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

KONSTRUKCE STROJNÍHO SVĚRÁKU S MECHANICKÝM POSILOVAČEM
DESIGN OF NC VISE WITH MECHANICAL FORCE INCREASE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE Jan Tejkl
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE Ing. Jiří Tůma, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadaní bakalářské práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	**Jan Tejkl**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. Jiří Tůma, Ph.D.**
Akademický rok:	2020/21

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

Konstrukce strojního svěráku s mechanickým posilovačem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro upínání obrobků do CNC obráběcích strojů je v současnosti již standardem využití svěráků s posilovačem. Zmiňovaný posilovač umožňuje při vyvození malé síly operátorem vyvinou značnou upínací sílu, která je nutností při obrábění z důvodu přesnosti a bezpečnosti. Cílem této práce je detailně se zaměřit na tuto problematiku a vytvořit konstrukční návrh tohoto zařízení dle zadaných parametrů.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše v oblasti upínání obrobků a strojních svěráků.
Nutné výpočty pro konstrukci vlastního návrhu.
Konstrukční návrh v libovolném CAD software.
Výkresová dokumentace vybraných dílů a sestavy.
Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.

Röhm [online], 2019. [cit. 2019-09-25]. Dostupné z: https://www.roehm.biz/home/

Fresmak [online], 2019. [cit. 2019-09-25]. Dostupné z: https://www.fresmak.com/en/

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

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá problematikou strojních svěráků s mechanickým posilovačem. Cílem bylo navrhnou strojní svěrák. V práci je vytvořena rešerše z oblasti upínání obrobků. Dále jsou zde obsaženy nutné výpočty pro konstrukci strojního svěráku. Práce řeší určení kritických míst konstrukce, volbu materiálů pro kritické součásti a návrh v CAD software.

ABSTRACT

This thesis deals with NC vise with mechanical force increase. It aims to design NC vise. It provides an overview of clamping of workpieces. Furthermore, the thesis contains necessary calculations to design of NC vise. It finds critical poins of construction, choice of materials for critical components and designs with CAD software.

KLÍČOVÁ SLOVA

Strojní svěrák s mechanickým posilovačem, návrh strojního svěráku, upínání obrobků

KEYWORDS

NC vise with mechanical force increase, design of mechanical vise, clamping of workpieces

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TEJKL, Jan. Konstrukce strojního svěráku s mechanickým posilovačem [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-09-10]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129708. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Tůma.

PODĚKOVÁNÍ

Velmi rád bych poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Jiřímu Tůmovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady, trpělivost i čas, který mi věnoval při řešení dané problematiky. Dále děkuji své rodině a všem ostatním za jejich podporu a pomoc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jiřího Tůmy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 10.9.2020 ……

Tejkl Jan

OBSAH

1 ÚVOD 15

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ 17

2.1 Základní požadavky na upnutí obrobku 17
2.2 Bezpečné a pevné upnutí 17
2.3 Typy upínačů a jejich použití 17
2.3.1 Mechanické upínače 17
2.3.2 Magnetické upínače 19
2.3.3 Vakuové upínače 19
2.4 Strojní svěrák s posilovačem 19
2.4.1 Rozdělení strojních svěráků s posilovači 19
2.5 Rešerše patentových řešení 20
2.5.1 Patent DE3708021A1 20
2.5.2 Patent DE2060881A1 22
2.6 Průzkum trhu 22
2.6.1 Fresmak 22
2.6.2 Röhm 23

3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ 25

3.1 Volba návrhových parametrů 25
3.2 Volba typu posilovacího mechanismu 26
3.3 1. Koncepční řešení posilovacího mechanismu 26
3.4 2. Koncepční řešení posilovacího mechanismu 28
3.5 Určení a výpočet kritických míst návrhu 31
3.5.1 Výpočet sil pro určení kritických míst v návrhu 31
3.5.2 Výpočet kontaktního napětí 32
3.5.3 Výpočet ostatních kritických míst 35
3.6 Volba materiálů a posouzení bezpečnosti 36
3.7 Výpočet potřebného ovládacího momentu pro vyvození chtěné upínací síly 37
3.8 Konstrukce a její detaily 38
3.8.1 Tvorba kontaktní plochy tlačného klínu 39
3.8.2 Pojištění vnitřního vřetene proti vytočení 39

4 ZHODNOCENÍ A DISKUZE 41

5 ZÁVĚR 43

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ 45

7 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK 47

7.1 Seznam zkratek 47
7.2 Seznam symbolů 47
7.3 Seznam tabulek 49
7.4 Seznam obrázků 49

8 SEZNAM PŘÍLOH 51

8.1 Výkresy 51

1 ÚVOD

Práce je zaměřena na problematiku upínání obrobků do CNC strojů. Každý obrobek je třeba upnout v pracovním prostoru stroje. Vhodné, tuhé a pevné upnutí zvyšuje přesnost výroby stroje a také zajišťuje bezpečnost.

Strojní svěráky s vhodnou úpravou čelistí, či dalším příslušenstvím mohou zajišťovat bezpečné a pevné upnutí. Je možné je použít jak pro kusovou výrobu, tak pro větší série. Jsou velmi všestranné a mohou být použity pro mnoho různých druhů obrobků. Také mohou být použity ve více obráběcích strojích i v konvenčních jako jsou hoblovky, obrážečky nebo vrtačky. Určitě by jimi měla být vybavena každá strojní dílna. Vyšší řadou jsou strojní svěráky s mechanickými posilovači.

Strojní svěrák s posilovačem umožňuje při použití vyšší upínací síly dosažení ještě větší tuhosti a tím pádem i přesnosti výroby. Navíc ulehčuje práci operátorovi, kterému stačí vyvinout menší sílu potřebnou pro upnutí obrobku požadovanou upínací silou.

V současné době se strojní svěráky s posilovači využívají čím dál častěji, proto se tato práce zaměří na návrh konstrukce svěráku s mechanickým posilovačem. To by mělo přinést znalost návrhu svěráků a mechanických posilovačů, dále také ponaučení pro budoucí praxi.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Základní požadavky na upnutí obrobku

- přenáší řezné síly z nástroje na rám stroje, potažmo zabraňuje uvolnění obrobku
- umožňuje vhodný přístup k obráběným plochám
- dostatečná tuhost upnutí, umožňuje dosažení potřebné tvarové a rozměrové přesnosti na obrobku
- nebrání plynulému odvodu třísek a odtoku řezných kapalin
- krátká doba potřebná k upnutí polotovaru
- opakovatelnost upnutí
- nízká cena upínače

2.2 Bezpečné a pevné upnutí

Bezpečné a pevné upnutí je takové upnutí, při kterém nedojde při výrobní operaci k uvolnění či změně polohy obrobku. Proto je nedílnou součástí výrobního procesu. Závisí na něm schopnost vyrobit produkt požadované jakosti, tj. dosáhnout předem definovaných geometrických a rozměrových tolerancí.

Pro zajištění bezpečného a pevného upnutí musí upínač zajišťovat přenos řezných, setrvačných a dynamických sil mezi obrobkem a obráběcím strojem. Je třeba brát zřetel i na vibrace, rázy a hmotnost obrobku.

Bezpečného a pevného upnutí je možné docílit použitím vhodného tvarového styku a vhodné upínací síly. Její velikost spolu s řeznou silou a jejím působištěm zásadně ovlivňují deformace, které vznikají při obrábění. Proto je výpočet a užití vhodných řezných a upínacích sil velmi důležitý a ve výrobním procesu by neměl být opomíjen. [1]

Po výpočtu upínací síly je pro její aplikaci třeba použití vhodného upínače, který umožňuje její dosažení. Pro volbu vhodného upínače je třeba znát určení jednotlivých upínačů.

2.3 Typy upínačů a jejich použití

Upínače lze rozdělit do několika kategorií, a to na mechanické, magnetické a vakuové upínače, přičemž existují i zvláštní způsoby upínání, které se používají např. pro velmi tenké obrobky, nebo pro jemné dílce se sférickým povrchem, které nemají žádnou vhodnou upínací plochu. Takovéto obrobky mohou být do upínače upnuty tak, že jsou ukotveny ve vhodné nádobě pomocí kotvící hmoty. [1]

2.3.1 Mechanické upínače

Tyto upínače používají pro zajištění obrobku tvarového a silového styku.

Upínky

Jsou vhodné pro kusovou a malosériovou výrobu a pro obrobky středně složitých tvarů.

Výhody:

- velkou výhodou je flexibilita a nízké pořizovací náklady

- většina typů upínek je normalizována

Strojní svěráky

Jsou vhodné pro kusovou výrobu jednoduchých součástí. Mohou být rozšířeny pomocí tvarovaných čelistí, nebo speciálních přípravků i pro středně velké série. Pokud mají možnost hydraulického ovládání, dají se použít i do automatizovaných linek pro hromadnou výrobu.

Výhody:

- vyšší produktivita než při použití upínek, avšak vyšší pořizovací náklady než u upínek
- zachování flexibility díky výměnným čelistem a možnosti využití dalšího volitelného příslušenství
- při použití vhodně tvarovaných čelistí může být zvýšena přesnost polohy upnutí => opakovatelnost upnutí => není potřeba hledat nulový bod při každém upnutí => snížení neproduktivního času

Vícenásobné upínače

Vícenásobné upínače využívají speciálních svěráků, hydraulických nebo pneumatických upínačů. Tyto jsou většinou seřazeny do řad, někdy i sloupců pro zvýšení počtu upnutých obrobků. Tyto upínače jsou vhodné pro středně velké série. Dále je možno rozšířit upínač využitím např. systému výměnných palet a zkrátit tak neproduktivní časy. Takto navržené vícenásobné upínače jsou vhodné pro velkosériovou výrobu.

Výhody:

- vyšší produktivita než při použití strojního svěráku
- při vhodné konstrukci lze využít přesunutí vlastního upínání mimo pracovní prostor stroje (snížení neproduktivních časů)
- vysoká přesnost a opakovatelnost upnutí, zaniká problém hledání nulového bodu při každé výměně obrobků

Upínače na principu nulového bodu

Umožňují zachování polohy nulového bodu v pracovním prostoru stroje, tím usnadňují opakovatelnost upnutí. Jsou použitelné jak přímo pro upnutí obrobku, tak pro možnost upnutí různých upínačů. Jsou vhodné pro snížení neproduktivních časů u strojů, které nemají paletový systém výměny obrobků, ale jsou vhodné i pro paletové systémy a zakládání obrobků pomocí robotických manipulátorů.

Výhody:

- krátké časy výměny obrobků (Garant uvádí úsporu neproduktivních časů až o 90 %)
- stále stejný nulový bod (Garant uvádí přesnost opakování <2,5 μm)
- vymezení tepelných dilatací a chyb rozteče upínacích čepů a hrnců [2]
- dají se použít jako podpora pro strojní svěráky i vícenásobné upínače, při využití výměny obrobku mimo pracovní prostor stroje
- při použití přímo pro upnutí obrobku umožňují obrábění z pěti stran

Upínací přípravky se změnou polohy upnutého dílce

Do této kategorie patří děličky a otočné stoly, využívají se jako přidaná čtvrtá osa => vhodné pro tříosé stroje nebo pro speciální obrobky. Pro upnutí obrobku je třeba k nim přidat další vhodný upínač.

2.3.2 Magnetické upínače

Pro zajištění obrobku využívají silového styku.

Výhodou je možnost opracování obrobku z 5 stran a dále, že při upnutí nedochází k deformaci obrobku.

Nevýhodou je zmagnetizování obrobku a použitelnost jen pro magnetické materiály.

2.3.3 Vakuové upínače

Pro zajištění obrobku využívají silového styku.

Je vhodné je použít pro upnutí tenkostěnných plochých dílců o malé tuhosti, kde hrozí při použití mechanického upínače vznik nežádoucí deformace obrobku.

2.4 Strojní svěrák s posilovačem

Je jeden z univerzálních typů upínačů a patří k nejrozšířenějším typům. Využívá tvarového a silového styku. Má velmi široké možnosti užití dle vlastní konstrukce a využití různého příslušenství od kusové výroby pro upnutí jednoduchých součástí až po upínání tvarově složitějších součástí a masovou produkci. Díky posilovači umožnuje obsluze snazší upnutí součásti a také dosažení vyšší tuhosti upnutí.

2.4.1 Rozdělení strojních svěráků s posilovači

S mechanickým posilovačem

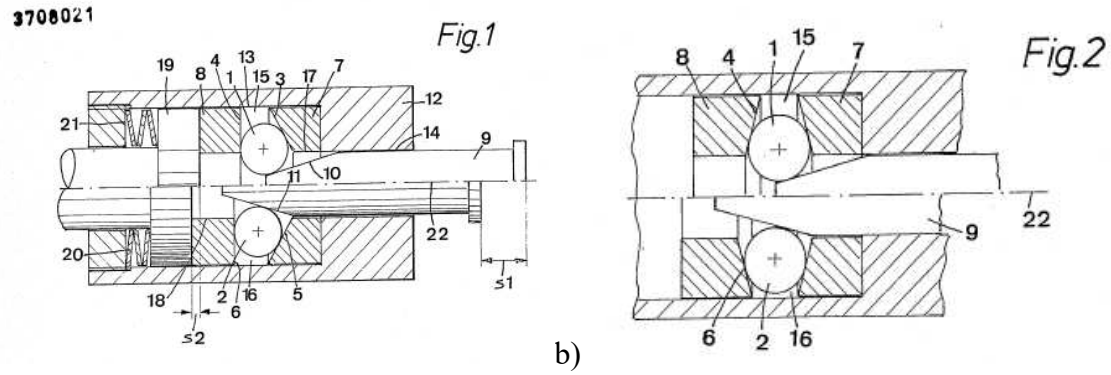
Používají se pro vyšší upínací síly, většinou jsou založeny na principu pák, které tvoří klíny a kuličky. Protože potřebují více prostoru jsou vhodné pro větší svěráky. Výhodou je nízká náročnost na údržbu.

S hydraulickým posilovačem

Využívají Pascalova zákona. Jejich konstrukce umožnuje dosažení vysokých upínacích sil při malých konstrukčních rozměrech. Z tohoto důvodu jsou vhodné pro strojní svěráky menších rozměrů, kde je problém do konstrukce zařadit mechanický posilovač.

2.5 Rešerše patentových řešení

2.5.1 Patent DE3708021A1



a) b)

Obr. 1)Schéma mechanismu dle patentu DE3708021A1 a) s jednou rovinnou kruhovou podložkou b) se dvěma zkosenými kruhovými podložkami

Tento posilovač na obr. 1a), b) se skládá z primárního členu (9), který rozpírá tlačné válečky (1,2). Tyto jsou vtlačeny do zužující se mezery (15,16), která vzniká mezi dvěma kruhovými podložkami (7,8) a jejich plochami (3,4,5,6). Celý mechanismus je uzavřen ve válcovém pouzdře (12). Všechny pracovní členy, čímž jsou tlačné válečky (1,2) a kruhové podložky (7,8), jsou snadno vyměnitelné.

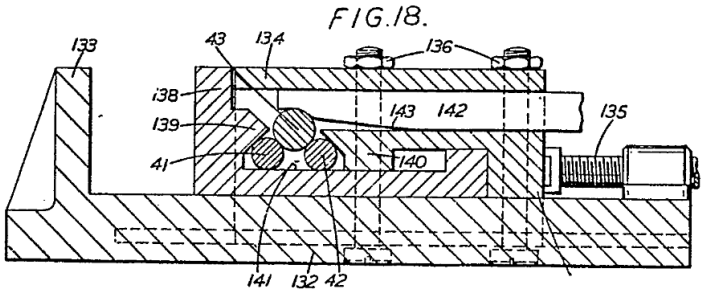
Pracovní zdvih vzniká, když je primární člen, kterým je válcový čep, na jehož konci jsou vytvořeny klínové plochy (10,11), vtlačován do mezery mezi tlačnými válečky. Tyto tlačné válečky vyvozují sílu na plochy kruhových podložek a vzniká pohyb sekundárního členu, kterým je jedna z kruhových podložek. Tento sekundární člen dále tlačí na pracovní tlačný člen (19). Do mechanismu se také přidávají tlačné talířové pružiny (20), které zajišťují zpětný chod mechanismu.

Velkou výhodou tohoto mechanismu je, že během celého pracovního zdvihu nemění svůj převodový poměr. Předpokladem pro levnou výrobu je, že mechanismus obsahuje málo součástek, většinou jednoduchých tvarů vhodných pro snadnou výrobu. Použitím pouze jednoho páru tlačných válečků je dosaženo velmi krátké stavební délky v axiálním směru. Pro malé rozměry v radiálním směru je vhodné volit menší tlačné válečky, avšak malé válečky nejsou vhodné pro vyšší zatížení. Zde dochází k většímu namáhání a může tak dojít i k zablokování mechanismu. Pro vyšší zatížení je tedy třeba volit větší rozměry tlačných válečků a počítat tak i s většími radiálními rozměry mechanismu. Pokud jsou tlačné válečky vhodně navrženy, tak se není třeba obávat zadření mechanismu, díky konstantnímu převodovému poměru.

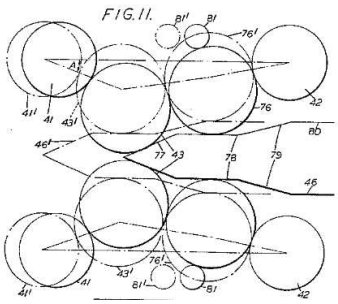
Pro zvláštní případy použití je možno vytvořit i mechanismus s proměnným převodovým poměrem, a to tak, že se místo rovinných klínových ploch použijí konvexní nebo konkávní klínové plochy. Toto se dá použít i na kruhových podložkách.

Podobnou problematikou se zabývají i další patenty. V GB614905A je popsán podobný mechanismus na obr. 2a), b), avšak ten využívá namísto dvou kruhových podložek dvojice tlačných válců. Tyto válce vytváří zužující se spáru. Nevýhodou tohoto mechanismu je, že díky konvexním povrchovým plochám válců nemá konstantní převodový poměr. Navíc vznikající spára je silně progresivní. To může způsobit zablokování mechanismu. Další nevýhodou je,

že uspořádáním více válců se navyšuje stavební délka mechanismu v axiálním směru. Toto je u posilovače nežádoucí. [3]



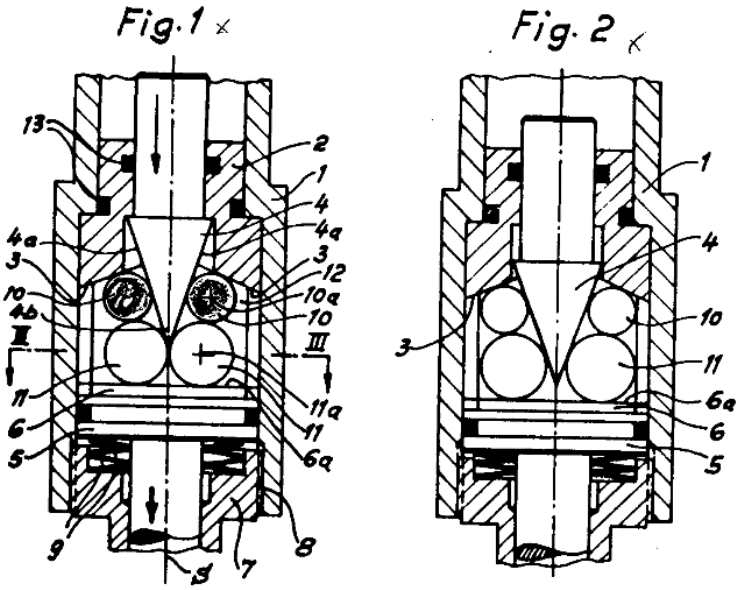
a)



b)

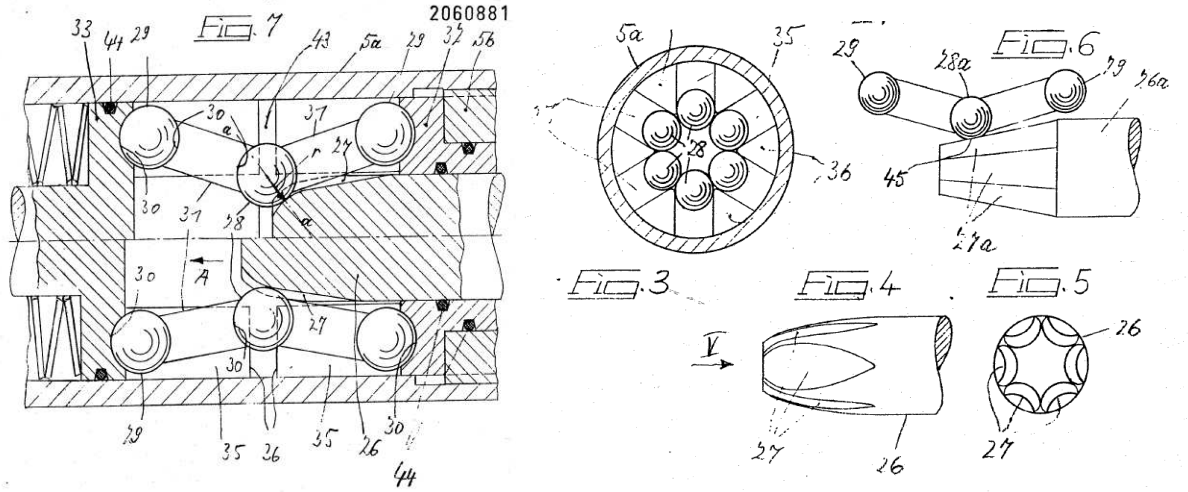
Obr. 2) Schéma mechanismu dle patentu GB614905A a) uspořádání s dvojicí tlačných válců b) uspořádání s více tlačnými válci [3]

V patentu DE2844265A1 je další způsob posilovače s válcovými členy obr. 3). Zde působí primární člen na dvě dvojice válců, které jsou uspořádány v jedné zužující se spáře. Výhodou tohoto způsobu konstrukce je, že převodový poměr zůstává konstantní, protože se nemění vzájemná poloha středů tlačných válečků. Další výhodou je, že dochází k menšímu opotřebení díky tomu, že se tlačné válečky vzájemně odvalují a ke smýkání dochází minimálně. Nevýhodou této konstrukce je nutnost podstatně dlouhého klínu, z čehož plyne dlouhá stavební délka, což je též nevhodné. [4]



Obr. 3) Schéma mechanismu dle patentu DE2844265A1 [4]

2.5.2 Patent DE2060881A1



Obr. 4) Schéma mechanismu dle patentu DE2060881A1

Tento patent dle obr. 4) se na rozdíl od předchozího zabývá navýšením síly pomocí pákového mechanismu. Skládá se z primárního členu (26) působícího na páky. Každá páka je tvořena třemi kuličkami (28,29) a dvěma tlačnými členy (31). Okrajové kuličky (29) jsou opřeny v kulových pánvičkách v opěrném (32) a sekundárním členu (33). Zpětný chod mohou stejně jako v patentu DE3708021A1 zajišťovat tlačné talířové pružiny.

Pracovní zdvih u tohoto mechanismu vzniká podobně jako u předchozích řešení. Opět je zde primární člen, který zde však netlačí na tlačné válečky válečků, ale tlačí na soustavu pák. Tyto páky se pohybem primárního členu rozevírají a přes kulové pánvičky vytváří pohyb sekundárního členu. Při této konstrukci je nutno zohlednit, že je třeba dosáhnout krátkých zástavbových rozměrů v axiálním směru. Z tohoto důvodu musí být tlačné členy pokud možno co nejkratší.

Primárním členem je zde specifický čep. Nachází se na něm drážky, o které se opírají tlačné kuličky. Tyto drážky mají stejný rádius jako kuličky, díky čemuž je možné dosáhnout nikoli bodového, ale křivkového styku. Toto řešení pomáhá snížit tlak v kontaktní ploše. Díky tomu je možné mechanismus zatěžovat většími silami. Konicita tlačného čepu se odvíjí od požadavků na pracovní charakteristiku. Z toho vyplývá, že výměnou tlačného čepu je možné měnit pracovní charakteristiku mechanismu. Oproti mechanismu z patentu DE1289799B, je tento mechanismus díky rozložení tlaku mezi 6 pák méně namáhaný. Z toho vyplývá i nižší opotřebení, potažmo delší životnost. [5]

2.6 Průzkum trhu

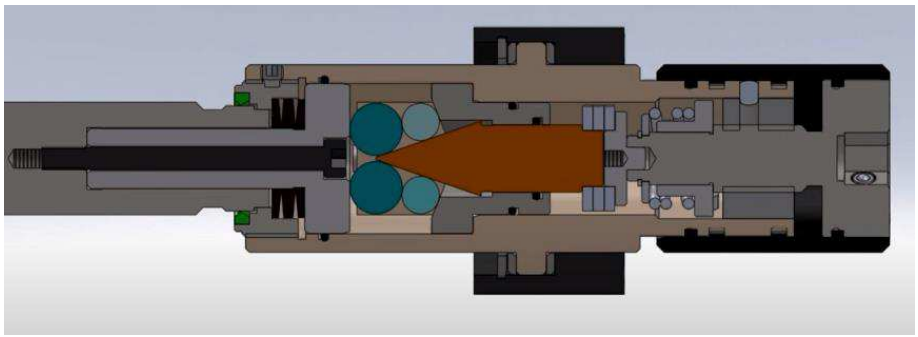
Svěráky s mechanickými posilovači se v dnešní době zabývá mnoho firem. V této části budou vybrány pouze firmy s dlouholetou praxí a úspěšností na trhu. Bude představen výběr z jejich portfolia a použitý typ mechanismu.

2.6.1 Fresmak

Značka Fresmak vyrábí strojní svěráky s mechanickým posilovačem v řadě ARNOLD MAT Mechanic s parametry dle tab. 1) a posilovacím mechanismem dle obr. 5).

Tab 1) Tabulka parametrů pro svěráky řady ARNOLD MAT Mechanic

Typ svěráku Arnold	20 120 125	20 120 160	20 120 200
Upínací šířka [mm]	126	161	201
Upínací délka [mm]	0 - 285	0 - 416	0 - 416
Celková délka [mm]	410	570	570
Celková výška [mm]	140	160	173
Celková šířka [mm]	126	161	201
Upínací síla [kN]	40	20	20
Hmotnost [kg]	35	70	93



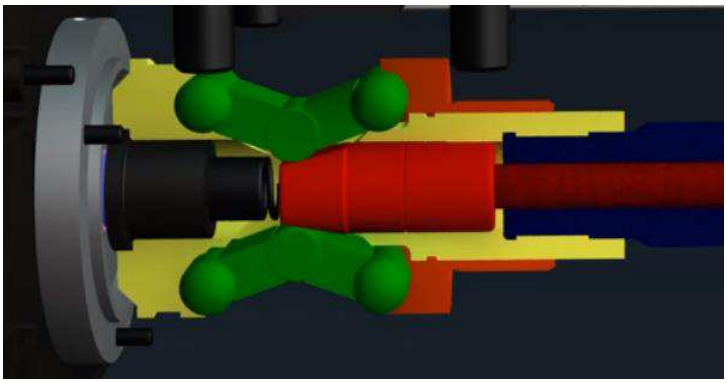
Obr. 5) Řez posilovacího mechanismu použitého u řady ARNOLD MAT Mechanic [6]

2.6.2 Röhm

Značka Röhm vyrábí strojní svěráky s mechanickým posilovačem v řadě RKE s parametry dle tab. 2) a posilovacím mechanismem dle obr. 6).

Tab 2) Tabulka parametrů pro svěráky řady RKE

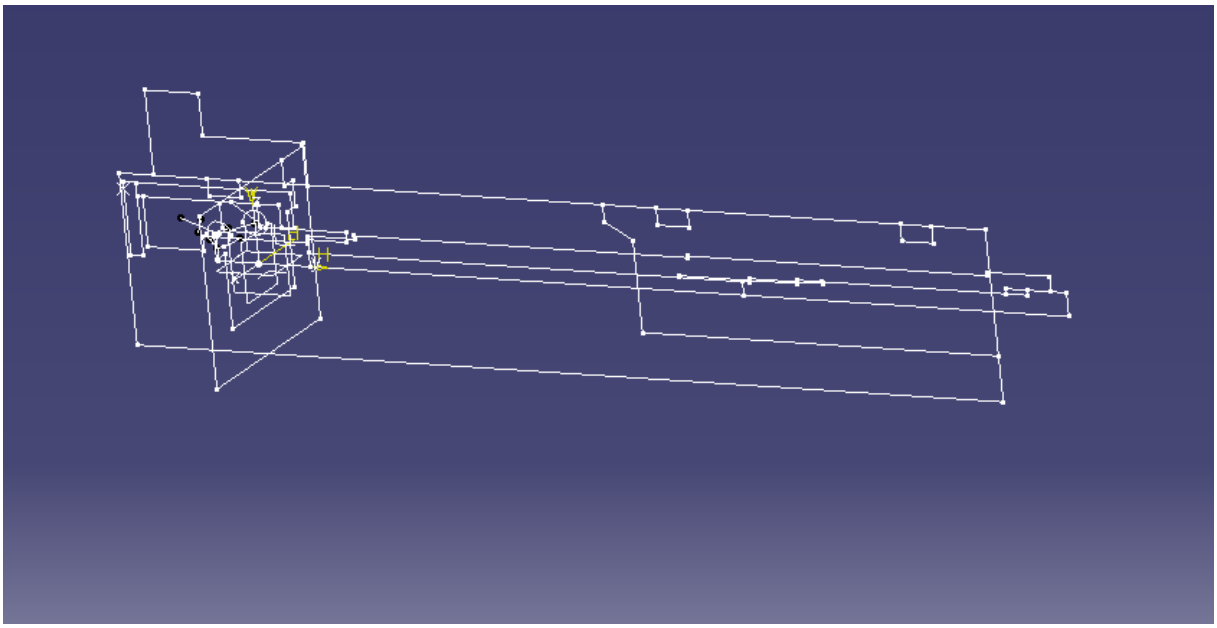
Typ svěráku Röhm	178412	178413	178414
Upínací šířka [mm]	125	160	200
Upínací délka [mm]	0 - 312	0 - 451	0 - 451
Celková délka [mm]	463	618	618
Celková výška [mm]	140	165	175
Celková šířka [mm]	126	162	162
Upínací síla [kN]	40	60	60
Hmotnost [kg]	41	79	85



Obr. 6) Řez posilovacího mechanismu použitého u řady RKE [7]

3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Svěrák je navržen pomocí simulačního modelu ve výpočetním programu MATLAB R2020a. Tím pádem jsou rozměry součástí vkládány jako vstupní parametry a model je navržen tak, že jen navrhuje korekce a provádí kontrolu řešení. Dále bude zmíněna volba konstrukce, postup výpočtů a volba materiálů tak, jak byla provedena za pomoci simulačního modelu. Hodnoty uvedené v práci jsou hodnoty finálního návrhu. 3D model byl vytvořen pomocí parametricky navržené kostry dle obr. 7) v programu CATIA R5V21. Tvar a konstrukce byla inspirována řešením od firmy Röhm a patentem DE2060881A1.



Obr. 7) Pohled na parametricky vytvořenou kostru strojního svěráku s mechanickým posilovačem

3.1 Volba návrhových parametrů

Návrhové parametry byly určeny z rešerše trhu. Pro upínací sílu F_u byla zvolena hodnota 50 kN což je hodnota pro strojní svěráky s mechanickým posilovačem o šířce čelistí kolem 160 mm. Hodnota ovládacího momentu pro dosažení maximální upínací síly byla zvolena na 20 Nm. Toto je hodnota momentu, která je obsluhou dosažitelná bez velké námahy. Pro snížení nákladů na výrobu bylo upuštěno od momentové spojky využívané většinou ostatních výrobců. Dosažení správné hodnoty ovládacího momentu, potažmo správné upínací síly, bude zajištěno použitím vhodného momentového klíče.

Jak již bylo zmíněno v předchozím odstavci, upínací síla F_u 50 kN bývá používána v kombinaci s šířkou čelistí kolem 160 mm. S ohledem na kompaktnost a pro odlišení se na trhu strojních svěráků byla pro tento strojní svěrák zvolená menší šířka čelistí a to 125 mm. Oproti tomu délka strojního svěráku byla navýšena o rozměrovou řadu pro možnost upnutí rozměrnějších obrobků. Délka pro rozměrové řady s šířkou čelistí strojního svěráku 160 mm je zvolena z rešerše dle rozměrů ostatních výrobců. Firma Röhm má délku těla strojního svěráku 530 mm a firma Fresmak používá délku 570 mm, proto byla pro tento návrh vybrána

délka 550 mm, která je jejich střední hodnotou. Výška těla strojního svěráku je ovlivněna velikostí mechanismu, a proto bude navržena až po určení velikosti mechanismu.

Pro přehlednost byly konečné návrhové parametry zapsány do tab 3)

Tab 3) Tabulka základních vstupních parametrů

F_u [kN]	M_2 [Nm]	B [mm]	L [mm]
50	20	125	550

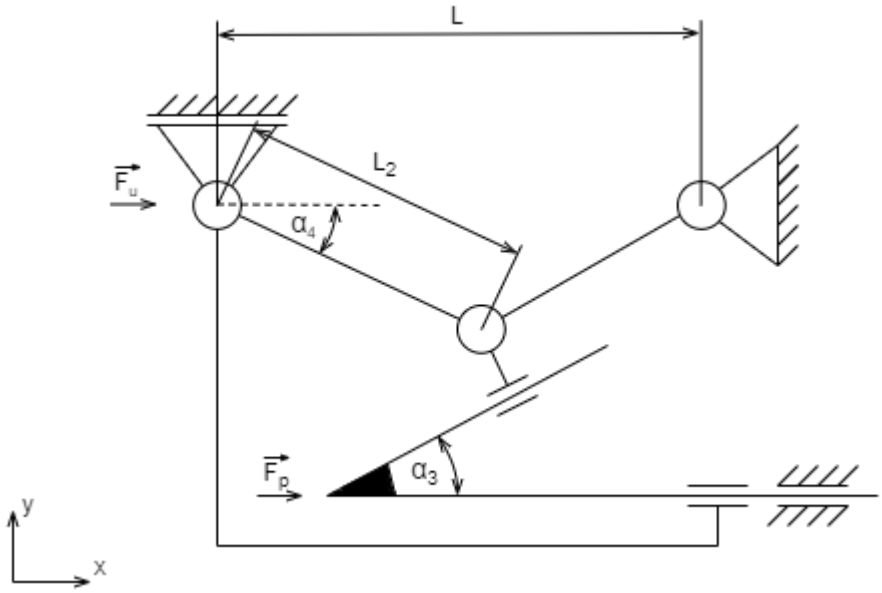
3.2 Volba typu posilovacího mechanismu

Byl vybrán pákový typ posilovacího mechanismu s tlačnými válečky namísto tlačných kuliček. Z důvodu jeho větších rozměrů bude snazší vytvořit sekundární člen (dále tažný člen mechanismu) tak, aby dovedl převést sílu z tlačné na tahovou, kterou bude přitahována druhá čelist. Díky tomuto řešení nebude síla pro upnutí přenášena tělem svěráku, ale bude přenášena tažným vřetenem. Je tím docíleno nižšího zatížení těla strojního svěráku. Tím pádem bude tělo strojního svěráku přenášet pouze řezné síly.

Navíc bude k posilovacímu mechanismu přidána tlačná vinutá pružina, která zvýší odpor v mechanismu a zároveň bude dopomáhat k vrácení klínu do nulové polohy. Díky této pružině bude mechanismus posilovače začínat pracovat až po překonání jejího odporu, to znamená, že nejdříve dojde k dojetí čelistí na materiál pomocí vnějšího vřetene, a až po překonání určité upínací síly začne pracovat posilovací mechanismus posilovače ovládaný vnitřním vřetenem. Není tedy potřeba momentová spojka.

3.3 1. Koncepční řešení posilovacího mechanismu

V prvním koncepčním řešení dle obr. 8) bylo užito klínu s konstantním úhlem. Byly vytvořeny kinematické rovnice (1), (2), (3) pro určení změny polohy mechanismu a rovnice (4), (5), (6) pro výpočty ovládacích momentů ve vztahu k upínací síle.



Obr. 8) Schéma 1. koncepčního řešení posilovacího mechanismu

Rovnice určení úhlu mechanismu α_4:

$$\alpha_4 = \operatorname{acos}\left(\frac{L_2 \cos(\alpha_{4min}) - \frac{\Delta_{Lmax}}{2} + \frac{\Delta_L}{2}}{L_2}\right) \tag{1}$$

Rovnice pro určení posunutí y od osy čepu:

$$y = \sqrt{{L_2}^2 - \left(L_2 cos(\alpha_{4min}) - \frac{\Delta_L}{2}\right)^2} - \sqrt{{L_2}^2 - \left(L_2 cos(\alpha_{4min})\right)^2} \tag{2}$$

Rovnice pro určení posunutí klínu v axiálním směru:

$$x = \frac{y}{\tan(\alpha_3)} \tag{3}$$

Rovnice pro určení síly F_p od tlačné vinuté pružiny:

$$F_p = kx + F_{p0} \tag{4}$$

Rovnice pro určení momentu potřebného k dosažení upínací síly při upnutí vnějším vřetenem:

$$M_1 = F_u D_1 \frac{\tan(\alpha_1 + \operatorname{atan}(f_{t1}))}{2} \tag{5}$$

Rovnice pro určení momentu potřebného k dosažení upínací síly při upnutí vnitřním vřetenem:

$$M_2 = D_2 \tan(\alpha_2 + \operatorname{atan}(f_{t2})) \frac{2F_u \tan(\alpha_4) \tan(\alpha_3 + \operatorname{atan}(f_{tm})) + F_p}{2} \tag{6}$$

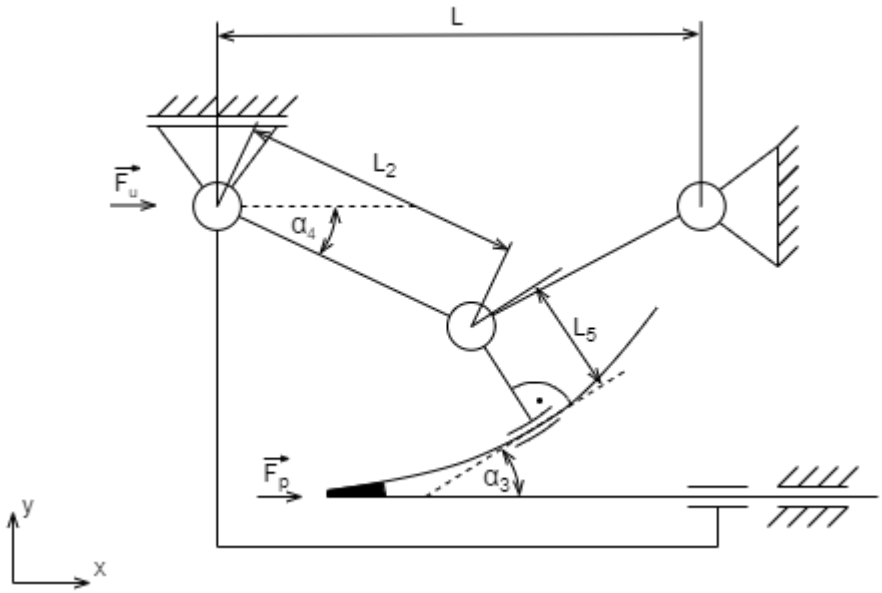
Po vytvoření kinematických rovnic pro určení změny polohy posilovacího mechanismu a rovnic pro výpočet ovládacích momentů z upínací síly a výpočtu hodnot dle tab 4) bylo zjištěno, že pro různá nastavení posilovacího mechanismu není možné zajistit dosažení předem stanovené upínací síly 50 kN při dosažení předem stanoveného ovládacího momentu 20 Nm. V celém funkčním rozsahu posilovacího mechanismu se totiž mění poměr mezi momenty potřebnými k dosažení předem stanovené upínací síly na vnějším vřeteni M_1 (je konstantní vždy, jelikož je závislý na upínací síle F_u) a na vnitřním vřeteni M_2 (není konstantní, je závislý na úhlu mechanismu α_4 a síle od tlačné vinuté pružiny F_p). V tab 4) můžeme pozorovat, že moment na vnitřním vřeteni M_2, ani poměr M_1/M_2 není pro různá nastavení posilovacího mechanismu konstantní. Z tohoto důvodu bylo od tohoto řešení upuštěno a bylo nutné namísto klínu o konstantním úhlu použít klín s prozatím nespecifikovanou progresivní křivkou, která zajistí, že pro upínací sílu 50 kN bude při každém nastavení posilovacího mechanismu ovládací moment strojního svěráku 20 Nm.

Tab 4) Tabulka pro určení ovládacího momentu M_2 při $F_u = 50$ kN, pro různá posunutí tlačného klínu posilovacího mechanismu

posun klínu x [mm]	úhel mech. α_4 [°]	poměr (M_1/M_2) při max. F_u [-]	M_2 při max. F_u [Nm]
0,00	8,00	30,17	4,70
6,48	9,85	24,05	5,89
11,91	11,40	20,51	6,91
16,67	12,77	18,14	7,81
20,94	14,01	16,41	8,63
24,86	15,14	15,08	9,40
28,49	16,21	14,01	10,12
31,88	17,20	13,12	10,80
35,07	18,15	12,37	11,45
38,10	19,04	11,73	12,08
40,98	19,90	11,17	12,68
43,73	20,73	10,68	13,27
46,36	21,52	10,24	13,84

3.4 2. Koncepční řešení posilovacího mechanismu

V tomto koncepčním řešení byl navržen tlačný čep se zakončením ve tvaru klínu s progresivním úhlem dle obr. 9), který umožňuje konstrukci dle zvolené specifikace při dosažení návrhových parametrů. Ostatní součásti jsou použity stejně jako v předchozím konceptu.



Obr. 9) Schéma 2. koncepčního řešení posilovacího mechanismu

Po změně konceptu došlo i ke změnám v kinematice, z těchto důvodů musely být upraveny rovnice (7), (8) a další rovnice (9), (10) byly přidány.

Rovnice pro určení hodnoty y a hodnoty x polohy kontaktu tlačného válečku s klínem:

$$x = \Delta_L \frac{x_{max}}{\Delta_{Lmax}} - L_2 \cos(\alpha_{4max}) + L_2 \cos(\alpha_4) + L_5 cos(90 - \alpha_3) - L_5 \cos(90 - \alpha_{3min}) \tag{7}$$

$$y = L_2 sin(\alpha_{4max}) - L_2 sin(\alpha_4) - L_5 sin(90 - \alpha_3) + L_5 sin(90 - \alpha_{3min}) \tag{8}$$

Rovnice síly vyvinuté tlačnou vinutou pružinou:

$$F_p = k * \left(\Delta_L \frac{x_{max}}{\Delta_{Lmax}} - 2L_2 \cos(\alpha_{4max}) + 2L_2 \cos(\alpha_4)\right) + F_{p0} \tag{9}$$

Rovnice pro úhel tečny ke křivce klínu při daném úhlu α_4:

$$\alpha_3 = \operatorname{atan}\left(\frac{\left(\frac{2M_2}{D_2 \tan(\alpha_2 + \operatorname{atan}(ft2))}\right) - F_p}{\tan(\alpha_4)\, 2\left(F_u + F_p\right)}\right) - \operatorname{atan}(f_{tm}) \tag{10}$$

Pro výpočet α_3 je třeba dosadit sílu F_p od tlačné vinuté pružiny. Pro jejíž výpočet je třeba zvolit maximální posun primárního členu dále tlačného klínu x_{max}. Pro prvotní výpočet ji zvolíme.

Po vykreslení křivky pomocí hodnot polohy kontaktu tlačného válečku s klínem, které se skládají z posunutí tlačného klínu x a z posunutí kontaktního bodu tlačného válečku s klínem od osy tlačného klínu y, bylo zjištěno, že při zvoleném x_{max} vypočítaný úhel tečny ke křivce klínu α_3 v daném bodě křivky neodpovídá vypočítanému úhlu α_3 tečny ke křivce klínu. Proto byla následně pro určení hodnoty x_{max} vytvořena křivka složená z úseček o úhlu α_3, které navazují na předešlou hodnotou y. Takto vytvořená křivka umožňuje zjistit nové souřadnice x_{α_3} dle vzorce (12). Ze získaných hodnot x_{α_3} se maximální hodnota dosadí do rovnice (13), tím je zjištěna x_{max}, která po dosazení do původní rovnice (7) sníží výslednou odchylku tečny ke křivce od potřebného úhlu α_3. Tento postup je opakován do snížení odchylky na přípustnou mez. Pro určení maximální odchylky křivky od požadované bylo použito maximální odchylky křivky klínu v ose x dle vzorce (11). Jelikož hodnoty y jsou stejné a mění se hodnoty x, byl vytvořen rozdíl x-ových hodnot obou křivek a z tohoto rozdílu určena absolutní hodnota. Výsledné křivky jsou zobrazeny v grafu na obr. 10)

Rovnice maximální odchylky:

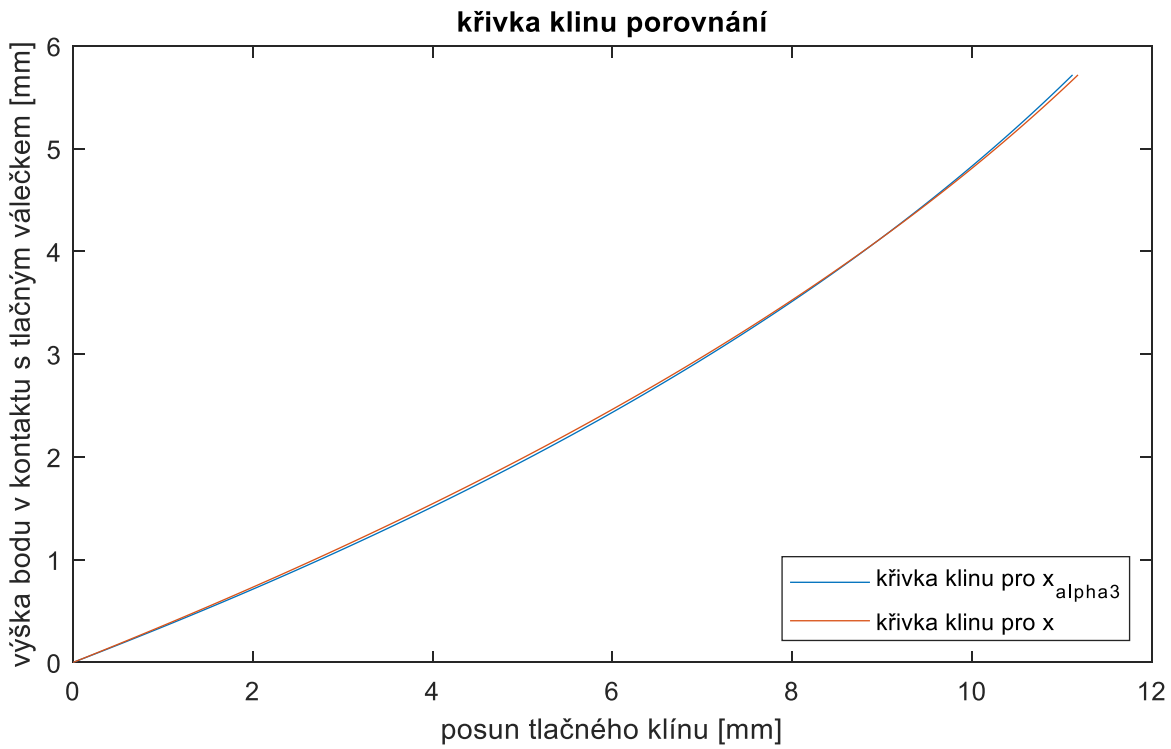
$$\Delta_{xmax} = max\left|x(i) - x_{\alpha_3}(i)\right| \tag{11}$$

Rovnice souřadnice i-tého prvku x_{α_3} křivky progresivního klínu určená dle metody přičítání derivace (úsečky o úhlu tečny α_3 ke křivce klínu):

$$x_{\alpha_3}(i) = x(i-1) + \frac{y(i) - y(i-1)}{tan\left(\alpha_3(i-1)\right)} \tag{12}$$

Rovnice pro výpočet x_{max}:

$$x_{max} = \left(\frac{L_2 \cos(\alpha_{4max}) - L_2 \cos(\alpha_4) - L_5 cos(90 - \alpha_3)}{\Delta_L} + \frac{L_5 \cos(90 - \alpha_{3min}) + x_{\alpha_3 max}}{\Delta_L} \right) \Delta_{Lmax} \tag{13}$$

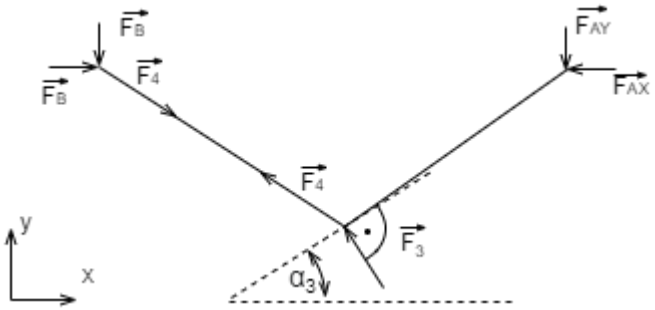


Obr. 10) Vykreslení křivky tlačného klínu dle použité metody

3.5 Určení a výpočet kritických míst návrhu

3.5.1 Výpočet sil pro určení kritických míst v návrhu

Po určení tvaru křivky klínu bylo třeba určit silové zatížení vznikající v posilovacím mechanismu dle schéma na obr. 11) a ve vřetenech při upínání obrobku, aby bylo následně možné určit namáhání. Momenty potřebné k dosažení požadované upínací síly 50 kN na obou vřetenech nebylo třeba kontrolovat, protože moment M_2 je obsažen v rovnici pro úhel tečny ke křivce klínu (10) při daném úhlu α_4 a je podle něj určen úhel tečny α_3 ke křivce klínu a moment M_1 je vždy závislý na upínací síle F_u, proto bude vždy při maximální upínací síle konstantní, stejně jako tomu bylo v 1. koncepčním řešení. Pro ostatní síly byly vytvořeny rovnice (14)-(21) a následně i zjištěny jejich maximální hodnoty při pracovním zdvihu mechanismu pro následné určení maximálních napětí v součástech. Velikost sil v závislosti na poloze tlačného klínu je zobrazena na grafech na obr. 12a), b) a c). Kritická místa odhadnutá ze zatížení jsou kontaktní plochy mezi tlačným klínem a tlačným válečkem a také člen páky. Mimo samotný mechanismus je kritickým místem trapézový závit použitý na vnitřním a vnějším vřeteni, ten bude spočítán na otlačení a na redukované napětí ve vřetenech.



Obr. 11) Schéma silového působení v mechanismu

Rovnice síly působící v kontaktu tlačného válečku s klínem:

$$F_3 = \frac{2\left(F_u + F_p\right)tan(\alpha_4)}{n\cos(\alpha_3)} \tag{14}$$

Rovnice síly působící na tělo svěráku potřebná pro vytvoření zvolené upínací síly a překonání síly od pružiny:

$$Fu_{Fp} = \frac{\left(2M_2 \div (D_2\ \tan(\alpha_2 + \mathrm{atan}(f_{t2})))\right) - F_p}{\tan(\alpha_3 + \mathrm{atan}(f_{tm}))\tan(\alpha_4)\,2} \tag{15}$$

Rovnice vazbových sil:

$$F_{Ax} = \frac{Fu_{Fp}}{n} \tag{16}$$

$$F_{Ay} = \frac{F_3\sin(\alpha_3)\left(-L_2\sin(\alpha_4) - L_5\cos(\alpha_3)\right)}{2L_2\cos(\alpha_4)} + \frac{F_3\cos(\alpha_3)\left(L_2\cos(\alpha_4) + L_5\sin(\alpha_3)\right)}{2L_2\cos(\alpha_4)} \tag{17}$$

$$F_{Bx} = F_3 \sin(\alpha_3) + F_{Ax} \tag{18}$$

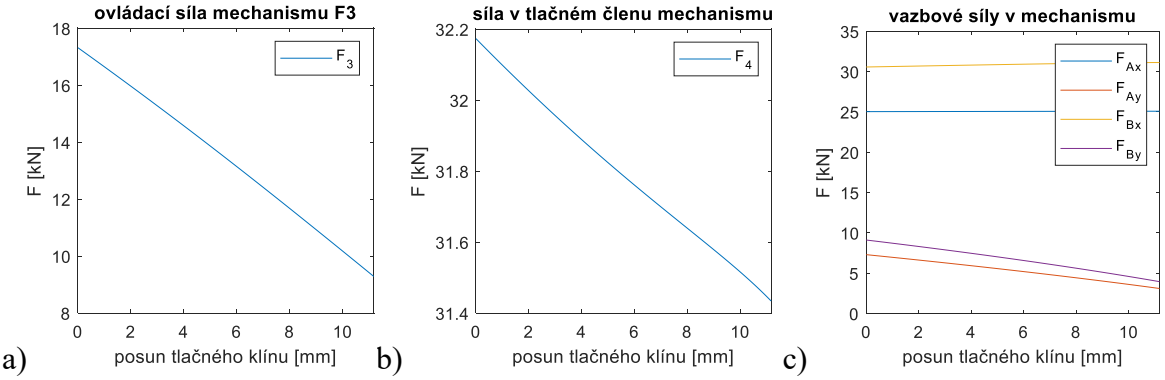
$$F_{By} = F_3 \cos(\alpha_3) - F_{Ay} \tag{19}$$

Rovnice síly působící ve vnitřním vřeteni:

$$F_2 = 2\left(\left(F_u + F_p\right)tan\left(\alpha_3 + atan(f_{tm})\right)\right)tan(\alpha_4) + Fp \tag{20}$$

Rovnice síly působící v páce:

$$F_4 = \frac{\max([F_{Ax}, F_{Bx}])}{cos(\alpha_4)} \tag{21}$$



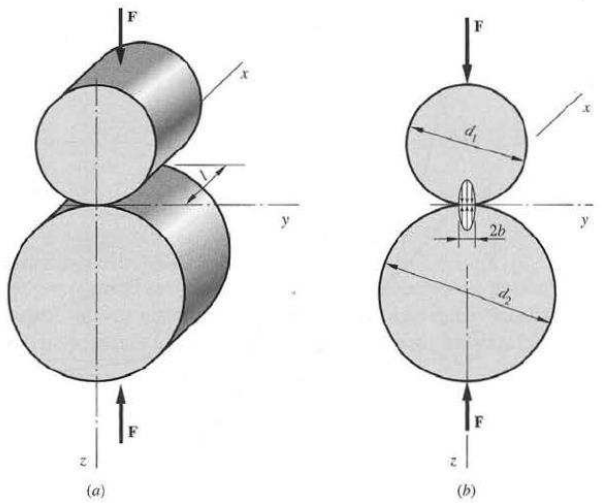
Obr. 12) Velikost sil v závislosti na poloze tlačného klínu a) síla v kontaktu mezi tlačným válečkem a tlačným čepem b) síla ve členu páky c) vazbové síly tlačném a tažném členu mechanismu

3.5.2 Výpočet kontaktního napětí

V posilovacím mechanismu je použit klín s konkávní plochou a na něj jsou přitlačovány tlačné válečky. Při jejich kontaktu vzniká kontaktní plocha o šířce 2b a délce kontaktu l podobně jako na obr. 13a), b), kde je pro polovinu šířky kontaktní plochy b dána rovnice (22) stejně jako při kontaktu dvou válců. V tomto případě bylo však třeba dosadit poloměr křivosti konkávní plochy tlačného klínu se záporným znaménkem.

Rovnice šířky kontaktní plochy:

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi l}\frac{(1-\mu_1^2)/E_1 + (1-\mu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}} \tag{22}$$



Obr. 13) Znázornění a) čarového styku a b) eliptického průběhu kontaktního napětí pod povrchem součásti [8]

Jelikož se tlačné válečky po tlačném klínu neodvalují, ale smýkají, je třeba namísto Hertzovy teorie pro odvalující se válce použít Smith-Liovu teorii pro dotýkající se a prokluzující válce. Pro zjištění smykových napětí pod povrchem součásti je třeba nejdříve zjistit napětí v osách x, y, z dle obr. 13a), b) za pomoci vzorců (23)-(31).

Rovnice pro určení napětí v materiálu v osách x, y, z dle Smith-Liovy teorie:

$$M = \sqrt{(b+y)^2 + z^2} \tag{23}$$

$$N = \sqrt{(b-y)^2 + z^2} \tag{24}$$

$$\Phi_1 = \frac{\pi(M+N)}{MN\sqrt{2MN + 2y^2 + 2z^2 - 2b^2}} \tag{25}$$

$$\Phi_2 = \frac{\pi(M-N)}{MN\sqrt{2MN + 2y^2 + 2z^2 - 2b^2}} \tag{26}$$

$$\Delta' = \frac{2}{1/R_1 + 1/R_2}\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right) \tag{27}$$

$$\begin{aligned}\sigma_x = -\frac{2\mu b}{\pi\Delta'}\Bigg(z\left(\frac{b^2+y^2+z^2}{b}\Phi_1 - \frac{\pi}{b} - 2y\Phi_2\right) \\ + f\left[(y^2-b^2-z^2)\Phi_2 + \frac{\pi y}{b} + (b^2-y^2-z^2)\frac{y}{b}\Phi_1\right]\Bigg)\end{aligned} \tag{28}$$

$$\sigma_y = -\frac{b}{\pi\Delta'}\left(z\left(\frac{b^2+2z^2+2y^2}{b}\Phi_1 - \frac{2\pi}{b} - 3y\Phi_2\right) + f\left[(2y^2-2b^2-3z^2)\Phi_2 + \frac{2\pi y}{b} + 2(b^2-y^2-z^2)\frac{y}{b}\Phi_1\right]\right) \tag{29}$$

$$\sigma_z = \frac{b}{\pi\Delta'} - z[(b\Phi_1 - y\Phi_2 + fz\Phi_2)] \tag{30}$$

$$\tau_{yz} = -\frac{b}{\pi\Delta'}\left\{z^2\Phi_2 f + \left[(b^2+2y^2+2z^2)\frac{z}{b}\Phi_1 - 2\pi\frac{z}{b} - 3yz\Phi_2\right]\right\} \tag{31}$$

Při využití Smith-Liovy teorie nejsou osy y a z hlavními osami. Z tohoto důvodu je třeba vypočítat napětí na hlavních osách. Osa x hlavní osou zůstává, proto byla prostorová napjatost převedena na rovinnou. Byla vypočítána rovnicí pro určení hlavních napětí (32).

Rovnice pro určení hlavních napětí σ_I, σ_{II}:

$$\sigma_I, \sigma_{II} = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \tag{32}$$

Pro získání prostorové napjatosti bylo za napětí σ_{III} dosazeno napětí σ_x dle rovnice (33).

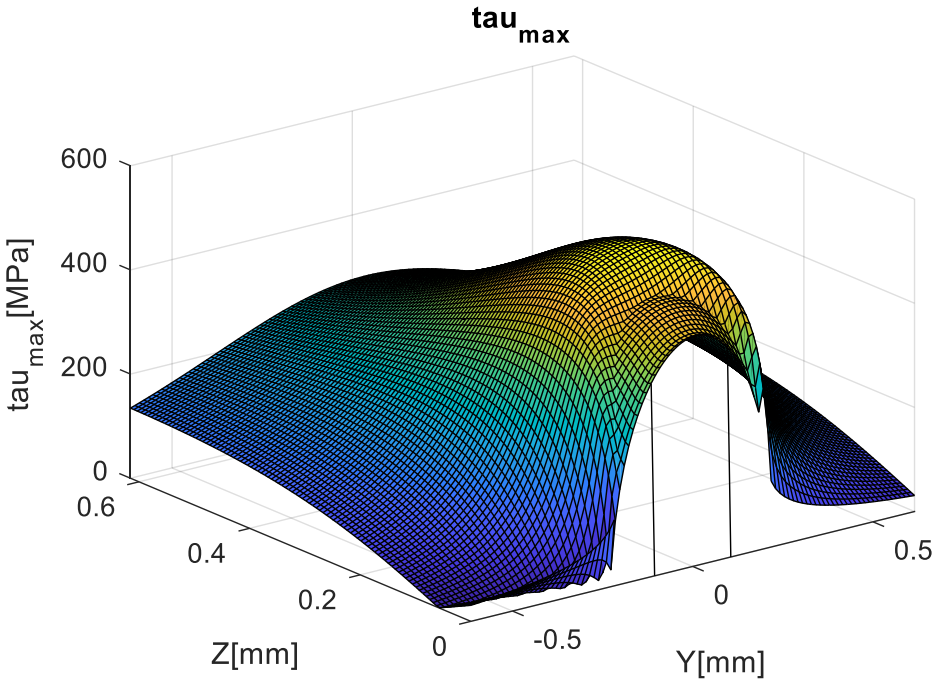
Rovnice pro určení hlavního napětí σ_{III}:

$$\sigma_{III} = \sigma_x \tag{33}$$

Po zjištění všech napětí je bylo nutné uspořádat sestupně, proto bylo použito nových proměnných $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$. Poté bylo pomocí rovnice (34) spočítáno τ_{max} pro šířku od - 0,5 mm do 0,5 mm a hloubku do 0,6 mm. Po získání hodnot τ_{max} pro jednotlivé pozice byly hodnoty vyneseny do grafu na obr. 14). Tento graf ukazuje, jak je díky tření posunuto maximální smykové napětí mimo osu y. Následně byly určeny maximální hodnoty smykového napětí τ_{max} a maximální kontaktní tlak P_{max} z rovnice (35). Za sílu F byla dosazena síla F_3.

Rovnice pro výpočet maximálního smykového napětí:

$$\tau_{max} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2} \tag{34}$$



Obr. 14) Graf smykových napětí pod povrchem součásti v kontaktu tlačného válečku a tlačného klínu

$$\tau_{max} = 546{,}13\ MPa$$

$$P_{max} = \frac{2F}{\pi b l} \tag{35}$$

$$P_{max} = 1791{,}74\ MPa$$

3.5.3 Výpočet ostatních kritických míst

Jedním z dalších kritických míst je napětí ve členu páky. To se vypočítá pomocí vzorce (36) do kterého je dosazena síla F_4, což je síla působící v ose členu páky. Za plochu S_4 je dosazena plocha příčného řezu tlačného mechanismu. Hodnota napětí v tlačném členu σ_{d4} je uvedena dále.

Rovnice pro výpočet napětí v tlaku upravená pro člen páky:

$$\sigma_{d4} = \frac{F_4}{S_4} \tag{36}$$

$$\sigma_{d4} = 152{,}96\ MPa$$

Posledním kritickým bodem jsou vřeteníky a jejich kontakt v závitech. Byly vypočítány hodnoty otlačení pro oba závity dle vzorce (37), tyto hodnoty uvedeny pod vzorcem. Pro závit Tr 40x3 je otlačení označeno jako p_1 a pro závit Tr 20x2 je otlačení označeno jako p_2. Nakonec byla určena i redukovaná napětí pomocí podmínky τ_{max} (40) a vzorců do ní vstupujících (38), (39), hodnoty opět uvedeny pod vzorci, s dolním indexem 1 pro vnější vřeteno a dolním indexem 2 pro vnitřní vřeteno.

Rovnice pro výpočet otlačení v závitech:

$$p = \frac{2F u_{max}}{\pi d_2 n P} \tag{37}$$

$p_1 = 15{,}36\ MPa$

$p_2 = 16{,}62\ MPa$

Rovnice pro výpočet napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \tag{38}$$

Rovnice pro výpočet smykového napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \tag{39}$$

Rovnice pro výpočet redukovaného napětí dle podmínky τ_{max}

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau_k^2} \tag{40}$$

$\sigma_{red1} = 35{,}33\ MPa$

$\sigma_{red2} = 72{,}54\ MPa$

3.6 Volba materiálů a posouzení bezpečnosti

Z důvodu vysokého zatížení mechanismu na kontaktní tlak byl pro součásti posilovacího mechanismu zvolen ložiskový kov 14 209 (100Cr6Mn-Si) kalen na 60 HRC. Vhodnost byla posouzena podle použití pro jinou aplikaci dle tabulek na obr. 15) a 16). Zde je použit pro ložiskové kroužky. Hertzův tlak je o více než 1/3 vyšší než u posilovacího mechanismu strojního svěráku. S předpokladem, že k maximálnímu Hertzovu tlaku v posilovacím mechanismu strojního svěráku dochází jen při upnutí obrobku upínací silou F_u 50 kN, a tím dochází k exponenciálnímu navýšení životnosti při poklesu zatížení. Splnění podmínky plasticity je odhadnuto z obr. 16), kde se pojednává o mezi únavy v krutu, a ta je vždy nižší než mez kluzu, přičemž maximální smykové napětí τ_{max} bylo vypočítáno že je 546,13 MPa. Bezpečnost je s ohledem na tyto okolnosti bohužel neznámá, avšak je větší než 1, proto by bylo dobré navrhnout a provést praktické životnostní testy.

Pro vřetena je zvolena ocel 12 050 kalena na 55 HRC s mezí kluzu 400 MPa, zde je bezpečnost dle vzorce (41), po doplnění maximálního σ_{red} 72,54 MPa, vzhledem k mezi kluzu vyšší než 5. Na vřetena však působí ještě otlačení v závitech, zde byl zvolen dovolený tlak na otlačení 20 MPa. Při nejvyšším otlačení p_2, které má hodnotu 16,62 MPa, je bezpečnost k dovolenému otlačení 1,2. Avšak toto otlačení je určeno za předpokladu, že se vřeteno pohybuje při plném zatížení což neodpovídá realitě a riziko defektu je zde tedy reálně menší než je spočteno.

Celková bezpečnost se odvíjí od smykového napětí způsobeného kontaktem tlačného klínu a tlačného válečku. Normálně by byla určena z minima všech spočtených bezpečností dle vzorce (42), avšak předpoklad je, že minimum je právě neurčená bezpečnost v kontaktu tlačného klínu a tlačného válečku. Z těchto důvodů bude třeba svěrák podrobit prototypovým zkouškám a ověřit životnost.

Rovnice pro určení bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti

$$k_{\sigma Re} = \frac{\sigma_{red}}{Re} \tag{41}$$

Rovnice pro určení celkové bezpečnosti:

$$k_{celková} = min\{k_1, k_2, \dots, k_i\} \tag{42}$$

Typ ložiska a testovací podmínky	Únavová životnost (hodiny)	
	100Cr6	100Cr6Mn-Si
Ložisko uložení kola při zatížení Hertzův tlak = 3,4 GPa	20 až 50 hodin	150 až 200 hodin
Ložisko převodovky při zatížení Hertzův tlak = 3,8 GPa	30 až 50 hodin	> 150 hodin

Obr. 15) Tabulka životnosti ložiska při působení vysokého zatížení [9]

	Mez únavy v krutu (MPa)		
Typ oceli	Pokojová teplota	160 – 170°C	Rozdíl
100Cr6	565 MPa	483 MPa	14,5 %
100Cr6Mn-Si	580 MPa	550 MPa	5,2 %

Obr. 16) Tabulka odolnosti ložiska při působení vysoké teploty [9]

3.7 Výpočet potřebného ovládacího momentu pro vyvození chtěné upínací síly

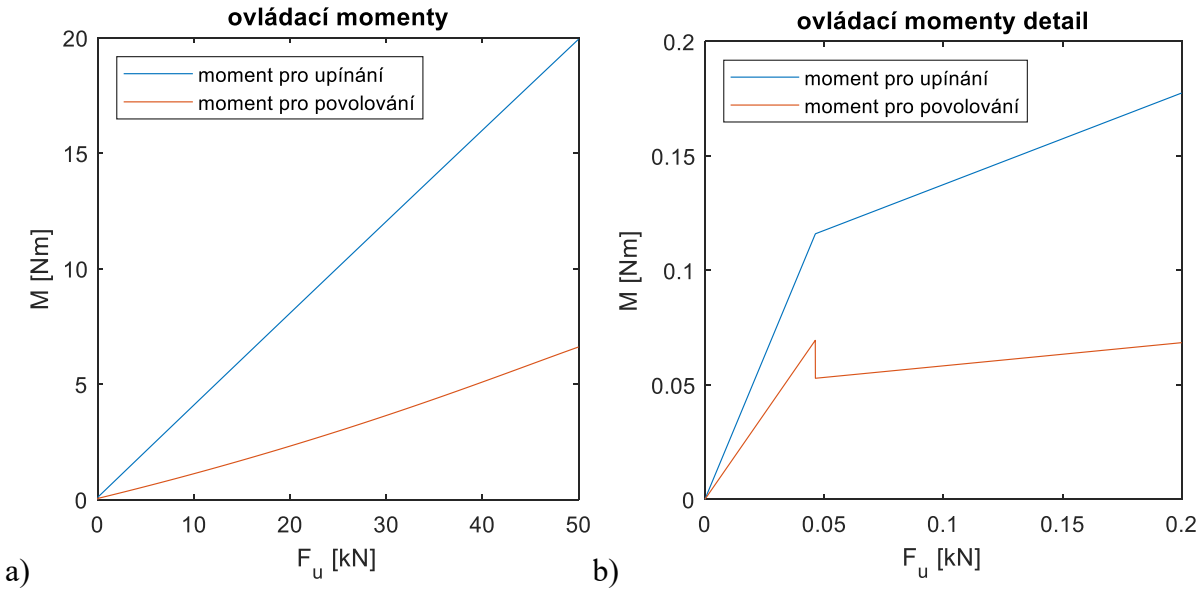
Pro výpočet ovládacího momentu potřebného pro upnutí a povolení obrobku strojním svěrákem byly použity rovnice (5) a (6), díky tomu můžeme z výsledného grafu obr. 13a) vyčíst funkci posilovacího mechanismu. Na detailu grafu obr. 17b) je vidět, že dokud upínací síla F_u nepřesáhne 45 N, je součást upínána za pomoci vnějšího vřetene, a až po přesažení této hodnoty začíná pracovat posilovací mechanismus. Z těchto dvou grafů můžeme určit rovnici aproximace (43) a to umožní obsluze spočítat ovládací moment M_o pro upnutí obrobku při jiné požadované upínací síle. Upínací síla je do vzorce zadávána v kN. Pokud není potřeba specifická hodnota upínací síly, je pro zjednodušení obsluhy navíc přidána tab. 5) s ovládacími momenty pro vybrané hodnoty.

Rovnice aproximace pro výpočet ovládacího momentu v rozsahu od 45 N do 50 kN:

$$M_o = F_u * 0{,}398 + 0{,}1 \tag{43}$$

Tab 5) Tabulka s ovládacími momenty pro vybrané hodnoty

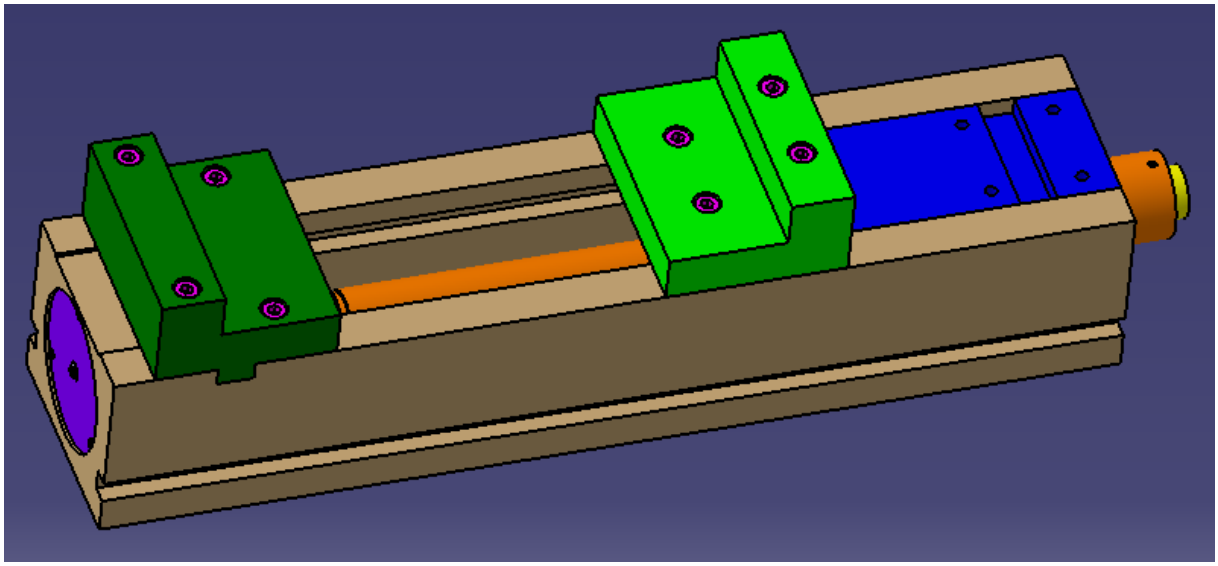
Fu [kN]	10	20	30	40	50
Mo [Nm]	4,08	8,06	12,04	16,02	20



Obr. 17) Grafy ovládacích momentů potřebných pro upnutí součásti a) celé rozpětí upínací síly F_u, b) detail na ovládací momenty ve spodním rozsahu

3.8 Konstrukce a její detaily

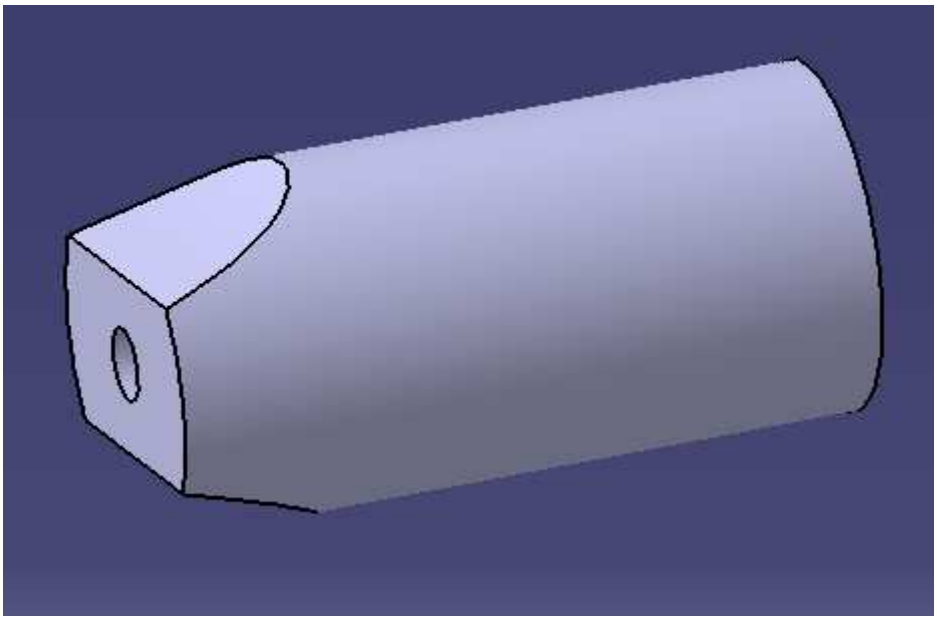
Jak již bylo dříve zmíněno, 3D model strojního svěráku s mechanickým posilovačem dle obr. 18) byl kreslen parametricky za pomocí kostry. Kostra vychází z parametrů vložených do výpočtu. Dále budou zobrazeny a popsány vybrané díly a konstrukční detaily celkové sestavy.



Obr. 18) Pohled na zkompletovanou sestavu strojního svěráku s mechanickým posilovačem

3.8.1 Tvorba kontaktní plochy tlačného klínu

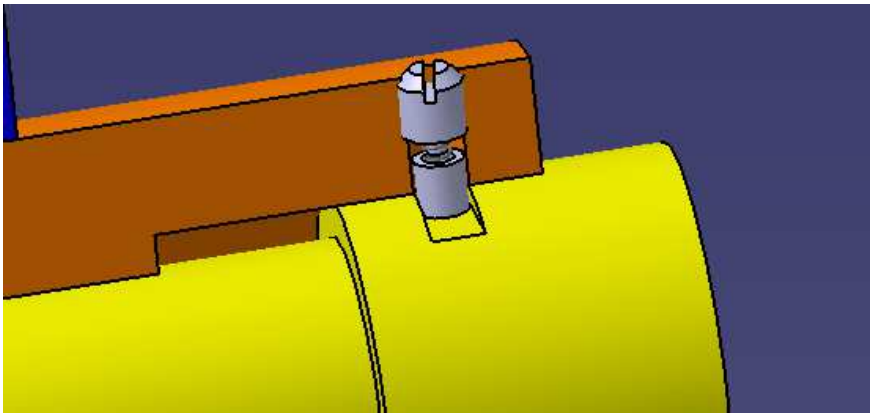
Plocha tlačného klínu dle obr 19) byla zkonstruována z křivky, která byla do CATIE V5R21 vytvořena pomocí makra, pro které byla v programu MATLAB R2020a vytvořena excelovská tabulka s jednotlivými body křivky. Použitím makra pro vkládání křivek určených pomocí bodů z excelu byly tyto body vloženy do CATIE V5R21 a tím vykreslena křivka odpovídající výpočtům v kapitole 3.4.



Obr. 19) Tlačný klín

3.8.2 Pojištění vnitřního vřetene proti vytočení

Pokud byla vřetena vložena volně vyvstával by problém, že při upnutém obrobku by mohlo dojít k uvolnění vnitřního vřetene. To by následně vytvořilo problém s jeho uvolněním ze svěráku. Proto byla na konci vnitřního vřetene vytvořena drážka, do které zapadne zarážka přitlačovaná pružinou dle obr. 20), a ta zajistí společnou rotaci vnějšího vřetene, pokud je posilovací mechanismus již uvolněn. Pokud je mechanismus potřeba rozebrat, je vyšroubován stavěcí šroub zarážky, tím je zarážka uvolněna a po vyklepnutí lze vnitřní vřeteno opět vyjmout.



Obr. 20) Detail konstrukce zarážky pro zajištění vnitřního vřetene.

4 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

Z rešerše byl zvolen konstrukční návrh mechanismu. Po prvotních výpočtech bylo zjištěno, že tento návrh nevede k požadovanému výsledku, a proto byl dále upraven a následně optimalizován pro snadnou manipulaci u koncového uživatele. Takto navržený mechanismus byl podroben kontrole v kritických místech a bylo zjištěno, že kontakt tlačných válečků a tlačného je klínu velmi kritický. Proto byl pro tyto a další součástky zvolen ložiskový materiál 14 209 s dobrou prokalitelností a při použití u ložisek prokazuje vyšší životnost než ocel 14 109. Po tepelném zpracování materiálu nebyly nalezeny vhodné charakteristiky pro určení bezpečnosti, a tak byla odhadnuta poměrem k jiným charakteristikám. Dle těchto charakteristik je možné určit, že materiál neselže při prvním použití a zároveň nám umožní vytvořit tento odhad. Protože je není možné určit a spočítat je vhodné po vyrobení prototypu. Tento prototyp podrobit praktickým zkouškám.

Dále byl určen graf momentu potřebného k upnutí požadovanou upínací silou. A z něj byla aproximována funkce pro výpočet upínací síly z ovládacího momentu. Navíc byly pro zjednodušení obsluhy rovnoměrně vybrány hodnoty pokrývající rozsah upínací síly svěráku a k nim přiřazeny odpovídající hodnoty ovládacích momentů. Tímto byla zjednodušena jeho náročnost na obsluhu. Svěrák je vhodné použít v kombinaci s momentovým klíčem na němž se nastaví vypočítaný, či z tabulky vybraný ovládací moment.

Při konstrukčním návrhu byl kladen důraz i na možnou potřebu výměny jednotlivých komponent, a to hlavně těch, které jsou vysoce namáhané. Vysoce namáhanými komponenty jsou myšleny zejména tlačné válečky a tlačný klín.

Výkresová dokumentace sestavy a jednotlivých součástí je v příloze této práce.

5 ZÁVĚR

Hlavním cílem této práce bylo navrhnout konstrukci strojního svěráku s mechanickým posilovačem. Dílčími cíli bylo vytvoření rešerše v oblasti upínání obrobků a strojních svěráků, určit a vypočítat nutné výpočty k vlastní konstrukci, vytvořit konstrukční návrh v libovolném CAD software a vytvořit výkresovou dokumentaci. Hlavní cíl a dílčí cíle byly splněny. V rešerši jsou zmapovány jak komerční produkty, tak i patentová řešení posilovačů. Dále byl vytvořen parametrický model strojního svěráku s mechanickým posilovačem. Na něj byl následně vytvořen a aplikován simulační model a byla provedena pevnostní analýza. Byly určeny materiály pro výrobu součástí a uvedeny některé zajímavé detaily z konstrukce.

Hlavním doporučením pro praxi je, navržení a provedení praktických životnostních testů, z důvodu problematičnosti získání potřebných dat pro výpočet bezpečnosti a určení životnosti.

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] BOROVAN, Petr. Upínání nerotačních obrobků 1-4. část. *Technický týdeník* [online]. [cit. 2020-03-11]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/obrabeci-stroje-a-jejich-prislusenstvi

[2] *Hoffman* [online]. 2020 [cit. 2020-09-09]. Dostupné z: https://www.hoffmann-group.com/CZ/cs/hot/

[3] CHARLES CHURCHILL & COMPANY LT, CHARLES. *Device for producing movement between relatively movable members*. Great Britain. GB614905A. Uděleno 1948-12-30.

[4] ARNOLD FRANZ, . *Wedge operated mechanical power converter - has first pair of rollers between second pair and stationary bearing faces*. Germany. DE2844265A1. Uděleno 1980-04-17.

[5] ARNOLD FRANZ, . *Mechanische Spanneinrichtung,insbesondere Maschinenschraubstock*. Germany. DE2060881A1. Uděleno 1972-06-29.

[6] *Fresmak* [online]. 2020 [cit. 2020-03-17]. Dostupné z: https://www.fresmak.com/en/

[7] *Röhm* [online]. 2020 [cit. 2020-03-17]. Dostupné z: https://www.roehm.biz/home/

[8] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS, Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN isbn978-80-214-2629-0.

[9] KUČERA, Radek. *Struktura a vlastnosti ložiskových kroužků z oceli 100Cr6*. Ostrava, 2010. Bakalářská práce. Technická univerzita Ostrava Fakulta metalurgie a materiálového inženýrství Katedra materiálového inženýrství. Vedoucí práce Prof. Dr.Ing. Jaroslav Sojka.

7 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

7.1 Seznam zkratek

CAD	computer aided design

7.2 Seznam symbolů

b	mm	šířka kontaktní plochy
B	mm	šířka
d_1	mm	průměr 1. členu vstupujícího do kontaktu
D_1	mm	Střední průměr vnějšího trapézového závitu
d_2	mm	průměr 2. členu vstupujícího do kontaktu
D_2	mm	Střední průměr vnitřního trapézového závitu
E	GPa	modul pružnosti v tahu
F	kN	síla
F_3	kN	ovládací síla mechanismu
F_4	kN	síla v tlačném členu mechanismu
F_{Ax}	kN	vazbová síla v mechanismu
F_{Ay}	kN	vazbová síla v mechanismu
F_{Bx}	kN	vazbová síla v mechanismu
F_{By}	kN	vazbová síla v mechanismu
F_p	N	síla od tlačné vinuté pružiny
F_{p0}	mm	síla předepnutí od tlačné vinuté pružiny
f_{t1}		Tření ve vnějším závitu vnějšího vřetene
f_{t2}		Tření ve vnitřním závitu vnějšího vřetene
f_{tm}		Tření v mechanismu
F_u	N	upínací síla
Fu_{Fp}	N	upínací síla vyvolaná sílou od pružiny
k		bezpečnost
$k_{celková}$		celková bezpečnost
$k_{\sigma Re}$		bezpečnost k mezi pružnosti
l	mm	délka kontaktu
L	mm	vzdálenost os vnějších tlačných válečků
L_2	mm	délka členu páky
L_5	mm	poloměr tlačného válečku
M	Nm	moment

M_1	Nm	ovládací moment vnějšího vřetene
M_2	Nm	ovládací moment vnitřního vřetene
M_k	Nm	kroutící moment
M_o	Nm	ovládací moment
n		počet stoupání
P		stoupání
$p_{1,2}$	MPa	otlačení
R_1	mm	poloměr 1. členu vstupujícího do kontaktu
R_2	mm	poloměr 1. členu vstupujícího do kontaktu
Re	MPa	napětí na mezi kluzu
S_4	mm^2	plocha průřezu tlačného členu
W_k	mm^2	kvadratický moment
x	mm	posun v ose x
$x_{\alpha 3}$	mm	posun v ose x určeno pomocí úhlu tečny ke křivce klínu
α_3	°	úhel tečny ke křivce klínu
α_4	°	úhel mechanismu
δ_I	MPa	napětí na hlavních osách
δ_{II}	MPa	napětí na hlavních osách
δ_{III}	MPa	napětí na hlavních osách
Δ_L	mm	změna délky L
Δ_{Lmax}	mm	maximální změna délky L
μ		Poissonovo číslo
π		Ludolfovo číslo
σ_{d4}	MPa	napětí v členu mechanismu
σ_{red}	MPa	redukované napětí
σ_{red1}	MPa	redukované napětí pro vnější vřeteno
σ_{red2}	MPa	redukované napětí pro vnitřní vřeteno
σ_t	MPa	napětí v tahu
σ_x	MPa	napětí v ose x
σ_y	MPa	napětí v ose y
τ_{max}	MPa	maximální smykové napětí
τ_k	MPa	smykové napětí v krutu
τ_{yz}	MPa	smykové napětí na ploše yz

7.3 Seznam tabulek

TAB 1) TABULKA PARAMETRŮ PRO SVĚRÁKY ŘADY ARNOLD MAT MECHANIC 23

TAB 2) TABULKA PARAMETRŮ PRO SVĚRÁKY ŘADY RKE 23

TAB 3) TABULKA ZÁKLADNÍCH VSTUPNÍCH PARAMETRŮ 26

TAB 4) TABULKA PRO URČENÍ OVLÁDACÍHO MOMENTU M_2 PŘI F_U = 50 KN, PRO RŮZNÁ POSUNUTÍ TLAČNÉHO KLÍNU POSILOVACÍHO MECHANISMU 28

TAB 5) TABULKA S OVLÁDACÍMI MOMENTY PRO VYBRANÉ HODNOTY38

7.4 Seznam obrázků

OBR. 1) SCHÉMA MECHANISMU DLE PATENTU DE3708021A1 A) S JEDNOU ROVINNOU KRUHOVOU PODLOŽKOU B) SE DVĚMA ZKOSENÝMI KRUHOVÝMI PODLOŽKAMI 20

OBR. 2) SCHÉMA MECHANISMU DLE PATENTU GB614905A A) USPOŘÁDÁNÍ S DVOJICÍ TLAČNÝCH VÁLCŮ B) USPOŘÁDÁNÍ S VÍCE TLAČNÝMI VÁLCI [3] 21

OBR. 3) SCHÉMA MECHANISMU DLE PATENTU DE2844265A1 [4] 21

OBR. 4) SCHÉMA MECHANISMU DLE PATENTU DE2060881A1 22

OBR. 5) ŘEZ POSILOVACÍHO MECHANISMU POUŽITÉHO U ŘADY ARNOLD MAT MECHANIC [6] 23

OBR. 6) ŘEZ POSILOVACÍHO MECHANISMU POUŽITÉHO U ŘADY RKE [7] 23

OBR. 7) POHLED NA PARAMETRICKY VYTVOŘENOU KOSTRU STROJNÍHO SVĚRÁKU S MECHANICKÝM POSILOVAČEM 25

OBR. 8) SCHÉMA 1. KONCEPČNÍHO ŘEŠENÍ POSILOVACÍHO MECHANISMU 26

OBR. 9) SCHÉMA 2. KONCEPČNÍHO ŘEŠENÍ POSILOVACÍHO MECHANISMU 28

OBR. 10) VYKRESLENÍ KŘIVKY TLAČNÉHO KLÍNU DLE POUŽITÉ METODY 30

OBR. 11) SCHÉMA SILOVÉHO PŮSOBENÍ V MECHANISMU 31

OBR. 12) VELIKOST SIL V ZÁVISLOSTI NA POLOZE TLAČNÉHO KLÍNU A) SÍLA V KONTAKTU MEZI TLAČNÝM VÁLEČKEM A TLAČNÝM ČEPEM B) SÍLA VE ČLENU PÁKY C) VAZBOVÉ SÍLY TLAČNÉM A TAŽNÉM ČLENU MECHANISMU 32

OBR. 13) ZNÁZORNĚNÍ A) ČAROVÉHO STYKU A B) ELIPTICKÉHO PRŮBĚHU KONTAKTNÍHO NAPĚTÍ POD POVRCHEM SOUČÁSTI [8] .33

OBR. 14) GRAF SMYKOVÝCH NAPĚTÍ POD POVRCHEM SOUČÁSTI V KONTAKTU TLAČNÉHO VÁLEČKU A TLAČNÉHO KLÍNU 35

OBR. 15) TABULKA ŽIVOTNOSTI LOŽISKA PŘI PŮSOBENÍ VYSOKÉHO ZATÍŽENÍ [9] 37

OBR. 16) TABULKA ODOLNOSTI LOŽISKA PŘI PŮSOBENÍ VYSOKÉ TEPLOTY [9] 37

OBR. 17) GRAFY OVLÁDACÍCH MOMENTŮ POTŘEBNÝCH PRO UPNUTÍ SOUČÁSTI A) CELÉ ROZPĚTÍ UPÍNACÍ SÍLY Fu, B) DETAIL NA OVLÁDACÍ MOMENTY VE SPODNÍM ROZSAHU 38

OBR. 18) POHLED NA ZKOMPLETOVANOU SESTAVU STROJNÍHO SVĚRÁKU S MECHANICKÝM POSILOVAČEM 38

OBR. 19) TLAČNÝ KLÍN 39

OBR. 20) DETAIL KONSTRUKCE ZARÁŽKY PRO ZAJIŠTĚNÍ VNITŘNÍHO VŘETENE. 39

8 SEZNAM PŘÍLOH

8.1 Výkresy

__000_Strojni_sverak

__000_Strojni_sverak_kusovník_list_1

__000_Strojni_sverak_kusovník_list_2

__001_Telo_sveraku

__002_Pohybliva_celist

__003_Vnitrni_vreteno

__004_Vnejsi_vreteno

__005_Celistova_vlozka_pro_pohyblivou_celist

__006_Celistova_vlozka_pro_telo_sveraku

__007_Tazny_clen_mechanismu

__008_Tlacny_clen_mechanismu

__009_Tlacny_valecek_2

__010_Tlacny_valecek_1

__011_Clen_paky

__012_Tlacny_klin

__013_Domecek_mechanismu

__014_Kryt_domecku_mechanismu

__015_Pozicni_sroub

__016_Staveci_sroub_pruziny_klinu

__017_Staveci_sroub_zarazky

__018_Zarazka