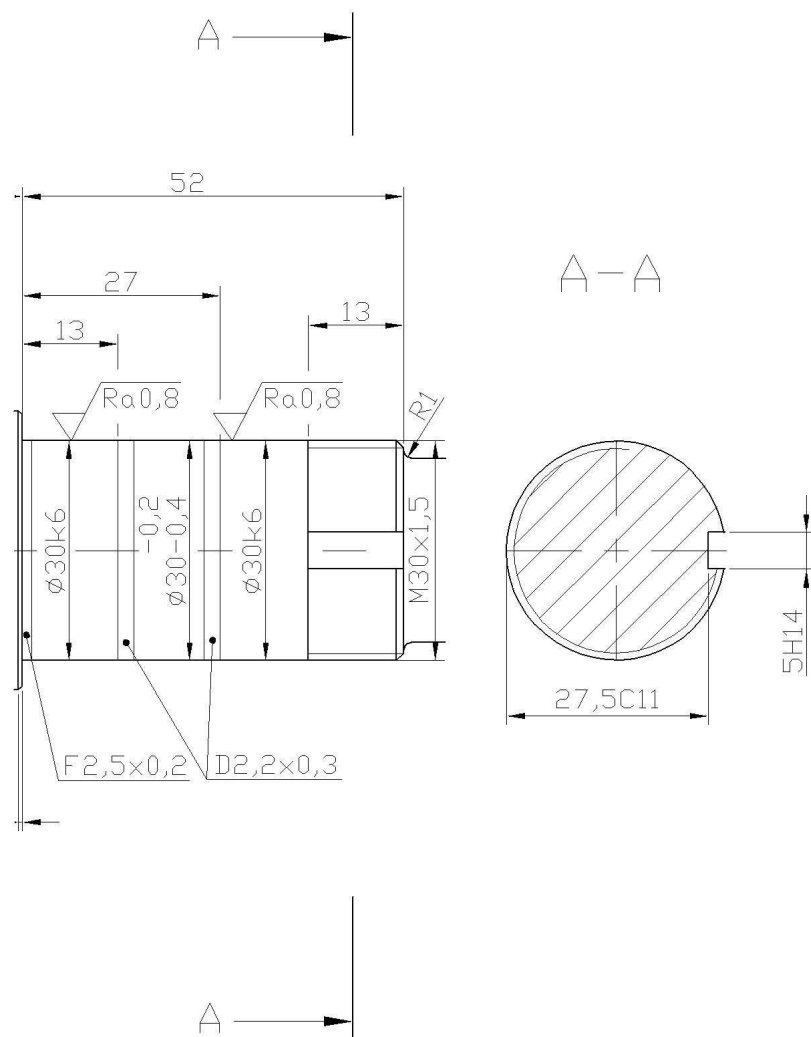
Tato část hřídela slouží ke spojení s převodovou skříní pomocí pera. Průměr této části je dán průměrem náboje vybrané převodové skříně, tedy 25mm s tolerancí h11, jenž se běžně používá pro obdobná uložení. Pero pro spoj hřídela s převodovou skříní je vybráno podle ČSN 02 2507. Jediný parametr, který je nutno zvolit je délka pera. Je zvolena délka 25mm. Označení vybraného pera je tedy Pero ČSN 02 2562-8e7x7x25. Při volbě délky pera byla vzata v potaz délka náboje a vše je podloženo výpočtem (viz. příloha 1 odst. 8.2). Jelikož hloubka drážky náboje převodové skříně není podle ČSN 02 2507 2,9mm, ale má hodnotu 3,3mm, je nutné hloubku drážky hřídela zvolit 3,7mm. Tolerance rozměrů drážky pro pero jsou voleny dle tabulky v [11] na straně 397. Drsnost povrchu je zvolena Ra 0,8.



Obr. 21 Hřídela, část 1

Část 2 (viz. Obr. 22)

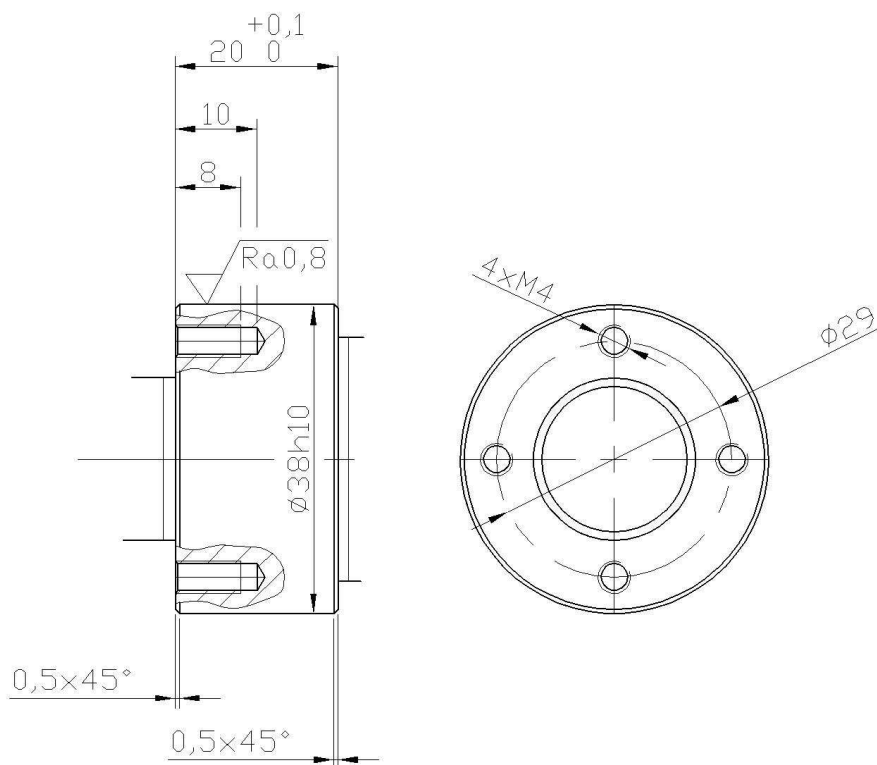
Druhá část hřídele slouží k uložení v ložiskách ČSN 02 4630 – 6006. Průměr této části hřídele je zvolen 30mm, což je dáno průměrem vnitřních kroužků zvolených ložisek. Tolerance průměrů ploch, kde jsou nalisována ložiska je k6, jenž se standardně používá pro styk plochy na hřídeli s vnitřním kroužkem kuličkového ložiska. Drsnost těchto ploch je zvolena Ra 0,8 μ m. Kvůli snadnějšímu nalisování jednoho z ložisek na hřídel je mezi plochami určenými ke styku s vnitřními kroužky ložisek menší rozměr zajištěný správným tolerováním. Tyto plochy stejného průměru, ale s jinou hodnotou tolerance jsou odděleny zápichy D2,2x0,3 podle ČSN 01 4960. Jelikož je nutné, aby se první lisované ložisko opíralo o stěnu hřídele, musí být na přechodu průměrů z hodnoty 30k6 na hodnotu 38h10 vyhotoven zápich tvaru F. Tento zápich je volen dle ČSN 01 4960, tedy F2,5x0,2. Druhý konec této části je zakončen metrickým závitem M30x1,5 s drážkou pro pojistnou podložku s přímým ozubem. Drážka je zhotovena podle ČSN ISO 2982-2. Závít je určen pro pojistnou matici se čtyřmi drážkami, která bude sloužit k pevnému upnutí hřídele k ložiskům, aby se zamezilo vibracím v axiálním směru.



Obr. 22 Hřídel, část 2

Část 3 (viz. Obr. 23)

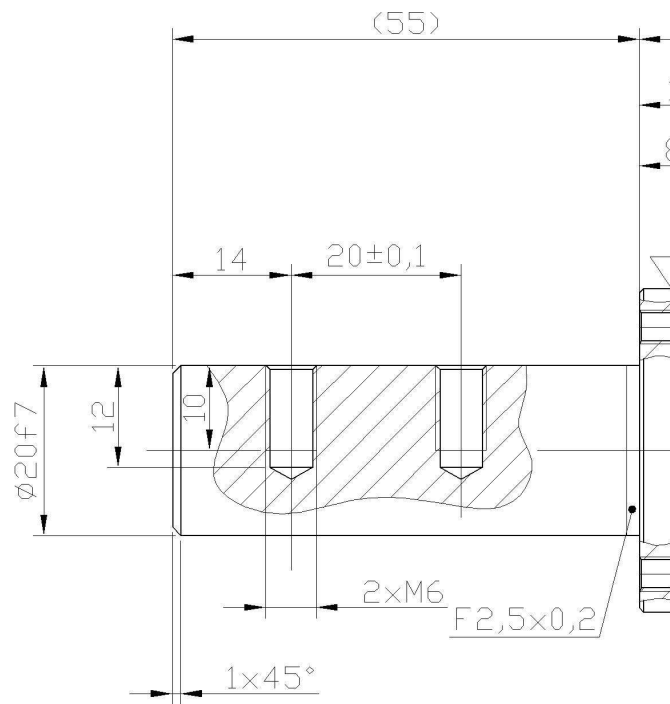
Třetí část hřídele je důležitá z hlediska těsnění, poněvadž na této části na průměru 38h10 je umístěn těsnicí kroužek, jehož hlavním úkolem je zamezení přístupu prachu a jemných abrazivních částic do ložisek, převodovky a motoru. Těsnicí kroužek je vybrán GP38-62-7 NBR ČSN 02 9401, protože provedení GP má těsnicí břit, který zamezuje přístupu nečistot a zaručuje delší životnost hřídelového těsnění v prašném prostředí. Na čelní stěně směrem ke koši jsou umístěny čtyři závitové díry M4 sloužící k uchycení krytu, který je k hřídeli připevněn, aby se k těsnicímu kroužku dostalo co nejméně abraziva a nečistot a tím se prodloužila jeho životnost. Protože je důležité, aby kryt dosedl na čelní stěnu, je na přechodu průměrů z hodnoty 20f7 na hodnotu 38h10 vyhotoven zápich F2,5x0,2 dle ČSN 01 4960.



Obr. 23 Hřídel, část 3

Část 4 (viz. Obr. 24)

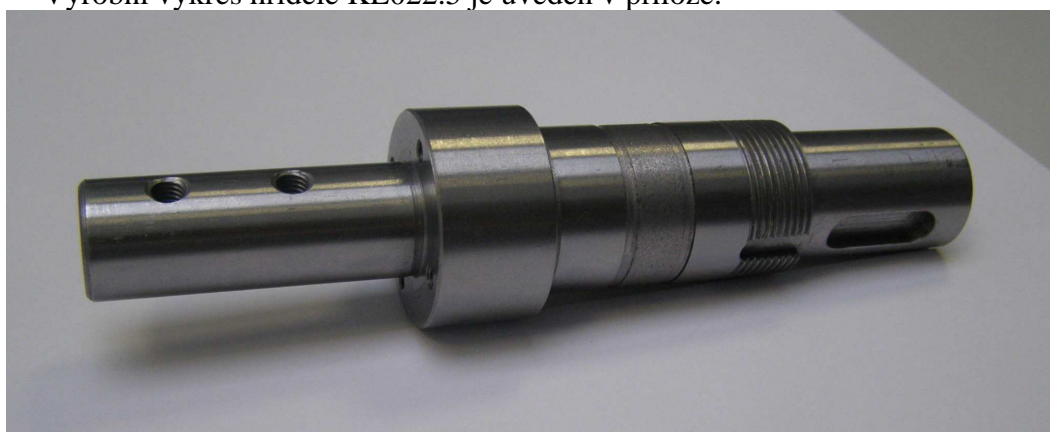
Tato koncová část je určena k uchycení držáku koše. Toto uchytení je realizované pomocí dvou šroubů M6. Aby nedocházelo ke vzniku házení a zároveň součásti byly pohodlně rozebíratelné, je navrženo uložení s malou vůlí a sice H7/f7.



Obr. 24 Hřídel, část 4

Pro takto navrženou hřídel byl proveden výpočet minimálního průměru, neomezené životnosti a kontrola pera, které jsou uvedeny v příloze. Z výsledků je jasné, že navržená hřídel včetně perového spoje je použitelná.

Výrobní výkres hřídele KL022.5 je uveden v příloze.



Obr. 25 Hřídel

Pouzdro

Pouzdro má několik důležitých funkcí, mezi něž patří uchycení převodové skříně s motorem, tudíž zajišťuje jejich správnou pozici. Dále je k pouzdru přišroubována ložisková jednotka, jež musí být souosá s osou náboje převodovky. A v neposlední řadě zajišťuje uchycení celého mechanismu ke dveřím.

Pouzdro má válcový tvar s největším průměrem 160mm. Jeho celková délka je navržena 62mm, což je nejmenší možná hodnota. Z pravé čelní strany je k pouzdru připevněna převodová skříň čtyřmi šrouby M6 na roztečné kružnici o průměru 96mm. Drážka o průměru 68H9 slouží k přesnému umístění převodovky vůči pouzdru. Průchodová díra s průměrem 45mm je volena s dostatečnou rezervou. Na levé čelní straně se nacházejí čtyři závitové díry M10, které slouží k uchycení víka a zároveň k přichycení pouzdra ke dveřím pomocí šroubů M10. Díry o průměru 100mm a 62,5mm mají tolerance v kladných hodnotách, protože je v nich usazená ložisková jednotka a je nutné, aby toto uložení bylo s malou vůlí kvůli snadnému rozebírání součástí. Při uchycení ložiskové jednotky k pouzdru je využito závitových děr M10 na roztečné kružnici o průměru 80mm pouze jako průchozích děr pro šroub M8. Vnější rozměry pouzdra jsou uzpůsobeny pro snadnou montáž. Drsnost funkčních ploch je zvolena Ra 3,2 μ m. Předepsaný materiál je ocel 11 500.

Výrobní výkres pro tuto součást s číslem KL022.3 je uveden v příloze.



Obr. 26 Pouzdro

Víko

Tato součást je přišroubována na jednu z bočních stran pouzdra do závitových děr M10 na roztečné kružnici o průměru 160mm přes plech, který je součástí dveří. Víko zamezuje přístupu nečistot z kabiny pískovacího stroje k ložiskům a dále k převodové skříni a motoru. Ve víku je také umístěn těsnicí kroužek GP38-62-7 NBR ČSN 02 9401, který zabraňuje průchodu nečistot kolem hřídele. Za tímto účelem je v součásti navržena díra o průměru 62H8 mm a hloubky 8mm, do které je těsnicí kroužek vsazen. Průchozí díra s průměrem 38mm je navržena tak, aby mezi ní a hřídelí byla malá vůle. Konstruktivně velmi důležitý je vnější průměr víka. Jelikož kolem jeho obvodu bude rotovat kryt přišroubovaný ke hřídeli a je nutné docílit minimální vůle mezi vnějším obvodem víka a krytem kvůli minimálnímu přístupu abraziva k těsnicímu kroužku, je vnější průměr víka tolerován do záporných hodnot a je mu také předepsána tolerance kruhovitosti 0,05 μ m. Drsnost funkčních ploch byla zvolena Ra 3,2 μ m, ostatních ploch Ra 6,3 μ m. Součást je navržena z materiálu 11 523, protože tento materiál je odolný proti otryskání.

Výrobní výkres pro tuto součást s číslem KL022.4 je uveden v příloze.

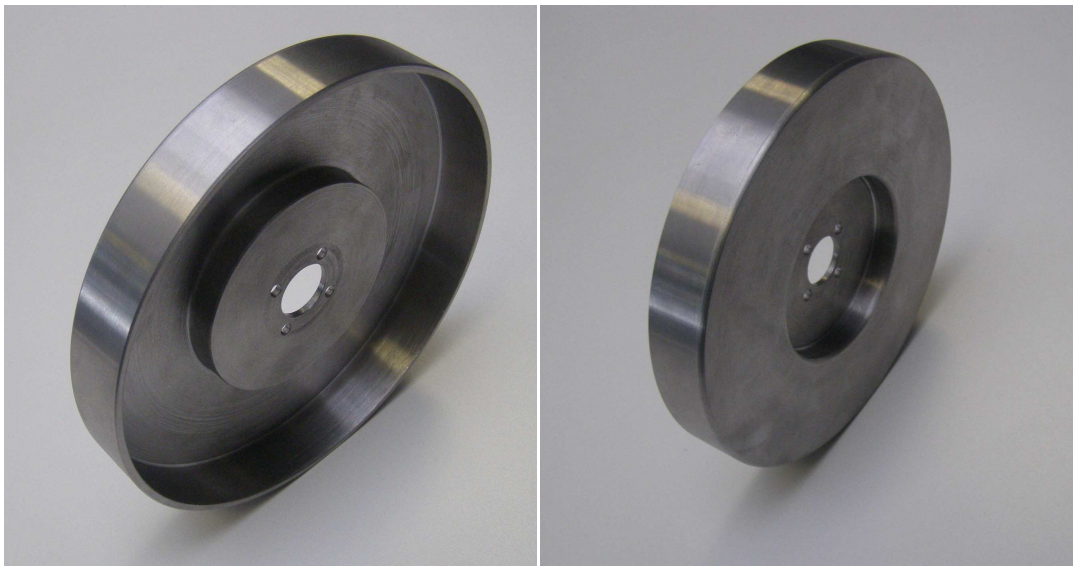


Obr. 27 Víko

Kryt

Kryt má pouze jedinou funkci, a sice zamezení přímého styku abraziva s těsnicím kroužkem, čímž se zvýší jeho životnost a zároveň se zmenší šance, že se abrazivo a nečistoty dostanou k ložiskům, dovnitř převodové skříně a motoru. Tvar krytu je uzpůsoben hlavně jeho funkci. Nejdůležitějším konstrukčním prvkem této součásti je díra o průměru 161mm, která při rotaci bude kopírovat obvodovou plochu víka. Uvažovaná vůle mezi plochami krytu a víka je 0,5mm až 0,6mm, proto jsou rozměry navrženy v příslušných tolerancích. Také u krytu je důležitá pro tuto díru kruhovitost, proto je předepsána geometrická tolerance kruhovitosti 0,05 μ m. Průchozí díra o průměru 20H11 slouží k nasunutí součásti na příslušnou část hřídele, kde je potom pomocí čtyř děr na roztečné kružnici s průměrem 29mm přišroubována k hřídeli pomocí šroubů M4. Drsnost povrchu součásti je předepsána Ra 6,3 μ m a materiál je zvolen 11 523 z již výše popsaných důvodů.

Výrobní výkres pro tuto součást má číslo KL022.7 a je uveden v příloze.



Obr. 28 Kryt

Držák koše

Držák koše slouží jako spojka mezi hřídelí a košem. Konstrukčně je navrhnout jako svařenec z trubky s vnějším průměrem 28mm a tloušťkou stěny 4,5mm, jejíž vnitřní průměr je obroben na přesnou hodnotu 20H7, a plechu o tloušťce 4mm. Ke hřídeli je součást přišroubována dvěma šrouby M6 a ke koši čtyřmi šrouby M10 na roztečné kružnici o průměru 120mm. Materiál je opět volen 11 523.

Výrobní výkres pro tuto součást má číslo KL022.6 a je uveden v příloze.



Obr. 29 Držák koše

Dveře

Tvar dveří kopíruje původní originální dveře tryskacího stroje. Konstrukce se však od původních dveří liší, poněvadž je nutné do nich integrovat výše uvedené komponenty tak, aby jejich funkce byla správná. Celková velikost dveří je 905mm x860mm a skládají se ze základního rámu, konzole sloužící k připevnění pouzdra, plechu pokrývajícího

základní rám a z jednotlivých menších plechů určených k oplechování konzole. Materiál ke konstrukci jednotlivých částí dveří je vybrán na základě skladových zásob firemní dílny, poněvadž kromě plechu pokrývajícího základní rám budou všechny části vyrobeny v této dílně.

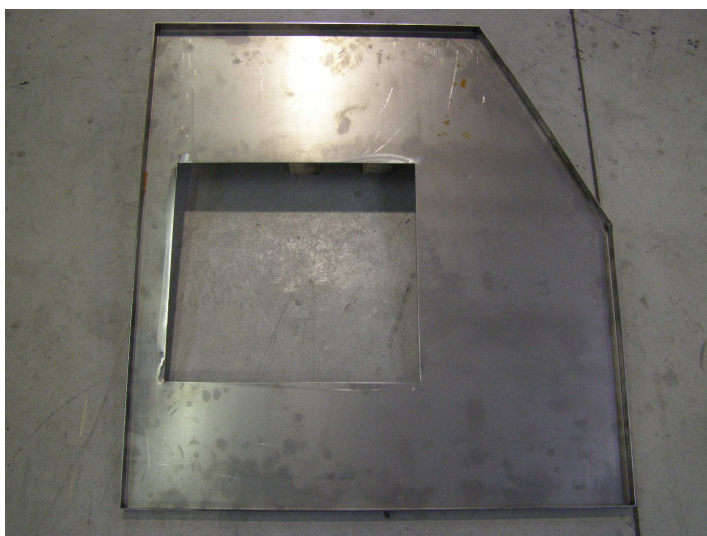
Nejprve byla navržena základní konstrukce z obdélníkových profilů 35mm x 20mm o tloušťce stěny 2mm z materiálu 11 373. Kromě obvodových profilů se uprostřed nachází dvě stojky, ke kterým je připevněna konzola. Plíšky se závitovými dírami M8 nacházející se na profilech slouží k přichycení ochranné gumy.

Dále byla navržena konzola, která patří pomocí svařování připevnit ke konstrukci (viz. obr. 30). Konzola je zkonstruována a přivařena k základní konstrukci tak, že přišroubované pouzdro k plechu o tloušťce 5mm, který se na konzole nachází, a posléze také koš svírají s vodorovnou rovinou úhel 20°. Velikost konzoly se odvíjí od velikosti vybraného motoru, převodové skříně a navrženého pouzdra, je totiž nezbytné, aby se tyto součásti po smontování do konzoly bez problému vydaly.



Obr. 30 Dveře

Dalším krokem bylo navržení plechu, který bude pokrývat celou základní konstrukci. Obvodový tvar plechu kopíruje tvar základní konstrukce, je však po celém obvodu přesazen o 20mm a zakončen krátkým ohybem o 90° (viz. obr. 31). Vzniklý prostor mezi základní konstrukcí a zahnutím plechu slouží pro uložení těsnicí gumy o rozměrech obdélníkového průřezu 20mm x 10mm po celém obvodu dveří. Středová díra v plechu slouží k jeho nasunutí na část konzoly. Základní konstrukce a tento plech jsou spojeny svařováním. Hrana, k níž jsou uchyceny panty, je vyztužená profilem L30x30x2. Malý plíšek přivařený k horní části plechu slouží k uchycení šroubu, který při zavření dveří dosedá na čidlo dávající signalizaci, že jsou dveře zavřené a může se tryskat.



Obr. 31 Plech

Nakonec jsou navrženy jednotlivé plechy tloušťky 1,5mm, které slouží k oplechování konzole. Tyto plechy jsou z plného materiálu a ty, které se budou nacházet uvnitř kabiny pískovacího stroje, jsou opatřeny dírami pro uchycení ochranné gumy. Téměř všechny plechy jsou ke konzole přivařeny, pouze přední plech opatřen rámem z profilů L30x30x2 je ke konzole přišroubován z důvodu snadného přístupu k motoru. V tomto předním plechu jsou vyvrtány díry sloužící k chlazení motoru. Nakonec jsou celé dveře natřeny barvou.

Sestava dveří je uvedena na Obr. 32.



Obr. 32 Oplechované dveře

Výrobní výkresy pro jednotlivé součásti dveří jsou uvedeny v příloze.

Výčet výrobních výkresů:

KL022.1 – Oplechované dveře – výkres celkové sestavy dveří

KL022.1.1 – Dveře – výkres sestavy základní konstrukce a konzole

KL022.1.1.1 – Rám dveří – výkres rámu dveří

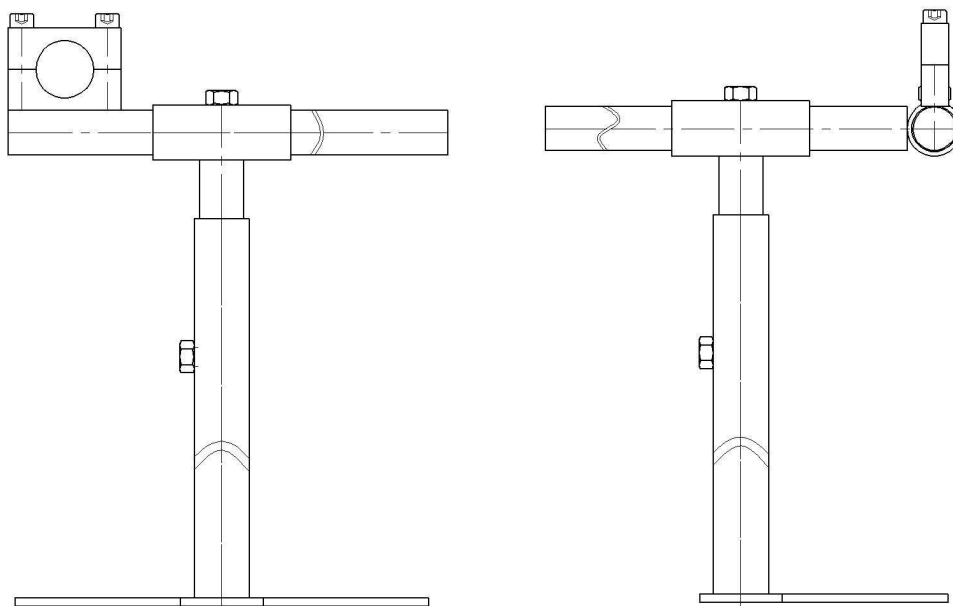
- KL022.1.1.2 – Konzole – výkres konzole
- KL022.1.2 – Plech – výkres plechu pokrývající základní rám
- KL022.1.2.1 – Plech-polotovar – výkres plechu po ohnutí
- KL022.1.2.2 – Plech-rozvinutý tvar – výkres rozvinu plechu
- KL022.1.3 – Přední plechy – výkres plechů ke konzole, které nejsou uvnitř kabiny
- KL022.1.4 – Vnitřní plechy – výkres plechů ke konzole, které jsou uvnitř tryskací kabin
- KL022.1.5 – Přední kryt – výkres předního odmontovatelného plechu ke konzole

Držák trysky

Držák trysky slouží k uchycení trysky a snadné nastavitelnosti její polohy a směru proudu abraziva. Podstava držáku se skládá z plechu o tloušťce 3mm. Konstrukce zajišťující pohyb se skládá pouze z tyčí o průměru 16mm a trubek o průměru 20mm s tloušťkou stěny 1,5mm. Samotná tryska je sevřena pomocí dvou hranolů, které se k sobě po vložení trysky přišroubují a tím trysku uchytí. Celý držák trysky je v tryskací kabině přišroubován k jejímu dnu, které je z děrovaného plechu.

Výčet výrobních výkresů:

- KL022.8.1 – Stojan, část 1
- KL022.8.2 – Stojan, část 2
- KL022.8.3 – Stojan, část 3
- KL022.8.4 – Stojan, část 4
- KL022.8.4.1 – Upínka



Obr. 33 Držák trysky

4.6 MONTÁŽ

Převážná většina montáže nových upravených dveří a ostatních komponent je uskutečnitelná na dílně. Po smontování se celek převezí k pískovacímu stroji a provede se výměna stávajících dveří za nové upravené.

Nejprve je nutné do drážky pro pero nalisovat pero ČSN 02 2562-8e7x7x25 a dále nalisovat jedno ložisko na hřídel, toto ložisko s hřídelí vložit do ložiskové jednotky a nalisovat druhé ložisko zároveň na hřídel a do ložiskové jednotky. Poté se hřídel v ložiskové jednotce pojistí pojistnou podložkou s přímým ozubem a pojistnou maticí se čtyřmi drážkami, která se napevno dotáhne. Dále se takto sestavené díly vloží do pouzdra a přišroubují se čtyřmi šrouby M8x12. Poté se vezme již sešroubovaný motor s převodovou skříní a náboj této převodové skříně se nasadí na hřídel s perem. Po nasazení se převodová skříně sešroubuje s pouzdem pomocí čtyř šroubů s podložkou M6x16. Dále se vezme víko a vloží se do něho těsnicí kroužek GP38-62-7 NBR ČSN 02 9401. V dalším kroku se přiloží smontované součásti čelem pouzdra k plechu tloušťky 5mm z vnitřní strany konzole tak, aby hřídel prošla skrz díru o průměru 100mm, a z venkovní strany konzole se k plechu přiloží víko s vloženým těsnicím kroužkem tak, že se víko s těsnicím kroužkem na hřídel nasunou. Takto přiložené části k plechu konzole se sešroubují skrz díry v plechu na roztečné kružnici o průměru 130mm čtyřmi šrouby s podložkou M10x35. Dále se k hřídeli přišroubuje kryt čtyřmi šrouby M4x10. V této fázi montáže se nastříhá ochranná guma a připevní na dveře pomocí šroubů M8x12, které patří do nyní všech volných děr, jež se na rámu dveří a v plechách nacházejí. Výjimkou jsou pouze dvě závitové díry M8 nacházející se v plechu tloušťky 5mm přímo nad víkem a pouzdem. Tyto dvě díry patří nyní zaslepit dvěma šrouby M8. Tyto dvě díry jsou určeny k případnému upevnění přípravku na odtlačení gumy od rotujícího krytu, kdyby se ochranná guma měla tendenci proděravět právě o rotující kryt. Po upevnění ochranné gumy se nalepí na plech po celém obvodu dveří mezi základní rám a ohnutí plechu těsnicí pryž. Dalším krokem montáže je připevnění držáku koše na koš čtyřmi šrouby s podložkou M10x25 a maticí M10 a následné připevnění koše s držákem na hřídel dvěma šrouby M6x12. V této fázi je montáž na dílně hotova a sestava se převezí k pískovacímu stroji. Původní dveře se vyjmou a místo nich se nasadí nové upravené dveře. Z původních dveří se vyjme pojistný šroub a přišroubuje se do dveří nových. Následně se zavedou do motoru elektrické kabely. Konečně se ke dveřím přišroubuje pomocí čtyř šroubů M5x12 přední kryt a tím je montáž hotova.

Výkres sestavy KL022 je uveden v příloze.



Obr. 34 Montáž dveří

5 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout konstrukční řešení úpravy pískovacího stroje pro společnost Daikin Device Czech Republic s.r.o. tak, aby otryskávání většího počtu kovových krytek probíhalo bez nutné stálé přítomnosti obsluhy.

Navržené řešení problému spočívá v nasypání více krytek do děrovaného koše šestiúhelníkového tvaru, který se otáčí kolem své osy, čímž je docíleno převalování krytek v koši. Do koše je namířena tryska tak, aby abrazivo dopadalo přímo na převalující se krytky. Pohyb koše zajišťuje třífázový, čtyřpólový, asynchronní motor se jmenovitým výkonem $P_n=0,18$ kW, jehož otáčky jsou regulovány převodovkou na hodnotu $n_2=12,2$ ot/min. Rotační pohyb od výstupu převodovky je ke koši přenášen hřídelí, která je uložena ve dvou kuličkových ložiscích. Celé ústrojí zajišťující pohyb je pak přiděleno k novým dveřím. Aby mohli být takto sestrojené dveře vyměněny za stávající, museli být na pískovací kabinu přiděleny nové panty s větší nosností. Protikus k novým pantům se také přidělal na staré dveře, aby v případě potřeby mohlo dojít ke snadné a rychlé výměně dveří.

Po navržení a realizaci příslušné řídicí elektroniky lze říci, že toto konstrukční řešení plní všechny požadavky na řešení, neboť konstrukční úprava proběhla bez zásadního zásahu do stroje (výměna starých pantů za panty s větší nosností je povolena). Dále požadavek na přítomnost obsluhy pouze při výměně krytek a zapnutí stroje je také splněn, je tedy ušetřena jedna pracovní pozice. Rychlá výměna otryskaných krytek za neotryskané spočívá v otevření dveří, vysypání otryskaných krytek do předem připravené bedny pomocí dvířek v koši a dále nasypáním krytek určených k otryskání do koše středovou dírou. Určení průměrného času potřebného k otryskání jedné krytky po aplikaci úpravy je věc delšího testování, neboť je třeba optimalizovat počet krytek v koši, předpokládá se však, že tento čas bude řádově stejný nebo menší, než čas potřebný k otryskání jedné krytky před aplikací úpravy. Po předběžném testování lze konstatovat, že kvalita otryskání se nijak nezhoršila.

Pro výpočty byla stanovena maximální hodnota počtu krytek v koši, a sice $k=55$ (10kg). Při určení krouticího momentu působícího na hřídel, který vzniká odvalováním krytek v koši, bylo využito aproximace, která tento krouticí moment nahrazuje maximálním možným krouticím momentem, jenž může při převalování krytek nastat. Pro hřídel byl proveden výpočet na neomezenou životnost podle postupu obvyklého na ústavu mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky a také podle postupu obvyklého na ústavu konstruování. Po porovnání výsledků lze říci, že oba způsoby výpočtu určily neomezenou životnost hřídele s tím, že výpočet podle postupu obvyklého na ústavu mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky je konzervativnější. Dále byl proveden výpočet pro návrh perového spoje, podle kterého se zvolilo vhodné pero pro přenos krouticího momentu mezi nábojem převodovky a hřídelí, a také výpočet pro kontrolu ložisek, který sloužil pro posouzení vhodnosti dostupné ložiskové jednotky.

Celkové náklady na realizaci úpravy pískovací kabiny se pohybují okolo 30 000Kč, což je investice, která se společnosti vyplatí.

Závěrem může být řečeno, že cíle této bakalářské práce byly splněny a návrh a realizace konstrukčního řešení úpravy pískovacího stroje pro společnost Daikin Device Czech Republic s.r.o. byly úspěšné.

6 POUŽITÉ ZDROJE A LITERATURA

- [1] Pískovačky.cz [online]. 11.4.2010
Dostupné z: <http://piskovacky.cz/>
- [2] PEKR METAX – Tryskání - Pískování [online]. 11.4.2010
Dostupné z: <http://www.pekrmetax.cz/tryskani-piskovani.html>
- [3] Wikipedia: Otryskávání [online]. 11.4.2010
Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Trysk%C3%A1n%C3%AD>
- [4] BALAKOM_sbornik [pdf, online]. 11.4.2010
Dostupné z: http://www.podporakomaxit.cz/konference/BALAKOM_sbornik.pdf
- [5] Tryskání – pískování: Tryskání pískem - pískování [online]. 11.4.2010
Dostupné z: <http://www.tryskani-piskovani.cz/index.php?los=tryskani-piskovani>
- [6] Cold Jet – Na čem je založeno tryskání suchým ledem? [online]. 11.4.2010
Dostupné z: <http://www.coldjet.com/cz/information/what-is-dry-ice-blasting.php>
- [7] Janíček P., Ondráček E., Vrbka J. Mechanika těles: Pružnost a pevnost I, 3. vydání, Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2004, ISBN 80-214-2592-X
- [8] Ondráček E., Vrbka J., Janíček P., Burša J., Mechanika těles: Pružnost a pevnost II, 4. vydání, Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2006, ISBN 80-214-3260-8
- [9] Budynas, Nisbett, Shigley's Mechanical Engineering Design, 8. vydání, McGraw-Hill companies, 2006, ISBN: 0-390-76487-6
- [10] Učební texty do předmětu Konstruování – části strojů, ÚK, VUT v Brně, 2010
- [11] Leinveber J., Vávra P., Strojnické tabulky, 4. vydání, ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2008, ISBN 978-80-7361-051-7
- [12] Řasa J., Švercl J., Strojnické tabulky 1 pro školu a praxi, 1. vydání, Scientia s.r.o., pedagogické nakladatelství, 2004, ISBN 80-7183-312-6
- [13] Publikace Bonfiglioli [online]. 11.4.2010
Dostupné z: <http://www.opis.cz/gearboxpdfvf1847vite.pdf>
- [14] Interaktivní text k výuce předmětu Pružnost a pevnost II, VUT Brno
- [15] Řasa J., Švercl J., Strojnické tabulky 2 pro školu a praxi, 1. Vydání, Scientia s.r.o., 2007, ISBN 978-80-86260-20-3
- [16] ZKL Valivá ložiska, Publikace ZKL 3/09/Cz, Reklamný servis s.r.o., Žilina, 2009
- [17] Svoboda P., Brandejs J., Prokeš P., Výběry z norem pro konstrukční cvičení, 2. vydání, Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2007, ISBN 978-80-7204-534-1
- [18] Svoboda P., Brandejs J., Prokeš P., Základy konstruování, 1. vydání, Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2007, ISBN 978-80-7204-535-8

7 SEZNAM PŘÍLOH

1. Výpočty
2. Výkres KL022
3. Výkres KL022.1
4. Výkres KL022.1.1
5. Výkres KL022.1.1.1
6. Výkres KL022.1.1.2
7. Výkres KL022.1.2
8. Výkres KL022.1.2.1
9. Výkres KL022.1.2.2
10. Výkres KL022.1.3
11. Výkres KL022.1.4
12. Výkres KL022.1.5
13. Výkres KL022.2
14. Výkres KL022.2.1
15. Výkres KL022.2.1.1
16. Výkres KL022.2.1.2
17. Výkres KL022.2.2
18. Výkres KL022.2.3
19. Výkres KL022.3
20. Výkres KL022.4
21. Výkres KL022.5
22. Výkres KL022.6
23. Výkres KL022.7
24. Výkres KL022.8
25. Výkres KL022.8.1
26. Výkres KL022.8.2
27. Výkres KL022.8.3
28. Výkres KL022.8.4
29. Výkres KL022.8.4.1

8 PŘÍLOHA 1 - VÝPOČTY

Před zahájením jakýchkoliv výpočtů je důležité si uvědomit, které veličiny jsou známy, a tudíž budou do výpočtů vstupovat jako vstupní parametry, a které nikoliv. Všechny známé veličiny kromě geometrických rozměrů jednotlivých součástí jsou uvedeny v tabulce 3.

Veličina	Jednotka	Hodnota	Popis
$m_{koš}$	kg	12	Hmotnost koše
m_k	kg	10	Maximální přípustná hmotnost krytek v koši
M_{k1}	kg	0,18	Hmotnost jedné krytky
α	°	20	Úhel náklonu
n_2	min^{-1}	12,2	Otáčky
R_m	MPa	500	Mez pevnosti pro materiál 11 500
R_e	MPa	280	Mez kluzu v tahu pro materiál 11 500
R_{es}	MPa	180	Mez kluzu ve smyku pro materiál 11 500
σ_c	MPa	180	Mez únavy tah – tlak pro materiál 11 500
σ_{co}	MPa	240	Mez únavy v ohybu pro materiál 11 500
τ_{ck}	MPa	150	Mez únavy v krutu pro materiál 11 500

Tabulka 3

8.1 KROUTICÍ A OHYBOVÝ MOMENT ZÁTĚŽE

Nejprve je nutné určit krouticí moment, kterým zátěž, tedy koš s krytkami, působí na hřídel a také na převodovku. Krytky se v koši převalují, a jelikož není možné vypočítat, jaký krouticí moment vyvolávají převalující se krytky z důvodu mnoha neznámých parametrů, musí se tato úloha aproximovat. Aproximace spočívá ve vypočtení největšího možného momentu, který jsou převalující se krytky schopny vyvolat, a tento krouticí moment se prohlásí za krouticí moment působící na hřídel. Skutečný krouticí moment je menší, a proto je takováto aproximace přijatelná.

Největší možný krouticí moment vyvolaný pohybem krytek nastane, pokud se těžiště všech krytek pootočí z klidové stabilní polohy o 90°.

V prvním kroku výpočtu je třeba určit maximální počet krytek v koši (viz. (8)).

$$k = \frac{m_k}{m_{k1}} = \frac{10}{0,18} = 55 \quad (8)$$

k – počet krytek v koši

m_k – maximální přípustná hmotnost krytek v koši

m_{k1} – hmotnost jedné krytky

Jelikož je známa geometrie koše, lze podle vztahu pro výpočet objemu tělesa s lichoběžníkovou podstavou určit výšku, do jaké bude koš zaplněn bez uvažování vzduchových mezer mezi krytkami, což je přípustné zjednodušení. Výška zaplnění v koši je tedy:

$$v = 36 \text{ mm} \quad (9)$$

Při uvažování, že těžiště krytek se nachází v polovině šířky koše (viz. Obr. 35), se vypočte poloměr, na kterém se těžiště v koši nachází podle vztahu:

$$r_t = r_k - v - \frac{v}{3} \frac{a + 2b}{a + b} = 300 - 53 - \frac{53}{3} \frac{346 + 2 \cdot 407}{346 + 407} = 275 \text{ mm} \quad (10)$$

r_t – poloměr, na kterém se nachází těžiště krytek [mm]

r_k – poloměr vepsané kružnice v koši [mm]

v – výška zaplnění krytek v koši [mm]

a – délka hrany šestiúhelníkového koše [mm]

b – délka delší hrany lichoběžníku, jenž tvoří průřez rozložení krytek v koši [mm]

Gravitační síla působící na krytky v jejich těžišti transformovaná do roviny čela koše se vypočítá podle vztahu:

$$F_{kz} = m_k g \cos \alpha = 10 \cdot 9,81 \cdot \cos 20 = 92,2 \text{ N} \quad (11)$$

F_{kz} – gravitační síla působící v těžišti krytek transformovaná do roviny čela koše [N]

m_k – hmotnost všech krytek [kg]

g – gravitační zrychlení [ms^{-2}]

α – úhel svírající rovina čela koše se svislou rovinou [$^\circ$]

Nyní jsou známy všechny veličiny potřebné k určení krouticího momentu, kterým zátěž působí na hřídel a převodovku, tento moment se určí podle vztahu:

$$M_k = F_{kz} r_t = 92,2 \cdot 0,275 = 25,350 \text{ Nm} \quad (12)$$

M_k – moment, kterým působí převalující se krytky na hřídel a převodovku [Nm]

F_{kz} – gravitační síla působící v těžišti krytek transformovaná do roviny čela koše [N]

r_t – poloměr, na kterém se nachází těžiště krytek [m]

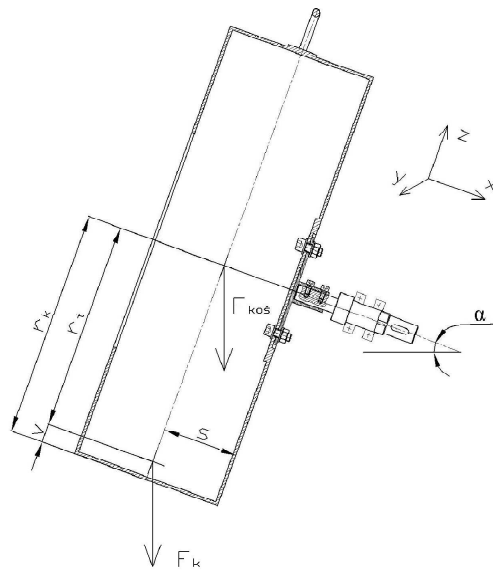
Krouticí moment vypočtený podle vztahu (12) je maximální moment, který jsou převalující se krytky schopny vyvinout, a je prohlášen za krouticí moment, kterým zátěž působí na hřídel a převodovou skříň. Pro souměrnost koše je působící krouticí moment od koše zanedbán.

Ohybový moment od zátěže se vypočítá podle vztahu:

$$M_L = m_{kos} g s \cos \alpha + m_k g s \cos \alpha + m_k g r_t \sin \alpha \quad (13)$$

Význam veličin je patrný z tabulky 3 a Obr. 35. Sestavení vztahu (13) lze odvodit z Obr. 35. Dosazením do vztahu (13) lze vypočíst velikost ohybového momentu od zátěže:

$$M_L = 12 \cdot 9,81 \cdot 0,1 \cos 20 + 10 \cdot 9,81 \cdot 0,1 \cos 20 + 10 \cdot 9,81 \cdot 0,275 \sin 20 = 29,507 \text{ Nm} \quad (14)$$

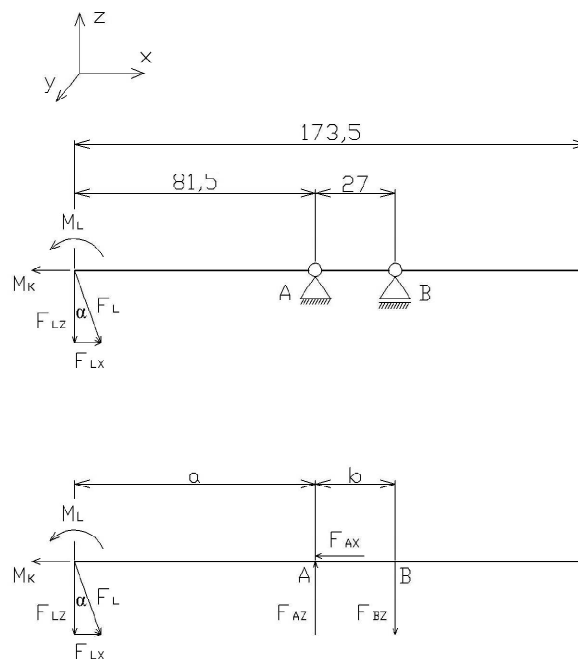


Obr. 35 Síly vyvolávající momenty

8.2 HŘÍDEL

Uvolnění tělesa

Hřídel klasifikujeme jako přímý, silově a momentově zatížený, vázaný prut, který je vázán v místech styku hřídele s ložisky. Uvolnění je zobrazeno na obr. 36. Význam jednotlivých veličin je popsán v tabulce 4.



Obr. 36 Uvolnění

Veličina	Jednotka	Popis
M_L	Nm	Ohybový moment vyvolaný zátěží
M_k	Nm	Krouticí moment vyvolaný zátěží
$F_L = F_{koš} + F_k$	N	Síla vyvolaná zátěží
$F_{Lz} = F_L \cos \alpha$	N	Síla vyvolaná zátěží přepočítaná do směru osy z
$F_{Lx} = F_L \sin \alpha$	N	Síla vyvolaná zátěží přepočítaná do směru osy x
F_{AZ}	N	Síla ve vazbě A ve směru osy z
F_{AX}	N	Síla ve vazbě A ve směru osy x
F_{Bz}	N	Síla ve vazbě B ve směru osy z
a	mm	Vzdálenost vazby A od počátku hřídele
b	mm	Vzdálenost mezi vazbami A a B
α	°	Úhel náklonu

Tabulka 4

V dalším kroku je nutné provést statický rozbor, který se sestává z porovnání počtu neznámých nezávislých parametrů a počtu použitelných podmínek statické rovnováhy, viz. vztah (15).

$$s = \mu - \nu = 3 - 3 = 0 \quad (15)$$

s – počet stupňů statické neurčitosti

μ – počet neznámých nezávislých parametrů

ν – počet použitelných podmínek statické rovnováhy (rovinná úloha)

Ze vztahu (15) vyplývá, že uložení je staticky určité a neznáme nezávislé parametry stykových výslednic lze určit z použitelných podmínek statické rovnováhy. Rovnice (podmínky) statické rovnováhy mají následující tvar:

$$-F_{Lz} + F_{AZ} + F_{Bz} = 0 \quad (16)$$

$$F_{Lx} - F_{AX} = 0 \quad (17)$$

$$M_L + F_{AZ}a + F_{Bz}(a+b) = 0 \quad (18)$$

Význam jednotlivých veličin je patrný z Obr. 36. Pomocí výrazů (16)-(18) lze vypočítat neznámé nezávislé parametry, které mají po číselném dosazení hodnoty:

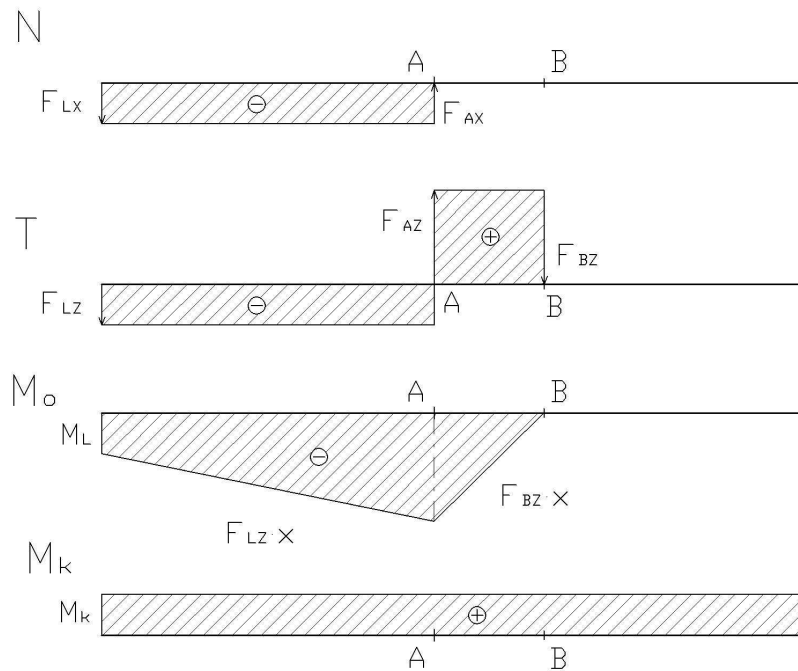
$$F_{AZ} = 1910N \quad (19)$$

$$F_{Bz} = 1707N \quad (20)$$

$$F_{AX} = 73,8N \quad (21)$$

VVÚ

„Výsledné vnitřní účinky (VVÚ) jsou složky silové a momentové výslednice vnitřních sil v těžišti příčného průřezu, které se soustavou vnějších silových účinků tvoří rovnovážnou silovou soustavu působící na prvek.“ [14] Pro sestavení VVÚ je použito diferenciálního přístupu (Schwedlerovy věty), to znamená, že se určí průběh silových složek a momentů po celé délce prutu (hřídele). Průběh VVÚ je znázorněn na Obr. 37, kde N označuje průběh normálové síly, T označuje průběh posouvající síly, M_o průběh ohybového momentu a M_k průběh krouticího momentu.



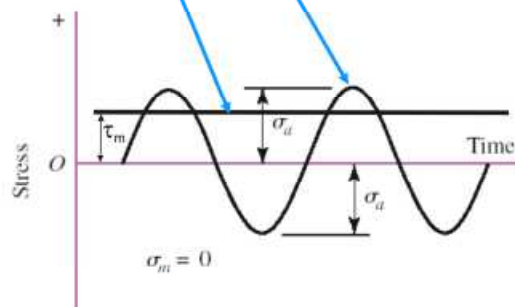
Obr. 37 VVÚ

Rozbor zatěžování hřídele

V tomto konkrétním případě nastává kombinované zatěžování, a sice ohyb za rotace + krut. Normálové napětí od ohybu má cyklický průběh, který lze charakterizovat jako souměrný s nulovou střední hodnotou napětí a s amplitudou napětí σ_a . Smykové napětí od krutu má v čase konstantní průběh, což může být vyjádřeno jako průběh se střední hodnotou τ_m a nulovou amplitudou smykového napětí. Vliv napětí od posouvající síly lze zanedbat, protože je vůči napětím od ohybového a kroticího momentu velmi malé. Průběh normálového a smykového napětí je naznačen na Obr. 38.

Normálové napětí od ohybu σ_o : souměrný střídavý harmonický cyklus

Smykové napětí od krutu τ_k : konstantní průběh



Obr. 38 Charakteristika zatěžování [10]

Minimální průměr hřídele

Pro určení minimálního průměru hřídele je nutné stanovit kritické místo. V tomto případě, kdy je krouticí moment po celé délce hřídele konstantní (viz. Obr. 37), je to v místě s největším ohybovým momentem, tedy v místě vazby (ložiska) A. Při výpočtu minimálního průměru hřídele je třeba brát v potaz statické zatěžování (hřídel nerotuje) a cyklické zatěžování (hřídel rotuje).

Při statickém zatěžování je uvažována bezpečnost k meznímu stavu pružnosti rovna 2 a výpočet je proveden podle podmínky HMH. U cyklického zatěžování je uvažována bezpečnost k meznímu stavu únavového porušení rovna 2 a výpočet je proveden podle nejpřísnějšího Soderbergova kritéria.

Statické zatěžování

Podmínka HMH má tvar:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xz}^2} \quad (22)$$

σ_{red} – redukované napětí

σ_x – normálové napětí

τ_{xz} – smykové napětí

Při statickém zatěžování hřídel nerotuje, to znamená, že ani zátěž se nepohybuje a její těžiště se nachází v rovnovážné stabilní poloze, při níž nedochází ke vzniku krouticího momentu a tedy ani ke vzniku smykového napětí τ_{xz} .

Potřebné vztahy pro výpočet:

$$\sigma_x = \frac{M_{oA}}{W_o} = \frac{32M_{oA}}{\pi d_{min}^3} \quad (23)$$

$$\tau_{xz} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16M_k}{\pi d_{min}^3} = 0 \text{ MPa} \quad (24)$$

$$\sigma_{red} = \frac{Re}{k} \quad (25)$$

M_{oA} – ohybový moment v místě A

W_o – modul průřezu v ohybu

M_k – krouticí moment

W_k – modul průřezu v krutu

d_{min} – minimální průměr hřídele

Re – mez kluzu materiálu

k – bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti

Dosazením vztahů (23)-(25) do vztahu (22) lze odvodit vztah pro minimální průměr hřídele:

$$d_{min} = \sqrt[6]{\frac{k^2}{Re^2} \left(\frac{32M_{oA}}{\pi} \right)^2} \quad (26)$$

Dosazením číselných hodnot do vztahu (26) vyjde výsledný minimální průměr hřídele pro požadovanou bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti, tato výsledná hodnota je dána vztahem (27).

$$d_{\min} = \sqrt[6]{\frac{2^2}{280^2} \left(\frac{32(-46035)}{\pi} \right)^2} = 14,96 \cong 15 \text{ mm} \quad (27)$$

Ze vztahu (27) je jasné, že průměr hřídele nemůže být menší než 17mm.

Cyklické zatěžování

Pro případ kdy amplituda krouticího momentu a střední hodnota ohybového momentu jsou nulové, platí vztah:

$$d_{\min} = \left[\frac{48k}{\pi} \sqrt{\left(\beta_{\sigma} \frac{M_{oA}}{\sigma_C'} \right)^2 + \left(\beta_{\tau} \frac{M_K}{Re} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (28)$$

Součinitele vrubu β_{σ} a β_{τ} jsou v tomto případě rovny jedné, protože v uvažovaném místě se vrub nenachází. Mez únavy reálné součásti σ_C' se vypočítá následujícím způsobem.

Z materiálových charakteristik je známo, že mez únavy v ohybu vzorku je:

$$\sigma_{Co} = 240 \text{ MPa} \quad (29)$$

Ze známé hodnoty meze únavy v ohybu vzorku se určí mez únavy v ohybu reálné součásti za pomoci korekčních součinitelů, které hodnotu meze únavy vzorku modifikují. Vztah pro výpočet meze únavy reálné součásti má tvar:

$$\sigma_C' = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} \quad (30)$$

k_a – součinitel povrchu

k_b – součinitel velikosti

k_c – součinitel zatížení

k_d – součinitel teploty

k_e – součinitel spolehlivosti

k_f – součinitel dalších vlivů

Výpočet jednotlivých součinitelů dle [9]:

$$k_a = aR_m^b = 4,51 \cdot 470^{-0,265} = 0,883 \quad (31)$$

$$k_b = 1,24d^{-0,107} = 1,24 \cdot 20^{-0,107} = 0,900 \quad (32)$$

$$k_c = 1 \quad (33)$$

$$k_d = 1 \quad (34)$$

$$k_e = 1 \quad (35)$$

$$k_f = 1 \quad (36)$$

Dosažením vztahů (29) a (31)-(36) do vztahu (30) lze získat hodnotu meze únavy reálné součásti, tedy

$$\sigma_C' = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 0,883 \cdot 0,900 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 240 = 190,7 \text{ MPa} \quad (37)$$

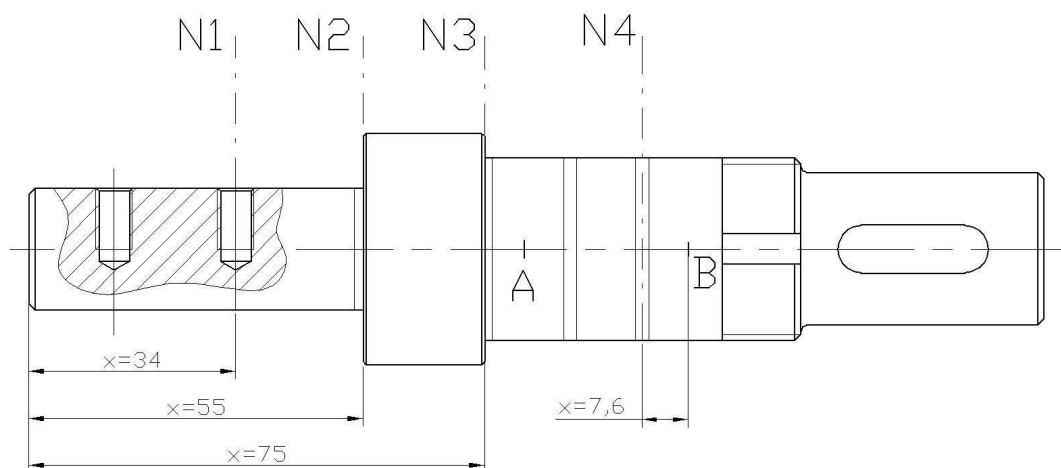
Nyní jsou známé všechny veličiny pro výpočet vztahu (28), minimální průměr hřídele pro požadovanou bezpečnost k meznímu stavu únavového porušení tedy je:

$$d_{\min} = \left[\frac{48 \cdot 2}{\pi} \sqrt{\left(1 \frac{-46035}{190,7} \right)^2 + \left(1 \frac{25350}{280} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 19,89 \text{ mm} \cong 20 \text{ mm} \quad (38)$$

Po vyhodnocení výsledků jak při statickém zatěžování, tak při cyklickém zatěžování lze říci, že průměr v místě A nesmí být menší jak 20mm. Pro ostatní části hřídele je tato hodnota minimálního průměru pouze orientační, neboť hodnoty skutečných napětí jsou v různých částech hřídele různé. Této orientační hodnoty minimálního průměru bylo využito při konstrukčním návrhu průměrů ostatních částí hřídele.

Životnost hřídele

V tomto případě je nutné vypočítat bezpečnost vzhledem k neomezené životnosti. Jak již bylo zmíněno, hřídel je namáhána kombinovaným zatěžováním ohyb za rotace + krut. Prvním krokem tohoto výpočtu je určení napjatosti v nebezpečných místech a určení nejnebezpečnějšího místa. Obecně jsou nebezpečná místa tam, kde dochází k prudké změně rozměru tělesa. V tomto konkrétním případě jsou nebezpečná místa na hřídeli znázorněna na Obr. 39.



Obr. 39 Nebezpečná místa na hřídeli

Z důvodu kombinovaného namáhání se využije pro porovnání jednotlivých nebezpečných míst redukované napětí podle podmínky HMH. To znamená výpočet nominálních hodnot normálového a smykového napětí, z těchto hodnot získání extrémních napětí pomocí součinitele koncentrace napětí (vliv vrubu) a následně výpočet redukovaného napětí podle podmínky HMH. Ve výpočtech je zanedbán vliv posouvající síly, poněvadž oproti vlivu krouticího a ohybového momentu je zanedbatelný.

Napjatost v místě N1:

Ohybový moment:

$$M_{oN1} = M_L + F_{LZ} \cdot x = -29507 - 202,8 \cdot 34 = -36402,2 \text{ Nmm} \quad (39)$$

Nominální normálové napětí:

$$\sigma_{nomN1} = \frac{M_{oN1}}{\frac{D^3 \pi}{32} - \frac{dD^2}{6}} = \frac{-36402,2}{\frac{20^3 \pi}{32} - \frac{6 \cdot 20^2}{6}} = -94,5 \text{ MPa} \quad (40)$$

Krouticí moment:

$$M_{kN1} = M_k = 25350 \text{ Nmm} \quad (41)$$

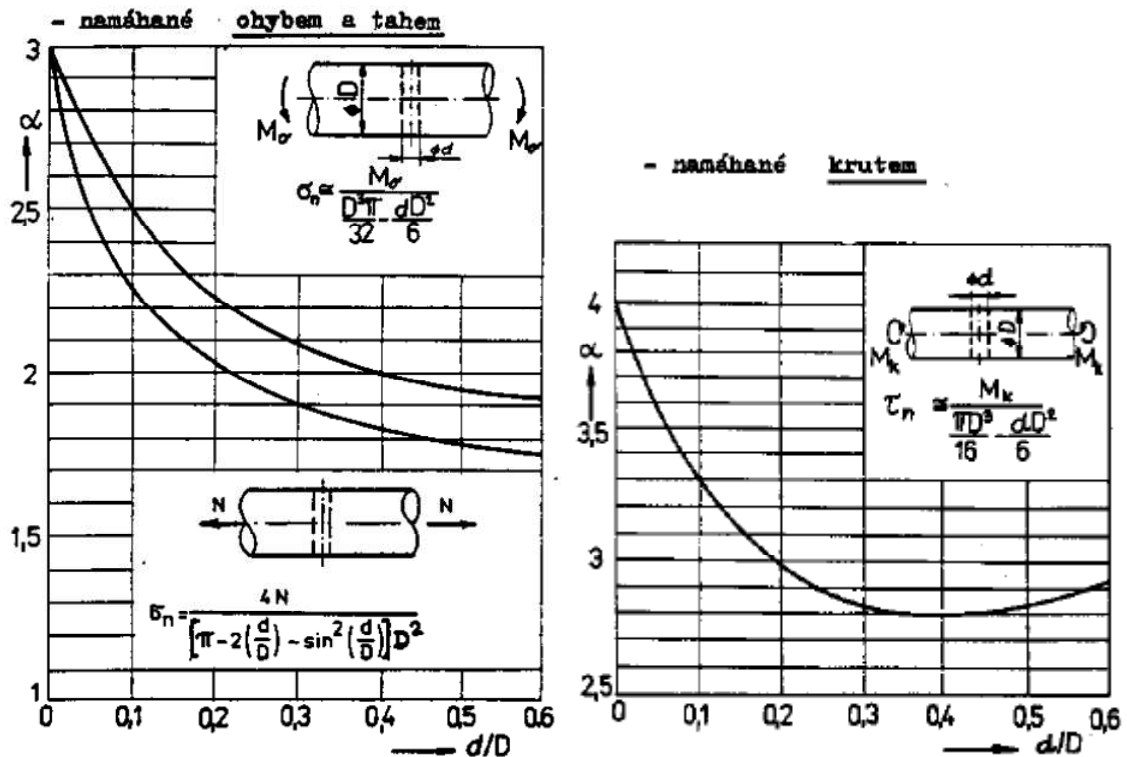
Nominální smykové napětí:

$$\tau_{nomN1} = \frac{M_{kN1}}{\pi D^3 \frac{dD^2}{6}} = \frac{25350}{\pi 20^3 \frac{6 \cdot 20^2}{6}} = 21,7 \text{ MPa} \quad (42)$$

Součinitele koncentrace napětí:

Při určování součinitele koncentrace napětí α , muselo dojít ke zjednodušení problému. Jelikož není znám součinitel koncentrace napětí pro příčnou závitovou díru, která je neprůchozí, bylo využito tvarového součinitele pro průchozí díru bez závitů. Koncentrace napětí, která vzniká v zakončení díry, je zanedbatelná, protože zakončení je téměř na střednici a zde je hodnota nominálního napětí velmi malá. Součinitele koncentrace napětí pro ohyb a následně pro krut jsou určeny podle Obr. 40.

$$\frac{d}{D} = \frac{6}{20} = 0,3 \rightarrow \begin{aligned} \alpha_{\sigma N1} &= 2,1 \\ \alpha_{\tau N1} &= 2,8 \end{aligned} \quad (43)$$



Obr. 40 Tvarový součinitel [7]

Extrémní normálové napětí:

$$\sigma_{exN1} = \alpha_{\sigma N1} \cdot \sigma_{nomN1} = 2,1 \cdot (-94,5) = -198,5 \text{ MPa} \quad (44)$$

Extrémní smykové napětí:

$$\tau_{exN1} = \alpha_{\tau N1} \cdot \tau_{nomN1} = 2,8 \cdot 21,65 = 60,6 \text{ MPa} \quad (45)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{redN1} = \sqrt{\sigma_{exN1}^2 + 3\tau_{exN1}^2} = \sqrt{(-198,5)^2 + 3 \cdot 60,6^2} = 224,5 \text{ MPa} \quad (46)$$

Napjatost v místě N2:

Ohybový moment:

$$M_{oN2} = M_L + F_{LZ} \cdot x = -29507 - 202,8 \cdot 55 = -40661 \text{ Nmm} \quad (47)$$

Nominální normálové napětí:

$$\sigma_{nomN2} = \frac{32M_{oN2}}{\pi d^3} = \frac{32(-40661)}{\pi 19,6^3} = -55 \text{ MPa} \quad (48)$$

Krouticí moment:

$$M_{kN2} = M_k = 25350 \text{ Nmm} \quad (49)$$

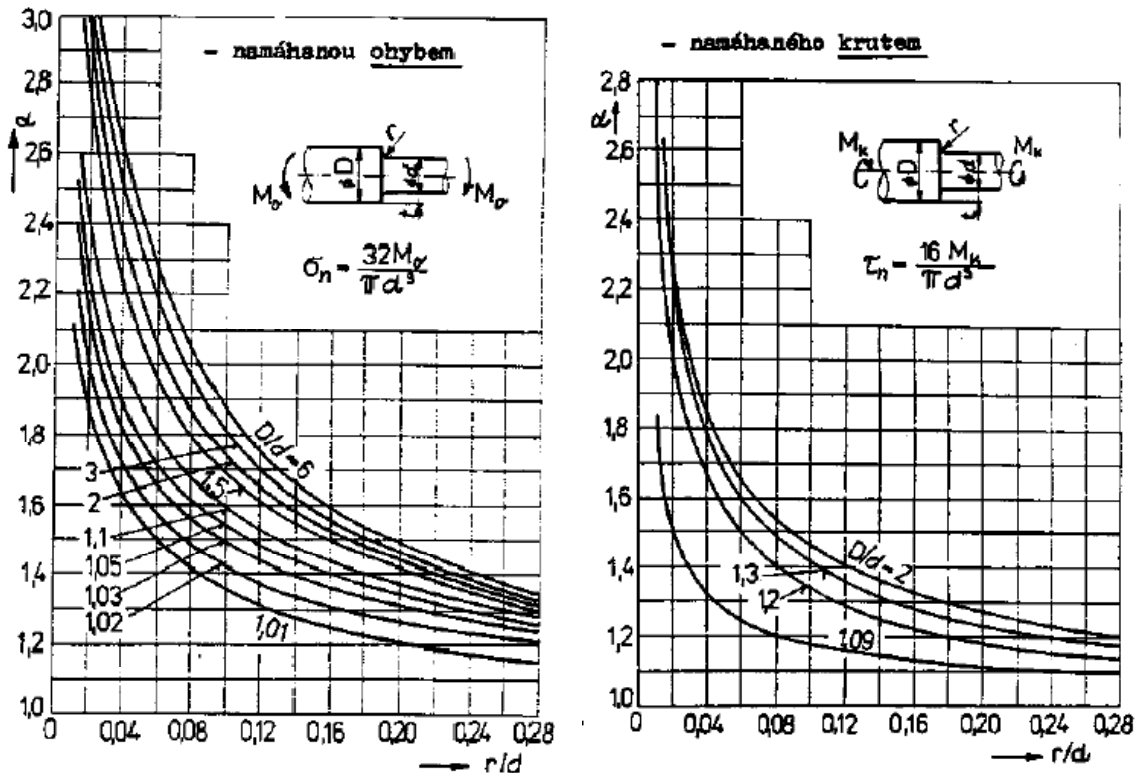
Nominální smykové napětí:

$$\tau_{nomN2} = \frac{16M_{kN2}}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 25350}{\pi 19,6^3} = 17,1 \text{ MPa} \quad (50)$$

Součinitele koncentrace napětí:

Součinitele koncentrace napětí pro ohyb a následně pro krut jsou určeny podle Obr. 41. Potřebné veličiny se určí z geometrie zápichu F2x0,2, tedy $r=1,2\text{mm}$ a $d=19,6\text{mm}$.

$$\begin{aligned} \frac{r}{d} &= \frac{1,2}{19,6} = 0,06 & \rightarrow \alpha_{\sigma N2} &= 1,95 \\ \frac{D}{d} &= \frac{30}{19,6} = 1,53 & \rightarrow \alpha_{\tau N2} &= 1,60 \end{aligned} \quad (51)$$



Obr. 41 Tvarový součinitel [7]

Extrémní normálové napětí:

$$\sigma_{exN2} = \alpha_{\sigma N2} \cdot \sigma_{nomN2} = 1,95 \cdot (-55) = -107,25 \text{ MPa} \quad (52)$$

Extrémní smykové napětí:

$$\tau_{exN2} = \alpha_{\tau N2} \cdot \tau_{nomN2} = 1,6 \cdot 17,1 = 27,36 \text{ MPa} \quad (53)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{redN2} = \sqrt{\sigma_{exN2}^2 + 3\tau_{exN2}^2} = \sqrt{(-107,25)^2 + 3 \cdot 27,36^2} = 117,3 \text{ MPa} \quad (54)$$

Napjatost v místě N3:

Ohybový moment:

$$M_{oN3} = M_L + F_{LZ}x = -29507 - 202,8 \cdot 75 = -44717 \text{ Nmm} \quad (55)$$

Nominální normálové napětí:

$$\sigma_{nomN3} = \frac{32M_{oN3}}{\pi d^3} = \frac{32(-44717)}{\pi 29,6^3} = -17,6 \text{ MPa} \quad (56)$$

Krouticí moment:

$$M_{kN3} = M_k = 25350 \text{ Nmm} \quad (57)$$

Nominální smykové napětí:

$$\tau_{nomN3} = \frac{16M_{kN3}}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 25350}{\pi 29,6^3} = 5 \text{ MPa} \quad (58)$$

Součinitele koncentrace napětí:

Součinitele koncentrace napětí pro ohyb a následně pro krut jsou určeny podle Obr. 41. Potřebné veličiny se určí z geometrie zápichu F2x0,2, tedy $r=1,2\text{mm}$ a $d=29,6\text{mm}$.

$$\begin{aligned} \frac{r}{d} &= \frac{1,2}{29,6} = 0,04 \\ \frac{D}{d} &= \frac{30}{29,6} = 1,01 \end{aligned} \rightarrow \begin{aligned} \alpha_{\sigma N3} &= 1,6 \\ \alpha_{\tau N3} &= 1,3 \end{aligned} \quad (59)$$

Extrémní normálové napětí:

$$\sigma_{exN3} = \alpha_{\sigma N3} \cdot \sigma_{nomN3} = 1,6 \cdot (-17,6) = -28,2 \text{ MPa} \quad (60)$$

Extrémní smykové napětí:

$$\tau_{exN3} = \alpha_{\tau N3} \cdot \tau_{nomN3} = 1,3 \cdot 5 = 6,5 \text{ MPa} \quad (61)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{redN3} = \sqrt{\sigma_{exN3}^2 + 3\tau_{exN3}^2} = \sqrt{(-28,2)^2 + 3 \cdot 6,5^2} = 30,4 \text{ MPa} \quad (62)$$

Napjatost v místě N4:

Ohybový moment:

$$M_{oN4} = -F_{BZ}x = -1707 \cdot 6,5 = -11096 \text{ Nmm} \quad (63)$$

Nominální normálové napětí:

$$\sigma_{nomN4} = \frac{32M_{oN4}}{\pi d^3} = \frac{32(-11096)}{\pi 29,4^3} = -4,4 \text{ MPa} \quad (64)$$

Krouticí moment:

$$M_{kN4} = M_k = 25350 \text{ Nmm} \quad (65)$$

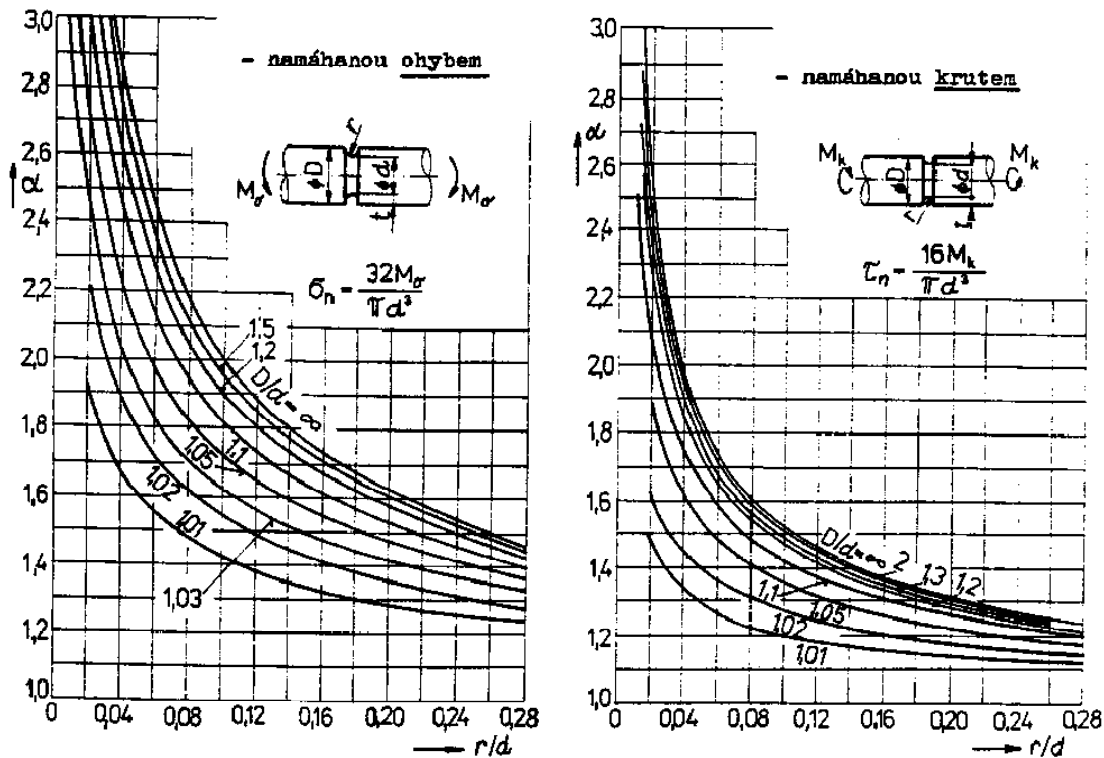
Nominální smykové napětí:

$$\tau_{nomN4} = \frac{16M_{kN4}}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 25350}{\pi 29,4^3} = 5,1 \text{ MPa} \quad (66)$$

Součinitele koncentrace napětí:

Součinitele koncentrace napětí pro ohyb a následně pro krut jsou určeny podle Obr. 42. Potřebné veličiny se určí z geometrie zářezu D2,2x0,3, tedy $r=2,5\text{mm}$ a $d=29,4\text{mm}$.

$$\begin{aligned} \frac{r}{d} &= \frac{2,5}{29,4} = 0,08 & \rightarrow \alpha_{\sigma N4} &= 1,6 \\ \frac{D}{d} &= \frac{30}{29,4} = 1,02 & \rightarrow \alpha_{\tau N4} &= 1,2 \end{aligned} \quad (67)$$



Obr. 42 Tvarový součinitel [7]

Extrémní normálové napětí:

$$\sigma_{exN4} = \alpha_{\sigma N4} \cdot \sigma_{nomN4} = 1,6 \cdot (-4,4) = -7 \text{ MPa} \quad (68)$$

Extrémní smykové napětí:

$$\tau_{exN4} = \alpha_{\tau N4} \cdot \tau_{nomN4} = 1,2 \cdot 5,1 = 6,1 \text{ MPa} \quad (69)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{redN4} = \sqrt{\sigma_{exN4}^2 + 3\tau_{exN4}^2} = \sqrt{(-7)^2 + 3 \cdot 6,1^2} = 12,7 \text{ MPa} \quad (70)$$

Z porovnání redukovaných napětí (vztah (71)) je jasné, že nejvíce nebezpečné místo na hřídeli je místo N1, proto další výpočet bude proveden pouze pro tuto oblast.

$$\sigma_{redN1} > \sigma_{redN2} > \sigma_{redN3} > \sigma_{redN4} = 224,5 > 117,3 > 30,4 > 12,7 \text{ MPa} \quad (71)$$

Průběh napětí v čase v tomto místě hřídele je naznačen na Obr. 38 a popsán vztahy (72)-(75).

Střední hodnota nominálního normálového napětí:

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa} \quad (72)$$

Amplituda nominálního normálového napětí:

$$\sigma_a = -\sigma_{nomN4} = 94,5 \text{ MPa} \quad (73)$$

Střední hodnota nominálního smykového napětí:

$$\tau_m = \tau_{nomN1} = 21,7 \text{ MPa} \quad (74)$$

Amplituda nominálního smykového napětí:

$$\tau_a = 0 \text{ MPa} \quad (75)$$

V této fázi se rozdělí výpočet na dvě větve, v jedné bude přistupováno k problému podle postupu obvyklého na ústavu mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky (UMTMB). V druhé části bude k tomu samému problému přistupováno podle postupu obvyklého na ústavu konstruování (UK), a následně se oba výsledky porovnají.

Životnost hřídele podle postupu obvyklého na UMTMB

Dané kombinované zatěžování, kdy krouticí moment je konstantní a ohybový moment je cyklický s nulovou střední hodnotou, lze řešit separovaně, protože se jedná o prosté zatěžování (dle [8]). Nejprve se tedy vypočte bezpečnost při ohybovém namáhání, poté bezpečnost při krutu a z těchto dvou hodnot se vypočte výsledná bezpečnost vzhledem k neomezené životnosti.

Určení bezpečnosti pro ohyb

Nyní je třeba určit mezní napětí. Mezním stavem pro výpočet dané bezpečnosti je mez únavového poškození při souměrně střídavém ohybovém namáhání prutu, která je charakterizována vztahem:

$$\sigma_{Co}^* = \sigma_{Co} \frac{v\eta}{\beta} \quad (76)$$

σ_{Co} – mez únavy vzorku pro ohyb za rotace

v – součinitel velikosti součásti

η – součinitel kvality povrchu součásti

β – součinitel vrubu

Výpočet jednotlivých součinitelů dle [8]:

$$\begin{aligned} v &= v_1 v_2 = \left(1 - \sqrt{k \cdot \log \frac{h}{h_1}}\right) \cdot \left(1 + \left(\frac{\sigma_{Co}}{\sigma_c} - 1\right) \sqrt{\frac{h_1}{h}}\right) = \\ &= \left(1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{20}{5}}\right) \cdot \left(1 + \left(\frac{240}{180} - 1\right) \sqrt{\frac{5}{20}}\right) = 1,015 \end{aligned} \quad (77)$$

$$\beta = \frac{\alpha_{\sigma N1}}{1 + \frac{\alpha_{\sigma N1} - 1}{\alpha_{\sigma N1}} \frac{K}{\sqrt{r}}} = \frac{2,1}{1 + \frac{2,1 - 1}{2,1} \frac{360}{\sqrt{3}}} = 1,7 \quad (78)$$

$$\eta = \eta_1 \eta_2 = 0,92 \cdot 1 = 0,92 \quad (79)$$

Dosažením vztahů (77),(78) a (79) do vztahu (76) se získá číselná hodnota meze únavového poškození.

$$\sigma_{Co}^* = \sigma_{Co} \frac{v\eta}{\beta} = 240 \cdot \frac{1,015 \cdot 0,92}{1,7} = 131,8 \text{ MPa} \quad (80)$$

Bezpečnost k_σ k meznímu stavu únavové pevnosti při ohybu tedy je:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co}^*}{\sigma_a} = \frac{131,8}{94,5} = 1,40 \quad (81)$$

Určení bezpečnosti pro krut

Mezní stav pro výpočet této bezpečnosti je mez kluzu v tahu, která má dle tabulky 3 hodnotu $R_{es}=180$ Mpa. Nyní je třeba určit extrémní hodnotu smykového napětí s ohledem na vrub dle vztahu:

$$\tau_{\max} = \alpha_{\nu 1} \cdot \tau_m = 2,8 \cdot 21,7 = 60,8 \text{ MPa} \quad (82)$$

Pomocí vztahu (82) a známé hodnoty meze kluzu ve smyku R_{es} lze určit bezpečnost k_τ , tedy:

$$k_\tau = \frac{R_{es}}{\tau_{\max}} = \frac{180}{60,8} = 2,96 \quad (83)$$

Určení celkové bezpečnosti vzhledem k neomezené životnosti hřídele

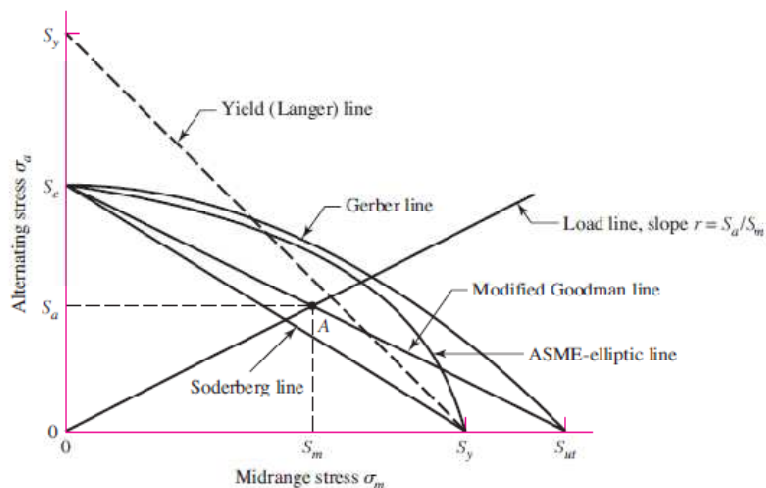
Nyní se může za pomoci získaných hodnot ze vztahů (81) a (83) vypočítat bezpečnost k meznímu stavu únavové pevnosti.

$$k_c = \frac{k_\sigma k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \frac{1,40 \cdot 2,96}{\sqrt{1,40^2 + 2,96^2}} = 1,27 \quad (84)$$

Ze vztahu (84) plyne, že hřídel má podle teorie pružnosti a pevnosti neomezenou životnost s bezpečností $k_c=1,27$.

Životnost hřídele podle postupu obvyklého na UK

Na počátku tohoto řešení se musí zvolit kritérium, podle kterého se bude bezpečnost vzhledem k neomezené životnosti počítat. Je zvoleno Soderbergovo kritérium, což je nejkonzervativnější přístup, jenž zohledňuje jak mezní stav únavové pevnosti, tak mezní stav pružnosti. Grafické znázornění Soderbergova kritéria a ostatních kritérií je uvedeno na Obr. 41.



Obr. 43 Grafické znázornění kritérií [9]

Pro případ kombinovaného namáhání lze využít pro výpočet celkové bezpečnosti vzhledem k neomezené životnosti podle Soderbergova kritéria vztah (dle [10]):

$$k_c = \left\{ \frac{48}{\pi d^3} \left[\left(\beta_\sigma \frac{M_{oa}}{\sigma_c'} \right)^2 + \left(\beta_\tau \frac{M_{km}}{R_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{-1} \quad (85)$$

- d – průměr hřídele
- β_σ – vrubový součinitel pro normálové namáhání
- β_τ – vrubový součinitel pro smykové namáhání
- M_{oa} – amplituda ohybového momentu
- M_{km} – střední hodnota krouticího momentu
- σ_c' – mez únavy reálné součásti
- R_e – mez kluzu

Výpočet neznámých veličin

Vrubový součinitel pro normálové namáhání (podle [9]):

$$\beta_\sigma = \frac{\alpha_{\sigma N1}}{1 + \frac{2(\alpha_{\sigma N1} - 1)\sqrt{a}}{\alpha_{\sigma N1}\sqrt{r}}} = \frac{2,1}{1 + \frac{2(2,1-1)\sqrt{174}}{2,1\sqrt{500}}} = 1,55 \quad (86)$$

Vrubový součinitel pro smykové namáhání (podle [9]):

$$\beta_\tau = \frac{\alpha_{\tau N1}}{1 + \frac{2(\alpha_{\tau N1} - 1)\sqrt{a}}{\alpha_{\tau N1}\sqrt{r}}} = \frac{2,8}{1 + \frac{2(2,8-1)\sqrt{174}}{2,8\sqrt{500}}} = 1,95 \quad (87)$$

Amplituda ohybového momentu:

$$M_{oa} = M_{oN1} = -36402,2 \text{ Nmm} \quad (88)$$

Střední hodnota krouticího momentu:

$$M_{km} = M_{kN1} = 25350 \text{ Nmm} \quad (89)$$

Mez únavy reálné součásti je vypočtena vztahem (37).

Dosazením číselných hodnot ze vztahů (37) a (86)-(89) do vztahu (85) lze spočítat požadovanou bezpečnost:

$$k_c = \left\{ \frac{48}{\pi 20^3} \left[\left(1,55 \frac{-36402,2}{190,7} \right)^2 + \left(1,95 \frac{25350}{280} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{-1} = 1,52 \quad (90)$$

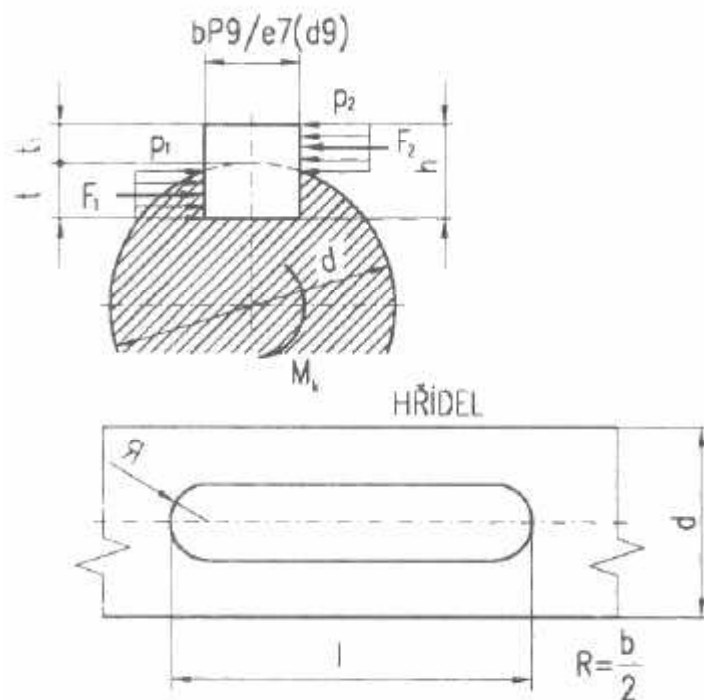
Ze vztahu (90) plyne, že hřídel má podle teorie konstruování neomezenou životnost s bezpečností $k_c=1,52$.

Porovnání rozdílných přístupů k řešení neomezené životnosti

Oba přístupy, jak podle UMTMB, tak i podle UK, potvrdily, že hřídel má neomezenou životnost, avšak s rozdílnou bezpečností. Použitý nejvíce konzervativní přístup v řešení podle UK udává větší bezpečnost vzhledem k neomezené životnosti než přístup podle UMTMB. To znamená, že řešení podle UMTMB je konzervativnější než řešení podle UK.

Návrh perového spoje

Výběr pera je daný průměrem hřídele, který se ovšem odvíjí od průměru náboje převodové skříně. Je tedy nutné použít pero těsné o šířce $b=8\text{mm}$ a výšce $h=7\text{mm}$. Jediný neznámý parametr je délka pera, jež se navrhne z kontroly pera na smyk a otláčení. Délka pera bude navržena s bezpečností 2, přičemž dovolený tlak mezi komponentami je 120MPa , to je dáno materiálem náboje, což je ocel (dle [10]). Geometrie hřídele a náboje je naznačena na Obr. 45. Všechny známé veličiny nutné pro výpočet jsou uvedeny v tabulce 5.



Obr. 44 Perový spoj[10]

b[mm]	8
h[mm]	7
t[mm]	3,7
t ₁ [mm]	3,3
d[mm]	25
k	2
p _D [Mpa]	120

Tabulka 5

Kontrola na smyk

Nejprve se vypočítá velikost střížné síly podle vztahu:

$$F_t = \frac{2M_k}{d} = \frac{2 \cdot 25350}{25} = 2028 \text{ N} \quad (91)$$

Dále je nutné určit maximální přípustné smykové napětí podle vztahu:

$$\tau_s = \frac{R_{es}}{k} = \frac{180}{2} = 90 \text{ MPa} \quad (92)$$

Nyní lze určit s využitím hodnot ze vztahů (91) a (92) minimální délku pera podle vztahu:

$$l_{\min} = \frac{F_t}{\tau_s b} = \frac{2028}{90 \cdot 8} = 2,82 \text{ mm} \quad (93)$$

Těsné pero o dané šířce a výšce se vyrábí s minimální délkou 20mm, proto by měla být volena délka 20mm. Z konstrukčních důvodů je však volena délka $l=25\text{mm}$. V dalším kroku je nutné provést kontrolu pera se zvolenou délkou na otláčení.

Kontrola na otláčení

Kontrola na odtlačení se provádí zvlášť pro hřídel a zvlášť pro náboj, neboť pro obě komponenty má pero různou funkční plochu. Nejprve se určí síla působící na daném průměru a pomocí ní se vypočte tlak působící mezi perem a bokem drážky v komponentě. Tento tlak nesmí být větší než tlak dovolený.

Výpočet pro hřídel:

$$F_1 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t}{2}} = \frac{25350}{\frac{25}{2} + \frac{3,7}{2}} = 2380,3 \text{ N} \quad (94)$$

$$p_1 = \frac{F_1}{l \cdot t} = \frac{2380}{25 \cdot 3,7} = 25,7 \text{ MPa} \quad (95)$$

Výpočet pro náboj:

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{25350}{\frac{25}{2} + \frac{3,3}{2}} = 1791,5 \text{ N} \quad (96)$$

$$p_2 = \frac{F_2}{(l-b) \cdot t_1} = \frac{1791,5}{(25-8) \cdot 3,3} = 27,1 \text{ MPa} \quad (97)$$

Porovnání:

$$p_1 < p_D = 25,7 < 120 \quad (98)$$

$$p_2 < p_D = 27,1 < 120 \quad (99)$$

Ze vztahů (98) a (99) je zřejmé, že tlaky působící mezi jednotlivými komponentami jsou mnohem menší než tlak dovolený, tudíž zvolená délka pera může být použita. Pro perový spoj hřídele a náboje převodovky je tedy zvoleno Pero ČSN 02 2562-8e7x7x25.

8.3 KONTROLA LOŽISEK

Ložisková jednotka obsahuje dvě stejná ložiska s označením 6006 podle ČSN 02 4630, která uchycují hřídel v místech vazeb A a B (viz. Obr. 36). Rozměry ložiska jsou patrné z Obr. 18, ostatní potřebné tabelované hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.

Veličina	Jednotka	Hodnota	Popis
C_r	N	13300	Základní dynamická únosnost
C_{or}	N	8300	Základní statická únosnost

Tabulka 6

Jelikož na tyto ložiska působí vnější síly při vzájemném pohybu kroužků ložisek, jedná se o dynamické zatížení ložisek. Základní trvanlivost při dynamickém zatížení se určí podle rovnice základní trvanlivosti:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P} \right)^p \quad (100)$$

L_{10} – základní trvanlivost [10^6 ot]

C_r – základní dynamická únosnost [N]

P – ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N]

p – mocnitél pro kuličková ložiska $p=3$

Protože frekvence otáček je konstantní, lze vyjádřit také základní trvanlivost v provozních hodinách podle vztahu:

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P} \right)^p \frac{10^6}{60n} \quad (101)$$

L_{10h} – základní trvanlivost [10^6 ot]

n – frekvence otáček [min^{-1}]

Pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení P se použije vztah:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (102)$$

F_r – radiální síla působící na ložisko [N]

F_a – axiální síla působící na ložisko [N]

X – koeficient radiálního zatížení

Y – koeficient axiálního zatížení

Kontrola ložiska ve vazbě A

Radiální síla působící na ložisko:

$$F_{rA} = F_{AZ} = 1910 \text{ N} \quad (103)$$

Axiální síla působící na ložisko:

$$F_{aA} = F_{AX} = 73,8 \text{ N} \quad (104)$$

Platí vztah:

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{73,8}{1910} = 0,039 \leq 0,2 \quad (105)$$

Jelikož platí vztah (105), pak $X=1$ a $Y=0$, tedy:

$$P_A = F_{rA} = 1910 \text{ N} \quad (106)$$

Dosazením vztahu (106) do vztahu (100) lze určit základní trvanlivost ložiska ve vazbě A:

$$L_{10A} = \left(\frac{C_r}{P_A} \right)^p = \left(\frac{13300}{1910} \right)^3 = 337,6 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (107)$$

Základní trvanlivost v provozních hodinách dle vztahu (101) je:

$$L_{10hA} = \left(\frac{C_r}{P_A} \right)^p \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{13300}{1910} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 12,2} = 461258h \quad (108)$$

Kontrola ložiska ve vazbě B

Radiální síla působící na ložisko:

$$F_{rB} = F_{BZ} = 1707 \text{ N} \quad (109)$$

Axiální síla působící na ložisko:

$$F_{aA} = 0 \text{ N} \quad (110)$$

Platí vztah:

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{0}{1707} = 0 \leq 0,2 \quad (111)$$

Jelikož platí vztah (111), pak $X=1$ a $Y=0$, tedy:

$$P_B = F_{rB} = 1707 \text{ N} \quad (112)$$

Dosazením vztahu (112) do vztahu (100) lze určit základní trvanlivost ložiska ve vazbě A:

$$L_{10B} = \left(\frac{C_r}{P_B} \right)^p = \left(\frac{13300}{1707} \right)^3 = 473,0 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (113)$$

Základní trvanlivost v provozních hodinách dle vztahu (101) je:

$$L_{10hB} = \left(\frac{C_r}{P_B} \right)^p \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{13300}{1707} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 12,2} = 646165h \quad (114)$$

Z vypočtených hodnot pomocí vztahů (107), (108), (113) a (114) je jasné, že ložiska ČSN 02 4630 – 6006, jež jsou součástí ložiskové jednotky, mohou být použita, neboť vydrží dostatečný počet cyklů a hodin.