



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

## ROVNAČKA PROFILŮ

PROFILE STRAIGHTENER

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Daniel Pejcha

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Omes, Ph.D.

BRNO 2022

## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	<b>Bc. Daniel Pejcha</b>
Studijní program:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jiří Omes, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2021/22

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:

### Rovnačka profilů

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout rovnačku pro širokou škálu profilů. Rovnačka bude mít jednoduchý systém výměny rovnacích válců.

#### Parametry:

Materiál profilů S235JR  
Maximální šířka válců = 1000 mm  
Maximální  $R_e = 300$  MPa  
Maximální  $R_m = 500$  MPa  
Rychlost rovnání = (1,2÷2,5) m/s  
Délka rovnaných profilů = maximálně 80 m  
Teplota rovnaných profilů = 100 °C  
Rozsah profilů:  
L 80 až 160 (EN 10056)  
I 80 až 300 (EN 10365)  
U 80 až 300 (DIN EN 10279)

#### Cíle diplomové práce:

Analýza současného stavu.  
Návrh pohonu rovnačky.  
Návrhové a kontrolní výpočty.  
Výkres sestavení pohonu a celková sestava rovnačky.  
Detailní výkresy dle výběru.  
Zhodnocení výsledku a doporučení pro praxi.

### Seznam doporučené literatury:

ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů, Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje I. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1037-X.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje II. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1038-8.

NOVOTNÝ, Karel. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Brno: VUT FSI v Brně, 2002.

STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. ISBN 80-7082-738-6.

RUDOLF, Bedřich. Výrobní stroje a zařízení II. Praha: ČVUT Praha, 1990.

DRASTÍK, František. Výpočty z oboru kování a lisování. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1972.

ŠTRBA, Marián a Jiří JANOUŠ. Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky: československá státní norma ČSN 21 0001: schválena listopad 1996. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1996.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne 20.5.2022

L. S.

---

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

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



## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá návrhem rovnačky profilů, která je určena pro rovnání U, I a L profilů za jejich pohybu. Zařízení je součástí válcovací tratě, kde slouží pro dokončovací operaci – rovnání profilů. Součástí práce jsou návrh konstrukční varianty, návrhové a kontrolní výpočty, popis funkce zařízení a požadovaná výkresová dokumentace dle zadání.

## **ABSTRACT**

The aim of the diploma thesis is to design profile straightener, which is used for straightening U, I and L profiles during their motion. The machine is a part of the rolling mill where it is used for finishing operation – straightening. The thesis contains selection of optimal solution, pre-calculations and control calculations, description of the machine and its function, and required design documentation according to specified parameters.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Rovnění kovových materiálů, profilová rovnačka

## **KEY WORDS**

Metal straightening, profile straightener



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PEJCHA, Daniel. *Rovnačka profilů*. Brno, 2022, 105 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139765>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Omes.





## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma návrh rovnačky profilů vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, které tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 20.5.2022

.....

Bc. Daniel Pejcha



## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D. za cenné připomínky, rady a velmi cennou konstruktivní kritiku, kterou mi poskytl při vypracování této závěrečné práce.



## OBSAH

1	ÚVOD.....	15
2	Motivace.....	17
3	Rozbor současného stavu využívané technologie .....	19
	3.1 CARB ložisko .....	19
	3.2 Synchronizace rychlostí pohonů rovnacích válců.....	20
	3.3 Předepnutí rámu .....	21
4	Profilové rovnačky .....	23
	4.1 Stávající varianty konstrukčních řešení rovnaček na profily .....	23
	4.1.1 Varianta s konzolovým uspořádáním válců.....	23
	4.1.2 Varianta s uzavřeným stojanem.....	24
	4.2 Rozdělení stroje na konstrukční uzly pro vícekritériální analýzu.....	24
	4.2.1 Provedení rámu rovnačky .....	26
	4.2.2 Uložení rovnacího hřídele.....	27
	4.2.3 Způsob přestavení rovnacích válců.....	28
	4.2.4 Pohon pojezdu pohyblivého rámu .....	28
	4.2.5 Předepnutí rámu vůči sobě.....	28
	4.3 Shrnutí vícekritériální analýzy a zahrnutí přání zákazníka.....	29
5	Analýza problémů a cíle práce .....	31
	5.1 Zadané parametry.....	31
	5.2 Analýza problémů.....	31
	5.2.1 Umístění zařízení v trati.....	31
	5.2.2 Volba vhodné konstrukce .....	32
	5.2.3 Volba hlavního pohonu a převodového ústrojí.....	32
	5.2.4 Volba přestavovacího mechanismu .....	32
	5.2.5 Zajištění předepnutí .....	33
	5.2.6 Zajištění výměny kalibrů .....	33
	5.2.7 Zajištění bezpečnosti.....	33
	5.3 Cíle práce .....	34
6	Návrh zařízení.....	35
	6.1 Zadané parametry.....	35
	6.2 Základní zákonitosti rovnání.....	35
	6.3 Průběh napětí, momentů, sil a určení teoretického výkonu pohonu .....	37
	6.3.1 Výpočet pružně plastického ohybového momentu .....	37
	6.3.2 Určení velikosti sil na rovnacích válcích (kalibrech) .....	39
	6.3.3 Výpočet výkonu potřebného k rovnání.....	40

6.3.4	Výpočet deformačního momentu.....	42
6.3.5	Výpočet deformačního momentu U–profilu.....	43
6.3.6	Výpočet deformačního momentu I–profilu .....	45
6.3.7	Výpočet deformačního momentu L–profilu .....	46
6.3.8	Výpočet pasivních odporů při rovnání.....	49
6.3.9	Celkový výpočet pro profil s nejvyšším modulem průřezu.....	49
6.3.10	Předběžný návrh pohonu rovnacího válce .....	51
6.4	Návrh pohonu rovnacího válce .....	52
6.4.1	Návrh rovnacího válce a hřídele .....	53
6.4.2	Pevnostní kontrola rovnacího hřídele (MKP).....	53
6.4.3	Návrh uložení hřídele.....	54
6.4.4	Kontrola hlavního pohonu .....	56
6.5	Návrh přestavovacího mechanismu .....	59
6.6	Návrh rámu .....	61
6.6.1	Pevnostní kontrola rámu (MKP).....	61
6.7	Návrh pohonu pohyblivého rámu .....	62
6.7.1	Návrh pastorku a ozubeného hřebenu.....	64
6.7.2	Kontrola pohonu pohyblivého rámu .....	65
6.8	Návrh mechanismu předepnutí .....	68
7	Konstrukce.....	71
8	ZÁVĚR.....	75
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	77
10	SEZNAM zkratk, symbolů OBRÁZKŮ a tabulek .....	79
10.1	Seznam zkratk a symbolů.....	79
10.2	Seznam obrázků .....	82
10.3	Seznam tabulek .....	83
11	SEZNAM PŘÍLOH .....	85

## 1 ÚVOD

Cílem této závěrečné práce je vypracovat návrh rovnačky profilů pro rovnání ocelových tyčí různého tvaru příčného průřezu (U, I, L–profilů) a délky. Tyto tyče (např. jako produkt kontilití) po odlití nespĺňují požadovanou rozměrovou přesnost (především délkovou). Proto je požadována operace rovnání.

Rovnačka slouží pro rovnání profilů a jejím cílem je dosáhnout požadované (co nejvyšší) přesnosti na metr délky profilu, která je určena normou nebo domluvou se zákazníkem.

Rovnačka navazuje na podavač profilů, který zajišťuje správnou orientaci profilu. Tento podavač zavádí profily o teplotě cca. 100 °C – tzn. že se jedná o rovnání za studena. K samotnému rovnání dochází při průchodu rovnaného materiálu mezi představitelnými válci. Mezi nimi je profil střídavě namáhán ohybem podle jedné neutrální osy, kde průhyb je největší na začátku rovnání a postupně se snižuje. Základní podmínky pro uskutečnění rovnání jsou namáhání nad mezí kluzu a pod mezí pevnosti materiálu (Elasticko-plastická deformace).

Rovnací zařízení je umístěno ve válcovací trati za podavačem profilů, kde je na základové desce. Tato deska je pomocí kotevních šroubů uchycena v betonovém základu. Po vyrovnání materiál chladne a pokračuje do kontrolní stanice, kde je provedena namátková kontrola rozměrů. Dále pokračují profily do skladu/na expedici.

Hlavní části rovnačky jsou rovnací válce, které jsou poháněny pomocí elektromotoru a převodovky. Dělí se na horní a spodní válce, kde jedny nebo druhé jsou představitelné (společně nebo samostatně). Je třeba zajistit synchronní pohyb válců, aby nedocházelo k prokluzu rovnaného materiálu. Dále je nutné axiálně vymezit jednotlivé válce vůči sobě.

Hlavní výhodou válečkové rovnačky (např. oproti rovnacímu lisu) je, že k rovnání materiálu dochází za jeho pohybu. Rovnací a dělicí zařízení obecně velmi často udávají takt celé výrobní linky.

Tato práce je rozdělena na několik částí. V první části je shrnut současný stav poznání, kde jsou uvedena vybraná moderní konstrukční řešení dané problematiky. Druhá část zahrnuje rozbor stávajících konstrukčních řešení dle skript. Dále je zařízení rozděleno na vybrané konstrukční uzly. U nich je navrženo více variant řešení, které jsou následně pomocí vícekritériální analýzy porovnány mezi sebou. Třetí část se věnuje analýze zadaného problému a jsou stanoveny cíle práce dle zadání. Čtvrtá část obsahuje návrhové a kontrolní výpočty významných částí zařízení jako jsou: pohon, rovnací hřídel, pojezd, předepnutí atd. Při výpočtech je užíváno softwarů na úpravu výrazů a MKP analýza. Pátá část popisuje zařízení jako celek. Závěrečná část obsahuje vyhodnocení a výkresovou dokumentaci.





## 2 MOTIVACE

V současné době lze pomocí odlévání, obrábění či nekonvenčních metod (jako „3D tisk“, prášková metalurgie atp.) vyrobit součásti libovolného tvaru. Avšak produktivity a hospodárnosti zatím nedosáhla žádná z výše uvedených technologií jako technologie tváření. Ta má významný podíl v průmyslové výrobě – zejména v hutním a automobilovém průmyslu.

Zadání této diplomové práce bylo navrženo jako reakce na objednávku rovnačky profilů vyvíjené ve společnosti Primetals Technologies a.s., která má se stavbou tvářecích strojů zejména pro hutní výrobu mnohaleté zkušenosti. Autor práce pro tuto firmu pracuje ve formě prázdninové brigády již od konce prvního ročníku bakalářského studia. Podle ní zvolil navazující studium právě na ústavu výrobních strojů, kde v průběhu studia často docházelo k prolínání teorie a praxe. Toto je jeho první samostatný návrh celého stroje od návrhových výpočtů až po výkresovou dokumentaci. Práce se bude zabývat především návrhem mechanické části stroje. Smyslem je rozvinout autorovu schopnost vytvořit z komplexního zadání a požadavků zákazníka konstrukční návrh. Ten bude zpracováván na základě současného stavu poznání, zkušeností z praxe, požadavků zákazníka a multikriteriální analýzy. Podle kombinace výše zmíněných bude vytvořena rovnačka na profily, která odpovídá zadání diplomové práce.



### 3 ROZBOR SOUČASNÉHO STAVU VYUŽÍVANÉ TECHNOLOGIE

Rovnačka na profily je zařízení, které se využívá k dokončovací operaci hutních polotovarů – profilů – ve válcovací trati. Další využití je přerovnání materiálu před zpracováním v lisovnách. Náleží do skupiny tvářecích strojů, protože k dosažení své funkce působí na materiál silami.

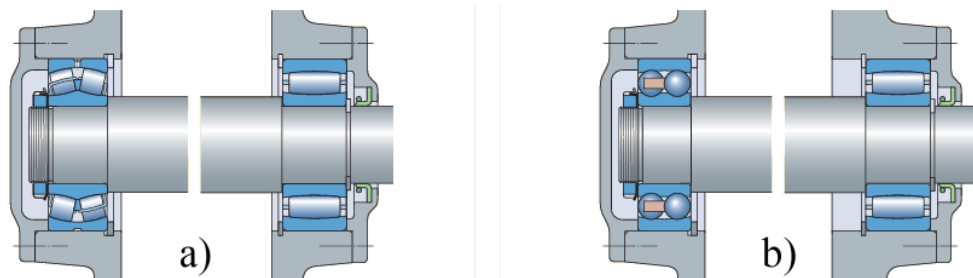
Při návrhu tvářecích strojů se zpravidla vychází z výpočtů a konstrukčních prvků, které jsou ověřeny mnohaletou zkušeností. Tyto zkušenosti pro některé stroje vytvořili empirické vzorce pro návrh parametrů, které v podstatě nelze analyticky vypočítat. Rovnicí stroje jsou právě takové. Nelze říct, že neprobíhá další vývoj těchto strojů. V současné době se výrobci musí přizpůsobovat neustále přísnějším pravidlům a normám (např. bezpečnost, snižování emisí atp.). K dříve „nemožně“ proveditelným analytickým výpočtům je dnes možné se přiblížit díky softwarům obsahujícím analýzu MKP.

Po rozdělení zařízení na jednotlivé komponenty je možné běžně používanou komponentu vyměnit za modernější. Při tom je nutné brát ohled, zda funkční přínos komponenty a náklady na její pořízení nebo výrobu budou pro zařízení jako celek přínosem. Ne každé nové řešení musí být výhodnější než to původní. Proto je třeba, např. pomocí multikriteriální analýzy, vyhodnotit, zda modernější řešení/komponentu využít. Ta by měla přinášet výhody, které původní díl neměl.

#### 3.1 CARB ložisko

Dle literatury [1] jsou pro dvoustojanovou rovnačku použita čtyřradá kuželíková ložiska. A pro předepnutí dvě kuličková ložiska. Kuželíková ložiska jsou vhodná pro velká radiální i axiální zatížení v obou směrech a vyznačují se vysokou tuhostí. Velkou nevýhodou jsou velké zástavbové rozměry. Toto uspořádání lze nahradit např. dvouřadým soudečkovým ložiskem a CARB ložiskem od společnosti SKF podle (Obr. 1–a).

CARB ložisko – toroidní valivé ložisko je samo vyrovnávací jako kuličkové ložisko a axiálně volné jako válečkové či jehlové ložisko. Uložení hřídelů je obecně na jednom konci axiálně pevné a na druhém axiálně volné (kvůli teplotní roztažnosti). Ložisko CARB se vyznačuje tím, že dovoluje axiální posunutí o ~10 % šířky ložiska, dovoluje natočení osy až o 0,5° a přitom se nezvyšuje tření v ložisku a nesnižuje jeho životnost. Dále se vyznačuje pohlčováním vibrací a nižší provozní teplotou. Na (Obr. 1) je vidět, se kterými typy ložisek se kombinuje. [2]

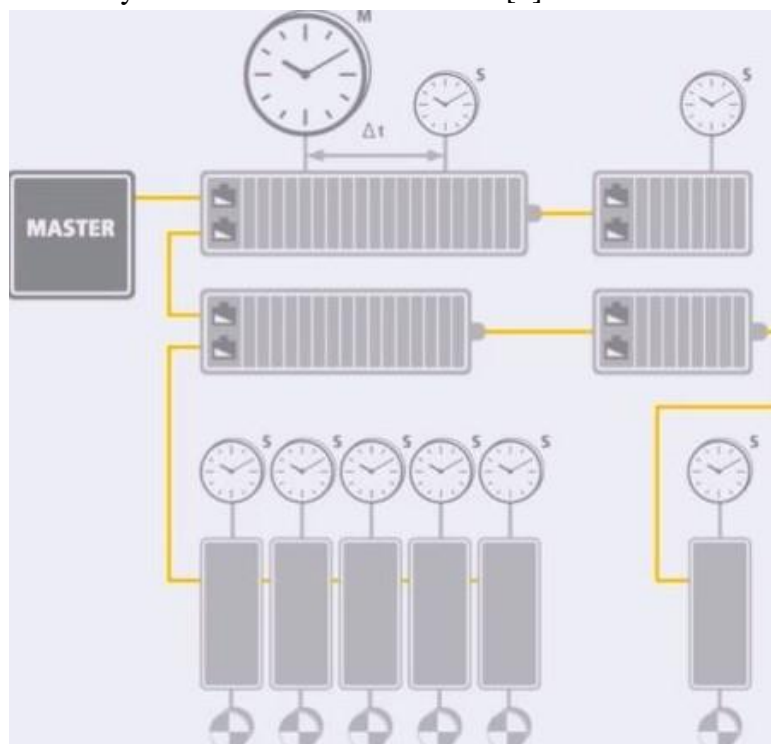


Obr. 1) CARB ložisko v kombinaci s a) soudečkovým, b) kuličkovým ložiskem [2]

### 3.2 Synchronizace rychlostí pohonů rovnacích válců

Při rovnání materiálu ve více-válečkové rovnáčce je nutno zajistit, aby se poháněné válce otáčely stejnou rychlostí. Pokud by tomu tak nebylo, došlo by ke zvýšení tření mezi materiálem a kalibrem v důsledku rozdílných rovnacích rychlostí. Tím by byla zásadně snížena životnost kalibru. Dle literatury [1] a [3] se běžně používá náhon pouze jedné řady válců přes mechanickou rozvodovku, kde je synchronizace rychlosti otáčení zajištěna mechanickou vazbou. Pro případ této práce zákazník požaduje použití převodovkových pohonů umístěných přímo na rámu stroje (důvodem je nedostatek prostoru ve výrobní hale).

Pro synchronizaci rychlosti budou použity distribuované hodiny (dále jen DC) (Obr. 2). DC jsou založeny na bázi EtherCATu. Výrobce převodovkových pohonů nabízí elektromotory s vestavěným absolutním rotačním enkodérem. Jeden z pohonů bude master, ostatní čtyři budou Slave zařízení, kde každé používá k synchronizaci interní hodiny. Nejprve je nutno tyto hodiny synchronizovat – Slave zařízení podle Mastera. Toho je dosaženo pomocí měření prodlevy procházejícího rámce topologií. Master zařízení pošle rámec a každé Slave zařízení si zapíše časový rozdíl mezi průchodem paketu směrem „po proudu“ a jeho návratem. Následuje kompenzace posunu, kde Master vypočítá z kopií interních hodin zaslaných Slave zařízeními časové posuny a následně pošle rámec, kterým je synchronizuje. Posledním krokem je kompenzace driftu, která je prováděna časovou regulační smyčkou. Komunikační zpoždění (anglicky *jitter*) je u DC obvykle v desítkách nanosekund. [4]



Obr. 2) Distribuované hodiny od společnosti Beckhoff [4]

### 3.3 Předepnutí rámu

Aby došlo k vymezení axiální vůle rovnicích válců, je nutné předepnout rámy vůči sobě. Dle literatury [1] a [3] není nutno toto předepnutí řešit, protože rám se skládá z jednoho pevného celku. Rychlost výměny kalibrů je velmi nízká. Pro tuto práci byl navržen čep, který bude na pevném rámu zajištěn předepínací maticí a na pohyblivém rámu pomocí nakloněné roviny předepnut lineárním hydromotorem.

Společnost Nord–Lock Group se zabývá výrobou matic, které pomocí technologie s vícešroubovými předepínacími prvky zajišťují předepnutí součástí (v tomto případě čepu, který je zakončen odpovídajícím závitem, a rámu). Tyto matice jsou jednoduché na instalaci a nevyžadují žádnou údržbu. Sériově vyráběné řady nabízí velké předepínací síly (tisíce  $kN$ ).



Obr. 3) Předepínací matice NORD–LOCK Group [5]



## 4 PROFILOVÉ ROVNAČKY

Tato kapitola se věnuje výběru vhodné varianty konstrukčního řešení zadaného problému. Prvním krokem pro výběr optimálního konstrukčního řešení je vyhledání možností – tj. vyhledání stávajících variant řešení ve skriptech, technických magazínech a knihách, u výrobců apod. Po výběru následuje rozbor zvoleného řešení na jednotlivé konstrukční uzly. V dalším kroku je třeba se nad těmito konstrukčními uzly zamyslet a vyhledat nové/nová (moderní) řešení, která vycházejí se současného stavu vědy a techniky. Posledním krokem je srovnání nových řešení se stávajícím. Toto srovnání a výběr optimální varianty se provede pomocí vícekritériální analýzy. Na provedení „kvalitní“ analýzy je třeba názor/pohled více odborníků, kteří mají zkušenosti v oboru. Podle výsledku jsou pak dané konstrukční uzly dále zpracovávány.

V praxi zákazník vznesne požadavky na parametry stroje. Často o konstrukci tohoto stroje „nic neví“ a zajímá ho pouze plnění požadované funkce. Splnění těchto parametrů je však jen špička ledovce a konstruktér musí při návrhu uvažovat i skrytá přání. Pro případ této práce má zákazník požadavky, které přímo nesouvisí s hlavní funkcí stroje (rovnání profilů). Proto tyto požadavky budou aplikovány v konstrukčním řešení i přes jiný výsledek multikritériální analýzy.

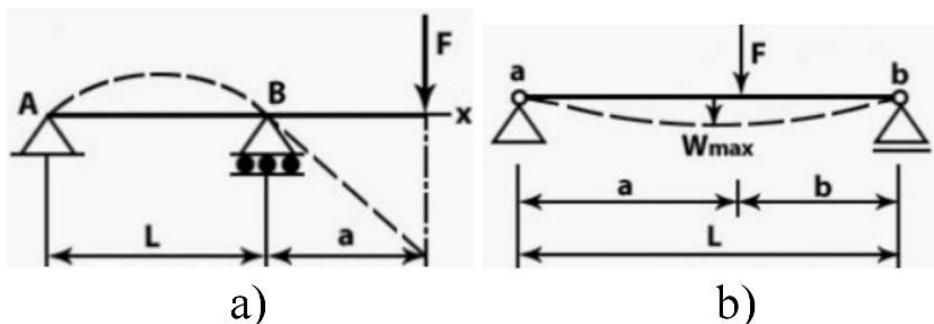
### 4.1 Stávající varianty konstrukčních řešení rovnaček na profily

Dle literatury [1] a [3] jsou dvě varianty konstrukčního provedení rovnaček na profily. První je s konzolovým uspořádáním rovnacích válců. Druhá ukládá rovnací válce do uzavřeného stojanu. Typicky obě varianty mají sedm až třináct válečků (v závislosti na rozměru a tvaru rovnaných profilů). Je poháněna spodní řada válců a horní válce jsou vertikálně přestavitelné.

#### 4.1.1 Varianta s konzolovým uspořádáním válců

Hlavní výhodou této varianty je jednodušší výměna kalibrů – vzhledem k tomu, že jsou uloženy letmo je k nim přímý přístup a snadno se demontují. Kvůli letmému uložení není vhodné rovnat velké profily nebo více profilů najednou – na rovnací hřídel působí ohybový moment (viditelné na Obr. 4–a) a při rovnání více profilů najednou by výsledná přesnost byl značně odlišná od profilu, který je nejbližší rovnacímu stroji a který je nejbližší konci rovnacího hřídele. [1]

V zadání práce (a zároveň je to přání zákazníka) je maximální šířka kalibrů 1000 mm. Čím větší šířka, tím větší produktivita. Minimální šířka válců není zadaná, ale autor práce považuje jako skryté přání zákazníka maximalizovat produkci. Pro uložení letmo by se kalibr a rovnací hřídel prohnuły svoji vlastní vahou (která odpovídá nižším jednotkám tisíc kg). Toto řešení nebude dále uvažované.



Obr. 4) Tvářecí síla působící na a) konzolovém uspořádání, b) uzavřený stojan [6]

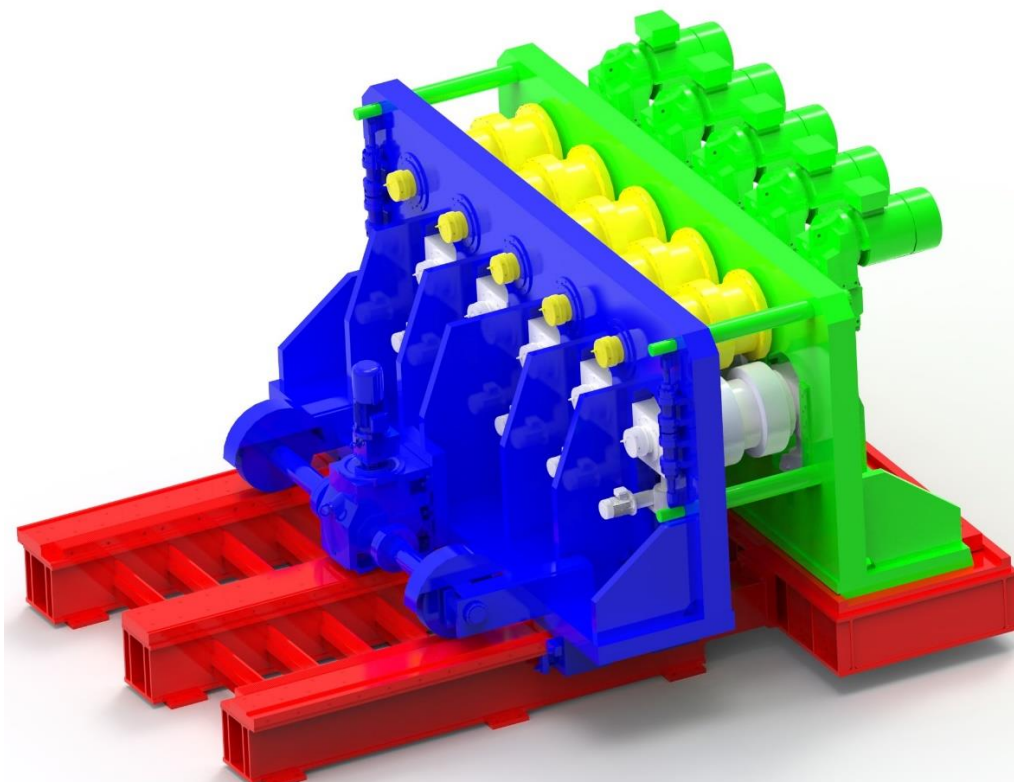
#### 4.1.2 Varianta s uzavřeným stojanem

Dle literatury [1] se pro rovnání velkých profilů (v závislosti na plastickém modulu průřezu a mezi kluzu), jako je např. UPE 300, používají rovnačky s uzavřeným stojanem. Uložení rovnacího hřídele je znázorněno na (Obr. 4–b). Při stejné zatěžovací síle a rozměru příčného průřezu rovnacího hřídele je průhyb pro tuto variantu znatelně menší. Velkou nevýhodou je výměna rovnacích kalibrů. Dříve se na rovnací hřídel nasadilo více kalibrů pro různé profily. Pokud bylo třeba výměny, demontáž byla podstatně složitější a časově náročnější než u konzolového uspořádání.

Řešení této práce se bude dále zabývat variantou s uzavřeným stojanem. Tato varianta bude v následující podkapitole rozdělena na konstrukční uzly. U každého uzlu bude zvážena použitelnost stávajícího řešení a dle literatury [7] bude vytvořeno aspoň jedno nové konstrukční řešení, nebo bude přizpůsobena (doplněna, vylepšena atd.) stávající konstrukce, nebo bude obměněna stávající konstrukce (např. použití soudečkového ložiska místo válečkového atd.).

#### 4.2 Rozdělení stroje na konstrukční uzly pro vícekriteriální analýzu

Dle (Obr. 5) byla varianta s uzavřeným stojanem rozdělena na hlavní konstrukční uzly. Tato podkapitola se bude zabývat popisem stávajících metod konstrukce, navržením nového řešení (nebo více řešení) a ta budou hodnocena pomocí vícekriteriální analýzy. Vzhledem k složitosti stroje bude snaha vytvořit univerzální kritéria, určit jejich váhu a použít je pro každý uzel zvlášť. Autorem vybraná hodnotící kritéria na základě subjektivního posudku jsou v (Tab. 1).



Obr. 5) Rozdělení rovnačky na hlavní konstrukční uzly: Červená: základ stroje, Zelená: pevný rám, Žlutá: horní rovnací ústrojí, Šedá: dolní rovnací ústrojí a mechanismus přestavení, Modrá: pohyblivý rám s pojezdem



Tab. 1) Hodnotící kritéria pro konstrukční uzly rovnačky

Označení	Kritérium	Tendence
K1	Tuhost	Rostoucí
K2	Složitost	Klesající
K3	Cena	Klesající
K4	Zástavbový prostor	Klesající
K5	Automatizace	Rostoucí
K6	Údržba	Klesající
K7	Doba výroby/vývoje	Klesající
K8	Energetická náročnost	Klesající

Určení významu jednotlivých kritérií bude provedeno metodou párového srovnání dle Dobříckého z literatury [7]. Postup je popsán dle (Tab. 2). Cílem je seřadit parametry podle významnosti. Prvním krokem je vytvoření tabulky (matice), kde se kritéria napíší do sloupce, řádku a na hlavní diagonálu. Tím je vytvořena čtvercová matice. Následně je první kritérium porovnáváno s ostatními. Dle důležitosti se do prvního řádku matice zapíše buď kritérium 1, (pokud je důležitější), nebo kritérium odpovídající svému sloupci (za podmínky, že je důležitější než kritérium 1). Tento postup se opakuje, dokud není matice nad hlavní diagonálou zaplněna. Posledním krokem je vyčíslit důležitost kritéria. Ta je provedena součtem řádku a sloupce odpovídající výskytu kritéria (například u kritéria K3 se v odpovídajícím řádku a sloupci, kdy bylo toto kritérium důležitější, vyskytuje celkem čtyři krát – to je zapsáno do sloupce suma). Kritérium, jehož suma má nejvyšší hodnotu, odpovídá prvnímu v pořadí atd.

Tab. 2) Párové porovnání parametrů

Kritérium	1	2	3	4	5	6	7	8	suma	Pořadí
1	1	1	1	1	1	1	1	1	8	1
2		2	3	4	5	6	7	8	1	8
3			3	3	5	6	3	8	4	5
4				4	5	6	7	8	2	7
5					5	5	5	8	6	3
6						6	6	8	5	4
7							7	8	3	6
8								8	7	2

Podle výsledného pořadí z (Tab. 2) je vytvořena stejná tabulka (matice). Do níž se zapíší do řádku a sloupce jednotlivá kritéria dle pořadí z výše uvedené tabulky. Tím vznikne matice pro stanovení vah kritérií (Tab. 3). Další postup je stejný, jako při vytváření (Tab. 2). Rozdíl je zde takový, že se neurčuje, které kritérium je důležitější, ale jak k sobě jednotlivá kritéria mají blízko (jak moc se ovlivňují, závisí na sobě apod.). Tato charakteristická blízkost je vyjádřena na stupnici od jedné do tří, kde:

1. blízko
2. středně
3. daleko

Následně jsou číslíčky v každém řádku sečteny a zapsány do sloupce suma. V řádku suma je pak celkový součet. Podílem sumy jednotlivých kritérií a celkové sumy je pak vyjádřena váha kritéria  $q_j$ . Kontrolní součet všech vah musí dát dohromady 100 %.

Tab. 3) Kvantifikovaná matice pro stanovení vah kritérií

Kritérium	1	8	5	7	3	4	6	2	suma	Váha $q_j$
1	1	3	3	3	1	2	1	2	16	0,23
8		1	2	3	1	3	2	3	15	0,22
5			1	2	1	3	2	2	11	0,16
7				1	1	3	3	2	10	0,14
3					1	2	2	1	6	0,09
4						1	3	3	7	0,10
6							1	2	3	0,04
2								1	1	0,01
								<b>Suma</b>	69	1,00

#### 4.2.1 Provedení rámu rovnáčky

V klasickém provedení dle [1] a [3] se rám vyrábí z litiny nebo ocelolitiny. Tento rám je předepnut kotvami. Celistvost litého rámu způsobuje složitost výměny rovnacích válců. Litina je obecně známá pro dobré tlumení vibrací a vysokou pevnost v tlaku. Řešení litého rámu pro kusovou výrobu přináší více nevýhod jako např.: složitá a nákladná výroba formy, dlouhý čas výroby (objednávka na několik měsíců až let), horší obrobiteľnosť než ocel apod.

Pro kusovou výrobu se nabízí řešení pomocí svařovaného rámu. Hlavní a zásadní výhodou použití svařovaného rámu (oproti litině) je čas výroby svařence. Pro zjednodušení výměny rovnacích válců je rám rozdělen na dvě části, kde jedna část je pevná a druhá pohyblivá. Při tváření jsou obě části rámu předepnuty vůči sobě. Dále je nutno rám navrhnout tak, aby přenesl tvářecí síly, bylo možné do něho uložit rovnací ústrojí, pohony a přestavovací mechanismus.

Pro určení, která z výše uvedených variant je nejvhodnější pro případ této práce, byla zvolena metoda *PATTERN* z literatury [7]. Postup této metody je následující:

1. pro vybraná kritéria je určena váha významnosti (viz. Tab. 3)
2. pro každé kritérium se vypočítá index změny  $I_{jx}$  (Tab. 4–bílá políčka) vzhledem k základní hodnotě kritéria  $H_{jx}$  (Tab. 4–žlutá políčka) tak, aby zlepšování kritéria bylo vždy vyjádřeno růstem indexu jako změny nad hodnotu 1,00. Základní hodnoty kritérií jsou vyjádřeny stupnicí čísel 1–5, kde 1 = velmi nízká a 5 = mimořádně vysoká. Z těchto důvodů je nutné kritéria rozdělit na:
  - výpočet kritéria, jehož žádoucí tendence je rostoucí:

$$I_{jx} = \frac{H_{jx}}{H_{j\_min}} \quad (1)$$

- výpočet kritéria, jehož žádoucí tendence je klesající:

$$I_{jx} = \frac{H_{j\_max}}{H_{jx}} \quad (2)$$

3. výpočet váženého indexu změny s ohledem na významnost kritéria:

$$S_j = I_{jx} \cdot q_j \quad (3)$$

4. součet vážených indexů, který vyjadřuje relativní technickou úroveň j-té varianty:

$$S_x = \sum_{i=1}^n S_j \quad (4)$$

5. stanovení pořadí variant, dle výsledku ze vztahu (4)

Rovnice (1) až (4) dle [7], kde:

$I_{jx}$	[-]	index změny kritéria vzhledem k základní hodnotě
$H_{jx}$	[-]	číselné hodnocení zvolené autorem (je subjektivní)
$H_{j\_max}$	[-]	největší hodnota $H_{jx}$ v řádku daného hodnotícího kritéria
$H_{j\_min}$	[-]	nejmenší hodnota $H_{jx}$ v řádku daného hodnotícího kritéria
$S_j$	[-]	vážený index změny j-tého kritéria (Tab. 4–zelená políčka)
$q_j$	[-]	váha j-tého kritéria (viz. Tab. 3)
$S_x$	[-]	relativní technickou úroveň j-té varianty

Tab. 4) Bazické srovnání variant – Metoda PATTERN

Označení	Kritérium	váha	litý rám		svařený rám	
K1	Tuhost	0,23	4,00	0,23	5,00	0,29
			1,00		1,25	
K2	Složitost	0,01	5,00	0,01	2,00	0,04
			1,00		2,50	
K3	Cena	0,09	5,00	0,09	3,00	0,14
			1,00		1,67	
K4	Zástavbový prostor	0,10	3,00	0,10	3,00	0,10
			1,00		1,00	
K5	Automatizace	0,16	1,00	0,16	1,00	0,16
			1,00		1,00	
K6	Údržba	0,04	1,00	0,04	1,00	0,04
			1,00		1,00	
K7	Doba výroby/vývoje	0,14	5,00	0,14	2,00	0,36
			1,00		2,50	
K8	Energetická náročnost	0,22	1,00	0,22	1,00	0,22
			1,00		1,00	
<b>Celkem</b>		1,00	1,00		1,36	
<b>Relativní technická úroveň <math>S_x</math></b>			8,00		11,92	
<b>Pořadí z technického hlediska</b>			<b>2.</b>		<b>1.</b>	

V (Tab. 4) byl pomocí metody *PATTERN* vybrán nejvhodnější typ rámu stroje – svařovaný rám. Dle literatury [7] je vhodné, aby se na vytváření koncepčních návrhů a jejich hodnocení podílelo více odborníků (ideálně nezávisle na sobě – Delfská metoda). Tím je dosaženo kvalitnějšího výsledku multikritériální analýzy. Pro účely této práce bude použit autorův subjektivní pohled na věc. V následujících podkapitolách budou popsány relevantní konstrukční varianty jednotlivých uzlů, které vycházejí ze skript, současného stavu poznání a zkušeností autora. Pro zjednodušení budou k jejich hodnocení použita kritéria z (Tab. 1). Dosazení do analýzy bude uvedeno v (Příloha 1).

Další srovnání proběhne v následujících podkapitolách ve zjednodušené podobě. Budou popsány navržené možnosti konstrukce a srovnány výše použitou metodou bez dosazování.

#### 4.2.2 Uložení rovního hřídele

V literatuře [1] je rovní hřídel uložen ve čtyřřadých kuželíkových ložiscích (SKF: BT4–0035 E8/C355). Jejich vlastnosti jsou popsány v podkapitole 3.1. Dle této podkapitoly budou pro multikritériální analýzu uvažovány další dvě řešení: Dvě dvouřadá kuželíková ložiska a dvouřadá kuželíkové ložisko v kombinaci s CARB ložiskem. Výsledek analýzy je v (Tab. 5).

Tab. 5) Metoda PATTERN pro uložení rovnicího hřídele

Varianta	Relativní technická úroveň $S_x$	Pořadí z technického hlediska
Kuželíková čtyřřadá ložiska	8,50	3.
Soudečková ložiska	12,00	2.
CARB ložisko a soudečkové ložisko	14,67	1.

#### 4.2.3 Způsob přestavení rovnicích válců

Pro přestavování válců jsou navrženy dva typy mechanismu: hydraulický a mechanický. Přestavení pomocí hydraulického mechanismu by bylo realizováno pomocí lineárních hydromotorů. Jejich velkou výhodou je schopnost produkovat velkou sílu při relativně nízké energetické náročnosti. Nevýhody jsou náročná (nákladná) údržba (spojená především s degradací hydraulické kapaliny) a při ztrátě tlakové energie nezachovává svoji polohu (bezpečnost).

Pro přestavovací mechanismus s mechanickou vazbou byl dále navržen *Screw jack*. Toto zařízení zdvihá pomocí šnekového převodu pohyblivý šroub. Oproti hydraulickému řešení odpadá nákladná výměna oleje, a především při přerušení toku el. energie dojde k zastavení, neboť šnekový převod je samosvorný. Výsledek analýzy je v (Tab. 6).

Tab. 6) Metoda PATTERN pro srovnání přestavovacích mechanismů

Varianta	Relativní technická úroveň $S_x$	Pořadí z technického hlediska
Lineární hydromotor	7,58	2.
Screw Jack	12,50	1.

#### 4.2.4 Pohon pojezdu pohyblivého rámu

Pro realizaci pojezdu rámu byla vybrána dvě řešení: lineární hydromotor, ozubený pastorek a hřeben. Výhody a nevýhody lineárního hydromotoru jsou uvedeny v předchozí podkapitole. Hlavní výhodou pohonu pastorku oproti hydraulice je opět v degradaci hydraulické kapaliny. Nevýhodou jsou vyšší pořizovací náklady (pohon se šnekovou převodovkou, výroba ozubení, uložení pohonu atd.). Výsledek analýzy je v (Tab. 7).

Tab. 7) Metoda PATTERN pro výběr pojezdu pohyblivého rámu

Varianta	Relativní technická úroveň $S_x$	Pořadí z technického hlediska
Lineární hydromotor	9,58	2.
Ozubený pastorek a hřeben	13,00	1.

#### 4.2.5 Předepnutí rámu vůči sobě

Výběr mechanismu/komponent pro předepnutí závisí na velikosti předepínací síly. V této práci byla navržena dvě řešení: Nord-tensioner (předepínací matice) a lineární hydromotor. Výhody a nevýhody lineárního hydromotoru jsou uvedeny v podkapitole 4.2.3. Výhodou předepínací matice jsou přenos velkých zatížení a nižší náklady oproti hydraulice. Velkou nevýhodou je nutnost ručního zásahu člověka při odjezdu stojanu. Výsledek analýzy je v (Tab. 8).

Tab. 8) Metoda *PATTERN* pro určení způsobu předepnutí rámu

Varianta	Relativní technická úroveň $S_x$	Pořadí z technického hlediska
Nord-tensioner	10,00	2.
Lineární hydromotor	11,33	1.

### 4.3 Shrnutí vícekritériální analýzy a zahrnutí přání zákazníka

V podkapitole 4.1 byly popsány známé konstrukční varianty profilových rovnaček. S ohledem na zadání a přání zákazníka byla zvolena konstrukce s uzavřeným stojanem. Ta byla v podkapitole 4.2 rozdělena na autorem vybrané konstrukční uzly. Bylo popsáno stávající řešení a navrženo nové (u dalších uzlů i více řešení). Pro zjednodušení a účely práce byla použita obecná kritéria. U nich byla určena hodnota metodou párového srovnávání dle Dobřického. Jednotlivá kritéria, resp. jejich váha, pak vstupovala do bazického srovnání variant – metoda *PATTERN*. U prvního uzlu byla provedena vícekritériální analýza s detailním popisem. U dalších bylo srovnání provedeno bez popisu postupu. Určení vah kritérií a srovnání variant jsou součástí (Příloha 1).

Jako rám stroje budou použity dva svařence, které tvoří jeho celek. Ve vícekritériální analýze má vyšší technickou úroveň než rám litinový. Pro uložení rovnačích hřídele vychází použití ložiska CARB. Pro tuto práci bude však použita varianta se soudečkovými ložisky kvůli údržbě a nákladům na CARB ložisko (téměř dvakrát dražší než soudečkové). Pro přestavení spodních válců bude použit samosvorný mechanismus. Ten bude uložen ve svařencích rámu. Pohon pohyblivého stojanu bude realizován pomocí ozubeného hřebenu a pastorku, který bude přes převodovku poháněn elektromotorem. Předepnutí rámu vůči sobě bude provedeno pomocí lineárních hydromotorů, které pomocí nakloněné roviny (klínu) budou předepínat čepy, které jsou umístěné mezi svařenci rámu.



## 5 ANALÝZA PROBLÉMŮ A CÍLE PRÁCE

### 5.1 Zadané parametry

Návrh zařízení musí proběhnout tak, aby ve výsledku plnilo požadovanou funkci dle zadání – dosáhlo zadaných parametrů, splnilo požadavky potenciálního zákazníka (i ty skryté), byl brán zřetel na vyrobiteľnost (i s minimálními náklady) jednotlivých navrhovaných komponent a kde je to možné byly použity vhodné nakupované komponenty (např. elektromotor, ložiska atd.)

Požadované parametry, které musí navrhované zařízení splnit, aby mohlo pracovat během nepřetržitého provozu, jsou následující:

- Jednoduchý systém výměny rovináčích válců
- Materiál profilů: S235JR dle ČSN EN 10025–1
- Maximální šířka válců  $s_{k\_max} = 1000 \text{ mm}$
- Maximální mez kluzu  $R_e = 300 \text{ MPa}$
- Maximální mez pevnosti  $R_m = 500 \text{ MPa}$
- Rychlost rovnání  $v_r = (1,2 \div 2,5) \text{ ms}^{-1}$
- Maximální délka rovnaných profilů  $D_{p\_max} = 80 \text{ m}$
- Teplota rovnaných profilů  $t_{rp} \sim 100 \text{ }^\circ\text{C}$
- Rozsahy rozměrů průřezu jednotlivých profilů:
  - L 80 až 160 (ČSN EN 10056)
  - I 80 až 300 (ČSN EN 10365)
  - U 80 až 300 (ČSN EN 10279)

Rovnačka je navrhována pro rovnání profilů z konstrukční nelegované oceli S235JR. Největší rozměr průřezu je 300 mm. Teplota, při které dochází k rovnání je cca. 100 °C.

### 5.2 Analýza problémů

Problémy, které je nutné v průběhu navrhování rovnačky profilů zohlednit, jsou následující:

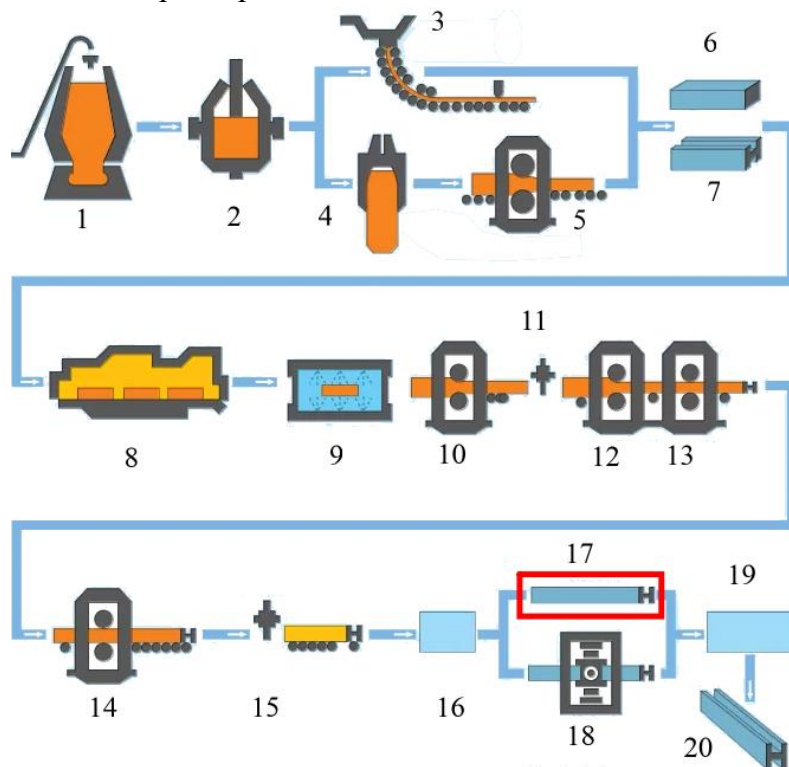
- umístění zařízení v trati
- volba vhodné konstrukce
- volba hlavního pohonu a převodového ústrojí
- volba přestavovacího mechanismu
- zajištění předepnutí
- zajištění výměny kalibrů
- zajištění bezpečnosti

#### 5.2.1 Umístění zařízení v trati

V této podkapitole bude popsáno umístění zařízení ve výrobním závodu, jeho funkce a rozměrové nároky.

Rovnačí stroje se používají k rovnání válcovaného materiálu jako jsou plechy, profily, tyče, trubky atd. Jsou používány ve válcovnách, kde z užitné části odlitého ingotu nebo kontinuálního odlévání je výsledný produkt pravidelný polotovár pro další zpracování v hutní druhovýrobě a ve strojírenství. Ve válcovnách jsou rovnačky používány jako dokončovací stroje. Navazují na podavač, který zajišťuje správnou orientaci a správný počet profilů na vstupu. Po vyrovnání profily chladnou a některé z nich jsou před expedicí podrobeny zkouškám

(rozměrová přesnost, defektoskopie, materiálové složení atd.). Další využití rovnaček je jejich použití k přerovnání materiálu před zpracováním v lisovnách. [3]



Obr. 6) Umístění zařízení ve výrobě [8]; 1) Vysoká pec, 2) konvertor na dmýchání kyslíku, 3) kontinuální odlévání, 4) Ingot, 5) Předválnování, 6) blok/sochor, 7) tvarový předlitek, 8) ohřivací pec, 9) deoxidace povrchu, 10) hrubá válcovací stolice, 11) dělicí zařízení, 12) hrubá válcovací stolice, 13) ohraňovací válcovací stolice, 14) dokončovací válcovací stolice, 15) dělicí zařízení, 16) chladnutí materiálu, 17) válcová rovnačka, 18) rovnací lis, 19) kontrolní stanice. 20) hotový produkt

### 5.2.2 Volba vhodné konstrukce

Volba vhodné konstrukce závisí na všech požadavcích, které musí zařízení splnit, mechanických vlastnostech rovnaného materiálu, jeho požadované funkci a prostředí, ve kterém tuto funkci bude plnit.

Kapitola 4 se věnuje výběru optimálního konstrukčního řešení. Je zde popsáno, jak bylo postupováno při výběru řešení. Zařízení je rozděleno na vybrané konstrukční uzly a je provedena vícekritériální analýza autorem navrnutých řešení.

### 5.2.3 Volba hlavního pohonu a převodového ústrojí

Zákazník požaduje, aby pro pohon navrhované rovnačky byly použity převodovkové motory. Jejich požadovaný výkon a kroutící moment budou určeny na základě zadané rovnací rychlosti, výpočtu deformačního momentu, pasivních odporů a dynamického momentu v následující kapitole. Budou uloženy na pevném rámu a spojeny s rovnacím hřídelem přímo bez použití spojky. Proto bude třeba zajistit, aby příruba pohonu byla připojena k rámu a rovnacímu hřídeli s dostatečnou (co nejvyšší) přesností.

### 5.2.4 Volba přestavovacího mechanismu

Přestavovací mechanismus zajišťuje vertikální přestavení spodních rovnacích válců. Na každý válec budou použity dva. Určující parametry jsou síla a zdvih. Bude použit samosvorný



mechanismus pro zajištění požadované polohy. Jeho umístění je na pevném i pohyblivém rámu a každý má samostatný pohon.

### 5.2.5 Zajištění předepnutí

Je třeba axiálně předepnout všechny rovnací válce. Toto předepnutí bude realizováno pomocí hydraulického mechanismu s uzavřeným hydraulickým obvodem. Tím bude zajištěna správná axiální poloha všech válců vůči sobě.

Dále je třeba zajistit předepnutí rámu vůči sobě. Na rámy působí velké tvářecí síly. Na pevný rám navíc působí klopný moment od převodovkových motorů. Toto předepnutí nahrazuje koncepci rámu z ocelolitin.

### 5.2.6 Zajištění výměny kalibrů

V současné době je třeba se pružně přizpůsobovat požadavkům trhu. V případě rovnáčky to znamená rychlou výměnu rovnacích válců (kalibrů). Výměna bude zajištěna odjetím pohyblivého stojanu do takové vzdálenosti, aby bylo možné vysunout kalibry z rovnacího hřídele a následně je vyměnit za nové (jiného rozměru).

### 5.2.7 Zajištění bezpečnosti

Podle evropské směrnice č. 768/2008/ES musí být výrobky uváděné na trh Společenství v souladu se všemi příslušnými harmonizačními právními předpisy (normami). Pokud zařízení splňuje tyto předpisy, mají ostatní členské státy za to, že je naplněn předpoklad shody se základními požadavky uvedenými v příslušné směrnici, ke které se dané normy vztahují. V tomto případě se jedná o strojní směrnici 2006/42/ES.

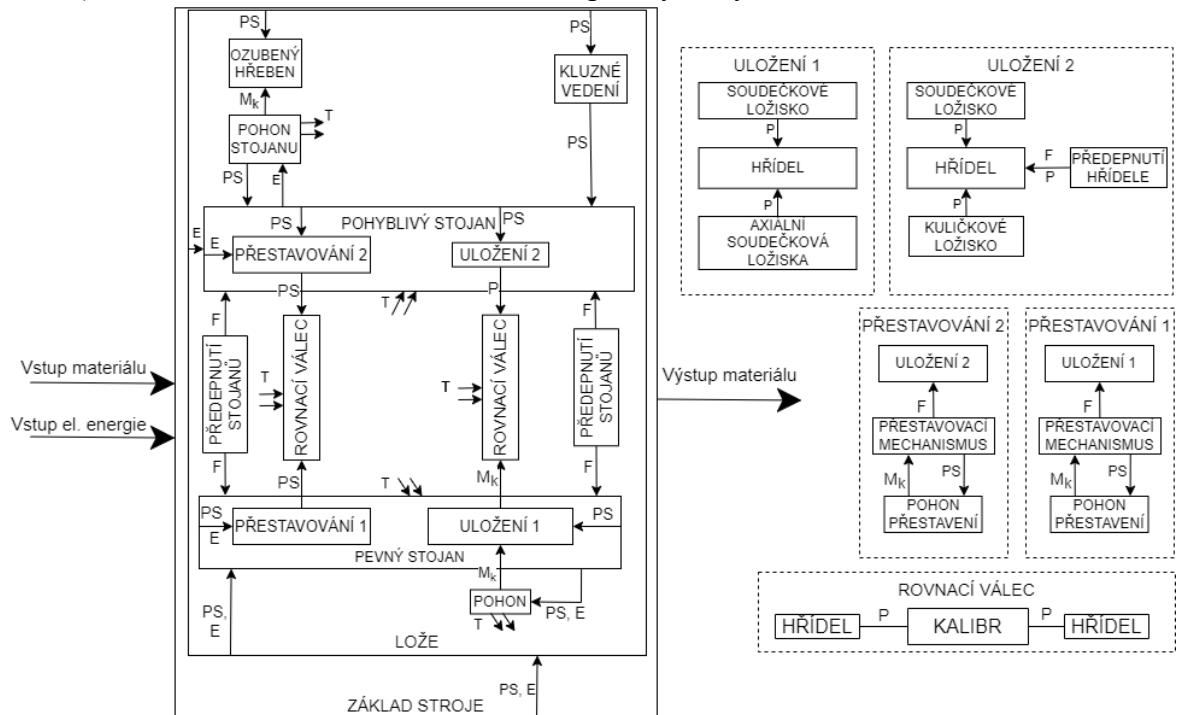
Harmonizovaná norma ČSN EN ISO 12100:2011 specifikuje základní terminologii, zásady a metodologii pro dosažení bezpečnosti při konstrukci strojního zařízení. Specifikuje zásady posouzení a snižování rizika, které pomáhají konstruktérům k dosažení požadované bezpečnosti. Tyto zásady jsou založeny na znalosti a zkušenosti z konstrukce, používání, nehod, úrazů a rizik strojních zařízení. Výše zmíněná bezpečnostní norma se odkazuje na normou IEC 60201-1:2006, která se zabývá všeobecnými požadavky elektronických zařízení strojů. Analýza rizik by měla probíhat paralelně s konstrukcí stroje. V praxi to často nebývá a analýza vznikne až po návrhu stroje a zpravidla není zpracována konstruktérem daného zařízení. V následujícím odstavci bude popsán postup analýzy rizik.

Po zvolení optimální konstrukční varianty je vytvořeno blokové schéma stroje (Obr. 7). Toto schéma rozdělí stroj na jednotlivé komponenty a jejich vzájemné působení. Prvním krokem je identifikace všech nebezpečí dle blokového diagramu. Tento krok určuje umístění jednotlivých komponent ve stroji a typ nebo typy nebezpečí dle ČSN EN ISO 12100:2011 (např. mechanická, tepelná, elektrická atd.), které jednotlivé komponenty způsobují. Dalším krokem je analýza nebezpečí. Ta popisuje nebezpečnou situaci, která vzniká při jednotlivých fázích životního cyklu stroje (např.: doprava, montáž, seřizování, provoz, likvidace atd.). Posledním krokem analýzy a hodnocení rizik je výpis všech identifikovaných nebezpečí. Ten každému nebezpečí přiřazuje identifikační číslo, na které je odkazováno v předchozích dvou krocích. Pro přehlednost a jistotu, že něco nebylo zanedbáno či zapomenuto se všechny tři kroky provedou pro jednu komponentu naráz. Ta se pak pomyslně škrtně z blokového diagramu a analyzuje se další.

Po zanalyzování všech komponent musí být všechna rizika snížena na přijatelnou úroveň. K tomu se používá metoda tří kroků. Je popsána nebezpečná událost a určeno počáteční riziko jako kombinace pravděpodobnosti výskytu a závažnosti úrazu. Prvním krokem je riziko sníženo opatřením zabudovaným v konstrukci stroje. Druhý krok snižuje riziko zabudováním bezpečnostní ochrany (ochranné kryty atd.) a doplňkovým ochranným opatřením (přilba, žáruvzdorné rukavice atp.). Třetí krok poskytuje informaci pro používání stroje. Informace

uvedené při snížení rizik musí být konkrétní, aby nebylo možné si navržená opatření vyložit jiným způsobem.

Výstupem analýzy, hodnocení a snížení rizik je návod ke správnému a bezpečnému používání stroje od jeho návrhu po jeho likvidaci. Návod k navrhovanému stroji ze zadání této diplomové práce by odhadem měl několik set stran a není jejím žádoucím výstupem. V této podkapitole byl nastíněn „správný“ postup. Identifikace všech rizik podle blokového diagramu je součástí (Příloha 6). Dále se zde nachází snížení pěti vybraných rizik.



Obr. 7) Blokový diagram stroje; PS – pasivní polohová vazby; P – polohová vazba; F – síla;  $M_k$  – kroučící moment; E – elektrická energie; T – tepelná energie

### 5.3 Cíle práce

Cílem této práce je navrhnout zařízení na rovnání profilů, jejichž rozměry a materiálové vlastnosti jsou součástí zadání. Postup práce bude následující:

- určení základních zákonitostí rovnání
- výpočet tvářecí síly a deformačního momentu
- návrh kinematického schématu
- návrh hlavního pohonu
- návrh rovnacího ústrojí a jeho uložení
- kontrola hlavního pohonu a ložisek
- návrh přestavovacího mechanismu
- návrh rámu stroje
- návrh koncepce pohonu rámu
- výkresová dokumentace

## 6 NÁVRH ZAŘÍZENÍ

### 6.1 Zadané parametry

Pro tuto práci jsou zadány následující parametry:

- Materiál profilů: S235JR dle ČSN EN 10025–1
- Maximální šířka válců  $s_{k\_max} = 1000 \text{ mm}$
- Maximální mez kluzu  $R_e = 300 \text{ MPa}$
- Maximální mez pevnosti  $R_m = 500 \text{ MPa}$
- Rychlost rovnání  $v_r = (1,2 \div 2,5) \text{ ms}^{-1}$
- Maximální délka rovnaných profilů  $D_{P\_max} = 80 \text{ m}$
- Teplota rovnaných profilů  $t_{rp} \sim 100 \text{ }^\circ\text{C}$
- Rozsahy rozměrů průřezu jednotlivých profilů:
  - L 80 až 160 (ČSN EN 10056)
  - I 80 až 300 (ČSN EN 10365)
  - U 80 až 300 (ČSN EN 10279)

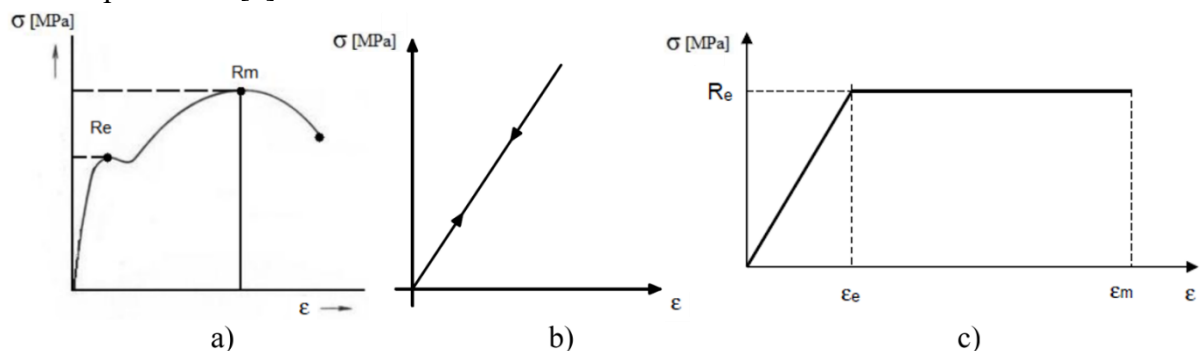
### 6.2 Základní zákonitosti rovnání

Pochopení zákonitostí a procesů, které probíhají v materiálu v průběhu rovnání je základem pro výpočet pevnosti rovnacích válců, parametrů pohonu atd.

Pro oceli má tahový diagram tvar dle (Obr. 8–a). Při pružné deformaci se těleso po zatížení zdeformuje a po odlehčení se vrátí do své původní (nezatížené) polohy – nezmění své původní rozměry ani tvar – v ideálním případě (nejsou v materiálu vady, vnitřní napětí atd.). Pro pružnou deformaci platí pro oceli Hookův zákon – závislost napětí na deformaci materiálu je lineární (Obr. 8–b). [9]

Pružně plastická deformace vzniká v tělese při jeho zatěžování z výchozího do konečného stavu a odlehčení do výchozího stavu za vzniku trvalé (plastické) deformace – těleso je v pružně plastickém stavu. Fyzikální vztahy pružně plastického materiálu jsou obecně značně složité, proto i řešení napjatosti a deformace těles v pružně plastickém stavu je oproti stavu elastickému obtížnější. Obecné vlastnosti těles v pružně plastickém stavu jsou následující:

- Závislost mezi zatížením, napjatostí a deformací je vždy nelineární – neplatí princip superpozice.
- Napjatost a deformace v daném okamžiku je závislá na celé historii pružně plastického zatěžování.
- Pružně plastický stav materiálu nastává až po překročení mezního stavu pružnosti. [9]



Obr. 8) Tahový diagram oceli [10]; Hookův zákon [9]; Trhací diagram [11]

Vzhledem k výpočtové náročnosti je volen výpočtový model pro ideálně pružně plastický materiál, pro který platí nebo se předpokládá:

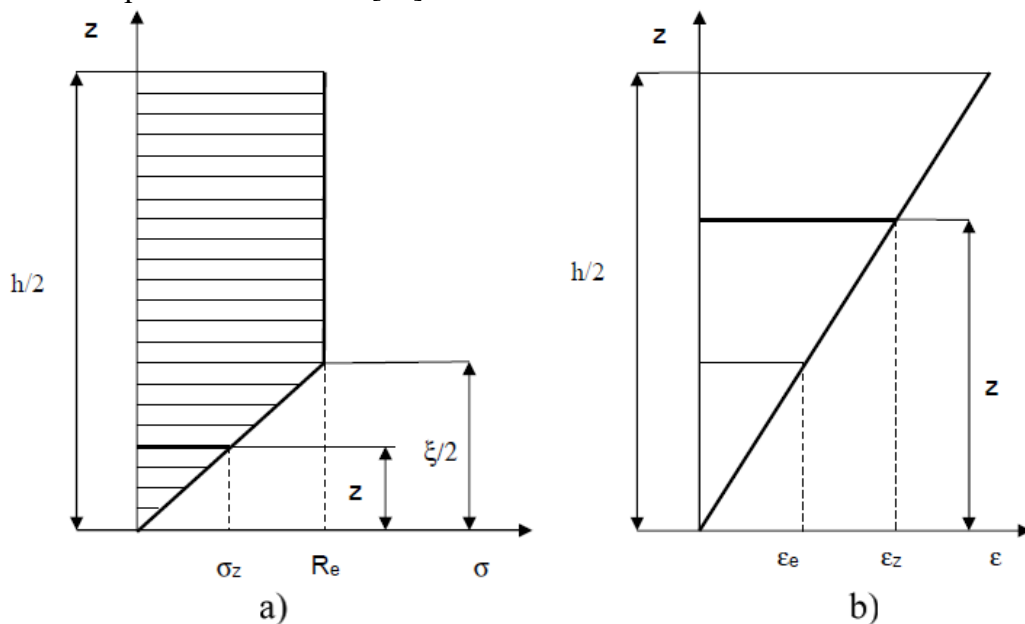
- Nad mezí kluzu je napětí konstantní a má velikost meze kluzu (Obr. 8–c)
- Pás je bez vnitřních napětí
- Zanedbání vlivu setrvačných sil
- Platí zákon o odlehčování
- Působí základní ohyb (pouze jedna složka VVÚ je nenulová – ohybový moment)
- Zanedbání vlivu smykových napětí (řezy zůstanou rovinné)
- Zanedbání vlivu tahu [9] [11]

Namáhání rovnacího materiálu (plechů, profilů, tyčí, trubek atd.) nad mez kluzu lze dosáhnout několika způsoby, které charakterizují různé systémy rovnání. V tomto případě rovnací materiál prochází přes řadu mezi sebou přesazených válců. Průchodem je postupně pružně plasticky ohýbán v obou směrech, nejprve intenzivně, postupně méně až nakonec vychází vyrovnací. [3]

Aby nedošlo ke vzniku trhlin, nesmí namáhací napětí překročit mez pevnosti v ohybu. Nutnou podmínkou, která musí být splněna, aby došlo k rovnání materiálu je, že skutečné poměrné prodloužení musí být větší než poměrné prodloužení na mez kluzu – materiál je v pružně plastickém stavu. Při dodržení této podmínky vzniknou v příčném průřezu dvě oblasti – pružná a plastická (Obr. 9). Tyto dvě oblasti se nacházejí nad neutrální osou. Pod neutrální osou jsou totožné oblasti, avšak s opačným znaménkem (souměrné podle počátku souřadného systému). Poměr těchto oblastí vyjadřuje stupeň zplastizování materiálu, který se označuje jako koeficient pružné zóny  $\varphi$ . [10] [11]

$$\varphi = \frac{\xi}{h} [-] \quad (5)$$

V praxi se velikost koeficientu pružné zóny volí z intervalu  $\varphi \in (0,1 \div 1)$ . Tento koeficient závisí na průhybu rovnacího materiálu u každého válce. Dále se bude měnit podle rozměru příčného průřezu materiálu. Koeficient  $\varphi$  bude zvolen ke každému typu profilu zvlášť podle zkušeností z provozu rovnaček. [11]



Obr. 9) Rozložení napětí – a), rozložení deformací – b) nad neutrální osou v ideálně pružně plastickém tvářeném materiálu [11]

### 6.3 Průběh napětí, momentů, sil a určení teoretického výkonu pohonu

Pro výpočet napětí, momentů a sil rovnaného profilu podle předpokladů předchozí podkapitoly (6.2) se dále předpokládá:

- Mez kluzu v tlaku je stejná jako v tahu
- Zanedbání Bauschingerova efektu
- neutrální osa prochází těžištěm příčného průřezu

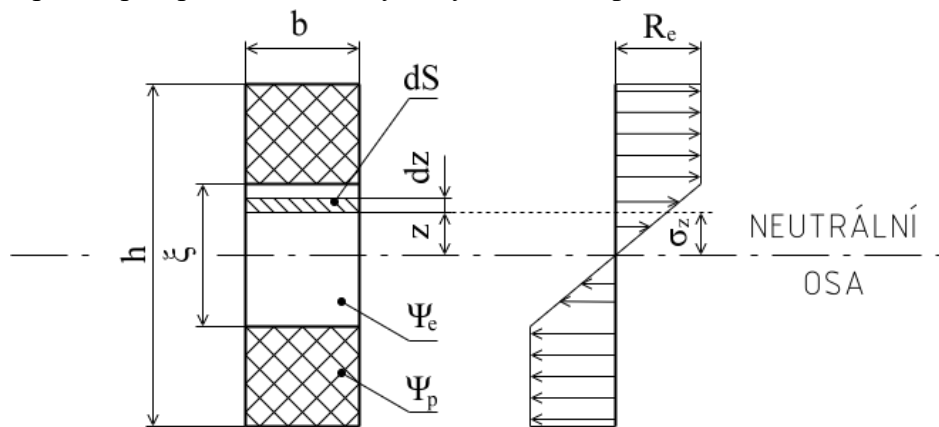
Předpoklad rovnosti meze kluzu v tahu a tlaku určuje, že průběh napětí a deformace je stejný nad i pod neutrální osou, která prochází těžištěm. Odlišuje se pouze znaménkem, aby výsledný součet momentů vzhledem k neutrální ose byl roven nule (Zákon zachování energie). Závislost plastické deformace kovů podle Bauschingerova efektu závisí na aktuálním stavu napjatosti a na deformační historii. To se může projevit odlišnou velikostí meze kluzu v tahu a tlaku. [10] [11] [12]

#### 6.3.1 Výpočet pružně plastického ohybového momentu

Pružně plastický stav nastane, pokud velikost ohybového momentu působícího na rovnaný materiál bude větší než ohybový moment meze kluzu materiálu. Následně v příčném průřezu  $\Psi$  vzniknou dvě oblasti:

- Oblast pružná  $\Psi_e$
- Oblast zplastizovaná  $\Psi_p$

V pružné oblasti platí Hookův zákon a napětí lineárně roste od neutrální osy (Obr. 10) až do hodnoty meze kluzu. Po dosažení hodnoty napětí na mez kluzu je jeho hodnota konstantní. Velikost pružně plastického ohybového momentu  $M_{oep}$  odpovídá síle, která vzniká na elementu plochy  $dS$ . Na tuto plochu působí napětí  $\sigma_z$  a je vzdálen od neutrální osy o souřadnici  $z$ . V pružné oblasti platí, že  $z \in \left(-\frac{\xi}{2}; \frac{\xi}{2}\right)$  a ve zplastizované oblasti  $z \in \left(-\frac{h}{2}; -\frac{\xi}{2}\right) \cup \left(\frac{\xi}{2}; \frac{h}{2}\right)$ . Toto platí pouze za splnění předpokladů uvedených výše v této kapitole. [11]



Obr. 10) Pružně plastické namáhání elementu profilu o šířce  $b$  a výšce  $h$  [11]

Obecně platí, že:

$$\vec{M} = \vec{F} \times \vec{r} \text{ [Nm]} \quad (6)$$

Hookův zákon:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \text{ [Pa]} \quad (7)$$

Vyjádření elementární plochy:

$$dS = b \cdot dz \text{ [m}^2\text{]} \quad (8)$$

Funkční závislost napětí v pružné zóně:

$$\sigma_z = \frac{R_e \cdot z}{\xi} [MPa] \quad (9)$$

Funkční závislost prodloužení v pružné zóně:

$$\varepsilon_z = \frac{\varepsilon_k \cdot z}{\xi} = \frac{R_e \cdot z}{E \cdot \xi} [mm] \quad (10)$$

V tomto případě jsou pro element pružně plastického momentu síla a rameno navzájem kolmé. Rameno síly reprezentuje dle (Obr. 10) souřadnice  $z$ , za sílu je dosazen součin napětí a element plochy  $dS$ :

$$dM_{oep} = \sigma_z \cdot dS \cdot z = \sigma_z \cdot b \cdot dz \cdot z \quad (11)$$

Celkový pružně plastický moment je dán součtem (integrací) elementů  $dM_{oep}$ . Vzhledem k tomu, že napětí od neutrální osy roste, resp. klesá, až do hodnoty meze kluzu a průběh napětí je symetrický, lze integrál po dosazení  $z$  rovnic (8), (9) napsat v následujícím tvaru:

$$\begin{aligned} M_{oep} &= 2 \cdot \int_0^{\frac{\xi}{2}} \sigma_z \cdot b \cdot z \cdot dz + 2 \cdot \int_0^{\frac{h}{2}} R_e \cdot b \cdot z \cdot dz \\ &= 2 \cdot \int_0^{\frac{\xi}{2}} \frac{2 \cdot R_e \cdot z}{\xi} \cdot b \cdot z \cdot dz + 2 \cdot \int_0^{\frac{h}{2}} R_e \cdot b \cdot z \cdot dz \\ &= 2 \cdot R_e \cdot b \cdot \left( \frac{2}{\xi} \cdot \left[ \frac{z^3}{3} \right]_0^{\frac{\xi}{2}} + \left[ \frac{z^2}{2} \right]_{\frac{\xi}{2}}^{\frac{h}{2}} \right) \\ &= 2 \cdot R_e \cdot b \cdot \left[ \frac{2}{\xi} \cdot \frac{\xi^3}{24} + \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{h^2}{4} - \frac{\xi^2}{4} \right) \right] \\ &= 2 \cdot R_e \cdot b \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{h^2}{4} \cdot \left( \frac{16 \cdot \xi^2}{24 \cdot h^2} + 1 - \frac{\xi^2}{h^2} \right) \\ &= \frac{1}{4} \cdot b \cdot h^2 \cdot R_e \cdot \left( 1 - \frac{1}{3} \cdot \varphi^2 \right) [Nm] \end{aligned} \quad (12)$$

Modul průřezu v plastickém stavu pro obdélník:

$$W_{op} = \frac{1}{4} \cdot b \cdot h^2 [mm^3] \quad (13)$$

Dosazením z rovnice (13) do vztahu (12) je dán vzorec pro výpočet pružně plastického momentu pro všechny profily:

$$M_{oep} = W_{op} \cdot R_e \cdot \left( 1 - \frac{1}{3} \cdot \varphi^2 \right) [Nm] \quad (14)$$

Rovnice (5) až (14) dle [11], kde:

$\xi$	[m]	velikost pružné zóny
$h$	[m]	velikost plastické zóny
$\vec{M}$	[Nm]	moment síly
$\vec{F}$	[N]	síla na rameni $\vec{r}$
$\vec{r}$	[m]	rameno síly $\vec{F}$
$dS$	[m <sup>2</sup> ]	element plochy
$b$	[m]	šířka elementu plochy
$dz$	[m]	výška elementu plochy

$\sigma$	[Pa]	napětí
$E$	[Pa]	modul pružnosti v tahu
$\varepsilon$	[-]	poměrné prodloužení
$\varepsilon_k$	[-]	poměrné prodloužení na mezi kluzu
$\sigma_z$	[Pa]	funkce napětí v pružné zóně
$R_e$	[Pa]	mez kluzu materiálu
$M_{oep}$	[Nm]	pružně plastický moment
$W_{op}$	[m <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v plastickém stavu ohybu
$z$	[m]	vzdálenost od neutrální osy

### 6.3.2 Určení velikosti sil na rovnacích válcích (kalibrech)

V místě dotyku rovnaného materiálu s kalibry je materiál nejvíce ohýbán – působí na něj reakční síla, resp. síly. Při silovém výpočtu se předpokládá „ideální nastavení“ rovnačky. Tj. osy všech kalibrů jsou vzájemně rovnoběžné a mají mezi sebou stejnou vzdálenost. Dále jsou splněny podmínky z podkapitoly (6.2). Za předpokladu, že v materiálu v průběhu rovnání působí nejvyšší napětí, jehož hodnota je shodná s mezí kluzu, lze konstatovat, že nejvyšší ohybový moment působící na materiál je roven pružně plastickému momentu podle vztahu (14). Velikost reakčních sil lze určit i bez rovnice průhybové čáry pomocí logické úvahy popsané podle (Obr. 11): V místě vstupu, resp. výstupu materiálu (odpovídá působišti sil  $F_1$  a  $F_9$ ) je nulový ohybový moment (dále jen moment). V tomto místě moment začíná, resp. končí a s působící silou roste, resp. klesá. Dále musí změnit znaménko svojí první derivace v místě působišti síly, protože zde je jeho maximální, resp. minimální hodnota – dál nemůže růst, resp. klesat (odpovídá působišti sil  $F_2$  až  $F_8$ ). Poslední válec (odpovídá působišti síly  $F_{10}$ ) je zde na přání zákazníka a pomáhá k usměrnění a podpoře toku materiálu. Působí na něj pouze valivý odpor materiálu. Standardně se používá lichý počet válců. Podle výše zmíněné úvahy a podmínek statické rovnováhy lze pro velikosti sil odvodit následující vztahy:

Předpoklad velikosti (maximálního) ohybového momentu v místě působišti sil:

$$|M_o| = \pm M_{oep} \text{ [Nm]} \quad (15)$$

Momentová rovnice v místě působišti síly  $F_2$ :

$$M_o = F_1 \cdot \frac{t}{2} \rightarrow F_1 = \frac{2 \cdot M_o}{t} = \frac{2 \cdot M_{oep}}{t} \text{ [N]} \quad (16)$$

Momentová rovnice v místě působišti síly  $F_3$ , za  $M_o$  se dosadí ze vztahu (16):

$$-M_o = F_1 \cdot t - F_2 \cdot \frac{t}{2} \rightarrow F_2 = F_1 \cdot t \cdot \frac{2}{t} + M_o \cdot \frac{2}{t} = 2 \cdot F_1 + \frac{2 \cdot F_1 \cdot t}{t \cdot 2} = 3 \cdot F_1 \text{ [N]} \quad (17)$$

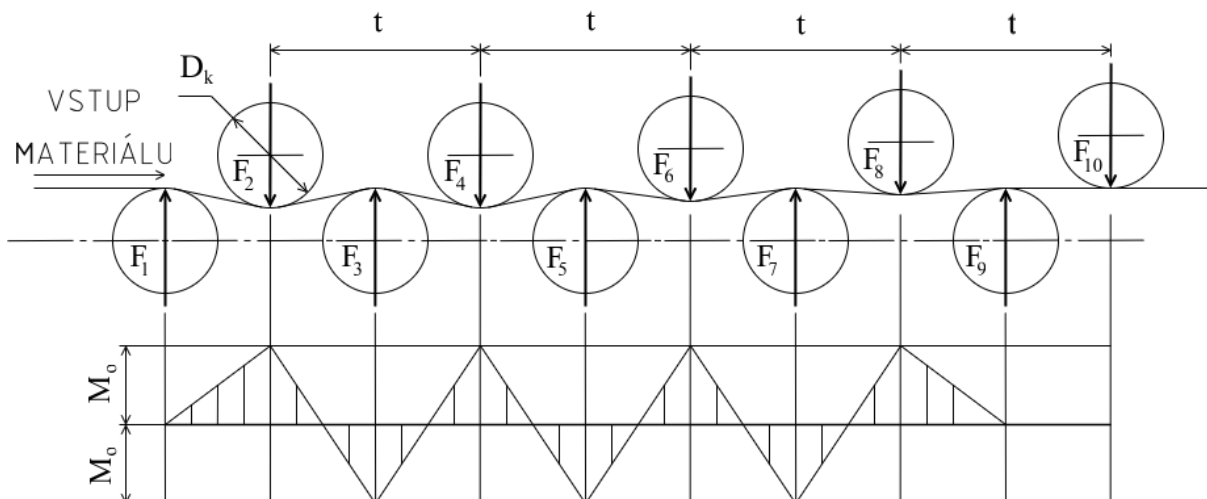
Momentová rovnice v místě působišti síly  $F_4$ , za  $M_o$  se dosadí ze vztahu (16), za  $F_2$  ze vztahu (17):

$$\begin{aligned} M_o &= F_1 \cdot \frac{3 \cdot t}{2} - F_2 \cdot t + F_3 \cdot \frac{t}{2} \rightarrow F_3 = -F_1 \cdot \frac{3 \cdot t}{2} \cdot \frac{2}{t} + F_2 \cdot t \cdot \frac{2}{t} + M_o \cdot \frac{2}{t} \\ &= -3 \cdot F_1 + 2 \cdot F_2 + F_1 \cdot \frac{t}{2} \cdot \frac{2}{t} = 2 \cdot 3 \cdot F_1 - 2 \cdot F_1 = 4 \cdot F_1 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (18)$$

Rovnice (15) až (18) dle [9] [10] [11], kde:

$F_n$	[N]	reakční síla na jednotlivých kalibrech, kde $n \in \langle 1; 9 \rangle$
$t$	[m]	rozteč válců
$M_o$	[Nm]	ohybový moment působící na rovnaný profil

Podle průběhu ohybového momentu, který je znázorněn na (Obr. 11), platí pro zbývající velikosti sil následující pravidla: Velikost sil  $F_1$  a  $F_9$  je stejná a vypočítá se podle vztahu (16). Velikost sil  $F_2$  a  $F_8$  je stejná a platí vztah (17). Velikost sil  $F_3$  až  $F_7$  je stejná a platí vztah (18).



Obr. 11) Průběh ohybového momentu při rovnání

### 6.3.3 Výpočet výkonu potřebného k rovnání

Aby nastalo požadované rovnání, je třeba na každý rovnací válec (kalibr) přivést energii. Tato energie se skládá ze dvou částí. Jedna způsobuje vnitřní napětí, které zůstává ve vyrovnaném profilu. Druhá je potřeba k uskutečnění plastické deformace a následně se přemění v teplo. Tato energie se rovná práci v tahovém diagramu odpovídající součtu plochy pod křivkou podle (Obr. 8–c). [11]

Měrná energie pro pružný stav, kde platí, že  $\varepsilon \leq \varepsilon_k$ , dosazeno ze vztahu (7):

$$E_{jpr} = \int_0^{\varepsilon} \sigma \cdot d\varepsilon = \int_0^{\varepsilon} E \cdot \varepsilon \cdot d\varepsilon = \frac{E \cdot \varepsilon^2}{2} \quad [Jm^{-3}] \quad (19)$$

Měrná energie pro plastický stav, kde platí, že  $\varepsilon \geq \varepsilon_k$ . Dále je třeba si uvědomit, že pro oblast v plastického stavu musí být nejprve dosaženo meze kluzu. Teprve potom dochází k protažení při konstantním napětí o velikosti  $R_e$  (neuvažuje se zpevnění):

$$E_{jpl} = \int_0^{\varepsilon} \sigma \cdot d\varepsilon = \int_0^{\varepsilon_k} \sigma \cdot d\varepsilon + \int_{\varepsilon_k}^{\varepsilon} R_e \cdot d\varepsilon = \frac{E \cdot \varepsilon_k^2}{2} + R_e \cdot (\varepsilon - \varepsilon_k) \quad [Jm^{-3}] \quad (20)$$

Měrné energie z rovnic (19) a (20) jsou pro elementární objem, jehož vztah dle (Obr. 10) lze vyjádřit následovně:

$$dV = db \cdot dl \cdot dz \quad [m^3] \quad (21)$$

Pak v tomto elementárním objemu bude celková energie napjatosti po složení vztahů (19), (20) a (21):

$$dE_n = dV \cdot (E_{jpr} + E_{jpl}) \quad [J] \quad (22)$$

Potřebný výkon pro deformaci odpovídá deformační energii („práci“ potřebnou pro vykonání deformace) za čas. Po dosazení ze vztahů (21) a (22) je výkon následující:

$$\begin{aligned} dN &= \frac{dE_n}{dt} = \frac{dV}{dt} \cdot (E_{jpr} + E_{jpl}) = \frac{db \cdot dl \cdot dz}{dt} \cdot (E_{jpr} + E_{jpl}) \\ &= db \cdot v_r \cdot (E_{jpr} + E_{jpl}) \cdot dz \quad [W] \end{aligned} \quad (23)$$



Kde délku rovnacího plechu  $dl$  a čas  $dt$  lze nahradit jako rychlost materiálu, který prochází rovnačkou za tento čas:

$$v_r = \frac{dl}{dt} [ms^{-1}] \quad (24)$$

Pro výpočet výkonu v pružném stavu je dosazeno ze vztahů (5), (9) a (19) do vztahu (23):

$$\begin{aligned} N_{de} &= \iint_{\xi_0} v_r \cdot \frac{E \cdot \varepsilon^2}{2} \cdot db \cdot dz = v_r \cdot \iint_{\xi_0} \left( \frac{R_e^2 \cdot z^2}{2 \cdot E \cdot \xi^2} \right) \cdot db \cdot dz \\ &= \frac{v_r \cdot R_e^2}{2 \cdot E \cdot \xi^2} \cdot \iint_{\xi_0} z^2 \cdot db \cdot dz [W] \end{aligned} \quad (25)$$

Pro výpočet výkonu v plastickém stavu je dosazeno ze vztahu (5), za  $\varepsilon$  a  $\varepsilon_k$  ze vztahu (9) a (10) za předpokladu, že řezy zůstanou rovinné, do vztahu (23):

$$\begin{aligned} N_{dp} &= \iint_M v_r \cdot \left[ \frac{E \cdot \varepsilon_k^2}{2} + R_e \cdot (\varepsilon - \varepsilon_k) \right] \cdot db \cdot dz \\ &= v_r \cdot \iint_M \left[ \frac{R_e^2}{2 \cdot E} + R_e \cdot \left( \frac{z \cdot R_e}{E \cdot \xi} - \frac{R_e}{E} \right) \right] \cdot db \cdot dz \\ &= \frac{v_r \cdot R_e^2}{E} \cdot \iint_M \left[ \frac{1}{2} + \frac{z}{\xi} - 1 \right] \cdot dz = \frac{v_r \cdot R_e^2}{E} \cdot \iint_M \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot db \cdot dz [W] \end{aligned} \quad (26)$$

Rovnice (19) až (26), podle [9] a [11], kde platí:

$\xi$	[m]	velikost pružné zóny
$h$	[m]	velikost plastické zóny
$db$	[m]	šířka elementu plochy
$dz$	[m]	výška elementu plochy
$E$	[Pa]	modul pružnosti v tahu
$\varepsilon, d\varepsilon$	[-]	poměrné prodloužení
$\varepsilon_k$	[-]	poměrné prodloužení na mezi kluzu
$\sigma_z$	[Pa]	funkce napětí v pružné zóně
$R_e$	[Pa]	mez kluzu materiálu
$dN$	[W]	deformační výkon
$N_{de}$	[W]	deformační výkon v pružném stavu
$N_{dp}$	[W]	deformační výkon v plastickém stavu
$z$	[m]	vzdálenost od neutrální osy
$dl$	[m]	elementární délka tvářeného materiálu
$dV$	[m <sup>3</sup> ]	elementární objem tvářeného materiálu
$E_n$	[Jm <sup>-3</sup> ]	energie napjatosti v elementárním objemu tvářeného materiálu
$v_r$	[ms <sup>-1</sup> ]	rychlost tvářeného materiálu
$\xi_0$	[m <sup>2</sup> ]	pružná oblast
$M$	[m <sup>2</sup> ]	plastická oblast

### 6.3.4 Výpočet deformačního momentu

V podkapitole (6.3.3) byl odvozen vztah pro výkon (nikoli příkon), který musí být přiveden na každý rovnací válec, aby došlo k rovnání. V této podkapitole bude celkový výkon přepočítán na deformační moment, který je nutno přivést na rovnací válec. Tento deformační moment je počítán bez ztrát (uložení válců, ložisek, převodovky, motoru atd.). Ztráty budou vypočteny v následujících podkapitolách při návrhu pohonu a uložení jednotlivých komponent. Pohon bude následně dimenzován tak, aby ztráty pokryl a přivedl požadovaný deformační moment.

Podle známého vztahu z mechaniky těles platí pro výkon translačního a rotačního pohybu následující vztah:

$$P = F \cdot v = M \cdot \omega [W] \quad (27)$$

Výsledný vztah pro výpočet deformačního momentu v pružném stavu pak odpovídá vyjádření momentu ze vztahu (27), za výkon je dosazen pružný deformační výkon podle (25) a úhlová rychlost je přepočtena pomocí rychlosti ze vztahu (24) na poloměru rovnacího válce:

$$\begin{aligned} M_{de} &= \frac{N_{de}}{\omega} = \frac{N_{de}}{\frac{v_r}{\frac{D_k}{2}}} = \frac{N_{de} \cdot D_k}{2 \cdot v_r} = \frac{D_k}{2 \cdot v_r} \cdot \frac{v_r \cdot R_e^2}{2 \cdot E \cdot \xi^2} \cdot \iint_{\xi} z^2 \cdot db \cdot dz \\ &= \frac{R_e^2 \cdot D_k}{4 \cdot E \cdot \xi^2} \cdot \iint_{\xi_0} z^2 \cdot db \cdot dz [Nm] \end{aligned} \quad (28)$$

Vztah pro deformační moment v plastickém stavu se vypočítá stejně jako moment dle rovnice (28), za výkon je zde dosazen plastický deformační výkon (26):

$$\begin{aligned} M_{dp} &= \frac{N_{dp} \cdot D_k}{2 \cdot v_r} = \frac{D_k}{2 \cdot v_r} \cdot \frac{v_r \cdot R_e^2}{E} \cdot \iint_M \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot db \cdot dz \\ &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot \iint_{M_n} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot db \cdot dz [Nm] \end{aligned} \quad (29)$$

Rovnice (27) až (29), podle [9] a [11], kde platí:

$D_k$	[m]	průměr rovnacího válce
$M_{de}$	[Nm]	deformační moment v pružném stavu
$M_{dp}$	[Nm]	deformační moment v plastickém stavu
$F$	[N]	obecná síla
$v_r$	[ms <sup>-1</sup> ]	rychlost tvářeného materiálu
$h$	[m]	velikost plastické zóny
$db$	[m]	šířka elementu plochy
$R_e$	[Pa]	mez kluzu materiálu
$E$	[Pa]	modul pružnosti v tahu
$dz$	[m]	výška elementu plochy
$\xi_0$	[m <sup>2</sup> ]	pružná oblast
$M_n$	[m <sup>2</sup> ]	plastická oblast

### 6.3.5 Výpočet deformačního momentu U–profilu

V podkapitole (0) je odvozen výpočet deformačního momentu. Tento moment pro jednotlivé profily vychází ze vztahu pro výkon pružné (25) a plastické (26) částí. Profily budou zjednodušeny (odstranění rádiusů atp.) a rozděleny na jednotlivé části obdélníkového tvaru a výsledný deformační moment bude roven součtu dílčích momentů.

Deformační moment v pružném stavu odpovídá (pružné) oblasti 4 (Obr. 12). Podle této oblasti budou určeny integrační meze a následně dosazeny do vztahu (28). Pokud se integruje např. přes celou pružnou oblast, je integrováno od nuly do odpovídající hodnoty meze a integrál se násobí dvěma. To platí pro všechny další oblasti symetrické podle neutrální osy:

$$\begin{aligned}
 M_{deU} &= \frac{R_e^2 \cdot D_k}{4 \cdot E \cdot \xi^2} \cdot \iint_{\xi_0} z^2 \cdot db \cdot dz \\
 &= \frac{R_e^2 \cdot D_k}{4 \cdot E \cdot \xi^2} \cdot 2 \cdot \int_0^{t_w} db \cdot 2 \cdot \int_0^{\frac{\xi}{2}} z^2 \cdot dz = \frac{R_e^2 \cdot D_k}{E \cdot \xi^2} \cdot t_w \cdot \left[ \frac{z^3}{3} \right]_0^{\frac{\xi}{2}} \\
 &= \frac{R_e^2 \cdot D_k}{E \cdot \xi^2} \cdot t_w \cdot \frac{\xi^3}{3 \cdot 8} = \frac{R_e^2 \cdot D_k \cdot t_w \cdot \xi}{24 \cdot E} = \frac{R_e^2 \cdot D_k \cdot t_w \cdot \varphi \cdot H}{24 \cdot E} [Nm]
 \end{aligned} \tag{30}$$

Deformační momenty v plastickém stavu jsou získány dosazením do vztahu (29). Pro každou oblast 1 až 3 podle (Obr. 12) jsou určeny integrační meze. Pokud se nějaká oblast vyskytuje vícekrát, (např. 1), je integrál vynásoben počtem odpovídajících oblastí:

$$\begin{aligned}
 M_{dpU1} &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot \iint_{M_1} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot db \cdot dz = \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot 2 \cdot \int_0^{t_w} db \cdot \int_{\frac{\xi}{2}}^{H-y_s} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot dz \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot t_w}{E} \cdot \left[ \frac{z^2}{2 \cdot \xi} - \frac{z}{2} \right]_{\frac{\xi}{2}}^{H-y_s} \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot t_w}{E} \cdot \left[ \frac{(H-y_s)^2}{2 \cdot \xi} - \frac{H-y_s}{2} - \frac{\xi^2}{2 \cdot 4 \cdot \xi} + \frac{\xi}{4} \right] \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot t_w}{E} \cdot \left[ \frac{(H-y_s)^2}{\varphi \cdot H} - \frac{H-y_s}{2} + \frac{\varphi \cdot H}{8} \right] [Nm]
 \end{aligned} \tag{31}$$

$$\begin{aligned}
 M_{dpU2} &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot \iint_{M_2} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot db \cdot dz = \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot 2 \cdot \int_0^{t_w} db \cdot \int_{\frac{\xi}{2}}^{y_s} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot dz \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot t_w}{E} \cdot \left[ \frac{z^2}{2 \cdot \xi} - \frac{z}{2} \right]_{\frac{\xi}{2}}^{y_s} \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot t_w}{E} \cdot \left( \frac{y_s^2}{2 \cdot \xi} - \frac{y_s}{2} - \frac{\xi^2}{2 \cdot 4 \cdot \xi} + \frac{\xi}{4} \right) \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot t_w}{E} \cdot \left( \frac{y_s^2}{2 \cdot \varphi \cdot H} - \frac{y_s}{2} + \frac{\varphi \cdot H}{8} \right) [Nm]
 \end{aligned} \tag{32}$$

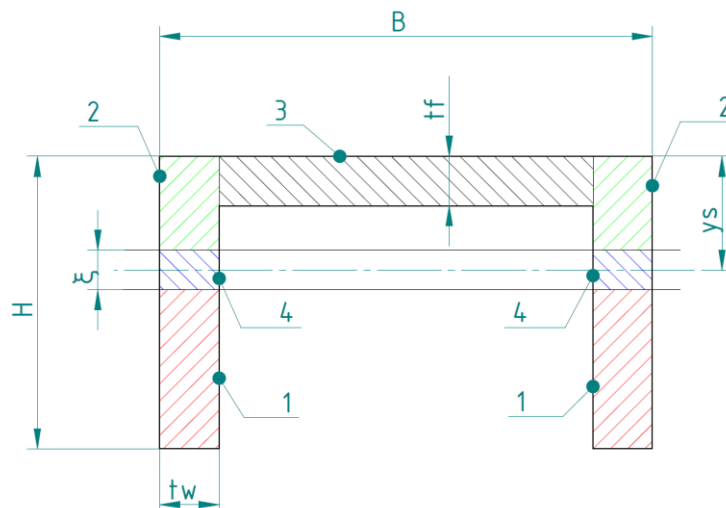
$$\begin{aligned}
 M_{dpU3} &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot \iint_{M_3} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot db \cdot dz = \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot \int_0^{B-2 \cdot t_w} db \cdot \int_{y_s-t_f}^{y_s} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot dz \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot (B - 2 \cdot t_w)}{2 \cdot E} \cdot \left[ \frac{z^2}{2 \cdot \xi} - \frac{z}{2} \right]_{y_s-t_f}^{y_s} \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot (B - 2 \cdot t_w)}{2 \cdot E} \cdot \left[ \frac{y_s^2}{2 \cdot \xi} - \frac{y_s}{2} - \frac{(y_s - t_f)^2}{2 \cdot \xi} + \frac{y_s - t_f}{2} \right] \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot (B - 2 \cdot t_w)}{4 \cdot E} \cdot \left( \frac{2 \cdot y_s \cdot t_f - t_f^2}{\varphi \cdot H} - t_f \right) [Nm]
 \end{aligned} \tag{33}$$

Celkový deformační moment je roven součtu dílčích momentů ze vztahu (30) až (33):

$$\begin{aligned}
 M_{dU} &= M_{dpU1} + M_{dpU2} + M_{dpU3} + M_{deU} \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot t_w}{E} \cdot \left[ \frac{(H - y_s)^2}{2 \cdot \varphi \cdot H} - \frac{H - y_s}{2} + \frac{\varphi \cdot H}{8} \right] + \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot t_w}{E} \\
 &\quad \cdot \left( \frac{y_s^2}{2 \cdot \varphi \cdot H} - \frac{y_s}{2} + \frac{\varphi \cdot H}{8} \right) + \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot (B - 2 \cdot t_w)}{4 \cdot E} \\
 &\quad \cdot \left( \frac{2 \cdot y_s \cdot t_f - t_f^2}{\xi} - t_f \right) + \frac{R_e^2 \cdot D_k \cdot t_w \cdot \varphi \cdot H}{24 \cdot E} \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot \left[ t_w \cdot \left( \frac{H - 2 \cdot H \cdot y_s + 2 \cdot y_s^2}{\varphi \cdot H} - H + \frac{7 \cdot \varphi \cdot H}{12} \right) \right. \\
 &\quad \left. + \left( \frac{B - 2 \cdot t_w}{2} \right) \cdot \left( \frac{2 \cdot y_s \cdot t_f - t_f^2}{\varphi \cdot H} - t_f \right) \right] [Nm]
 \end{aligned} \tag{34}$$

Rovnice (30) až (34), kde platí:

$D_k$	[m]	průměr rovnacího válce
$db$	[m]	šířka elementu plochy
$R_e$	[Pa]	mez kluzu materiálu
$E$	[Pa]	modul pružnosti v tahu
$dz$	[m]	výška elementu plochy
$\xi_0$	[m <sup>2</sup> ]	pružná oblast
$M_{1,2,3}$	[m <sup>2</sup> ]	plastické oblasti
$dz$	[m]	výška elementu plochy
$H$	[m]	výška U–profilu
$B$	[m]	šířka U–profilu
$y_s$	[m]	poloha neutrální osy
$t_w$	[m]	výška stojiny U–profilu
$t_f$	[m]	výška příruby U–profilu
$\xi$	[m]	velikost pružné zóny



Obr. 12) Rozdělení U–profilu na obdélníkové části

### 6.3.6 Výpočet deformačního momentu I–profilu

Postup výpočtu pro I–profil je identický s výpočtem U–profilu. Odlišuje se pouze rozdělením na obdélníkové části a integračními mezemi. U výpočtu bude uveden vztah pro každou z částí a výsledný deformační moment.

Deformační moment v pružném stavu odpovídá (pružné) oblasti 3 (Obr. 13). Podle této oblasti budou určeny integrační meze a následně dosazeny do vztahu (28):

$$\begin{aligned}
 M_{del} &= \frac{R_e^2 \cdot D_k}{4 \cdot E \cdot \xi^2} \cdot \iint z^2 \cdot db \cdot dz = \frac{R_e^2 \cdot D_k}{4 \cdot E \cdot \xi^2} \cdot \int_0^B db \cdot 2 \cdot \int_0^{\xi} z^2 \cdot dz = \dots \\
 &= \frac{R_e^2 \cdot D_k \cdot B \cdot \xi}{48 \cdot E} \text{ [Nm]}
 \end{aligned} \tag{35}$$

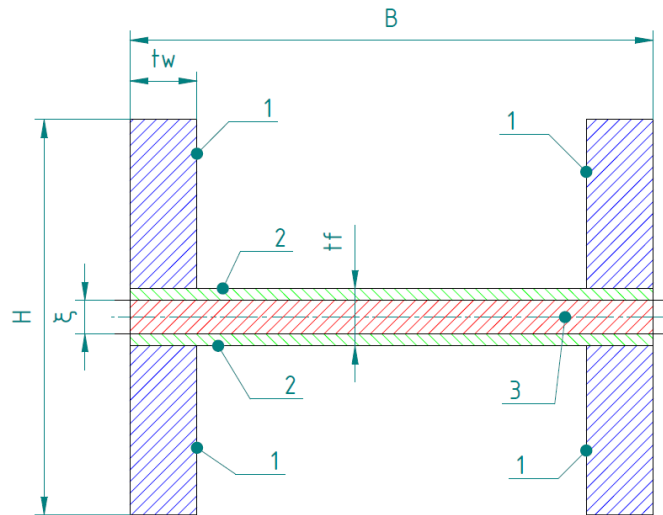
Deformační momenty v plastickém stavu jsou získány dosazením do vztahu (29). Pro oblast 1 a 2 podle (Obr. 13) jsou určeny integrační meze:

$$\begin{aligned}
 M_{dp1} &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot \iint_{M_1} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot db \cdot dz = 4 \cdot \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot \int_0^{t_w} db \cdot \int_{\frac{t_f}{2}}^{\frac{H}{2}} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot dz = \dots \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot t_w}{2 \cdot E} \cdot \left( \frac{H^2 - t_f^2}{2 \cdot \varphi \cdot H} - H + t_f \right) \text{ [Nm]}
 \end{aligned} \tag{36}$$

$$\begin{aligned}
 M_{dp12} &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot \iint_{M_2} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot db \cdot dz = \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot \int_0^B db \cdot 2 \cdot \int_{\frac{\xi}{2}}^{\frac{t_f}{2}} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot dz = \dots \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot t_w}{4 \cdot E} \cdot \left( \frac{t_f^2}{2 \cdot \varphi \cdot H} - t_f + \frac{\varphi \cdot H}{8} \right) \text{ [Nm]}
 \end{aligned} \tag{37}$$

Celkový deformační moment je roven součtu dílčích momentů ze vztahů (35), (36) a (37):

$$\begin{aligned}
 M_{dl} &= M_{dp11} + M_{dp12} + M_{del} = \dots \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot \left[ \frac{B \cdot \varphi \cdot H}{6} + \frac{B \cdot t_f}{2} \cdot \left( \frac{t_f}{2 \cdot \varphi \cdot H} - 1 \right) \right. \\
 &\quad \left. + t_w \cdot \left( \frac{H^2 - t_f^2}{2 \cdot \varphi \cdot H} - H + t_f \right) \right] [Nm]
 \end{aligned} \tag{38}$$



Obr. 13) Rozdělení I–profilu na obdélníkové části

Rovnice (35) až (38), kde platí:

$D_k$	[m]	průměr rovnacího válce
$db$	[m]	šířka elementu plochy
$R_e$	[Pa]	mez kluzu materiálu
$E$	[Pa]	modul pružnosti v tahu
$dz$	[m]	výška elementu plochy
$\xi_0$	[m <sup>2</sup> ]	pružná oblast
$M_{1,2}$	[m <sup>2</sup> ]	plastické oblasti
$dz$	[m]	výška elementu plochy
$H$	[m]	výška U–profilu
$B$	[m]	šířka U–profilu
$t_w$	[m]	výška stojiny U–profilu
$t_f$	[m]	výška příruby U–profilu
$\xi$	[m]	velikost pružné zóny

### 6.3.7 Výpočet deformačního momentu L–profilu

Postup výpočtu pro L–profil je identický s výpočtem U–profilu. Odlišuje se pouze rozdělením na obdélníkové, resp. lichoběžníkové části a integračními mezemi. U výpočtu bude uveden odvozený vztah pro každou z částí. Součet dílčích deformačních momentů byl vzhledem k výpočtové náročnosti vypočten v programu *Maple Maplesoft 2021* a pomocí příkazu *simplify* zjednodušen.

Deformační moment v pružném stavu odpovídá (pružné) oblasti 1 (Obr. 14). Podle této oblasti budou určeny integrační meze a následně dosazeny do vztahu (28). Integrál je násoben dvěma, protože tyto oblasti jsou dvě:

$$\begin{aligned}
 M_{del1} &= \frac{R_e^2 \cdot D_k}{4 \cdot E \cdot \xi^2} \cdot 2 \cdot \iint_{\xi_0} z^2 \cdot db \cdot dz = \frac{R_e^2 \cdot D_k}{4 \cdot E \cdot \xi^2} \cdot 2 \cdot t \cdot \sqrt{2} \cdot \int_0^\xi z^2 \cdot dz = \dots \\
 &= \frac{R_e^2 \cdot D_k \cdot t \cdot \sqrt{2} \cdot \xi}{3 \cdot E} [Nm]
 \end{aligned} \tag{39}$$

Deformační momenty v plastickém stavu jsou získány dosazením do vztahu (29). Pro oblast 2 až 5 podle (Obr. 14) jsou určeny integrační meze:

$$\begin{aligned}
 M_{dpL2} &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot 2 \cdot \iint_{M_2} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot db \cdot dz \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{E} \cdot t \cdot \sqrt{2} \cdot \int_\xi^{\left[ \frac{(B-t) \cdot \sqrt{2}}{2} - x_T \right]} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot dz = \dots \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot t \cdot \sqrt{2}}{2 \cdot E} \\
 &\cdot \left\{ \frac{1}{\xi} \cdot \left[ \frac{(B-t)^2}{2} - x_T \cdot (B-t)^2 \cdot \sqrt{2} - \xi^2 \right] - \frac{(B-t) \cdot \sqrt{2}}{2} + x_T \right. \\
 &\left. + \xi \right\} [Nm]
 \end{aligned} \tag{40}$$

$$\begin{aligned}
 M_{dpL3} &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot 2 \cdot \iint_{M_3} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot db \cdot dz = \frac{D_k \cdot R_e^2}{E} \cdot t \cdot \sqrt{2} \cdot \int_\xi^{\left[ x_T - \frac{t \cdot \sqrt{2}}{2} \right]} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot dz \\
 &= \dots \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot t \cdot \sqrt{2}}{2 \cdot E} \\
 &\cdot \left\{ \frac{1}{\xi} \cdot \left[ x_T^2 - x_T \cdot t \cdot \sqrt{2} + \frac{t^2}{2} - \xi^2 \right] - x_T + \frac{t \cdot \sqrt{2}}{2} + \xi \right\} [Nm]
 \end{aligned} \tag{41}$$

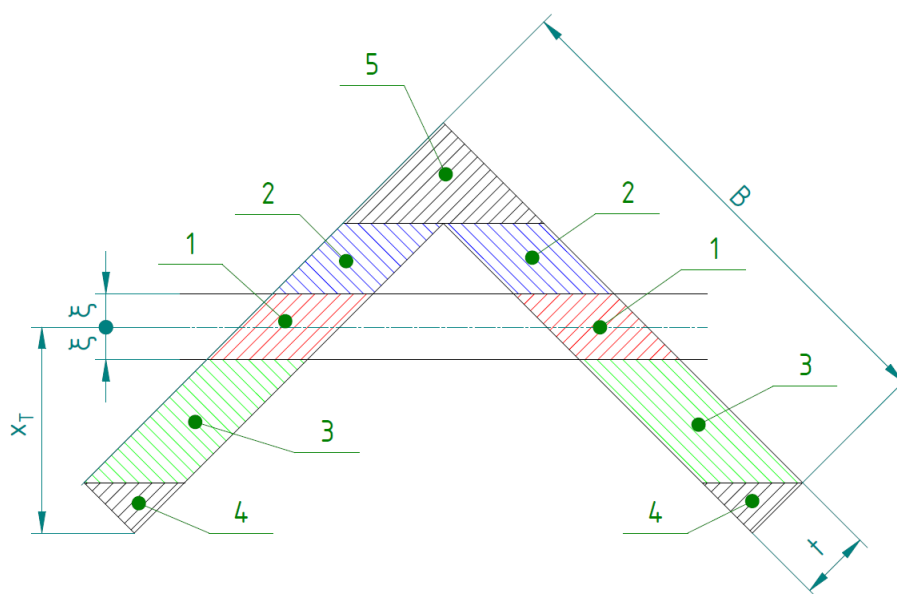
$$\begin{aligned}
 M_{dpL4} &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot 4 \cdot \iint_{M_4} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot db \cdot dz \\
 &= \frac{2 \cdot D_k \cdot R_e^2}{E} \cdot \int_{\left[ x_T - \frac{t \cdot \sqrt{2}}{2} \right]}^{x_T} (x_T - z) \cdot \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot dz = \dots \\
 &= \frac{2 \cdot D_k \cdot R_e^2}{E} \\
 &\cdot \left[ \left( \frac{x_T}{2 \cdot \xi} + \frac{1}{4} \right) \cdot \left( x_T \cdot t \cdot \sqrt{2} - \frac{t^2}{2} \right) - \frac{1}{3 \cdot \xi} \right. \\
 &\left. \cdot \left( 3 \cdot x_T^2 \cdot t \cdot \sqrt{2} - 3 \cdot x_T \cdot t^2 - \frac{t^3 \cdot \sqrt{2}}{2} \right) - \frac{x_T \cdot t \cdot \sqrt{2}}{2} \right] [Nm]
 \end{aligned} \tag{42}$$

(43)

$$\begin{aligned}
 M_{dpL5} &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot 2 \cdot \iint_{M_5} \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot db \cdot dz \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{E} \cdot \int_{\left[ \frac{(B-t) \cdot \sqrt{2}}{2} - x_T \right]}^{\left[ \frac{(B+t) \cdot \sqrt{2}}{2} - x_T \right]} \left( \frac{(B+t) \cdot \sqrt{2}}{2} - x_T - z \right) \cdot \left[ \frac{z}{\xi} - \frac{1}{2} \right] \cdot dz = \dots \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{E} \\
 &\cdot \left\{ \left[ \frac{(B+t) \cdot \sqrt{2}}{2 \cdot \xi} - \frac{x_T}{\xi} + \frac{1}{2} \right] \cdot [B - x_T \cdot \sqrt{2}] - \frac{1}{3 \cdot \xi} \right. \\
 &\cdot \left[ \frac{t^2 \cdot \sqrt{2}}{2} + \frac{3 \cdot B^2 \cdot \sqrt{2}}{2} - 6 \cdot x_T \cdot B + 3 \cdot x_T^2 \cdot \sqrt{2} \right] + \frac{x_T \cdot \sqrt{2}}{4} \\
 &\left. - \frac{B+t}{4} \right\} [Nm]
 \end{aligned}$$

Celkový deformační moment je roven součtu dílčích momentů ze vztahů (39) až (43):

$$\begin{aligned}
 M_{dL} &= M_{deL1} + M_{dpL2} + M_{dpL3} + M_{dpL4} + M_{dpL5} = \dots \\
 &= \frac{D_k \cdot R_e^2 \cdot t \cdot \sqrt{2}}{4 \cdot E \cdot \xi} \\
 &\cdot \left\{ [(-B-t) \cdot \xi - 2 \cdot x_T \cdot B] \cdot \sqrt{2} + B^2 - B \cdot t + t^2 + 4 \cdot x_T^2 + 4 \cdot x_T \right. \\
 &\cdot \left. \xi + \frac{4 \cdot \xi^2}{3} \right\} [Nm]
 \end{aligned} \quad (44)$$



Obr. 14) Rozdělení L–profilu na obdélníkové části



### 6.3.8 Výpočet pasivních odporů při rovnání

Při rovnání dochází ke kontaktu materiálu s rovnacími válci. energii potřebnou k překonání pasivních odporů bude reprezentovat třecí moment, který odpovídá momentu valivého tření mezi nástrojem a rovnaným materiálem.

Výpočet momentu valivého odporu, který vychází ze známého vztahu z fyziky odpovídá reakčním silám na jednotlivých válcích (Obr. 11) a rameni valivého odporu podle [13]:

$$M_{von} = F_n \cdot e_{vo} \quad (45)$$

Rovnice (45), kde platí:

$M_{von}$	[m]	moment valivého odporu, kde $n \in \langle 1; 10 \rangle$
$e_{vo}$	[m]	rameno valivého odporu (hodnota pro kontakt litina – litina)
$F_n$	[N]	reakční síla na jednotlivých kalibrech, kde $n \in \langle 1; 10 \rangle$

### 6.3.9 Celkový výpočet pro profil s nejvyšším modulem průřezu

Podle zdroje [14] má největší modul průřezu v plastickém stavu dle rozměrů ze zadání U–profil. Ze vztahu (14) je zřejmé, že tento modul charakterizuje odpor materiálu k ohybu (čím větší modul, tím větší ohybový moment je třeba). Průřezové charakteristiky zadaných profilů podle obrázků (Obr. 12 až Obr. 14) jsou uvedeny v (Tab. 9).

Tab. 9) Průřezové charakteristiky jednotlivých profilů [14]

	<b>B</b> [mm]	<b>H</b> [mm]	<b>y<sub>s</sub></b> [mm]	<b>t<sub>f</sub></b> [mm]	<b>t<sub>w</sub></b> [mm]	<b>u<sub>1</sub></b> [mm]	<b>w<sub>pl</sub></b> [mm <sup>3</sup> ]	<b>φ</b> [-]
<b>U</b>	300	100	28,9	9,5	15	–	137000	0,3
	80	50	18,2	4	7	–	14300	0,3
<b>I</b>	300	150	–	7,1	10,7	–	125000	0,1
	80	46	–	3,8	5,2	–	4700	0,1
<b>L</b>	35	250	–	–	–	106,1	52000	0,3
	8	80	–	–	–	31,9	9370	0,3

Dále je třeba zvolit rozteč rovnacích válců dle (Obr. 11)  $t$  a průměr rovnacích válců  $D_k$ . U profilových rovnaček nelze vztahy pro rozteč a průměr určit analyticky. Nebyl ani určen empirický vzorec. Jejich hodnota vychází ze zkušeností provozu rovnaček. [11]

Postupným dosazením do vztahů z jednotlivých částí podkapitoly (6.3) bude vypočten výkon, který je potřeba k deformaci jednoho profilu. Nejprve bude vyčíslen pružně plastický moment, který odpovídá ohybovému momentu ze vztahu (14). Koeficient pružné zóny je pro U–profil volen  $\varphi = 0,3$ :

Koeficient pružné zóny (hodnota vycházející ze zkušeností z provozu):

$$\varphi = 0,3 [-] \quad (46)$$

Průměr rovnacího válce (hodnota vycházející ze zkušeností z provozu):

$$D_k = 0,91 m \quad (47)$$

Rozteč rovnacích válců (hodnota vycházející ze zkušeností z provozu):

$$t = 1,1 m \quad (48)$$

$$\begin{aligned}
 M_{oepU300} &= W_{opU300} \cdot R_e \cdot \left(1 - \frac{1}{3} \cdot \varphi^2\right) \\
 &= 137000 \cdot 10^{-9} \text{m}^3 \cdot 235 \cdot 10^6 \text{Pa} \cdot \left(1 - \frac{1}{3} \cdot 0,3^2\right) = 31229,2 \text{ Nm}
 \end{aligned} \tag{49}$$

Všechny rovnací válce a jejich výškové přestavení budou dimenzovány na stejnou tuhost a stejný požadovaný výkon. Přítlačná síla bude odpovídat síle na třetím válci podle vztahu (18), do kterého je za první sílu dosazeno ze vztahu (16). Za pružně plastický moment je dosazena hodnota ze vztahu (49):

$$F_{3U300} = 4 \cdot F_{1U300} = 4 \cdot \frac{2 \cdot M_{oepU300}}{t} = \frac{8 \cdot 31229,2 \text{ Nm}}{1,1 \text{ m}} = 227121,1 \text{ N} \tag{50}$$

Nakonec je třeba určit deformační moment. Ten odpovídá momentu, který musí pohon po odečtení ztrát přivést na rovnací válec. Dosazeny budou hodnoty z (Tab. 9) pro největší U–profil, mez kluzu a modul pružnosti ze zadání. Ostatní hodnoty jsou voleny. Tento výkon odpovídá jednomu rovnanému profilu.

$$\begin{aligned}
 M_{dU300} &= \frac{D_k \cdot R_e^2}{2 \cdot E} \cdot \left[ t_w \cdot \left( \frac{H - 2 \cdot H \cdot y_s + 2 \cdot y_s^2}{\varphi \cdot H} - H + \frac{7 \cdot \varphi \cdot H}{12} \right) + \left( \frac{B - 2 \cdot t_w}{2} \right) \right. \\
 &\quad \cdot \left. \left( \frac{2 \cdot y_s \cdot t_f - t_f^2}{\varphi \cdot H} - t_f \right) \right] \\
 &= \frac{0,91 \text{ m} \cdot (235 \cdot 10^6 \text{ Pa})^2}{2 \cdot 210 \cdot 10^9 \text{ Pa}} \cdot \left[ 0,015 \text{ m} \right. \\
 &\quad \cdot \left( \frac{0,1 \text{ m} - 2 \cdot 0,1 \text{ m} \cdot 0,0289 \text{ m} + 2 \cdot (0,0289 \text{ m})^2}{0,3 \cdot 0,1 \text{ m}} - 0,1 \text{ m} \right. \\
 &\quad \left. + \frac{7 \cdot 0,3 \cdot 0,1 \text{ m}}{12} \right) + \left( \frac{0,3 \text{ m} - 2 \cdot 0,015 \text{ m}}{2} \right) \\
 &\quad \cdot \left. \left( \frac{2 \cdot 0,0289 \text{ m} \cdot 0,0095 \text{ m} - (0,0095 \text{ m})^2}{0,3 \cdot 0,1 \text{ m}} - 0,0095 \text{ m} \right) \right] \\
 &= 5682,4 \text{ Nm}
 \end{aligned} \tag{51}$$

Výpočet všech profilů z (Tab. 9) je uveden v Excelovském dokumentu, který je součástí (Příloha 1). V této příloze je provedena kontrola, že pro U–profil vychází největší hodnota deformačního momentu.

Moment valivého odporu je počítán pro styk materiálů litina – litina. Síly odpovídají reakčním silám na jednotlivých válcích (Obr. 11) a rameno síly podle [13]  $e_{vo} = 0,006 \text{ m}$ . Dosazeno do vztahu (49):

$$M_{vo1} = F_1 \cdot e_{vo} = 56780,3 \text{ N} \cdot 0,006 \text{ m} = 340,7 \text{ Nm} \tag{52}$$

$$M_{vo2} = F_2 \cdot e_{vo} = 170340,8 \text{ N} \cdot 0,006 \text{ m} = 1022,0 \text{ Nm} \tag{53}$$

$$M_{vo3} = F_3 \cdot e_{vo} = 227121,1 \text{ N} \cdot 0,006 \text{ m} = 1362,7 \text{ Nm} \tag{54}$$

$$M_{von-2} = F_{n-2} \cdot e_{vo} = M_{vo3} = 1362,7 \text{ Nm} \tag{55}$$

$$M_{von-1} = F_{n-1} \cdot e_{vo} = M_{vo2} = 1022,0 \text{ Nm} \tag{56}$$

$$M_{von} = M_{vo9} = M_{vo10} = F_n \cdot e_{vo} = M_{vo1} = 340,7 \text{ Nm} \tag{57}$$

Postup výpočtu deformačního momentu vychází z literatury [11], která se zabývá rovnáním pásů plechu. Od vztahů pro elastický (28) a plastický (29) deformační moment, které platí obecně, autor provedl odvození pro jednotlivé profily. Odvození vycházelo ze zjednodušení (odstranění rádiusů atd.) a rozdělení na obdélníkové oblasti a jejich následnou integraci.

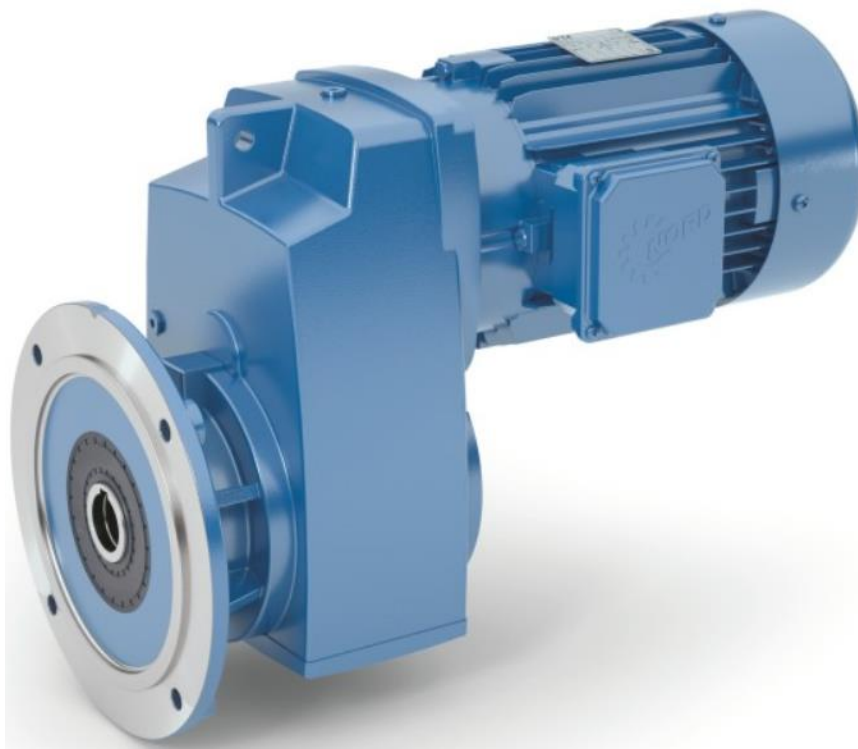


#### 6.4 Návrh pohonu rovnacího válce

Převodkový motor znázorněna na (Obr. 16), který je schopen přivést požadovaný kroučící moment, je v katalogu společnosti NORD Drive Systems. Jeho hlavní parametry pro následné kontrolní výpočty jsou uvedeny v (Tab. 10).

Tab. 10) Hlavní parametry převodkového elektropohonu SK 10382.1AFB – 315SP/4 TF

PARAMETR	ZNAK	HODNOTA	JEDNOTKA
Jmenovitý výkon	$P_N$	110	$kW$
Jmenovitý moment	$M_N$	705	$Nm$
Jmenovité otáčky	$n_N$	1488	$min^{-1}$
Jmenovité výstupní otáčky	$n_p$	27	$min^{-1}$
Jmenovitý výstupní moment převodovky	$M_{NV}$	39220	$Nm$
Moment setrvačnosti motoru	$I_{Mot}$	$24400 \cdot 10^{-4}$	$kgm^2$
Moment setrvačnosti převodovky	$I_p$	$533 \cdot 10^{-4}$	$kgm^2$
Převodový poměr	$i_p$	55,56	[-]
Poměr záběrného a jmenovitého momentu	$\frac{M_Z}{M_N}$	~2,3	[-]
Poměr brzdného a jmenovitého momentu	$\frac{M_{Br}}{M_N}$	~2,25	[-]
Účinnost dle ČSN EN 60034-30-1:2014	$\eta_M$	~0,95	[-]
Hmotnost	$m_M$	1760	$kg$



Obr. 16) Pohon SK 10382.1AFB – 315SP/4 TF společnosti Nord Drive Systems

#### 6.4.1 Návrh rovnacího válce a hřídele

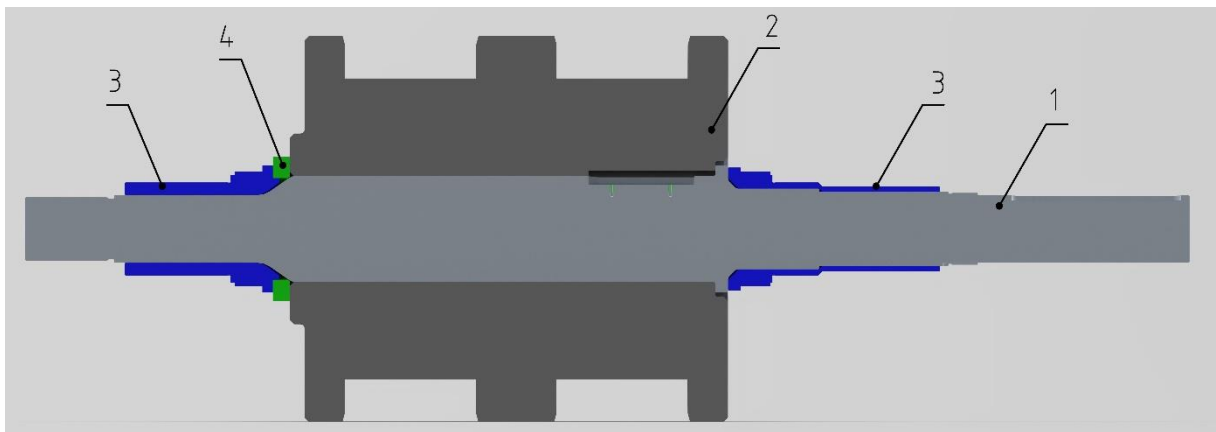
Návrh rovnacího válce a hřídele (Obr. 17) vychází z rozměru, tvaru a počtu najednou rovnaných profilů. Šířka rovnacího válce je dána ze zadání na maximálně 1 m. Dále byl zvolen jeho průměr  $D_k = 0,91\text{ m}$  (viz podkapitola 6.3.9). Jednotlivé části jsou navrženy dle literatury [1].

Rovnáčím hřídel byl navržen tak, aby přenášel kroutící moment od pohonu na rovnaný materiál. Přenesení tohoto kroutícího momentu je realizováno pomocí per (mezi pohonem a hřídelem, mezi hřídelem a kalibrem). Dále je nutno dimenzovat hřídel tak, aby přenesl tvářecí síly na materiál ze vztahu (50). Rovnáčím válec musí být vyměnitelný, tzn. že jejich uložení na hřídel musí být rozebíratelné. Zároveň musí při provozu dojít k vymezení vůle.

Celková hmotnost a moment setrvačnosti byly získány z 3D CADu Solid Edge 2021. Materiál kalibru je litina s kuličkovým grafitem, která je povrchově kalena – materiál EN GJS 700–2 označení dle ČSN EN 1563:2019. Materiál rovnacího hřídele je konstrukční ocel, která je opět kalena – materiál C45E označení dle ČSN EN ISO 683–1:2019. Potřebné hodnoty byly zaokrouhleny směrem nahoru pro zvýšení bezpečnosti, únavové pevnosti a trvanlivosti ložisek:

$$m_{HK} = 4283\text{ kg} \approx 4500\text{ kg} \quad (63)$$

$$I_{HK} = 304\text{ kgm}^2 \approx 310\text{ kgm}^2 \quad (64)$$



Obr. 17) Řez rovnací hřídelí a rovnacím válcem; 1) Rovnáčím hřídel, 2) Rovnáčím válec (kalibr), 3) Vnitřní část uložení ložisek, 4) Distanční podložka

Na hřídel působí ohybový moment, který zahrnuje její vlastní hmotnost, hmotnost kalibru a působení tvářecí síly dle vztahu (50). Dále na něj působí kroutící moment ze vztahu (58). Na hřídel, podle výše uvedeného, působí kombinované namáhání. Vyšetření tohoto namáhání bylo provedeno v následující podkapitole MKP analýzou v programu Ansys 2021 R1.

#### 6.4.2 Pevnostní kontrola rovnacího hřídele (MKP)

Výsledkem pevnostní analýzy je ověření, že navržený rovnáčím bude schopen přenést tvářecí síly a jeho deformace významně neovlivní požadovanou přesnost. V této podkapitole bude popsáno, jakým způsobem byla provedena pevnostní analýza pomocí programu Ansys 2022 R1 a bude provedeno zhodnocení výsledků.

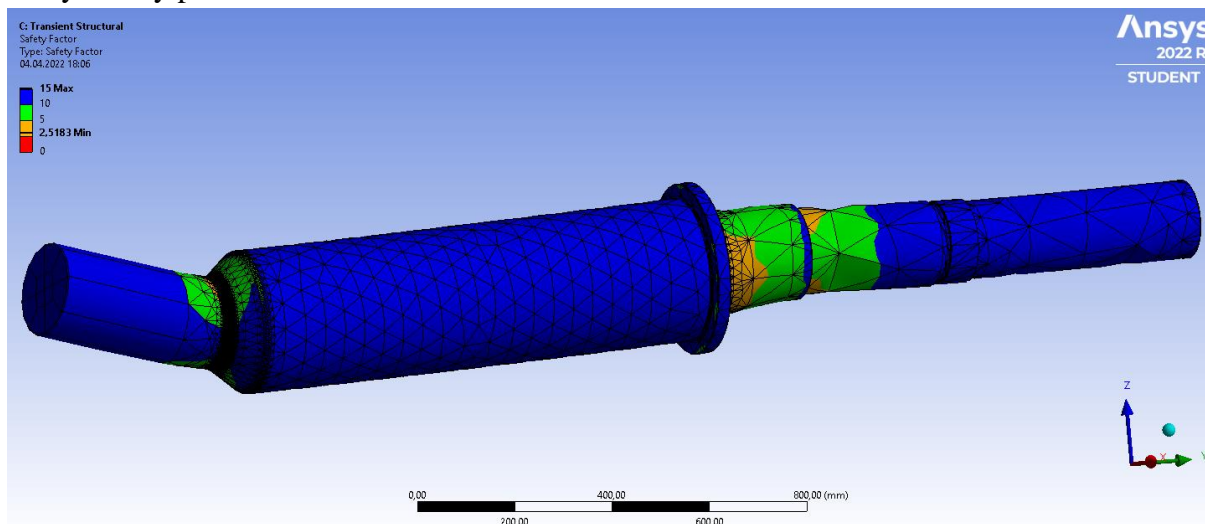
Prvním krokem bylo vygenerování *step* souboru sestavy rovnacího ústrojí obsahující rovnáčím hřídel a válec. V Ansys Workbench byla vybrána analýza *Transient structural*. Byly nastaveny materiálové vlastnosti podle zvolených materiálů. V *Design modeleru* byl model rozdělen tak, aby bylo možné vhodně nastavit vazby. Dalším krokem byl *Mechanical*. Byla vytvořena síť uzlových bodů (*mesh*), která byla v kritických místech zhuštěna (přechody

z menšího průměru na větší). Následně byly zadány působící síly (*force*), momenty (*torque*) ze vztahů (50), (58) a zahrnut vliv tíhové síly. Dále byla nastavena úhlová rychlost podle výstupních jmenovitých otáček pohonu z (Tab. 10). Rovnací hřídel byl vazben pomocí *remote displacement* tak, aby každý odebraný stupeň volnosti odpovídal jeho uložení. Požadované výstupy analýzy byly deformace (*total deformation*), redukované napětí (*Stress von Mises*) a únava (*Fatigue tool*). V únavové analýze byly vybrány *Life* a *Safety factor*. Byl nastaven pulzující symetrický cyklus (*Ratio*), protože při otáčení se v každém bodě libovolného průřezu mění tah a tlak. Způsob zatížení, rozložení deformací, výsledky a zhodnocení jsou součástí (Tab. 11) a (Příloha 4).

Tab. 11) Vyhodnocení MKP analýzy rovnacího hřídele

Měřená veličina	Hodnota	Jednotka
Celková deformace	≈ 0,67	mm
Největší deformace na rovnacím hřídeli	≈ 0,29	mm
Redukované napětí (von Mises)	≈ 119	MPa
Bezpečnost vzhledem k únavě	≈ 1,1	[-]
Počet cyklů do vzniku lomu	≈ 1,8 · 10 <sup>6</sup>	[-]

Z (Tab. 11) je bezpečnost vzhledem k únavě pro největší rovnací profil nedostačující. Nicméně nejvíce výrobního času (cca. 90 %) bude stroj rovnat profily rozměru UPE 80–160. Proto byl rovnací hřídel zkontrolován v *Ansysu* na zatížení, které odpovídá profilu UPE 160. Výsledek analýzy je vidět v (Obr. 18), kde nejnižší hodnota bezpečnosti je cca. 2,5. Zatížení a vazby jsou stejné, jako pro profil UPE 300. Rozdíl je v hodnotách zatížení, které jsou pro nově analyzovaný profil dohledatelné v Příloha 1.



Obr. 18) Bezpečnost k meznímu stavu únavy pro profil UPE 160

### 6.4.3 Návrh uložení hřídele

Návrh uložení byl proveden podle literatury [1]. Zachycení radiální síly je zajištěno soudečkovými ložisky. Tato ložiska jsou dimenzována na silové působení: tvářecího procesu, hmotnosti rovnacího válce a hmotnosti hřídele. Rovnané profily jsou symetrické, tzn. že teoreticky nepůsobí axiální síly od rovnacího procesu. Uložení rovnacích válců je v praxi předepnuto a bylo zvoleno, že axiální síla působící na ložisko odpovídá 10 % radiální síly.



Celková síla působící na jedno soudečkové ložisko byla získána součtem sil působících na jeden rovnaný profil při rovnání dle vztahu (50) a polovinu celkové hmotnosti rovnacího válce a hřídele dle vztahu (63):

$$F_{rc} = F_{3U300} + \frac{m_{HK} \cdot g}{2} = 227121,1N + \frac{4500kg \cdot 9,81ms^{-2}}{2} = 249136,6 N \quad (65)$$

$$\approx 250000 N$$

Určení axiální síly jako 10 % radiální síly:

$$F_{ax} = 0,1 \cdot F_{rc} = 0,1 \cdot 250000 N = 25000 N \quad (66)$$

Rovnice (65) a (66), kde platí:

$F_{3U300}$  [N] tvářecí síla odpovídající jednomu profilu U300  
 $m_{HK}$  [kg] celková hmotnost rovnacího hřídele a kalibru  
 $g$  [ $ms^{-2}$ ] tíhové zrychlení

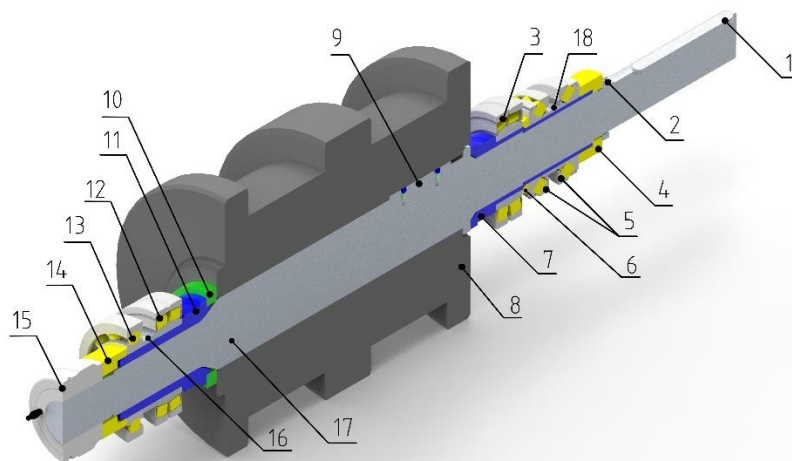
Zatížení ložisek vyplývající ze vztahů (65) a (66) bylo zadáno do SKF kalkulátoru. Dimenzování rozměru ložiska bylo určeno z rozměru vnitřní části uložení ložisek (Obr. 19–6). Zadání a výsledek výpočtu kalkulátoru je součástí (Příloha 2). Výčet hlavních parametrů je v (Tab. 12).

Dále budou přidána ložiska pro podporu soudečkových ložisek (Obr. 19–1). Použití dalších ložisek vychází ze zkušeností provozu rovnaček. Pro uložení na stranu pevného rámu jsou dále použita axiální soudečková ložiska (Obr. 19–2). Jsou použita k zachycení radiálního a axiálního zatížení při výměně rovnacích válců, kdy při odjetí pohyblivého stojanu nesou spolu s radiálním soudečkovým ložiskem hmotnost celé hřídele s rovnacím válcem. Dále zachycují část axiální síly při předepnutí. Jsou nalisována na vnitřní část uložení ložisek (Obr. 19–6). Vymezení vůle mezi jednotlivými ložisky je určeno tvarem vnitřní část uložení ložisek a distančních kroužků. Předepnutí uložení ložisek je realizováno pomocí KM matice a MB podložky (Obr. 19–5). Na vnější části uložení ložisek (Obr. 19–7) jsou uložena s radiální vůlí (při rovnání nepřenáší radiální sílu). Uložení na straně pohyblivého stojanu je podpořeno kuličkovým ložiskem (Obr. 19–3), které je taktéž uloženo s radiální vůlí. To slouží k přenosu části axiální síly při předepnutí. Toto uložení je předepnuto pomocí hydraulického mechanismu (Obr. 19–9). Schéma dle (Obr. 19) platí pro horní válce.

Spodní válce jsou uloženy identicky. Je zde rozdíl ve tvaru rovnací hřídele, která u pevného stojanu nemá výstup do převodovkového motoru. Dále se odlišuje vnější část uložení ložisek, která je uzpůsobena pro připojení přestavovacího mechanismu (řešeno v podkapitole 6.5).

Tab. 12) Hlavní parametry soudečkového ložiska SKF 22244–2CS5/VT146

PARAMETR	ZNAK	HODNOTA	JEDNOTKA
Základní trvanlivost při spolehlivosti <b>90</b> %	$L_{10h}$	$2 \cdot 10^5$	$h$
Třecí moment	$M_{tL}$	46,9	$Nm$
Ztráta na výkonu	$P_{loss}$	133	$W$
Limitní otáčky	$n_{lim}$	380	$min^{-1}$



Obr. 19) Uložení ložisek a vymezení vůle; 1) Pero, 2) KM matice a MB podložka 3) Radiální soudečkové ložisko, 4) Vnitřní část těsnění, 5) Axiální soudečkové ložisko, 6) Distanční podložka, 7) Vnitřní část uložení ložisek, 8) Rovnací válec (kalibr), 9) Pero, 10) Distanční podložka, 11) Vnitřní část uložení ložisek, 12) Radiální soudečkové ložisko, 13) Kuličkové ložisko, 14) Vnitřní část těsnění, 15) Hydraulická matice, 16) Distanční kroužek, 17) Rovnací hřídel, 18) Distanční kroužek

#### 6.4.4 Kontrola hlavního pohonu

V podkapitole (6.3.10) proběhl výpočet potřebného rovního momentu a výkonu, který je potřeba přivést na každý poháněný rovní válec. Tyto parametry platí, pokud zařízení rovná konstantní rychlostí. Podle umístění zařízení ve výrobní trati, které je popsáno v podkapitole (5.2.1), je vidět, že rovnáčka navazuje na podavač profilů. Ten jí podává profily rychlostí  $v_p = 0,5 \text{ ms}^{-1}$ . Rovní rychlost pro největší U–profil odpovídá minimální rovní rychlosti ze zadání  $v_r = 1,2 \text{ ms}^{-1}$ . Výpočet dynamického momentu, který musí pohon rovnáčky vyvinout, bude počítán metodou redukce na výstupní hřídel elektromotoru. Tento moment vyjadřuje míru tělesa (v tomto případě soustavy těles) setrvávat v klidu nebo v rovnoměrném přímočarém pohybu. Skládá se z úhlového zrychlení, které vyjadřuje o kolik musí rychloběžný hřídel pohonu zrychlit, a z momentu setrvačnosti všech hmot. Ten se skládá z momentu setrvačnosti motoru  $I_{Mot}$ , který je uveden v (Tab. 10). Dále se skládá z momentu setrvačnosti na předlohách a pomaloběžném hřídeli a momentu setrvačnosti posuvných hmot.

Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti  $I_{red}$  (odpovídá momentu setrvačnosti na předlohách a pomaloběžném hřídeli) spočívá ve volbě jednoho tělesa soustavy (hnacího hřídele) za tzv. redukční člen. Na tento člen je redukována veškerá hmotnost hmotných členů srovnáním kinetických energií a veškeré pracovní silové účinky srovnáním jejich výkonu. V rovnici je jeden translační člen, který představuje rovný profil pohybující se rovní rychlostí. Největší U–profily jsou rovné dva nejednou. Jako rotační člen je podobně jako u momentu z (Obr. 15) jeden poháněný rovní válec a k němu polovina ze dvou sousedních nepoháněných válců, to odpovídá hodnotě dvou válců. Dalším rotačním členem je převodovka, jejíž moment setrvačnosti je uveden v (Tab. 10):

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{2} \cdot I_{red} \cdot \omega_{Mot}^2 &= \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^p I_i \cdot \omega_i^2 + \frac{1}{2} \cdot \sum_{j=1}^q m_j \cdot v_i^2 = 2 \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot I_{HK} \cdot \omega_r^2 \right) + \frac{1}{2} \cdot I_P \cdot \omega_P^2 \\
 &+ 2 \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot m_{Mat} \cdot v_r^2 \right) [J]
 \end{aligned} \quad (67)$$



Následně je třeba přepočítat translační a úhlové rychlosti jednotlivých členů jako funkci úhlové rychlosti rychloběžného hřídele:

$$\omega_P = \frac{\omega_{Mot}}{i_P} \text{ [rads}^{-1}\text{]} \quad (68)$$

$$\omega_r = \omega_P = \frac{\omega_{Mot}}{i_P} \text{ [rads}^{-1}\text{]} \quad (69)$$

$$v_r = \omega_r \cdot \frac{D_k}{2} = \frac{\omega_{Mot}}{i_P} \cdot \frac{D_k}{2} \text{ [ms}^{-1}\text{]} \quad (70)$$

Dále je dosazeno do vztahu (67) a je vyjádřen redukovaný moment setrvačnosti:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \cdot I_{red} \cdot \omega_{Mot}^2 &= 2 \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot I_{HK} \cdot \frac{\omega_{Mot}^2}{i_P^2} \right) + \frac{1}{2} \cdot I_P \cdot \frac{\omega_{Mot}^2}{i_P^2} + 2 \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot m_{Mat} \cdot \frac{\omega_{Mot}^2 \cdot D_k^2}{i_P^2 \cdot 4} \right) \\ &\rightarrow I_{red} \cdot \omega_{Mot}^2 \\ &= 2 \cdot I_{HK} \cdot \frac{1}{i_P^2} \cdot \omega_{Mot}^2 + I_P \cdot \frac{1}{i_P^2} \cdot \omega_{Mot}^2 + 2 \cdot m_{Mat} \cdot \frac{D_k^2}{i_P^2 \cdot 4} \cdot \omega_{Mot}^2 \\ &\rightarrow I_{red} = \frac{1}{i_P^2} \cdot \left( 2 \cdot I_{HK} + I_P + \frac{m_{Mat} \cdot D_k^2}{2} \right) \\ &= \frac{1}{55,56^2} \\ &\cdot \left( 2 \cdot 310 \text{ kgm}^2 + 533 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2 + \frac{45,5 \text{ kgm}^{-1} \cdot 80 \text{ m} \cdot 0,91^2 \text{ m}^2}{2} \right) \\ &= 0,69 \text{ kgm}^2 \end{aligned} \quad (71)$$

Pro výpočet momentu setrvačnosti posuvných hmot  $I_{Mat}$  je třeba nejprve vypočítat redukovaný moment setrvačnosti  $I'_{Mat}$ , který je redukovaný na pomaloběžný hřídel:

$$\frac{1}{2} \cdot m_{Mat} \cdot v_r^2 = \frac{1}{2} \cdot I'_{Mat} \cdot \omega_r^2 \rightarrow I'_{Mat} = m_{Mat} \cdot \frac{v_r^2}{\omega_r^2} \text{ [kgm}^2\text{]} \quad (72)$$

Ten se následně redukuje na rychloběžný hřídel. Za rovnací rychlost je dosazeno ze vztahu (70) a za úhlovou rychlost pomaloběžného hřídele (rovnacího hřídele) ze vztahu (69). Celá rovnice je násobena dvěma, což vyjadřuje počet najednou rovnacích profilů:

$$\begin{aligned} I_{Mat} &= 2 \cdot I'_{Mat} \cdot \left( \frac{\omega_r}{\omega_{Mot}} \right)^2 = 2 \cdot m_{Mat} \cdot \frac{v_r^2}{\omega_r^2} \cdot \left( \frac{\omega_{Mot}}{\omega_{Mot} \cdot i_P} \right)^2 \\ &= 2 \cdot m_{Mat} \cdot \frac{\omega_r^2 \cdot D_k^2}{\omega_r^2 \cdot 4} \cdot \left( \frac{\omega_{Mot}}{\omega_{Mot} \cdot i_P} \right)^2 = m_{Mat} \cdot \frac{D_k^2}{2} \cdot \frac{1}{i_P^2} \\ &= 45,5 \text{ kgm}^{-1} \cdot 80 \text{ m} \cdot \frac{0,91^2 \text{ m}^2}{2} \cdot \frac{1}{55,56^2} = 0,49 \text{ kgm}^2 \end{aligned} \quad (73)$$

Výsledný moment setrvačnosti  $I_{Celk}$  je dán součtem momentu setrvačnosti motoru z (Tab. 10) a ze vztahů (71) a (73):

$$I_{Celk} = I_{Mot} + I_{red} + I_{Mat} = (24400 \cdot 10^{-4} + 0,69 + 0,49) \text{ kgm}^2 = 3,62 \text{ kgm}^2 \quad (74)$$

Rovnice (67) až (74), kde výpočet proběhl podle [15] a platí:

$\omega_{Mot}$ [rads <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost rychloběžného hřídele
$\omega_P$ [rads <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost pomaloběžného hřídele (převodovky)
$\omega_r$ [rads <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost rovnacího válce
$v_r$ [ms <sup>-1</sup> ]	rovnací rychlost
$i_P$ [-]	převodový poměr
$I_P$ [kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti převodovky viz. (Tab. 10)
$I_{Mot}$ [kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti motoru viz. (Tab. 10)
$I_{Mat}$ [kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti posuvných hmot

$I_{Red}$  [ $kgm^2$ ] redukováný moment setrvačnosti  
 $I_{HK}$  [ $kgm^2$ ] moment setrvačnosti rovníčného válce a hřídele  
 $m_{Mat}$  [ $kgm^{-1}$ ] hmotnost U300 na metr délky dle [14], ze zadání je délka až 80 m  
 $D_k$  [m] průměr rovníčného válce

Výpočet úhlového zrychlení  $\varepsilon$  vychází se známé zaváděcí rychlosti  $v_p$  a z rovnací rychlosti  $v_r$ , které se přes průměr rovníčného válce a převodového poměru přepočtou na úhlovou rychlost rychloběžného hřídele. Pro zjednodušení výpočtu se předpokládá, že úhlové zrychlení je konstanta. Úhlová rychlost pak odpovídá změně ze zaváděcí na rovníčnou rychlost za zvolený čas  $t_{rp}$ :

$$\varepsilon_{rp} = \frac{\Delta\omega_{rp}}{\Delta t_{rp}} \cdot i_p = \frac{2 \cdot (v_r - v_p)}{D_k \cdot (t_{rp} - 0)} \cdot i_p = \frac{2 \cdot (1,2ms^{-1} - 0,5ms^{-1})}{0,91m \cdot (0,5s - 0s)} \cdot 55,56 \quad (75)$$

$$= 171,0 \text{ rads}^{-2}$$

Rovnice (75) kde výpočet proběhl podle [15] a platí:

$\Delta\omega_{rp}$  [ $rads^{-1}$ ] změna úhlové rychlosti rychloběžného hřídele  
 $\Delta t_{rp}$  [s] zvolený čas změny úhlové rychlosti rychloběžného hřídele  
 $v_r$  [ $ms^{-1}$ ] rovníčnou rychlost  
 $v_p$  [ $ms^{-1}$ ] zaváděcí rychlost  
 $i_p$  [-] převodový poměr  
 $D_k$  [m] průměr rovníčného válce

Dynamický moment je pak roven součinu celkového momentu setrvačnosti ze vztahu (74) a úhlového zrychlení ze vztahu (75):

$$M_{dyn} = I_{celk} \cdot \varepsilon_{rp} = 3,62kgm^2 \cdot 171,0rads^{-2} = 618,9 \text{ Nm} \quad (76)$$

Rovnice (76) kde výpočet proběhl podle [15] a platí:

$I_{celk}$  [ $kgm^2$ ] celkový moment setrvačnosti všech hmot ze vztahu (74)  
 $\varepsilon_{rp}$  [ $rads^{-2}$ ] úhlové zrychlení rychloběžného hřídele ze vztahu (75)

Výsledný záběrný moment, který musí pohon vyvinout je roven součtu celkového rovníčného momentu (statického) ze vztahu (58), třecího odporu ložisek z (Tab. 12). Ty je třeba přepočítat na moment motoru pomocí převodového poměru. A dynamického momentu pro urychlení rovníčného materiálu ze vztahu (76). Dále je třeba zahrnout do výpočtu účinnost pohonu z (Tab. 10):

$$M_{ZC} = \left[ \frac{(M_{CU300} + 2 \cdot M_{tL})}{i_p} + M_{dyn} \right] \cdot \frac{1}{\eta_M} \quad (77)$$

$$= \left[ \frac{28180,4 + 2 \cdot 46,9}{55,56} + 618,9 \right] \cdot \frac{1}{0,95} \text{ Nm} = 1185,3 \text{ Nm}$$

Poměr záběrného momentu ze vztahu (77) a jmenovitého momentu motoru z (Tab. 10) musí být nižší než poměr záběrného a jmenovitého momentu od výrobce.

$$\frac{M_{ZC}}{M_N} = \frac{1186,2Nm}{705Nm} = 1,68 < 2,3 = \frac{M_Z}{M_N} \quad (78)$$

Rovnice (77) a (78), kde výpočet proběhl podle [15] a platí:

$M_{CU300}$  [ $Nm$ ] celkový moment potřebný pro tváření dle vztahu (58)  
 $M_{tL}$  [ $Nm$ ] třecí moment v ložiscích dle (Tab. 12)  
 $M_N$  [ $Nm$ ] jmenovitý moment motoru dle (Tab. 10)  
 $M_Z$  [ $Nm$ ] katalogový záběrný moment motoru dle (Tab. 10)  
 $M_{ZC}$  [ $Nm$ ] vypočtený záběrný moment motoru  
 $M_{dyn}$  [ $Nm$ ] dynamický moment dle vztahu (76)  
 $\eta_M$  [-] účinnost převodkového pohonu dle (Tab. 10)

Ze vztahu (78) je zřejmé, že zvolený pohon je pro největší zadaný U–profil dostačující. Pohonu bude uložen pomocí příruby na rám stroje a pomocí pera pro přenos kroutícího momentu bude připojen k rovnacímu hřídeli. Při kontrole pohonu byl použit stejný postup jako v autorově bakalářské práci [15].

### 6.5 Návrh přestavovacího mechanismu

Funkce přestavovacího mechanismu musí zajistit nastavení správné polohy spodních přestavovacích válců a následně přenést síly, které vznikají při rovnání a tíhu rovnacího ústrojí (rovnací válec a hřídel, ložiska atd.). Každý spodní válec bude mít vlastní přestavovací mechanismus.

Největší rovnací síla, která zde působí, odpovídá síle pro jeden rovnaný U–profil ze vztahu (50) a polovině tíhy hmotných členů, která byla získána z 3D CADu podobně jako v podkapitole (6.4.1). Celková síla působící na přestavovací mechanismus je dána jejich součtem:

$$F_{př} = F_{3U300} + \frac{m_{HKC} \cdot g}{2} = 227121,1N + \frac{5900kg \cdot 9,81ms^{-2}}{2} = 256060,6 N \quad (79)$$

Rovnice (79), kde platí:

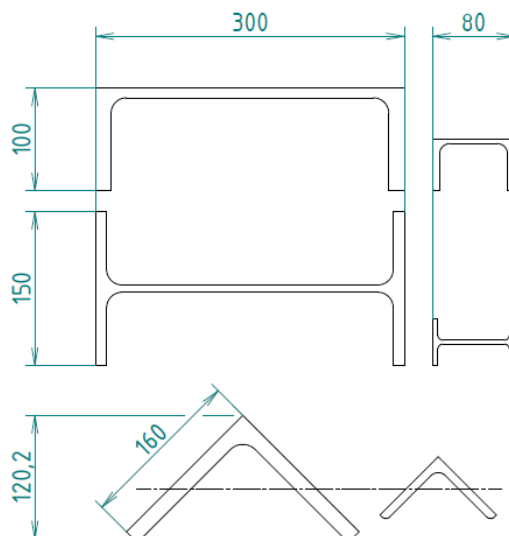
$F_{př}$	[N]	přestavovací síla
$F_{CU300}$	[N]	rovnací síla pro jeden rovnaný profil dle vztahu (50)
$m_{HKC}$	[kg]	tíha všech hmotných členů spodního rovnacího válce
$g$	[ $ms^{-2}$ ]	tíhové zrychlení

Zvolený přestavovací mechanismus je od společnosti Inkoma/Albert. Detailní informace jsou v (Příloha 3): SGT 350–GO–0–10.66–0–250–3–MGA–250–M160(250). Jmenovitá síla tohoto mechanismu je 350000 N. Což je více než vypočtená přestavovací síla ze vztahu (79). Mechanismus se skládá ze šnekového převodu a závitové tyče, která je tímto šnekem poháněná. Šneková převodovka zaručuje samosvornost. Tzn. že po dosažení požadované výšky přestavení pro konkrétní profil není třeba mechanismus zajišťovat proti pohybu. To samé platí pro bezpečnost – po výpadku proudu se samosvorný mechanismus sám od sebe nerozjede. Na konci závitové tyče je kluzné ložisko, které je připojeno k vnější část uložení ložisek (Obr. 19–7).

Dále je třeba určit potřebný zdvih přestavovacího mechanismu. Zde je nutno zohlednit výšku největšího profilu, opotřebení kalibrů a přičíst rezervu např. kvůli výměně kalibrů, údržbě atd.

Podle (Obr. 20) a (Tab. 9) má největší výšku I–profil. Zdvih přestavovacího mechanismu vychází z jeho výšky – 150 mm. Dále bude připočteno opotřebení, které vychází ze zkušeností provozu rovnaček – 50 mm. A rezerva dalších 50 mm:

$$z_{sj} = 0,25 m \quad (80)$$



Obr. 20) Grafické určení potřebného zdvihu podle rozměru profilů; rozměry v [mm]

Rovnice (80), kde platí:

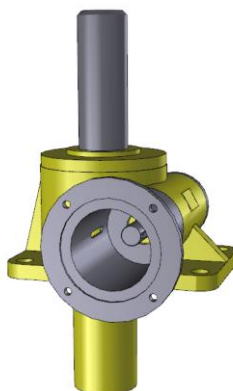
$z_{sj}$  [m] zdvih přestavovacího mechanismu

Po určení přestavovací síly ze vztahu (79) a zdvihu ze vztahu (80) byl z CAD Data od společnosti Inkoma/Albert Group vygenerován 3D model (Obr. 21), který bude použit v modelu a výkresové dokumentaci.

Tab. 13) Parametry přestavovacího mechanismu z katalogu [16]

PARAMETR	ZNAK	HODNOTA	JEDNOTKA
Maximální statická síla (při rovnání)	$F_{sMax}$	350000	N
Rychlost zdvihu při dynamické síle 300 kN	$v_{z300}$	0,075	$m \cdot min^{-1}$
Maximální statická síla/zatížení při rovnání profilu UPE 300	$\frac{F_{sMax}}{F_{př}}$	$\approx 1,4$	[-]
Maximální statická síla/zatížení při rovnání profilu UPE 160	$\frac{F_{sMax}}{F_{3U160}}$	$\approx 5,2$	[-]

Dle (Tab. 13) je přestavovací mechanismus navržen pro rovnání největších profilů s bezpečností, která je vyjádřena poměrem maximální únosné a tvářecí síly, cca. 1,4. Většinu výrobního času budou rovnány profily menší. Pro tyto je bezpečnost cca 5,2 a více.

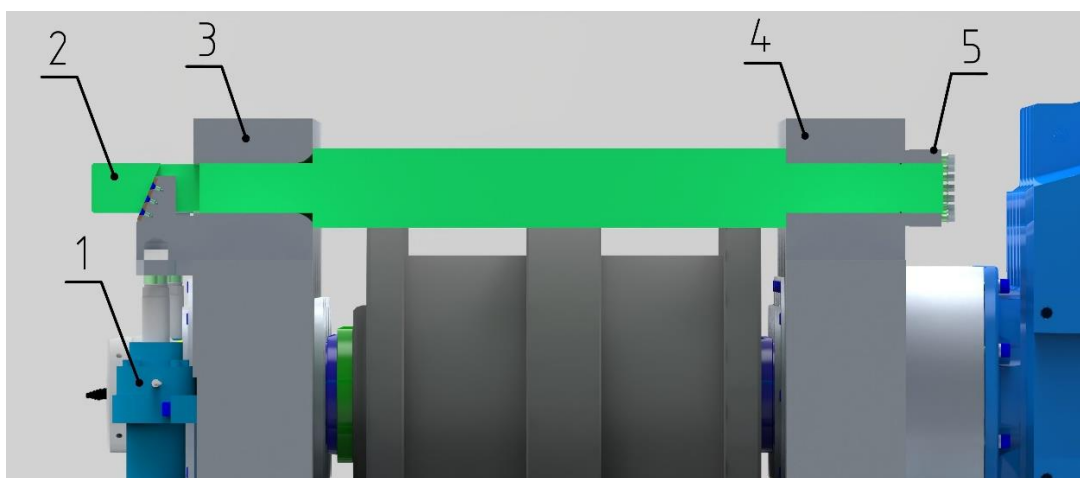


Obr. 21) Přestavovací mechanismus SGT 350-GO-0-10.66-0-250-3-MGA-250-M160(250)

## 6.6 Návrh rámu

Podle literatury [1] se u rovnaček používal rám z ocelolityny. V litém rámu není potřeba řešit mechanismus předepnutí, který zajišťuje uzavření a žebrování rámu. Tato varianta je pro kusovou výrobu (případ této práce) neekonomická. Dále by nastal problém při výměně kalibrů.

Pro tuto práci byl z výsledku multikriteriální analýzy z podkapitoly (5.2.2) zvolen svařovaný rám, který se skládá ze dvou částí – pevná a pohyblivá. Na pevném rámu jsou umístěny pohony rovnačích hřídelí a mechanismus přestavení spodních válců. Na pohyblivém rámu jsou umístěny mechanismus přestavení spodních válců a mechanismus axiálního předepnutí všech válců. Pro změnu polohy rámu (při výměně kalibrů) je použit pastorek a ozubený hřeben a rám se pohybuje po kluzném vedení. Pevný a pohyblivý rám jsou vzájemně předepnuty (Obr. 22). Toto předepnutí zajišťuje, aby se rám neohnul (ohyb je způsoben od rovnačích sil a klopným momentem pohonů a tvářecími silami). Dále je tímto předepnutím vymezena axiální vůle všech rovnačích hřídelů a válců.



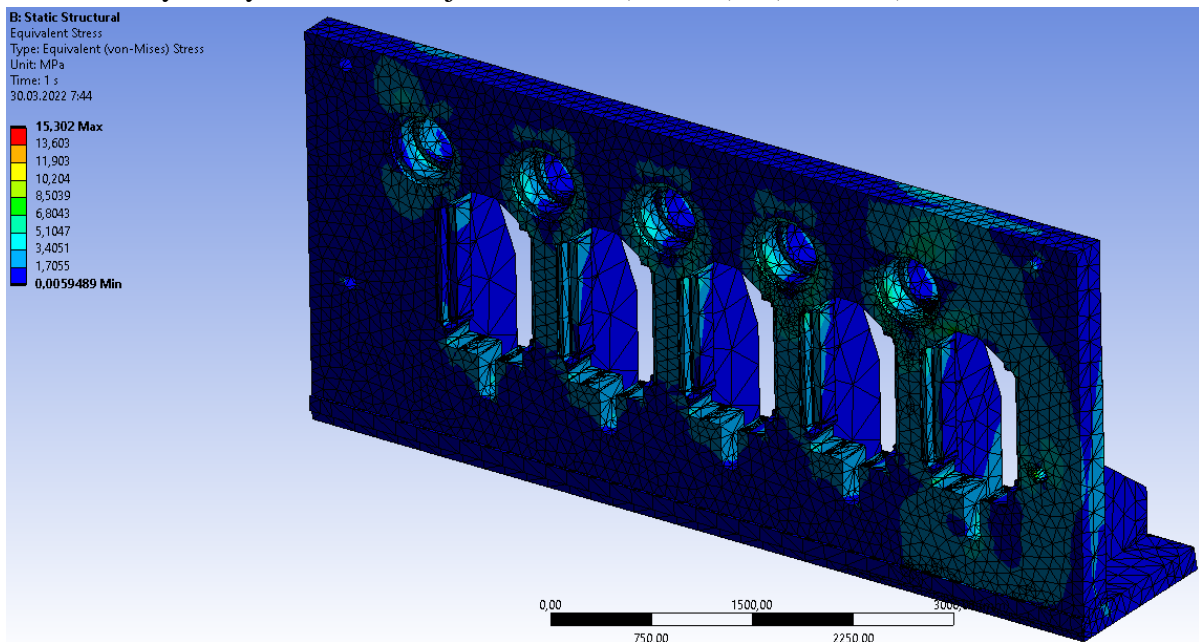
Obr. 22) Předepnutí rámu: 1) Lineární hydromotor, 2) čep předepnutí, 3) pohyblivý stojan, 4) pevný stojan, 5) předepínací matice Nord–Lock

### 6.6.1 Pevnostní kontrola rámu (MKP)

Výsledkem pevnostní analýzy je ověření, že navržený rám bude schopen přenést tvářecí síly a jeho deformace významně neovlivní požadovanou přesnost. V této podkapitole bude popsáno, jakým způsobem byla provedena pevnostní analýza pomocí programu *Ansys 2022 R1* a bude provedeno zhodnocení výsledků. Studentská verze tohoto programu má omezený počet uzlů, se kterými může počítat. Proto byl model zjednodušen – odstranění zkosení, zaoblení a dalších prvků, které významně zvyšují počet uzlů (ale zpravidla zvyšují napětí).

Prvním krokem byla příprava modelu. Ten byl zjednodušen (odstranění zkosení, zaoblení atd.). Následně byl vygenerován *step* soubor pevného rámu obsahující pohony. V *Ansys Workbench* byla vybrána analýza *static structural* (je předpokládáno, že při tváření je velikost sil působící na rám konstantní). Byly nastaveny materiálové vlastnosti podle zvoleného materiálu rámu. V *Design modeleru* byl model rozdělen na rám a pohony. Dalším krokem byl *Mechanical*. Zde byly pohony definovány jako tuhá (nedeformovatelná) tělesa. Dále byla vytvořena síť uzlových bodů (*mesh*). Definováním pohonů jako tuhých těles (*rigid bodies*) je každý pohon definován pouze jedním uzlovým bodem, ve kterém působí tíha pohonu. Následně byly zadány působící síly (*force*) a zahrnut vliv tíhové síly. Spodní část rámu byla vetknuta pomocí (*remote displacement*). Jako požadovaný výstup analýzy byly deformace (*total deformation*) a redukované napětí (*Stress von Mises* – Obr. 23). U napětí byl použit nástroj pro

kontrolu konvergence výsledku, který je uveden v (Tab. 14). Způsob zatížení, rozložení deformací, výsledky a zhodnocení jsou součástí (Tab. 14) a (Příloha 5).



Obr. 23) Rozložení napětí v rámu v Ansys Mechanical

Tab. 14) Výsledek pevnostní analýzy rámu

Měřená veličina	Hodnota	Jednotka
Celková deformace	≈ 0,24	mm
Redukované napětí (von Mises)	≈ 15,3	MPa

Podle výsledků analýzy lze konstatovat, že je rám navržen s dostatečnou tuhostí. Mez kluzu zvoleného materiálu je  $355 \text{ MPa}$ , což je mnohonásobně vyšší hodnota než výsledné napětí. Při třetím zjemnění sítě (zjemněno v místech nejvyšší hodnoty napětí) se hodnota napětí dle kontroly konvergence změnila o 8 %. Další zjemňování kvůli omezení studentské verze nebylo možné. Pokud by došlo k dalšímu zjemnění sítě, tak by se výsledná hodnota napětí změnila. Avšak ne více než o jednotky  $\text{MPa}$ . Tuto chybu autor vzhledem k celkové bezpečnosti rámu považuje za přijatelnou. To samé platí pro celkovou deformaci.

## 6.7 Návrh pohonu pohyblivého rámu

Pohyb tohoto rámu bude realizován pomocí pastorku a ozubeného hřebenu. Pro výpočet potřebného výkonu a momentu je nutno vypočítat statickou třecí sílu, kterou působí rám a všechny jeho části na vedení při rozběhu. Dále bude tato síla přepočtena přes poloměr pastorku na požadovaný moment pohonu.

Největší složka třecí síly odpovídá tíze rámu (normálové síle) působící na podložku (bronzové vedení), která byla zjištěna z 3D modelu. Součinitel statického odporu tření odpovídá dle [13] kontaktu ocel – bronz:

$$F_{tRh} = \mu_{bo} \cdot m_{RC} \cdot g = 0,2 \cdot 64175,4 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} = 125912,1 \text{ N} \quad (81)$$

Další složka třecí síly působí v místě předepnutí ustavení rámu na kluzné plochy. Její velikost je uvažována jako 5 % z  $F_{tRh}$ :

$$F_{tRv} = 0,05 \cdot F_{tRh} = 0,05 \cdot 125912,1 \text{ N} = 6295,6 \text{ N} \quad (82)$$

Celková třecí síla, kterou bude nutno překonat je rovna součtu sil ze vztahů (81) a (82):

$$F_{t_{RC}} = F_{t_{Rh}} + F_{t_{Rv}} = 125912,1N + 6295,6N = 132207,7 N \quad (83)$$

Kroutící moment, který je potřeba přivést na pastorek, odpovídá celkové třecí síle a poloměru pastorku. Průměr pastorku byl zvolen:

$$M_{PR} = F_{t_{RC}} \cdot \frac{D_p}{2} = 132207,7N \cdot \frac{0,8}{2} = 52883,1 Nm \quad (84)$$

Rovnice (81) až (84), kde výpočet proběhl podle [17] platí:

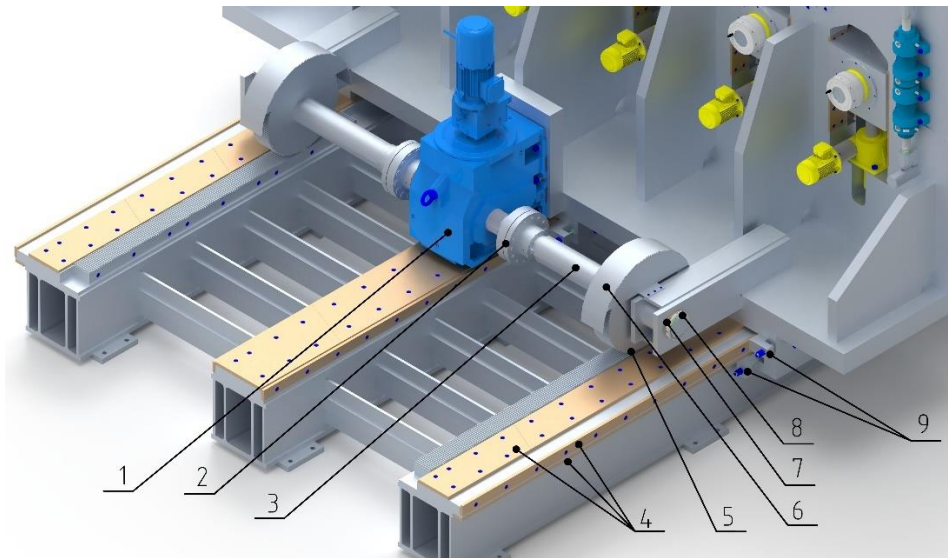
$F_{t_{Rh}}$	[N]	statická třecí síla úměrné hmotnosti pohyblivého rámu
$\mu_{bo}$	[-]	koeficient statického tření bronz–ocel dle [13]
$m_{RC}$	[kg]	celková hmotnost pohyblivého rámu a jeho částí
$g$	[kgm <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$F_{t_{Rv}}$	[N]	třecí síla vzniklá v předepnutí rámu
$F_{t_{RC}}$	[N]	celková třecí síla, kterou je nutno překonat pro pohyb rámu
$D_p$	[m]	zvolený průměr pastorku
$M_{PR}$	[Nm]	moment, který je třeba přivést na pastorek

Dle momentu ze vztahu (84) byl zvolen pohon, jehož parametry jsou v (Tab. 15)

Tab. 15) Pohon pohyblivého rámu SK9096.162LXZ–180MP4TF

PARAMETR	ZNAK	HODNOTA	JEDNOTKA
Jmenovitý výkon	$P_{NR}$	18,5	kW
Jmenovitý moment	$M_{NR}$	120	Nm
Jmenovité otáčky	$n_{NR}$	1480	min <sup>-1</sup>
Jmenovité výstupní otáčky	$n_{PR}$	3,4	min <sup>-1</sup>
Jmenovitý výstupní moment převodovky	$M_{NVR}$	51450	Nm
Moment setrvačnosti motoru	$I_{MotR}$	$205 \cdot 10^{-4}$	kgm <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti převodovky	$I_{PR}$	$550 \cdot 10^{-4}$	kgm <sup>2</sup>
Převodový poměr	$i_{PR}$	431	[-]
Poměr záběrného a jmenovitého momentu	$\frac{M_{ZR}}{M_{NR}}$	~1,6	[-]
Poměr brzdného a jmenovitého momentu	$\frac{M_{BrR}}{M_{NR}}$	~1,8	[-]
Účinnost dle ČSN EN 60034–30–1:2014	$\eta_{MR}$	~0,95	[-]
Hmotnost	$m_{MR}$	2021	kg





Obr. 24) Pohon pohyblivého rámu; 1) Pohon se šnekovou převodovkou, 2) Čepová spojka, 3) Hřídel pohonu, 4) Kluzné desky (bronz), 5) Ozubený pastorek a hřeben, 6) Kryt pastorku, 7) Kluzné ložisko, 8) KM matice a MB podložka, 9) Klíny pro vymezení vůle kluzného vedení

### 6.7.1 Návrh pastorku a ozubeného hřebenu

Při návrhu jakékoli součásti, v tomto případě pastorku a ozubeného hřebenu, je nejprve zvolen materiál. Volba materiálu je zásadní pro správné fungování součásti. Materiál je volen na základě požadavků navrhované součásti jako je tvrdost, pevnost, cena a dostupnost. Pro tuto práci byl zvolen materiál z oceli 14NiCrMo13-4 dle normy ČSN EN 10132:2022, která je určena k cementování. [18]

V předchozí kapitole byly zvoleny nebo vypočteny průměr pastorku, působící síla a kroutící moment. Podle těchto bude pastorek dále dimenzován. Na zuby pastorku působí ohybové napětí způsobené tangenciální silou, která je přímo úměrná krouticímu momentu. Tato síla způsobuje ohybový moment v patě zubu při kontaktu s hřebenem. Zuby jsou tedy cyklicky namáhané a je třeba uvažovat únavu. Hodnota meze únavy odpovídá třetině meze pevnosti. [18]

Návrh předběžného modulu vypočteného podle Lewise, který zatěžovaný zub nahradí vetknutým nosníkem. Je brána polovina celkové třecí síly ze vztahu (83), protože pastorky budou dva [18], [19]:

$$m_o = \frac{\frac{F_{tRC}}{2} \cdot f_s}{b_o \cdot \frac{R_{mo}}{3} \cdot Y_p} = \frac{\frac{132207,7N}{2} \cdot 2}{180mm \cdot \frac{1500MPa}{3} \cdot 0,544} = 2,7 \text{ mm} \quad (85)$$

Pro výpočet maximálního tahového napětí na aktivní straně zubu, kde modul je volen na hodnotu 3 mm a je zahrnut součinitel koncentrace napětí vycházející z tvaru zubu. Poloměr zaoblení u paty zubu byl volen. Tloušťka v patě zubu odpovídá polovině rozteče zubu:

$$\begin{aligned}
 K_t &= 0,18 + \left(\frac{t_z}{r_f}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{t_z}{h_z}\right)^{0,15} = 0,18 + \left(\frac{\frac{\pi \cdot m}{2}}{r_f}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{\frac{\pi \cdot m}{2}}{2,25 \cdot m}\right)^{0,15} \\
 &= 0,18 + \left(\frac{\frac{\pi \cdot 3}{2}}{2}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{\frac{\pi \cdot 3}{2}}{2,25 \cdot 3}\right)^{0,15} = 1,258 [-] \quad (86)
 \end{aligned}$$



$$\sigma_{F_{tRC}} = \frac{K_t \cdot \frac{F_{tRC}}{2}}{b_o \cdot m_o \cdot Y_p} = \frac{1,258 \cdot \frac{132207,7N}{2}}{180 \cdot 3 \cdot 0,544} \approx 283 \text{ MPa} \quad (87)$$

Celková bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy je rovna podílu únavové pevnosti materiálu a napětí ze vztahu (87).

$$k_u = \frac{\frac{R_{mo}}{3}}{\sigma_{F_{tRC}}} = \frac{\frac{1500 \text{ MPa}}{3}}{283 \text{ MPa}} = 1,77 \quad (88)$$

Dle zvoleného průměru a vypočteného modulu lze určit počet zubů pastorku:

$$z_p = \frac{D_p}{m} = \frac{800 \text{ mm}}{3 \text{ mm}} = 266, \bar{6} \text{ mm} \rightarrow z_p = \frac{D'_p}{m} = \frac{810 \text{ mm}}{m} = 270 \quad (89)$$

Ve vztahu (89) muselo dojít ke korekci hlavové kružnice pastorku, protože počet zubů musí být celé číslo.

Lewisův faktor má podle literatury [18] vyšší hodnotu pro hřeben než pro pastorek, tzn. že na hřebenu je dle vztahu (87) nižší hodnota napětí a není třeba ho v rámci návrhu dále řešit.

Rovnice (85) až (89), kde výpočet proběhl podle [18], [19] a platí:

$F_{tRh}$	[N]	statická třecí síla úměrné hmotnosti pohyblivého rámu
$D_p$	[m]	zvolený průměr roztečné kružnice
$m_o$	[mm]	modul ozubení pastorku, ozubeného hřebenu
$b_o$	[mm]	navrhovaná šířka pastorku, ozubeného hřebenu
$f_s$	[-]	návrhový součinitel bezpečnosti pastorku
$Y_p$	[-]	Lewisův faktor pro pastorek
$R_{mo}$	[MPa]	mez pevnosti materiálu 14NiCrMo13-4
$\sigma_{F_{tRC}}$	[MPa]	tahového napětí na aktivní straně zubu
$K_t$	[-]	součinitel koncentrace napětí
$t_z$	[mm]	tloušťka v patě zubu
$r_f$	[mm]	poloměr zaoblení v patě zubu
$h_z$	[mm]	výška zubu dle [20]

### 6.7.2 Kontrola pohonu pohyblivého rámu

Kontrola tohoto pohonu proběhne stejně jako kontrola hlavního pohonu v podkapitole (6.4.4) metodou redukce na rychloběžný hřídel. Je použit obecný vztah stejně jako ve vztahu (67) a následně dosazeno pro pohon pohyblivého rámu:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} \cdot I_{redR} \cdot \omega_{MotR}^2 \\ & = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^p I_i \cdot \omega_i^2 + \frac{1}{2} \cdot \sum_{j=1}^q m_j \cdot v_j^2 = 2 \quad (90) \\ & \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot I_{SP} \cdot \omega_{VR}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{H\ddot{R}} \cdot \omega_{VR}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{PR} \cdot \omega_{VR}^2 \right) + \frac{1}{2} \cdot m_{RC} \cdot v_R^2 \end{aligned}$$

Následně je třeba přepočítat úhlové rychlosti a posuvové rychlosti jednotlivých členů:

$$\omega_{VR} = \frac{\omega_{MotR}}{i_{PR}} \quad (91)$$

$$v_R = \omega_{VR} \cdot \frac{D_p}{2} = \frac{\omega_{MotR} \cdot D_p}{2 \cdot i_{PR}} \quad (92)$$

Dále jsou vztahy (91) a (92) dosazeny do rovnice (90) a je dosazeno:

$$\begin{aligned}
 & \frac{1}{2} \cdot I_{redR} \cdot \omega_{MotR}^2 \\
 & = 2 \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot I_{SP} \cdot \frac{\omega_{MotR}^2}{i_{PR}^2} + \frac{1}{2} \cdot I_{HŘ} \cdot \frac{\omega_{MotR}^2}{i_{PR}^2} + \frac{1}{2} \cdot I_{PR} \cdot \frac{\omega_{MotR}^2}{i_{PR}^2} \right) + \frac{1}{2} \cdot m_{RC} \\
 & \cdot \frac{\omega_{MotR}^2 \cdot D_p^2}{4 \cdot i_{PR}^2} \rightarrow I_{redR} = (I_{SP} + I_{HŘ} + I_{PR}) \cdot \frac{2}{i_{PR}^2} + m_{RC} \cdot \frac{D_p^2}{4 \cdot i_{PR}^2} \quad (93) \\
 & = (7 + 2 + 10) \text{kgm}^2 \cdot \frac{2}{431^2} + 64175,4 \text{kg} \cdot \frac{0,8^2 \text{m}^2}{4 \cdot 431^2} \\
 & = 0,0555 \text{kgm}^2
 \end{aligned}$$

Pro výpočet momentu setrvačnosti posuvných hmot  $I_{MatR}$  je třeba nejprve vypočítat redukovaný moment setrvačnosti  $I'_{MatR}$ , který je redukovaný na pomaloběžný hřídel:

$$\frac{1}{2} \cdot m_{RC} \cdot v_R^2 = \frac{1}{2} \cdot I'_{MatR} \cdot \omega_{VR}^2 \rightarrow I'_{MatR} = m_{RC} \cdot \frac{v_R^2}{\omega_{VR}^2} [\text{kgm}^2] \quad (94)$$

Ten se následně redukuje na rychloběžný hřídel. Za pojezdovou rychlost je dosazeno ze vztahu (92) a za úhlovou rychlost pomaloběžného hřídele ze vztahu (91). Celá rovnice je násobena dvěma, což vyjadřuje počet hřídelů:

$$\begin{aligned}
 I_{MatR} & = 2 \cdot I'_{MatR} \cdot \left( \frac{\omega_{VR}}{\omega_{MotR}} \right)^2 = 2 \cdot m_{RC} \cdot \frac{v_R^2}{\omega_{VR}^2} \cdot \left( \frac{\omega_{MotR}}{\omega_{MotR} \cdot i_{PR}} \right)^2 \\
 & = 2 \cdot m_{RC} \cdot \frac{\omega_{VR}^2 \cdot D_p^2}{\omega_{VR}^2 \cdot 4} \cdot \left( \frac{\omega_{MotR}}{\omega_{MotR} \cdot i_{PR}} \right)^2 = m_{RC} \cdot \frac{D_p^2}{2} \cdot \frac{1}{i_{PR}^2} \quad (95) \\
 & = 64175,4 \text{kg} \cdot \frac{0,8^2 \text{m}^2}{2} \cdot \frac{1}{431^2} = 0,1105 \text{kgm}^2
 \end{aligned}$$

Výsledný moment setrvačnosti  $I_{CelkR}$  je dán součtem momentu setrvačnosti motoru z (Tab. 15) a ze vztahů (93) a (95):

$$\begin{aligned}
 I_{CelkR} & = I_{MotR} + I_{redR} + I_{MatR} = (205 \cdot 10^{-4} + 0,0555 + 0,1105) \text{kgm}^2 \\
 & = 0,187 \text{kgm}^2 \quad (96)
 \end{aligned}$$

Rovnice (90) až (96), kde výpočet proběhl podle [15] a platí:

$\omega_{MotR} [\text{rads}^{-1}]$	úhlová rychlost rychloběžného hřídele
$\omega_{VR} [\text{rads}^{-1}]$	úhlová rychlost pomaloběžného hřídele (převodovky)
$v_R [\text{ms}^{-1}]$	rychlost posuvu stojanu
$i_{PR} [-]$	převodový poměr
$I_{PR} [\text{kgm}^2]$	moment setrvačnosti převodovky viz. (Tab. 15)
$I_{MotR} [\text{kgm}^2]$	moment setrvačnosti motoru viz. (Tab. 15)
$I_{MatR} [\text{kgm}^2]$	moment setrvačnosti posuvných hmot pohyblivého stojanu
$I'_{MatR} [\text{kgm}^2]$	moment setrvačnosti posuvných hmot pohyblivého stojanu redukovaný na pomaloběžný hřídel
$I_{redR} [\text{kgm}^2]$	redukovaný moment setrvačnosti
$I_{HŘ} [\text{kgm}^2]$	moment setrvačnosti rovníčného válce a hřídele
$I_{SP} [\text{kgm}^2]$	moment setrvačnosti rovníčného válce a hřídele
$m_{RC} [\text{kg}]$	celková hmotnost rámu
$D_p [\text{m}]$	průměr pastorku

Výpočet úhlového zrychlení  $\varepsilon$  vychází z úhlové rychlosti rychloběžného hřídele  $\omega_{MotR}$  a času zrychlení. Pro zjednodušení výpočtu se předpokládá, že úhlové zrychlení je konstanta. Úhlová rychlost pak odpovídá změně ze zaváděcí na rovnací rychlost za zvolený čas  $t_{rR}$ :

$$\varepsilon_{rR} = \frac{\Delta\omega_{rR}}{\Delta t_{rR}} = \frac{\Delta\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{NR}}{60}\right)}{\Delta t_{rR}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{1480}{60} - 0}{1 - 0} = 155,0 \text{ rads}^{-2} \quad (97)$$

Rovnice (97) kde výpočet proběhl podle [15] a platí:

- $n_{NR} [\text{min}^{-1}]$  jmenovité otáčky elektromotoru dle (Tab. 15)
- $\varepsilon_{rR} [\text{rads}^{-2}]$  úhlového zrychlení rychloběžného hřídele pohonu rámu
- $\Delta\omega_{rR} [\text{rads}^{-1}]$  změna úhlové rychlosti rychloběžného hřídele pohonu rámu
- $\Delta t_{rR} [\text{s}]$  zvolený čas změny úhlové rychlosti rychloběžného hřídele pohonu rámu

Dynamický moment je pak roven součinu celkového momentu setrvačnosti ze vztahu (74) a úhlového zrychlení ze vztahu (75):

$$M_{dynR} = I_{celkR} \cdot \varepsilon_{rR} = 0,187 \text{ kgm}^2 \cdot 155,0 \text{ rads}^{-2} = 29,0 \text{ Nm} \quad (98)$$

Rovnice (98) kde výpočet proběhl podle [15] a platí:

- $M_{dynR} [\text{Nm}]$  dynamický moment na rychloběžném hřídeli pohonu rámu
- $I_{celkR} [\text{kgm}^2]$  celkový moment setrvačnosti všech hmot ze vztahu (96)
- $\varepsilon_{rR} [\text{rads}^{-2}]$  úhlového zrychlení rychloběžného hřídele pohonu rámu

Výsledný záběrný moment, který musí pohon vyvinout je roven součtu celkového rovnacího momentu (statického) ze vztahu (84), který je třeba k překonání statického tření. A dynamického momentu pro urychlení pohyblivého stojanu ze vztahu (98). Dále je třeba zahrnout do výpočtu účinnost pohonu z (Tab. 15):

$$M_{ZCR} = \left[ \frac{M_{PR}}{i_{PR}} + M_{dynR} \right] \cdot \frac{1}{\eta_{MR}} = \left[ \frac{52883,1}{431} + 29,0 \right] \cdot \frac{1}{0,95} \text{ Nm} = 159,7 \text{ Nm} \quad (99)$$

Poměr záběrného momentu ze vztahu (99) a jmenovitého momentu motoru z (Tab. 15) musí být nižší než poměr záběrného a jmenovitého momentu od výrobce.

$$\frac{M_{ZCR}}{M_{NR}} = \frac{159,7 \text{ Nm}}{192 \text{ Nm}} = 0,83 < 1,6 = \frac{M_{ZR}}{M_{NR}} \quad (100)$$

Rovnice (99) a (100), kde výpočet proběhl podle [15] a platí:

- $M_{PR} [\text{Nm}]$  celkový moment potřebný pro pohyb rámu
- $M_{NR} [\text{Nm}]$  jmenovitý moment motoru dle (Tab. 15)
- $M_{ZR} [\text{Nm}]$  katalogový záběrný moment motoru dle (Tab. 15)
- $M_{ZCR} [\text{Nm}]$  vypočtený záběrný moment motoru
- $M_{dynR} [\text{Nm}]$  dynamický moment dle vztahu (98)
- $\eta_{MR} [-]$  účinnost převodovkového pohonu dle (Tab. 15)

Ze vztahu (100) je zřejmé, že zvolený pohon je pro posuv rámu vyhovující. Pohonu bude uložen pomocí příruby na pohyblivý rám stroje a pohyb je realizován pomocí pastorku a ozubeného hřebenu, který je uložen na základu stroje. Při kontrole pohonu byl použit stejný postup jako v autorově bakalářské práci [15].

## 6.8 Návrh mechanismu předeprnutí

Tento mechanismus předeprňuje pevný a pohyblivý rám vůči sobě. Tím je vymezena vůle uložení rovnacího ústrojí podle (Obr. 19). Mechanismus předeprnutí je realizován pomocí lineárních hydromotorů, které pomocí klínového styku přenáší předeprňací síly (znázorněno na Obr. 22). Tyto síly odpovídají 10 % tvářecí síly. Pro zajištění bezpečnosti bude klín navržen samosvorně.

Výpočet samosvornosti a podmínka samosvornosti byly určeny dle analogie zatížení pohybového šroubu v literatuře [17]. Platí následující vztahy:

Podle (Obr. 25) je podmínka pro samosvornost závislá na úhlu sklonu klínu a na materiálu stykových ploch. Klín bude samosvorný, pokud platí:

$$\operatorname{tg}(\alpha) < \mu_1 \quad (101)$$

Na (Obr. 25) je znázorněno rozložení sil, které působí na klín. Po dosažení předeprnutí je klín ve statické rovnováze. Pomocí silového rozboru a podmínek statické rovnováhy budou sestaveny rovnice a vypočtena požadovaná síla lineárního hydromotoru. Ta se skládá ze dvou složek  $F_1$  a  $F_2$ . Nejprve bude vypočtena síla  $F_1$ :

$$x: \sum F_x = 0 \rightarrow -F_{PR} - T_1 \cdot \cos(\beta) + N_1 \cdot \cos(\alpha) \quad (102)$$

$$y: \sum F_y = 0 \rightarrow F_1 - T_1 \cdot \sin(\beta) - N_1 \cdot \sin(\alpha) \quad (103)$$

Následně jsou určeny doplňkové rovnice, aby soustava měla stejný počet proměnných a rovnic:

$$\alpha + \beta = \frac{\pi}{2} \rightarrow \sin(\alpha) = \cos(\beta) \quad (104)$$

$$T_1 = \mu_1 \cdot N_1 \quad (105)$$

$$N_1 = \frac{F_{PR}}{\cos(\alpha) - \mu_1 \cdot \sin(\alpha)} + \quad (106)$$

Nakonec je vyjádřena síla  $F_1$  ze vztahu (103) a ostatní síly jsou dosazeny a pomocí doplňkových rovnic vyjádřeny jako funkce  $F_{PR}$ , neboť to je jediná známá síla:

$$F_1 = T_1 \cdot \sin(\beta) + N_1 \cdot \sin(\alpha) = \frac{\mu_1 \cdot F_{PR} \cdot \cos(\alpha)}{\cos(\alpha) - \mu_1 \cdot \sin(\alpha)} + \frac{F_{PR} \cdot \sin(\alpha)}{\cos(\alpha) - \mu_1 \cdot \sin(\alpha)} \quad (107)$$

$$= \frac{F_{PR} \cdot (\mu_1 \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha))}{\cos(\alpha) - \mu_1 \cdot \sin(\alpha)}$$

U síly  $F_2$  je podle obrázku zřejmé, že se normálová síla  $N_2$  velikostně rovná síle předeprnutí  $F_{PR}$ . Z toho je pomocí součinitele statického tření získána velikost třecí síly  $T_2$ , která odpovídá síle  $F_2$ :

$$F_2 = T_2 = \mu_2 \cdot N_2 = \mu_2 \cdot F_{PR} \quad (108)$$

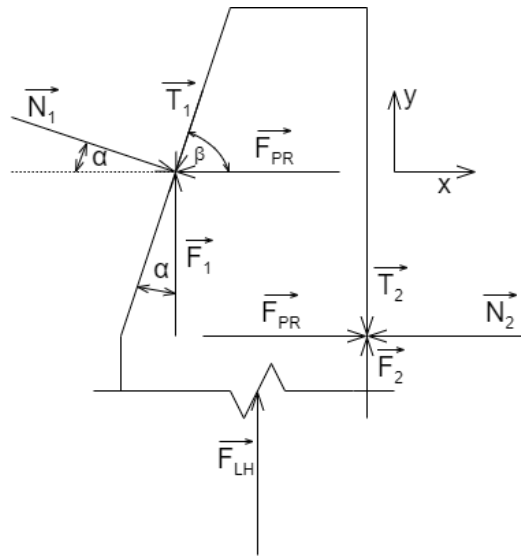
Výsledná síla, kterou musí lineární hydromotor působit na klín pak odpovídá součtu sil ze vztahů (107) a (108). Za předeprňací sílu je, jak bylo výše zmíněno, dosazeno 10 % velikosti tvářecí síly ze vztahu (52). Ta je vynásobena počtem rovnacích válců, najednou rovnaných profilů a vydělena počtem lineárních hydromotorů. Ke zvýšení třecího úhlu a snížení zdvihu

hydromotoru bude na klín přišroubována deska z bronzového hliníku. Ostatní stykové materiály budou ocelové:

$$\begin{aligned}
 F_{LH} = F_1 + F_2 &= \frac{F_{PR} \cdot (\mu_1 \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha))}{\cos(\alpha) - \mu_1 \cdot \sin(\alpha)} + \mu_2 \cdot F_{PR} \\
 &= F_{PR} \cdot \left( \frac{\mu_1 \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)}{\cos(\alpha) - \mu_1 \cdot \sin(\alpha)} + \mu_2 \right) \\
 &= \frac{2 \cdot 10}{4} \cdot 0,1 \cdot 227121,1N \cdot \left( \frac{0,45 \cdot \cos(22,5^\circ) + \sin(22,5^\circ)}{\cos(22,5^\circ) - 0,45 \cdot \sin(22,5^\circ)} + 0,2 \right) \\
 &= 143336,6 N
 \end{aligned}
 \tag{109}$$

Kontrola samosvornosti zvoleného úhlu podle vztahu (101):

$$\operatorname{tg}(22,5^\circ) = 0,414 < 0,45
 \tag{110}$$



Obr. 25) Rozložení sil při předepnutí rámu

Zvolený úhel splňuje podmínku samosvornosti. Pro realizaci předepnutí byl zvolen lineární hydromotor od společnosti Bosch Rexroth: CDH1MS2160110150A3X.

Rovnice (101) až (110), kde výpočet proběhl podle [17] a platí:

$F_x$	[N]	síly ve směru $x$ dle Obr. 25
$F_y$	[N]	síly ve směru $y$ dle Obr. 25
$F_{PR}$	[N]	síla předepnutí
$T_1$	[N]	statická třecí síla na šikmé ploše klínu
$N_1$	[N]	normálová síla
$F_1$	[N]	síla lineárního hydromotoru působící na šikmou plochu klínu
$F_2$	[N]	síla lineárního hydromotoru působící na rovnou plochu klínu
$F_{LH}$	[N]	požadovaná síla lineárního hydromotoru
$\alpha$	[rad]	úhel šikmé plochy klínu
$\beta$	[rad]	úhel mezi šikmou plochou a předepínací silou
$\mu_1$	[-]	součinitel statického tření šikmé plochy
$\mu_2$	[-]	součinitel statického tření rovné plochy



## 7 KONSTRUKCE

V předchozích kapitolách je popsán postup při výběru konstrukční varianty. Zařízení je rozebráno na vybrané konstrukční uzly a pomocí vícekritériální analýzy jsou vybrána optimální provedení vybraných uzlů. Pomocí návrhových a kontrolních výpočtů jsou dimenzovány jednotlivé konstrukční uzly. Souhrnně lze profilovou rovnačku popsat následovně:

Hlavní a nosnou částí stroje je svařovaný rám. Ten se skládá ze tří částí: základu, pevné a pohyblivé části. Základ je postaven na betonový základ. Při montáži je rám usazen do správné polohy a vypořádkován. Následně je zalit betonem a připevněn šrouby, které jsou v zalitých chemických kotvách. Pevná část rámu je uložena na základ a pomocí klínu je uložena a předepnuta. Pohyblivá část se pohybuje po bronzovém kluzném vedení pomocí ozubeného hřebenu a pastorku. Při rovnání je pevná a pohyblivá část vzájemně předepnuta pomocí čepu a lineárního hydromotoru, která předepíná čep přes nakloněnou rovinu.

Horní válce (horní rovnací ústrojí) jsou uloženy v pevném rámu a pohyblivém rámu. Při rovnání jsou válce předepnuty pomocí čepů (viz. předchozí odstavec) a hydraulických matic. Při výměně rovnacích kalibrů odjede pohyblivý stojan a rovnací hřídel zůstane na pevném rámu. Toto je umožněno uložení rovnacího hřídele do pouzder (s vůlí). Pro přenos tvářecích sil jsou použita soudečková dvouřadá ložiska. Síly předepnutí rámu a axiální sílu při výměně kalibrů zachycuje klíčkové ložisko a axiální kuželíková ložiska. Ta jsou uložena s radiální vůlí, aby při rovnání přenášela pouze axiální síly.

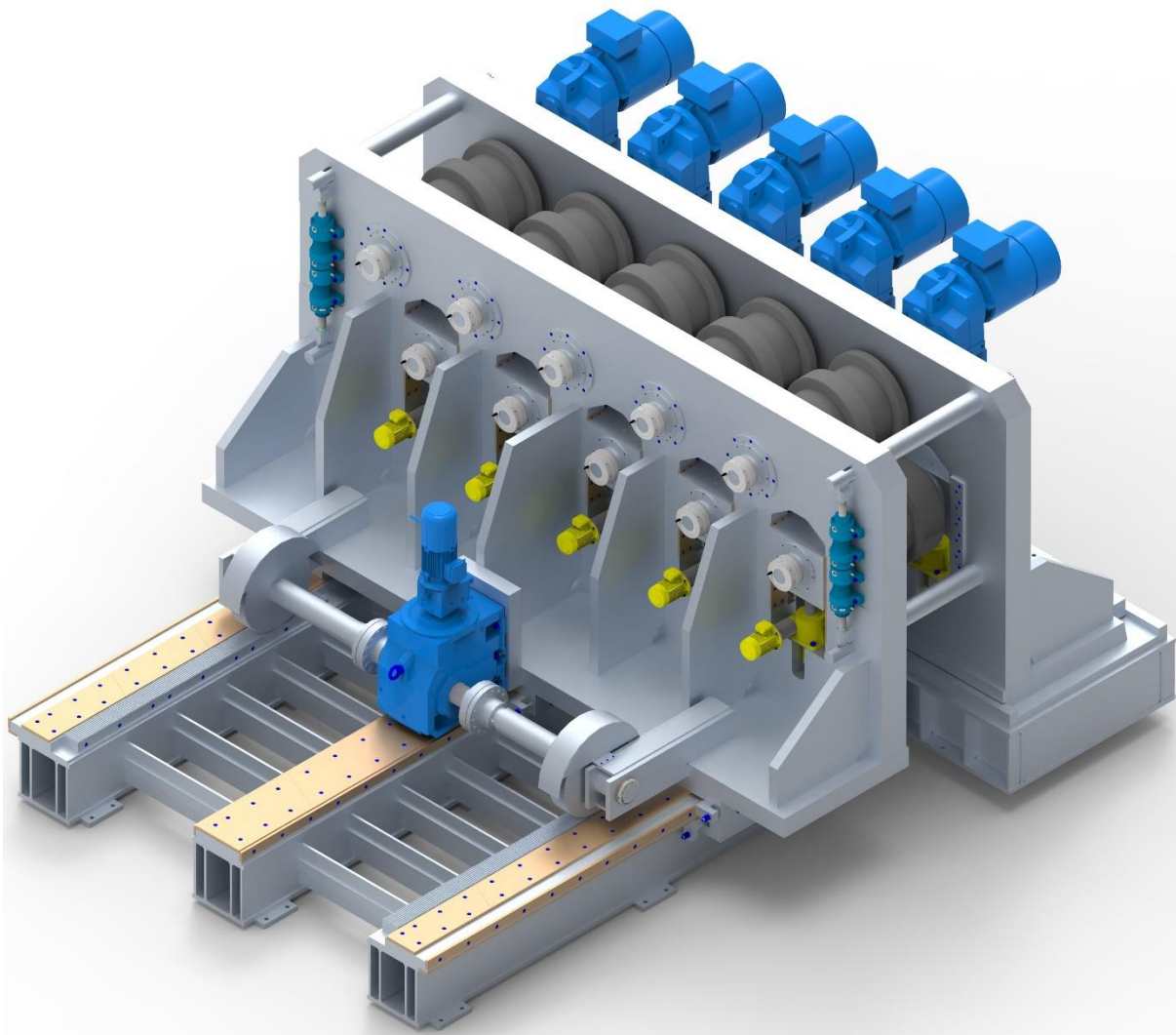
Spodní válce jsou uloženy obdobně. Rozdílem je uložení v ložiskovém domku, který je pomocí zdvihacího mechanismu přestavován. Ložiskový domek je uložena v pevném a pohyblivém rámu. Jeho poloha je zajištěna výše zmíněným zdvihacím mechanismem a bronzovým vedením. Každý válec je přestavitelný samostatně.

Hlavní pohony, které zajišťují rovnání, jsou uloženy na pevném rámu pomocí šroubových spojů. Jejich výkon je dimenzován pro pohánění horních válců. Spodní válce naháněné nejsou. Přenos kroutícího momentu na rovnací hřídel je realizován pomocí pera. V pohonu je pak dutý hřídel s nábojem, který dovoluje malé vyosení (v tomto případě nahrazuje zubovou spojku). Pohon pohyblivého rámu je elektromotor se šnekovou převodovkou. Kroutící moment je přenášena na pastorky, které zabírají společně s ozubeným hřebenem.

Hlavní parametry zařízení jsou uvedeny v (Tab. 16). Pro získání ucelené představy o tom, jak zařízení vypadá a ze kterých částí se skládá je vidět na (Obr. 26) a (Obr. 27).

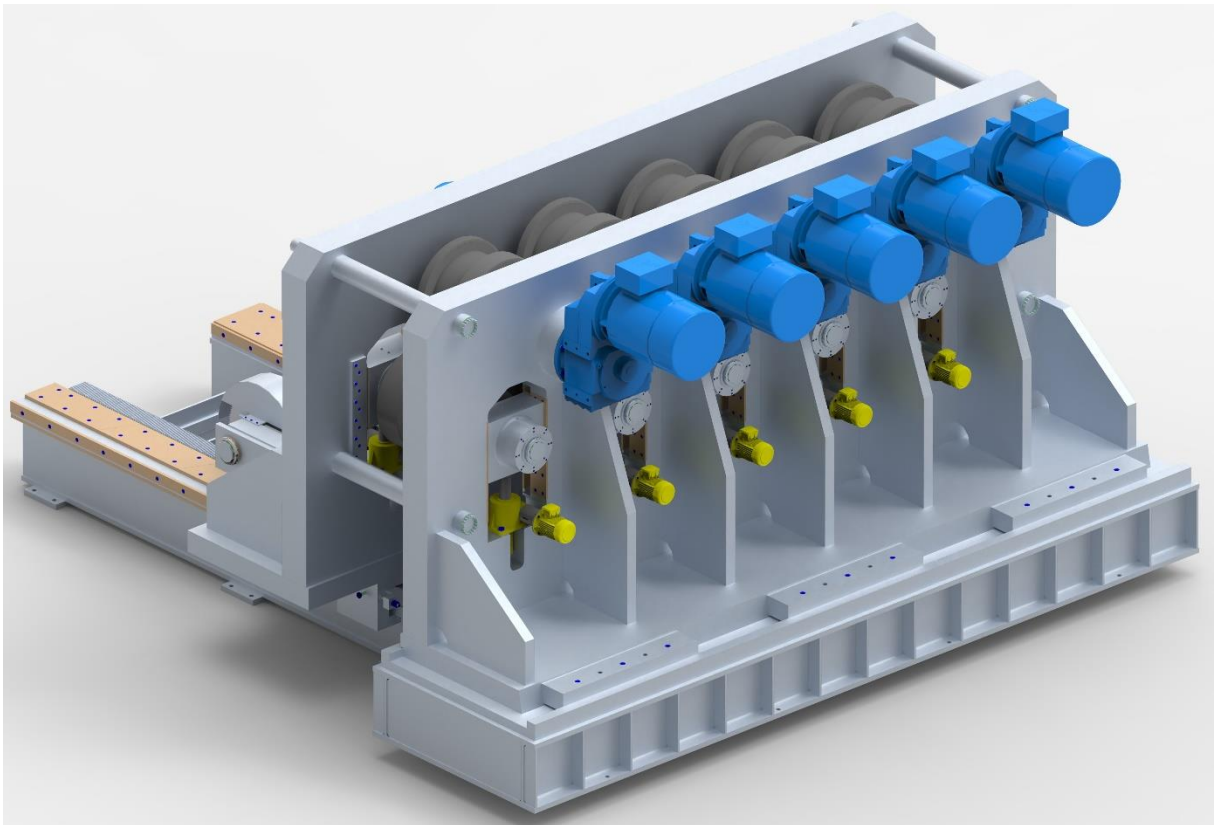
Tab. 16) Hlavní parametry rovnačky profilů

Parametry	Hodnota	Jednotka
Hlavní pohon	5x 110 kW/1488 min <sup>-1</sup>	
Rozsah rovnací rychlosti	1,2 ÷ 2,5	ms <sup>-1</sup>
Pohon pohyblivého rámu	18,5 kW/1480 min <sup>-1</sup>	
Průměr rovnacích válců	910	mm
Šířka rovnacích válců	1000	mm
Počet rovnacích válců	10	[-]
Rozměry: výška × šířka × délka	4,46 × 7,88 × 7,4	m



*Obr. 26) Přední 3D pohled na celé strojní zařízení*





*Obr. 27) Zadní 3D pohled na celé strojní zařízení*



## 8 ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývala návrhem rovnacího zařízení na profily v nepřetržitém provozu. Výsledkem je návrh zařízení dle zadaných parametrů a kontrola jeho kritických částí.

Úvodní část práce byla věnována obecné problematice profilových rovnaček. Bylo uvedeno, k čemu zařízení slouží a princip jeho fungování. Dále byl proveden rozbor stávajících konstrukčních řešení. Po zvolení vhodného konstrukčního řešení následovalo jeho rozdělení na vybrané konstrukční uzly. U nich bylo navrženo alespoň jedno „moderní“ konstrukční řešení. Ta pak vstupovala do vícekriteriální analýzy a pomocí obecných kritérií byla stanovena relativní technická úroveň jednotlivých variant řešení. Dále bylo nutno přihlídnout k požadavkům zákazníka. Jako optimální konstrukční řešení, které vychází z vícekriteriální analýzy a požadavků zákazníka, byla zvolena varianta rovnačky s děleným rámem, jehož jedna část je pohyblivá kvůli výměně kalibrů. Spodní válce jsou samostatně přestavitelné a poháněné jsou pouze horní rovnací válce pomocí převodkových elektromotorů.

Následující část práce se věnovala zvoleným problémům spojených s návrhem válečkových rovnaček a stručně je charakterizovala

Na teoretické části navazuje část výpočtová. Zde byl určen deformační moment (největší U-profil odpovídá hodnotě momentu  $28,1 \text{ kNm}$ ) pro jednotlivé profily, který musí pohon přivést na poháněné rovnací válce s ohledem na třecí (ztrátové) momenty. Podle celkového součtu všech momentů byl zvolen převodkový elektromotor o výkonu  $110 \text{ kW}$  a výstupních otáčkách  $27 \text{ min}^{-1}$ . Rychlost toku materiálu odpovídající otáčkám byla volena dle zadání. Rozběh pohonu byl zkontrolován pomocí metody redukce na rychloběžný hřídel. Převod kroutícího momentu na rovnací hřídel a následně na rovnací válec byl realizován pomocí per. Synchronizace otáček byla zajištěna pomocí distribuovaných hodin společnosti Beckhoff. Měření otáček je realizováno pomocí výrobcem vestavěného absolutního enkodéru.

U všech navrhovaných součástí byl proveden kontrolní výpočet pro ověření, že splní požadovanou funkci. Z těchto výpočtů vyplynulo, že navržené součásti jsou schopné plnit svoji funkci s dostatečnou bezpečností.

Při návrhu rámu a rovnacího hřídele byla využita MKP analýza. Ta určila maximální napětí a deformaci rámu při rovnání. Pro rovnací hřídel byla určena bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy.

Pro přenos tvářecích sil byla zvolena radiální soudečková ložiska. Ložiska CARB nebyla využita, protože jsou dvakrát dražší než soudečková a pro danou aplikaci nepřináší významné výhody.

Byla provedena analýza rizik a pomocí metody tří kroků byla zvolená rizika snížena na přijatelnou úroveň.

Podle návrhových výpočtů byl zhotoven 3D model celého zařízení pomocí programu Solid Edge 2021. Z modelu pak byla vytvořena příložená výkresová dokumentace.

Tato práce obsahuje stěžejní konstrukční výpočty. Na další výpočty se vzhledem k rozsahu práce nedostalo. Další fáze konstrukční práce by se zabývala detailním zpracováním jednotlivých konstrukčních uzlů. V praxi by se práce na jednotlivých konstrukčních uzlech rozdělila mezi více lidí, kteří by pracovali na jejich detailním zpracování. Jedná se zejména o pevnostní analýzu MKP jednotlivých součástí a celku. Výsledek této analýzy by dopomohl k optimalizaci navržených rozměrů za účelem snížení výrobních nákladů. Dále je nutné doplnit olejové a tukové rozvody a vytvořit příslušné mazací plány. Je třeba k jednotlivým součástem či celkům doplnit prvky pro manipulaci. Vytvořit plán koncových snímačů pro plnou automatizaci zařízení a kompletní plány elektroinstalace. V poslední řadě vytvořit manuál pro provoz stroje.

### **Naplnění zadání:**

Bylo dosaženo všech cílů, které byly stanoveny v zadání a v průběhu práce. Navržené rovnací zařízení splňuje požadované parametry.

### **Výsledek do praxe:**

Hlavními výstupy práce, které se budou následně detailně zpracovávat ve společnosti Primetals Technologies a.s., jsou 3D model, návrhový výkres hlavní sestavy a výpočtový sešit Excel (Příloha 1). 3D model a výkres lze rozdělit do týmu konstruktérů, kde každý bude zpracovávat jednotlivé části (konstrukční uzly) se zachováním připojovacích rozměrů. Výpočtový sešit Excel obsahuje vyhodnocení multikriteriální analýzy, výpočet kroutícího momentu a výkonu pohonu v závislosti na rozměrech příčných průřezů U, I a L–profilů, jejich materiálových vlastnostech a délce. Dále jsou zde vypočteny reakční síly pro výpočet parametrů přestavovacího mechanismu. Poslední list obsahuje výpočet předepínací síly pro rám. Tento výpočtový sešit lze použít pro výpočet zadaných profilů libovolného rozměru.

Pro mechanickou část stroje byla provedena analýza rizik dle ČSN EN ISO 12100. Postup při analýze rizik je detailně popsán v podkapitole 5.2.7 a výsledek analýzy je součástí (Příloha 6). Bylo zvoleno pět rizik, která byla snížena metodou tři kroků. Dále by se pokračovalo snížením všech rizik a musela by být bezpečnost řešena s ohledem na elektrickou a hydraulickou výbavu stroje. Výsledkem by byl návod na provoz stroje.

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] POKORNÝ, Arnošt. *Tvářecí stroje: Podélná a příčná doprava a manipulátory, dělicí a rovnací stroje*. 1. Ostrava: VŠB Ostrava, 1979. ISBN 80-7078-068-1.
- [2] CARB Ložiska. In: *SKF* [online]. [cit. 2022-03-31]. Dostupné z: <https://www.skf.com/sg/products/rolling-bearings/roller-bearings/carb-toroidal-roller-bearings>
- [3] KAMELANDR, Ivan. *Tvářecí stroje II*. Brno, 1985. Skriptum. VUT Brno.
- [4] EtherCAT – the Ethernet Fieldbus: Distributed clocks for high-precision synchronization. In: *Beckhoff* [online]. [cit. 2022-04-08]. Dostupné z: <https://www.beckhoff.com/cs-cz/products/i-o/ethercat/>
- [5] Předepínací prvky. In: *NORD-LOCK GROUP* [online]. [cit. 2022-05-12]. Dostupné z: <https://www.nord-lock.com/cs-cz/superbolt/vyroby/predepinaci-prvky/>
- [6] Výpočet průhybu nosníku. In: *E-Konstrukér: Portál pro strojní konstruktéry* [online]. [cit. 2022-04-09]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/technicke-vypocety/18-vypocet-pruhybu-nosniku>
- [7] MAREK, Jiří. *Systémový přístup a rozhodování v konstrukčním procesu*. Brno, 2021, 71 s. Interní učební texty Ústavu výrobních strojů, systémů a robotiky.
- [8] *Casting, rolling, straightening* [online]. In: . [cit. 2022-02-16]. Dostupné z: [https://sc02.alicdn.com/kf/H4c2828b583c64a47a7edc0cc0b4ed6d1q/200443981/H4c2828b583c64a47a7edc0cc0b4ed6d1q.png\\_.webp](https://sc02.alicdn.com/kf/H4c2828b583c64a47a7edc0cc0b4ed6d1q/200443981/H4c2828b583c64a47a7edc0cc0b4ed6d1q.png_.webp)
- [9] HORNÍKOVÁ, Jana a Pavel ŠANDERA. *Pružnost a pevnost* [online]. 1. Brno: CERM, s.r.o., 2003, s. 142 [cit. 2022-01-14]. ISBN 80-7204-268-8. Dostupné z: <http://beta.fme.vutbr.cz/cpp/>
- [10] HÖSCHL, Cyril. *Pružnost a pevnost ve strojnictví*. 1. Praha: SNTL, 1971, 376 s. Skriptum. ČVUT.
- [11] ONDRÁČEK, Emanuel. *Teorie rovnání pásů na válečkových rovnačkách*. Žďár nad Sázavou, 1959.
- [12] HOLAS, Jiří. *Bauschingerův efekt a cyklická plasticita u konstrukčních slitin hořčíku* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009 [cit. 2022-01-18]. Dostupné z: [https://www.vut.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=56796](https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=56796). Bakalářská práce. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. Josef Zapletal, Ph.D.
- [13] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [14] Průřezové charakteristiky. In: *Dlupal* [online]. [cit. 2022-01-26]. Dostupné z: <https://www.dlupal.com/cs/prurezove-charakteristiky/>
- [15] PEJCHA, Daniel. *Manipulační zařízení svitku plechu* [online]. Brno, 2020 [cit. 2022-02-14]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/124587>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Ing. Jiří Omes, Ph.D.
- [16] SGT Screw Jack. In: *INKOMA-GROUP* [online]. [cit. 2022-04-04]. Dostupné z: <https://www.inkoma-albert.com/wp-content/uploads/2015/07/inkoma-sgt-screw-jack-albert.pdf>

- [17] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [18] SURYAVANSHI, Omkar. *DESIGNING OF THE RACK AND PINION GEARBOX* [online]. 2017 [cit. 2022-04-05]. ISSN: 2321-7308. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/319874670\\_DESIGNING\\_OF\\_THE\\_RACK\\_AND\\_PINION\\_GEARBOX\\_FOR\\_ALL\\_TERRAIN\\_VEHICLE\\_FOR\\_THE\\_COMPETITION\\_BAJA\\_SAE\\_INDIA\\_AND\\_ENDURO\\_STUDENT\\_INDIA](https://www.researchgate.net/publication/319874670_DESIGNING_OF_THE_RACK_AND_PINION_GEARBOX_FOR_ALL_TERRAIN_VEHICLE_FOR_THE_COMPETITION_BAJA_SAE_INDIA_AND_ENDURO_STUDENT_INDIA). Vishwakarma Institute of Technology.
- [19] ŠEVČÍK, M. *Výpočtové modelování deformačně-napěťových stavů čelního soukolí pomocí MKP* [online]. Brno, 2008, 68 s [cit. 2022-04-05]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/30306056.pdf>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Martin Vrbka, Ph.D.
- [20] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Základy konstruování*. Vydání sedmé, přepracované a doplněné. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-7623-009-5.

## 10 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ OBRÁZKŮ A TABULEK

### 10.1 Seznam zkratk a symbolů

$B$	$[m]$	šířka U–profilu
$b$	$[mm]$	šířka plochy
$b_o$	$[mm]$	navrhovaná šířka pastorku, ozubeného hřebenu
$D_{P\_max}$	$[m]$	maximální délka rovnaných profilů
$D_k$	$[m]$	průměr rovnacího válce
$D_p$	$[m]$	zvolený průměr roztečné kružnice
$dN$	$[W]$	deformační výkon
$dV$	$[m^3]$	elementární objem tvářeného materiálu
$dS$	$[mm^2]$	obsah elementu plochy
$db$	$[m]$	šířka elementu plochy
$dl$	$[m]$	elementární délka tvářeného materiálu
$dz$	$[mm]$	výška elementu plochy
$d\varepsilon$	$[-]$	poměrné prodloužení
$E$	$[MPa]$	modul pružnosti v tahu
$E_n$	$[Jm^{-3}]$	energie napjatosti v elementárním objemu tvářeného materiálu
$\vec{F}$	$[N]$	síla na rameni $\vec{r}$
$F_1$	$[N]$	síla lineárního hydromotoru působící na šikmou plochu klínu
$F_2$	$[N]$	síla lineárního hydromotoru působící na rovnou plochu klínu
$F_{3U300}$	$[N]$	tvářecí síla odpovídající jednomu profilu U300
$F_{CU300}$	$[N]$	rovnací síla pro jeden rovnaný profil dle vztahu (50)
$F_{LH}$	$[N]$	požadovaná síla lineárního hydromotoru
$F_{PR}$	$[N]$	síla předeprnutí
$F_n$	$[N]$	reakční síla na jednotlivých kalibrech
$F_{př}$	$[N]$	přestavovací síla
$F_{tRh}$	$[N]$	statická třecí síla úměrné hmotnosti pohyblivého rámu
$F_{tRv}$	$[N]$	třecí síla vzniklá v předeprnutí rámu
$F_{tRC}$	$[N]$	celková třecí síla, kterou je nutno překonat pro pohyb rámu
$F_x$	$[N]$	síly ve směru $x$ dle Obr. 25
$F_y$	$[N]$	síly ve směru $y$ dle Obr. 25
$f_s$	$[-]$	návrhový součinitel bezpečnosti pastorku
$g$	$[ms^{-2}]$	tíhové zrychlení
$H$	$[m]$	výška U–profilu
$H_{jx}$	$[-]$	číselné hodnocení zvolené autorem (je subjektivní)
$H_{j\_max}$	$[-]$	největší hodnota $H_{jx}$ v řádku daného hodnotícího kritéria
$H_{j\_min}$	$[-]$	nejmenší hodnota $H_{jx}$ v řádku daného hodnotícího kritéria
$h$	$[m]$	velikost plastické zóny
$h_z$	$[mm]$	výška zubu dle [20]
$I_{Celk}$	$[kgm^2]$	celkový moment setrvačnosti všech hmot ze vztahu (74)
$I_{CelkR}$	$[kgm^2]$	celkový moment setrvačnosti všech hmot ze vztahu (96)
$I_{HK}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti rovnacího válce a hřídele
$I_{HŘ}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti hřídele pastorku
$I_{Mot}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti motoru viz. (Tab. 10)
$I_{MotR}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti motoru viz. (Tab. 15)

$I_{Mat}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti posuvných hmot
$I_{MatR}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti posuvných hmot pohyblivého stojanu
$I'_{MatR}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti posuvných hmot pohyblivého stojanu redukovaný na pomaloběžný hřídel
$I_P$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti převodovky viz. (Tab. 10)
$I_{PR}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti převodovky viz. (Tab. 15)
$I_{SP}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti zubové spojky
$I_{jx}$	$[-]$	index změny kritéria vzhledem k základní hodnotě
$I_{red}$	$[kgm^2]$	redukovaný moment setrvačnosti
$I_{redR}$	$[kgm^2]$	redukovaný moment setrvačnosti pohonu stojanu
$i_P$	$[-]$	převodový poměr
$i_{PR}$	$[-]$	převodový poměr pohonu stojanu
$K_t$	$[-]$	součinitel koncentrace napětí
$\vec{M}$	$[Nm]$	moment síly
$M_{1,2,3}$	$[m^2]$	plastické oblasti
$M_{CU300}$	$[Nm]$	celkový moment potřebný pro tváření dle vztahu (58)
$M_N$	$[Nm]$	jmenovitý moment motoru dle (Tab. 10)
$M_{NR}$	$[Nm]$	jmenovitý moment motoru dle (Tab. 15)
$M_{PR}$	$[Nm]$	moment, který je třeba přivést na pastorek
$M_Z$	$[Nm]$	katalogový záběrný moment motoru dle (Tab. 10)
$M_{ZR}$	$[Nm]$	katalogový záběrný moment motoru dle (Tab. 15)
$M_{ZC}$	$[Nm]$	vypočtený záběrný moment motoru
$M_{ZCR}$	$[Nm]$	vypočtený záběrný moment motoru
$M_{dyn}$	$[Nm]$	dynamický moment dle vztahu (76)
$M_{dynR}$	$[Nm]$	dynamický moment na rychloběžném hřídeli pohonu rámu
$M_o$	$[Nm]$	ohybový moment působící na rovnaný profil
$M_{oep}$	$[Nm]$	pružně plastický ohybový moment
$M_{tL}$	$[Nm]$	třecí moment v ložiscích dle (Tab. 12)
$m_{HK}$	$[kg]$	celková hmotnost rovnacího hřídele a kalibru
$m_{HKC}$	$[kg]$	tíha všech hmotných členů spodního rovnacího válce
$m_M$	$[kg]$	hmotnost pohonu
$m_{Mat}$	$[kgm^{-1}]$	hmotnost U300 na metr délky dle [14], ze zadání je délka až 80 m
$m_{RC}$	$[kg]$	celková hmotnost pohyblivého rámu a jeho částí
$m_o$	$[mm]$	modul ozubení pastorku, ozubeného hřebenu
$N_1$	$[N]$	normálová síla
$N_{de}$	$[W]$	deformační výkon v pružném stavu
$N_{dp}$	$[W]$	deformační výkon v plastickém stavu
$q_j$	$[-]$	váha j-tého kritéria (viz. Tab. 3)
$R_e$	$[MPa]$	mez kluzu rovnaného materiálu
$R_m$	$[MPa]$	mez pevnosti rovnaného materiálu
$R_{mo}$	$[MPa]$	mez pevnosti materiálu 14NiCrMo13-4
$\vec{r}$	$[m]$	rameno síly $\vec{F}$
$r_f$	$[mm]$	poloměr zaoblení v patě zubu
$S_j$	$[-]$	vážený index změny j-tého kritéria (Tab. 4–zelená políčka)
$S_x$	$[-]$	relativní technickou úroveň j-té varianty
$s_{k\_max}$	$[mm]$	maximální šířka válců
$T_1$	$[N]$	statická třecí síla na šikmé ploše klínu



$t$	$[m]$	rozteč válců
$t_f$	$[m]$	výška příruby U–profilu
$t_{rp}$	$[^{\circ}C]$	teplota materiálu při rovnání
$t_w$	$[m]$	výška stojiny U–profilu
$t_z$	$[mm]$	tloušťka v patě zubu
$v_R$	$[ms^{-1}]$	rychlost posuvu stojanu
$v_p$	$[ms^{-1}]$	zaváděcí rychlost
$v_r$	$[ms^{-1}]$	rychlost materiálu při rovnání
$Y_p$	$[-]$	Lewisův faktor pro pastorek
$y_s$	$[m]$	poloha neutrální osy
$z$	$[m]$	vzdálenost od neutrální osy
$z_{sj}$	$[m]$	zdvih přestavovacího mechanismu
$\alpha$	$[rad]$	úhel šikmé plochy klínu
$\beta$	$[rad]$	úhel mezi šikmou plochou a předepínací silou
$\Delta t_{rR}$	$[s]$	zvolený čas změny úhlové rychlosti rychloběžného hřídele pohonu rámu
$\Delta t_{rp}$	$[s]$	zvolený čas změny úhlové rychlosti rychloběžného hřídele
$\Delta \omega_{rp}$	$[rads^{-1}]$	změna úhlové rychlosti rychloběžného hřídele
$\Delta \omega_{rR}$	$[rads^{-1}]$	změna úhlové rychlosti rychloběžného hřídele pohonu rámu
$\varepsilon$	$[-]$	poměrné prodloužení
$\varepsilon_k$	$[-]$	poměrné prodloužení na mezi kluzu
$\varepsilon_{rp}$	$[rads^{-2}]$	úhlové zrychlení rychloběžného hřídele ze vztahu (75)
$\varepsilon_{rR}$	$[rads^{-2}]$	úhlového zrychlení rychloběžného hřídele pohonu rámu
$\eta_M$	$[-]$	účinnost převodovkového pohonu dle (Tab. 10)
$\eta_{MR}$	$[-]$	účinnost převodovkového pohonu dle (Tab. 15)
$\mu_1$	$[-]$	součinitel statického tření šikmé plochy
$\mu_2$	$[-]$	součinitel statického tření rovné plochy
$\mu_{bo}$	$[-]$	koeficient statického tření bronz–ocel dle [13]
$\xi$	$[m]$	velikost pružné zóny
$\xi_o$	$[m^2]$	pružná oblast
$\sigma$	$[MPa]$	napětí v materiálu
$\sigma_{F_{tRC}}$	$[MPa]$	tahového napětí na aktivní straně zubu
$\sigma_z$	$[MPa]$	funkce napětí v pružné zóně
$\varphi$	$[-]$	koeficient pružné zóny
$\omega_{Mot}$	$[rads^{-1}]$	úhlová rychlost rychloběžného hřídele hlavního pohonu
$\omega_{MotR}$	$[rads^{-1}]$	úhlová rychlost rychloběžného hřídele pohonu stojanu
$\omega_P$	$[rads^{-1}]$	úhlová rychlost pomaloběžného hřídele (převodovky)
$\omega_{PR}$	$[rads^{-1}]$	úhlová rychlost pomaloběžného hřídele (převodovky) pohonu stojanu
$\omega_r$	$[rads^{-1}]$	úhlová rychlost rovnacího válce
$\omega_{rmax}$	$[rads^{-1}]$	maximální úhlová rychlost rovnacího válce
$\omega_{rmin}$	$[rads^{-1}]$	minimální úhlová rychlost rovnacího válce

## 10.2 Seznam obrázků

Obr. 1) CARB ložisko v kombinaci s a) soudečkovým, b) kuličkovým ložiskem [2].	19
Obr. 2) Distribuované hodiny od společnosti Beckhoff [4] .....	20
Obr. 3) Předepínací matice NORD–LOCK Group [5] .....	21
Obr. 4) Tvářecí síla působící na a) konzolovém uspořádání, b) uzavřený stojan [6]...	23
Obr. 5) Rozdělení rovnačky na hlavní konstrukční uzly: .....	24
Obr. 6) Umístění zařízení ve výrobě [8].....	32
Obr. 7) Blokový diagram stroje .....	34
Obr. 8) Tahový diagram oceli [10]; Hookův zákon [9]; Trhací diagram [11] .....	35
Obr. 9) Rozložení napětí.....	36
Obr. 10) Pružně plastické namáhání elementu profilu o šířce b a výšce h [11] .....	37
Obr. 11) Průběh ohybového momentu při rovnání.....	40
Obr. 12) Rozdělení U–profilu na obdélníkové části.....	45
Obr. 13) Rozdělení I–profilu na obdélníkové části .....	46
Obr. 14) Rozdělení L–profilu na obdélníkové části .....	48
Obr. 15) Momenty na poháněných válcích (červené válce).....	51
Obr. 16) Pohon SK 10382.1AFB – 315SP/4 TF společnosti Nord Drive Systems.....	52
Obr. 17) Řez rovníací hřídelí a rovníacím válcem.....	53
Obr. 18) Bezpečnost k meznímu stavu únavy pro profil UPE 160 .....	54
Obr. 19) Uložení ložisek a vymezení vůle .....	56
Obr. 20) Grafické určení potřebného zdvihu podle rozměru profilů; rozměry v [mm]	60
Obr. 21) Přestavovací mechanismus .....	60
Obr. 22) Předepnutí rámu .....	61
Obr. 23) Rozložení napětí v rámu v Ansys Mechanical.....	62
Obr. 24) Pohon pohyblivého rámu .....	64
Obr. 25) Rozložení sil při předepnutí rámu .....	69
Obr. 26) Přední 3D pohled na celé strojní zařízení .....	72
Obr. 27) Zadní 3D pohled na celé strojní zařízení .....	73
Obr. 28) Soudečkové ložisko 22244–2CS5/VT143 .....	87
Obr. 29) Zatížení rovníacího ústrojí .....	91
Obr. 30) Deformace rovníacího hřídele.....	91
Obr. 31) Redukované napětí na rovníacím hřídeli.....	92
Obr. 32) Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy dle kritéria ASME .....	92
Obr. 33) Zatížení pevného rámu.....	93
Obr. 34) Deformace pevného rámu .....	94

### 10.3 Seznam tabulek

Tab. 1) Hodnotící kritéria pro konstrukční uzly rovnačky .....	25
Tab. 2) Párové porovnání parametrů .....	25
Tab. 3) Kvantifikovaná matice pro stanovení vah kritérií.....	26
Tab. 4) Bazické srovnání variant – Metoda PATTERN.....	27
Tab. 5) Metoda PATTERN pro uložení rovnačího hřídele .....	28
Tab. 6) Metoda PATTERN pro srovnání přestavovacích mechanismů .....	28
Tab. 7) Metoda PATTERN pro výběr pojezdu pohyblivého rámu .....	28
Tab. 8) Metoda PATTERN pro určení způsobu předepnutí rámu .....	29
Tab. 9) Průřezové charakteristiky jednotlivých profilů [14] .....	49
Tab. 10) Hlavní parametry převodovkového elektropohonu.....	52
Tab. 11) Vyhodnocení MKP analýzy rovnačího hřídele.....	54
Tab. 12) Hlavní parametry soudečkového ložiska SKF 22244–2CS5/VT146.....	55
Tab. 13) Parametry přestavovacího mechanismu z katalogu [16].....	60
Tab. 14) Výsledek pevnostní analýzy rámu .....	62
Tab. 15) Pohon pohyblivého rámu SK9096.162LXZ–180MP4TF .....	63
Tab. 16) Hlavní parametry rovnačky profilů.....	71
Tab. 17) Parametry přestavovacího mechanismu Screw Jack SGT 350 [16] .....	89
Tab. 18) Identifikace všech relevantních nebezpečí.....	95
Tab. 19) Analýza významných nebezpečí .....	96
Tab. 20) Přehled všech identifikovaných nebezpečí .....	99
Tab. 21) Formuláře pro odhad rizika.....	101



## 11 SEZNAM PŘÍLOH

### **Příloha 1**

Výpočtový sešit MS Excel: 2022\_DP\_200733\_vypocty

### **Příloha 2**

Výpočtová zpráva soudečkového ložiska SKF 22244-2CS5K VT143

### **Příloha 3**

Dokumentace k přestavovacímu mechanismu SGT 350-GO-0-10.66-0 250-3 MGA-250-M160(250)

### **Příloha 4**

MKP analýza rovnacího válce

### **Příloha 5**

MKP analýza pevného rámu

### **Příloha 6**

Analýza rizik a snížení vybraných rizik

### **Příloha 7**

Model rovnačky ve formátu 0000.step

### **Příloha 8**

Výkres hlavní sestavy rovnačky profilů: DP-SZZ.LRN-M0000; 1 list A0, 1 list A1

### **Příloha 9**

Seznam položek hlavní sestavy: DP-SZZ.LRN-M0001; 1 list A4

### **Příloha 10**

Výkres sestavy horního rovnacího ústrojí: DP-SZZ.LRN-M3000; 1 list A1

### **Příloha 11**

Seznam položek sestavy horního rovnacího ústrojí: DP-SZZ.LRN-M3001; 2 listy A4

### **Příloha 12**

Výkres horního rovnacího hřídele: DP-SZZ.LRN-M3010; 1 list A2

### **Příloha 13**

Výkres horního rovnacího kalibru: DP-SZZ.LRN-M3011; 1 list A2

### **Příloha 14**

Výkres dutého hřídele: DP-SZZ.LRN-M3012; 1 list A2

### **Příloha 15**

Výkres spodního rovnacího kalibru: DP-SZZ.LRN-M4011; 1 list A2

### **Příloha 16**

Výkres svařence pevného rámu: DP-SZZ.LRN-M2100; 1 list A0

### **Příloha 17**

Výkres ložiskového domku: DP-SZZ.LRN-M2016; 1 list A1

### **Příloha 18**

Výkres víka s labyrintovým těsněním: DP-SZZ.LRN-M2017; 1 list A2



## Příloha 2

Výpočet hlavních ložisek v SKF online kalkulátoru (Obr. 28). Dle kalkulátoru je životnost 51100 h což odpovídá přibližně 5,8 let. Dále je zde určena životnost maziva (ložiska je třeba pravidelně domazávat např. při plánované údržbě). Třecí moment a ztráty na výkonu byly použity při kontrole hlavního pohonu (podkapitola 6.4.4).

### Calculation overview



Spherical roller bearing

■ SKF Explorer

☆ Popular item

Designation	Bearing rating life		Grease		Static safety factor	Frictional moment	Power loss
	Basic	SKF life	Relubrication interval	Catalogue grease life		Total	
	$L_{10h}$ (h)	$L_{10mh}$ (h)	$t_f$ (h)	$L_{10}$ (h)	$S_0$	M (Nmm)	$P_{loss}$ (W)
☆ ■ <u>22244</u> <u>-2CS5/VT1</u> <u>43</u>	> 2x10 <sup>5</sup>	51100	9010	24300	7.55	46900	133

Obr. 28) Soudečkové ložisko 22244–2CS5/VT143





### Příloha 3

Tato příloha popisuje zdvihací parametry přestavovacího mechanismu. V (Tab. 17) jsou popsány otáčky (a jim odpovídající rychlost zdvihu), přiváděný výkon a moment pomocí pohonu od stejné společnosti. Tyto parametry jsou závislé na zatěžovací síle (*Effective load*). Z tabulky lze vyčíst, že statická síla je 350 N. Zdvíhané rovnací ústrojí působí na mechanismus tíhou odpovídající polovině jeho celkové hmotnosti dle podkapitoly 6.5.

Tab. 17) Parametry přestavovacího mechanismu Screw Jack SGT 350 [16]

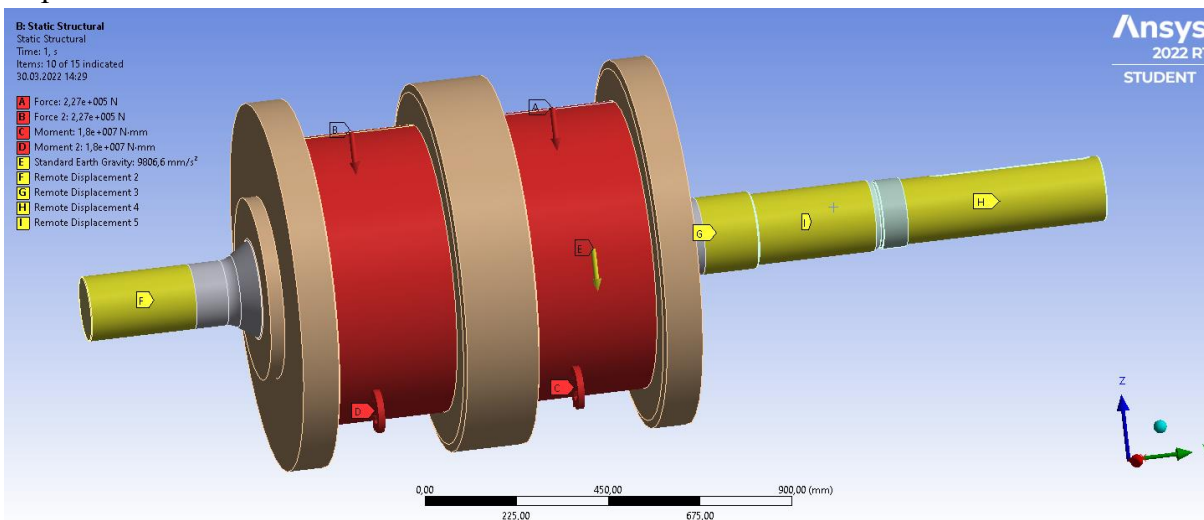
SGT 350																	
Input speed $n_{in}$ [1/min]	Lifting velocity		Ratio $i$ N - L	Effective load $F_{eff}$ . [kN]													
	$V_{lift}$ [mm/min]	$V_{lift}$ [mm/s]		50		100		150		200		250		300		350	
				$P_{in}$	$M_{in}$	$P_{in}$	$M_{in}$	$P_{in}$	$M_{in}$	$P_{in}$	$M_{in}$	$P_{in}$	$M_{in}$	$P_{in}$	$M_{in}$	$P_{in}$	$M_{in}$
50	75,5	1,3	10,66	0,34	65,0	0,69	130	1,03	195	1,36	260	1,71	325	2,06	390	-	-
50	25	0,4	32	0,19	35,5	0,37	71	0,56	106	0,74	142	0,93	177	1,11	213	-	-
100	151	2,5	10,66	0,69	65,0	1,37	130	2,06	195	2,74	260	3,43	325	-	-	-	-
100	50	0,8	32	0,37	35,5	0,74	71	1,11	106	1,49	142	1,86	177	2,23	213	-	-
200	302	5,0	10,66	1,37	65,0	2,74	130	4,11	195	5,48	260	-	-	-	-	-	-
200	100	1,6	32	0,74	35,5	1,49	71	2,23	106	2,97	142	3,71	177	-	-	-	-
300	453	7,5	10,66	2,06	65,0	4,11	130	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
300	150	2,5	32	1,11	35,5	2,23	71	3,34	106	4,46	142	5,57	177	-	-	-	-
400	604	10,0	10,66	2,74	65,0	5,48	130	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
400	200	3,3	32	1,49	35,5	2,97	71	4,46	106	-	-	-	-	-	-	-	-
500	755	12,6	10,66	3,43	65,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
500	250	4,2	32	1,86	35,5	3,71	71	5,57	106	-	-	-	-	-	-	-	-
600	906	15,1	10,66	4,11	65,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
600	300	5,0	32	2,23	35,5	4,46	71	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
700	1057	17,6	10,66	4,80	65,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
700	350	5,8	32	2,60	35,5	5,20	71	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
800	1208	20,1	10,66	5,48	65,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
800	400	6,6	32	2,97	35,5	5,94	71	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
900	1359	22,6	10,66	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
900	450	7,5	32	3,34	35,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1000	1510	25,2	10,66	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1000	500	8,3	32	3,71	35,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-



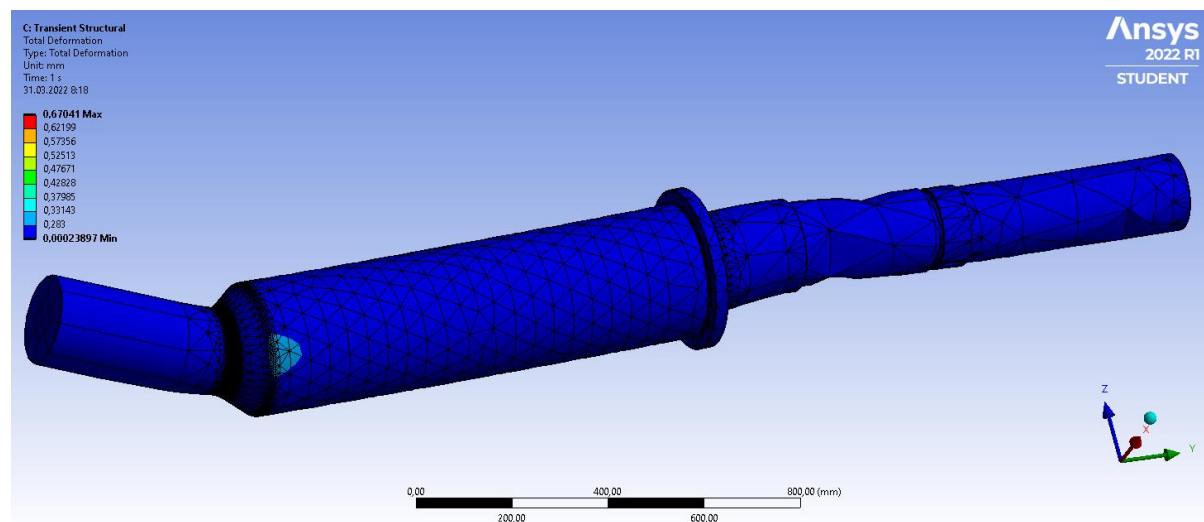
## Příloha 4

V této příloze je popsána pevnostní analýza rovnacího hřídele z podkapitoly 6.4.2. Při MKP analýze rovnacího ústrojí je nejdůležitější rovnací hřídel. Rovnací válec byl zahrnut do analýzy kvůli zatížení a jeho hmotnosti, jejíž působení není zanedbatelné. Rovnací válce budou měněny podle požadavku trhu a po opotřebení se budou měnit. Ze zkušeností provozu vychází, že k opotřebení dojde dříve než k porušení.

Velikost zatěžovacích sil odpovídá výsledku ze vztahu (50). Síly jsou zadány na část válcové plochy v místě dotyku materiálu. Velikost momentu odpovídá výsledku ze vztahu (58). Momenty jsou zadány na válcovou plochu v místě dotyku materiálu. Podle (Obr. 29) vazba F a G umožňuje rotaci okolo os X, Y a Z a umožňuje translaci v ose Y. Vazba I umožňuje rotaci okolo os X, Y a Z. Vazba H představuje pohon, a kromě translace v ose Y odebírá všechny stupně volnosti.

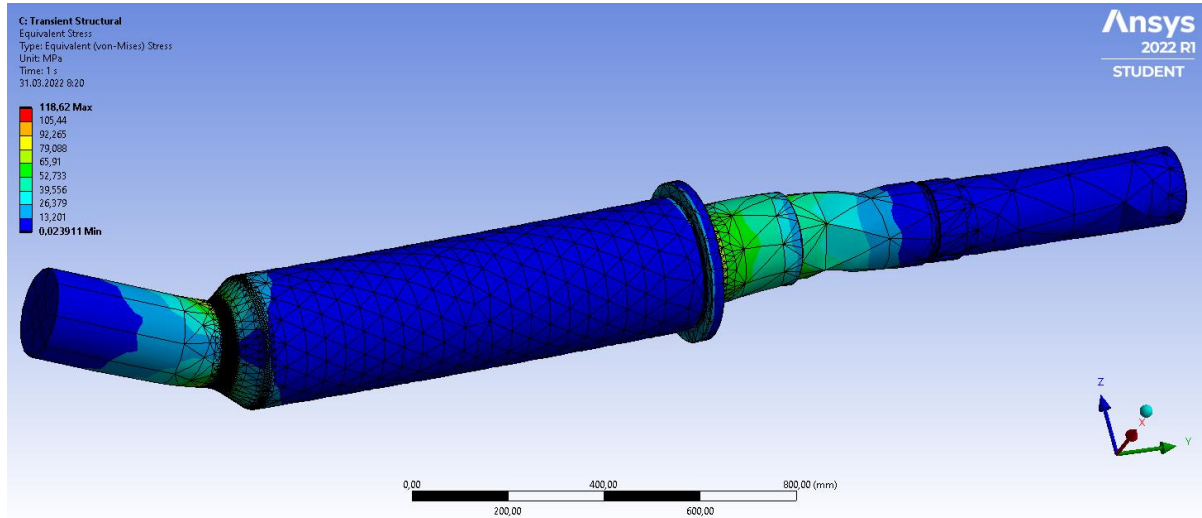


Obr. 29) Zatížení rovnacího ústrojí

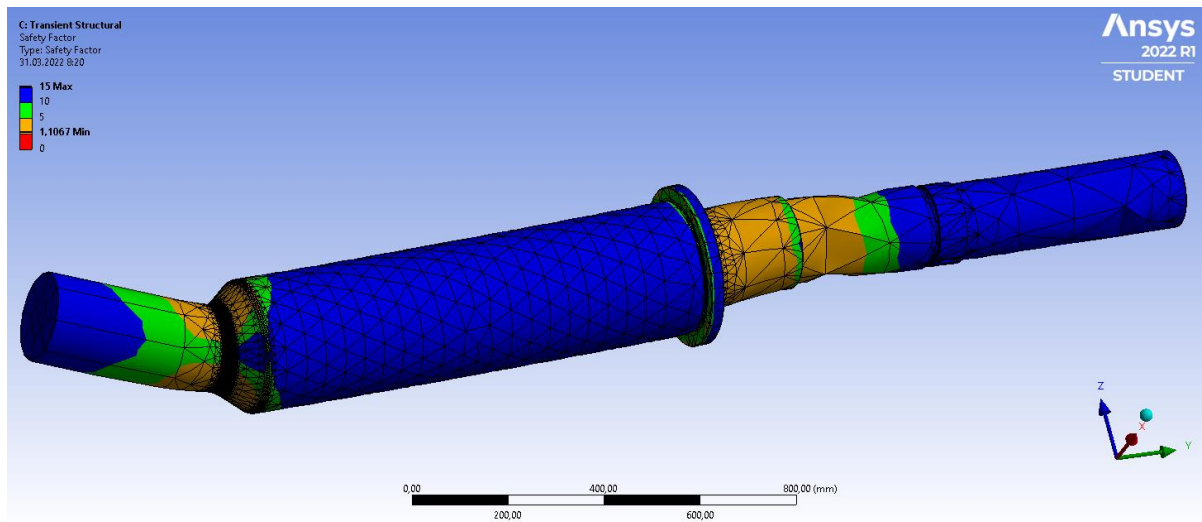


Obr. 30) Deformace rovnacího hřídele

Na (Obr. 30) až (Obr. 32) jsou výsledky MKP analýzy rovnacího hřídele. Je nutno brát v úvahu, že zatížení hřídele vychází pro rovnání největších profilů, které budou rovnány oproti ostatním (menším) minimálně – (5 ÷ 10)% celkové produkce.



Obr. 31) Redukované napětí na rovnacím hřídeli

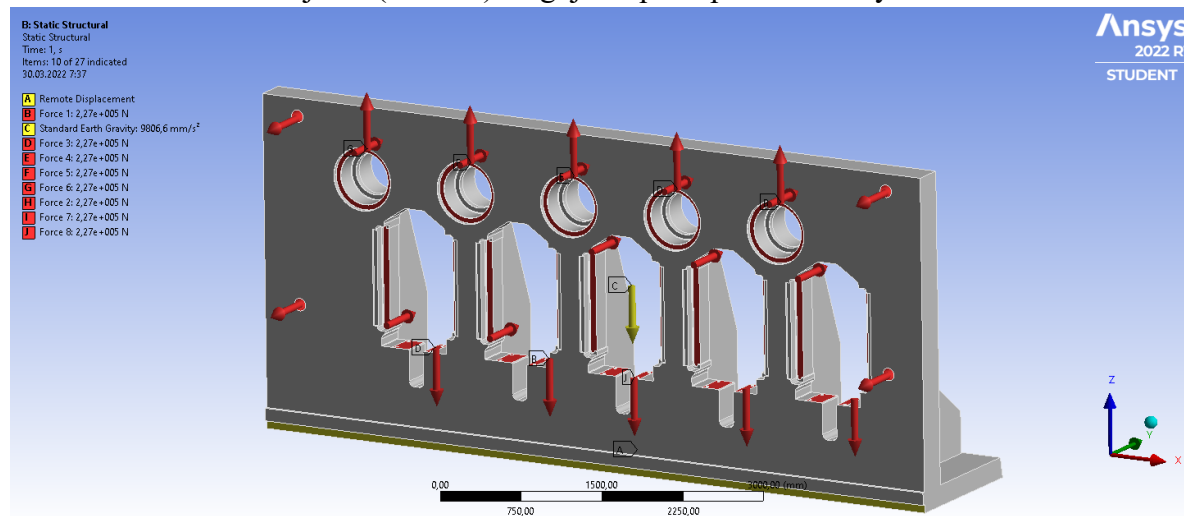


Obr. 32) Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy dle kritéria ASME

## Příloha 5

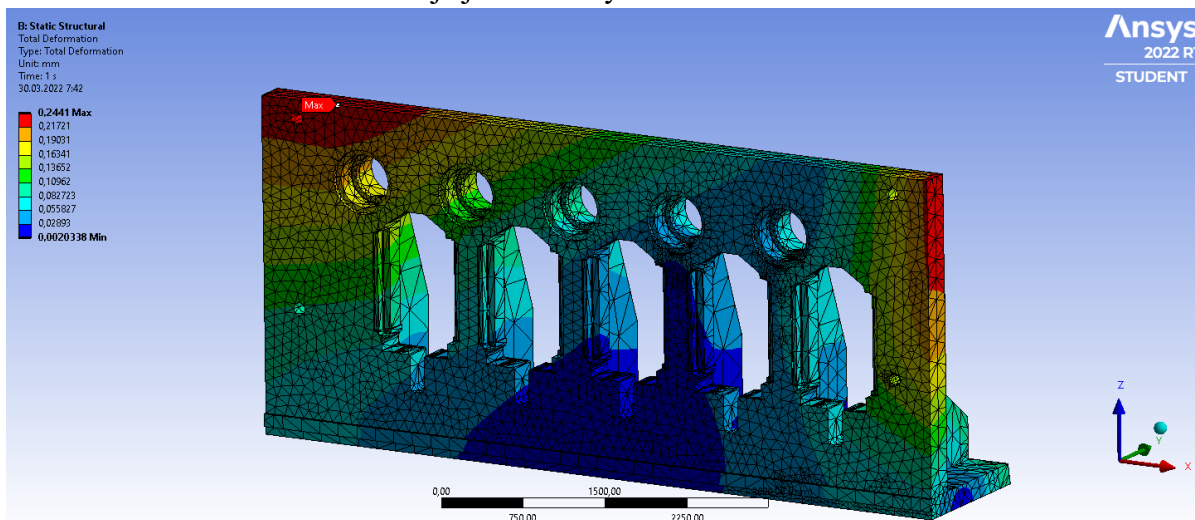
V této příloze bude popsáno provedení MKP analýzy pevného rámu v návaznosti na podkapitulu 6.6.1. Nejprve bude podrobně popsáno zatížení rámu. Z tohoto zatížení a hustoty sítě pak vychází napětí a deformace.

Pevný rám je uložen na základu stroje. Vazba, která reprezentuje toto uložení ve vetknutí. Silové zatížení rámu, které je vidět na (Obr. 33), odpovídá reakcím od tvářecích sil a působení předepnutí rovnacích válců. Velikost tvářecích sil odpovídá výpočtům z podkapitoly 6.3.9. U horních válců síly působí na části válcových ploch. U dolních válců je tvářecí síla přenesena do rámu pomocí přestavovacího mechanismu. Síla předepnutí odpovídá výpočtu z podkapitoly 0. Tato síla je vyvinuta pomocí lineárních hydromotorů, které pomocí klínového styku ploch předepínají čep. Čep, pomocí klínového styku, stahuje rámy směrem k sobě. Uložení rovnacího ústrojí dle (Obr. 19) reaguje na předepnutí. Dále byl zahrnut vliv tíhové síly.



Obr. 33) Zatížení pevného rámu

Na (Obr. 34) je znázorněna deformace pevného rámu. V místech předpokládané nejvyšší deformace (i napětí) bylo provedeno lokální zhuštění sítě (funkce *sizing*). Při dalším zhušťování by bylo dosaženo jiné hodnoty. Studentská verze *Ansysu* však nedovolila další zhuštění sítě. V rámci návrhu stroje je tato analýza dostatečná.



Obr. 34) Deformace pevného rámu

## Příloha 6

Tab. 18) Identifikace všech relevantních nebezpečí

Komponenta	Poloha komponenty v systému	Typ nebezpečí podle ČSN EN ISO 12100:2011	Id. č. podle ČSN EN ISO 12100:2011
Kalibr	Pracovní prostor	Mechanická nebezpečí, tepelná nebezpečí, nebezpečí materiálů/látek	1.1-2, 1.2-1, 1.3-1, 1.5-2, 1.6-2, 1.7-1, 1.9-1, 3.1-1, 7.2-1
Hřídel	Pracovní prostor	Mechanická nebezpečí, tepelná nebezpečí	1.1-2, 1.2-2, 1.3-1, 1.3-2, 1.5-2, 1.7-2, 1.9-1, 3.1-2
Radiální ložisko	Ve stojanu	Mechanická nebezpečí	1.1-2, 1.2-3, 1.3-1, 1.3-2, 1.9-1
Axiální ložisko	Ve stojanu	Mechanická nebezpečí	1.1-2, 1.2-4, 1.3-1, 1.3-2, 1.9-1
Lineární hydromotor	Ve stojanu	Mechanická nebezpečí, nebezpečí materiálů/látek	1.1-2, 1.2-5, 1.3-1, 1.3-2, 1.4-1, 1.9-1, 7.1-1
Pevný stojan	Pracovní prostor, lože	Mechanická nebezpečí	1.1-2, 1.2-6, 1.3-1, 1.3-2, 1.9-1,
Převodovka	Motorový prostor, lože	Mechanická nebezpečí	1.1-2, 1.3-1, 1.3-2, 1.4-2, 1.5-3, 1.9-1,
Elektromotor	Motorový prostor, lože	Mechanická nebezpečí, tepelná nebezpečí, nebezpečí hluku	1.1-2, 1.3-1, 1.3-2, 1.9-1, 1.4-3, 1.5-4, 3.1-3, 4.1-1, 4.2-1
Pohyblivý stojan	Pracovní prostor, lože	Mechanická nebezpečí	1.1-2, 1.2-7, 1.3-1, 1.3-2, 1.4-4, 1.6-1, 1.7-3, 1.9-1
Ozubený hřeben	lože	Mechanická nebezpečí	1.1-2, 1.2-8, 1.3-1, 1.3-2, 1.7-4, 1.9-1
Kluzné vedení	lože	Mechanická nebezpečí	1.1-2, 1.2-9, 1.3-1, 1.3-2, 1.7-5, 1.9-1
Lože	Základ stroje	Mechanická nebezpečí	1.2-10, 1.3-1, 1.3-2, 1.9-1
Tok materiálů	Pracovní prostor	Mechanická nebezpečí, tepelná nebezpečí	1.1-1, 1.1-2, 1.3-1, 1.3-2, 1.6-3, 1.9-1, 3.1-4
Vstup elektrické energie	Pracovní prostor, nejbližší okolí stroje	Elektrická nebezpečí	2.1-1, 2.2-1, 2.3-1
Vstup hydraulické energie	Pracovní prostor, nejbližší okolí stroje	nebezpečí materiálů/látek	7.1-2, 7.2-2, 7.3-1

Tab. 19) Analýza významných nebezpečí

<b>ANALÝZA VÝZNAMNÝCH NEBEZPEČÍ</b>				Typ stroje: Rovnačka profilů
Během přepravy, montáže a instalace, seřizování, provozu, vyhledávání závad, čištění, vyřazení z provozu a demontáže				Model: –
Poř. Číslo	Fáze životního cyklu	Typ nebezpečí (dle ČSN EN ISO 12100:2011)		Popis nebezpečné události:
		stručný popis	id. číslo	
<b>1</b>	<b>Doprava</b>			
1.1	Nakládání, přeprava, vykládání	Vymrštění, stlačení	1.1-2 1.2-1 až 1.2-10 1.3-1 1.3-2	Při nakládce (vykládce) stroje může dojít k převržení jednotlivých částí stroje a následnému stlačení člověka, popřípadě ke zranění jeho končetin. Při přepravě může dojít ke ztrátě stability z důvodu špatného připevnění částí stroje k dopravnímu prostředku.
1.2	Balení	Stlačení, odření	1.2-1 až 1.2-10 1.9-1	Při balení může dojít ke stlačení a odření od jednotlivých částí stroje.
1.3	Rozbalování	Požezání, odření, stlačení	1.2-1 až 1.2-10 1.3-1 1.3-2 1.9-1	Při rozbalování může dojít ke stlačení a odření od jednotlivých částí stroje a k požezání nožem.
<b>2</b>	<b>Montáž a instalace/vedení do provozu</b>			
2.1	Nastavování stroje a jeho součástí, montáž stroje	Stlačení, požezání, odření, naražení, stříh	1.2-1 až 1.2-10 1.3-1 1.3-2 1.6-1 1.7-1 až 1.7-5 1.9-1	Při nastavování stroje a jeho součástí a montáži stroje může dojít ke stlačení jednotlivými částmi stroje, požezání o ostré hrany, odření, naražení, stříh.
2.2	Připojování přívodu hydraulické kapaliny	otrava, požár	7.1-2 7.3-1	Při připojování přívodu hydraulické kapaliny může dojít k úniku kapaliny, otravě a požáru.
2.3	Připojování přívodu elektrické energie	smrt, zasažení el. proudem, požár	2.1-1 2.2-1 2.3-1	Při zapojování či odpojování zařízení do rozvodové sítě může nastat smrt či zranění el. proudem a vzniknout požár.



<b>3 Seřizování</b>				
3.1	Montáž nebo výměna nástroje (kalibru)	Stlačení, odření, naražení, stříh, popálení	1.2-1 1.2-2 1.2-7 až 1.2-9 1.3-1 1.3-2 1.6-2 1.7-1 až 1.7-5 1.9-1 3.1-1 až 3.1-4	Při montáži či výměně kalibrů může dojít ke stlačení (pád kalibru), odření, naražení, stříh a popálení.
<b>4 Provoz</b>				
4.1	Vymrštění rovnaného materiálu	Vymrštění, naražení, propíchnutí, popálení	1.1-1 1.6-3 1.8-1 3.1-4	Při průběhu rovnacího procesu může dojít k vymrštění rovnaného profilu a následné propíchnutí, naražení, popálení.
4.2	Pohon stroje	Hluk, popálení	3.1-3 4.1-1 4.2-1	Při provozu stroje hrozí nebezpečí poškození sluchu a popálení.
4.3	Proces tváření	Vtažení, zachycení, navinutí	1.4-1 až 1.4-4 1.5-1 až 1.5-4	Při provozu stroje hrozí vtažení či navinutí (na kalibry, pohon) a zachycení o lineární hydromotor.
<b>5 Vyhledávání závady/odstraňování závady</b>				
5.1	Opravování	pořezání, stlačení, zasažení a smrt el. proudem	1.2-1 až 1.2-9 1.3-1 1.3-2 2.1-1 2.3-1	Při opravách zařízení může dojít k pořezání, stlačení při manipulaci s jeho částmi, k zasažení nebo smrti el. proudem.
<b>6 Čištění, údržba</b>				
6.1	Výměna nástrojů (kalibrů)	infekce	1.3-1 1.3-2 7.2-1	Při dotyku namazaného nástroje může dojít k infekci
6.2	Doplňování maziva	infekce	1.3-1 1.3-2 7.2-2	Při doplňování maziva může dojít k infekci

7 Vyřazení z provozu a demontáž				
7.1	Demontáž	Stlačení, naražení, stříhu, odření, požár	1.2-1 až 1.2-10 1.3-1 1.3-2 1.6-1 až 1.6-3 1.7-1 až 1.7-5 1.9-1 7.1-2	Při demontáži stroje může dojít ke stlačení, naražení, stříhu, odření jednotlivými díly stroje, a požáru hydraulické kapaliny.
7.2	Nakládání, přeprava, vykládání	Vymrštění, stlačení	1.1-2 1.2-1 až 1.2-10 1.3-1 1.3-2	Při nakládce (vykládce) stroje může dojít k převržení jednotlivých částí stroje a následnému stlačení člověka, popřípadě ke zranění jeho končetin. Při přepravě může dojít ke ztrátě stability z důvodu špatného připevnění částí stroje k dopravnímu prostředku.
7.3	Balení	Stlačení, odření	1.2-1 až 1.2-10 1.3-1 1.3-2 1.9-1	Při balení může dojít ke stlačení a odření od jednotlivých částí stroje.
7.4	Odpojování od přívodu el. energie	smrt, zasažení el. proudem, požár	2.1-1 2.2-1 2.3-1	Při odpojování zařízení do rozvodové sítě může nastat smrt či zranění el. proudem a vzniknout požár.
7.5	Odpojování od přívodu hydraulické energie	otrava, požár	7.1-2 7.3-1	Při odpojování přívodu hydraulické kapaliny může dojít k úniku kapaliny, otravě a požáru.

Tab. 20) Přehled všech identifikovaných nebezpečí

<b>1</b>	<b>Mechanická nebezpečí</b>
<b>1.1</b>	<b>Nebezpečí vymrštění</b>
1.1-1	Nebezpečí vymrštění materiálu
1.1-2	Nebezpečí vymrštění jednotlivých dílů při přepravě
<b>1.2</b>	<b>Nebezpečí stlačení</b>
1.2-1	Nebezpečí stlačení kalibrem
1.2-2	Nebezpečí stlačení hřídelem
1.2-3	Nebezpečí stlačení radiálním ložiskem
1.2-4	Nebezpečí stlačení axiálním ložiskem
1.2-5	Nebezpečí stlačení lineárním hydromotorem
1.2-6	Nebezpečí stlačení pevným stojanem
1.2-7	Nebezpečí stlačení pohyblivým stojanem
1.2-8	Nebezpečí stlačení ozubeným hřebenem
1.2-9	Nebezpečí stlačení kluzným vedením
1.2-10	Nebezpečí stlačení ložetem
<b>1.3</b>	<b>Nebezpečí pořezání nebo oddělení</b>
1.3-1	Nebezpečí pořezání o ostré hrany jednotlivých komponent stroje
1.3-2	Nebezpečí pořezání při rozbalování (nožem)
<b>1.4</b>	<b>Nebezpečí vtažením nebo zachycení</b>
1.4-1	Nebezpečí vtažením nebo zachycení o lineární hydromotor
1.4-2	Nebezpečí vtažením nebo zachycení převodovkou
1.4-3	Nebezpečí vtažením nebo zachycení elektromotorem
1.4-4	Nebezpečí vtažením nebo zachycení o pohyblivý stojan
<b>1.5</b>	<b>Nebezpečí navinutí</b>
1.5-1	Nebezpečí navinutí kalibrem
1.5-2	Nebezpečí navinutí hřídelem
1.5-3	Nebezpečí navinutí převodovkou
1.5-4	Nebezpečí navinutí elektromotorem
<b>1.6</b>	<b>Nebezpečí naražení</b>
1.6-1	Nebezpečí naražení pohyblivým stojanem
1.6-2	Nebezpečí naražení kalibrem
1.6-3	Nebezpečí naražení tokem materiálu
<b>1.7</b>	<b>Nebezpečí stříhu</b>
1.7-1	Nebezpečí stříhu kalibrem
1.7-2	Nebezpečí stříhu hřídelem
1.7-3	Nebezpečí stříhu pohyblivým stojanem
1.7-4	Nebezpečí stříhu ozubeným hřebenem
1.7-5	Nebezpečí stříhu kluzným vedením
<b>1.8</b>	<b>Nebezpečí propíchnutí nebo píchnutí</b>
1.8-1	Nebezpečí propíchnutí nebo píchnutí tokem materiálu
<b>1.9</b>	<b>Nebezpečí třením nebo odřením</b>
1.9-1	Nebezpečí třením nebo odřením o jednotlivé části stroje

<b>2</b>	<b>Elektrická nebezpečí</b>
2.1	Nebezpečí smrti elektrickým proudem
2.1-1	Nebezpečí smrti elektrickým proudem od přívodního elektrického kabelu
2.2	Nebezpečí požáru
2.2-1	Nebezpečí požáru od přívodního elektrického kabelu
2.3	Nebezpečí zasažení elektrickým proudem
2.3-1	Nebezpečí zasažení elektrickým proudem od přívodního elektrického kabelu
<b>3</b>	<b>Tepelná nebezpečí</b>
3.1	Nebezpečí popálení
3.1-1	Nebezpečí popálení o kalibr
3.1-2	Nebezpečí popálení o hřídel
3.1-3	Nebezpečí popálení o elektromotor
3.1-4	Nebezpečí popálení o tok materiálu
<b>4</b>	<b>Nebezpečí hluku</b>
4.1	Nebezpečí nepohodlí
4.1-1	Nebezpečí nepohodlí provozem elektromotoru
4.2	Nebezpečí hučení v uších
4.2-1	Nebezpečí hučení v uších provozem elektromotoru
<b>5</b>	<b>Nebezpečí vibrací</b>
	Nebylo identifikováno žádné nebezpečí od vibrací
<b>6</b>	<b>Nebezpečí záření</b>
	Nebylo identifikováno žádné nebezpečí od záření
<b>7</b>	<b>Nebezpečí materiálů/látek</b>
7.1	Nebezpečí požáru
7.1-1	Nebezpečí požáru lineárního hydromotoru (únik kapaliny)
7.1-2	Nebezpečí požáru vznícením hydraulické kapaliny
7.2	Nebezpečí infekce
7.2-1	Nebezpečí infekce dotykem kalibru
7.2-2	Nebezpečí infekce při doplňování maziva
7.3	Nebezpečí otravy
7.3-1	Nebezpečí otravy požitím hydraulické kapaliny
<b>8</b>	<b>Ergonomická nebezpečí</b>
	Nebyla identifikována žádná ergonomická nebezpečí
<b>9</b>	<b>Nebezpečí spojená s prostředím ve kterém je stroj používán</b>
	Nebyla identifikována žádná nebezpečí spojená s prostředím ve kterém je stroj používán
<b>10</b>	<b>Kombinace nebezpečí</b>
	Nebyly identifikovány žádné kombinace nebezpečí

Tab. 21) Formuláře pro odhad rizika

VUT v Brně, FSI ÚVSSR	FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA Zpracoval: PEJCHA Daniel		Stroj: Rovnačka profilů	
			Datum: 16.12.2021	
Číslo nebezpečí	Identif. číslo	Označení nebezpečí dle ČSN EN ISO 12100:2011		
		<b>1. Mechanická nebezpečí</b>		
1.2-1	1	Nebezpečí stlačení		
Životní etapa stroje: Doprava, montáž, seřizování		Nebezpečný prostor: pracovní prostor		
Ohrožené osoby: seřizovač, montážní dělník		Provozní stav stroje: seřizovací režim		
Popis nebezpečné situace/události:	Nebezpečí stlačení kalibrem. Hrozí nebezpečí rozdrčení prstů nebo částí rukou, nohou, obsluhy vlastní hmotností kalibrů při manipulaci s nimi, zejména při jejich upadnutí.			
Počáteční riziko:	Závažnost možné škody na zdraví:	S3	<b>Velikost rizika</b>  <b>15</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E3		
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W3		
<b>Krok 1: Opatření zabudovaná v konstrukci (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.2)</b>				
Popis opatření:	Kalibry jsou vybaveny závitovými otvory pro závěsná oka pro bezpečnou přepravu bez rizika vysmeknutí			
Snížené riziko po opatření:	Závažnost možné škody na zdraví:	S2	<b>Velikost rizika</b>  <b>7</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1		
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W3		
<b>Krok 2: Bezpečnostní ochrana a doplňková ochranná opatření (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.3)</b>				
Popis opatření:	–			
Snížené riziko po opatření:	Závažnost možné škody na zdraví:		<b>Velikost rizika</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:			
	Možnost vyvarování se nebezpečí:			
	Prst. výskytu nebezpečné události:			
<b>Krok 3: Informace pro používání (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.4)</b>				
Popis opatření:	Označení štítkem, na kterém je uvedena hmotnost a maximální doporučená rychlost přemísťování. Upozornění v návodu k použití: Při manipulaci s kalibry si počínejte tak, aby nedošlo k úrazu (stlačení nebo rozdrčení, popřípadě naražení těla nebo jeho částí) způsobenému vlastní hmotností kalibrů.			
Zbytkové riziko:	Závažnost možné škody na zdraví:	S1	<b>Velikost rizika</b>  <b>2</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E2		
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W2		
Validace:	Opatření jsou dostatečná:	Pejcha Daniel	dne: 16.12.2021	

VUT v Brně, FSI ÚVSSR	FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA Zpracoval: PEJCHA Daniel		Stroj: Rovnačka profilů	
			Datum: 16.12.2021	
Číslo nebezpečí	Identif. číslo	Označení nebezpečí dle ČSN EN ISO 12100:2011		
1.1-1	2	<b>1. Mechanická nebezpečí</b>		
Životní etapa stroje: Provoz		Nebezpečí vymrštění		
Ohrožené osoby: operátor, seřizovač		Nebezpečný prostor: okolí stroje		
Ohrožené osoby: operátor, seřizovač		Provozní stav stroje: proces tváření		
Popis nebezpečné situace/události:	Nebezpečí vymrštění tvářeného materiálu. Hrozí nebezpečí zasažení tvářeným materiálem, který je vymrštěn z tvářecího stroje.			
Počáteční riziko:	Závažnost možné škody na zdraví:	S3	<b>Velikost rizika</b>  <b>15</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E3		
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W3		
<b>Krok 1: Opatření zabudovaná v konstrukci (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.2)</b>				
Popis opatření:	Zabudování dorazu, který vyloučí možnost vyhození rovnacího materiálu z rovnačky mimo žlab			
Snížené riziko po opatření:	Závažnost možné škody na zdraví:	S3	<b>Velikost rizika</b>  <b>12</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E2		
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W1		
<b>Krok 2: Bezpečnostní ochrana a doplňková ochranná opatření (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.3)</b>				
Popis opatření:	Přidání snímačů, které monitorují velikost tvářecí síly na jednotlivých kalibrech. Pokud dojde k překročení nebo ke snížení tvářecí síly, řídicí systém dá povel k brzdění a následnému zastavení stroje.			
Snížené riziko po opatření:	Závažnost možné škody na zdraví:	S2	<b>Velikost rizika</b>  <b>5</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1		
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W1		
<b>Krok 3: Informace pro používání (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.4)</b>				
Popis opatření:	Zamezení přístupu k rovnačce pomocí oplocení a kontrolovaného vstupu např. pomocí klíče (nebo tlačítka), který otevře kryt až po zastavení stroje (tím je ukončen tvářecí proces – nebezpečí vymrštění dále nehrozí), přidání štítku zákaz vstupu. Upozornění v manuálu, že může dojít k vymrštění během tvářecího procesu. U tvářecího stroje (i celé výrobní linky) se při provozu žádné osoby nesmějí vyskytovat.			
Zbytkové riziko:	Závažnost možné škody na zdraví:	S0	<b>Velikost rizika</b>  <b>0</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:			
	Možnost vyvarování se nebezpečí:			
	Prst. výskytu nebezpečné události:			
Validace:	Opatření jsou dostatečná:	Pejcha Daniel	dne: 16.12.2021	

VUT v Brně, FSI ÚVSSR	FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA Zpracoval: PEJCHA Daniel		Stroj: Rovnačka profilů	
			Datum: 16.12.2021	
Číslo nebezpečí	Identif. číslo	Označení nebezpečí dle ČSN EN ISO 12100:2011		
		<b>1. Mechanická nebezpečí</b>		
1.5-1	3	Nebezpečí navinutí		
Životní etapa stroje: Provoz		Nebezpečný prostor: pracovní prostor		
Ohrožené osoby: seřizovač, operátor		Provozní stav stroje: provoz		
Popis nebezpečné situace/události:	Nebezpečí navinutí kalibrem. Při provozu tvářecího stroje hrozí navinutí kalibračními válci.			
Počáteční riziko:	Závažnost možné škody na zdraví:	S3	<b>Velikost rizika</b>  <b>15</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E3		
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W3		
<b>Krok 1: Opatření zabudovaná v konstrukci (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.2)</b>				
Popis opatření:	Při vstupu a výstupu zabudovat žlaby			
Snížené riziko po opatření:	Závažnost možné škody na zdraví:	S3	<b>Velikost rizika</b>  <b>11</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1		
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W1		
<b>Krok 2: Bezpečnostní ochrana a doplňková ochranná opatření (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.3)</b>				
Popis opatření:	Krytování žlabů, které nedovolí zapnutí zaváděcího zařízení nebo stroje při jeho sejmutí nebo otevření			
Snížené riziko po opatření:	Závažnost možné škody na zdraví:	S2	<b>Velikost rizika</b>  <b>5</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1		
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W1		
<b>Krok 3: Informace pro používání (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.4)</b>				
Popis opatření:	Upozornění v návodu k použití, že může dojít k navinutí na kalibry. Jednotlivé profily vstupují/vystupují do/z rovnačky ve žlabech, které jsou zakrytované (zamezují přístup ke kalibrům). Při sejmutí těchto krytů dojde k zastavení stroje.			
Zbytkové riziko:	Závažnost možné škody na zdraví:	S1	<b>Velikost rizika</b>  <b>0</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1		
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W1		
Validace:	Opatření jsou dostatečná:	Pejcha Daniel	dne: 16.12.2021	

VUT v Brně, FSI ÚVSSR		FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA Zpracoval: PEJCHA Daniel		Stroj: Rovnačka profilů	
				Datum: 16.12.2021	
Číslo nebezpečí	Identif. číslo	Označení nebezpečí dle ČSN EN ISO 12100:2011			
1.7-4	4	1. Mechanická nebezpečí			
Životní etapa stroje: Seřizování		Nebezpečný prostor: lože			
Ohrožené osoby: seřizovač		Provozní stav stroje: seřizovací režim			
Popis nebezpečné situace/události:	Nebezpečí stříhu ozubeným hřebenem. Při výměně kalibračních válců dochází k odjetí pohyblivého stojanu pomocí ozubeného hřebenu. Může dojít ke stříhu prstů, rukou či nohou.				
Počáteční riziko:	Závažnost možné škody na zdraví:	S2	<b>Velikost rizika</b>  <b>8</b>		
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1			
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E3			
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W2			
<b>Krok 1: Opatření zabudovaná v konstrukci (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.2)</b>					
Popis opatření:	Umístění ozubeného hřebenu do žlabu.				
Snížené riziko po opatření:	Závažnost možné škody na zdraví:	S2	<b>Velikost rizika</b>  <b>7</b>		
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1			
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E2			
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W2			
<b>Krok 2: Bezpečnostní ochrana a doplňková ochranná opatření (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.3)</b>					
Popis opatření:	Zakrytování žlabu teleskopickým krytem				
Snížené riziko po opatření:	Závažnost možné škody na zdraví:	S1	<b>Velikost rizika</b>  <b>0</b>		
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1			
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1			
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W2			
<b>Krok 3: Informace pro používání (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.4)</b>					
Popis opatření:	Upozornění v návodu na nebezpečí stříhu ozubeným hřebenem, pokud by došlo k odstranění krytování.				
Zbytkové riziko:	Závažnost možné škody na zdraví:	S1	<b>Velikost rizika</b>  <b>0</b>		
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1			
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1			
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W1			
Validace:	Opatření jsou dostatečná:	Pejcha Daniel	dne: 16.12.2021		



VUT v Brně, FSI ÚVSSR	FORMULÁŘ PRO ODHAD RIZIKA Zpracoval: PEJCHA Daniel		Stroj: Rovnačka profilů	
			Datum: 16.12.2021	
Číslo nebezpečí	Identif. číslo	Označení nebezpečí dle ČSN EN ISO 12100:2011		
2.1-1	5	<b>2. Elektrická nebezpečí</b>		
		Nebezpečí smrti elektrickým proudem		
Životní etapa stroje: Montáž, seřizování, demontáž		Nebezpečný prostor: okolí stoje		
Ohrožené osoby: seřizovač, montážní dělník		Provozní stav stroje: mimo provoz		
Popis nebezpečné situace/události:	Nebezpečí dotyku osob se živou částí stroje.			
Počáteční riziko:	Závažnost možné škody na zdraví:	S3	<b>Velikost rizika</b>  <b>15</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E3		
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W3		
<b>Krok 1: Opatření zabudovaná v konstrukci (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.2)</b>				
Popis opatření:	Ochranné krytování el. zařízení pro zabránění nežádoucího dotyku.			
Snížené riziko po opatření:	Závažnost možné škody na zdraví:	S3	<b>Velikost rizika</b>  <b>11</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1		
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W1		
<b>Krok 2: Bezpečnostní ochrana a doplňková ochranná opatření (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.3)</b>				
Popis opatření:	Neexistuje žádná účinná bezpečnostní ochrana.			
Snížené riziko po opatření:	Závažnost možné škody na zdraví:		<b>Velikost rizika</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:			
	Možnost vyvarování se nebezpečí:			
	Prst. výskytu nebezpečné události:			
<b>Krok 3: Informace pro používání (ČSN EN ISO 12100:2011, 6.4)</b>				
Popis opatření:	Označení štítkem pozor elektrické zařízení. Upozornění v manuálu na možný smrtelný úraz elektrickým proudem. Školení o bezpečnosti práce pro el. zařízení.			
Zbytkové riziko:	Závažnost možné škody na zdraví:	S1	<b>Velikost rizika</b>  <b>0</b>	
	Četnost a doba trvání ohrožení:	A1		
	Možnost vyvarování se nebezpečí:	E1		
	Prst. výskytu nebezpečné události:	W1		
Validace:	Opatření jsou dostatečná:	Pejcha Daniel	dne: 16.12.2021	