



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

RYCHLOBĚŽNÁ HLAVA VRTACÍ SOUPRAVY

DRILLHEAD FOR A DRILLING SYSTEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Maštera

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Lukáš Maštera
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

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

Koncepce vysokorychlostní vrtné hlavy pro odběr vzorků hornin

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracování koncepčního návrhu nové vysokorychlostní vrtné hlavy jako náhrady za stávající vrtnou hlavu. Stávající vrtná hlava je součástí vrtného stroje Multidrill Hyndaga. Novou vrtnou hlavu je nutno upevnit do stávajícího vrtného vozíku. Vrtanou hlavu je vhodné zachovat jako dvourychlostní.

Technické parametry:

Zdroj hydraulického oleje průtok 60 l/min.

Tlak zdroje max. 240 bar.

Axiální zatížení pracovního vřetene 15 kN.

Pracovní otáčky

– první stupeň – 90 ot/min při krouticím momentu 2650 N.m.

– druhý stupeň – 390 ot/min při krouticím momentu 650 N.m.

Zachování volného průchodu vřetenem o průměru 65 mm.

Cíle diplomové práce:

Kritická rešerše původní vrtné hlavy a shrnutí požadavků na novou vrtnou hlavu.
Koncepte nové vrtné hlavy se zdůvodněním potřebných technických požadavků.
Výpočty koncepčních parametrů především analytickým způsobem.
Návrhové a kontrolní výpočty technických parametrů jinými způsoby výpočtů a simulací.
Návrh komponent dodavatelů a výběr materiálových vlastností nové vrtné hlavy.
Výkres sestavy nové vrtné hlavy.
Dílenské výkresy nové vrtné hlavy.

Seznam doporučené literatury:

- PINKA, Ján. Moderní technologie hlubinného vrtání. Ostrava: Vysoká škola báňská -Technická univerzita Ostrava, 2015. ISBN 978-80-248-3871-7.
- AUSTIN, E.H. Drilling Engineering Handbook, 1st ed., Springer Netherlands, 301 p., 1983, ISBN 978-90-277-1883-9.
- PINKA, Ján, Martin KLEMPA, Jaroslav STRUNA a Vojtěch ZEMAN. Technika a technologie vrtných prací. I. díl, Technika pro provádění vrtných prací. Ostrava: Marionetti Press, 2014. ISBN 978-8-905737-0-3.
- GUAN Zhichuan, CHEN Tinggen, LIAO Hualin. Theory and Technology of Drilling Engineering, 1st ed., Springer Singapore, 2021, ISBN 978-981-15-9326-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Práce se zabývá konstrukčním návrhem nové vrtné hlavy do vrtné soupravy Multidrill Hyndaga, která má nahradit původní vrtnou hlavu a tím vyřešit problémy stávající. Probíhá zde rozbor parametrů od výrobce, rozbor nových požadavků a návrh dvou typů motorů. Byly využity netradiční metody řešení výpočtů koncepčních parametrů potřebných součástí. Výsledkem je koncepční návrh nové vrtné hlavy F-TYP

Klíčová slova

koncepční návrh vrtné hlavy vrtné soupravy, teorie jádrového vrtání, výpočet základních parametrů hydromotoru, zjednodušený návrh čelního ozubeného soukolí, výpočty a simulace jinou formou

ABSTRACT

The thesis focuses on a construction design of a new drilling head designed to replace the original one in a Multidrill Hyndaga drilling ring. The substitution is supposed to provide a solution to the shortcomings of the currently used drilling head. The thesis analyses parameters obtained from the manufacturer, new production requirements and proposes two types of motors. Innovative methods had been implemented in calculations of conceptual parameters of the necessary components. The outcome is a new F-TYPE drilling head.

KEYWORDS

conceptual design of a drilling head of a drilling rig; core drilling theory; calculation of basic parameters of hydraulic motor; simplified design of spur gears; calculations and simulations in another form

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MAŠTERA, L. Koncepce vysokorychlostní vrtné hlavy pro odběr vzorků hornin. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 103 s. Vedoucí diplomové práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 12.5. května 2021

.....

Lukáš Maštera

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi za vedení a podporu při tvorbě této práce.

Také bych rád poděkoval za spoustu nových zkušeností, jak teoretických, tak praktických firmě Bohrtrade, s.r.o. a to konkrétně panu Ing. Markovi Hrdému.

A na závěr bych rád poděkoval celému ústavu za možnost být tolik krásných let její součástí.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Kritická rešerše.....	12
1.1 Teorie vrtání.....	13
1.1.1 Vrtná souprava.....	13
1.1.2 Účely vrtných prací [6].....	13
1.1.3 Vrtné metody	14
1.1.4 Vrtná hlava	18
1.2 Shrnutí teoretických požadavků na novou vrtnou hlavu.....	18
1.3 Koncepce stávající vrtné hlavy	19
1.3.1 Rozbor stávající vrtné hlavy	20
1.3.2 Zhodnocení z hlediska dat servisu.....	31
1.3.3 Hlavní důvody změny stávající koncepce vrtné hlavy	33
2 Koncepce nové vrtné hlavy	34
2.1 Rozbor používání vrtné soupravy	34
2.1.1 Optimalizace výchozích hodnot	35
2.2 Rozbor požadavků	36
2.2.1 Rozbor servisních poznatků.....	37
2.2.2 Rozbor dalších poznatků	38
3 Úprava stávající vrtné hlavy.....	39
3.1 Volba pohonu vrtné hlavy.....	40
3.1.1 Pohon hydromotorem TMV 650	41
3.1.2 Pohon hydromotorem SAI BD1	46
3.1.3 Zhodnocení	51
3.2 Převodová skříň	53
3.2.1 Převod.....	53
3.2.2 Uložení hřídelí	68
3.2.3 Spojovací člen	83
3.2.4 Konstrukční návrh skříňe	89
3.3 Ostatní části vrtné hlavy	92
3.4 Výsledná vizualizace koncepce	93

Závěr	94
Seznam použitých zkratk a symbolů	99
Seznam příloh.....	103

ÚVOD

Inženýrská geologie, hydrogeologie a obecně odvětví zabývající činností založenou na podloží, potřebují ke své činnosti znát přesné mechanické vlastnosti zemin a hornin z kterých je podloží složeno. K zjištění těchto fyzikálních vlastností se využívá geologických průzkumů, které pomocí vrtných souprav odebírají vzorky podloží k pozdějšímu rozboru. Jednou z firem zajišťující vypracování těchto podkladů pro zakládání staveb a jejich sanaci se zabývá firma GEODRILL s.r.o.

Pro menší geologické vrty se firma vybavila mobilními vrtnými soupravami Multidrill Hyndaga, které vynikají svou kompaktností a prostupností terénem. Díky tomu je tato souprava využívána po celé ČR k odběru vzorků jakéhokoliv typu podloží. To vyžaduje variabilitu pracovních otáček vrtacího nástroje pro daný typ podloží, kterou zde zajišťuje vrtná hlava R00D060.

Jako každé těžce pracující zařízení vyžaduje i vrtná hlava servis, při kterém dochází k výměně náplní, ložisek nebo spojovacích členů po předem stanovených motohodinách. Tato vrtná hlava však vykazuje extrémní nároky na servis, a to především její vlastní konstrukční nedokonalostí.

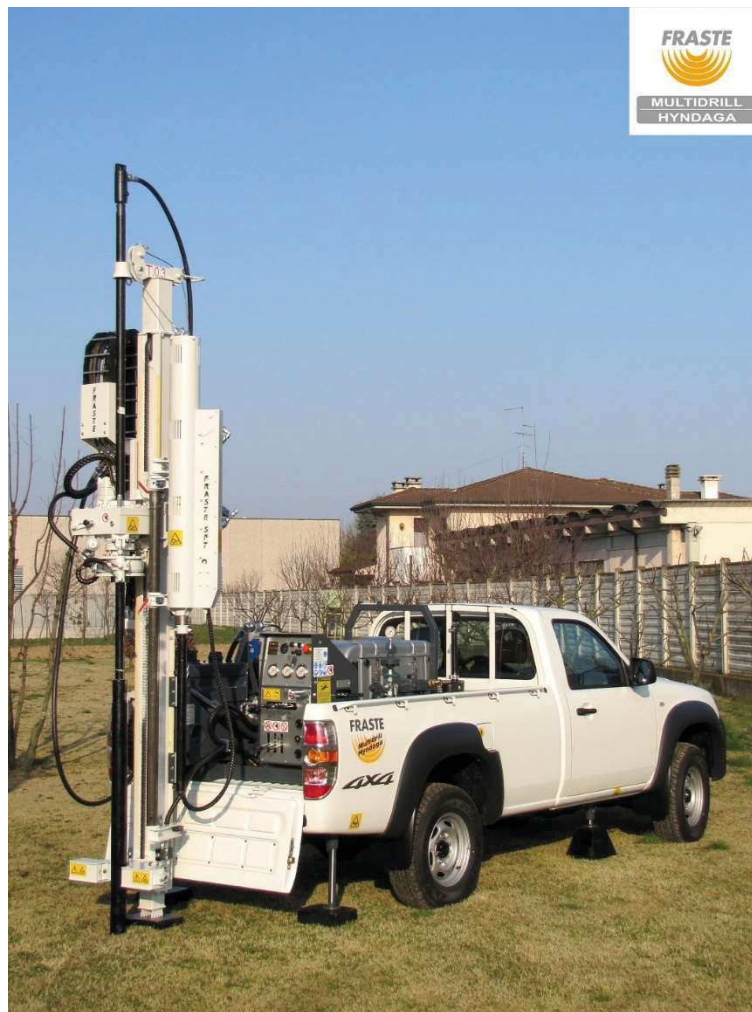
Servis vrtných hlav pro tuto společnost zajišťuje firma Bohtrade s.r.o., která byla oslovena s požadavkem na vyřešení těchto nedostatků a úpravy vrtné hlavy tak, aby více vyhovovala jejím vrtacím záměrům. V této diplomové práci bude tedy vypracován rozbor stávající vrtné hlavy a následně navržen nová vrtná hlava splňující požadavky stanovené vrtmistrem.

1 KRITICKÁ REŠERŠE

Vrtnou soupravu Multidrill Hyndaga vyrábí italská firma FRASTE S.p.A. [1]

Tato společnost působí v oboru od roku 1964 a kromě vrtných souprav vyrábí i pomocná zařízení související se zemním vrtáním např. výplachové hlavy, kladiva, svěry vrtných tyčí nebo celé vrtné soupravy.

Provozovatelem vrtné soupravy je Česká firma GEODRILL s.r.o. [2] jejíž činnost začala roku 1993 a vrtnou soupravu Multidrill Hyndaga (obr. 1.1) používá od roku 2015



Obr. 1.1 Vrtná souprava Multidrill Hyndaga [4]

Vrtná souprava Multidrill Hyndaga je postavena na podvozku pick-upa, určena k rotačnímu vrtání, především pro teorii šnekového a jádrového vrtání, a provádí hlavně geologické a přírodní vrtací operace, s možností automatického SPT pro pozemní sondy. [3]

1.1 TEORIE VRTÁNÍ

1.1.1 VRTNÁ SOUPRAVA

„Vrtná souprava je sestavená z komplexu strojů a zařízení umožňujících rozpojovat horninu na čele vrtu, získávat vzorek horniny, vykonávat manipulaci s vrtným nářadím, očišťovat dno vrtu a vynášet rozrušenou horninu na povrch (případně vrtné jádro při jádrovém vrtání), zabezpečovat stěny vrtu a některé další operace, které jsou potřebné pro využití vrtu pro daný účel.“ [4] str. 16

- Hlavní funkční celky vrtných souprav [5] str. 16
 - pohonná zařízení
 - pohonné motory – elektrické, spalovací, vzduchové
 - převody – reduktory, rychlostní skříně, hydraulický měnič, spojky
 - regulátory – spouštěč, startér
 - těžní zařízení
 - převodové prvky – řetězové převody, ozubené převody, lanové převody, hydraulické převody
 - ostatní části těžních zařízení vrtných souprav – vrtný vrátek, kladkostroj, vrtný hák, vrtné věže, stožáry
 - vrtací zařízení
 - vrtací zařízení při rotačním vrtání – rotační stoly, vrtná vřetena, rotační hlavy, ponorné vrtací motory
 - vrtací zařízení při vrtání pomocí energie úderu
 - proplachové zařízení
 - bezpečnostní a ochranná zařízení
 - měřicí a regulační zařízení

Celek je pak označován jako tzn. vrtná souprava, sloužící především k vytváření hlubinných vrtů.

„Hlubinný vrt je dlouhé důlní dílo, u něhož poměr (délka/průměr) má maximální velikost.“ [5] str. 6.

Vrty se hloubí za účelem vytěžení horniny při průzkumu ložisek nerostných surovin, nebo využití objemu dutiny.

1.1.2 ÚČELY VRTNÝCH PRACÍ [6]

- vrty na ropu, zemní plyn a geotermální energii
- vrtné práce v inženýrské geologii a geotechnice
- vrtné práce ve stavebnictví
- vrty pro tepelná čerpadla
- vrty hloubené pro hydrogeologické účely

Vrtná hlava požadované konstrukce spadá do kategorie vrtných hlav pro odebrání geologických vzorků pro průzkum ložisek nerostných surovin. Pro tuto kategorii účelu vrtu lze využít všechny běžné typy vrtacích souprav s vrtací hlavou umožňující výplach.

1.1.3 VRTNÉ METODY

Vrtací metody se dají rozdělit podle teorie vrtání pro jednotlivé druhy nástrojů, např. teorie vrtání valivými dláty a teorie vrtání řeznými nástroji [7] str. 7, nebo podle italské firmy Massenza Drilling rigs [8], vyrábějící vrtné soupravy již od roku 1921, na:

- Direct circulation drilling – přímé cirkulační vrtání (přímý výplach)
- Reverse circulation drilling – reverzní cirkulační vrtání (nepřímý výplach)
- Compressed air drilling – hloubení stlačeným vzduchem
- Percussion Drilling – vrtání řeznými dláty
- Wireline coring – jádrové vrtání

K anglickým názvům se dají přirovnat metody podle české literatury [9]. Námi zkoumaná vrtná souprava se však využívá především pro:

VRTÁNÍ ROTAČNÍ

„Jeho technický vývoj je ovlivňován především kvalitou a rychlostí získávání dokonalých, přímých geologických podkladů – horninových vzorků – vrtných jader. Charakteristickým vrtným nástrojem je vrtná korunka.“ [9]

VRTÁNÍ ŠNEKOVÉ [7] STR. 9

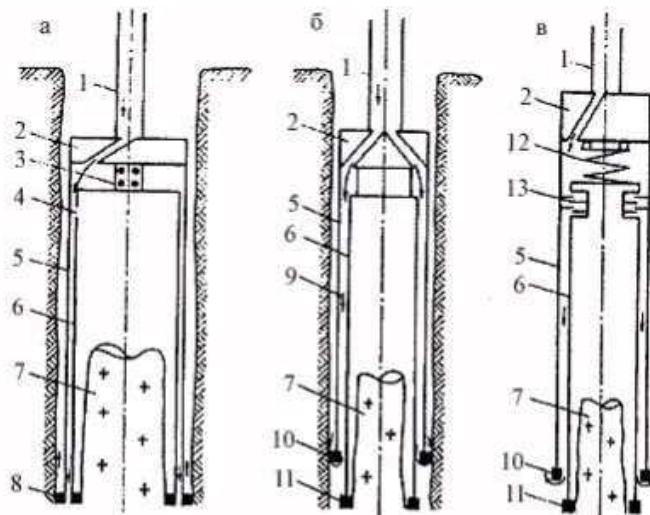
Vrtání rotační, vrtný nástroj horninu rozruší a zároveň vynáší. Patří mezi nejjednodušší vrtací metody, určené především pro zeminy a měkké horniny. Zejména se pak hodí na plastické materiály. Vrtným nástrojem je talířový spirálový vrták.



Obr. 1.2 Vrtání šnekové [10]

VRTÁNÍ JÁDROVÉ [11] STR. 11, [10]

Jádrové vrtání lze využít ve všech typech podloží. Při hloubce vrtu do 1000 m. Vrtá se vrtnou korunkou (na obr. 1.3 pozice (8), (10) a (11)) umístěnou na vrtném nástroji.



Obr. 1.3 Jádrové vrtání [10]

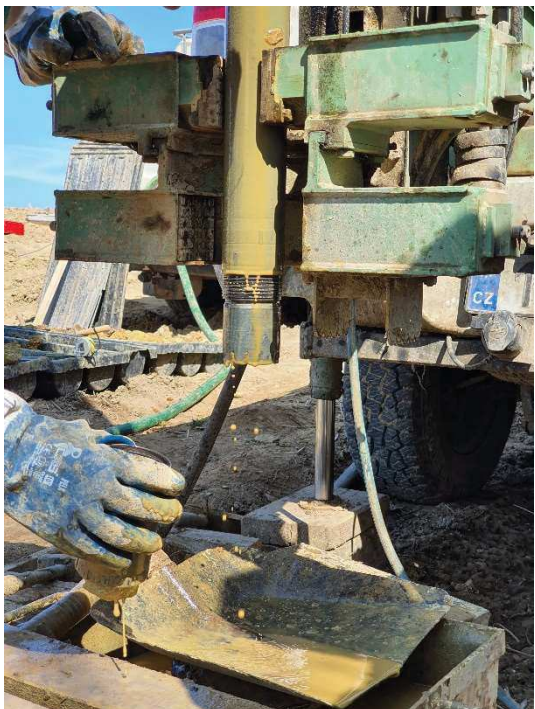
Jádrová trubková výztuha na obr. 1.3 pozice (6), tzv "jádrovnice" je umístěna na začátku vrtné kolony (pozice (1)) a rotačním pohybem narušuje horninu vrtnou korunkou (pozice (8)) tak, aby jádro jádrovnice obsahovalo neporušený vzorek (na obr. 1.3 pozice (7) a také obr. 1.6).

Jádrovnice se následně vytěží, odebere se z ní vzorek a uskladní do přepravek k pozdějšímu zpracování a vyhodnocení mechanických a fyzikálních vlastností. Odebírání vzorku závisí na požadavcích geologa, obvykle se však těží každá zavrtaná jádrovnice, kdy soubor vzorků podává komplexní informace v celé hloubce vrtaného podloží.

Druhy používaných vrtných korunek pro jádrové vrtání firmou GEODRILL s.r.o. vyrobené firmou Urdiamant s.r.o. ([12] na obr. 1.4)- 1. Tvrdokovová korunka; 2. Korunka se slinutými karbidy; 3. Diamantová korunka



Obr. 1.4 Vrtné korunky



Obr. 1.5 Trhací přípravek



Obr. 1.6 Vzorky vyjmuté z jádrovnice

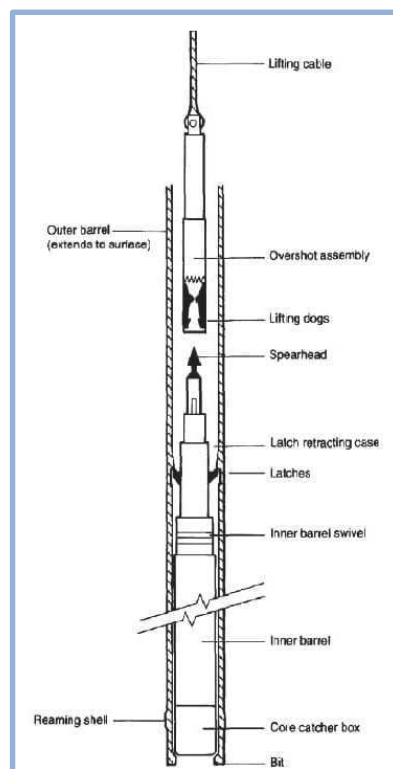
Vzorek se následně vyjme z jádrovnice (mechanicky nebo tlakem vody / vzduchu) a uloží k pozdějšímu zpracování (obr. 1.6).

VRTÁNÍ JÁDROVÉ – METODOU WIRELINE [7]

Umožňuje rychlé umístění a opětovné vytažení jádrovnice, nacházející se uvnitř vrtné kolony. Tím není třeba vrtnou kolonu k vytěžení jednotlivých odebraných vzorků vytahovat celou.



Obr. 1.7 Vrtání metodou Wireline [7]



Obr. 1.8 Schéma jádrovnice [7]

Jádrové vrtání metodou Wireline se vyplácí zhruba od 60 m hloubky vrtu, do této doby je rychlejší vytáhnout celou kolonu, zejména pak u strojů s možností zdvihu vrtné kolony až o 9 m (vrtná tyč má obvykle 3 m). Jádrovnice (Core catcher box + inner barrel) je zajištěna na začátku vrtné kolony a vrtá společně s ní. Chytač jádrovnice (Overshot assembly) je volným pádem poslán dolů vrtnou kolonou. Zasažením zadní části jádrovnice dojde k jejímu odjištění od vrtné kolony. Poté je jádrovnice vytěžena a poslána zpět volným pádem na začátek vrtné kolony, kde se zajistí.

Vrtná kolona (Outer barrel; pažnice) se vytahuje až po dokončení sondování, popř. je-li třeba vyměnit vrtnou korunku.

Obě metody vyžadují vysoké otáčky vrtacího nástroje při odebrání vzorku, naopak pro začátek vrtání je zapotřebí nízkých otáček a vysokého kroutícího momentu pro rozrušení svrchního podloží (tzv. navrtání). Tento rozdíl otáček musí pokrýt vrtná hlava.

1.1.4 VRTNÁ HLAVA

Vrtná hlava je zařízení sloužící k pohonu vrtacího nástroje, je umístěna na posuvném vozíku (vrtném vozíku). K pohonu se převážně využívá tlak hydraulické kapaliny – hydromotory.

- Režim vrtání

„Režim vrtání je dán přítlakem, otáčkami a proplachem. Každá z těchto složek je samostatně regulovatelná, nezávisle na složkách ostatních. Cílem všech teoretických rozborů i provozních zkoušek je zjistit, která kombinace těchto režimových složek je nejvýhodnější.“ [7] str.7

- režim přítlaku
 - stálý přítlak
 - kmitavý přítlak
 - příklepný přítlak
 - nárazový přítlak
 - bez přítlaku
- proplach
 - druh cirkulace – Přímý nebo nepřímý
 - velikost průtoku – litry za minutu
 - druhu výplachu – kapalný, pěnový, plynný

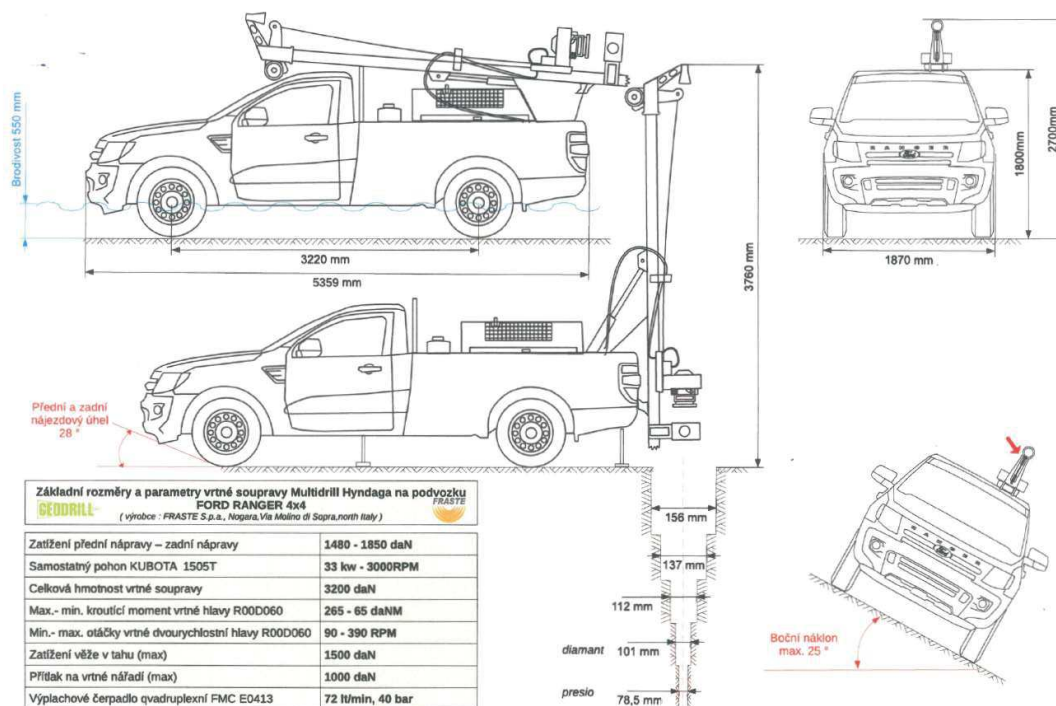
1.2 SHRNUÍ TEORETICKÝCH POŽADAVKŮ NA NOVOU VRTNOU HLAVU

Nová vrtná hlava má sloužit ke stejnému účelu jako stávající, proto musí splňovat základní předpoklady pro

- účel vrtných prací
 - vrty hloubené pro hydrogeologické účely
 - vrtné práce v inženýrské geologii a geotechnice
- vrtací metody
 - vrtání šnekové
 - vrtání jádrové
- vrtná hlava
 - otáčky – variabilní
 - režim přítlaku – mírný nebo bez přítlaku
 - proplach – přímý proplach

1.3 KONCEPCE STÁVAJÍCÍ VRTNÉ HLAVY

Stávající vrtná hlava nese označení R00D060 a je součástí stroje Multidrill Hyndaga na podvozku FORD RANGER 4x4 [3] (obr. 1.9)



Obr. 1.9 Základní rozměry a parametry vrtné soupravy Multidrill Hyndaga na podvozku FORD RANGER 4x4 [13]

Pro pohon všech hydraulických komponent je vrtná souprava vybavena generátorem Kubota V1505 T-E3B - 33 kW [14]. Obsluha vrtné soupravy má možnost nastavit otáčky motoru, rovněž průtok (max 60 [l · min⁻¹]) a tlak (max 210 [bar]) s aktivní účastí systému LOAD SENSING (popsané v kapitole “Zhodnocení podle kroutících momentů“)



Obr. 1.10 Štítek vrtné soupravy Multidrill Hindaga

Italský výrobce vrtných souprav v technické dokumentaci uvádí parametry minimálních a maximálních otáček a kroutícího momentu vrtné hlavy. Ty poslouží jako základní parametry pro zhodnocení stávající vrtné hlavy. Označme tyto parametry jako [13]:

$$n_1 = 90 [rpm] \text{ pro } M_{k1} = 265 [daN \cdot m] = 2650 [N \cdot m] \quad (1.1)$$

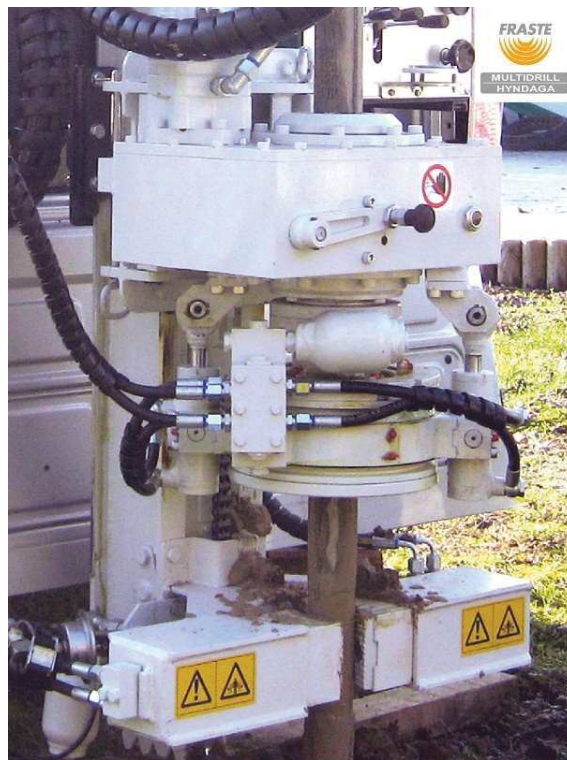
$$n_2 = 390 [rpm] \text{ pro } M_{k2} = 65 [daN \cdot m] = 650 [N \cdot m] \quad (1.2)$$

Kde:

n_n [rpm] Otáčky pro n -tý rychlostní stupeň

M_{kn} [N · m] Kroutící moment pro n -tý rychlostní stupeň

Technická dokumentace (obr. 1.9) ani štítek (obr. 1.10) nám neposkytne mnoho užitečných informací, proto bude pro více informací na náhradní vrtné hlavě stejné koncepce proveden rozbor.



Obr. 1.11 Vrtná hlava [13]

1.3.1 ROZBOR STÁVAJÍCÍ VRTNÉ HLAVY

Rozbor byl umožněn ve firmě Bohrtrade s.r.o. [15], která se zabývá servisem, výrobou a prodejem vrtné techniky. Firma provádí servis stávající vrtné hlavy již od pořízení vrtné soupravy a jejich dat a poznatků o servisních opravách bude využito k návrhu úpravy stávající a návrhu nové vrtné hlavy.



Obr. 1.12 Demontáž stávající vrtné hlavy

Převodová skříň je osazena hydromotorem OMS 125 firmy Danfoss [16]. Hydromotory Danfoss jsou obecně dost rozšířené a jejich aplikace k hydraulickému pohonu strojů je velice častá. Jeho základní parametry, dále využité pro výpočty, jsou uvedeny v tabulce tab. 1.1.

Tab. 1.1 Technické informace pro hydromotor OMS 125

OMS 125		
Geometrický objem	cm^3/rev	125,7
Kontinuální pracovní tlak	$bar (MPa)$	210 (21)
Int. pracovního tlaku	$bar (MPa)$	275 (27,5)
Kontinuální maximální rychlost	rpm	600
Int. maximální rychlosti	rpm	720
Kontinuální kroutící moment	Nm	375
Int. kroutícího momentu	Nm	490
Int. výkonu	kW	22

Pozn.:

Hodnoty uvedené v závorce jsou přepočtem hodnot udávaných výrobcem v katalogu.

Int. – přerušovaný provoz (přípustné hodnoty se mohou vyskytovat max. 10 % z každé minuty)

Dále pak převodová skříň obsahuje jeden primární převod a dva stupně řaditelné mechanicky vidličkovým mechanismem, pákou umístěnou na čelní straně převodové skříně (obr. 1.11). Vložená hřídel je uložena na dvou ložiscích SKF T4CB 100 a vřeteno je pak uloženo na dvou ložiscích SKF 1005. Skříň pak proti vniknutí nečistot chrání labyrint a sada gufer. Na víku je pak umístěn odvzdušňovací ventil a na dně skříně vypouštěcí otvor. Na čele skříně je vedle pákového řazení rychlostí umístěn olejoznak.

Nyní bude provedena série výpočtů a měření, která nám ukáže, jak moc reálné jsou hodnoty udávané výrobcem a k jakým hodnotám se musíme přiblížit při návrhu nového řešení.

ROZBOR

Zásadní rozměry pro návrh nové vrtné hlavy jsou:

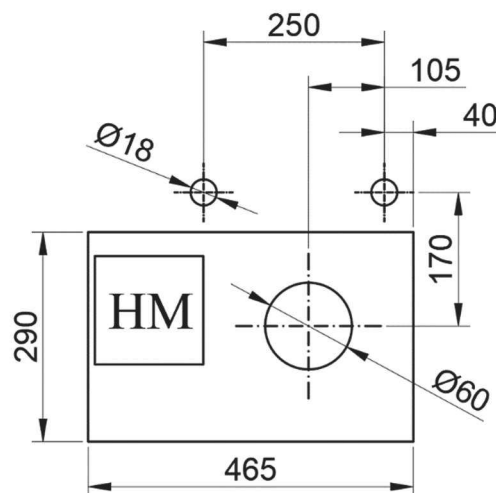
- rozteč a poloha zajišťovacích čepů
 - novou vrtnou hlavu musí být možno umístit do stávajícího vrtného vozíku
- rozměr a poloha vřetene vzhledem k poloze zajišťovacích čepů
 - osa vřetene musí být shodná s osou pomocných čelistí
- rozměr a poloha
 - nová vrtná hlava musí mít možnost připojení stávajících vrtných zařízení (např. svěra, výplachová hlava, ...)

Následující rozměry mohou být přizpůsobeny

- celkové rozměry skříně
 - šířka, délka a výška nové vrtné hlavy nesmí přesáhnout 100 mm
- poloha hydromotoru vzhledem k hydraulickému vedení
 - pro jednoduchost montáže by měl hydromotor zůstat umístěn na přibližně stejném místě jako na stávající vrtné hlavě

Pozn.:

Rozměry byly zjištěny při rozboru stávající skříně měřením posuvným měřidlem a délkoměrem. Tolerance pro rozměry dle ČSN ISO 2768-1 (Tolerance netolerovaných rozměrů) pro třídu přesnosti „m“.



Obr. 1.13 Schematické znázornění základních rozměrů pro novou vrtnou hlavu

PARAMETRY UDÁVANÉ VÝROBCEM

Poměr rychlostních stupňů i_m pro otáčky udávané výrobcem podle obr. 1.9

$$i_m = \frac{n_2}{n_1} = \frac{390 [rpm]}{90 [rpm]} = 4,33 \quad (1.7)$$

Kde:

i_m [-] Poměr rychlostních stupňů výrobce
 n_n [rpm] Otáčky pro n -tý rychlostní stupeň

Poměr rychlostních stupňů i_{M_k} pro kroutící momenty udávané výrobcem podle obr. 1.9

$$i_{M_k} = \frac{M_{k1}}{M_{k2}} = \frac{2650 [N \cdot m]}{650 [N \cdot m]} = 4,07 \quad (1.8)$$

Kde:

i_{M_k} [-] Poměr kroutících momentů výrobce
 M_{kn} [N · m] Kroutící moment pro n -tý rychlostní stupeň

ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Tab. 1.2 Přehled poměrů jednotlivých převodových stupňů

		Udávané výrobcem	Vypočtené
Rychlostních stupňů	[-]		4,50
Otáčky	[-]	4,33	
Kroutící moment	[-]	4,07	

Z výše uvedených výpočtu v tab. 1.2 je již patrné, že údaje uvedené v technické dokumentaci jsou zavádějící. Poměr hodnot kroutících momentů a otáček udávaných výrobcem, by rovněž měly vycházet 4,5, ale liší se. Tato skutečnost navádí k jejich ověření. Proto proběhne měření otáček při reálném provozu

ZHODNOCENÍ PODLE OTÁČEK

Jak již bylo předesláno, pro kompletní zhodnocení otáček je zapotřebí reálné měření vrtné hlavy v provozu. Z hodnot udávaných výrobcem se nedá s jistotou vycházet, jelikož jsou zavádějící. Pro návrh nové vrtné hlavy je zapotřebí vycházet z hodnot podaných reálnou vrtnou soupravou.

MĚŘENÍ OTÁČEK STÁVAJÍCÍ VRTNÉ HLAVY

Otáčky spalovacího motoru byly nastaveny tak, aby průtok odpovídal $60 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ to odpovídá otáčkám 1800 rpm generátoru Kubota. Následně jsme měřili výstupní otáčky vřetene optickým otáčkoměrem obr. 1.16



Obr. 1.15 Značka pro měření otáček původní vrtné hlavy



Obr. 1.16 Optický otáčkoměr DT-2236

Naměřené otáčky pro jednotlivé stupně jsou

$$n_{1\ sku} = 68 [rpm] \quad (1.9)$$

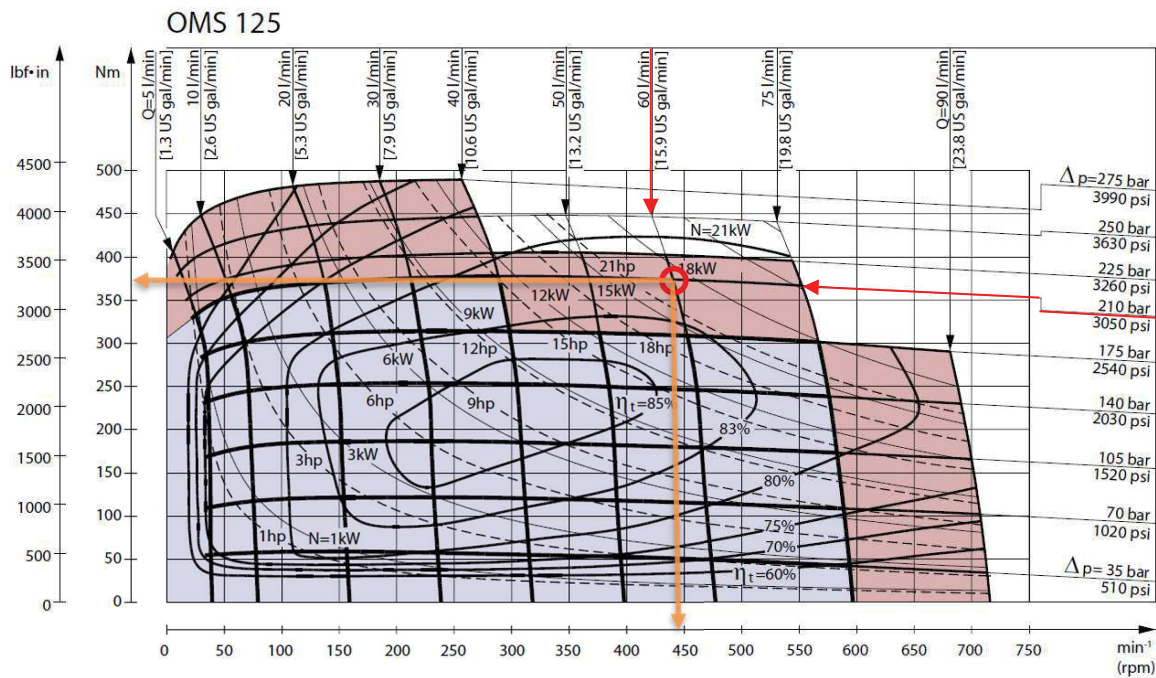
$$n_{2\ sku} = 308 [rpm] \quad (1.10)$$

Kde:

$$n_{n\ sku} [rpm] \quad \text{Otáčky naměřené pro n-tý rychlostní stupeň}$$

Tyto hodnoty porovnáme s výpočtem, do kterého budeme dosazovat geometrický objem hydromotoru OMS 125 a to $V_g = 125 \text{ cm}^3$. Dalšími parametry jsou pak průtok $Q = 60 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ shodný s průtokem při měření a tlakový spád $\Delta p = 210 \text{ bar}$ (hodnoty Q a Δp označíme jako „pracovní hodnoty“).

Z funkčního diagramu na obr. 1.17 pro hydromotor OMS 125 pak odečteme otáčky, kroutící moment a účinnost pro pracovní hodnoty hydromotoru



Obr. 1.17 Funkční diagram pro OMS 125 – vyznačení oblasti pro pracovní hodnoty [17] str 19

Hodnoty odečtené z funkčního diagramu a uvedené v tab. 1.3 poslouží k výpočtům pro ověření hodnota uváděných výrobcem.

Tab. 1.3 Odečtené hodnoty z funkčního diagramu pro OMS 125

Oblast účinnosti (pro výpočet)	$\eta [-]$	80 – 83% (81% → 0,81)
Otáčky	$n [rpm]$	≈ 440
Kroutící moment	$M_k [N \cdot m]$	≈ 370

Teoretické otáčky pro rychlostní stupně.

$$n_{1\ teo} = n \cdot \frac{1}{i_1} = 440 \cdot \frac{1}{5,523} = 79,7 [rpm] \quad (1.11)$$

$$n_{2\ teo} = n \cdot \frac{1}{i_2} = 440 \cdot \frac{1}{1,227} = 358,5 [rpm] \quad (1.12)$$

Kde:

$n_{n\ teo}$ [rpm] Teoretické otáčky pro n-tý rychlostní stupeň

n [rpm] Otáčky určené z grafu výrobce pro OMS 125

i_n [-] Převodový poměr n-tého rychlostní stupeň

Otáčky hydromotoru orientačně ověříme výpočtem podle obecně platných vzorců. Vzorec doplníme ještě o efektivitu hydromotoru a získáme tak otáčky hydromotoru n_{vyp} v závislosti na průtoku.

$$n_{vyp} = \frac{Q}{V_g} \cdot \eta = \frac{60[L \cdot \text{min}^{-1}]}{125[\text{cm}^3 \cdot \text{rev}^{-1}]} \cdot 0,81 = \mathbf{388,8 [rpm]} \quad (1.13)$$

Kde:

n_{vyp}	[rpm]	Otáčky vypočítané hydromotoru
Q	[$\text{m}^3 \cdot \text{sec}^{-1}$]	Objemový průtok hydromotorem
V_g	[$\text{cm}^3 \cdot \text{rev}^{-1}$]	Geometrický objem hydromotoru
η	[-]	Účinnost hydromotoru

Rozšířením otáček o převodový poměr pak získáme otáčky $n_{n \text{ vyp}}$ pro n-tý rychlostní stupeň

$$n_{1 \text{ vyp}} = n_{vyp} \cdot \frac{1}{i_1} = 388,8 [rpm] \cdot \frac{1}{5,523} = \mathbf{70,4 [rpm]} \quad (1.14)$$

$$n_{2 \text{ vyp}} = n_{vyp} \cdot \frac{1}{i_2} = 388,8 [rpm] \cdot \frac{1}{1,227} = \mathbf{316,8 [rpm]} \quad (1.15)$$

Kde:

$n_{n \text{ vyp}}$	[rpm]	Otáčky vypočítané pro n-tý rychlostní stupeň
n_{vyp}	[rpm]	Otáčky vypočítané hydromotoru
i_n	[-]	Převodový poměr n-tého rychlostní stupeň

ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Tab. 1.4 Přehled otáček jednotlivých převodových stupňů

	Výrobce vrtné soupravy	Výrobce hydromotoru	Vypočtené	Naměřené
Otáčky 1° [rpm]	90	79,7	70,4	68
Otáčky 2° [rpm]	390	358,5	316,8	308

Hodnoty udávané výrobcem vrtné soupravy se vzhledem k hodnotám naměřeným v reálném provozu liší o více než 30 %.

Hodnoty udávané výrobcem hydromotoru by pak odpovídaly pro účinnost hydromotoru 91 %. Nikoliv 81 % jak uvádí výrobce ve funkčním diagramu na obr. 1.17

Hodnoty vypočtené a naměřené se liší velice nepatrně.

Hodnoty naměřené jsou velice orientační. Z časových důvodů bylo provedeno pouze jedno měření, což je pro vyhodnocení přesných hodnot otáček nedostatečné. K porovnání hodnot a následnému návrhu nového řešení však postačí.

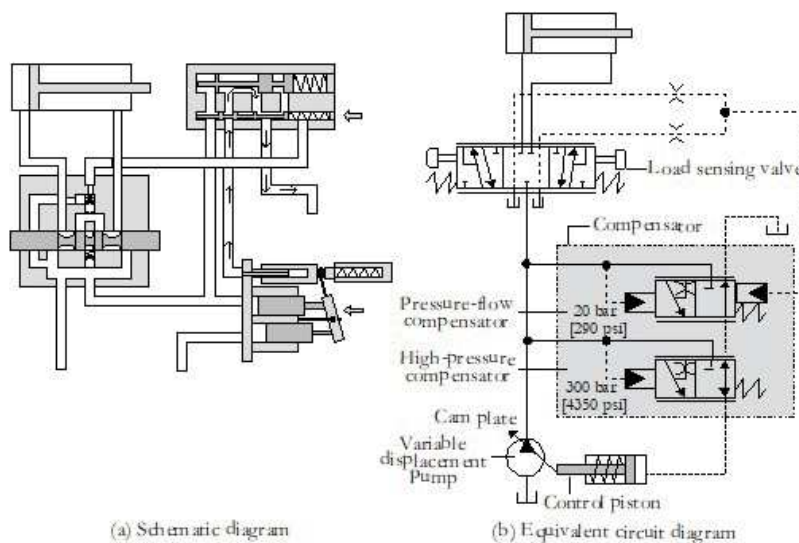
Do výpočtů nebyla zahrnuta účinnost převodové skříně, která přispívá k rozdílu výsledků vzhledem k naměřeným hodnotám stejnou měrou, a proto je možné tuto účinnost zanedbat. Pro následující návrh nového řešení se tedy bude vycházet z hodnot vypočtených, které se nejvíce blíží reálným hodnotám.

ZHODNOCENÍ PODLE KROUTÍCÍCH MOMENTŮ

Generátor Kubota je mimo jiné zařízení osazen hydraulickým čerpadlem s funkcí „Load Sensing Hydraulic Systems” tento systém výrazně pomáhá snížit ztráty vzniklé regulací tlaku a průtoku, zároveň udržuje konstantní průtok při změně zatížení hydraulického oběhu.

OPERATION OF A LOAD SENSING SYSTEM

„System *Load Sensing Hydraulic Systems* (česky: *Snímání zátěže hydraulického okruhu, zkráceně: Load Sensing*) se skládá z variabilního čerpadla s plynulou regulací geometrického objemu, bloku kompenzátoru a regulačního ventilu se snímáním zátěže v uzavřeném okruhu. Dvaceti barová (2MPa) pružina tlačí cívku kompenzátoru průtoku směrem doleva, když v systému není tlak. Tato poloha cívky zajišťuje, že hydraulická kapalina proudí přímo z čerpadla do zásobníku. Protože na ovládací píst čerpadla nepůsobí žádný tlak kapaliny, je čerpadlo nuceno přesunout se do polohy maximálního úhlu. V této poloze je čerpadlo připraveno produkovat maximální průtok.“ [18]



Obr. 1.18 Schematické jednoduchého systému snímání zatížení v jeho počáteční poloze [18]

Po uvedení čerpadla do provozu nastává jeden z těchto pracovních režimů [18]:

1. nízkotlaký pohotovostní režim
když je čerpadlo zapnuté a rozvaděč je ve střední poloze,
2. režim snímání zatížení
když je aktivován směrový regulační ventil a zátěž se pohybuje s požadovaným tlakem a průtokem a
3. vysokotlaký pohotovostní režim
když se zatížení pod tlakem nemění

Krouticí moment hydromotoru M_k přepočítáme pomocí převodových poměrů na vřeteno obdobně jako při přepočtu otáček na první a druhý rychlostní stupeň (viz. vzorce (1.11) a (1.12))

$$M_{k1teo} = M_k \cdot i_1 = 370 [N \cdot m] \cdot 5,523 = \mathbf{2043,4 [N \cdot m]} \quad (1.16)$$

$$M_{k2teo} = M_k \cdot i_2 = 370 [N \cdot m] \cdot 1,227 = \mathbf{454,1 [N \cdot m]} \quad (1.17)$$

Kde:

M_{knteo} [N · m] Teoretický kroutící moment pro n-tý rychlostní stupeň

M_k [N · m] Kroutící moment z grafu výrobce pro OMS 125

i_n [–] Převodový poměr n-tého rychlostní stupeň

Obdobně jako při výpočtu otáček (viz. vzorec (1.13)) můžeme kroutící moment hydromotoru M_k vypočítat podle vztahu

$$M_{kvyyp} = V_g \cdot \Delta p \cdot \eta = 125 [cm^3 \cdot rev^{-1}] \cdot 210 [bar] \cdot 0,81 = \mathbf{338,403 [N \cdot m]} \quad (1.18)$$

Kde:

M_{kvyyp} [N · m] Kroutící moment vypočítaný hydromotoru

V_g [cm³ · rev⁻¹] Geometrický objem hydromotoru

Δp [bar] Tlakový spád na hydromotoru

η [–] Účinnost hydromotoru

Přepočet kroutícího momentu na vřeteno M_{knvyyp} s využitím převodových poměrů ze vzorce (1.4) a (1.5) pro jednotlivé rychlostní stupně

$$M_{k1vyyp} = M_{kvyyp} \cdot i_1 = 338,403 [N \cdot m] \cdot 5,523 = \mathbf{1868,909 [N \cdot m]} \quad (1.19)$$

$$M_{k2vyyp} = M_{kvyyp} \cdot i_2 = 338,403 [N \cdot m] \cdot 1,227 = \mathbf{415,313 [N \cdot m]} \quad (1.20)$$

Kde:

M_{knvyyp} [N · m] Kroutící moment vypočtený pro n-tý rychlostní stupeň

M_{kvyyp} [N · m] Kroutící moment vypočítaný hydromotoru

i_n [–] Převodový poměr n-tého rychlostní stupeň

ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

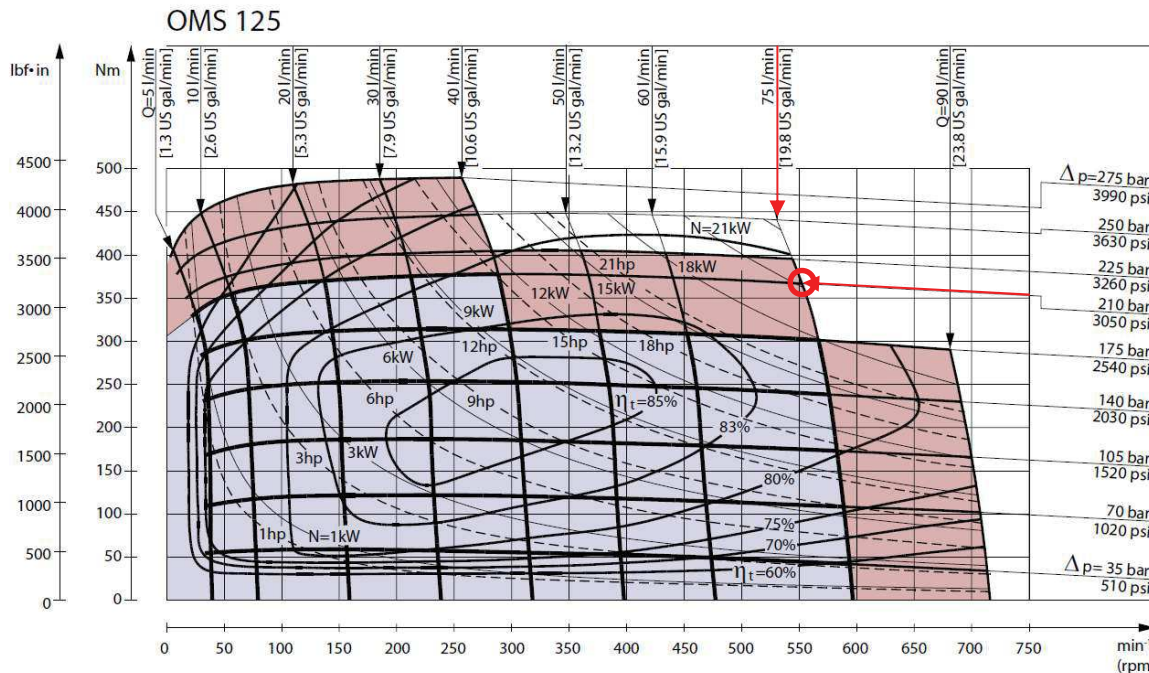
Tab. 1.5 Přehled kroutících momentů jednotlivých převodových stupňů

	Výrobce vrtné soupravy	Výrobce hydromotoru	Vypočtené
Kroutící moment 1° [N · m]	2650	2043,4	1868,9
Kroutící moment 2° [N · m]	650	454,1	415,3

Hodnoty udávané výrobcem vrtné soupravy se vzhledem k hodnotám vypočteným liší taktéž o více než 30 % jako v případě kapitoly „Zhodnocení podle otáček“.

Hodnoty udávané výrobcem hydromotoru se opět výrazně liší.

Informace udávané výrobcem jsou dost zavádějící. Například v případě výrobce hydromotoru OMS 125 kdy se v katalogu [17] str. 11 udávají hodnoty trvalého tlakové spádu 210 bar a trvalého průtoku 75 [L · min⁻¹], které po přenesení do diagramu (na obr. 1.19) překračují ideální provozní oblast.



Obr. 1.19 Funkční diagram pro OMS 125 – vyznačení oblasti pro hodnoty udané výrobcem [17] str 19

Použitý agregát KUBOTA s vestavěným hydraulickým čerpadlem nedokáže, z důvodu aktivní funkce Load sensing, vyvinout vyšší tlakový spád v hydraulickém systému, než je 210 bar. Tlakový spád potřebný pro tento provozní stav je následující

$$\Delta p_{pot} = \frac{M_{k1}}{V_g} \cdot i_1 = \frac{2650 [N \cdot m]}{125 \cdot 10^{-6} [m^3 \cdot rev^{-1}]} \cdot 5,523 = 241,2 [bar] \quad (1.21)$$

Kde:

- | | | |
|------------------|---------|--|
| Δp_{pot} | [bar] | Tlakový spád potřebný na hydromotoru |
| M_{k1} | [N · m] | Kroutící moment udávaný výrobcem pro první rychlostní stupeň |
| i_1 | [-] | Převodový poměr pro první rychlostní stupeň |

Z výpočtu vyplývá, pro vyvození kroutícího momentu 2650 Nm je zapotřebí alespoň 241,2 bar a to bez uvažování účinností. To znamená, že ani při přetáčení agregátu, by vrtná hlava neměla mít možnost dosáhnout kroutících momentů udávaných výrobcem vrtné soupravy.

Měření kroutícího momentu na vřetenu stroje je velice nákladné a kroutící moment vrtné soupravy není pro zákazníka stěžejní, proto na toto měření nebyl brán při zhodnocení ohled. Pro návrh nové vrtné hlavy budeme vycházet z hodnot vypočtených, tak jako při zhodnocení otáček.

ZHODNOCENÍ PODLE VÝKONU

Vycházíme-li z hodnot udávaných výrobcem (obr. 1.9), potřebný výkon pro jednotlivé rychlostní stupně vypočítáme podle obecně známého vzorce

$$P_1 = M_{k1} \cdot \omega = M_{k1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1 = 2650[\text{N} \cdot \text{m}] \cdot 2 \cdot \pi \cdot 90[\text{rpm}] = 24,963[\text{W}] \cong \mathbf{25 [\text{kW}]} \quad (1.22)$$

$$P_2 = M_{k2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2 = 650[\text{N} \cdot \text{m}] \cdot 2 \cdot \pi \cdot 390[\text{rpm}] = 26,533[\text{W}] \cong \mathbf{26,5 [\text{kW}]} \quad (1.23)$$

Kde:

P_n	[kW]	Výkon pro n-tý rychlostní stupeň
M_{kn}	[N · m]	Kroutící moment pro n-tý rychlostní stupeň
ω	[rev · sec ⁻¹]	Úhlová rychlost
n_n	[rpm]	Otáčky pro n-tý rychlostní stupeň

ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Stávající pohon KUBOTA V1505-T s výkonem 33 kW je tedy dostatečně předimenzován.

Nevyhovuje však použitý motor OMS 125 vzhledem k parametrům uvedeným v tab. 1.1 a to konkrétně maximální výkon hydromotoru, který je dle tabulky výrobce (Technical data [17] str. 11) pro přerušovaný provoz 22.5 kW. Pro naplnění hodnot udávaných výrobcem vrtné soupravy by bylo zapotřebí pohonu o výkonu alespoň 26.5 kW bez uvažování ztrát.

1.3.2 ZHODNOCENÍ Z HLEDISKA DAT SERVISU

Stávající vrtná hlava pracuje na vrtné soupravě Multidrill Hyndaga již od roku 2015. Odběru vzorků provádí po celé České republice, kde se střídají dobře až obtížně vrtatelná podloží. Za tuto dobu provozu bylo nutné vrtnou hlavu opravit víc než 10x. Poškození však bylo vždy stejné.

- praskla, nebo se zadřela vložená pastorková hřídel se spojkou (na obr. 1.20)

Nikdy nedošlo k poškození, opravě nebo výměně

- hydromotoru OMS 125
- primárního ozubeného převodu
- výstupního ozubeného převodu
- kuželíkových ložisek vřetene

I přes nepříznivé provozní podmínky pro hydromotor, do kterých nás zavádí výrobci, je hydromotor OMS 125 stále původní a nevykazuje známky opotřebení. Zejména pak pro využití hydromotoru převážně při tlaku pouze 100 bar (vysvětleno v kapitole 2.1) což nás posouvá do oblasti ideálního provozu.



Obr. 1.20 Spodní uložení sekundární hřídele – vnitřní ložiskový kroužek



Obr. 1.21 Oprava poškození způsobeném zadřením ložiska

Pozn:

Kuželíková ložiska jsou však měněna při každé opravě vrtné hlavy z důvodu zanesení kousky rozpadlých ložisek pastorkové hřídele, nebo kousky zlomené pastorkové hřídele. S tím souvisí i výměna těsnění.

1.3.3 HLAVNÍ DŮVODY ZMĚNY STÁVAJÍCÍ KONCEPCE VRTNÉ HLAVY

- periodicky vykazuje poškození ložisek
- výstupní otáčky jsou pro vrtání diamantovou korunkou nedostatečné
- nabízí změnu otáček pouze při zastavení procesu vrtání



Obr. 1.22 Vrtná hlava fotografie výrobce [3]



Obr. 1.23 Reálná vrtná hlava z procesu práce firmy GEODRILL s.r.o.

2 KONCEPCE NOVÉ VRTNÉ HLAVY

Koncepční návrh se bude především opírat o požadavky vrtmistra (pracovníka GEODRILL s.r.o; dále zákazníka) dlouhodobě využívajícího stávající vrtnou soupravu s vrtnou hlavou. Dále bude využito získaných poznatků z provedených servisních oprav a úprav této vrtné hlavy, a dalších nových poznatků z jiných vrtných souprav.

- **Požadavky zákazníka**
 - A. Zvýšení nejvyšší možné rychlosti vrtání
 - B. Zachovat stávající poměr mezi rychlostními stupni
 - C. Uživatelsky přívětivější řazení rychlostí
- **Servisní poznatky**
 - D. Dochází k vydírání víka pod sekundární hřídelí
 - E. Dochází k přehřívání sekundárních ložisek
- **Další poznatky**
 - F. Možnost řazení více převodových stupňů
 - G. Poškození příruby při přetížení
 - H. Rozbor pracovního vytížení

Všechny tyto úpravy musí být provedeny tak aby se dala nová vrtná hlava připojit a namontovat zpět na stávající vozík a další příslušenství vrtné hlavy.

2.1 ROZBOR POUŽÍVÁNÍ VRTNÉ SOUPRAVY

Vrtná souprava Multidrill Hyndaga nabízí možnost kontroly tlaků hydraulického okruhu pro rotaci (1. budík na obr. 2.1), přítlak (2. budík) a sevření manipulačních čelistí (3. budík). Rovněž nabízí možnost redukovat nezávisle každý z nich a tím pádem kontrolovat krouticí moment při vrtání, přítlak na vrtný nástroj a přítlak pomocných čelistech.

K vrtání je využívána vrtná kolona se závitovými spoji, na jejímž konci je umístěný vrtný nástroj (vrtná korunka s jádrovnicí). Vrtání doprovází přímá cirkulace výplachovou hlavou středem vrtné kolony.

POPIS VRTACÍHO PROCESU:

Vrtá se se sníženým tlakem do té doby, dokud vrtací proces postupuje. Po jeho zastavení z důvodu vysokého tlaku okolní zeminy na vrtací nástroj nebo vysokým odporem zeminy při jejím rozrušení, je tlak mírně navýšen, dokud se vrtací proces neobnoví.



Obr. 2.1 Nastavení pracovních tlaků vrtného zařízení

Toto navýšení tlaku však z praktického hlediska nesmí u vrtné soupravy Multidrill Hyndaga přesáhnout tlakový spád 100 bar. Poté dochází k zaklínění spojů vrtné kolony a tím obtížné demontáži doprovázené poškozením závitů na vrtné koloně.

2.1.1 OPTIMALIZACE VÝCHOZÍCH HODNOT

Proto přepočítáme otáčky a kroutící moment stávajícího hydromotoru právě pro hodnotu optimálního tlakového spádu $\Delta p_{opt} = 100$ bar, využívaného pro běžný provoz této soupravy. Tím získáme výchozí hodnoty pro návrh. Podle grafu výrobce (obr. 1.19) pro tento tlak odpovídá účinnost hydromotoru $\eta_{opt} = 83\% \approx 0.83$.

Podle rovnice (1.14) získáme otáčky $n_{n\ opt}$ pro jednotlivé rychlostní stupně:

$$n_{1\ opt} = \frac{Q}{V_g} \cdot \eta_{opt} \cdot \frac{1}{i_2} = \frac{60[L \cdot \min^{-1}]}{125[cm^3 \cdot rev^{-1}]} \cdot 0,83 \cdot \frac{1}{5,523} = \mathbf{72,138 [rpm]} \quad (2.1)$$

$$n_{2\ opt} = \frac{Q}{V_g} \cdot \eta_{opt} \cdot \frac{1}{i_2} = \frac{60[L \cdot \min^{-1}]}{125[cm^3 \cdot rev^{-1}]} \cdot 0,83 \cdot \frac{1}{1,227} = \mathbf{324,622 [rpm]} \quad (2.2)$$

Kde:

$n_{n\ opt}$	$[N \cdot m]$	Otáčky optimální pro n-tý rychlostní stupeň
Q	$[L \cdot \min^{-1}]$	Objemový průtok hydromotorem
V_g	$[m^3]$	Geometrický objem hydromotoru
η_{opt}	$[-]$	Účinnost hydromotoru pro optimální podmínky
i_n	$[-]$	Převodový poměr n-tého rychlostní stupeň

Pokud dosadíme rovnici (1.18) do rovnice (1.19) a (1.20), získáme kroutící momenty $M_{k\ n\ opt}$ pro jednotlivé rychlostní stupně vychází:

$$M_{k\ 1\ opt} = V_g \cdot \Delta p_{opt} \cdot \eta_{opt} \cdot i_1 = 125[cm^3 \cdot rev^{-1}] \cdot 100[bar] \cdot 0,81 \cdot 5,523 = \mathbf{911,931 [N \cdot m]} \quad (2.3)$$

$$M_{k\ 2\ opt} = V_g \cdot \Delta p_{opt} \cdot \eta_{opt} \cdot i_2 = 125[cm^3 \cdot rev^{-1}] \cdot 100[bar] \cdot 0,81 \cdot 1,227 = \mathbf{202,651 [N \cdot m]} \quad (2.4)$$

Kde:

$M_{k\ n\ opt}$	$[N \cdot m]$	Kroutící moment optimální pro n-tý rychlostní stupeň
V_g	$[cm^3 \cdot rev^{-1}]$	Geometrický objem hydromotoru
Δp_{opt}	$[bar]$	Optimální tlakový spád na hydromotoru
η_{opt}	$[-]$	Účinnost hydromotoru pro optimální podmínky
i_n	$[-]$	Převodový poměr n-tého rychlostní stupeň

Následně s výchozími hodnotami porovnáme nové možnosti pro maximální tlakový spád dodávaný hydraulickým čerpadlem $\Delta p = 210$ bar.

Při těchto provozních hodnotách pak vychází výkon

$$P_1 = M_{k1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1 = 911,931 \text{ [N} \cdot \text{m]} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 72,138 \text{ [min}^{-1}\text{]} \cong 6,889 \text{ [kW]} \quad (2.5)$$

$$P_2 = M_{k2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cong P_1 \quad (2.6)$$

Kde:

P_n	[kW]	Výkon hydromotoru pro n-tý rychlostní stupeň
M_{kn}	[N · m]	Kroutící moment pro n-tý rychlostní stupeň
n_n	[rpm]	Otáčky pro n-tý rychlostní stupeň

2.2 ROZBOR POŽADAVKŮ

A. Zvýšení nejvyšší možné rychlosti vrtání

- Tento parametr vychází ze zkušeností obsluhy vrtného stroje a jejích zkušeností s jinými vrtnými hlavami. Pro jádrové vrtání a použití především diamantové vrtné korunky, by se rychlost měla pohybovat kolem 500-600 rpm. Současná hlava nabízí nejvyšší možnou rychlost 390 rpm.
- + Možné řešení je v použití hydromotoru nabízejícího vyšší otáčky, ve změně převodového poměru převodové skříně vrtné hlavy, nebo kombinace těchto možností. Tato změna však přinese snížení kroutícího momentu, jelikož musí být zachováno původní čerpadlo a agregát o určitém výkonu. S touto skutečností byl zadavatel obeznámen.

B. Zachovat stávající poměr mezi rychlostními stupni

- Poměr vychází z procesu vrtání, kdy první fází je navrtání měkkého podloží nízkými otáčkami a vysokým kroutícím momentem, následně se pak řadí vrtná kolona, kde se zvýší vrtná rychlost a sníží kroutící moment v důsledku životnosti závitů na spojkách vrtné kolony. Postup druhé fáze vrtání by měl obnášet postupné zvyšování kroutícího momentu / otáček na základě odporu kladeného podložím.

Pro splnění tohoto požadavku se bude vycházet z rozboru převodové skříně (kap. 1.3.1)

- + Rozbor stávající vrtné hlavy. Tento poměr bude muset být, pokud možno zachován, nebo nepatrně pozměněn. Především kvůli plánovanému zvýšení otáček na nejvyšší pracovní stupeň.

C. Uživatelsky přívětivější řazení rychlostí

- Pro současné přerazení vrtací rychlosti, je zapotřebí manuálně přehodit páku pro změnu převodového poměru. To nese značné komplikace, je-li vrtná hlava připojena do kolony a vrtná hlava je tak ve značné výšce nad zemí. V tomto

případě si musí obsluha přistavit žebřík a nepracovním postupem měnit rychlost, což vede k vystavení obsluhy nebezpečí úrazu. Rovněž dovoluje pouze striktní nastavení převodových poměrů.

- + Pro řešení toho požadavku bude zapotřebí opatřit vrtací stroj možností dálkového ovládání změny pracovního stupně. Relevantní možnosti v tomto případě jsou ovládání sníženým tlakovým hydraulickým olejem systému převodové skříně ve změně jejího zařazení soukolí a tím změny převodového poměru, nebo využitím hydraulické kapaliny k ovládání nastavení stavitelného hydromotoru a tím změny jeho otáček.

2.2.1 ROZBOR SERVISNÍCH POZNATKŮ

D. Dochází k vydírání víka pod sekundární hřídelí (obr. 2.2)

- K této skutečnosti dochází pravidelně v důsledku špatného konstrukčního řešení stávající převodové skříně. Výrobce se snažil problém vyřešit kluzným bronzem, který ovšem problematiku neřeší, jen oddaluje (obr. 1.20).

E. Dochází k přehřívání sekundárních ložisek

- Z měření teploty olejové náplně během provozu vyplývá, že dochází k výraznému zahřívání, způsobenému třením špatně mazaného ložiska. Toto má za důsledek zrychlenou degradaci olejové náplně, která tak ztrácí své schopnosti mazání a zkracuje se tak životnost ložisek. Ve výsledku to vede až k zadření ložisek a prasknutí sekundární hřídele.

K tomuto zahřívání a následnému zadření ložisek také značně přispívá první problém s vydíráním víka a skutečnost, že olejová náplň skříně je pouze do poloviny a vrchní ložisko na sekundární hřídeli je tak trvale bez mazání.

- + Pro řešení těchto problémů by měla být navržena zcela jiná koncepce uložení sekundární hřídele na ložiska a zajištění jejich mazání.



Obr. 2.2 Spodní uložení sekundární hřídele

2.2.2 ROZBOR DALŠÍCH POZNATKŮ

F. Možnost řazení více převodových stupňů

Jak již bylo výše zmíněno, pro vrtání je zapotřebí minimálně dvou pracovních režimů, což nabízí původní konstrukce. Variabilita otáček by umožnila obsluhu lépe procházet obtížně vrtatelné svrchní podloží.

G. Poškození příruby při přetížení

Významně problematickým místem se ukázal u jiné vrtné hlavy, s podobnou vřetenovou hřídelí a podobnými pracovními parametry, šroubový spoj unášecí příruby (kap. 3.2.2 MITcalc – Předepjatý šroubový spoj). Docházelo velice často k porušení šroubového spoje i se šrouby pevnostní třídy 12.9.

H. Rozbor pracovního vytížení

Tento typ vrtných souprav pracuje nepřetržitě od zahájení vrtného procesu i v 16hodinové směně, ale většinou po dobu jednoho až dvou týdnů. Následně je vrtná souprava odstavena, čištěna a připravována na další zakázku, která může být i po více než dvou měsících. Vrtná souprava pak po 5-8 letech mívá kolem 2000 motohodin. Životnost navrhovaných komponent bude stanovena na základě této informace poskytnuté vrtmistrem.



Obr. 2.3 Poškození uložení sekundární hřídele ve víku

I. Příslušenství

Vrtná souprava využívá svěru vrtných tyčí připevněnou zesponu převodové skříně. Uchycení musí zůstat stejné

Výplachová hlava nevyžaduje žádné speciální uchycení.

Dále využívá vrtných tyčí které mají průměr 60 mm a musí být zajištěn jejich průchod (vřeteno vnitřní průměr 65 mm)

3 ÚPRAVA STÁVAJÍCÍ VRTNÉ HLAVY

V minulosti byla firmou Bohrtrade, s.r.o. vrtná hlava přepracována na jedno-rychlostní. Došlo k přepracování ozubeného soukolí. Hydromotor zůstal původní a jeho otáčky se řídily regulací průtoku hydraulické kapaliny. Toto řešení se však neosvědčilo a tím vzniklo zadání této diplomové práce.

Další možností, jak zvýšit otáčky za minimální náklady, je možnost osadit stávající vrtnou hlavu jinou variantou motoru OMS. Jednalo by se o motor s nižším geometrickým objemem, což znamená zvýšení otáček, ale snížení kroutícího momentu.

VÝPOČET HYDROMOTORU OMS 80

Výměnou stávajícího motoru OMS 125 za menší model OMS 80 s geometrickým objemem $V_{g\ OMS\ 80} = 80,5\ \text{cm}^3$ účinností $\eta_{OMS\ 80} = 0,8$ (podle [17] str. 18 pro pracovní hodnoty). Otáčky $n_{n\ OMS\ 80}$ pro jednotlivé rychlostní stupně by byly následující

$$n_{1\ OMS\ 80} = \frac{Q}{V_{g\ OMS\ 80}} \cdot \frac{1}{i_1} \cdot \eta_{OMS\ 80} = \frac{60[L \cdot \text{min}^{-1}]}{80,5[\text{cm}^3 \cdot \text{rev}^{-1}]} \cdot \frac{1}{5,523} \cdot 0,8 = \mathbf{107,967\ [rpm]} \quad (3.1)$$

$$n_{2\ OMS\ 80} = \frac{Q}{V_{g\ OMS\ 80}} \cdot \frac{1}{i_2} \cdot \eta_{OMS\ 80} = \frac{60[L \cdot \text{min}^{-1}]}{80,5[\text{cm}^3 \cdot \text{rev}^{-1}]} \cdot \frac{1}{1,227} \cdot 0,8 = \mathbf{485,852\ [rpm]} \quad (3.2)$$

Kde:

$n_{n\ OMS\ 80}$	[rpm]	Otáčky hydromotoru OMS 80 pro n-tý rychlostní stupeň
Q	[L · min ⁻¹]	Objemový průtok hydromotorem
$V_{g\ OMS\ 80}$	[cm ³ · rev ⁻¹]	Geometrický objem hydromotoru OMS 80
i_n	[-]	Převodový poměr n-tého rychlostní stupeň
$\eta_{OMS\ 80}$	[-]	Účinnost hydromotoru OMS 80

ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Porovnání vypočtených hodnot s hodnotami vypočtenými pro původní motor

		OMS 80	OMS 125
Otáčky 1°	[rpm]	108	70,2
Otáčky 2°	[rpm]	485,9	324,6

Použitím menšího hydromotoru OMS 80 tak získáme o 33% více otáček. Optimální pracovní tlak by se musel zvýšit z původních 100 bar (10 MPa) na 129 bar (12.9 MPa) pro zachování stejného kroutícího momentu jako při použití motoru OMS 125. Nicméně tímto koncepčním řešením nejsou vyřešeny žádné ostatní konstrukční požadavky a nejvyšší otáčky nedosáhly požadované hodnoty 600 rpm.

Předchozí úprava na jedno-stupňovou vrtnou hlavu, zahrnovala přidání maznice do oblasti problematického ložiska. Avšak po konzultaci s obsluhou nedochází k pravidelnému mazání z důvodů komplikovaného přístupu. Ten je způsoben znečištěním horní části vrtné hlavy (obr. 3.1) zeminou odpařující z vrtné kolony při jejím vytahování.



Obr. 3.1 Vrtná hlava – horní pohled
Návrh nové vrtné hlav

Cílem je především zvýšit otáčky na $n_{\text{pož}} = 600 \text{ rpm}$ s co nejmenší ztrátou kroutícího momentu a vyřešit další kladené požadavky nebo nežádoucí projevy stávající vrtné hlavy popsané v kap.2.1

Návrh nové vrtné hlavy a jejích konstrukčních částí bude proveden v aplikaci Autodesk Inventor 2021 s využitím modulů pro generování komponent (Design Accelerator)

3.1 VOLBA POHONU VRTNÉ HLAVY

Možností, jak získat vyšší otáčky, získat plynulé řazení rychlostí a zároveň zjednodušit převodovou skříň, je použít dvoustupňový hydromotor. Oba níže uvedené hydromotory jsou s možností plynulé anebo skokové (max \times min) regulace geometrického objemu, při níž nemusí být přerušen provoz (nemusí dojít k zastavení hydromotoru). Nastavení geometrického objemu hydromotoru se provádí elektricky nebo hydraulicky (za sníženého tlaku) (vyžaduje úpravu stávajícího hydraulického okruhu).

Pro návrh jsem zvolil dva rozdílné hydromotory pro porovnání jejich výhod a nevýhod.

3.1.1 POHON HYDROMOTOREM TMV 650

Jako první možnost pohonu jsem vybral hydromotoru italského výrobce HANSA-TMP [19] s axiálními písty a s možností změny geometrického objemu, a to hydromotor „TMVT45-10PD2“ (viz. [20] str 11). Jak uvádí výrobce na svých stránkách (obr. 3.2), tento motor se vyznačuje především vysokou přípustností výstupních otáček.



Features

- ✓ Swashplate design for hydrostatic transmissions
- ✓ Plug-in mounting
- ✓ Heavy duty bearings for long service life
- ✓ High permissible output speed

Obr. 3.2 Hydromotor TMV 650 [20]

Zejména pak kvůli možnosti vyšších otáček a vyšší robustnosti provedení se hodí pro aplikaci do nové vrtné hlavy. Tento typ hydromotoru se běžně používá například při pohonu menších pásových, nebo kolových vozidel.

Výrobce nabízí pět možných variant hydromotoru, lišící se podle maximálního geometrického objemu. Toto rozdělení vychází z konstrukce hydromotoru (obr. 3.4).

Tab. 3.1 Varianty geometrického objemu hydromotoru TMV 650 [21] str 11

		Max. posunutí cm ³ /rev				
		25	30	35	38	45
Min. posunutí cm ³ /rev	2	X	X	X	X	X
	8	X	X	X	X	X
	9	X	X	X	X	X
	10	X	X	X	X	X
	11	X	X	X	X	X
	...	X	X	X	X	X

Námi zvolený hydromotor bude mít podle tab. 3.1

maximální geometrický objem	$V_{g\text{ TMV }650}(\text{max}) = 45 \text{ cm}^3/\text{rev}$
minimální geometrický objem	$V_{g\text{ TMV }650}(\text{min}) = 10 \text{ cm}^3/\text{rev}$

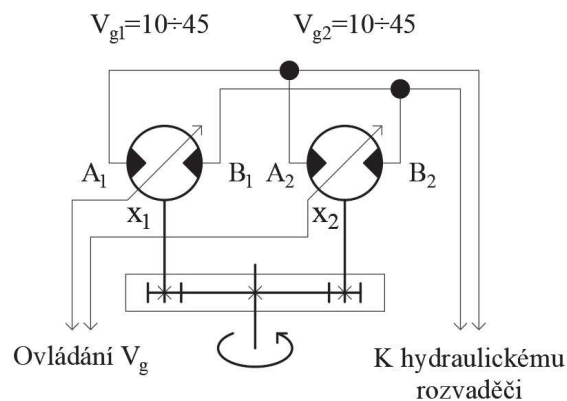
Další technické parametry hydromotoru jsou potom znázorněny v tab. 3.2

Tab. 3.2 parametry TMV 650 udávané výrobcem v katalogu [21] str 6

TMV 650		max	min
Geometrický objem	$V_{g\text{ TMV }650}(x) [\text{cm}^3/\text{rev}]$	45	10
Kontinuální pracovní tlak	bar (MPa)	250 (25)	
Peak pracovního tlaku	bar (MPa)	350 (35)	
Kontinuální maximální rychlost	rpm	3500	4000
Peak maximální rychlosti	rpm	3900	4500
Peak výkonu	kW	60	60

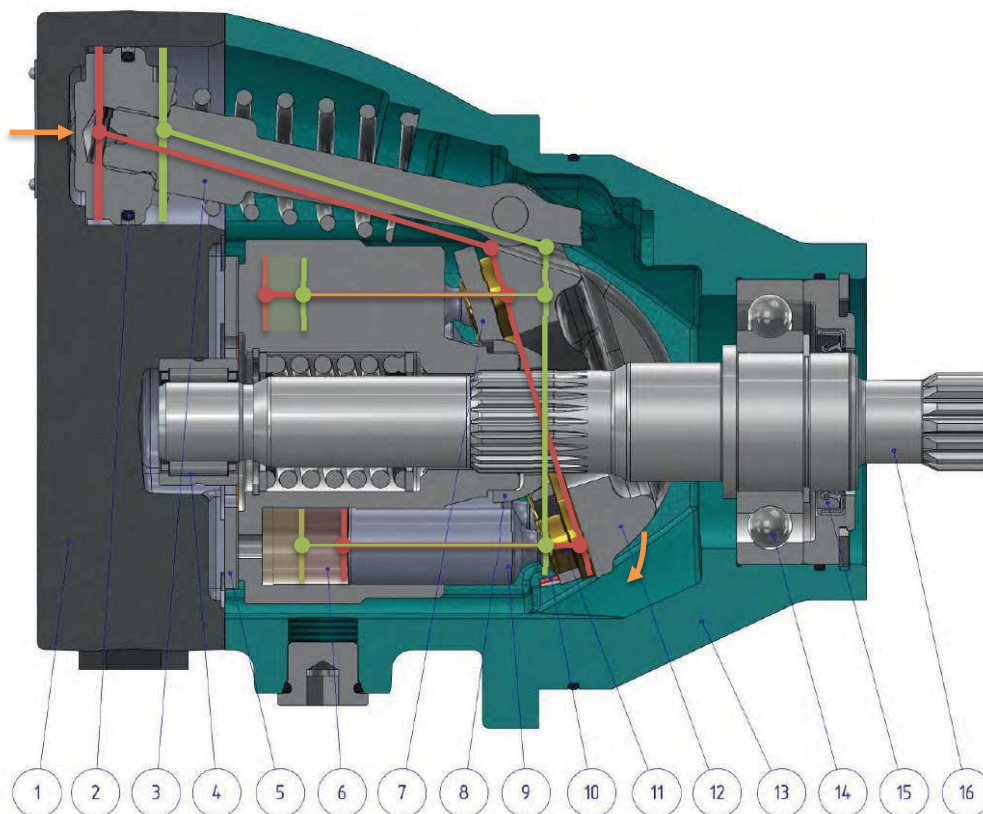
Variabilita geometrického objemu axiálního pístového dvoustupňového hydromotoru se realizuje prostřednictvím sníženého tlaku systému nebo elektronicky (např. servopohonem, solenoidem) přes „systém řízení posunu“ pozice 3 obr. 3.4. Změna může být skoková, ale i proporcionální.

Použití jednoho dvoustupňového axiálního pístového hydromotoru by však nezajistilo dostatečný kroutící moment, a proto bude v návrhu uvažováno s dvěma hydromotory znázorněnými na obr. 3.3.



Obr. 3.3 Schéma zapojení hydromotorů pro hydromotor TMV 650

Na obr. 3.4 je znázorněn proces změny $V_{g\text{TMV } 650}$ z *max* na *min*.



Obr. 3.4 Pohled v řezu TMV 650 [21] str 5

- | | |
|-----------------------------|-----------------------|
| 1. litinový kryt | 9. písty |
| 2. těsnění systému posunutí | 10. kluzné ložisko |
| 3. systém řízení posunutí | 11. pístní botky |
| 4. jehlové ložisko | 12. kalená kolébka |
| 5. bimetalový distributor | 13. litinové tělo |
| 6. blok válce | 14. kuličkové ložisko |
| 7. přídržná deska | 15. těsnění hřídele |
| 8. kalená koule | 16. kalená hřídel |

VÝPOČET HYDROMOTORU

Pro výpočet hydromotoru využijeme základních vzorců, které výrobce uvádí v katalogu [20] str 6. Průtok bude rozdělen mezi dva hydromotory, a proto se sníží na $Q_2 = 30 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$. Výrobce hydromotoru pro výpočty hodnot uvažuje účinnost $\eta_{V\text{TMV } 650} = 0.95$ a $\eta_{mh\text{TMV } 650} = 0,9$.

Minimální otáčky hydromotoru $n_{TMV\ 650}(min)$ budou odpovídat maximálnímu geometrickému objemu hydromotoru $V_{g\ TMV\ 650}(max)$ (z tab. 3.2), to vyplývá z konstrukce dvoustupňového hydromotoru (viz. katalog [21] str 19)

$$\begin{aligned} n_{TMV\ 650}(min) &= \frac{Q_2}{V_{g\ TMV\ 650}(max)} \eta_{V\ TMV\ 650} = \\ &= \frac{30 [L \cdot min^{-1}]}{45 [cm^3 \cdot rev^{-1}]} 0,95 = \mathbf{633,3 [rpm]} \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} n_{TMV\ 650}(max) &= \frac{Q_2}{V_{g\ TMV\ 650}(min)} \eta_{V\ TMV\ 650} = \\ &= \frac{30 [L \cdot min^{-1}]}{10 [cm^3 \cdot rev^{-1}]} 0,95 = \mathbf{2850 [rpm]} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Kde:

$n_{TMV\ 650}(x)$	[rpm]	Otáčky hydromotoru TMV 650 pro $x \rightarrow V_{g\ TMV\ 650}$
Q_2	[L · min ⁻¹]	Poloviční objemový průtok hydromotorem
$V_{g\ TMV\ 650}(x)$	[cm ³ · rev ⁻¹]	Geometrický objem hydromotoru TMV 650 pro $x \rightarrow max; min$
$\eta_{V\ TMV\ 650}$	[-]	Objemová účinnost hydromotoru TMV 650

Pro dosažení nových požadovaných otáček $n_{pož} = 600$ rpm na základě požadavků z kap. 2.2, je zapotřebí převodového poměru

$$i_{TMV\ 650} = \frac{n_{TMV\ 650}(max)}{n_{pož}} = \frac{2850 [rpm]}{600 [rpm]} = \mathbf{4,75} \quad (3.5)$$

Kde:

$i_{TMV\ 650}$	[-]	Převodový poměr pro hydromotor TMV 650
$n_{TMV\ 650}(max)$	[rpm]	Maximální otáčky hydromotoru TMV 650
$n_{pož}$	[rpm]	Požadované otáčky

Tento převodový poměr přesně odpovídá jmenovitým převodovým poměrům podle normy ČSN 01 4622 a proto jej není potřeba korigovat.

Převodový poměr nám pak určí otáčky $n_{TMV\ 650\ n}$ pro n-tý rychlostní stupeň

$$n_{TMV\ 650\ 1} = \frac{n_{TMV\ 650}(min)}{i_{TMV\ 650}} = \frac{633,3[rpm]}{4,75} = \mathbf{133,3 [rpm]} \quad (3.6)$$

$$n_{TMV\ 650\ 2} = \frac{n_{TMV\ 650}(max)}{i_{TMV\ 650}} = n_{pož} = \frac{2850 [rpm]}{4,75} = \mathbf{600 [rpm]} \quad (3.7)$$

Kde:

$n_{TMV\ 650\ n}$	[rpm]	Otáčky n-tého rychlostního stupně pro TMV 650
$n_{TMV\ 650}(x)$	[rpm]	Otáčky hydromotoru TMV 650 pro $x \rightarrow V_{g\ TMV\ 650}$
$i_{TMV\ 650}$	[-]	Převodový poměr pro hydromotor TMV 650
$n_{pož}$	[rpm]	Požadované otáčky

Maximálního kroutícího momentu $M_{k\text{TMV } 650}(\max)$ hydromotor dosahuje při minimálním geometrickém objemu $V_{g\text{TMV } 650}(\min)$.

$$M_{k\text{TMV } 650}(\max) = V_{g\text{TMV } 650}(\min) \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh\text{TMV } 650} = 45 [\text{cm}^3 \cdot \text{rev}^{-1}] \cdot 210 [\text{bar}] \cdot 0,9 = \mathbf{135,4} [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.8)$$

$$M_{k\text{TMV } 650}(\min) = V_{g\text{TMV } 650}(\max) \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh\text{TMV } 650} = 10 [\text{cm}^3 \cdot \text{rev}^{-1}] \cdot 210 [\text{bar}] \cdot 0,9 = \mathbf{30,1} [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.9)$$

Kde:

$M_{k\text{TMV } 650}(x)$	$[\text{N} \cdot \text{m}]$	Kroutící moment TMV 650 pro $x \rightarrow V_{g\text{TMV } 650}$
$V_{g\text{TMV } 650}(x)$	$[\text{cm}^3 \cdot \text{rev}^{-1}]$	Geometrický objem hydromotoru TMV 650 pro $x \rightarrow \max; \min$
Δp	$[\text{bar}]$	Tlakový spád na hydromotoru
$\eta_{mh\text{TMV } 650}$	$[-]$	Hmotnostní účinnost TMV 650

Převodový poměr nám pak určí kroutící moment $M_{k\text{TMV } 650 n}$ pro n-tý rychlostní stupeň, ten pak ještě rozšíříme o **počet motorů** (viz. obr. 3.3)

$$M_{k\text{TMV } 650 1} = M_{k\text{TMV } 650}(\max) \cdot i_{\text{TMV } 650} \cdot 2 = 135,4 [\text{N} \cdot \text{m}] \cdot 4,75 \cdot 2 = \mathbf{1285,9} [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.10)$$

$$M_{k\text{TMV } 650 2} = M_{k\text{TMV } 650}(\min) \cdot i_{\text{TMV } 650} \cdot 2 = 30,1 [\text{N} \cdot \text{m}] \cdot 4,75 \cdot 2 = \mathbf{285,8} [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.11)$$

Kde:

$M_{k\text{TMV } 650 n}$	$[\text{N} \cdot \text{m}]$	Kroutící moment TMV 650 pro n-tý rychlostní stupeň
$M_{k\text{TMV } 650}(x)$	$[\text{N} \cdot \text{m}]$	Kroutící moment TMV 650 pro $x \rightarrow V_{g\text{TMV } 650}$
$i_{\text{TMV } 650}$	$[-]$	Převodový poměr pro hydromotor TMV 650

Výkon této koncepce pohonu $P_{\text{TMV } 650}$ odpovídá např. pro první rychlostní stupeň

$$P_{\text{TMV } 650} = M_{k\text{TMV } 650 1} \cdot n_{\text{TMV } 650 1} = 1285,9 [\text{N} \cdot \text{m}] \cdot 133,3 [\text{rpm}] = \mathbf{17,955} [\text{kW}] \quad (3.12)$$

Kde:

$P_{\text{TMV } 650}$	$[\text{kW}]$	Výkon TMV 650
$M_{k\text{TMV } 650 n}$	$[\text{N} \cdot \text{m}]$	Kroutící moment TMV 650 pro n-tý rychlostní stupeň
$n_{\text{TMV } 650 n}$	$[\text{rpm}]$	Otáčky n-tého rychlostního stupně pro TMV 650

3.1.2 POHON HYDROMOTOREM SAI BD1

Jako druhou možnost pohonu jsem vybral hydromotor firmy SAI S.P.A. [22] s radiálními písty, a to hydromotor „BD1 250-60 9H D40“ (viz. [23] str 5). Hydromotory této řady a konstrukce umožňují vysoké maximální otáčky a zároveň vysoký krouticí moment od nízkých otáček [24] str 2.



Obr. 3.5 SAI S.P.A. Hydraulic Motors BD [22]

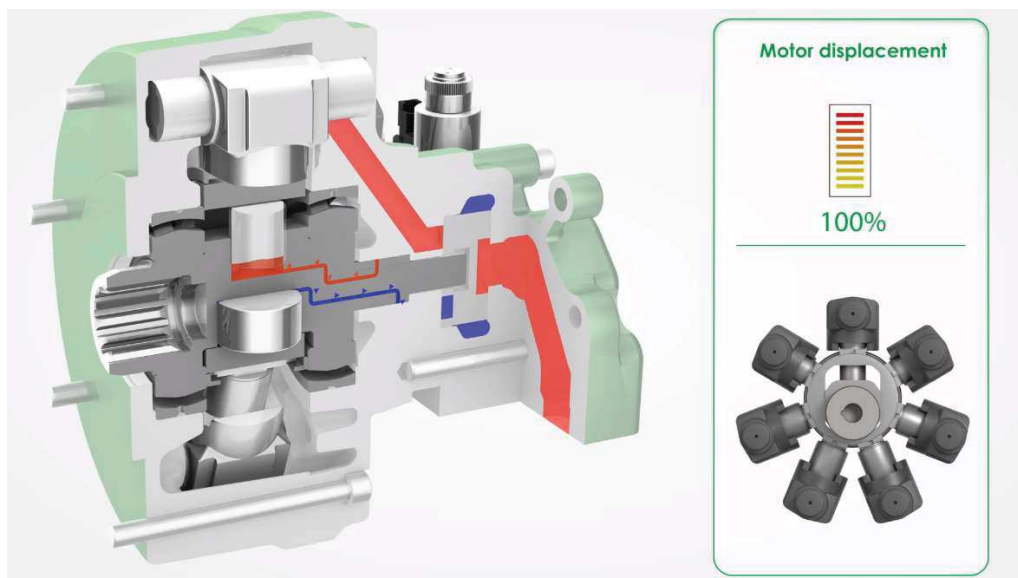
Výběr geometrického objemu čerpadla proběhl na základě požadavků „zachování poměru mezi převodovými stupni“

Tab. 3.3 Parametry BD1 udávané výrobcem v katalogu [23] str 1

BD1		max	min
Geometrický objem	$V_{g\ BD1}(x) [cm^3/rev]$	243	61
Kontinuální pracovní tlak	$bar (MPa)$	250 (25)	
Peak pracovního tlaku	$bar (MPa)$	375 (37,5)	
Kontinuální maximální rychlost	rpm	700	1200
Peak maximální rychlosti	rpm	1800	2400
Peak výkonu	kW	55	42

Výrobce dále nabízí parametry shodnou řadu BV, která se liší možností proporcionalní změny geometrického objemu hydromotoru. Řada BD nabízí pouze změnu mezi max × min geometrickým objemem.

Variabilita geometrického objemu u radiálního pístového dvoustupňového hydromotoru se realizuje stejným způsobem jako u axiálního. Proces změny V_g spočívá v nastavení výšky zdvihu vačkové hřídele.



Obr. 3.6 Pohled v řezu BD [25]

VÝPOČET HYDROMOTORU

Pro výpočet výrobce SAI S.P.A. neuvádí žádné vzorce, pouze funkční grafy hydromotoru. Funkční diagram nalezneme v katalogu [23] str. 4 (pro maximální posunutí a zdvih 32 mm), zde však není určeno jakému „geometrickému objemu“ graf odpovídá, rovněž také není závislost průtoku na otáčkách.

Pro orientační výpočet otáček hydromotoru n_{BD1} (min) využijeme dříve použitého vzorce s uvažováním účinnosti $\eta_{BD1} = 0,9$, tu však výrobce také nikde neuvádí.

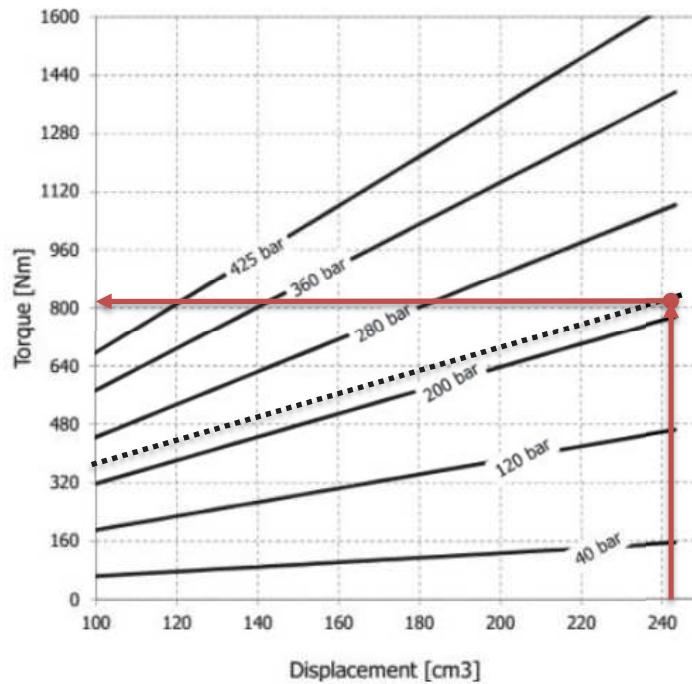
$$\begin{aligned} n_{BD1}(min) &= \frac{Q}{V_{g\ BD1}(max)} \eta_{BD1} = \\ &= \frac{60 [L \cdot min^{-1}]}{243 [cm^3 \cdot rev^{-1}]} 0,9 = \mathbf{222,2 [rpm]} \end{aligned} \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned} n_{BD1}(max) &= \frac{Q}{V_{g\ BD1}(min)} \eta_{BD1} = \\ &= \frac{60 [L \cdot min^{-1}]}{61 [cm^3 \cdot rev^{-1}]} 0,9 = \mathbf{885,2 [rpm]} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Kde:

$n_{BD1}(x)$	[rpm]	Otáčky hydromotoru BD1 pro $x \rightarrow V_{g\ BD1}$
Q	[L · min ⁻¹]	Objemový průtok hydromotorem
$V_{g\ BD1}(x)$	[cm ³ · rev ⁻¹]	Geometrický objem BD1 pro $x \rightarrow max; min$
η_{BD1}	[-]	Účinnost hydromotoru BD1

Ve funkčním diagramu momentové závislosti na posunutí hydromotoru vyznačíme naše pracovní hodnoty (obr. 3.7)



Obr. 3.7 Funkční diagram pro BD1 [23] str. 4

Tab. 3.4 Odečtené hodnoty z funkčního diagramu pro BD1

Geometrický objem	$V_{g\ BD1}(\max)$ [$\text{cm}^3 \cdot \text{rev}^{-1}$]	243
Tlakový spád	Δp [bar]	210
Kroutící moment	$M_{k\ BD1\ teo}(\max)$ [$\text{N} \cdot \text{m}$]	$\cong 805$

Pokud bychom pokračovali ve výpočtech z minulého příkladu, pro kroutící moment (podle rovnice (3.8)), dostaneme následující hodnoty

$$\begin{aligned}
 M_{k\ BD1}(\max) &= V_{g\ BD1}(\max) \cdot \Delta p \cdot \eta_{BD1} = \\
 &= 243 [\text{cm}^3 \cdot \text{rev}^{-1}] \cdot 210 [\text{bar}] \cdot 0,9 = \mathbf{731 [\text{N} \cdot \text{m}]}
 \end{aligned}
 \tag{3.15}$$

Kde:

$M_{k\ BD1}(x)$	[$\text{N} \cdot \text{m}$]	Kroutící moment BD1 pro $x \rightarrow V_{g\ BD1}$
$V_{g\ BD1}(x)$	[$\text{cm}^3 \cdot \text{rev}^{-1}$]	Geometrický objem BD1 pro $x \rightarrow \max; \min$
Δp	[bar]	Tlakový spád na hydromotoru
η_{BD1}	[-]	Účinnost hydromotoru BD1

Hodnoty kroutícího momentu $M_{k\ BD1\ teo}(\max) = 805 [\text{N} \cdot \text{m}]$ bychom se dopočítali v případě účinnosti hydromotoru 99% ($\eta = 0,99$). Funkční diagram je tedy rovněž velice orientační.

Minimální kroutící moment $M_{kBD1}(\min)$ pak orientačně vychází

$$M_{kBD1}(\min) = V_{gBD1}(\min) \cdot \Delta p \cdot \eta_{BD1} = 61 [cm^3 \cdot rev^{-1}] \cdot 210 [bar] \cdot 0,9 = \mathbf{183,5 [N \cdot m]} \quad (3.16)$$

Kde:

$M_{kBD1}(x)$	$[N \cdot m]$	Kroutící moment BD1 pro $x \rightarrow V_{gBD1}$
$V_{gBD1}(x)$	$[cm^3 \cdot rev^{-1}]$	Geometrický objem BD1 pro $x \rightarrow max; min$
Δp	$[bar]$	Tlakový spád na hydromotoru
η_{BD1}	$[-]$	Účinnost hydromotoru BD1

Pro dosažení nových požadovaných otáček $n_{pož}$ na základě požadavků z kapitoly 2.2, je zapotřebí převodového poměru

$$\frac{n_{BD1}(max)}{n_{pož}} = \frac{885,2 [rpm]}{600 [rpm]} = 1,475 \quad (3.17)$$

Kde:

$n_{BD1}(x)$	$[rpm]$	Otáčky hydromotoru BD1 pro $x \rightarrow V_{gBD1}$
$n_{pož}$	$[rpm]$	Požadované otáčky

S přihlédnutím k jmenovitým hodnotám převodových poměrů podle ČSN 01 4622, je zvolen převodový poměr $i = 1,60$.

Souběžně s výpočty je prováděn návrh soukolí, popsany v kapitole 3.2.1, z kterého vyplývá počet zubů a tím přesné převodové číslo.

Tab. 3.5 Počet zubů převodového soukolí koncepčního návrhu

Pastorek	$z_A [-]$	39
Kolo / Vřeteno	$z_B [-]$	63

Převodový poměr i_{BD1} pro tuto koncepci pohonu

$$i_{BD1} = \frac{z_B}{z_A} = \frac{63}{39} = 1,62 \cong 1,60 \quad (3.18)$$

Kde:

i_{BD1}	$[-]$	Převodový poměr pro hydromotor BD1
z_A	$[-]$	Počet zubů pastorku pro BD1
z_B	$[-]$	Počet zubů kola pro BD1

Převodový poměr nám pak určí otáčky $n_{BD1\ n}$ pro n -tý rychlostní stupeň

$$n_{BD1\ 1} = \frac{n_{BD1}(min)}{i_{BD1}} = \frac{222,2 [rpm]}{1,62} = \mathbf{137,2 [rpm]} \quad (3.19)$$

$$n_{BD1\ 2} = \frac{n_{BD1}(max)}{i_{BD1}} = \frac{885,2 [rpm]}{1,62} = \mathbf{546,4 [rpm]} \quad (3.20)$$

Kde:

$n_{BD1\ n}$	[rpm]	Otáčky n -tého rychlostního stupně pro BD1
$n_{BD1}(x)$	[rpm]	Otáčky hydromotoru BD1 pro $x \rightarrow V_{g\ BD1}$
i_{BD1}	[-]	Převodový poměr pro hydromotor BD1
$n_{pož}$	[rpm]	Požadované otáčky

Kroutící moment $M_{k\ BD1\ n}$ pro n -tý rychlostní stupeň

$$M_{k\ BD1\ 1} = M_{k\ BD1}(max) \cdot i_{BD1} = 731 [N \cdot m] \cdot 1,62 = \mathbf{1184,1 [N \cdot m]} \quad (3.21)$$

$$M_{k\ BD1\ 2} = M_{k\ BD1}(min) \cdot i_{BD1} = 183,5 [N \cdot m] \cdot 1,62 = \mathbf{297,3 [N \cdot m]} \quad (3.22)$$

Kde:

$M_{k\ BD1\ n}$	[N · m]	Kroutící moment hydromotoru BD1 pro n -tý rychlostní stupeň
$M_{k\ BD1}(x)$	[N · m]	Kroutící moment hydromotoru BD1 pro $x \rightarrow V_{g\ BD1}$
i_{BD1}	[-]	Převodový poměr pro hydromotor BD1

Výkon této koncepce pohonu odpovídá např. pro první rychlostní stupeň

$$P_{BD1} = M_{k\ BD1\ 1} \cdot n_{BD1\ 1} = 1184,1 [N \cdot m] \cdot 137,2 [rpm] = \mathbf{17,01 [kW]} \quad (3.23)$$

Kde:

P_{BD1}	[kW]	Výkon hydromotoru BD1
$M_{k\ BD1\ 1}$	[N · m]	Kroutící moment hydromotoru BD1 pro první rychlostní stupeň
$n_{BD1\ 1}$	[rpm]	Otáčky prvního rychlostního stupně pro hydromotor BD1

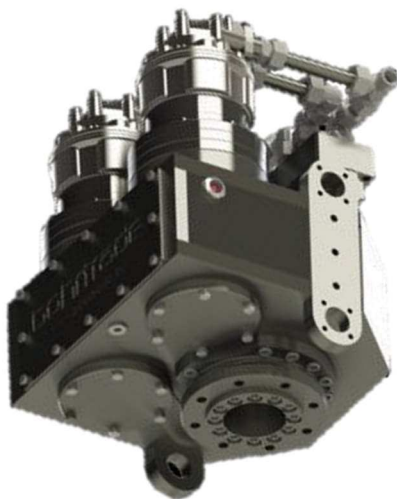
3.1.3 ZHODNOCENÍ

Nyní srovnáme vypočtené (určené) hodnoty vzhledem k původní koncepci pohonu, nebo možné úpravě stávající vrtné hlavy.

Tab. 3.6 Zhodnocení možných variant pohonu vrtné hlavy

	Nová koncepce		Úprava stávající koncepce	Stávající koncepce
	SAI BD1	HANSA TMV 650	DANFOSS OMS 80	DANFOSS OMS 125
Počet hydromotorů [-]	1	2	1	1
Účinnost η [%]	90	90	80	83
Otáčky 1° n_{1° [rpm]	137,2	133,3	108,0	72,1
Otáčky 2° n_{2° [rpm]	546,4	600,0	485,9	324,6
Kroutící moment 1° $M_{k 1^\circ}$ [N · m]	1184,1	1285,9	1485,9	911,9
Kroutící moment 2° $M_{k 2^\circ}$ [N · m]	297,3	285,8	330,2	202,7
Výkon P [kW]	17,01	17,96	16,80	6,89

Firmě Bohrtrade, s.r.o. řešení s dvěma hydromotory není cizí. Aktuálně mají v nabídce dvouhydromotorovou hlavu VH1800 [15] a v minulosti již byla vyhotovena vrtná hlava s třemi hydromotory.



Obr. 3.8 Vrtná hlava VH1800 firmy Bohrtrade, s.r.o. [15]

Konstrukční provedení s dvěma hydromotory TMV 650 přinese navýšení otáček na požadovanou hodnotu 600 rpm, ale konstrukční zástavba u tak malé vrtné hlavy s sebou nese zbytečné další náklady (rozměry převodové skříně = jiné uchycení do vrtného vozíku, dva hydromotory = rozdělovací ventil, ...) a další komplikace.

Úprava stávající vrtné hlavy výměnou hydromotoru je zde uvedena z důvodu porovnání výsledků s novým koncepčním návrhem. V případě, že by vrtná hlava nevykazovala žádné další nedostatky (zadírání ložisek, ... viz. kapitolu 1.3.3), byla by změna hydromotoru za menší verzi zcela ideální variantou.

Vzhledem k celkové hmotnosti vrtné soupravy, nesmí hmotnost nové koncepce vrtné hlavy s hmotností vrtného zařízení na podvozku pick-up (podle Vyhlášky č. 361/2000 Sb. „Zákon o provozu na pozemních komunikacích a o změnách některých zákonů“) výrazně přesáhnout hmotnost stanovenou výrobcem v technickém průkazu vozidla.

Pro nové koncepční řešení byl vybrán pohon SAI BD1. Zejména pak kvůli možnosti využití vysokého kroutícího moment od nízkých otáček [24] str. 2.

3.2 PŘEVODOVÁ SKŘIŇ

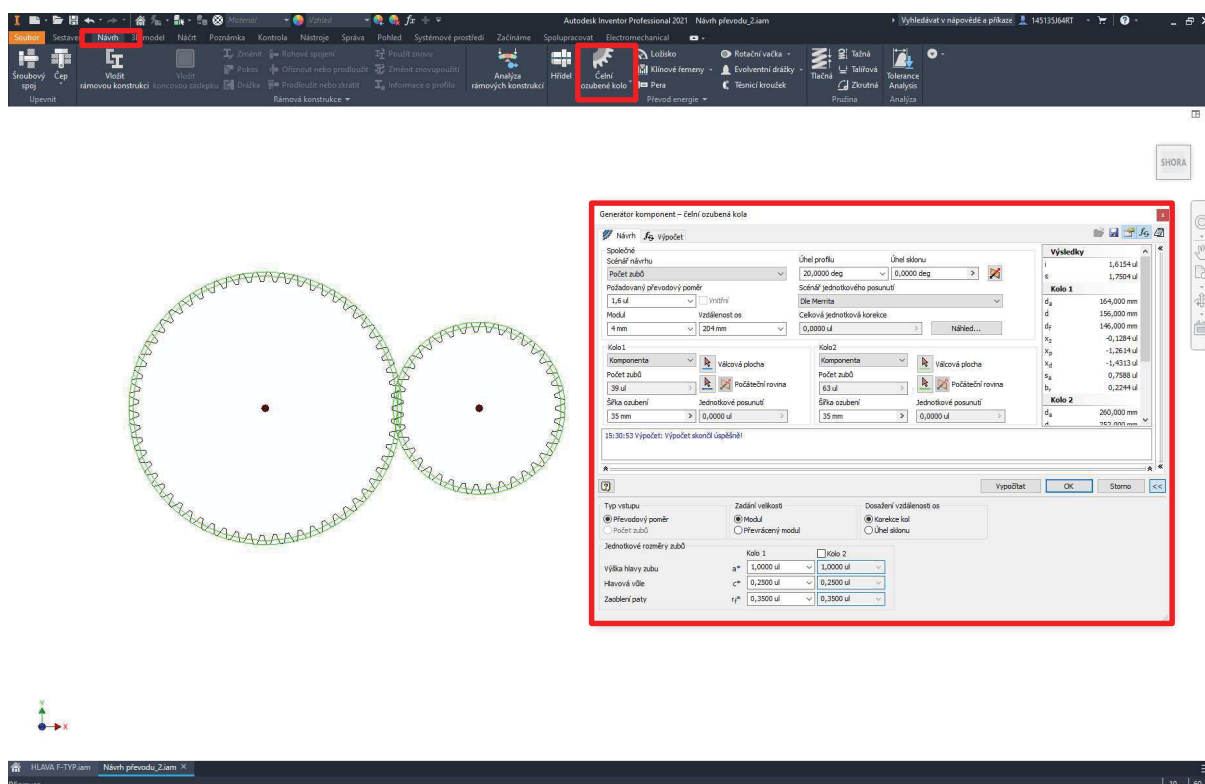
Tato část vrtné hlavy neslouží pouze k uložení převodového soukolí, ale slouží také jako nosný prvek zatížení vzniklého při vrtání, proto zde bude kladen důraz na robustnost.

3.2.1 PŘEVOD

Návrh převodů bude proveden v kombinaci aplikace Autodesk Inventor 2021 pro návrh geometrie a aplikace MITCalc pro kontrolní výpočty.

NÁVRH GEOMETRIE

Pro převod bylo zvoleno čelní ozubené soukolí, které vyhovuje svou robustností, jednoduchostí a životností. K návrhu geometrie tohoto soukolí využijeme vestavný modul Generátor komponent – čelní ozubená soukolí obsažený v aplikaci Inventor podléhající normě ISO 6336:1996 (Nová sestava > Návrh > Čelní ozubené soukolí, pozn: před samotným spuštěním modulu je zapotřebí novou sestavu uložit)



Obr. 3.9 Generátor komponent – čelní ozubené soukolí

Při návrhu budou uvažovány tyto parametry:

- Geometrie
 - Musí splňovat osovou vzdálenost viz. 1.3.1
- Materiál převodového soukolí ČSN 16 526 (EN 1.5460)
 - Tepelné zpracování: cementováno, kaleno
 - Mez únavy v ohybu $\sigma_{Flim} = 740 \text{ MPa}$
 - Mez únavy v dotyku $\sigma_{Hlim} = 1330 \text{ MPa}$
 - Modul pružnosti $E = 206\,000 \text{ MPa}$

Do generátoru komponent byly vloženy následující hodnoty vycházející z výpočtů hydromotoru pro první stupeň (v kapitole 3.1.2):

- Návrh
 - Společné
 - Požadovaný převodový poměr: 1,60
 - Úhel profilu: 20 deg
 - Úhel sklonu: 0 deg
 - Scénář jednotkového posunutí: Dle Merrta
- Výpočet
 - Typ výpočtu zatížení: Moment, otáčky → výkon
 - Typ výpočtu pevnosti: Návrh geometrie
 - Metoda pevnostního výpočtu
 - CSN 01 4686:1988
 - Zatížení
 - Otáčky: 222,2 rpm
 - Kroutící moment: 731 N · m
 - Účinnost: 0,9943

Zvolená hodnota vychází z výpočtu aplikace MITCalc (popsána níže)

- Materiálové hodnoty
 - Kolo 1: CSN 16526
 - Kolo 2: CSN 16526
- Požadovaná životnost 10 000 hr

Vysoce spolehlivé stroje pro krátkodobé nebo občasné používání 8000 – 12000 hr

Parametr zvolen na základě kapitoly 2.2.2 odrážka H Rozbor dalších poznatků

- Součinitele

Vzhledem k předem stanovené geometrii skříně, která musí být dodržena v co největší možné míře viz. kap. 2.2.2, známe dopředu přibližné uložení obou kol. To nám určí součinitel $K_{H\beta}$ pomoci automatického výpočtu podle postupu na Obr. 3.10 (po dosazení hodnot je zapotřebí přepočítat tabulku)

The screenshot shows the 'Generátor komponent – čelní ozubená kola' software interface. The 'Součinitelé' (Coefficients) window is open, displaying various input fields for gear design parameters. The 'Výsledky' (Results) window on the right shows calculated values for forces, stresses, and other parameters. Red boxes and numbers 1, 2, 3, and 4 highlight specific steps in the process:

- 1. 'Součinitelé' button
- 2. $K_{H\beta}$ field
- 3. 'Hřídle 1' and 'Hřídle 2' fields
- 4. 'Vypočítat' (Calculate) button

Obr. 3.10 Automatický návrh součinitele $K_{H\beta}$

Tím získáme hodnotu pro pastorek $K_{H\beta} = 1,112$ a vřeteno $K_{H\beta} = 1,077$, nebo můžeme postupovat při výpočtu podle normy ISO 6336-1 Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby, část 1: Základní principy, doporučené a obecně ovlivňující faktory.

Následně zvolíme možnost „Vlastní hodnoty součinitelů“ a zadáme následující součinitele:

Součinitelé

Součinitelé přidavných zatížení

Dotyk

Ohyb

Součinitel vnějších dynamických sil K_A 1,85 ul

Součinitel vnitřních dynamických sil K_{Hv} 1,030 ul

Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce $K_{H\beta}$ 1,112 ul

Součinitel podlu zatížení jednotlivých zubů $K_{H\alpha}$ 1,000 ul

Součinitel jednorázového přetížení K_{AS} 2 ul

Součinitelé pro dotyk

Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů Kolo 1 Z_H 2,495 ul

Součinitel délky dotyku Z_ϵ 0,866 ul

Součinitel jednorázového záběru Kolo 2 Z_β 1,014 ul

Součinitel životnosti Z_N 1,000 ul

Součinitel maziva Z_L 1,189 ul

Součinitel výchozí drsnosti zubů Z_R 0,923 ul

Součinitel rychlosti Z_v 0,963 ul

Součinitel sklonu zubu Z_β 1,000 ul

Součinitel velikosti Z_x 1,000 ul

Součinitel párování materiálu Z_w 1 ul

Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu Y_{Fa} 2,425 ul

Součinitel koncentrace napětí Y_{Sa} 1,683 ul

Součinitel přidavného vrubu v patě zubu $Y_{S\beta}$ 1,000 ul

Součinitel sklonu zubu Y_β 1,000 ul

Součinitel délky dotyku Y_ϵ 0,678 ul

Součinitel střídavého zatížení Y_A 0,7 ul

Součinitel technologie výroby Y_T 1,000 ul

Součinitel životnosti Y_N 1,000 ul

Součinitel vrubové citlivosti Y_D 1,203 ul

Součinitel velikosti Y_X 1,000 ul

Součinitel drsnosti povrchu Y_R 1,000 ul

Vlastní hodnoty součinitelů

Výsledky

Z_E 189,812 ul

Kolo 1

S_H 1,393 ul

S_F 1,639 ul

S_{Hst} 1,822 ul

S_{Fst} 2,433 ul

Kolo 2

S_H 1,439 ul

S_F 1,679 ul

S_{Hst} 1,847 ul

S_{Fst} 2,474 ul

OK Storno

Obr. 3.11 Nastavení součinitelů pro návrh geometrie soukolí

- Součinitel vnějších dynamických sil (obr. 3.12), do této tabulky se dostaneme po rozkliknutí šipky (doprava) vedle hodnoty součinitele a následně zvolením možnosti „Součinitelé ...“.

Součinitel použití

Rázy hnacho stroje	Rázy hnaného stroje			
	Plynule	Lehké rázy	Střední rázy	Silné rázy
Plynule	1	1,25	1,5	1,75
Lehké rázy	1,1	1,35	1,6	1,85
Střední rázy	1,25	1,5	1,75	2
Silné rázy	1,5	1,75	2	2,25

OK Storno

Obr. 3.12 Součinitele vnějších dynamických sil

- Součinitel jednorázového přetížení: 2,0
- Součinitel maziva: 1,189
- Součinitel výchozí drsnosti zubů: 0,923

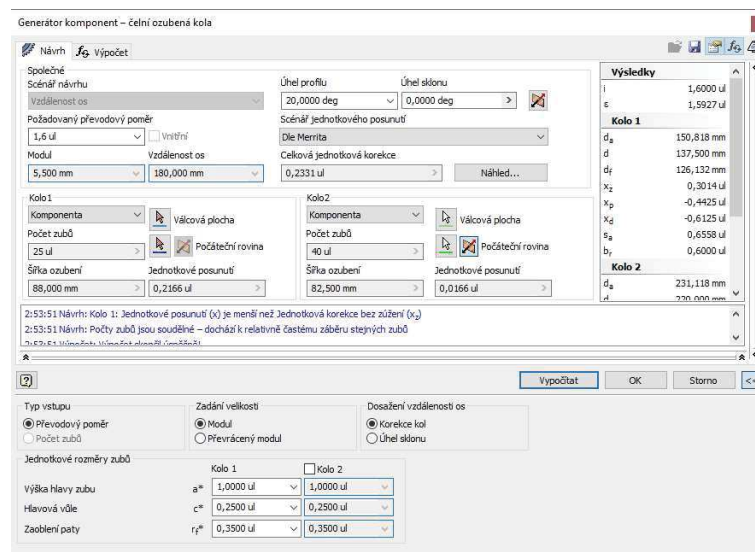
Ozubená kola budou pouze jemně frézovaná, proto byl součinitel snížen

- Součinitel střídavého zatížení: 0,7 \approx plná reverzace
- Ostatní součinitele ponechány ve výchozí formě

Vysvětlení a odvození podstatných součinitelů bude v kapitole Ověření navržené geometrie.

- Přesnost
 - Norma: ISO 1328:1997
 - Označení přesnosti: 6
- Mezní hodnoty
 - Minimální součinitel bezpečnosti
 - Ohyb (podle ISO 6336-2): 1,20
 - Dotyk (podle ISO 6336-3): 1,30

Tento způsob výpočtu navrhne nejmenší možné soukolí splňující zatěžující stav, což vygeneruje soukolí s modulem 5,50 a osovou vzdáleností 180 mm.



Obr. 3.13 Předběžný návrh ozubeného soukolí pro první stupeň

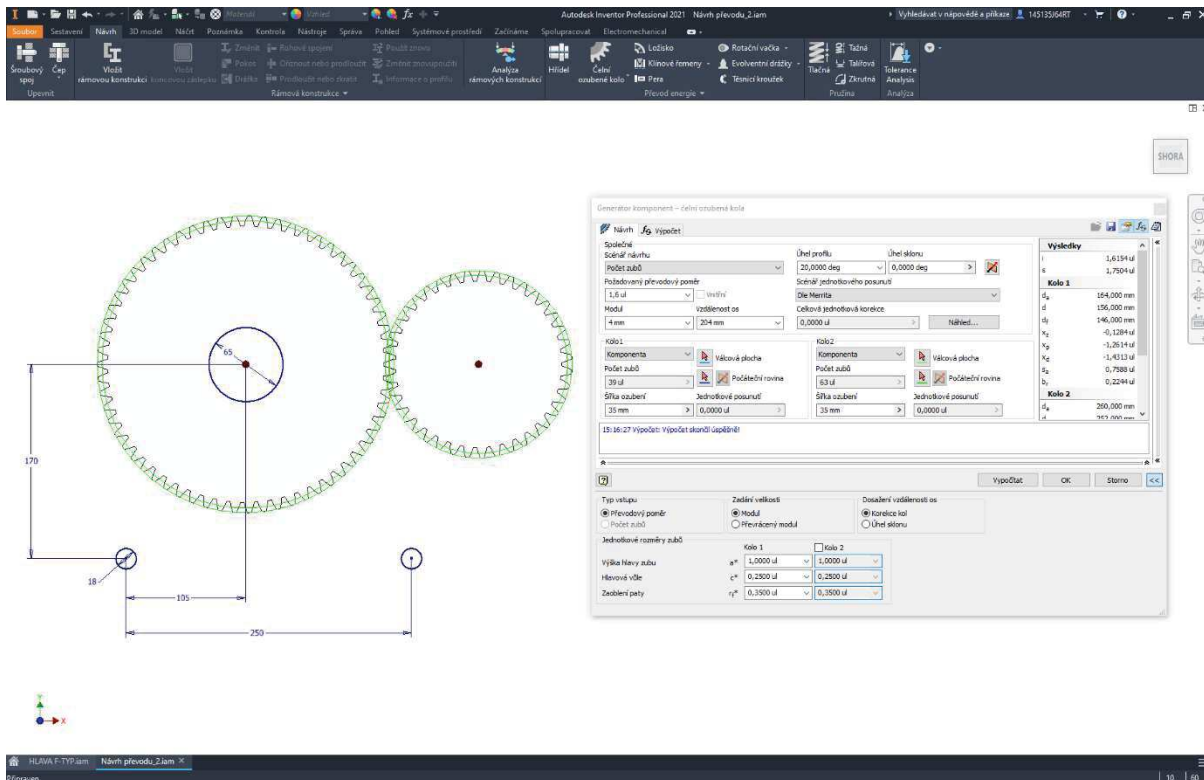
Tato osová vzdálenost by znemožnila konstrukční usazení hydromotoru (rozměry hydromotoru viz. [23] str. 2), a proto byly hodnoty pro výpočet upraveny následovně (posloupnost zadávání do generátoru):

- Výpočet
 - Typ výpočtu pevnosti: Kontrolní výpočet
- Společné
 - Typ vstupu: Počet zubů
 - Scénář návrhu: Počet zubů
 - Vzdálenost os: 204 mm
 - Modul: 4 mm
 - Kolo 1
 - Šířka ozubení: 35 mm
 - Kolo 2
 - Šířka ozubení: 35 mm

Tak aby vygenerované soukolí nepřesáhlo předem stanovené rozměry uložení (obr. 1.13) znázorněno na obr. 3.14.

pozn:

Pro zobrazení je zapotřebí vytvořit náčrt před spuštěním samotného generátoru komponent.

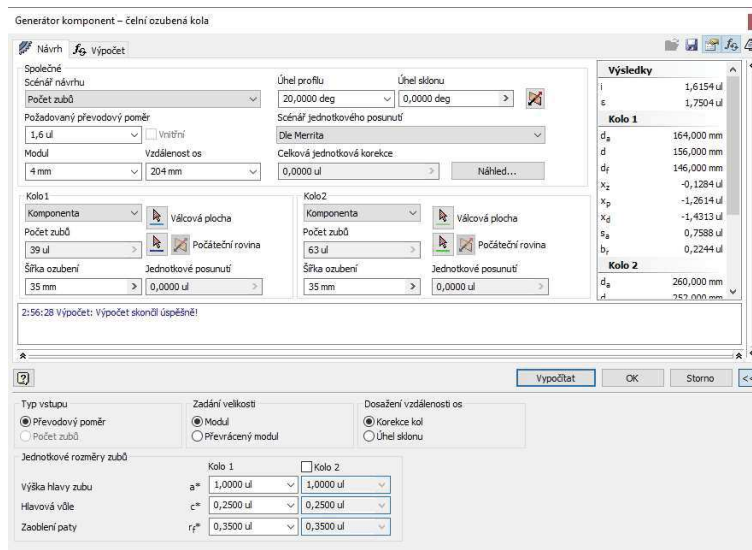


Obr. 3.14 Generování ozubeného soukolí aplikací Inventor

Modul a šířka ozubení byly zvoleny na základě konzultace s firmou. Tento modul je velice často ve všech podobných typech vrtných hlav. Svou robustností postačuje na přenos zatěžujících stavů a vykazuje dlouhou životnost s možností lehké opravy zubů.

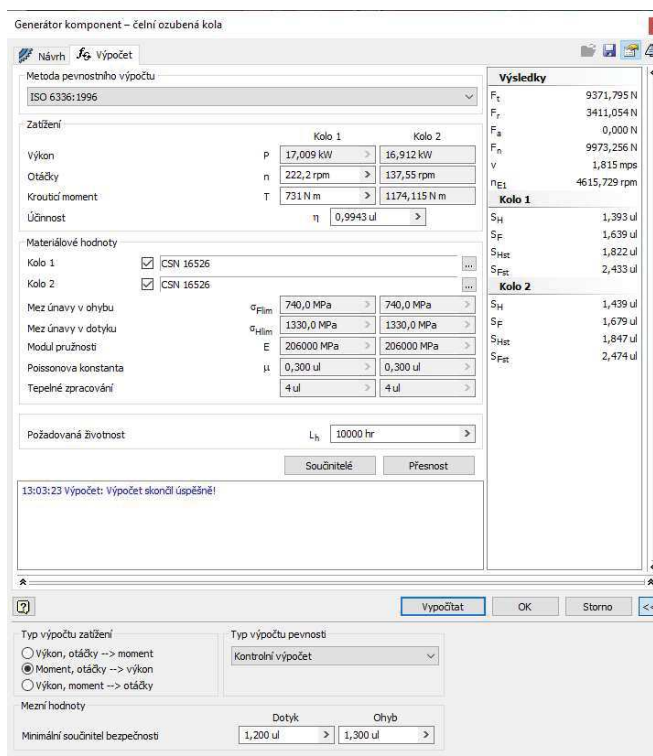
Generované soukolí pak odpovídá těmto parametrům (obr. 3.15).

- Návrhová část pro první rychlostní stupeň



Obr. 3.15 Korigované ozubené soukolí pro první stupeň

- Výpočtová část pro první rychlostní stupeň



Obr. 3.16 Kontrola navrženého soukolí pro první stupeň

Následně byl generátor komponent nastaven na hodnoty pro kontrolu druhého stupně

- Otáčky: 885,2 rpm
- Kroutící moment: 183,5 N · m

The screenshot shows the 'Generátor komponent – čelní ozubená kola' software interface. The main window is titled 'Výpočet' and contains several sections:

- Metoda pevnostního výpočtu:** ISO 6336:1996
- Zatížení:**

	Kolo 1	Kolo 2
Výkon (P)	17,010 kW	16,913 kW
Otáčky (n)	885,20 rpm	547,98 rpm
Kroutící moment (T)	183,50 N m	294,733 N m
Účinnost (η)	0,9943 ul	
- Materiálové hodnoty:**
 - Kolo 1: CSN 16526
 - Kolo 2: CSN 16526
 - Mez únavy v ohybu (σ_{Flim}): 740,0 MPa
 - Mez únavy v dotyku (σ_{Hlim}): 1330,0 MPa
 - Modul pružnosti (E): 206000 MPa
 - Poissonova konstanta (μ): 0,300 ul
 - Tepebné zpracování: 4 ul
- Požadovaná životnost:** L_h 10000 hr
- Výsledky (Výsledky):**

	Kolo 1	Kolo 2
F _{t1}	2352,564 N	
F _{t2}	856,263 N	
F _{a1}	0,000 N	
F _{a2}	2503,546 N	
V	7,230 mps	
η _{E1}	4615,729 rpm	
S _H	2,208 ul	2,239 ul
S _F	4,093 ul	4,193 ul
S _{Hst}	2,807 ul	2,846 ul
S _{Fst}	6,076 ul	6,178 ul
- Typ výpočtu zatížení:**
 - Výkon, otáčky --> moment
 - Moment, otáčky --> výkon
 - Výkon, moment --> otáčky
- Typ výpočtu pevnosti:** Kontrolní výpočet
- Mezní hodnoty:**
 - Dotyk: 1,200 ul
 - Chyb: 1,300 ul

Obr. 3.17 Kontrola navrženého soukolí pro druhý stupeň

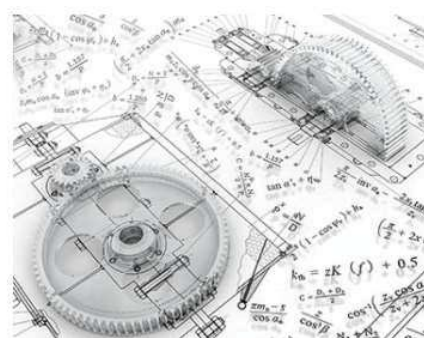
Geometrie soukolí, tedy jeho návrhová část zůstává stejná (obr. 3.15) jen zkusíme jiný zátěžný stav, který také vychází.

Tato docela rychlá metoda však není vhodná k profesionálnímu použití. Pokud totiž vyhledáme normy ISO 6336 zjistíme, že právě její třetí část zabývající se výpočtem součinitele vnitřních dynamických sil, byla revidována (ISO 6336-3:2019) [26]. Přes to je tato norma stále platná a lze tak podle ní vypočítat a navrhnout funkční čelní ozubení.

OVĚŘENÍ NAVRŽENÉ GEOMETRIE

MITCalc je sada strojírenských, průmyslových a technických výpočtů, jejichž cílem je výrazně usnadnit a urychlit vaši každodenní praxi. Všechny výpočty jsou navrženy tak, aby vás **spolehlivě, přesně, a hlavně rychle** provedly návrhem součásti, řešením technického problému či výpočtem strojírenského uzlu bez větších nároků na speciální odborné znalosti. MITCalc spolupracuje s mnohými CAD systémy a umožňuje přímý 2D či 3D výstup.

Jste strojař, konstruktér, kreslič, výpočtař, technický pracovník či student technické školy? Potřebujete pracovat s profesionálním výpočetním systémem? Nechcete nebo nemůžete platit tisíce dolarů za neúměrně složitá či nesrozumitelná řešení? Pak potřebujete MITCalc!



Obr. 3.18 Představení aplikace MITCalc [27]

MITCalc běží na platformě Microsoft Office jako doplněk aplikace Excel. Během zadávání hodnot a parametrů do této aplikace jsou k dispozici nápovědy a seznamy doporučených hodnot, podléhající odpovídajícím normám. Tyto informace jsou rovněž dostupné on-line.

Obr. 3.19 MITCalc

MITCALC – ČELNÍ OZUBENÍ S PŘÍMÝMI A ŠIKMÝMI ZUBY

„Výpočty používají postupy, algoritmy a údaje z norem ANSI, ISO, DIN, BS a z odborné literatury.

Seznam norem: ISO 6336, ISO 1328, DIN 867, DIN 3960, DIN 3990, ANSI B6.1-1968, AGMA 2001-C95, AGMA 2001-D04, AGMA 908-B89/99 a další.“ [28]

KAPITOLA VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

Do aplikace budou zadány následující hodnoty a parametry pro první převodový stupeň a následně pro druhý převodový stupeň (jednotlivé dosazované hodnoty jsou číslovány v pořadí, v jakém se zadávají do výpočtového programu; kompletní výpočty a výsledky v příloze 1):

1.0 Volba základních vstupních parametrů

Tab. 3.7 Základní vstupní parametry

		1°		2°	
		Pastorek	Vřeteno	Pastorek	Vřeteno
1.1 Přenášený výkon	P_w [kW]	17,009	16,912	17,009	16,912
1.2 Otáčky	n [rpm]	222,22	137,6	885,20	548,0
1.3 Krouticí moment	M_k [Nm]	730,96	1174,04	183,50	294,73
1.4 Požadovaný převodový poměr	i [–]	1,615			

2.0 Volba materiálu, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů

- 2.2 Materiál pastorku **CSN 16 526**
 2.3 Materiál kola **CSN 16 526**

Typ zatížení převodovky od stroje

2.4 Hnacího: **B...S malou nerovnoměrností**

„Nastavení těchto parametrů podstatně ovlivňuje výpočet koeficientů bezpečnosti. Proto se snažte o co nejlepší specifikaci při výběru typu zatížení. Příklady hnaných strojů:

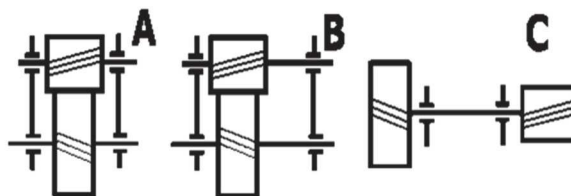
B. S malou nerovnoměrností: hydromotor, parní turbína, plynová turbína“ [28]

2.5 Poháněného: **D...S velkou nerovnoměrností**

„D. S velkými rázy: lis, nůžky, kalandr na pryž, válcovací stolice, lopatové rýpadlo, těžká odstředivka, těžká napáječka, vrtná soustava, briketovací lis, hnětací stroj“ [28]

2.6 Typ uložení soukolí: C. Oboustranně nesymetricky uložené soukolí – typ 1

Na obrázku jsou zobrazeny varianty uložení A, B a C. Aplikace má na výběr z variant A až F, kde jsou kombinace s typem uložení. Pro volbu C tedy odpovídá obrázek B.



Obr. 3.20 Typ uložení soukolí [29]

- A. Oboustranně symetricky uložené soukolí
- B. Oboustranně nesymetricky uložené soukolí
- C. Letmo uložené soukolí

Typ1: Tuhá skříň, tuhé hřídele, robustní, válečková nebo kuželíková ložiska.

Typ2: Méně tuhá skříň, delší hřídele, kuličková ložiska.

2.7 Stupeň přesnosti – ISO 1328:6...(R_{a max} = 0,8; v_{max} = 15)

Tab. 3.8 Orientační hodnoty pro volbu stupně přesnosti podle oblasti určen [28] i

Oblast určení	Stupeň přesnosti ISO 1328
Letecké motory	5–6
Rychloběžné převodovky	5–6
Těžké lodní motory, traktory	8–9
Stavební, zemědělské stroje	8–10
Textilní stroje	7–9

2.8 Koeficient jednorázového přetížení: 2,0

„Koeficient udává poměr mezi maximálním (rozběhovým) a nominálním krouticím momentem hnacího stroje. Koeficient podstatně ovlivňuje výpočet bezpečnosti při jednorázovém přetížení (rozběhu) soukolí. Koeficient naleznete v katalogu výrobce pohonu. „ [28]

Doporučené hodnoty:

Trojfázový asynchronní elektromotor ... 2 – 3

2.9 Požadovaná životnost: 10 000h

Parametr zvolen shodný jako při předchozím výpočtu, na základě kapitoly 2.2.2 odrážka H
Rozbor dalších poznatků

2.10 Koeficient bezpečnosti (dotyk; ohyb): **1, 20; 1, 30**

Doporučené hodnoty koeficientu bezpečnosti se pohybují v rozmezí [28]:

Koeficient bezpečnosti v dotyku $S_H = 1,1 - 1,3$

Koeficient bezpečnosti v ohybu $S_F = 1,3 - 1,6$

Součinitele byly zvoleny na základě doporučených hodnot, v případě potřeby se dají spočítat podle řádku [19.0] nebo přímo podle normy ISO 6336-5 Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby – Část 5: Údaje o pevnosti a kvalitě materiálů

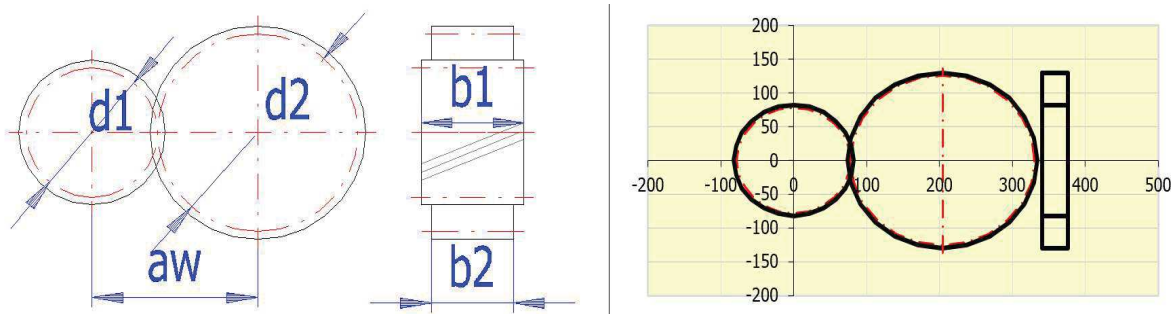
2.11 Automatický návrh

Tato možnost nebude využita, protože jako v předchozím výpočtu by bylo navrženo soukolí s nejmenší geometrií, která by nesplňovala potřebnou osovou vzdálenost.

4.0 Návrh modulu a geometrie ozubení

Tab. 3.9 Návrh modulu a geometrie ozubení

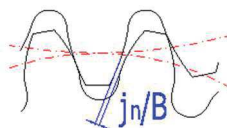
4.1 Počty zubů pastorku / kola	z [-]	39	63
4.2 Normální úhel záběru	a [°]	28	
4.3 Základní úhel sklonu zubů	b [°]	0	
4.6 Modul ozubení / normalizovaná hodnota	m_n [mm]	4	
4.7 Průměr roztečné kružnice pastorku / kola	d_1/d_2 [mm]	156	252
4.9 Šířka pastorku / kola	b_1/b_2 [mm]	35	35



Obr. 3.21 Schématické znázornění navrhovaného soukolí

4.15 Boční vůle v ozubení (normální)

„Je to kolmá (nejmenší) vzdálenost mezi nepracovními boky zubů. Boční vůle je nutná pro vytvoření souvislé vrstvy maziva na bocích zubů a pro překlenutí výrobních nepřesností, deformací a tepelných dilatací jednotlivých členů mechanismu.“ [28]



Obr. 3.22 Boční vůle v ozubení [28]

Boční vůle v tomto případě budou zanedbány a zohledněny při výrobě převodové skříně, předepsáním přesných tolerancí.

4.16. Doporučená min / max hodnota: 0,086; 0,343

To odpovídá osové vzdálenosti soukolí s tolerancí $204,0^{+0,501}_{+0,126}$

18.0 Pomocné výpočty, výpočty $K_{H\beta}$, výpočet Y_{Sg}

18.4 Určení součinitele $K_{H\beta}$ (metoda C)

V této části výpočtu se zohlední předem známé informace o uložení ložisek, více popsané v kap.3.2.2. Dá se využít automatického výpočtu z doporučených hodnot vycházejících např. z minimálního průměru hřídele [8.4], příloha 1 a 2

18.6 <u>Průměr hřídele (pastorek):</u>	60 mm
18.9 <u>Rozteč ložisek:</u>	112 mm
18.10 <u>Vzdálenost středu pastorku ($s/l < 0,3$):</u>	8 mm

V řádku [18.20] pak vidíme navržený součinitel, který vychází 1,093 a po stisknutí tlačítka „OK“ je automaticky využit při výpočtech kapitoly [9.0] a automaticky změněn režim výpočtu na řádku [9.3].

KAPITOLA VÝSLEDKŮ

Zde se zaměříme především na kapitoly [9.0], [10.0] a [12.0], které porovnáme s hodnotami vygenerovaného soukolí

8.0 Kvalitativní ukazatele ozubení

8.23 Účinnost převodového soukolí: 99,43 %

„Přesné určení součinitele ztrát je obtížné.

Proto je zde použit přibližný výpočet vycházející z počtu zubů, součinitele záběru, úhlu beta a součinitele tření. Součinitel tření je volen na základě zvoleného stupně přesnosti ozubení [2.6] v rozmezí 0,04-0,08“ [28]

Nebo lze postupovat přímo podle normy ISO 6336-2 Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s příkými a šikmými zuby, část 2: Výpočet trvanlivosti povrchu (pitting)

9.0 Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti

9.1 Nastavení parametrů výpočtu

9.2 Součinitel vnitřních dynamických sil K_V (max. hodnota): 5,00; KV (C).. 1996

„K dispozici jsou tři výpočtové metody (B_{2006}), (C_{2006}) a (C_{1996}).
Metoda B se hodí pro všechny typy čelních ozubených kol.
Metodu C je možné použít s určitými omezeními.“ [28]

Tato výpočtová metoda byla zvolena, aby bylo možné porovnat součinitele S_H a S_F s aplikací Inventor, která nabízí pouze tuto metodu výpočtů součinitelů.

9.3 Součinitel nerovnoměrnosti zatížení K_{Hbeta} (max. hodnota): 5,00; Výpočet ISO6336-1(2006)

9.4 Reverzace zatížení (součinitel Y_A): **Plná reverzace ($Y_A = 0,7$)**

„Podle ISO 6336-5 je doporučeno redukovat v případě plné reverzace (vložené kolo, planetové kolo, ozubený hřeben) hodnotu σ_{Flim} koeficientem 0.7. Je-li počet reverzací nižší, lze zvolit v závislosti na počtu reverzací během očekávané doby provozu ozubeného kola součinitel odlišný.“ [28]

9.5 Výpočet „součinitele tvrdosti Z_W “: **Nepoužito, $Z_W = 1,0$**

9.6 Modifikace profilu zubu (K_{Halfa}, K_{Hbeta}): **Bez modifikace**

9.7 Typ oleje Z_L : **Syntetický olej**

Některé výhody syntetických olejů [28]

- Snížení celkových ztrát o 30 % a více
- Snížení pracovní teploty oleje
- Zvýšení intervalu pro výměnu oleje 3-5 x (snížení nákladů na údržbu)

9.8 Použitá / Doporučená viskozita oleje: 320 mm²/sec

Doporučená hodnota aplikací je 510 mm²/sec pro první stupeň, pro druhý stupeň 211 mm²/sec proto byl zvolen kompromis. Použitý olej musí tedy splňovat normu ISO 3448 s označením viskozity ISO VG 320.

9.9 Drsnost boku zubů (koeficient Z_R): $R_a = 1,6 \mu m$

9.10 Drsnost v patním přechodu (koeficient Y_R): $R_a = 1,6 \mu m$

Na opracování soukolí nebude kladen vysoký důraz vzhledem k možnosti korekce nepřesnosti usazení do skříně následným broušením.

Metoda opracování: jemné frézování ($R_a = 0,4 - 1,6 \mu m$) [30] str. 765

Výsledky aplikace MITCalc uvedeme do tabulky společně s výsledky vygenerovaného soukolí aplikace Inventor pro jejich porovnání.

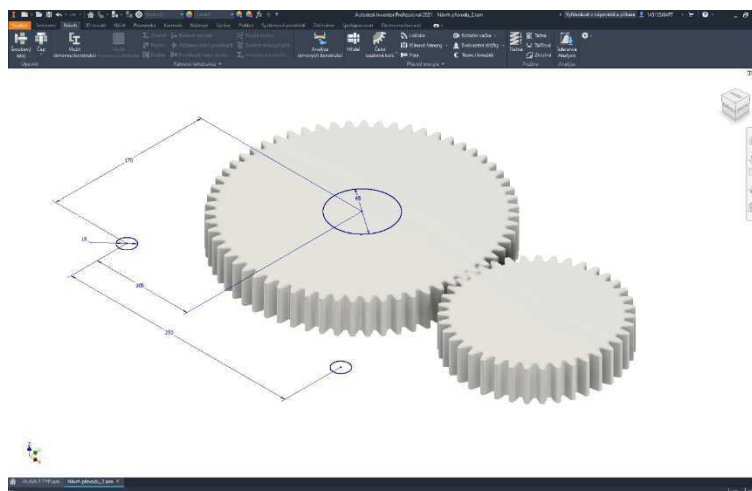
Tab. 3.10 Výsledky napětí a silové poměry pro navrhované ozubení

		Generátor komponent Autodesk Inventor 2021				MITCalc			
		1°		2°		1°		2°	
		Pastorek	Vřeteno	Pastorek	Vřeteno	Pastorek	Vřeteno	Pastorek	Vřeteno
Na únavu v dotyku	$S_H [-]$	1,39	1,44	2,21	2,24	1,39	1,45	2,11	2,17
Na únavu v ohybu	$S_F [-]$	1,64	1,68	4,09	4,19	1,39	1,40	3,35	3,37
Silové poměry (síly působící na ozubení)									
Obvodová síla	$F_t [N]$	9371,80		2352,56		9371,25		2352,55	
Normální síla	$F_n [N]$	9973,26		2503,55		9972,8		2503,3	
Axiální síla	$F_a [N]$	0,00				0,00			
Radiální síla	$F_r [N]$	3411,05		856,26		3410,86		856,26	

Zvýrazněné radiální síly nám dále poslouží pro návrh ložisek pro pastorkovou a vřetenovou hřídel.

ZHODNOCENÍ

Výpočty proběhly bez konfliktů a splňují požadované minimální součinitele bezpečnosti dotyku $S_H = 1,20$ a ohybu $S_F = 1,30$ (viz. poznámky k [2.10]), i přes to že nebyla dodržena doporučená šířka ozubení [4.8] (viz. příloha 1, 2 a 7). Navržené soukolí tedy vyhovuje pro oba stupně provozu.



Obr. 3.23 Vygenerované čelní ozubené soukolí

3.2.2 ULOŽENÍ HŘÍDELÍ

Návrh uložení bude proveden v kombinaci aplikací SKF Bearing Select (verze 1.2.95) a aplikace Autodesk Inventor 2021. Rovněž tím získáme tvar hřídelí, kdy základním předpokladem je průchozí díra skrz vřetenovou hřídel o minimálním průměru 60 mm, aby byl zajištěn průchod vrtných tyčí. Dále je zde předpoklad přidavných zařízení na horní straně vřetenové hřídele, na kterou se musí dát připojit např. jiná výplachová hlava. Z toho důvodu bude navržena se stejnými závity jako stávající vřetenová hřídel.

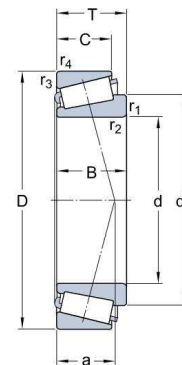
VŘETENOVÁ HŘÍDEL

Ložiska na vřetenové hřídeli jsou z praktického hlediska servisu shodné s původními ložisky, jejich aplikace se vyskytuje u více typů vrtných hlav a servisní firma si je proto drží v zásobě.

- SKF T4CB 100 (viz. katalog Valivá ložiska [31] str. 706).



Obr. 3.24 SKF T4CB 100 [31]



Obr. 3.25 Geometrie T4CB 100 [31]

Ložiska jsou uložena do přírub proti sobě formou „zády k sobě“ nebo jinak označeno „O“, která pojme větší momenty naklonění [31]

Tab. 3.11 Základní rozměry SKF T4CB 100 [31]

Vnitřní průměr	d [mm]	100
Vnější průměr	D [mm]	145
Šířka	T [mm]	24
Šířka vnitřního kroužku	B [mm]	22,5
Šířka vnějšího kroužku	C [mm]	17,5

Budeme-li se snažit udržet původní rozměry skříně, ložiska musíme uložit přibližně do vzdálenosti 112 mm. Znázorněno na obr. 3.10.

Tab. 3.12 Doplnující data k T4CB 100 [31]

Základní dynamická únosnost	C [kN]	154
Základní statická únosnost	C_0 [kN]	190
Referenční rychlost	[rpm]	3 400
Výpočetní faktor	e [–]	0,48
Hmotnost	[kg]	1,18

Kuželíková ložiska vyžadují splnění podmínky minimálního zatížení ložiska – axiálním i radiálním směrem. V případě malého zatížení může dojít k mechanickému poškození ložiska, jako je smyk nebo poškození klece. Základním předpokladem bude radiální zatížení, kterým na sebe působí převodové soukolí. Pro jednořadá kuželíková ložiska platí (podle [31], Loads) minimální zatížení

Tab. 3.13 Minimální požadované zatížení ložisek T4CB 100

		T4CB 100	
Ložisko		Levé	Pravé
Minimální radiální síla	[kN]	2,62	2,62
Minimální axiální síla	[kN]	0,838	0,838

V praxi se předpínání ložisek realizuje formou podložek (nebo zkrácení příruby). Dojde ke kompletaci a dotažení do té míry, aby bylo možné otáčet vřetenem lehce, ale bez vůlí. Poté se změří vůle spárovými měrkami a o vzniklou vůli se upraví příruba. Naopak v případě velkého sevření se musí příruba podložit.

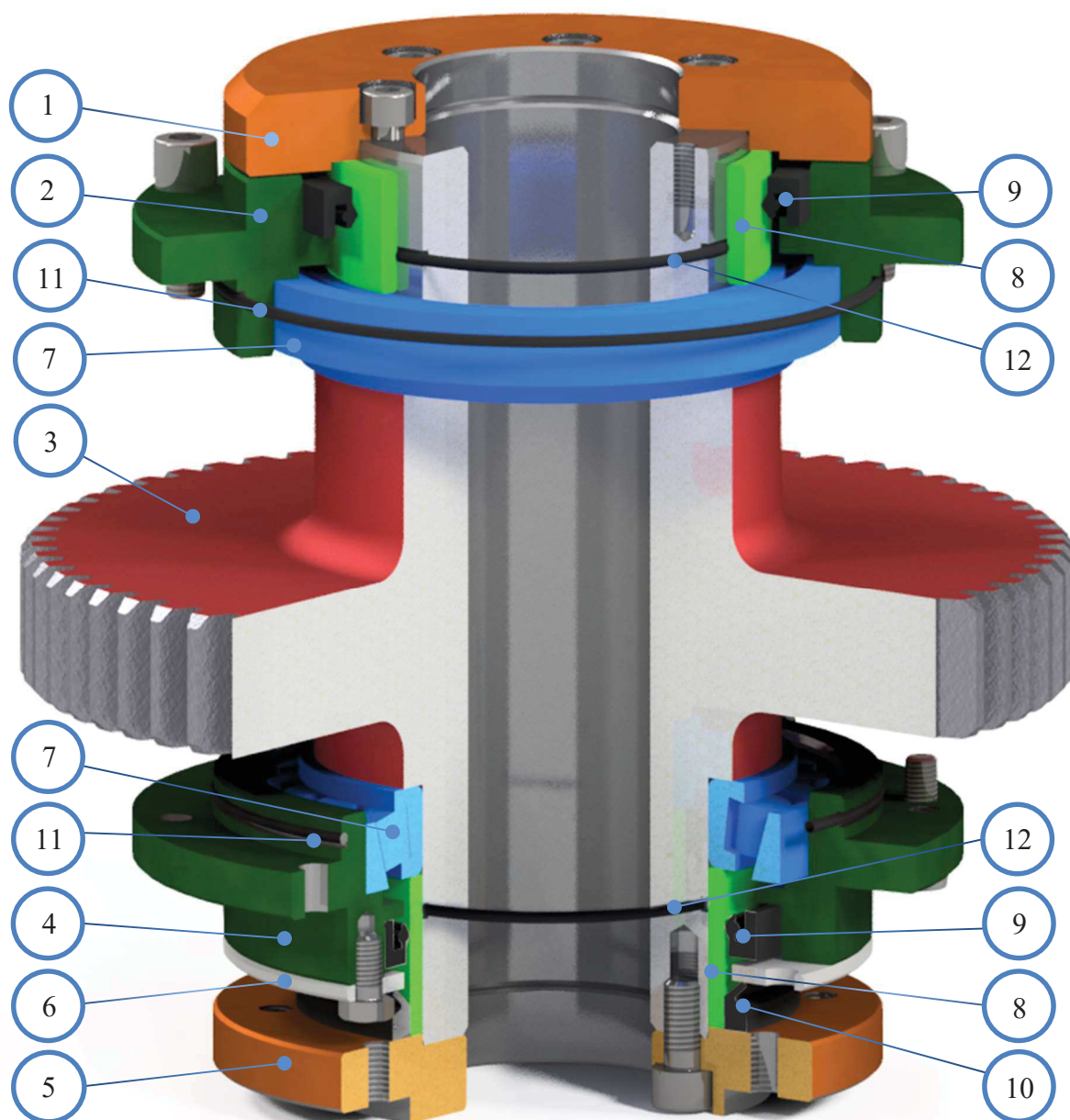
Příruba se doplní o těsnící komponenty (obr. 3.26):

1. Hřídelové těsnící kroužky – SKF 110X130X12 HMS5 V
Podle normy ČSN 02 9401 [30] str. 534
Online katalog Hřídelová těsnění [31]
2. V-kroužek – SKF 110 VA R
3. Vnitřní kroužek jehlového ložiska – SKF IR 100X110X30 a IR 100X110X40
Podle normy ČSN 02 4680
4. O-kroužky – Rubena 95x3 a 160x3 (NBR80)
Podle normy ČSN 02 9281



Obr. 3.26 Komponenty pro uložení vřetenové hřídele [31]

Pro uložení O-kroužků je vhodné nahlédnout do strojních tabulek ([30] str. 537) pro konstrukční řešení uložení tohoto typu těsnění.



Obr. 3.27 Uložení vřetenové hřídele

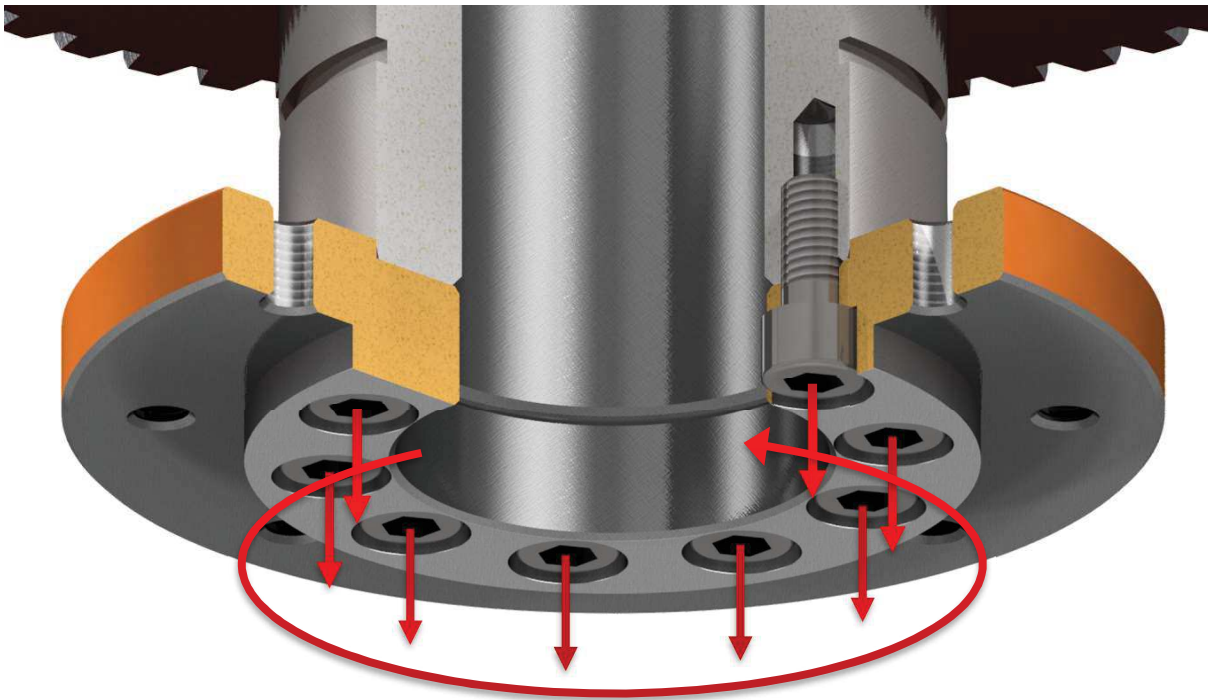
- | | |
|---------------------|---|
| 1. příruba krycí | 7. kuželíkové ložisko horní SKF T4CB 100 |
| 2. příruba horní | 8. vnitřní kroužek jehlového ložiska 100x110x30 |
| 3. vřetenová hřídel | 9. hřídelový těsnící kroužek 110x130x12 |
| 4. příruba spodní | 10. V-kroužek 110 |
| 5. příruba unášecí | 11. O-kroužek 160x3 |
| 6. plech krycí | 12. O-kroužek 95x3 |

Nyní bude provedena kontrola aplikací MITCalc problematiky popsané v kapitole 2.2.2 odrážka G (jednotlivé dosazované hodnoty jsou číslovány v pořadí, v jakém se zadávají do výpočtového programu; kompletní výpočty a výsledky v příloze 3 a 4). Jako zátěžný stav byl zvolen nejvíc nepříznivý provoz s rázy, koeficienty bezpečnosti budou tedy voleny vyšší z doporučených. Spoj je uvažován jako „Méně důležitý spoj, jehož porušení způsobí nefunkčnost vyššího celku, nikoliv však jeho zničení“ (tab. 3.17)

MITCALC – PŘEDEPJTÝ ŠROUBOVÝ SPOJ

„Ve výpočtu jsou použita data, postupy, algoritmy a údaje z odborné literatury a norem ANSI, ISO, EN, DIN.“

Seznam norem: ANSI B1.1, ANSI 273, ANSI B18.2.1, ANSI B18.2.2, ANSI B18.3, ANSI B18.6.2, ANSI B18.6.3, ANSI B18.22.1, ASTM A193, ASTM A307, ASTM A320, ASTM A325, ASTM A354, ASTM A449, ASTM A453, ASTM A490, ASTM A574, ASTM F568M, ASTM F593, ASTM F2281, SAE J429f, ISO 273, ISO 1207, ISO 4016, ISO 4032, ISO 4035, ISO 4762, ISO 8738, ISO 8839, EN ISO 898, EN ISO 3506, EN 10269, EN 28839, VDI 2230“ [29]



Obr. 3.28 Znáznornění kontrolovaného spoje

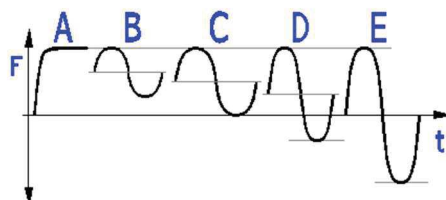
KAPITOLA VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

1.0 **Zatížení spoje, základní parametry výpočtu**1.2 **Režim zatížení, typ spoje**1.3 **Provedení šroubového spoje: Spojení součástí závrtným šroubem**1.4 **Zatížení šroubového spoje: Kombinované zatížení**

„U spoje namáhaného kombinovaným zatížením musí být za provozu zajištěn jak požadavek kompaktnosti, tak i požadavek smykové únosnosti spoje.“ [29]

1.5 **Průběh zatížení: D...Střídavé zatížení**

„U cyklicky namáhaného spoje (zatížení B až E) je potřebné provádět, kromě běžných pevnostních kontrol, také kontrolu spojovacího šroubu z hlediska únavové pevnosti.“ [29]



Obr. 3.29 Průběh zatížení [29]

1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla: 1500 N

1.8 Minimální osová síla: -1000 N

1.9 Maximální radiální síla: 2823 N

2.0 **Provozní a montážní parametry spoje**

2.1 **Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje (tab. 3.14): 2, 0**

Tab. 3.14 Požadavek kompaktnosti spoje [29]

Spoje zatížené stálou silou	0,2 ... 1,5
Spoje zatížené proměnnou silou	0,5 ... 2,0

2.2 **Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí: 3, 0**

„U správně navrženého šroubového spoje namáhaného v rovině spojovaných částí se musí celá radiální síla přenášet třením mezi spojovanými částmi, které vznikne od montážního předpětí. Tento součinitel bezpečnosti udává poměr mezi skutečným zbytkovým předpětím ve spoji a minimální (teoreticky spočtenou) svěrnou silou potřebnou pro úplný přenos radiální síly. Ke splnění požadavku smykové únosnosti spoje by teoreticky měla stačit bezpečnost větší než 1, ve skutečnosti se však s ohledem na technologické vlastnosti provozu a možnou nepřesnost při teoretickém stanovování součinitelů tření mezi spojovanými plochami doporučuje volit bezpečnost proti bočnímu posunutí v rozmezí 1,5 ... 3. Horní hodnoty se volí u spoje namáhaného proměnnou silou. U kombinovaného namáhání (viz. [1.4]) nebo namáhání s rázy je možné použít bezpečnost i vyšší.“ [29]

2.4 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu: **5, 0**

„Minimální přípustný poměr meze kluzu zvoleného materiálu šroubu a maximálního redukovaného napětí v jádře šroubu. Dolní hranice bezpečnosti na mezi kluzu se u spojovacích šroubu volí obvykle s ohledem na způsob namáhání, důležitost spoje, jakost výroby, provozní podmínky a přesnost výpočtu v rozmezí 1.5 ... 3. Nižší hodnoty se volí u spojů zatížených statickou silou, horní hodnoty u spojů namáhaných proměnnou silou. U důležitých spojů, spojů zatížených rázy, spojů pracujících v agresivním prostředí či za vysokých provozních teplot se volí i vyšší hodnoty míry bezpečnosti (3 ... 6).“ [29]

2.7 Součinitel tření mezi spojovanými plochami (tab. 3.15): **0, 15**

„Velikost součinitele tření mezi spojovanými plochami závisí na materiálu spojovaných částí, drsnosti, úpravě povrchu a odmaštění spojovaných ploch. „ [29]

Tab. 3.15 Orientační hodnoty součinitele tření [29]

Povrchová úprava	Materiál sevřených částí
	Ocel na oceli
Opracované odmaštěné plochy	0,12 ... 0,18
Plochy bez povrchové úpravy	0,15 ... 0,25
Opálené plochy	0,35 ... 0,55
Plochy otryskané pískem	0,45 ... 0,55

2.8 Uvažovat přídatná ohybová napětí: **NE**

Na dosedací plochy bude kladen zvýšený nárok na kolmost dosedacích ploch.

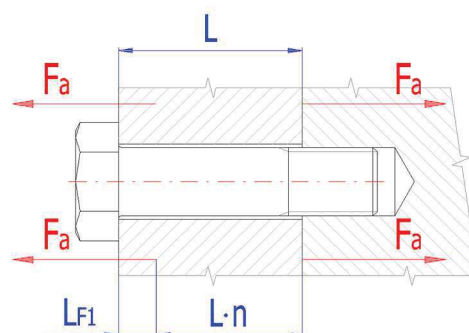
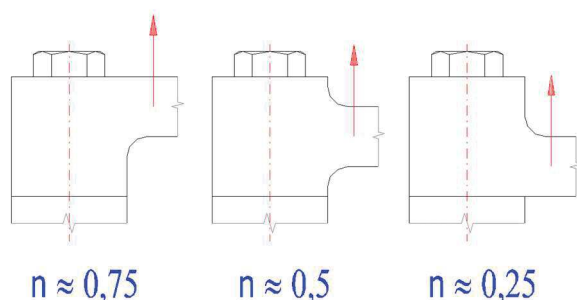
„Ohybové napětí může být i několikanásobně větší než je tahové namáhání v jádře šroubu a je často příčinou lomu šroubu ve výběhu závitu. Přídatný ohyb je pro pevnost šroubu vždy velmi nebezpečný (zvláště při proměnném zatížení) a je potřeba se ho pokud možno vyvarovat pečlivým opracováním povrchů případně použitím vyrovnávacích nebo kulových podložek.“ [29]

2.15 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje: **ANO**

2.16 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje (tab. 3.16): $\Delta L = 0, 020$

Tab. 3.16 Namáhání spoje smykem [29]

Počet dělicích spár	Drsnost spár	
	$Ra \geq 6,3$	$Ra \leq 3,2$
2	0,020	0,13
3	0,028	0,016
...

2.17 **Faktor zavedení provozní síly**2.18 **Faktor zavedení provozní síly: $n = 0,25$** 

Obr. 3.30 Stanovení činitele zavedení provozní síly u přírubových spojů [29]

Obr. 3.31 Schéma činitele zavedení provozní síly u přírubových spojů [29]

2.24 **Požadovaná životnost spoje v cyklech: $1,0E + 05$**

„Únavová pevnost spojovacích šroubu klesá s rostoucím počtem pracovních cyklů. U ocelových šroubů tato pevnost klesá zhruba do hranice 106 pracovních cyklů.“ [29]

2.25 **Požadovaná spolehlivost spoje (tab. 3.17): 95%**

Tab. 3.17 Požadovaná spolehlivost spoje [29]

Spolehlivost	Důležitost spoje
< 90%	Nevýznamné spoje, jejichž porušení nemá žádné zvláštní následky.
90 – 95%	Méně důležité spoje, jejichž porušení způsobí nefunkčnost vyššího celku, nikoliv však jeho zničení.
95 – 99,9%	Důležité spoje, jejichž porušení způsobí zničení vyššího celku a vysoké materiální ztráty.
> 99,9%	Velmi důležité spoje, jejichž porušení by mělo za následek ohrožení lidského života nebo vysoké materiální ztráty.

2.26 Požadovaná dynamická bezpečnost (tab. 3.18): **2, 0**

Tab. 3.18 Požadovaná dynamická (únavová) bezpečnost [29]

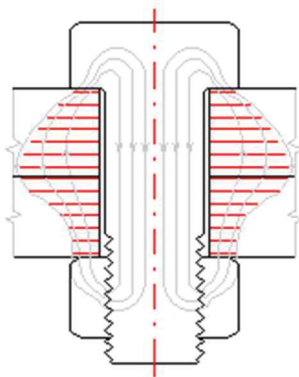
Bezpečnost	Parametry návrhu a spoje
1,5 ... 1,7	- konstrukční provedení spoje splňuje zásady pro spoje namáhané proměnným zatížením - velmi přesné stanovení silových poměrů a napjatosti spoje - dokonalá znalost materiálových charakteristik - přesné dodržení technologie
1,7 ... 2,0	- méně přesný výpočet bez experimentálního ověření - menší přesnost v technologii výroby
2,0 ... 2,5	- nevhodné konstrukční provedení spoje, zvyšující se riziko únavových lomů materiálu - nepřesné znalosti o skutečném výskytu a působení vnějších sil - použití šroubů velkých průměrů

Pozn.:

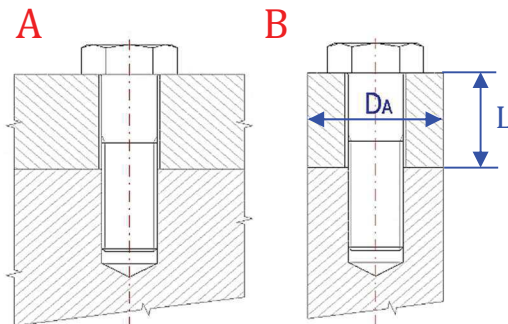
Doporučené hodnoty pro spoje pracující v neagresivním prostředí při pracovní teplotě do 100 °C.

3.0 Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí

- 3.1 Provedení spojovaných částí (obr. 3.33): **B...Válec**
 3.2 Počet sevřených částí: **1**
 3.3 Vnější průměr sevřených částí: $D_A = 18 \text{ mm}$
 3.4 Celková výška sevřených částí: $L = 8 \text{ mm}$



Obr. 3.32 Znárodnění tlakového kuželu [29]



Obr. 3.33 Provedení spojovaných částí [29]

Jak lze vidět na obr. 3.28 tlakový kužel nemá dostatečný prostor pro svůj projev ve spojovaném materiálu.

3.6 Materiál spojovaných částí: Konstrukční ocel ISO 630 E355C

Ze seznamu dostupných materiálů byl zvolen právě tento materiál jako nejbližší podobný vlastnostmi materiálu ČSN 11 523 (St 52-3; EN 1.0553) z kterého bude vyrobena unášecí příruba.

4.0 Návrh spojovacího šroubu

4.1 Typ šroubu, materiálová norma: Šrouby z uhlíkových a legovaných ocelí [EN ISO 898]

4.3 Materiál šroubu

4.4 Pevnostní třída (materiál) šroubu: 12,9

4.11 Parametry závitů

4.12 Typ závitů: Metrický závit – jemný

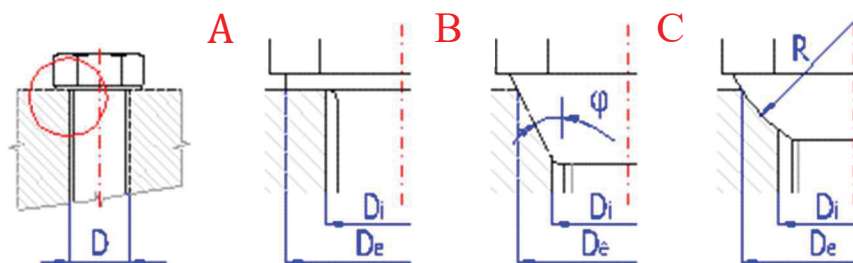
4.14 Velikost závitů: M10
 $d = 10 \text{ mm}; p = 1,5 \text{ mm}$

4.29 Geometrie spoje

4.30 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu:

A...Mezikruhová styková plocha

$D = 10,5 \text{ mm}; D_e = 16 \text{ mm}; D_i = D_e$



Obr. 3.34 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu [29]

KAPITOLA VÝSLEDKŮ

6.0 Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje

Tab. 3.19 Výsledky pro spoj

6.1 Pevnostní kontrola spoje v provozním stavu			
6.2	Vnitřní osová síla ve šroubu	F_1 [N]	57 961
6.3	Tahové napětí v jádře šroubu od osově síly	s [MPa]	999
6.4	Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	t [MPa]	593
6.5	Přídavné ohybové napětí	s_b [MPa]	0,00
6.6	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	s_{red} [MPa]	1 124
6.7	Mez kluzu materiálu šroubu	R_e [MPa]	1 100
6.8	Bezpečnost na mezi kluzu	n_{kl} [-]	0,98
6.9 Pevnostní kontrola spoje v montážním stavu			
6.10	Montážní předpětí spoje	F_0 [N]	69 648
6.11	Tahové napětí v jádře šroubu od montážního předpětí	s [MPa]	1 201
6.12	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	s_{red} [MPa]	1 581
6.13	Dovolené napětí (90 % R_e)	s_D [MPa]	990
6.14 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu			
6.15	Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p [MPa]	506
6.16	Dovolený tlak v krajní sevřené části	p_D [MPa]	760
6.17 Pevnostní kontrola spoje pro maximální předpětí			
6.18	Maximální provozní předpětí spoje	F'_{0max} [N]	69 648
6.19	Maximální vnitřní osová síla ve šroubu	F_{1max} [N]	69 735
6.20	Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osově síly	s_{max} [MPa]	1 203
6.21	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	s_{red} [MPa]	1 308
6.22	Maximální tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p_{max} [MPa]	609

Jak je z výsledků patrné, navrhnutý šroubový spoj nevyhovuje. Zejména pak z důvodů vysokého napětí v jádře šroubu, ke kterému dochází při předeprnutí pro zajištění funkce spoje.

Redukujeme-li dynamické vlivy, zvolíme-li nižší koeficienty bezpečnosti a budeme-li spoj považovat za „Nevýznamný spoj, jehož porušení nemá žádné zvláštní následky“ (Tab. 3.17) dostaneme následující výsledky (výpočet uvedený v příloze 4)

KAPITOLA VSTUPNÍCH PARAMETRŮ PRO REDUKOVANÉ ZATĚŽUJÍCÍ PODMÍNKY

Pro výpočet redukováného spoje byly změněny pouze tyto hodnoty a parametry, ostatní zůstávají stejné jako v předešlém výpočtu spoje.

1.0 Zatížení spoje, základní parametry výpočtu

1.5	Průběh zatížení:	Statické zatížení
1.8	Minimální osová síla:	0 N

2.0 Provozní a montážní parametry spoje

2.1	Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje:	1,5
2.2	Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí:	1,5
2.4	Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu:	3,0

KAPITOLA VÝSLEDKŮ PRO REDUKOVANÉ ZATĚŽUJÍCÍ PODMÍNKY

6.0 Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje

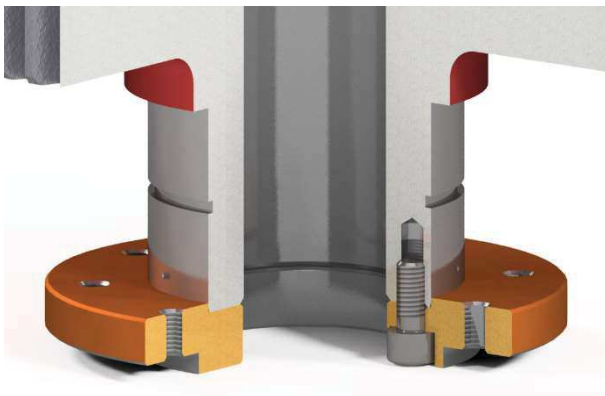
Tab. 3.20 Výsledky pro spoj – redukované

6.1 Pevnostní kontrola spoje v provozním stavu		
6.2	Vnitřní osová síla ve šroubu	F_1 [N] 29 730
6.3	Tahové napětí v jádře šroubu od osově síly	s [MPa] 486
6.4	Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	t [MPa] 320
6.5	Přídavné ohybové napětí	s_b [MPa] 0,00
6.6	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	s_{red} [MPa] 559
6.7	Mez kluzu materiálu šroubu	c [MPa] 1100
6.8	Bezpečnost na mezi kluzu	n_{kl} [-] 1,97
6.9 Pevnostní kontrola spoje v montážním stavu		
6.10	Montážní předpětí spoje	F_0 [N] 41 813
6.11	Tahové napětí v jádře šroubu od montážního předpětí	s [MPa] 683
6.12	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	s_{red} [MPa] 880
6.13	Dovolené napětí (90 % Re)	s_D [MPa] 990
6.14 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu		
6.15	Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p [MPa] 260
6.16	Dovolený tlak v krajní sevřené části	p_D [MPa] 760
6.17 Pevnostní kontrola spoje pro maximální předpětí		
6.18	Maximální provozní předpětí spoje	F'_{0max} [N] 41 813
6.19	Maximální vnitřní osová síla ve šroubu	F_{1max} [N] 41 903
6.20	Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osově síly	s_{max} [MPa] 685
6.21	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	s_{red} [MPa] 739
6.22	Maximální tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p_{max} [MPa] 366

ZHODNOCENÍ

Šroubový spoj stále nevyhovuje v bezpečnosti na mezi kluzu. Podle přiložených dokumentů k výpočtovému programu MITCalc [29] je vhodné bezpečnost na mezi kluzu při neuvážování ohybových napětí rádek výpočtu [2.8] ještě zvýšit, a to o 20-50 %.

Nicméně shodná koncepce šroubového spoje je použita **na původní vrtné hlavě a nebyl nikdy porušen**. Významnou roli zde hraje osazení příruby, které napomáhá rozložit napětí a na podobné vrtné hlavě nebylo. Pro zefektivnění se stykové plochy, přenášející kroutící moment pomocí tření, před kompletací zdrsní, odmastí a některé společnosti tyto spoje i lepí závitovým lepidlem.



Obr. 3.35 Pohled na unášecí přírubu



Obr. 3.36 Unášecí příruba pro současnou vrtnou hlavu

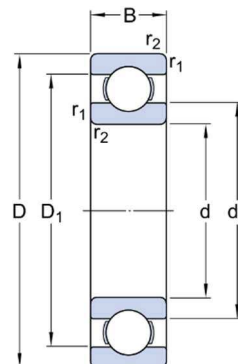
Stávající koncepce šroubového spoje bude tedy zachována, pouze bude zvýšený nárok na přípravu stykových ploch před kompletací.

PASTORKOVÁ HŘÍDEL

Uložení pastorkové hřídele musí být schopno přenést vlastní váhu hřídele v kombinaci se zatížením radiální silou od převodů. Na druhé straně je



Obr. 3.37 SKF 16006 [31]



Obr. 3.38 Geometrie 16006 [31]

Tento typ ložiska umožňuje přenést radiální i axiální síly. Stávající konstrukce vrtné hlavy je opatřena válečkovými ložisky, která umožňují pohyb pastorkové hřídele a tím vydírání víka (kap. 2.2.1, obr. 1.20 a obr. 2.2).

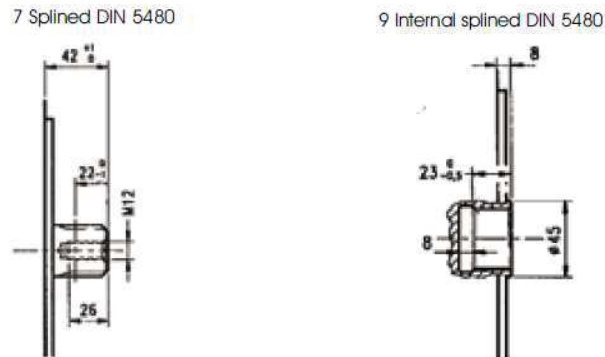
Tab. 3.21 Základní rozměry SKF 6006 [31]

Vnitřní průměr	d [mm]	30
Vnější průměr	D [mm]	55
Šířka	B [mm]	9

Tab. 3.22 Doplnující data k SKF 6006 [31]

Základní dynamická únosnost	C [kN]	13,8
Základní statická únosnost	C_0 [kN]	8,3
Referenční rychlost	[rpm]	28 000
Hmotnost	[kg]	0,12

Pro spojení s hydromotorem BD1 (podle [32] str. 34) je k dispozici pouze varianta s evolventním drážkováním (viz. obr. 3.39) s označením 35-2-16 DIN 5480 ve dvou provedeních.



Obr. 3.39 Typy výstupní hřídele hydromotoru BD1 [32] str. 34

Během vypracování této diplomové práce proběhl servis jiné vrtné hlavy s tímto hydromotorem, který ukázal, že po ročním provozu je **evolventní drážkování na hydromotoru zcela zničeno**.

Aby nedocházelo k poškození drážkování hydromotoru, bude tedy navržen spojovací člen a evolventní drážkování hřídele hydromotoru (dále náboj) bude zkontrolováno na námi požadované provozní zatížení.

VÝROBA

Výroba hřídelí s ozubením byla poptána u firmy Bondy, s.r.o. [33], ta dokáže zajistit potřebný materiál a technologie opracování (zpracování) podle předložené výkresové dokumentace.

Nabídka na výrobu:

- Pastorek: 10 500, –
- Kolo: 20 000, –



Obr. 3.40 Představení společnosti Bondy, s.r.o. [33]

3.2.3 SPOJOVACÍ ČLEN

Návrh Spojovacího členu (dále hřídel) bude proveden v kombinaci aplikace MITCalc pro kontrolní výpočty a Autodesk Inventor 2021 pro návrh geometrie.

Nejprve dojde k ověření součinitelů bezpečnosti přes aplikaci MITCalc a její modul:

MITCALC – TVAROVÉ SPOJE HŘÍDELE S NÁBOJEM

„Ve výpočtu jsou použita data, postupy, algoritmy a údaje z odborné literatury a norem ANSI, ISO, DIN a dalších.

Seznam norem: ANSI B17.1, ANSI B17.2, ANSI B92.1, ANSI B92.2M, ISO R773, ISO 14, ISO 4156, DIN 6885, DIN 6888, DIN 5464, DIN 5471, DIN 5472, DIN 5480, BS 4235, BS 6, JIS B 1301, CSN 02 2562, CSN 30 1385, CSN 01 4942, CSN 4950“ [34]

KAPITOLA VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

Výpočet provedeme pro oba rychlostní stupně a následně je porovnáme (kompletní výpočet v příloze 5 a 6)

1.0 Společné vstupní údaje:

Tab. 3.23 Společné vstupní údaje pro výpočet evolventního drážkování

Převodový stupeň:		1°	2°
1.2 Přenášený výkon: P [kW]		17,01	17,01
1.3 Otáčky hřídele: n [rpm]		222,2	885,2
1.4 Kroutící moment: T [Nm]		731,02	183,50

1.5 Způsob zatížení, provozní parametry:

1.6 Charakter pohonu: Lehké rázy

Tab. 3.24 Charakter pohonu [34]:

Rovnoměrný pohon:	elektromotor, parní turbína, plynová turbína
Lehké rázy:	hydraulické motory
Střední rázy:	spalovací motor

1.7 Typ zatížení: **Silné rázy**

Tab. 3.25 Typ zatížení [34]:

Plynulé:	generátor, dopravník (pásový, deskový, šnekový), lehký výtah, soukolí posuvu obráběcího stroje, ventilátor, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo na materiál konstantní hustoty atd.
Lehké rázy:	generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo atd.
Střídavé rázy:	hlavní pohon obráběcího stroje, těžký výtah, otoč jeřábu, míchadlo na materiál s proměnnou hustotou, pístové čerpadlo atd.
Silné rázy:	lis, nůžky, kalandr na pryž, válcovací stolice, lopatové rýpadlo, těžká odstředivka, těžká napáječka, vrtná soustava, briketovací lis, hnětací stroj atd.

1.8 Charakter provozu: **Plně obousměrný**

V ideálním vrtacím procesu by měl být kladen odpor pouze při zavrtávání, nicméně dochází ve výjimečných případech i k zaseknutí vrtacího nástroje vlivem zborcení stěn vrtaného otvoru a v takovém případě je kladen odpor i při zpětném chodu při snaze uvolnit a vytáhnout vrtací nástroj.

Následně je zapotřebí odhadnout pracovní vyčerpání, popsané v kapitole 2.2.2 odrážka H.

V příkladě z této kapitoly se jedná o 400 – 250 h ročně.

Pokud uvážíme zavrtávání (cca 1 – 5 min) jedné vrtné tyče, následné povolení (cca 2 – 4 min; reverzní pohyb) a přechycení nové vrtné tyče, pak se proces opakuje ... dal by se vrtný proces odhadnout na 3 rozběhy během 3 – 9 min, to odpovídá 7 500 – 24 000 rozběhů ročně. Tento proces může dále rozdělit v poměru 1/3 vzhledem k převodovým poměrům. V uvažování servisu 1 – 2 ročně byly hodnoty zvoleny následovně:

Tab. 3.26 Předpokládané pracovní vyčerpání vrtné hlavy

	1°	2°
1.10 Požadovaná životnost stroje:	100 h	200 h
1.9 Počet rozběhů v tisících:	1 000	10 000

1.11 **Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele:**

1.12 **Provedení spoje: Posuvný spoj bez zatížení**

Tab. 3.27 Provedení spoje [34]

Pevný spoj:	u spoje nedochází k axiálnímu posuvu náboje po hřídeli, vzájemná poloha hřídele s nábojem je pevně fixována vhodným uložením nebo konstrukční úpravou (nalisování, hřídelové matice, pojistné kroužky ...).
Posuvný spoj bez zatížení:	vzájemná poloha hřídele s nábojem není pevně fixována, k axiálnímu posuvu náboje po hřídeli dochází pouze u nezátíženého spoje
Posuvný spoj při zatížení:	vzájemná poloha hřídele s nábojem není fixována, k axiálnímu posuvu náboje po hřídeli dochází u plně zatíženého spoje

1.13 Vnitřní průměr hřídele: **M10 (8,37 mm)**

Hřídelí bude procházet závit pro šroub M10 k zajištění proti axiálnímu posunu spojovacího členu a pastorkové hřídele.

1.14 Požadovaná bezpečnost: **2,5**

Tab. 3.28 Orientační hodnoty pro volbu bezpečnosti [34]

1,3 až 1,5	Velmi přesné vstupní informace, dokonalá znalost materiálových charakteristik, vysoká jakost a přesné dodržení technologie výroby, nevýznamné spoje, jejichž porušení nemá žádné zvláštní následky.
1,5 až 1,8	Méně přesný výpočet bez experimentálního ověření, menší přesnost v technologii výroby, méně důležité spoje.
1, až 2,5	Snížená přesnost výpočtů, přibližné stanovení materiálových charakteristik, nepřesné znalosti o skutečném působení vnějšího zatížení, velké průměry hřídelí, velmi důležité spoje, jejichž porušení by mělo za následek ohrožení lidského života nebo vysoké materiální ztráty.

Volba materiálu:

Pro náboj hydromotoru výrobce neuvádí žádné bližší informace ohledně únosnosti spoje, použitého materiálu ani např. použitého ložiska v hydromotoru.

Vlastnost použitého materiálu by se dala zjistit pomocí zkoušky tvrdosti dle Rockwella, bohužel na hydromotor se stále čeká a z jiné vrtné soupravy nebylo dovoleno hydromotor demontovat.

Budeme předpokládat, že na výstupní hřídel hydromotoru (náboj) výrobce použil kvalitní materiál a na spojovací člen (hřídel) navrheme adekvátně nižší jakost materiálu pro zajištění životnosti evolventního ozubení hydromotoru.

1.16 Materiál hřídele:**1.17 Povrchově kalená ocel – HRC 45-53**

1.18 Minimální pevnost v tahu: 700 MPa

1.19 Dovolенý tlak: 250 MPa

1.20 Dovolенé napětí v krutu: 275 MPa

1.21 Materiál náboje:

1.22 Cementovaná ocel – HRC 55-63

1.23 Minimální dovolенé napětí: 950 MPa

1.24 Dovolенý tlak: 300 MPa

EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ

8.0 Parametry spoje, návrh rozměrů8.2 Drážkování: N ... DIN 5430 – 30°

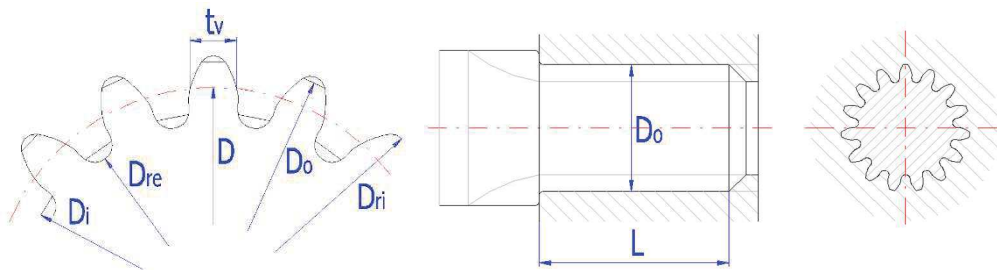
8.3 Koeficient rozložení zatížení: 0,7

Tab. 3.29 Koeficient rozložení zatížení [34]

0,75	Pevné spoje s malou délkou a vysokou přesností uložení
0,6 – 0,7	Spoje s běžnou přesností uložení
0,5	Posuvné spoje s velkou délkou stykových ploch a velkou nesouosostí spoje

8.11 Rozměry spoje

8.13	Drážkování:	34,6 – 2 x 16
8.14	Modul / Počet zubů:	$m = 2 \text{ mm}; j = 16$
8.15	Roztečný:	$D = 32 \text{ mm}$
8.17	Průměr vnějšího drážkování:	$D_o = 34,6 \text{ mm}; D_{re} = 30,6 \text{ mm}$
8.18	Průměry vnitřních drážkování:	$D_i = 31 \text{ mm}; D_{ri} = 35$
8.19	Tloušťka zubu:	$t_v = 3,6 \text{ mm}$
8.22	Zvolená délka drážkování:	$L = 22 \text{ mm}$



Obr. 3.41 Schematické znázornění evolventního drážkování [34]

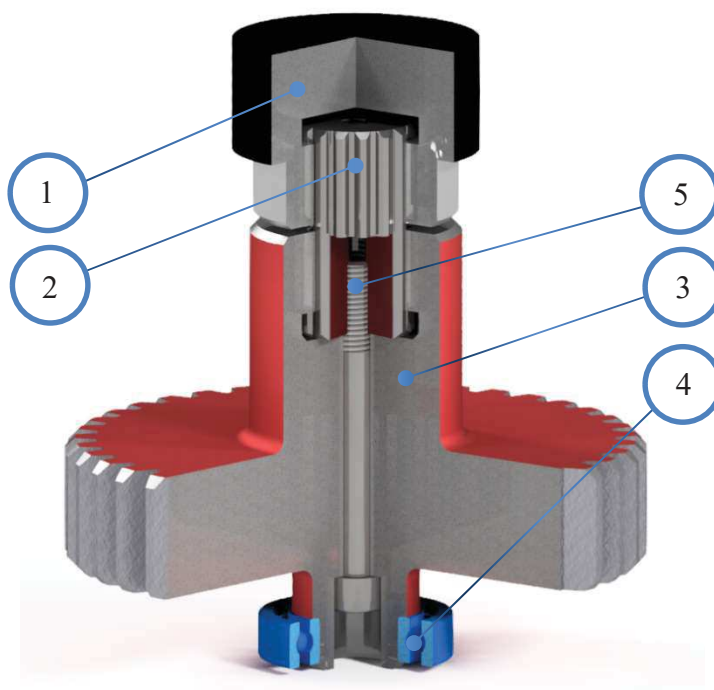
Výsledek pro „Evolventní drážku DIN 5480“ (který získáme z aplikace MITCalc) pak potvrdí (výpočet uvedený v příloze 5), že výrobcem poskytované varianty výstupních hřídelí nemohou přenést parametry, kterých může dosáhnout hydromotor. V našem případě se jedná o téměř dvakrát nižší výkon, než který hydromotor dokáže vyvinout, a přesto hodnoty součinitelů bezpečnosti vycházejí následovně:

9.0 Pevnostní kontrola spoje

Tab. 3.30 Výsledné hodnoty součinitelů bezpečnosti pro evolventní drážkování

Převodový stupeň:	1°	2°
9.1 Kontrola hřídele na krut		
9.2 Dovolené napětí v krutu: $\tau_D [MPa]$	275	275
9.3 Srovnávací napětí: $\tau [MPa]$	152,4	68,9
9.4 Bezpečnost:	1,80	3,99
9.5 Kontrola otláčení na bocích drážkování		
9.6 Dovolný tlak: $p_D [MPa]$	250	250
9.7 Srovnávací tlak: $p [MPa]$	130,4	46,7
9.8 Bezpečnost:	1,92	5,35

Vzhledem k nevyhovujícímu spoji, který však vychází ze zařízení dodávaného výrobcem, byl brán ohled na jednoduchost výměny spojovacího členu při opotřebení nebo porušení. Navržen byl tak, aby při jeho porušení nedošlo k poškození hydromotoru nebo převodového soukolí.



Obr. 3.42 Uložení pastorkové hřídele

- | | |
|--|--|
| 1. výstupní hřídel hydromotoru (náboj) | 4. kuličkové ložisko SKF 6006 |
| 2. spojovací člen (hřídel) | 5. šroub s vnitřním šestihranem M10x90 |
| 3. pastorek | |

ZHODNOCENÍ

Bylo předpokládáno, že výrobcem poskytované evolventní drážkování na hydromotoru bude navrženo adekvátně k jeho výkonu. Výpočet ukázal, že evolventní drážkování zcela nevyhovuje pro přenos napětí v krutu, kterých dosahuje hydromotor při svém polovičním výkonu.

Pro snížení těchto napětí ve spoji je zapotřebí přesné výroby spoje (viz. tab. 3.29) a jeho pevného usazení. Tím bychom získali následující hodnoty:

Tab. 3.31 Výsledné hodnoty součinitelů bezpečnosti pro evolventní drážkování se zvýšenou přesností

Převodový stupeň:	1°	2°
9.1 Kontrola hřídele na krut		
9.2 Dovolené napětí v krutu: $\tau_D [MPa]$	275	275
9.3 Srovnávací napětí: $\tau [MPa]$	152,4	68,9
9.4 Bezpečnost:	1,80	3,99
9.5 Kontrola otláčení na bocích drážkování		
9.6 Dovolený tlak: $p_D [MPa]$	250	250
9.7 Srovnávací tlak: $p [MPa]$	46,9	21,2
9.8 Bezpečnost:	5,33	11,80

Hodnota součinitele se již nachází v nižší oblasti zvoleného stupně součinitele bezpečnosti (viz. tab. 3.28), kterou jsme předpokládali z důvodů nedostatečných informací.

Přihlédneme-li k faktu, že norma nepočítá s možností využití zátěžové vazelíny (maziva), která výrazně zvyšuje životnost těchto spojů, budeme brát tento výsledek jako dostatečný, za předpokladu výměny spojovacího členu jednou až dvakrát do roka.

VÝROBA

Firma Bohrtrade, s.r.o. si spojovací člen bude vyrábět sama z materiálu ČSN 12 050 (EN 1.1191), který se následně zakalí.



Obr. 3.43 Konstrukční návrh spojovacího členu

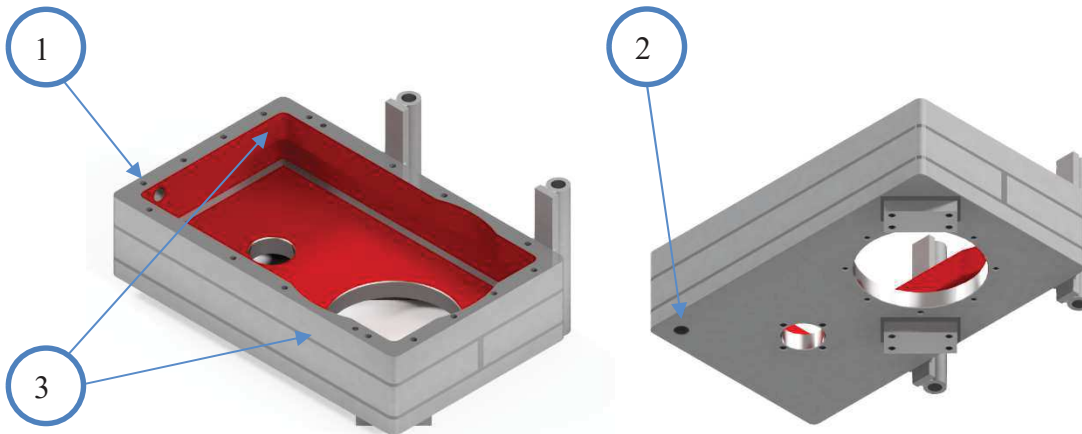
3.2.4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH SKŘÍNĚ

Návrh převodové skříně bude proveden v aplikaci Autodesk Inventor 2021

- Geometrie
 - Bude vycházet především z rozměrů stávající vrtné hlavy, kdy nesmí dojít k dříve zmíněnému navýšení rozměrů (podle kapitoly 0)
- Materiál skříně je zvolen ČSN 11 523 (St 52-3; EN 1.0553)
 - Mez pevnosti: 510 MPa
 - Mez kluzu v tahu: 333 MPa
 - Především pak z důvodů dostupnosti a jednoduchosti na zpracování.

SKŘÍŇ

Na skříň nejsou kladeny žádné speciální nároky, kromě osové vzdálenosti převodových kol a zvýšené robustnosti kvůli vlastní nosnosti a přenosu tažných / tlakových a momentových zatížení do vrtného vozíku. Její geometrie vychází z kapitoly 1.3.1 a návrh vypadá následovně:



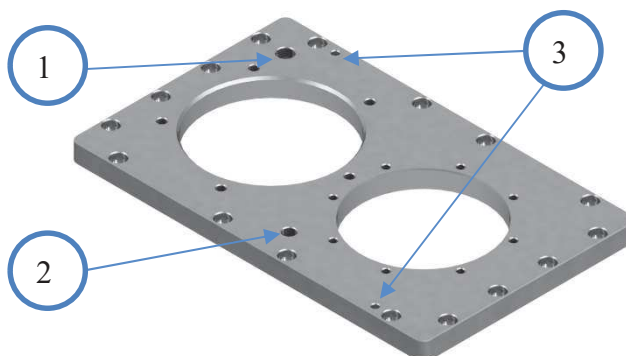
Obr. 3.44 Konstrukční návrh skříně

1. otvor pro olejoznak
2. otvor pro vypouštěcí zátku
3. středící kolíky

Bude provedena kontrolní simulace zatížení v lineárním řešiči prostředí Inventor, pro ověření robustnosti celé skříně jako celkové sestavy, jelikož společně s víkem a uložením hřídelí tvoří základ přenosu vzniklých zatížení. Ověření samotné svařené skříně by nepřineslo použitelné výsledky.

VÍKO SKŘÍNĚ

Na víko skříně jsou kladené stejné požadavky jako na samotnou skříň vrtné hlavy.



Obr. 3.45 Konstrukční návrh víka skříně

1. otvor pro odvětrávací ventil
2. otvor pro nalévací zátku
3. středící kolíky

VÝROBA

Bude se jednat o výpalky z tlustostěnných plechů (25 – 30 mm) od firmy NERIA a.s.

Následně si firma výpalky sama začistí, svaří a poté obrobí na požadované rozměry. Kromě přesně vyfrézovaných otvorů pro uložení hřídelí, je zapotřebí doplnit skříň o závity k olejoznaku a vypouštěcího otvoru. Následně se skříň vytře základovou barvou odolnou oleji Nicel 2020, na vnější stranu bude použita barva polyuretanová.



Obr. 3.46 Představení firmy NERIA, a.s. [35]

3.3 OSTATNÍ ČÁSTI VRTNÉ HLAVY

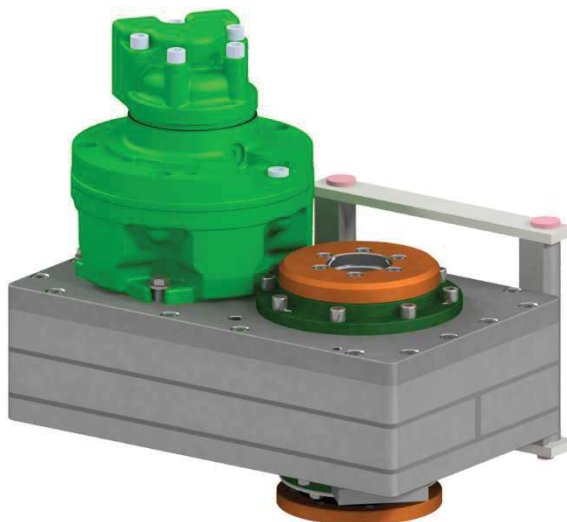
Mimo novou vrtnou hlavu je zapotřebí vrtnou soupravu osadit i systémem redukováného tlaku a ovládacími prvky pro možnost ovládnání hydromotoru z obslužného pultu. Jedná se například o tyto prvky:

- Zdroj redukováného tlaku HC-SU2 [36] (hydraulický rozvaděč)
výrobce Walvoil S.p.A., dodavatel Hydroma s.r.o.
- Pojist'ovací ventil AM5VM/ VI [37]
- Redukční ventil AM5VR [37]
výrobce Hydrocom s.r.o., dodavatel Hydroma s.r.o.
- Kulový kohout BKH2 22L
výrobce Pister, dodavatel MHI s.r.o.
- Hadice
výrobce Eaton, dodavatel Hydrocom, spol. s.r.o., nebo MHI s.r.o.
- Šroubení
výrobce LARGA s.r.o., dodavatel MHI s.r.o.

Nabídka těchto prvků s montáží byla vyčíslena na 36 000,-

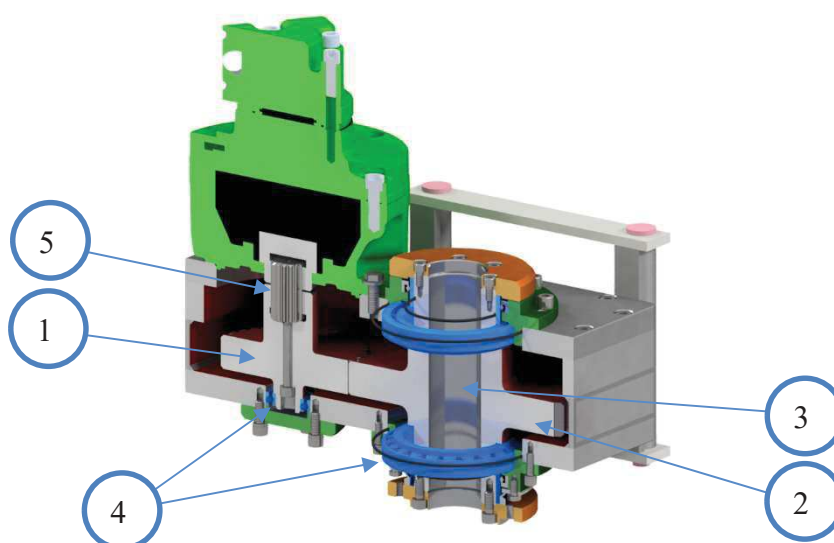
3.4 VÝSLEDNÁ VIZUALIZACE KONCEPCE

Tuto koncepci firma označila jako „Vrtná hlava F-TYP“. Součástí nové koncepce jsou i prvky pro regulaci tlaku (popsané v kapitole 3.3) sloužící k ovládnání geometrického objemu hydromotoru.



Obr. 3.47 Koncepční návrh nové vrtné hlavy F-TYP

V útrokách převodové skříně (na obr. 3.48) se nachází pastorek (1.) a vřeteno ((2.), kolo) navržené v kapitole 3.2.1. Dobře viditelný je zde průchod vřetenem (3.) pro vrtné tyče, uložení ložisek (4.) a spojovací člen (5.) navržený v kapitole 3.2.3.



Obr. 3.48 Řez nové vrtné hlavy s označením F-TYP

ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývala návrhem nové vrtné hlavy pro již několik let používanou vrtnou soupravu Multidrill Hyndaga, jejíž vrtná hlava vykazuje značné konstrukční nedostatky a podléhá častému opakujícímu se servisu. Při návrhu se zohledňují informace získané ze servisních oprav firmou Bohrtrade, s.r.o., ale i požadavky zadané firmou GEODRILL, s.r.o., např. na zvýšení otáček.

V úvodní části se práce zabývá potřebnou teorií odpovídající využití této vrtné soupravy a pro pochopení problematiky spojené s návrhem nové vrtné hlavy. Následně byl proveden rozbor stávající vrtné hlavy, především jejich nedostatků. Závěrem této části bylo zjištění, že výrobce vrtné soupravy, ale i výrobce hydromotoru vrtné hlavy uvádí zavádějící informace o provozních možnostech těchto zařízení. Především z důvodu uvažování 100% účinnosti nebo navádění do okrajových pracovních oblastí zařízení. Nicméně tyto hodnoty (tab. 3.32) poskytly vstupní parametry pro návrh nové vrtné hlavy.

Tab. 3.32 Souhrn výsledků první kapitoly

		Výrobce vrtné soupravy	Výrobce hydromotoru	Vypočtené	Naměřené
Otáčky 1°	[rpm]	90	79,7	70,4	68
Otáčky 2°	[rpm]	390	358,5	316,8	308
Kroutící moment 1°	[Nm]	2650	2043,4	1868,9	
Kroutící moment 2°	[Nm]	650	454,1	415,3	

Druhá část této práce se zabývá shrnutím požadavků na koncepční návrh nové vrtné hlavy, rozbořem používání vrtné soupravy, který následně sloužil k určení součinitele vyčerpání. Ten se následně ukázal jako velice podstatná informace, která sloužila k určení životnosti spojovacího členu na nové vrtné hlavě. Také se tato část zabývá rozbořem servisních a dalších poznatků vzhledem k jiným vrtným hlavám, aby se předcházelo možným budoucím problémům.

Před samotným návrhem nové vrtné hlavy byla zohledněno možné upravení stávající vrtné hlavy výměnou jejího hydromotoru za jiný typ. Tato úprava by přinesla potřebné zvýšení otáček, ale nevyřešila by konstrukční vady stávající vrtné hlavy.

Poslední část této práce se zabývá samotným návrhem z poznatků uvedených v dřívějších kapitolách. Jsou zde uvedeny dva základní typy hydromotorů za účelem jejich porovnání, ty byly následně srovnány s hodnotami uvedenými výrobcem vrtné soupravy. Byl zvolen hydromotor firmy SAI S.P.A. s označením BDI. Díky vysokým kroutícím momentům od nízkých otáček je tento radiální pístový hydromotor s možností změny geometrického objemu zcela ideální pro aplikaci do navrhované vrtné hlavy.

Ze servisu jiné vrtné hlavy, který proběhl během práce na tomto projektu, se ukázalo, že evolventním drážkováním, s kterými jsou motory BDI poskytovány, nezvládá přenést kroutící

momenty vyvíjeného hydromotorem. Z toho důvodu byla navržená a již poptaná sestava přepracována do provedení se spojovacím členem. Ten však vykazuje na základě orientačních výpočtů velice nízkou životnost ($\frac{1}{2}$ až 1 rok provozu). Přesný výpočet nemohl být proveden z důvodů nedostatku informací poskytovaných výrobcem hydromotoru. Odhadnutá životnost tohoto členu je přesto několikrát vyšší než doba mezi poruchami stávající vrtné hlavy. Vzhledem k jeho ceně byl návrh nové vrtné hlavy přijat jako dostačující.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *FRASTE S.p.A.* [online]. [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <https://www.fraste.com/>
- [2] *GEODRILL s.r.o.* [online]. [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <http://www.geodrill.cz/>
- [3] *Multidrill Hyndaga* [online]. [cit. 2021-03-06]. Dostupné z: <https://agiva.eu/en/machine/ground-drilling-rigs/multidrill-hyndaga/>
- [4] *PINKA, Ján, Martin KLEMPA a Jaroslav STRUNA, Vojtěch ZEMAN, ed. Technika a technologie vrtných prací díl II.* Vyd. 1. Ostrava: Marionetti Press, 2014. ISBN 978-80-905737-1-0.
- [5] *PINKA, Ján, Martin KLEMPA a Jaroslav STRUNA, Vojtěch ZEMAN, ed. Technika a technologie vrtných prací.* Vyd. 1. Ostrava: Marionetti Press, 2014. ISBN 978-80-905737-0-3.
- [6] *ZEMAN, Vojtěch. Hlubinné vrtání I. díl: Základy projektování vrtů, rozpojitelnost hornin při vrtání, valivé vrtací nástroje, režim vrtání.* 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1987. Signatura: 193454.
- [7] *PINKA, Ján, Martin KLEMPA a Jaroslav STRUNA, Vojtěch ZEMAN, ed. Technika a technologie vrtných prací díl I.* Vyd. 1. Ostrava: Marionetti Press, 2014. ISBN 978-80-905737-0-3.
- [8] *Massenza - Drilling Rigs* [online]. [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <https://www.massenzarigs.com/>
- [9] *Technika a technologie hlubinného vrtání* [online]. [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <http://geologie.vsb.cz/>
- [10] *FEDORENKO, Nikolay. Metody vrtání vrtů: technologické principy a vlastnosti hlavních metod.* engineer.decorexpro.com/cs/ [online]. [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: <https://engineer.decorexpro.com/cs/vodosnab/kolod-skvazh/sposoby-bureniya-skvazhin.html>
- [11] *Wireline coring* [online]. [cit. 2021-03-06]. Dostupné z: <https://www.massenzarigs.com/wireline-coring/>

- [12] *Urdiamant s.r.o.* [online]. [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <https://www.urdiamant.cz/cs/uvodni/>
- [13] *Multidrill Hyndaga FORD* [online]. GEODRILL s.r.o., 2018 [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: http://www.geodrill.cz/files/Multidrill_Hyndaga_FORD.pdf
- [14] *Kubota V1505-T* [online]. Australia, 2021 [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: <https://kubota.com.au/product/v1505-t/>
- [15] *Bohrtrade s.r.o.* [online]. 2016 [cit. 2021-04-09]. Dostupné z: <http://www.bohrtrade.cz/>
- [16] *Danfoss* [online]. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.danfoss.com/cs-cz/>
- [17] *OMS/OMT/OMV Orbital Motors Technical Information* [online]. 2016 [cit. 2021-03-06]. 520L0407. Dostupné z: <https://assets.danfoss.com/documents/53772/BC152886483862en-000702.pdf>
- [18] *Operation of a Load Sensing System* [online]. JOJI Parambath, Founder/Director, Fluidsys Training Centre, Bangalore, 2017 [cit. 2021-03-30]. Dostupné z: <https://fluidsys.org/2017/08/07/load-sensing-hydraulic-systems/>
- [19] *HANSA-TMP HEADQUARTERS* [online]. Italia [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.hansatmp.com/>
- [20] *TMV 650* [online]. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: https://www.hansatmp.com/manufacturing/products/motors/axial-piston-motors/two-speed/TMV_650/en
- [21] *THE PRODUCTION LINE OF HANSA-TMP* [online]. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.hansatmp.com/files/0000/0450/HT-16-M-4505-1218-E.pdf>
- [22] *SAI S.P.A.* [online]. Italia, 2019 [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: <http://www.saihydraulics.com/en/>
- [23] *SAI BD* [online]. Italia, 2009 [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: <http://www.saihydraulics.com/System/13053/181406.4%20BD1%20BV1.pdf>
- [24] *BD-GD Catalog* [online]. [cit. 2021-04-08]. ISBN 012703REV0. Dostupné z: <http://saihyd.ca/BD-GD%20Catalog.pdf>

- [25] *VARIABLE DISPLACEMENT TECHNOLOGY - SAI Hydraulic Motors* [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=B3H-n3hZ__0
- [26] *ISO 6336-3:2019* [online]. [cit. 2021-04-21]. Dostupné z: <https://www.iso.org/standard/63822.html>
- [27] *MITCalc* [online]. 2003 [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.cz>
- [28] *MITCalc: Čelní ozubení s přímými a šikmými zuby* [online]. 2003 [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/gear1/help/cz/gear1.htm>
- [29] *MITCalc: Předepjatý šroubový spoj* [online]. 2003 [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.cz/doc/boltcon/help/cz/boltcontxt.htm>
- [30] *STROJNICKÉ TABULKY*. 6. vydání. Havlíčkova 197, 250 82 Úvaly: ALBRA spol. s r.o., 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [31] *SKF* © [online]. Švédsko, 1907 [cit. 2021-01-16]. Dostupné z: www.skf.com
- [32] *SAI B Series: Technical catalogue* [online]. 2003 [cit. 2021-05-14]. ISSN 090901.1. Dostupné z: <http://www.saihydraulics.com/System/11599/090901.1%20B%20SERIES%201.pdf>
- [33] *Bondy, s.r.o.* [online]. [cit. 2021-05-18]. Dostupné z: <http://www.bondy.cz/cs/>
- [34] *MITCalc: Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem* [online]. [cit. 2021-05-18]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/shaftcon/help/cz/shaftcon.htm>
- [35] *NERIA a.s.* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <http://www.neria-industry.cz/>
- [36] *HC-SU2* [online]. [cit. 2021-05-19]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/zdroj-redtlaku-22191.html>
- [37] *Tlakové a redukční ventily* [online]. [cit. 2021-04-29]. Dostupné z: <https://www.hydrocom.cz/tlakove-a-redukcní-ventily>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

F'_{0max}	[N]	maximální provozní předpětí spoje
D_0	[mm]	průměr vnějšího drážkování
D_e	[mm]	průměr díry
D_i	[mm]	průměry vnitřních drážkování
D_{re}	[mm]	průměr vnějšího drážkování
$R_{a\ max}$	[μm]	drsnost zubu
R_a	[μm]	drsnost
t_v	[mm]	tloušťka zubu
v_{max}	[m s^{-1}]	rychlost soukolí
C_0	[kN]	základní statická únosnost
F_0	[MPa]	montážní předpětí spoje
F_{1max}	[N]	maximální vnitřní osová síla ve šroubu
F_a	[N]	axiální síla
F_n	[N]	normální síla
F_r	[N]	radiální síla
F_t	[N]	obvodová síla
$M_{k\ 1}$	[N · m]	kroučící moment udávaný výrobcem pro první rychlostní stupeň
$M_{k\ BD1\ 1}$	[N · m]	kroučící moment hydromotoru BD1 pro první rychlostní stupeň
$M_{k\ BD1\ n}$	[N · m]	kroučící moment hydromotoru BD1 pro n-tý rychlostní stupeň
$M_{k\ BD1}(x)$	[N · m]	kroučící moment hydromotoru BD1 pro $x \rightarrow V_{g\ BD1}$
$M_{k\ TMV\ 650\ n}$	[N · m]	kroučící moment TMV 650 pro n-tý rychlostní stupeň
$M_{k\ TMV\ 650}(x)$	[N · m]	kroučící moment TMV 650 pro $x \rightarrow V_{g\ TMV\ 650}$
$M_{k\ n\ opt}$	[N · m]	kroučící moment optimální pro n-tý převodový stupeň
$M_{k\ n\ teo}$	[N · m]	teoretický kroučící moment pro n-tý rychlostní stupeň
$M_{k\ n\ vyp}$	[N · m]	kroučící moment vypočtený pro n-tý rychlostní stupeň
$M_{k\ n}$	[N · m]	kroučící moment pro n-tý rychlostní stupeň
$M_{k\ vyp}$	[N · m]	kroučící moment vypočítaný hydromotoru
M_k	[N · m]	kroučící moment z grafu výrobce pro OMS 125
P_{BD1}	[kW]	výkon hydromotoru BD1
$P_{TMV\ 650}$	[kW]	výkon TMV 650

P_n	[kW]	výkon hydromotoru pro n-tý rychlostní stupeň
Q_2	[L · min ⁻¹]	poloviční objemový průtok hydromotorem
S_F	[-]	součinitel bezpečnosti na únavu v ohybu
S_H	[-]	součinitel bezpečnosti na únavu v dotyku
$V_{g\ BD1}(x)$	[cm ³ · rev ⁻¹]	geometrický objem BD1 pro x → max; min
$V_{g\ OMS\ 80}$	[cm ³ · rev ⁻¹]	geometrický objem hydromotoru OMS 80
$V_{g\ TMV\ 650}(x)$	[cm ³ · rev ⁻¹]	geometrický objem hydromotoru TMV 650 pro x → max; min
V_g	[cm ³ · rev ⁻¹]	geometrický objem hydromotoru
i_{M_k}	[-]	poměr krouticích momentů výrobce
i_{BD1}	[-]	převodový poměr pro hydromotor BD1
i_M	[-]	poměr rychlostních stupňů
$i_{TMV\ 650}$	[-]	převodový poměr pro hydromotor TMV 650
i_m	[-]	poměr rychlostních stupňů výrobce
i_n	[-]	převodový poměr pro n-tý rychlostní stupeň
m_n	[mm]	modul ozubení
$n_{n\ opt}$	[N · m]	otáčky optimální pro n-tý rychlostní stupeň
$n_{BD1\ 1}$	[rpm]	otáčky prvního rychlostního stupně pro hydromotor BD1
$n_{BD1\ n}$	[rpm]	otáčky n-tého rychlostního stupně pro hydromotor BD1
$n_{BD1}(x)$	[rpm]	otáčky hydromotoru BD1 pro x → $V_{g\ BD1}$
$n_{TMV\ 650\ n}$	[rpm]	otáčky n-tého rychlostního stupně pro TMV 650
$n_{TMV\ 650}(max)$	[rpm]	maximální otáčky hydromotoru TMV 650
$n_{TMV\ 650}(x)$	[rpm]	otáčky hydromotoru TMV 650 pro x → $V_{g\ TMV\ 650}$
n_{kl}	[-]	bezpečnost na mezi kluzu
$n_{n\ OMS\ 80}$	[rpm]	otáčky hydromotoru OMS 80 pro n-tý rychlostní stupeň
$n_{n\ sku}$	[rpm]	otáčky naměřené pro n-tý rychlostní stupeň
$n_{n\ teo}$	[rpm]	teoretické otáčky pro n-tý rychlostní stupeň
$n_{n\ vyp}$	[rpm]	otáčky vypočítané pro n-tý rychlostní stupeň
n_n	[rpm]	otáčky pro n-tý rychlostní stupeň
$n_{pož}$	[rpm]	požadované otáčky
n_{vyp}	[rpm]	otáčky vypočítané hydromotoru
p_D	[MPa]	dovolený tlak

p_{max}	[MPa]	tahové napětí v jádře šroubu od maximální osově síly
S_D	[MPa]	tahové napětí v jádře šroubu od montážního předpětí
S_b	[MPa]	přídavné ohybové napětí
S_{max}	[MPa]	maximální tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu
S_{red}	[MPa]	výsledné redukované napětí v jádře šroubu
S_{red}	[MPa]	výsledné redukované napětí v jádře šroubu
Z_A	[-]	počet zubů pastorku pro BD1
Z_B	[-]	počet zubů kola pro BD1
Z_j	[-]	počet zubů pro j-té ozubené kolo
η_{BD1}	[-]	účinnost hydromotoru BD1
$\eta_{OMS\ 80}$	[-]	účinnost hydromotoru OMS 80
$\eta_{V\ TMV\ 650}$	[-]	objemová účinnost hydromotoru TMV 650
$\eta_{mh\ TMV\ 650}$	[-]	hmotnostní účinnost TMV 650
η_{opt}	[-]	účinnost hydromotoru pro optimální podmínky
σ_{Flim}	[MPa]	mez únavy v ohybu
σ_{Hlim}	[MPa]	mez únavy v dotyku
τ_D	[MPa]	dovolené napětí v krutu
Δp_{opt}	[bar]	optimální tlakový spád na hydromotoru
ΔL	[mm]	trvalá plastická deformace
Δp	[bar]	tlakový spád na hydromotoru
D	[mm]	roztečný
j	[-]	počet zubů
L	[mm]	délka drážkování
m	[mm]	modul
B	[mm]	šířka
C	[kN]	základní dynamická únosnost
D	[mm]	vnější průměr
E	[MPa]	modul pružnosti
F_1	[N]	vnitřní osová síla ve šroubu
P	[kW]	výkon
P_w	[kW]	přenášený výkon
Q	[L · min ⁻¹]	objemový průtok hydromotorem
T	[Nm]	kroutící moment
a	[°]	normální úhel záběru

<i>b</i>	[°]	základní úhel sklonu zubů
<i>c</i>	[MPa]	mez kluzu materiálu šroubuv
<i>d</i>	[mm]	vnitřní průměr
<i>d1</i>	[mm]	průměr roztečné kružnice pastorku
<i>d1</i>	[mm]	průměr roztečné kružnice kola
<i>d1</i>	[mm]	šířka pastorku
<i>d1</i>	[mm]	šířka kola
<i>e</i>	[–]	výpočetní faktor
<i>n</i>	[rpm]	otáčky určené z grafu výrobce pro OMS 125
<i>p</i>	[MPa]	srovnávací tlak
<i>s</i>	[MPa]	dovolené napětí (90 % Re)
<i>s</i>	[MPa]	tahové napětí v jádře šroubu od osově síly
<i>t</i>	[MPa]	napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu
<i>z</i>	[–]	počty zubů pastorku / kola
τ	[MPa]	srovnávací napětí
ω	[rev · sec ⁻¹]	úhlová rychlost

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	Výpočet – Čelní ozubené soukolí pro první rychlostní stupeň
Příloha 2	Výpočet – Čelní ozubené soukolí pro druhý rychlostní stupeň
Příloha 3	Výpočet – Předepjatý šroubový spoj
Příloha 4	Výpočet – Redukovaný předepjatý šroubový spoj
Příloha 5	Výpočet – Tvarový spoj náboje s hřídelem
Příloha 6	Výpočet – Redukovaný tvarový spoj s hřídelem



Čelní ozubení s přímými a šikmými zuby [mm/ISO]

i	Výpočet bez chyb.	Pastorek	Kolo	
---	--------------------------	-----------------	-------------	--

ii	Informace o projektu			
----	-----------------------------	--	--	--

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Volba základních vstupních parametrů

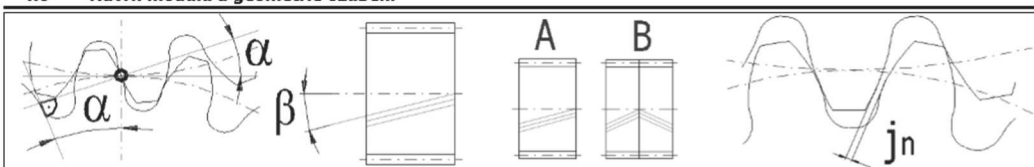
1,1	Přenášený výkon	Pw [kW]	17,009	16,912	
1,2	Otáčky pastorku / kola	n [/min]	222,22	137,6	[/min]
1,3	Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	730,96	1174,04	[Nm]
1,4	Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	1,615		
1,5	Skutečný převodový poměr / odchylka	i	1,615	0,00%	

2.0 Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.

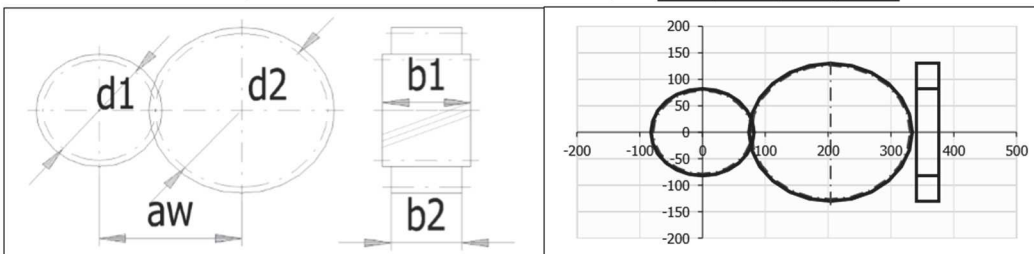
2.1	Označení materiálu podle normy :	CSN		
2.2	Materiál pastorku :	CSN 16 526		
2.3	Materiál kola :	CSN 16 526		
2.4	Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	B...S malou nerovnoměrností		
2.5	Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	D...S velkou nerovnoměrností		
2.6	Typ uložení soukolí	C. Oboustraně nesymetricky uložené soukolí - typ 1		
2.7	Stupeň přesnosti - ISO1328 Ra max v max.	6.....(Ra max.= 0,8 / v max.= 15)		
2.8	Koeficient jednorázového přetížení	KAS	2,00	
2.9	Požadovaná životnost	Lh	10000	[h]
2.10	Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1,20	1,30
2.11	Automatický návrh			

3.0 Parametry profilu nástroje a zuby

4.0 Návrh modulu a geometrie ozubení



4.1	Počty zubů pastorku / kola	z	39	63	
4.2	Normální úhel záběru	α	20		[°]
4.3	Základní úhel sklonu zubů	β	0		[°]
4.4	Nastavení poměru šířky pastorku k průměru	Ψ_d / \max	0,90	< 0,9	
4.5	Poměr šířky pastorku k jeho průměru				
4.6	Modul ozubení / normalizovaná hodnota	mn [mm]	4		[mm]
4.7	Průměr roztečné kružnice pastorku / kola	d1/d2	156,00	252,00	[mm]
4.8	Doporučená šířka ozubení		95 - 140		[mm]
4.9	Šířka pastorku / kola	b1/b2	35,00	35,00	[mm]
4.10	Pracovní šířka ozubení	bw	35		[mm]
4.11	Poměr šířky pastorku k jeho průměru	Ψ_d / \max	0,22	< 0,9	
4.12	Pracovní vzdálenost os	aw	204,000		[mm]
4.13	Přibližná hmotnost soukolí	m	18,827		[kg]
4.14	Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF	1,39	1,39	



4.15 **Boční vůle v ozubení (normální)**

4.16 - Doporučená min max. hodnota	0,086	0,343	[mm]
4.17 - Zvolená boční vůle	jn		[mm]

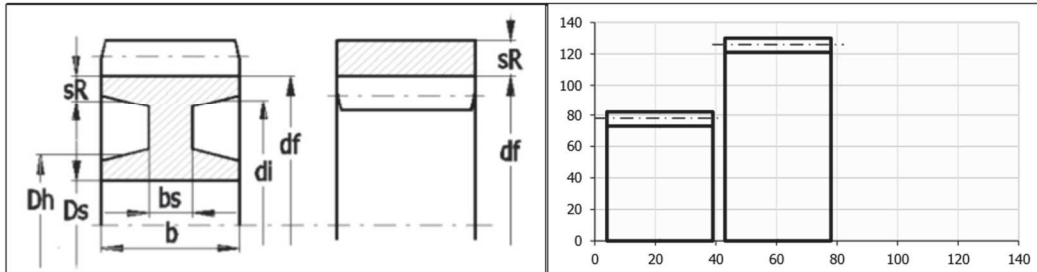
5.0 Korigování ozubení

Kapitola výsledků

6.0 Základní rozměry ozubení

7.0 Doplnkové parametry ozubení

8.0 Kvalitativní ukazatele ozubení

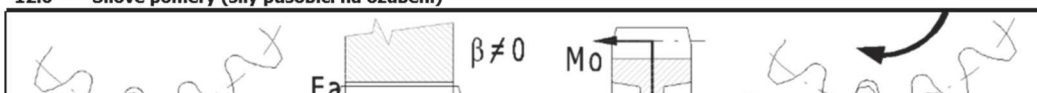


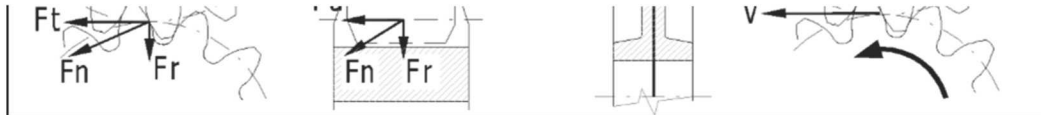
8.1 Součinitel záběru v čelní rovině / osové rovině	$\epsilon_\alpha \epsilon_\beta$	1,7504	0,0000	
8.2 Total contact ratio	ϵ_γ	1,7504		
8.3 Definition of wheel dimensions				
8.4 Recommended minimum diameter of the shaft	$D_{s_{min}}$	58,70	68,70	[mm]
8.5 Recommended minimum outer diameter of the hub	$D_{h_{min}}$	70,70	80,70	[mm]
8.6 Průměr hřídele (max)	$D_{s_{max}}$	138,00	234,00	[mm]
8.7 Průměr hřídele	D_s	0,00	0,00	[mm]
8.8 Vnější průměr náboje	D_h	0,00	0,00	[mm]
8.9 Koeficient odlehčení kola (0 - 100)	d_i/d_f	0%	0%	[%df]
8.10 Šířka stojiny v procentech šířky kola (20-100)	b_s	100%	100%	[%b]
8.11 Tloušťka věnce kola	s_R	73,00	121,00	[mm]
8.12 Šířka stojiny	b_s	35,00	35,00	[mm]
8.13 Gear weight	m	5,198	13,630	[kg]
8.14 Relativní hmotnost kola vztažená na jednotkovou šířku zubu	m^*	8,3012E-02	2,1875E-01	[kg/mm]
8.15 Moment of inertia	J	1,5609E-02	1,0733E-01	[kg*mm ²]
8.16 Moment setrvačnosti na jednotkovou šířku zubu	J^*	4,4597E+02	3,0667E+03	[kg*mm ² /mm]
8.17 Redukovaná hmotnost ozubeného soukolí	m_{red}	0,060176454		[kg/mm]
8.18 Obvodová rychlost na roztečné kružnici	$v v_{max}$	1,82	< 15	[m/s]
8.19 Tečné zatížení na jednotkovou šířku zubu	w_t	495,34	510,06	[N/mm]
8.20 Kritické otáčky	n_{E1} [1/min]	4685,81		[1/min]
8.21 Resonanční poměr / dolní mez	$N N_S$	0,047	0,850	
8.22 Přibližná hmotnost soukolí	m	18,8270		[kg]
8.23 Účinnost převodového soukolí	μ	99,43%		

9.0 Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti

9.1 Nastavení parametrů výpočtu				
9.2 Součinitel vnitřních dynamických sil KV (max. hodnota)	KV_{max}	5,00	KV (C) ..1996	
9.3 Součinitel nerovnoměrnosti zatížení KHbeta (max. hodnota)	$KH\beta_{max}$	5,00	Výpočet ISO6336-1(2006)	
9.4 Reverzace zatížení (součinitel YA)		Plná reverzace (YA=0,7)		
9.5 Výpočet "součinitele tvrdosti ZW"		Nepoužito, ZW=1.0		
9.6 Modifikace profilu zubu (KHalfa, KHbeta)		Bez modifikace (nevyhovující modifikace)		
9.7 Typ oleje (ZL)		Syntetický olej		
9.8 Použitá / Doporučená viskozita oleje	v_{50}	320	510	[mm ² /sec]
9.9 Drsnost boku zubu (koeficient ZR)	R_a	1,6 [microm]	1,6 [microm]	[μm]
9.10 Drsnost v patním přechodu (koeficient YR)	R_a	Auto (1,6)	Auto (1,6)	[μm]
9.11 Společné pro soukolí				
9.12 Teoretická jednotková tuhost	C'_{th}	18,080		[N/(μm*mm)]
9.13 Tuhost páru zubů (jednotková tuhost)	C'	14,102		[N/(μm*mm)]
9.14 Záběrová tuhost ozubení	$C'_{\gamma z}$	22,039		[N/(μm*mm)]

9.15	Součinitel vnějších dynamických sil	KA	1,850		
9.16	Součinitel vnitřních dynamických sil	KV	1,030		
9.17	Počet cyklů	NK	1,33E+08	8,25E+07	
9.18 Pro výpočet bezpečnosti na dotyk					
9.19	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	$K_{H\beta}$	1,098		
9.20	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	$K_{H\alpha}$	1,000		
9.21	Celkový součinitel přidavného zatížení	KH	2,092		
9.22	Součinitel mechanických vlastností	ZE	189,81		
9.23	Součinitel tvaru	ZH	2,495		
9.24	Součinitel sklonu zubu	Z_{β}	1,000		
9.25	Součinitel dotyku	Z_e	0,866		
9.26	Součinitel tvrdosti	ZW	1,000	1,000	
9.27	Součinitel vlivu velikosti	ZX	1,000	1,000	
9.28	Součinitel maziva	ZL	1,189	1,189	
9.29	Součinitel obvodové rychlosti	ZV	0,963	0,963	
9.30	Součinitel drsnosti povrchu	ZR	0,923	0,923	
9.31	Součinitel životnosti	ZNT	0,990	1,019	$r=0,00; ZNT=0,85$
9.32	Součinitel jednopárového záběru	ZB/ZD	1,014	1,000	
9.33 Pro výpočet bezpečnosti na ohyb					
9.34	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	$K_{F\beta}$	1,073		
9.35	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	$K_{F\alpha}$	1,000		
9.36	Celkový součinitel přidavného zatížení	KF	2,044		
9.37	Součinitel sklonu zubu	Y_{β}	1,000		
9.38	Součinitel tloušťky věnce	YB	1,000	1,000	
9.39	Součinitel výšky zubu	YDT	1,000	1,000	
9.40	Součinitel vrubové citlivosti	Y_{δ}	0,994	0,997	
9.41	Součinitel vlivu velikosti	YX	1,000	1,000	
9.42	Součinitel jakosti povrchu přechodové plochy	YR	1,004	1,004	
9.43	Koeficient střídavého zatížení	YA	0,700		
9.44	Součinitel technologie výroby	YT	1,000		
9.45	Součinitel životnosti	YNT	0,927	0,936	$r=0,00; YNT=0,85$
9.46	Součinitel korekce napětí	YST	1,000	1,000	
9.47	Součinitel tvaru zubu (ohyb)	YF	1,229	1,178	
9.48	Součinitel koncentrace napětí	YS	2,056	2,155	
9.49	Součinitel koncentrace napětí pro kola s vruby v patě zubu	YSg	2,292	2,524	
10.0 Napětí a koeficienty bezpečnosti					
10.1	Na únavu v dotyku	SH	1,39	1,45	
10.2	Na únavu v ohybu	SF	1,39	1,40	
10.3	V dotyku při jednorázovém přetížení	SHst	1,83	1,86	
10.4	V ohybu při jednorázovém zatížení	SFst	3,94	3,93	
10.5	Variační součinitel pro výpočet pravděpodobnosti poruchy	vH/vF	0,06	0,1	
10.6	Pravděpodobnost poruchy	P	0,00		[%]
10.7	Jmenovité napětí v dotyku	SigmaH0	683,51		[MPa]
10.8	Výpočtové napětí v dotyku	SigmaH	1002,23	988,53	[MPa]
10.9	Mez únavy v dotyku	SigmaHG	1391,79	1433,23	[MPa]
10.10	Dovolené napětí v dotyku	SigmaHP	1159,83	1194,36	[MPa]
10.11	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF0	169,18	169,90	[MPa]
10.12	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF	345,87	347,34	[MPa]
10.13	Mez únavy v ohybu	SigmaFG	479,36	485,20	[MPa]
10.14	Dovolené napětí v ohybu	SigmaFP	368,74	373,23	[MPa]
11.0 Kontrolní rozměry ozubení, Soustava přesnosti ISO 1328					
12.0 Silové poměry (síly působící na ozubení)					





12.1	Obvodová síla	Ft	9371,25	[N]	
12.2	Normální síla	Fn	9972,68	[N]	
12.3	Axiální síla	Fa	0,00	[N]	
12.4	Radiální síla	Fr	3410,86	[N]	
12.5	Ohybový moment	Mo	0,00	0,00	[Nm]
12.6	Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v vmax	1,82	< 15	[m/s]
12.7	Tečné zatížení na jednotkovou šířku zubu / měrné zatížení	wt wt*	495,34	123,83	[N/mm MPa]

13.0 Parametry zvoleného materiálu

Kapitola doplnků

14.0 Výpočet ozubení na zadanou osovou vzdálenost

14.1	Požadovaná osová vzdálenost (/normalizovaná)	aw [mm]	204,3	204,000				
14.2	Výběr řešení	ID.	z1	z2	i	β	Sum X	
14.3	Kombinace počtu zubů kol		5	39	63	1,615	3,105	0,0754
14.4	Počty zubů pastorku / kola	z1/z2	39	63				
14.5	Skutečný převodový poměr / odchylka	i	1,6154	0,00%				
14.6	A. Změnou jednotkového posunutí							
14.7	Základní úhel sklonu zubů	β	0,0000				[°]	
14.8	Celková jednotková korekce	Sum x	0,07541				[modul]	
14.9	Způsob rozdělení korekcí		Podle Merittova způsobu					
14.10	Způsob rozdělení korekcí na kola	x	0,1901	-0,1147			[modul]	
14.11	Stiskněte tlačítko pro přenos hodnot do základního výpočtu							
14.12	B. Změnou úhlu sklonu zubů							
14.13	Základní úhel sklonu zubů	β	3,1054				[°]	
14.14	Celková jednotková korekce	Sum x	0,0000				[modul]	
14.15	Stiskněte tlačítko pro přenos hodnot do základního výpočtu							

15.0 Výkon, oteplení, plocha skříně

16.0 Předběžný návrh průměru hřídelí (ocel)

17.0 Přibližný výpočet modulu existujícího kola

18.0 Pomocné výpočty, výpočet KHbeta, výpočet YSg

18.1	Výpočet převodového poměru z počtu zubů	z1,z2 = i	39	63	= 1,615
18.2	Výpočet převodového poměru z otáček	n1,n2 = i	700,0	350,0	= 2,000
18.3	Výpočet výkonu z kroutícího momentu a otáček	Mk1,n1=Pw1	137,6	1180,8	= 17,01
18.4	Určení součinitele KHbeta (metoda C)				
18.5	Střední hodnota tečného čelního zatížení na referenční kružnici	Fm	17852,10		[N]
18.6	Průměr hřídele (pastorek)	dsh	100,40		[mm]
18.7	Typ ozubení		Čelní kola s přímými a šikmými zuby		
18.8	Koeficient polohy pastorku (s/bez vyztužení)	K'	-0,36		D. s vyztužením
18.9	Rozteč ložisek	l	77,0		[mm]
18.10	Vzdálenost středu pastorku (s/l < 0.3)	s	21,0		[mm]
18.11	Složka ekvivalentní nesouososti (pastorek)	fsh	0,5		[μm]
18.12	Složka ekvivalentní nesouososti (kolo)	fsh2	0,0		[μm]
18.13	Nesouosost zátěhu	fma	12,7		[μm]
18.14	Deformace skříně	fca	0,0		[μm]
18.15	Posuvy ložisek	fbe	0,0		[μm]
18.16	Modifikace sklonu	B1,B2	2. Podélná vypoukllost středu (fma)		
18.17	Výchozí ekvivalentní nesouosost (před zátěhem)	Fβx	7,0		2. Nedokonalý dotyk
18.18	Přídavek na záběh (ekvivalentní nesouosost)	yβ	1,7		[μm]
18.19	Efektivní ekvivalentní nesouosost (po záběhu)	Fβy	5,3		[μm]
18.20	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Hβ}	1,098		
18.21	Součinitel koncentrace napětí pro kola s vruby v patě zubu YSg				
18.22	Maximální hloubka brusného vrubu	tg	0,200	0,300	[mm]
18.23	Poloměr brusného vrubu	rg	4,000	3,000	[mm]
18.24	Platí pro ... (tg/rg) ^{0.5} < 2.0	(tg/rg) ^{0.5}	0,224	0,316	
18.25	Součinitel koncentrace napětí pro kola s vruby v patě zubu	YSg	2,292	2,524	

19.0 Calculation of SHlim and SFlim based on ISO 6336-5, proposal of material properties

20.0 Grafický výstup, CAD systémy

Čelní ozubení s přímými a šikmými zuby [mm/ISO]

i	Výpočet bez chyb.	Pastorek	Kolo	
ii	Informace o projektu			

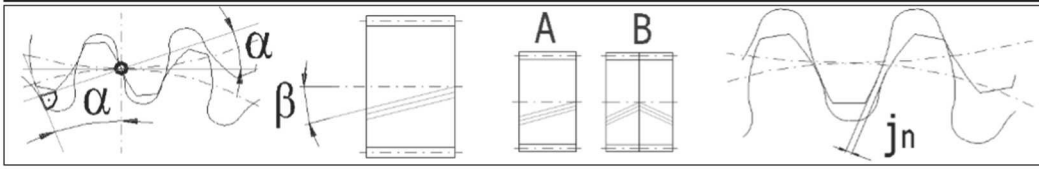
Kapitola vstupních parametrů

1.0 Volba základních vstupních parametrů					
1,1	Přenášený výkon	Pw [kW]	17,009	16,912	
1,2	Otáčky pastorku / kola	n [/min]	885,20	548,0	[/min]
1,3	Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	183,50	294,73	[Nm]
1,4	Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	1,615		
1,5	Skutečný převodový poměr / odchylka	i	1,615	0,00%	

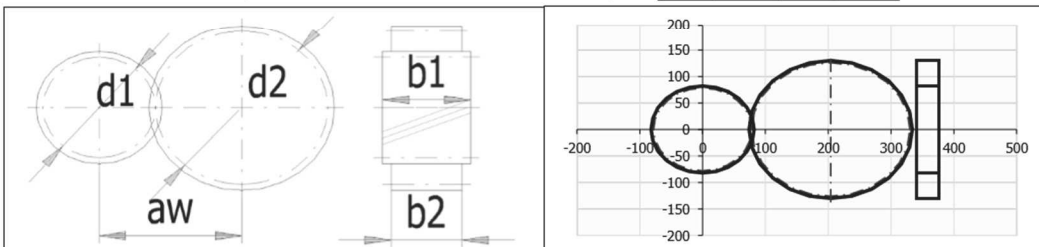
2.0 Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.					
2.1	Označení materiálu podle normy :		CSN		
2.2	Materiál pastorku :		CSN 16 526		
2.3	Materiál kola :		CSN 16 526		
2.4	Typ zatížení převodovky od hnacího stroje		B...S malou nerovnoměrností		
2.5	Typ zatížení převodovky od poháněného stroje		D...S velkou nerovnoměrností		
2.6	Typ uložení soukolí		C. Oboustraně nesymetricky uložené soukolí - typ 1		
2.7	Stupeň přesnosti - ISO1328 Ra max v max.		6.....(Ra max. = 0,8 / v max. = 15)		
2.8	Koeficient jednorázového přetížení	KAS	2,00		
2.9	Požadovaná životnost	Lh	10000		[h]
2.10	Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1,20	1,30	

3.0 Parametry profilu nástroje a zubu

4.0 Návrh modulu a geometrie ozubení



4.1	Počty zubů pastorku / kola	z	39	63	
4.2	Normální úhel záběru	α	20		[°]
4.3	Základní úhel sklonu zubů	β	0		[°]
4.4	Nastavení poměru šířky pastorku k průměru	Ψ_d / \max	0,90	< 0,9	
4.5	Poměr šířky pastorku k jeho průměru				
4.6	Modul ozubení / normalizovaná hodnota	mn [mm]	4		[mm]
4.7	Průměr roztečné kružnice pastorku / kola	d1/d2	156,00	252,00	[mm]
4.8	Doporučená šířka ozubení		95 - 140		[mm]
4.9	Šířka pastorku / kola	b1/b2	35,00	35,00	[mm]
4.10	Pracovní šířka ozubení	bw	35		[mm]
4.11	Poměr šířky pastorku k jeho průměru	Ψ_d / \max	0,22	< 0,9	
4.12	Pracovní vzdálenost os	aw	204,000		[mm]
4.13	Přibližná hmotnost soukolí	m	18,827		[kg]
4.14	Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF	2,10	3,34	



4.15 **Boční vůle v ozubení (normální)**

4.16 - Doporučená min max. hodnota	0,086	0,343	[mm]
4.17 - Zvolená boční vůle	jn 0,0000		[mm]

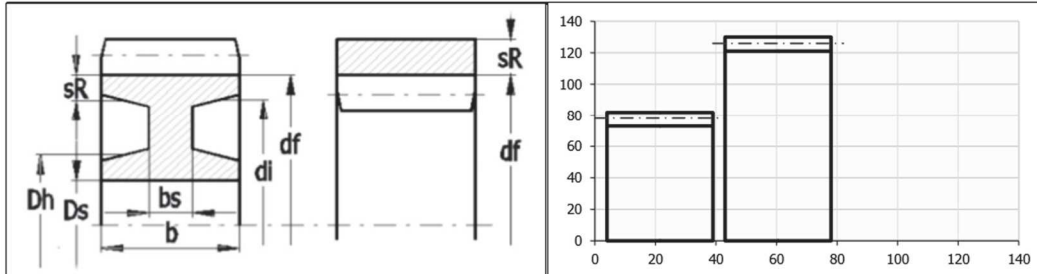
5.0 Korigování ozubení

Kapitola výsledků

6.0 Základní rozměry ozubení

7.0 Doplnkové parametry ozubení

8.0 Kvalitativní ukazatele ozubení



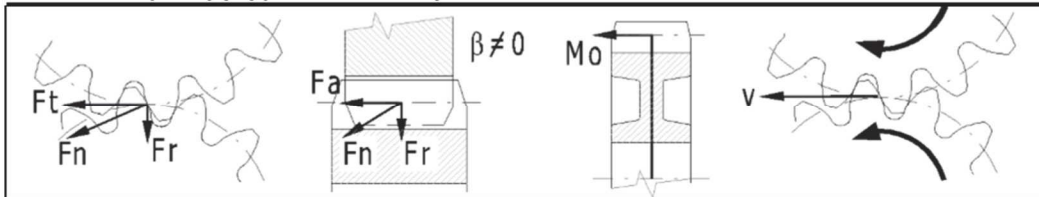
8.1 Součinitel záběru v čelní rovině / osové rovině	$\epsilon_\alpha \epsilon_\beta$	1,7504	0,0000	
8.2 Total contact ratio	ϵ_γ	1,7504		
8.3 Definition of wheel dimensions				
8.4 Recommended minimum diameter of the shaft	$D_{s_{min}}$	37,20	43,60	[mm]
8.5 Recommended minimum outer diameter of the hub	$D_{h_{min}}$	49,20	55,60	[mm]
8.6 Průměr hřídele (max)	$D_{s_{max}}$	138,00	234,00	[mm]
8.7 Průměr hřídele	D_s	0,00	0,00	[mm]
8.8 Vnější průměr náboje	D_h	0,00	0,00	[mm]
8.9 Koeficient odlehčení kola (0 - 100)	d_i/d_f	0%	0%	[%df]
8.10 Šířka stojiny v procentech šířky kola (20-100)	b_s	100%	100%	[%b]
8.11 Tloušťka věnce kola	s_R	73,00	121,00	[mm]
8.12 Šířka stojiny	b_s	35,00	35,00	[mm]
8.13 Gear weight	m	5,198	13,630	[kg]
8.14 Relativní hmotnost kola vztažená na jednotkovou šířku zubu	m^*	8,3012E-02	2,1875E-01	[kg/mm]
8.15 Moment of inertia	J	1,5609E-02	1,0733E-01	[kg*mm ²]
8.16 Moment setrvačnosti na jednotkovou šířku zubu	J^*	4,4597E+02	3,0667E+03	[kg*mm ² /mm]
8.17 Redukovaná hmotnost ozubeného soukolí	m_{red}	0,060176454		[kg/mm]
8.18 Obvodová rychlost na roztečné kružnici	$v v_{max}$	7,23	< 15	[m/s]
8.19 Tečné zatížení na jednotkovou šířku zubu	w_t	124,35	165,83	[N/mm]
8.20 Kritické otáčky	n_{E1} [1/min]	4685,81		[1/min]
8.21 Resonanční poměr / dolní mez	$N N_S$	0,189	0,850	
8.22 Přibližná hmotnost soukolí	m	18,8270		[kg]
8.23 Účinnost převodového soukolí	μ	99,43%		

9.0 Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti

9.1 Nastavení parametrů výpočtu				
9.2 Součinitel vnitřních dynamických sil KV (max. hodnota)	KV_{max}	5,00	KV (C) ..1996	
9.3 Součinitel nerovnoměrnosti zatížení KHbeta (max. hodnota)	$KH\beta_{max}$	5,00	Výpočet ISO6336-1(2006)	
9.4 Reverzace zatížení (součinitel YA)		Plná reverzace (YA=0,7)		
9.5 Výpočet "součinitele tvrdosti ZW"		Nepoužito. ZW=1.0		
9.6 Modifikace profilu zubu (KHalfa, KHbeta)		Bez modifikace (nevyhovující modifikace)		
9.7 Typ oleje (ZL)		Syntetický olej		
9.8 Použitá / Doporučená viskozita oleje	v_{50}	320	211	[mm ² /sec]
9.9 Drsnost boku zubu (koeficient ZR)	R_a	1,6 [microm]	1,6 [microm]	[μm]
9.10 Drsnost v patním přechodu (koeficient YR)	R_a	Auto (1,6)	Auto (1,6)	[μm]
9.11 Společné pro soukolí				
9.12 Teoretická jednotková tuhost	c'_{th}	18,080		[N/(μm*mm)]
9.13 Tuhost páru zubů (jednotková tuhost)	c'	14,102		[N/(μm*mm)]
9.14 Záběrová tuhost ozubení	$c'_{\gamma\alpha}$	22,039		[N/(μm*mm)]

9.15	Součinitel vnějších dynamických sil	KA	1,850		
9.16	Součinitel vnitřních dynamických sil	KV	1,334		
9.17	Počet cyklů	NK	5,31E+08	3,29E+08	
9.18 Pro výpočet bezpečnosti na dotyk					
9.19	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	$K_{H\beta}$	1,281		
9.20	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	$K_{H\alpha}$	1,105		
9.21	Celkový součinitel přídatného zatížení	KH	3,491		
9.22	Součinitel mechanických vlastností	ZE	189,81		
9.23	Součinitel tvaru	ZH	2,495		
9.24	Součinitel sklonu zubu	Z_{β}	1,000		
9.25	Součinitel dotyku	Z_{ϵ}	0,866		
9.26	Součinitel tvrdosti	ZW	1,000	1,000	
9.27	Součinitel vlivu velikosti	ZX	1,000	1,000	
9.28	Součinitel maziva	ZL	1,189	1,189	
9.29	Součinitel obvodové rychlosti	ZV	0,991	0,991	
9.30	Součinitel drsnosti povrchu	ZR	0,923	0,923	
9.31	Součinitel životnosti	ZNT	0,943	0,959	$\eta=\infty$; ZNT=0.85 ▼
9.32	Součinitel jednopárového záběru	ZB/ZD	1,014	1,000	
9.33 Pro výpočet bezpečnosti na ohyb					
9.34	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	$K_{F\beta}$	1,206		
9.35	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	$K_{F\alpha}$	1,105		
9.36	Celkový součinitel přídatného zatížení	KF	3,286		
9.37	Součinitel sklonu zubu	Y_{β}	1,000		
9.38	Součinitel tloušťky věnce	YB	1,000	1,000	
9.39	Součinitel výšky zubu	YDT	1,000	1,000	
9.40	Součinitel vrubové citlivosti	Y_{δ}	0,994	0,997	
9.41	Součinitel vlivu velikosti	YX	1,000	1,000	
9.42	Součinitel jakosti povrchu přechodové plochy	YR	1,004	1,004	
9.43	Koeficient střídavého zatížení	YA	0,700		
9.44	Součinitel technologie výroby	YT	1,000		
9.45	Součinitel životnosti	YNT	0,901	0,910	$\eta=\infty$; YNT=0.85 ▼
9.46	Součinitel korekce napětí	YST	1,000	1,000	
9.47	Součinitel tvaru zubu (ohyb)	YF	1,229	1,178	
9.48	Součinitel koncentrace napětí	YS	2,056	2,155	
9.49	Součinitel koncentrace napětí pro kola s vruby v patě zubu	YSg	2,292	2,524	
10.0 Napětí a koeficienty bezpečnosti					
10.1	Na únavu v dotyku	SH	2,10	2,17	
10.2	Na únavu v ohybu	SF	3,34	3,37	
10.3	V dotyku při jednorázovém přetížení	SHst	2,83	2,87	
10.4	V ohybu při jednorázovém zatížení	SFst	9,77	9,73	
10.5	Variační součinitel pro výpočet pravděpodobnosti poruchy	vH/vF	0,06	0,1	
10.6	Pravděpodobnost poruchy	P	1,37		[%]
10.7	Jmenovité napětí v dotyku	SigmaH0	342,46		[MPa]
10.8	Výpočtové napětí v dotyku	SigmaH	648,76	639,89	[MPa]
10.9	Mez únavy v dotyku	SigmaHG	1364,96	1388,26	[MPa]
10.10	Dovolené napětí v dotyku	SigmaHP	1137,47	1156,88	[MPa]
10.11	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF0	42,47	42,65	[MPa]
10.12	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF	139,57	140,16	[MPa]
10.13	Mez únavy v ohybu	SigmaFG	466,26	471,95	[MPa]
10.14	Dovolené napětí v ohybu	SigmaFP	358,66	363,04	[MPa]
11.0 Kontrolní rozměry ozubení, Soustava přesnosti ISO 1328					
11.1 Kontrolní rozměry ozubení					
11.2	Počet zubů přes které se měří	zw	5	8	
11.3	Počet zubů přes které se měří	zw	5	8	
11.4	Rozměr přes zuby	W	55,3232	92,0933	[mm]

11.5	Průměr válečku/kuličky	dt	7,0000	7,0000	[mm]
11.6	Průměr válečku/kuličky	dt	7,0000	7,0000	[mm]
11.7	Rozměr přes válečky/kuličky	M	165,8703	261,9891	[mm]
11.8	Dosažení požadované W a M změnou korekce x1 a sumx				
11.9	Rozměr přes zuby je možné měnit od-do	Wmin/max	53,57/59,43	89,97/96,2	[mm]
11.10	Požadovaný rozměr přes zuby	W req	77,000	260,000	
11.11	Rozměr přes válečky/kuličky je možné měnit od-do	Mmin/max	160,8/175,1	255,7/271,9	[mm]
11.12	Požadovaný rozměr přes válečky/kuličky	M req	240,000	760,000	
11.13	Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO 1328 - Část 1				
11.14	§	Q	6.....(Ra max.= 0,8 / v max.= 15)		▼ a
11.15	Modul ozubení	mn	4,000		[mm]
11.16	Vztažný průměr	d	156,000	252,000	[mm]
11.17	Šířka ozubení	b	35,000	35,000	[mm]
11.18	Total contact ratio	$\epsilon\gamma$	1,7504		
11.19	Jednotlivá úchyłka čelní rozteče	fpt	10,0	10,0	[μ m]
11.20	Počet zubů pro mezní součtovou úchyłku roztečí na k zubech	k	2	2	
11.21	Součtová úchyłka roztečí na k zubech	Fpk	19,0	19,0	[μ m]
11.22	Mezní součtová úchyłka roztečí kola	Fp	36,0	36,0	[μ m]
11.23	Celková úchyłka profilu	F α	15,0	15,0	[μ m]
11.24	Celková úchyłka sklonu zubu	F β	13,0	13,0	[μ m]
11.25	Místní kinematická úchyłka kola (s měřícím kolem)	f i	20,0	20,0	[μ m]
11.26	Kinematická úchyłka kola	F i	56,0	56,0	[μ m]
11.27	Úchyłka tvaru profilu	ff α	12,0	12,0	[μ m]
11.28	Úchyłka úhlu profilu	fH α	9,5	9,5	[μ m]
11.29	Úchyłka tvaru sklonu zubu	ff β	9,0	9,0	[μ m]
11.30	Úchyłka úhlu sklonu zubu	fH β	9,0	9,0	[μ m]
11.31	Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO 1328 - Část 2				
11.32	Úchyłka dvoubokého odvalu za rozteč	F i	15,0	15,0	[μ m]
11.33	Úchyłka dvoubokého odvalu za otáčku	F i	43,0	43,0	[μ m]
11.34	Mezní obvodové házení	Fr	29,0	29,0	[μ m]

12.0 Silové poměry (síly působící na ozubení)


12.1	Obvodová síla	Ft	2352,55	[N]	
12.2	Normální síla	Fn	2503,53	[N]	
12.3	Axiální síla	Fa	0,00	[N]	
12.4	Radiální síla	Fr	856,26	[N]	
12.5	Ohybový moment	Mo	0,00	0,00	[Nm]
12.6	Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v vmax	7,23	< 15	[m/s]
12.7	Tečné zatížení na jednotkovou šířku zubu / měrné zatížení	wt wt*	124,35	31,09	[N/mm MPa]

13.0 Parametry zvoleného materiálu
Kapitola doplňků
14.0 Výpočet ozubení na zadanou osovou vzdálenost
15.0 Výkon, oteplení, plocha skříně
16.0 Předběžný návrh průměru hřídelí (ocel)
17.0 Přibližný výpočet modulu existujícího kola
18.0 Pomocné výpočty, výpočet KHbeta, výpočet YSg

18.1	Výpočet převodového poměru z počtu zubů	$z1, z2 = i$	39	63	= 1,615
18.2	Výpočet převodového poměru z otáček	$n1, n2 = i$	700,0	350,0	= 2,000

18.3	Výpočet výkonu z krouticího momentu a otáček	$Mk1, n1 = Pw1$	137,6	1180,8	= 17,01
18.4	Určení součinitele KHbeta (metoda C)				
18.5	Střední hodnota tečného čelního zatížení na referenční kružn	Fm	5803,99	[N]	
18.6	Průměr hřídele (pastorek)	dsh	89,60	[mm]	
18.7	Typ ozubení		Čelní kola s přímými a šikmými zuby		
18.8	Koeficient polohy pastorku (s/bez vyztužení)	K'	-0,36	D. s vyztužením	
18.9	Rozeč ložisek	l	77,0	[mm]	
18.10	Vzdálenost středu pastorku (s/l < 0.3)	s	21,0	[mm]	
18.11	Složka ekvivalentní nesouososti (pastorek)	fsh	0,1	[μm]	
18.12	Složka ekvivalentní nesouososti (kolo)	fsh2	0,0	[μm]	
18.13	Nesouosost záběru	fma	12,7	[μm]	
18.14	Deformace skříňě	fca	0,0	[μm]	
18.15	Posuvy ložisek	fbe	0,0	[μm]	
18.16	Modifikace sklonu	B1,B2	2. Podélná vypoukllost středu (fma)		
18.17	Výchozí ekvivalentní nesouosost (před záběhem)	Fβx	6,5	2. Nedokonalý dotyk	
18.18	Přídavek na záběh (ekvivalentní nesouosost)	yβ	1,6	[μm]	
18.19	Efektivní ekvivalentní nesouosost (po záběhu)	Fβy	5,0	[μm]	
18.20	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Hβ}	1,281		
18.21	Součinitel koncentrace napětí pro kola s vruby v patě zubu YSg				
18.22	Maximální hloubka brusného vrubu	tg	0,200	0,300	[mm]
18.23	Poloměr brusného vrubu	rg	4,000	3,000	[mm]
18.24	Platí pro ... (tg/rg) ^{0.5} < 2.0	(tg/rg) ^{0.5}	0,224	0,316	
18.25	Součinitel koncentrace napětí pro kola s vruby v patě zubu	YSg	2,292	2,524	
19.0	Calculation of SHlim and SFlim based on ISO 6336-5, proposal of material properties				
20.0	Grafický výstup, CAD systémy				

Předepjatý šroubový spoj

i **Zkontrolujte řádek:6.8;6.12;6.21;**
 ii **Informace o projektu**

? **Kapitola vstupních parametrů**

1.0 **Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.**

1.1 Jednotky výpočtu ▼

1.2 **Režim zatížení, typ spoje**

1.3 Provedení šroubového spoje ▼

1.4 Zatížení šroubového spoje ▼

1.5 ▼

A

B

1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla F_{amax} [N]

1.8 Minimální osová síla F_{amin} [N]

1.9 Maximální radiální síla F_r [N]

2.0 **Provozní a montážní parametry spoje.**

2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje q_a [N]

2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí q_r [N]

2.3 Požadované zbytkové předpětí sevřených částí spoje F_{2min} [N]

2.4 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu n_s [N]

2.5 Součinitel tření v závitech μ_t [N]

2.6 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu μ_c [N]

2.7 Součinitel tření mezi spojovanými plochami μ_q [N]

2.8 Uvažovat přídatná ohybová napětí ▼

2.9 Úhlová výchylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu δ [°]

2.10 Montážní teplota T_0 [° C]

2.11 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje ▼

2.12 Provozní teplota šroubu T_b [° C]

2.13 Provozní teplota spojovaných částí T_m [° C]

2.14 Spoj je zatěžován pouze při provozní teplotě

2.15 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje ▼

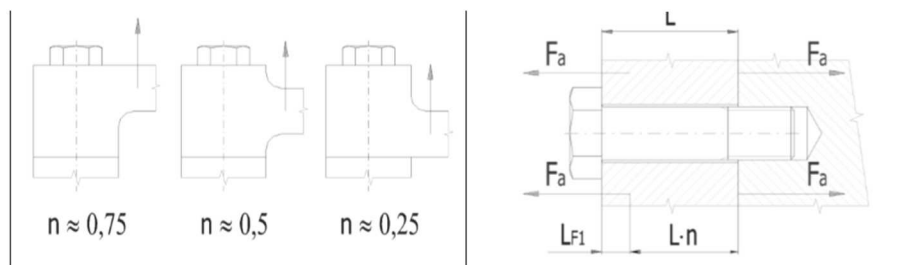
2.16 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje ΔL [mm]

2.17 **Faktor zavedení provozní síly**

2.18 Faktor zavedení provozní síly n [mm]

2.19 Vzdálenost působíště provozní síly od hlavy šroubu L_{F1} [mm]

2.20 Vzdálenost působíště provozní síly od matice L_{F2} [mm]



2.21 **Parametry dynamicky zatíženého spoje**

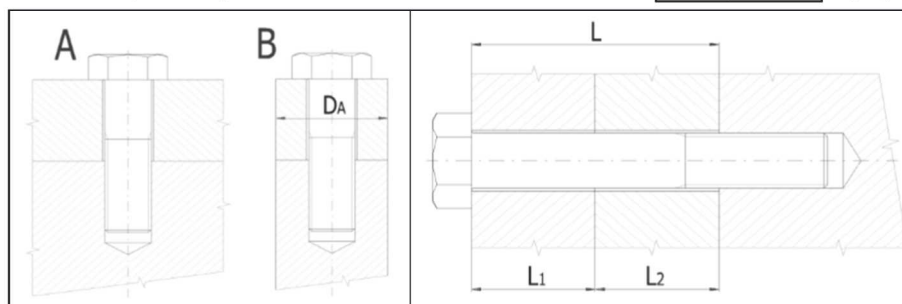
- 2.22 Speciální úpravy spoje
- 2.23 Provedení závitu
- 2.24 Požadovaná životnost spoje v cyklech
- 2.25 Požadovaná spolehlivost spoje
- 2.26 Požadovaná dynamická bezpečnost

Běžné provedení spoje
 Řezaný závit
 1,0E+05
 95 [%]
 n_f 2,000

3.0 **Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.**

- 3.1 Provedení spojovaných částí
- 3.2 Počet sevřených částí
- 3.3 Vnější průměr sevřených válcových částí
- 3.5 Celková výška sevřených částí

B ... Válec
 i 1
 D_A 18,000 [mm]
 L 8,000 [mm]



3.6 L_i E α P₀ Materiál ISO
 Část 1 8,000 207000 12,6 760 Konstrukční ocel ISO 630 E355C

4.0 **Návrh spojovacího šroubu.**

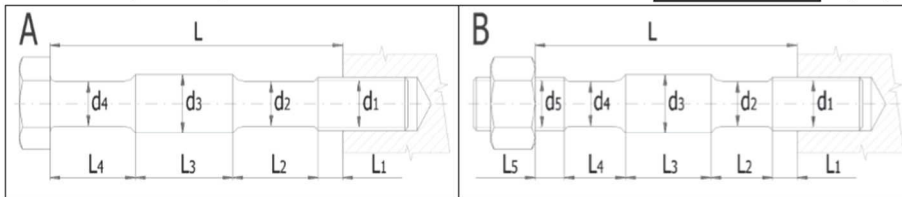
- 4.1 Typ šroubu, materiálová norma Šrouby z uhlíkových a legovaných ocelí [EN ISO 898]
- 4.2 **Předběžný návrh minimálních průměrů závitu** 2/2

	ISO 10.9	ISO 12.9					
MC	M16	M14					
MF	M16	M14					
UNC	5/8	9/16					
UNF	9/16	9/16					
UNEF	9/16	1/2					

4.3 **Materiál šroubu**

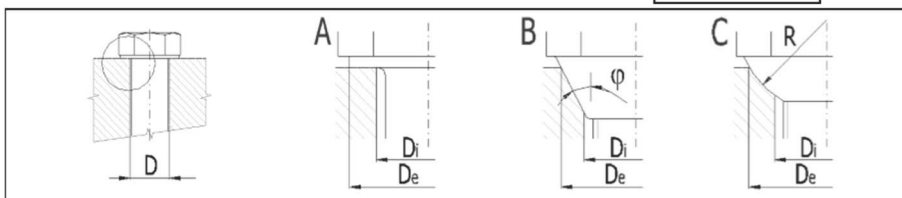
- 4.4 Pevnostní třída (material) šroubu Class 12.9
- 4.5 Modul pružnosti v tahu E 211000 [MPa]
- 4.6 Mez pevnosti v tahu R_m 1220 [MPa]
- 4.7 Mez kluzu R_e, R_{p0,2} 1100 [MPa]

4.8	Součinitel tepelné roztažnosti	α	<input type="text" value="11,5"/>	[10 ⁻⁶ /°C]
4.9	Hustota	ρ	<input type="text" value="7850"/>	[kg/m ³]
4.11 Parametry závitů				
4.12	Typ závitů		<input type="text" value="Metrický závit - hrubý"/>	
4.13	Automatický návrh šroubu			
4.14	Velikost závitů		<input type="text" value="M10"/>	
4.15	Velký průměr závitů šroubu	d	<input type="text" value="10,0000"/>	[mm]
4.16	Rozteč závitů	p	<input type="text" value="1,5000"/>	[mm]
4.17	Malý průměr závitů šroubu	d_r	<input type="text" value="8,1600"/>	[mm]
4.18	Střední průměr závitů šroubu	d_m	<input type="text" value="9,0260"/>	[mm]
4.19 Provedení a geometrie šroubu				
4.20	Typ šroubu		<input type="text" value="A ... Závrtný šroub s hlavou"/>	
4.21	Provedení šroubu		<input type="text" value="Plný šroub"/>	
4.22	Provedení hlavy šroubu		<input type="text" value="Válcová hlava"/>	
4.23	Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem	i	<input type="text" value="1"/>	
4.24	Celková výška sevřených částí	L	<input type="text" value="8"/>	[mm]



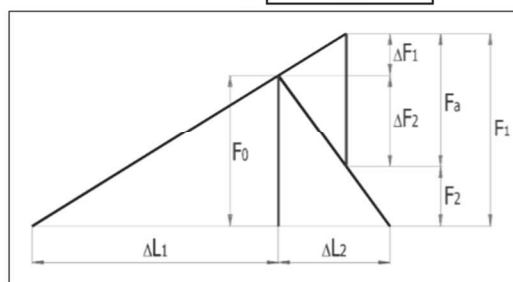
4.25	Úsek šroubu		1	2	3	4	5	6	
4.26	Délka úseku	L_i	<input type="text" value="8,000"/>	<input type="text" value="0,000"/>	<input type="text" value="0,000"/>	<input type="text" value="0,000"/>	<input type="text" value="0,000"/>	<input type="text" value="0,000"/>	[mm]
4.27	Průměr úseku	d_i	<input type="text" value="8,160"/>	<input type="text" value="0,000"/>	<input type="text" value="0,000"/>	<input type="text" value="0,000"/>	<input type="text" value="0,000"/>	<input type="text" value="0,000"/>	[mm]
4.28	Vnitřní průměr dutého šroubu	d_h	<input type="text" value="0,000"/>						[mm]

4.29 Geometrie spoje				
4.30	Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu		<input type="text" value="A ... Mezikruhová styková plocha"/>	
4.31	Průměr díry pro spojovací šroub	D	<input type="text" value="10,500"/>	[mm]
4.32	Vnější průměr dosedací (stykové) plochy	D_e	<input type="text" value="16,000"/>	[mm]
4.33	Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy	D_i	<input type="text" value="10,500"/>	[mm]


Kapitola výsledků
5.0 Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.

5.1 Konstanty tuhosti spoje				
5.2	Tuhost spojovacího šroubu	c_b	<input type="text" value="767014,62"/>	[N/mm]
5.3	Tuhost sevřených částí	c_m	<input type="text" value="2532656,52"/>	[N/mm]
5.4	Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje	c_1	<input type="text" value="625043,81"/>	[N/mm]
5.5	Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje	c_2	<input type="text" value="10130626,08"/>	[N/mm]
5.6 Montážní předpětí šroubového spoje				

5.7	Maximální osová složka provozní síly	F_a	1500	[N]
5.8	Maximální radiální složka provozní síly	F_r	2823	[N]
5.9	Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F_{cmin}	18820	[N]
5.10	Část osově složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF_1	87,17	[N]
5.11	Část osově složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF_2	1412,83	[N]
5.12	Minimální potřebné montážní předpětí spoje	F_{0min}	69648	[N]
5.13	Montážní předpětí spoje	F_0	69648,0 ^a	[N]
5.14	Utahovací moment	M	156,96	[Nm]
5.15 Silové poměry zatíženého spoje				
5.16	Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{0T}	0,00	[N]
5.17	Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{0L}	-11774,41	[N]
5.18	Provozní předpětí spoje	F_0'	57873,59	[N]
5.19	Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	56460,76	[N]
5.20	Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	57960,76	[N]
5.21	Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	37,641	
5.22	Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	3,000	



6.0 ^a Pevnostní kontroly staticky zatíženého šroubového spoje.

6.1 Pevnostní kontrola spoje v provozním stavu				
6.2	Vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	57960,76	[N]
6.3	Tahové napětí v jádře šroubu od osově síly	σ	999,43	[MPa]
6.4	Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	593,24	[MPa]
6.5	Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
6.6	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	1123,75	[MPa]
6.7	Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	1100	[MPa]
6.8	Bezpečnost na mezi kluzu	n	0,98	
6.9 Pevnostní kontrola spoje v montážním stavu				
6.10	Montážní předpětí spoje	F_0	69648,00	[N]
6.11	Tahové napětí v jádře šroubu od montážního předpětí	σ	1200,96	[MPa]
6.12	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	1580,54	[MPa]
6.13	Dovolené napětí (90% Re)	S_D	990	[MPa]
6.14 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu				
6.15	Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	506,33	[MPa]
6.16	Dovolený tlak v krajní sevřené části	p_D	760	[MPa]
6.17 Pevnostní kontrola spoje pro maximální předpětí				
6.18	Maximální provozní předpětí spoje	$F_0'_{max}$	69648,00	[N]
6.19	Maximální vnitřní osová síla ve šroubu	F_{1max}	69735,17	[N]
6.20	Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osově síly	σ_{max}	1202,46	[MPa]

6.21	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	1307,62	[MPa]
6.22	Maximální tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p_{max}	609,19	[MPa]

7.0 \square Pevnostní kontroly dynamicky zatíženého šroubového spoje.

7.1 Pevnostní kontrola v jádře závitu				
7.2	Střední osová síla cyklu zatěžující šroub	F_m	57888,11	[N]
7.3	Amplituda osově síly cyklu zatěžující šroub	F_a	72,64	[N]
7.4	Střední napětí cyklu v jádře závitu	σ_m	998,18	[MPa]
7.5	Amplituda napětí cyklu v jádře závitu	σ_a	1,25	[MPa]
7.6	Smluvní mez únavy / při N cyklech	S_c' / N	549 1,0E+06	[MPa]
7.7	Mez únavy v tahu při požadované životnosti	σ_f'	642	[MPa]
7.8	Korigovaná mez únavy v tahu daného šroubu	σ_f	109	[MPa]
7.9	Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ_A	19,49	[MPa]
7.10	Dynamická bezpečnost v tahu	n_G	15,56	
7.11 Pevnostní kontrola v zeslabeném dřívku				
7.12	Střední napětí cyklu v zeslabeném dřívku	σ_m	737,05	[MPa]
7.13	Amplituda napětí cyklu v zeslabeném dřívku	σ_a	0,92	[MPa]
7.14	Korigovaná mez únavy v tahu daného šroubu	σ_f	642	[MPa]
7.15	Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ_A	230,03	[MPa]
7.16	Dynamická bezpečnost v tahu	n_G	---	

Kapitola doplňků

8.0 \square Montážní parametry spoje.

8.1 Montážní předpětí spoje				
8.2	Minimální montážní předpětí	F_{0min}	69648,0	[N]
8.3	Součinitel utahování	α_A	2,50	
8.4	Maximální montážní předpětí	F_{0max}	174120,0	[N]
8.5 Utahovací moment				
8.6	Součinitel tření v závitech (min/max)		0,120 0,180	
8.7	Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu (min/max)		0,100 0,200	
8.8	Minimálně možný utahovací moment	M_{min}	100,83	[Nm]
8.9	Maximálně možný utahovací moment	M_{max}	415,48	[Nm]
8.10 Pevnostní kontrola spoje v montážním stavu				
8.11	Tahové napětí v jádře šroubu od montážního předpětí	σ_{max}	3002,40	[MPa]
8.12	Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ_{max}	1483,11	[MPa]
8.13	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	3951,36	[MPa]
8.14	Dovolené napětí (90% Re)	S_D	990	[MPa]
8.15 Pevnostní kontrola spoje v provozním stavu				
8.16	Provozní předpětí spoje	F_{0max}'	162345,6	[N]
8.17	Vnitřní osová síla ve šroubu	F_{1max}	162432,8	[N]
8.18	Tahové napětí v jádře šroubu od osově síly	σ_{max}	2800,88	[MPa]
8.19	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	3081,33	[MPa]
8.20	Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	1100	[MPa]
8.21	Bezpečnost na mezi kluzu	n	0,36	
8.22 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu				
8.23	Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p_{max}	1418,98	[MPa]
8.24	Dovolený tlak v krajní sevřené části	p_D	760	[MPa]
8.25 Únavová kontrola spoje				
8.26	Střední napětí cyklu v jádře závitu	σ_m	2799,62	[MPa]
8.27	Amplituda napětí cyklu v jádře závitu	σ_a	1,25	[MPa]
8.28	Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ_A	-1416,15	[MPa]
8.29	Dynamická bezpečnost v tahu	n_G	-1130,59	

9.0 \square Parametry spoje pro specifickou pracovní teplotu.

10.0 \square Grafický výstup, CAD systémy



Předepjatý šroubový spoj

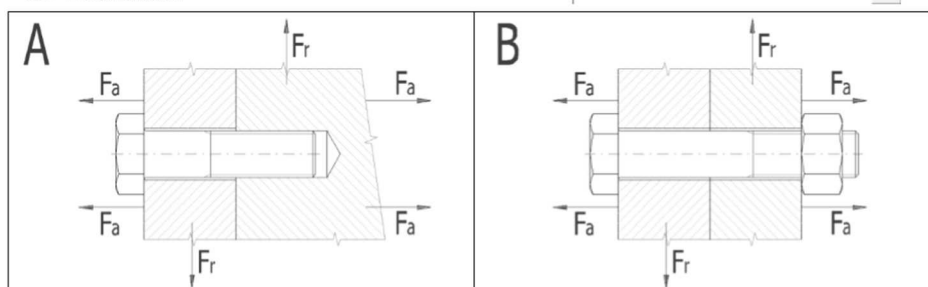
- i Zkontrolujte řádek:6.8;
ii Informace o projektu

?

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.

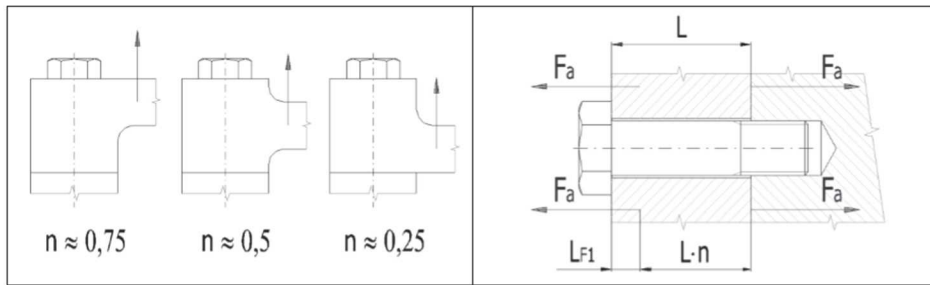
- 1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)
- 1.2 Režim zatížení, typ spoje
- 1.3 Provedení šroubového spoje A ... Spojení součástí závrtným šroubem
- 1.4 Zatížení šroubového spoje Kombinované zatížení
- 1.5 Průběh zatížení Statické zatížení



- 1.6 Zatížení spoje
- 1.7 Maximální osová síla F_{amax} 1500,00 [N]
- 1.8 Minimální osová síla F_{amin} 1500,00 [N]
- 1.9 Maximální radiální síla F_r 2823,00 [N]

2.0 Provozní a montážní parametry spoje.

- 2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje q_a 1,500
- 2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí q_r 1,500
- 2.3 Požadované zbytkové předpětí sevřených částí spoje F_{zmin} 28230,00 [N]
- 2.4 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu n_s 3,000
- 2.5 Součinitel tření v závitech μ_t 0,180
- 2.6 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu μ_c 0,180
- 2.7 Součinitel tření mezi spojovanými plochami μ_q 0,150
- 2.8 Uvažovat přídavná ohybová napětí N_e
- 2.9 Úhlová výchylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu δ 0,100 [°]
- 2.10 Montážní teplota T_0 20,0 [° C]
- 2.11 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje N_e
- 2.12 Provozní teplota šroubu T_b 148,9 [° C]
- 2.13 Provozní teplota spojovaných částí T_m 148,9 [° C]
- 2.14 Spoj je zatěžován pouze při provozní teplotě
- 2.15 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje Δn
- 2.16 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje ΔL 0,02000 [mm]
- 2.17 Faktor zavedení provozní síly
- 2.18 Faktor zavedení provozní síly n 0,250
- 2.19 Vzdálenost působiště provozní síly od hlavy šroubu L_{F1} 0,000 [mm]
- 2.20 Vzdálenost působiště provozní síly od matice L_{F2} 0,000 [mm]


3.0 Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.

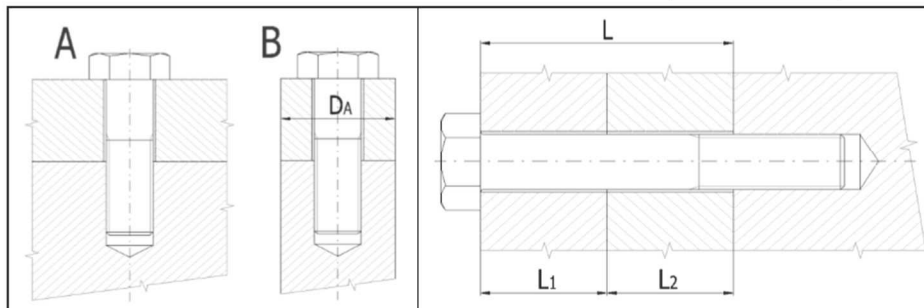
3.1 Provedení spojovaných částí

3.2 Počet sevřených částí

3.3 Vnější průměr sevřených válcových částí

3.5 Celková výška sevřených částí

B ... Válec	
i	1
D_A	18,000 [mm]
L	8,000 [mm]



3.6	L_1	E	α	P_D	Materiál	ISO
Část 1	8,000	207000	12,6	760	Konstrukční ocel ISO 630 E355C	

4.0 Návrh spojovacího šroubu.

4.1 Typ šroubu, materiálová norma Šrouby z uhlíkových a legovaných ocelí [EN ISO 898]

4.2 Předběžný návrh minimálních průměrů závitu

2/2

	ISO 10.9	ISO 12.9					
MC	M10	M10					
MF	M10	M10					
UNC	7/16	3/8					
UNF	3/8	3/8					
UNEF	3/8	3/8					

4.3 Materiál šroubu

4.4 Pevnostní třída (material) šroubu

Class 12.9

4.5 Modul pružnosti v tahu

E 211000 [MPa]

4.6 Mez pevnosti v tahu

 R_m 1220 [MPa]

4.7 Mez kluzu

 $R_{eR}, R_{p0,2}$ 1100 [MPa]

4.8 Součinitel tepelné roztažnosti

 α 11,5 [$10^{-6}/^{\circ}C$]

4.9 Hustota

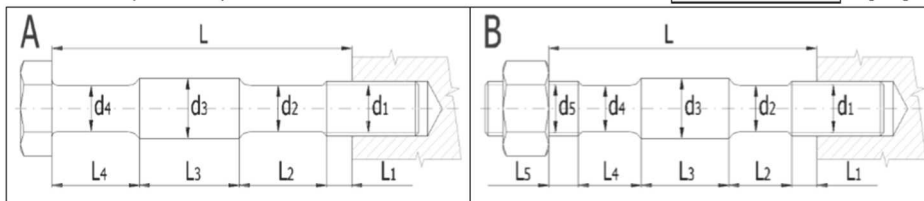
 ρ 7850 [kg/m^3]

4.11 Parametry závitu

4.12 Typ závitu

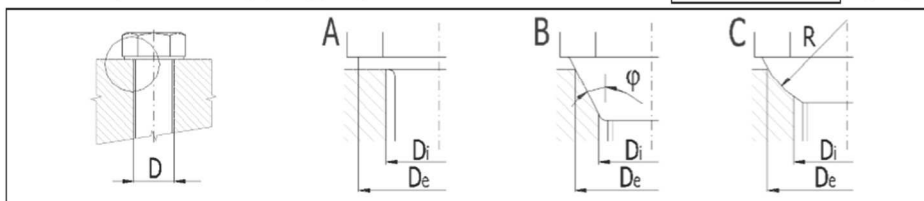
Metrický závit - jemný

4.13	Automatický návrh šroubu		
4.14	Velikost závitu	M10	
4.15	Velký průměr závitu šroubu	d	10,000 [mm]
4.16	Rozteč závitu	p	1,2500 [mm]
4.17	Malý průměr závitu šroubu	d_r	8,4660 [mm]
4.18	Střední průměr závitu šroubu	d_m	9,1880 [mm]
4.19 Provedení a geometrie šroubu			
4.20	Typ šroubu	A ... Závrtný šroub s hlavou	
4.21	Provedení šroubu	Plný šroub	
4.22	Provedení hlavy šroubu	Válcová hlava	
4.23	Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem	i	1
4.24	Celková výška sevrěných částí	L	8 [mm]



4.25	Úsek šroubu		1	2	3	4	5	6		
4.26	Délka úseku	L_i	8,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	[mm]
4.27	Průměr úseku	d_i	8,466	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	[mm]
4.28	Vnitřní průměr dutého šroubu	d_h	0,000						[mm]	

4.29 Geometrie spoje			
4.30	Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu	A ... Mezikruhová styková plocha	
4.31	Průměr díry pro spojovací šroub	D	10,500 [mm]
4.32	Vnější průměr dosedací (stykové) plochy	D_e	16,000 [mm]
4.33	Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy	D_i	10,500 [mm]

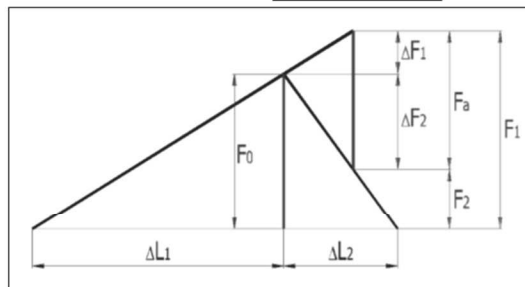


Kapitola výsledků

5.0 Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.

5.1 Konstanty tuhosti spoje			
5.2	Tuhost spojovacího šroubu	c_b	801169,05 [N/mm]
5.3	Tuhost sevrěných částí	c_m	2532656,52 [N/mm]
5.4	Výsledná tuhost skupiny přítěžovaných částí spoje	c_1	647539,32 [N/mm]
5.5	Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje	c_2	10130626,08 [N/mm]
5.6 Montážní předpětí šroubového spoje			
5.7	Maximální osová složka provozní síly	F_a	1500 [N]
5.8	Maximální radiální složka provozní síly	F_r	2823 [N]
5.9	Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F_{cmin}	18820 [N]

5.10	Část osové složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF_1	90,12	[N]
5.11	Část osové složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF_2	1409,88	[N]
5.12	Minimální potřebné montážní předpětí spoje	F_{0min}	41813	[N]
5.13	Montážní předpětí spoje	F_0	41813,0 ^a	[N]
5.14	Utahovací moment	M	93,09	[Nm]
5.15 Silové poměry zatíženého spoje				
5.16	Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{OT}	0,00	[N]
5.17	Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{OL}	-12172,72	[N]
5.18	Provozní předpětí spoje	F_0'	29640,28	[N]
5.19	Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	28230,40	[N]
5.20	Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	29730,40	[N]
5.21	Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	18,820	
5.22	Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	1,500	



6.0 ^a Pevnostní kontroly staticky zatíženého šroubového spoje.

6.1 Pevnostní kontrola spoje v provozním stavu				
6.2	Vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	29730,40	[N]
6.3	Tahové napětí v jádře šroubu od osové síly	σ	485,83	[MPa]
6.4	Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	320,13	[MPa]
6.5	Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
6.6	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	559,37	[MPa]
6.7	Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	1100	[MPa]
6.8	Bezpečnost na mezi kluzu	n	1,97	
6.9 Pevnostní kontrola spoje v montážním stavu				
6.10	Montážní předpětí spoje	F_0	41813,00	[N]
6.11	Tahové napětí v jádře šroubu od montážního předpětí	σ	683,27	[MPa]
6.12	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	879,95	[MPa]
6.13	Dovolené napětí (90% Re)	S_D	990	[MPa]
6.14 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu				
6.15	Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	259,72	[MPa]
6.16	Dovolený tlak v krajní sevřené části	p_D	760	[MPa]
6.17 Pevnostní kontrola spoje pro maximální předpětí				
6.18	Maximální provozní předpětí spoje	$F_0'_{max}$	41813,00	[N]
6.19	Maximální vnitřní osová síla ve šroubu	F_{1max}	41903,12	[N]
6.20	Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osové síly	σ_{max}	684,75	[MPa]
6.21	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	738,74	[MPa]
6.22	Maximální tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p_{max}	366,06	[MPa]

7.0 Pevnostní kontroly dynamicky zatíženého šroubového spoje.

7.1 Pevnostní kontrola v jádře závitu			
7.2 Střední osová síla cyklu zatěžující šroub	F_m	29730,40	[N]
7.3 Amplituda osově síly cyklu zatěžující šroub	F_a	0,00	[N]
7.4 Střední napětí cyklu v jádře závitu	σ_m	485,83	[MPa]
7.5 Amplituda napětí cyklu v jádře závitu	σ_a	0,00	[MPa]
7.6 Smluvní mez únavy / při N cyklech	S_c' / N	549 1,0E+06	[MPa]
7.7 Mez únavy v tahu při požadované životnosti	σ_f'	642	[MPa]
7.8 Korigovaná mez únavy v tahu daného šroubu	σ_f	107	[MPa]
7.9 Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ_A	64,52	[MPa]
7.10 Dynamická bezpečnost v tahu	n_G	---	
7.11 Pevnostní kontrola v zeslabeném dířku			
7.12 Střední napětí cyklu v zeslabeném dířku	σ_m	378,54	[MPa]
7.13 Amplituda napětí cyklu v zeslabeném dířku	σ_a	0,00	[MPa]
7.14 Korigovaná mez únavy v tahu daného šroubu	σ_f	642	[MPa]
7.15 Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ_A	443,41	[MPa]
7.16 Dynamická bezpečnost v tahu	n_G	---	

Kapitola doplňků**8.0 Montážní parametry spoje.**

8.1 Montážní předpětí spoje			
8.2 Minimální montážní předpětí	F_{0min}	41813,0	[N]
8.3 Součinitel utahování	α_A	2,50	
8.4 Maximální montážní předpětí	F_{0max}	104532,5	[N]
8.5 Utahovací moment			
8.6 Součinitel tření v závitech (min/max)		0,120 0,180	
8.7 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu (min/max)		0,100 0,200	
8.8 Minimálně možný utahovací moment	M_{min}	59,23	[Nm]
8.9 Maximálně možný utahovací moment	M_{max}	246,58	[Nm]
8.10 Pevnostní kontrola spoje v montážním stavu			
8.11 Tahové napětí v jádře šroubu od montážního předpětí	σ_{max}	1708,19	[MPa]
8.12 Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ_{max}	800,33	[MPa]
8.13 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	2199,89	[MPa]
8.14 Dovolené napětí (90% Re)	S_D	990	[MPa]
8.15 Pevnostní kontrola spoje v provozním stavu			
8.16 Provozní předpětí spoje	$F_{0' max}$	92359,8	[N]
8.17 Vnitřní osová síla ve šroubu	F_{1max}	92449,9	[N]
8.18 Tahové napětí v jádře šroubu od osově síly	σ_{max}	1510,74	[MPa]
8.19 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	1662,15	[MPa]
8.20 Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	1100	[MPa]
8.21 Bezpečnost na mezi kluzu	n	0,66	
8.22 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu			
8.23 Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p_{max}	807,62	[MPa]
8.24 Dovolný tlak v krajní sevřené části	p_D	760	[MPa]
8.25 Únavová kontrola spoje			
8.26 Střední napětí cyklu v jádře závitu	σ_m	1510,74	[MPa]
8.27 Amplituda napětí cyklu v jádře závitu	σ_a	0,00	[MPa]



Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

- i Výpočet: A = Chyba; B = Chyba; C = Chyba; D = Chyba
 ii Informace o projektu

1.0 Společné vstupní údaje

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.2	Přenášený výkon	P 17,01 [kW]	1.17	D...Povrchově kalená ocel (700) [HRC 45-53]	
1.3	Otáčky hřídele	n 222,2 [/min]	1.18	Minimální pevnost v tahu	R_{min} 700 [MPa]
1.4	Krouticí moment	T 731,02 [Nm]	1.19	Dovolený tlak	p_0 250 [MPa]
1.5	Způsob zatížení, provozní parametry		1.20	Dovolené napětí v krutu	τ_0 275 [MPa]
1.6	Charakter pohonu	Lehké rázy	1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.7	Typ zatížení	Silné rázy	1.22	E...Cementovaná ocel (950) [HRC 55-63]	
1.8	Charakter provozu	Plně obousměrný	1.23	Minimální pevnost v tahu	R_{min} 950 [MPa]
1.9	Počet rozběhů v tisících	1	1.24	Dovolený tlak	p_0 300 [MPa]
1.10	Požadovaná životnost spoje	100 [h]	1.26	Provozní koeficienty	
1.11	Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele		1.27	Koeficient provedení spoje	K_d 3,0
1.12	Provedení spoje	Posuvný spoj bez zatížení	1.28	Koeficient využití spoje	K_s 2,1
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h 8,370 [mm]	1.29	Koeficient životnosti	K_f 1,8
1.14	Požadovaná bezpečnost	S_f 2,50	1.30	Koeficient opotřebení	K_w 2,0
1.15	Minimální průměr hřídele	d_{min} 34,1 [mm]			

A Přesná pera

2.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

3.0 Pevnostní kontroly spoje

B Woodruffova pera

4.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

5.0 Pevnostní kontroly spoje

C Rovnoboké drážkování

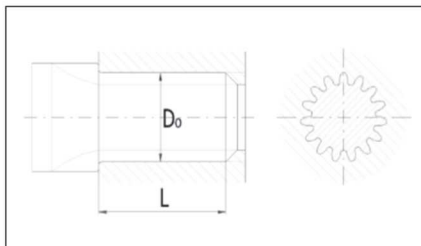
6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

7.0 Pevnostní kontroly spoje

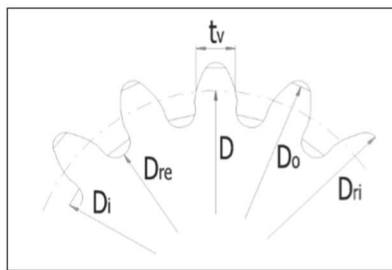
D Evolventní drážkování

8.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

8.1	Parametry spoje	
8.2	Drážka ^N ... DIN 5480 - 30°	
8.3	Koeficient rozložení zatížení	K_t 1,70
8.4	Celkový provozní koeficient	K_S 3,15
8.5	Automatický návrh spoje	
8.6	Filtr pro návrh drážkování	Modul 2
8.7	Výsledky návrhu třídít dle	Počet zubů
8.8	Maximální délka náboje	L_{max} 30,000 [mm]
8.9	Start návrhu	
8.10	ID. m/P n D _o D _{re} L _{min} L S _r S _p	
	3 2,00 24 49,6 45,6 45,4 50,0 2,54 2,75	



8.11	Rozměry spoje	
8.12	Min. průměr hřídele	D_{remin} 34,1 [mm]
8.13	Drážkování	34,6 - 2 x 16
8.14	Modul / Počet zubů	m / n 2 / 16 [mm]
8.15	Roztečný / základní průměr	D / D _b 32 / 27,71 [mm]
8.16	Jmenovitý průměr / posunutí	Dd / x _m 35 / 0,4 [mm]
8.17	Průměry vnějšího drážkování	D _o / D _{re} 34,6 / 30,6 [mm]
8.18	Průměry vnitřního drážkování	D _i / D _s 31 / 35 [mm]
8.19	Tloušťka zubu / šířka drážky	t_v / s_v 3,6 / 3,6 [mm]
8.20	Obvod. rozteč / tvarová vůle	p / c _f 6,28 / 0,2 [mm]
8.21	Min. funkční délka drážkování	L_{min} 28,7 [mm]
8.22	Zvolená délka drážkování	L 22,000 [mm]



9.0 Pevnostní kontroly spoje

9.1	Kontrola hřídele na krut		9.5	Kontrola otláčení na bocích drážkování	
9.2	Dovolené napětí v krutu	τ_0 275 [MPa]	9.6	Dovolený tlak	p_0 250 [MPa]
9.3	Srovnávací napětí	τ 152,4 [MPa]	9.7	Srovnávací tlak	p 130,4 [MPa]
9.4	Bezpečnost	1,80	9.8	Bezpečnost	1,92

Kapitola doplňků

10.0 Srovnávací tabulka

11.0 Grafický výstup, CAD systémy

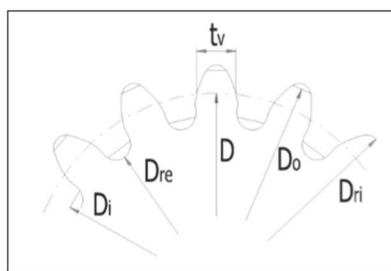
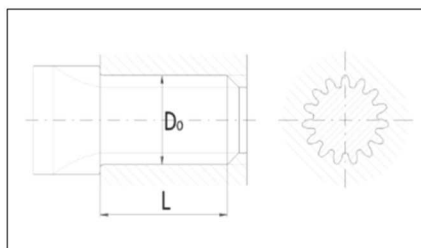


Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

i Výpočet: A = Chyba; B = Chyba; C = Chyba; D = OK

ii Informace o projektu

1.0 Společné vstupní údaje	
1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
1.2 Přenášený výkon	P 17,01 [kW]
1.3 Otáčky hřídele	n 885,2 [/min]
1.4 Krouticí moment	T 183,50 [Nm]
1.5 Způsob zatížení, provozní parametry	
1.6 Charakter pohonu	Lehké rázy
1.7 Typ zatížení	Silné rázy
1.8 Charakter provozu	Plně obousměrný
1.9 Počet rozběhů v tisících	10
1.10 Požadovaná životnost spoje	200 [h]
1.11 Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele	
1.12 Provedení spoje	Posuvný spoj bez zatížení
1.13 Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h 8,370 [mm]
1.14 Požadovaná bezpečnost	S_F 2,50
1.15 Minimální průměr hřídele	d_{min} 26,3 [mm]
1.16 Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.17 D...Povrchově kalená ocel (700) [HRC 45-53]	
1.18 Minimální pevnost v tahu	R_{mmin} 700 [MPa]
1.19 Dovolенý tlak	p_0 250 [MPa]
1.20 Dovolенé napětí v krutu	τ_0 275 [MPa]
1.21 Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.22 E...Cementovaná ocel (950) [HRC 55-63]	
1.23 Minimální pevnost v tahu	R_{mmin} 950 [MPa]
1.24 Dovolенý tlak	p_0 300 [MPa]
1.26 Provozní koeficienty	
1.27 Koeficient provedení spoje	K_d 3,0
1.28 Koeficient využití spoje	K_s 2,1
1.29 Koeficient životnosti	K_z 1,0
1.30 Koeficient opotřebení	K_w 1,4
A Přesná pera	
2.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů	
3.0 Pevnostní kontroly spoje	
B Woodruffova pera	
4.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů	
5.0 Pevnostní kontroly spoje	
C Rovnoboké drážkování	
6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů	
7.0 Pevnostní kontroly spoje	
D Evolventní drážkování	
8.0 Parametry spoje, návrh rozměrů	
8.1 Parametry spoje	
8.2 Drážka N ... DIN 5480 - 30°	
8.3 Koeficient rozložení zatížení	K_L 1,70
8.4 Celkový provozní koeficient	K_S 4,50
8.5 Automatický návrh spoje	
8.6 Filtr pro návrh drážkování	Modul 2
8.7 Výsledky návrhu třídít dle	Počet zubů
8.8 Maximální délka náboje	L_{max} 30,000 [mm]
8.9 Start návrhu	
8.10	ID. m/P n D _o D _{re} L _{min} L S _r S _p
	3.1 2,00 24 49,6 45,6 45,4 50,0 2,54 2,75
8.11 Rozměry spoje	
8.12 Min. průměr hřídele	D_{remin} 26,3 [mm]
8.13 Drážkování	34,6 - 2 x 16
8.14 Modul / Počet zubů	m / n 2 16 [mm]
8.15 Roztečný / základní průměr	D / D _b 32 27,71 [mm]
8.16 Jmenovitý průměr / posunutí	Dd / xm 35 0,4 [mm]
8.17 Průměry vnějšího drážkování	D _o / D _{re} 34,6 30,6 [mm]
8.18 Průměry vnitřního drážkování	D _i / D _{ri} 31 35 [mm]
8.19 Tloušťka zubu / šířka drážky	t _r / s _r 3,6 3,6 [mm]
8.20 Obvod. rozteč / tvarová vůle	p / c _r 6,28 0,2 [mm]
8.21 Min. funkční délka drážkování	L _{min} 10,3 [mm]
8.22 Zvolená délka drážkování	L 22,000 [mm]
9.0 Pevnostní kontroly spoje	
9.1 Kontrola hřídele na krut	
9.2 Dovolенé napětí v krutu	τ_0 275 [MPa]
9.3 Srovnávací napětí	τ 68,9 [MPa]
9.4 Bezpečnost	3,99
9.5 Kontrola otláčení na bocích drážkování	
9.6 Dovolенý tlak	p_0 250 [MPa]
9.7 Srovnávací tlak	p 46,7 [MPa]
9.8 Bezpečnost	5,35
Kapitola doplňků	
10.0 Srovnávací tabulka	
11.0 Grafický výstup, CAD systémy	



Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

i Výpočet: A = Chyba; B = Chyba; C = Chyba; D = Chyba

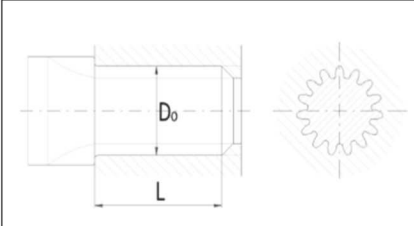
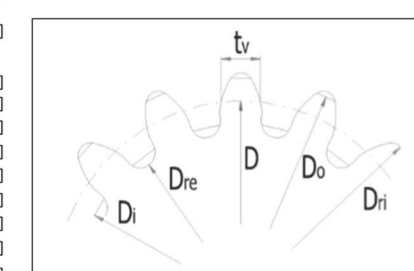
ii Informace o projektu

1.0 Společné vstupní údaje

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdość]	
1.2	Přenášený výkon	P 17,01 [kW]	1.17	D...Povrchově kalená ocel (700) [HRC 45-53]	
1.3	Otáčky hřídele	n 222,2 [1/min]	1.18	Minimální pevnost v tahu	R_{mmin} 700 [MPa]
1.4	Krouticí moment	T 731,02 [Nm]	1.19	Dovolený tlak	p_0 250 [MPa]
1.5	Způsob zatížení, provozní parametry		1.20	Dovolené napětí v krutu	t_0 275 [MPa]
1.6	Charakter pohonu	Lehké rázy	1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdość]	
1.7	Typ zatížení	Silné rázy	1.22	E...Cementovaná ocel (950) [HRC 55-63]	
1.8	Charakter provozu	Plně obousměrný	1.23	Minimální pevnost v tahu	R_{mmin} 950 [MPa]
1.9	Počet rozběhů v tisících	1	1.24	Dovolený tlak	p_0 300 [MPa]
1.10	Požadovaná životnost spoje	100 [h]	1.26	Provozní koeficienty	
1.11	Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele		1.27	Koeficient provedení spoje	K_d 1,0
1.12	Provedení spoje	Pevný spoj	1.28	Koeficient využití spoje	K_s 2,1
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h 8,370 [mm]	1.29	Koeficient životnosti	K_f 1,8
1.14	Požadovaná bezpečnost	S_f 2,50	1.30	Koeficient opotřebení	K_w 2,0
1.15	Minimální průměr hřídele	d_{min} 34,1 [mm]			

A Přesná pera
2.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů
3.0 Pevnostní kontroly spoje
B Woodruffova pera
4.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů
5.0 Pevnostní kontroly spoje
C Rovnoboké drážkování
6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů
7.0 Pevnostní kontroly spoje
D Evolventní drážkování
8.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

8.1	Parametry spoje			
8.2	Drážka N ... DIN 5480 - 30°			
8.3	Koeficient rozložení zatížení	K_t 1,75		
8.4	Celkový provozní koeficient	K_s 1,17		
8.5	Automatický návrh spoje			
8.6	Filtr pro návrh drážkování	Modul 2		
8.7	Výsledky návrhu třídí díle	Počet zubů		
8.8	Maximální délka náboje	L_{max} 30,000 [mm]		
8.9	Start návrhu			
8.10	ID. m/P n D_o D_{re} L_{min} L S_f S_p			
		3 2,00 24 49,6 45,6 45,4 50,0 2,54 2,75		
8.11	Rozměry spoje			
8.12	Min. průměr hřídele	D_{remin} 34,1 [mm]		
8.13	Drážkování	34,6 - 2 x 16		
8.14	Modul / Počet zubů	m / n 2 / 16	[mm]	
8.15	Roztečný / základní průměr	D / D_b 32 / 27,71	[mm]	
8.16	Jmenovitý průměr / posunutí	Dd / xm 35 / 0,4	[mm]	
8.17	Průměry vnějšího drážkování	D_o / D_{re} 34,6 / 30,6	[mm]	
8.18	Průměry vnitřního drážkování	D_i / D_{ri} 31 / 35	[mm]	
8.19	Tloušťka zubu / šířka drážky	t_z / s_g 3,6 / 3,6	[mm]	
8.20	Obvod. rozteč / tvarová vůle	p / c_f 6,28 / 0,2	[mm]	
8.21	Min. funkční délka drážkování	L_{min} 10,4	[mm]	
8.22	Zvolená délka drážkování	L 22,000	[mm]	



9.0 Pevnostní kontroly spoje

9.1	Kontrola hřídele na krut		9.5	Kontrola otláčení na bocích drážkování	
9.2	Dovolené napětí v krutu	t_0 275 [MPa]	9.6	Dovolený tlak	p_0 250 [MPa]
9.3	Srovnávací napětí	τ 152,4 [MPa]	9.7	Srovnávací tlak	p 46,9 [MPa]
9.4	Bezpečnost	1,80	9.8	Bezpečnost	5,33

Kapitola doplňků
10.0 Srovnávací tabulka
11.0 Grafický výstup, CAD systémy



Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

- i Výpočet: A = Chyba; B = Chyba; C = Chyba; D = OK
 ii Informace o projektu

1.0 Společné vstupní údaje	
1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
1.2 Přenášený výkon	P 17,01 [kW]
1.3 Otáčky hřídele	n 885,2 [/min]
1.4 Krouticí moment	T 183,50 [Nm]
1.5 Způsob zatížení, provozní parametry	
1.6 Charakter pohonu	Lehké rázy
1.7 Typ zatížení	Silné rázy
1.8 Charakter provozu	Plně obousměrný
1.9 Počet rozběhů v tisících	10
1.10 Požadovaná životnost spoje	200 [h]
1.11 Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele	
1.12 Provedení spoje	Pevný spoj
1.13 Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h 8,370 [mm]
1.14 Požadovaná bezpečnost	S_f 2,50
1.15 Minimální průměr hřídele	d_{min} 26,3 [mm]
1.16 Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.17 D...Povrchově kalená ocel (700) [HRC 45-53]	
1.18 Minimální pevnost v tahu	R_{mmin} 700 [MPa]
1.19 Dovolенý tlak	p_D 250 [MPa]
1.20 Dovolенé napětí v krutu	τ_D 275 [MPa]
1.21 Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.22 E...Cementovaná ocel (950) [HRC 55-63]	
1.23 Minimální pevnost v tahu	R_{mmin} 950 [MPa]
1.24 Dovolенý tlak	p_D 300 [MPa]
1.26 Provozní koeficienty	
1.27 Koeficient provedení spoje	K_d 1,0
1.28 Koeficient využití spoje	K_s 2,1
1.29 Koeficient životnosti	K_f 1,0
1.30 Koeficient opotřebení	K_{wv} 1,4
A Přesná pera	
2.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů	
3.0 Pevnostní kontroly spoje	
B Woodruffova pera	
4.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů	
5.0 Pevnostní kontroly spoje	
C Rovnoboké drážkování	
6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů	
7.0 Pevnostní kontroly spoje	
D Evolventní drážkování	
8.0 Parametry spoje, návrh rozměrů	
8.1 Parametry spoje	
8.2 Drážka	N ... DIN 5480 - 30°
8.3 Koeficient rozložení zatížení	K_L 1,75
8.4 Celkový provozní koeficient	K_S 2,10
8.5 Automatický návrh spoje	
8.6 Filtr pro návrh drážkování	Modul 2
8.7 Výsledky návrhu třídíle	Počet zubů
8.8 Maximální délka náboje	L_{max} 30,000 [mm]
8.9 Start návrhu	
8.10	ID. m/P n D_o D_{re} L_{min} L S_T S_p
	3. 2.00 24 49,6 45,6 45,4 50,0 2,54 2,75
8.11 Rozměry spoje	
8.12 Min. průměr hřídele	D_{remin} 26,3 [mm]
8.13 Drážkování	34,6 - 2 x 16
8.14 Modul / Počet zubů	m / n 2 / 16 [mm]
8.15 Roztečný / základní průměr	D / D_o 32 / 27,71 [mm]
8.16 Jmenovitý průměr / posunutí	D_d / x_m 35 / 0,4 [mm]
8.17 Průměry vnějšího drážkování	D_o / D_{re} 34,6 / 30,6 [mm]
8.18 Průměry vnitřního drážkování	D_i / D_{ri} 31 / 35 [mm]
8.19 Tloušťka zubu / šířka drážky	t_z / s_f 3,6 / 3,6 [mm]
8.20 Obvod. rozteč / tvarová vůle	p / c_f 6,28 / 0,2 [mm]
8.21 Min. funkční délka drážkování	L_{min} 4,7 [mm]
8.22 Zvolená délka drážkování	L 22,000 [mm]
9.0 Pevnostní kontroly spoje	
9.1 Kontrola hřídele na krut	
9.2 Dovolенé napětí v krutu	τ_D 275 [MPa]
9.3 Srovnávací napětí	τ 68,9 [MPa]
9.4 Bezpečnost	3,99
9.5 Kontrola otačení na bocích drážkování	
9.6 Dovolенý tlak	p_D 250 [MPa]
9.7 Srovnávací tlak	p 21,2 [MPa]
9.8 Bezpečnost	11,80
Kapitola doplňků	
10.0 Srovnávací tabulka	
11.0 Grafický výstup, CAD systémy	

