



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Mechanické ovládaní hydraulických rozvaděčů
pásových rypadel**

**Mechanical Control of an Excavator Hydraulic
Main Control Valves**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2017

Bc. Lukáš KUJAN

Studijní program: *N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ*
Studijní obor: *2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika*
Vedoucí práce: *Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.*

Místo této stránky se vloží oficiální zadání

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: Mechanické ovládání hydraulických rozvaděčů pásových rypadel vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Mrázka Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

Bc. Lukáš Kujan

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za cenné a odborné rady, které mi při psaní této práce poskytl. Dále děkuji panu Ing. Martinu Jandovi za jeho poučné a věcné konzultace, které mi v počátečním stádiu řešení této práce věnoval.

Také děkuji své rodině za podporu a trpělivost v průběhu celého mého studiu a dále nesmím opomenout oporu ze strany své přítelkyně a přátel.

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Lukáš Kujan
Název DP:	Mechanické ovládání hydraulických rozvaděčů pásových rypadel
Anglický název:	Mechanical Control of an Excavator Hydraulic Main Control Valves
Rok:	2017
Studijní program:	N 2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	3901T052 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Janda Martin
Bibliografické údaje:	počet stran 87 počet obrázků 63 počet tabulek 26 počet příloh 2
Klíčová slova:	mechanické ovládání, hydraulický rozvaděč
Keywords:	mechanical control, hydraulic main control valves

Anotace:

Primární náplní této diplomové práce je navrhnout náhradu hydraulického ovládání za mechanické ovládání hydraulického rozvaděče a jeho příslušných funkcí. Součástí práce je 3D model s hlavním zástavbovým výkresem sestavy. V teoretické části práce je pak zahrnuta rešerše na téma funkce a principy hydraulických rozvaděčů a možnosti jejich ovládání.

Abstract:

Primary objective of this thesis is design mechanical of an excavator hydraulic main control valves instead of the existing hydraulic control. The thesis also comprises a 3D model of the main assembly as well as assembly drawing. Theoretical part of the work then focuses on the functions and principles of hydraulic main control valve and control their main operating functions.

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů.....	1
1. Úvod	2
2. Rešerše na funkce a principy hydraulických rozvaděčů a možnosti jejich ovládní	3
2.1 Hydraulické rozvaděče	3
2.2 Ovládní rozvaděčů	6
3. Návrh mechanismu pro ovládní hydraulického rozvaděče	9
3.1 Specifikace parametrů pro návrh mechanismu pro ovládní hydraulického rozvaděče.	9
3.1.1 Parametry rozvaděče.....	11
3.1.2 Zástavbové rozměry pro mechanismus.....	12
3.2 Návrh konstrukce mechanismu.....	13
3.3 Výpočet ovládacího rozsahu a sil.	15
3.3.1 Zhotovení matematického modelu pro ovládací rozsah a sílu.....	17
3.3.2 Výpočet kinematiky páky v krajních polohách	19
3.3.3 Výpočet sil v mechanismu při provozu stroje.....	28
3.3.4 Výpočet reakčních sil v uložení mechanismu v režimu přetížení	34
3.3.5 Optimalizace rozměrů funkčních částí v mechanismu	38
3.3.6 Přepočet ovládací síly, ovládacího rozsahu a reakčních sil po optimalizaci rozměrů ...	45
3.4 Vytvoření 3D modelu sestavy.....	47
3.4.1 3D model ovládací části stroje.....	48
3.4.2 3D model rozvaděčové části stroje	50
3.5 Pevnostní návrh a kontrola komponentů v mechanismu	54
3.6 Výpočet vůlí v mechanismu.....	67
3.6.1 Boční vůle pojezdových pák	67
3.6.2 Směrová vůle pojezdových pák	68
3.7 Analýza technických rizik poruchy systému s ohledem na bezpečnost	72
3.8 Validační plán mechanického ovládní hydraulického rozvaděče rypadla [11].....	75
3.8.1 Ověření funkčnosti	75
3.8.2 Ověření životnosti.....	77
3.9 Srovnání parametrů mezi stávajícíma ovládními a nově navrženém ovládní	78
3.10 Cenová analýza	80
4. Závěr.....	82

5. Seznam použité literatury	83
6. Seznam příloh	84
7. Seznam obrázků	85
8. Seznam tabulek	87

Seznam použitých zkratk a symbolů

F_o	[N]	Zadaná ovládací síla
A	[mm]	Zadaný ovládací rozsah
s	[mm]	Zadaný ovládací rozsah šoupátka
L	[mm]	Délka pružiny ve stlačeném stavu
F	[N]	Síla pružiny
A_i	[°]	Úhel mezi elementy
P_{ij}	[mm]	Souřadnice uzlu
L_i	[mm]	Délka elementu
T_{ij}	[mm]	Souřadnice těžiště elementu
M_T	[Nmm]	Třecí moment
m_i	[kg]	Hmotnost elementu
N_i	[mm]	Pomocná výpočtová délka
K_i	[°]	Pomocný výpočtový úhel pro výpočet kinematiky
B_i	[°]	Pomocný výpočtový úhel pro výpočet sil
R_1	[mm]	Rameno působícího těžiště
G_1	[N]	Síla od působení tíhy
F_i	[N]	Síla působící v elementu
g	[ms ⁻²]	Tíhové zrychlení
F_{iP}	[N]	Přetěžující síla působící v elementu
R_{Pi}	[N]	Reakce v uzlu
M_{Pi}	[Nmm]	Moment v uzlu
R_z	[N]	Reakce na zarážku zámku
M_o	[Nmm ⁻²]	Ohybový moment
σ_{Do}	[Nmm ⁻²]	dovolené napětí
σ_o	[Nmm ⁻²]	napětí v ohybu
W_o	[mm ³]	Průřezový modul
d_i	[mm]	Průměr pevnostně počítaného dílu
η	[1]	Účinnost
R	[mm]	Rádus
t	[C°]	Teplota
σ_{Do}	[Nmm ⁻²]	Dovolené napětí
σ_o	[Nmm ⁻²]	Napětí v ohybu
i	[Nmm ⁻²]	Index čísla elementu
j	[Nmm ⁻²]	Index souřadnice

1. Úvod

Zadání diplomové práce bylo vytvořeno na základě požadavku na úsporu ceny v sériové produkci stavebních strojů firmy Bobcat. Z tohoto důvodu vznikl požadavek na návrh nového systému ovládání hydraulického rozvaděče, který bude mít srovnatelná kritéria jako stávající hydraulické ovládání. Cílem této diplomové práce je provést kompletní návrh mechanického ovládání hydraulického rozvaděče pro pásové rypadlo až po plán sériové výroby.

Jedním z cílů je zpracovat rešerši, kde jsou rozebrány základní druhy rozvaděčů a jejich princip fungování. Dále jsou zde popsány všechny možnosti, jak daný hydraulický rozvaděč ovládat. Z této části jsou také čerpány poznatky pro samotný návrh ovládání, který je řešen v následující kapitole, která se orientuje na praktickou část diplomové práce

Následující část obsahuje praktické řešení, které zahrnuje kompletní návrh mechanismu, jenž ovládá čtyři nezávislé funkce v hydraulickém rozvaděči. Základní parametry, které musí být zachovány při návrhu, jsou ovládací rozsah a síla na ovládací páce a pedálu. Dalším požadavkem je zachování současného designu stroje bez nutnosti dalších úprav. Dále je nutné, aby celý mechanismus splnil požadavky týkající se bezpečnosti. Z tohoto důvodu musí být při vypnutí stroje veškeré ovládací funkce uzamčeny proti nechtěnému ovládání.

V návaznosti na předešlou část, jsou navrženy jednotlivé parametry a rozměry jednotlivých dílů. Následně je provedena pevnostní kontrola, které by měly dané komponenty vyhovovat.

Ke konečnému návrhu je následně provedena cenová analýza, která má za cíl porovnat nově navržené mechanické ovládání se stávajícím hydraulickým ovládáním.

V poslední fázi této práce je provedeno vyhodnocení technických rizik selhání navrženého mechanismu při provozu stroje. Dále s ohledem na vyhodnocení rizik je vyhotoven validační plán daného mechanismu.

2. Rešerše na funkce a principy hydraulických rozvaděčů a možnosti jejich ovládání [1], [2], [3]

Hydraulické systémy a mechanismy jsou jedny z nedílných součástí technického průmyslu. K velikosti hydraulických komponentů a jejich schopnosti přenášet obrovských výkonů je tento obor jeden z nejvýkonnějších a nejpresnějších ve strojírenství. Jeho hlavní výhodou je velmi snadný rozvod pohonné energie do složitě přístupného místa v zařízení, a to ve formě tažení hydraulické hadice, v porovnání vůči mechanickému rozvodu energií. Naopak mezi nevýhody hydrauliky jako takové patří vysoká pořizovací cena komponentů, nutnost pravidelné údržby a riziko úniku kapaliny při vzniku mechanické poruchy.

Hydraulické zařízení nachází uplatnění v průmyslu, a to ve všech odvětvích, od stavebních strojů všech velikostí, automobilový průmysl (např. posilovač brzd, polohovatelná výška podvozku, posilovač řízení), až po manipulaci s materiálem a v zemědělství.

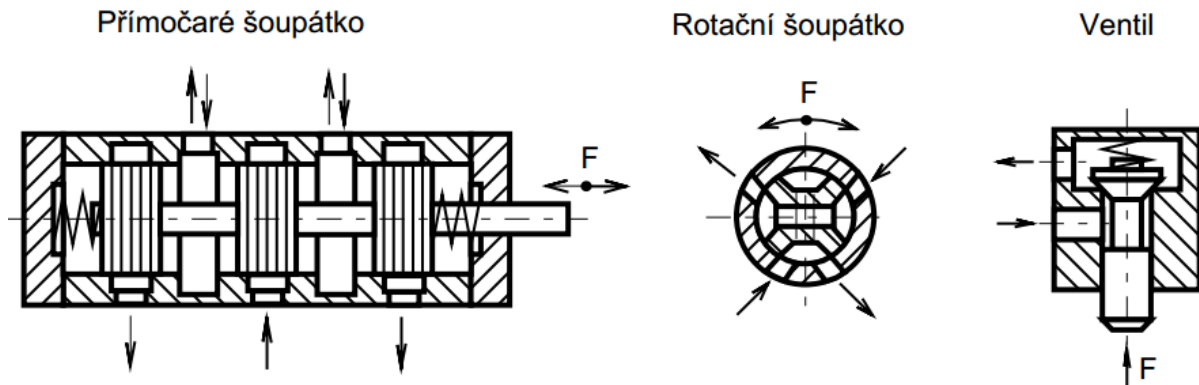
2.1 Hydraulické rozvaděče [1], [2], [3]

Rozvaděč je konstrukční část, která slouží v hydraulických obvodech pro jednoduché řízení směru průtoku kapaliny, pro stupňovité řízení rychlosti nebo k hrazení průtoku. Rozvaděč také slouží k ovládání pohybu hydraulických motorů jedním konstrukčním prvkem.

V současné době existuje více druhů rozvaděčů, které se liší funkčním prvkem, počtem poloh, počtem cest a způsobem ovládání. Hlavní dělení rozvaděčů je dáno podle použitého konstrukčního prvku pro rozvod kapaliny, které je možno rozdělit následovně:

- rozvaděč s rotačním šoupátkem,
- rozvaděč s přímočarým šoupátkem,
- rozvaděč ventilový a sedlový.

Níže na obrázku (Obr. 1) jsou uvedeny schémata jednotlivých rozvaděčů dle rozdělení.



Obr. 1.: Druhy rozvaděčů. [2]

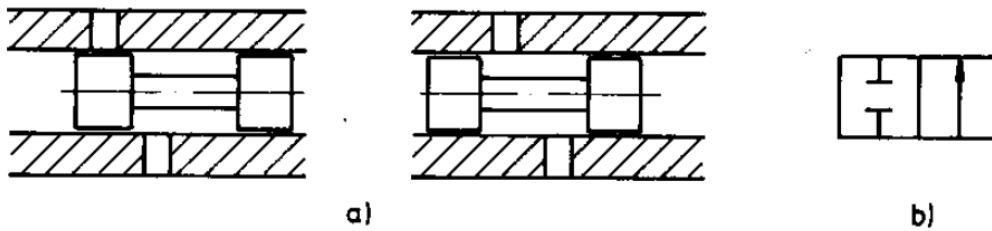
Rozvaděč s rotačním šoupátkem

Rozvaděče s rotačním šoupátkem nemají moc velké možnosti uplatnění. Rozvaděče tohoto typu se v technické praxi velmi málo využívají. Ovládání rozvaděče se nejčastěji vyskytuje v ručním nebo mechanickém provedení.

Rozvaděč s přímočarým šoupátkem

Přímocharé šoupátkové rozvaděče se v hydraulických systémech vyskytují nejčastěji, protože jejich fungování je jednoduché a umožňuje pestrému propojení kanálů.

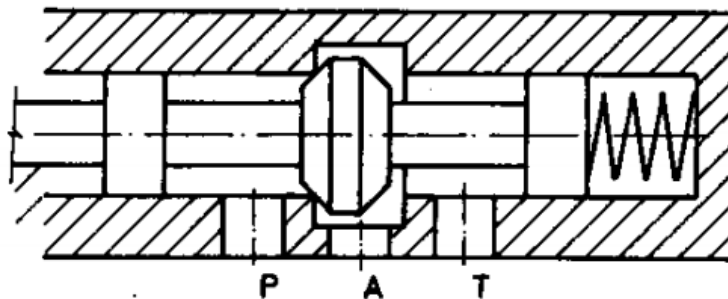
V rozvaděči je hlavním funkčním členem šoupátko, které se posouvá v daném tělese rozvaděče. Při posunu šoupátka se mění jednotlivé propojení kanálků, které ústí do zápichu tělesa rozvaděče. Nevýhoda principu šoupátkového rozvaděče je, že v uzavřené poloze dochází k průsakům, z důvodu uložení šoupátka s vůlí. Rozvaděče se dělí podle počtu ovládacích poloh na šoupátka dvupolohové, třípolohové a vícepolohové. Dále se mohou dělit podle počtů cest (kanálů) vstupů nebo výstupů na dvoucestné, třícestné, vícecestné. Pro názornost je na obrázku (Obr. 2) zobrazen princip fungování dvoucestného dvupolohového rozvaděče.



Obr. 2.: Dvoupolohový dvoucestný rozvaděč a) funkční schéma, b) značka [1]

Rozvaděč ventilový a sedlový

Funkčním prvkem v tomto rozvaděči je kulička nebo kuželka, která zajišťuje hrazení průtoků. Funkční prvek je přitlačován pružinou do sedla uvnitř rozvaděče. Zvedání funkčního tělesa zajišťuje buď pomocný píst, nebo elektromagnet. Rozvaděče jsou používány pro velmi vysoké tlaky a průtoky. Výhoda rozvaděče je, že má velmi dobrou těsnost a poměrně malé tlakové ztráty. Pro názornost je na obrázku (Obr. 3) zobrazen princip fungování ventilového rozvaděče.



Obr. 3.: Ventilový rozvaděč. [1]

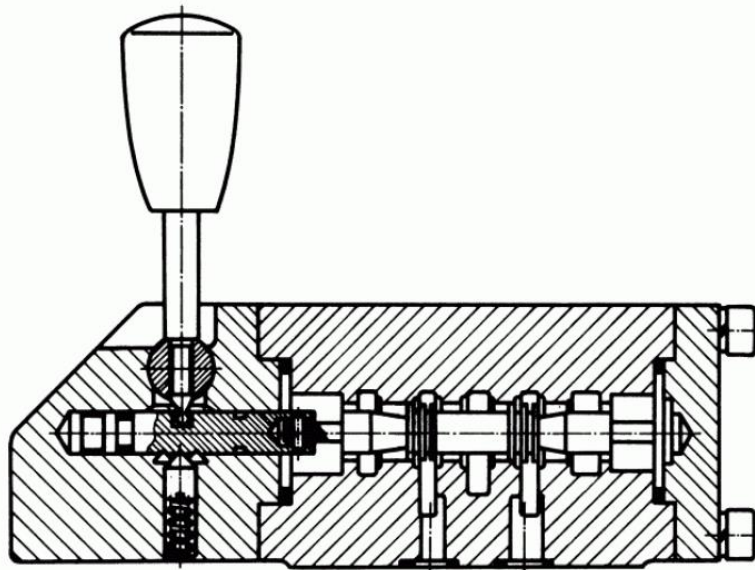
2. 2 Ovládání rozvaděčů [1], [2], [3]

Nejčastěji využívané rozvaděče v technické praxi jsou šoupátkové, z toho důvodu budou popsány možnosti ovládání těchto rozvaděčů. Ovládání rozvaděče je velmi rozmanité a lze je ovládat mnoha způsoby, kterými jsou:

- Ruční ovládání
- Mechanické ovládání
- Elektromagnetické ovládání
- Elektrohydraulické ovládání
- Proporcionální řízení

Ruční ovládání rozvaděčů

Rozvaděče s ručním ovládáním se mohou ovládat za pomoci páky nebo pedálu. Ovládání tohoto provedení bývá nejčastěji dvoupolohové nebo třípolohové s aretací střední polohy pružinami. Ručně ovládané rozvaděče bývají podstatou strojů pro ovládání rozvaděčů tlačítkem, pedálem, pákou. Níže na obrázku (Obr. 4) je zobrazeno schéma pákového třípolohového ovládání.



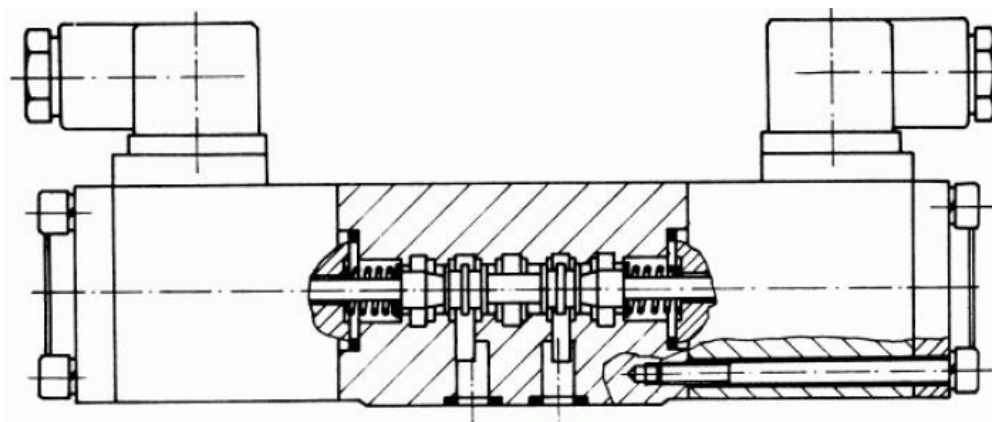
Obr. 4.: Ručně ovládaný rozvaděč. [2]

Mechanické ovládání rozvaděčů

Mechanické ovládání vychází z podstaty ručního ovládání rozvaděče. Rozdíl mechanického ovládání oproti ručnímu je, že se šoupátko ovládá za pomoci mezičlenu jako je například kladka, táhlo, kombinace páka a kladka, pružinou, narážkou.

Elektromagnetické ovládání rozvaděčů

Následné ovládání značně rozšiřuje možnosti automatizace pracovních cyklů v hydraulických obvodech. Z jednoho místa je možné ovládat hned několik rozvaděčů, za pomoci tlačítka nebo spínače. K ovládání elektromagnetu se používá napájení střídavého nebo stejnosměrného proudu. Třípolohové rozvaděče mají dva ovládací elektromagnety a dvě vratné pružiny. U dvupolohových rozvaděčů je jedna vratná pružina a jeden elektromagnet. Níže na obrázku (Obr. 5) je zobrazené schéma elektromagnetického ovládání.

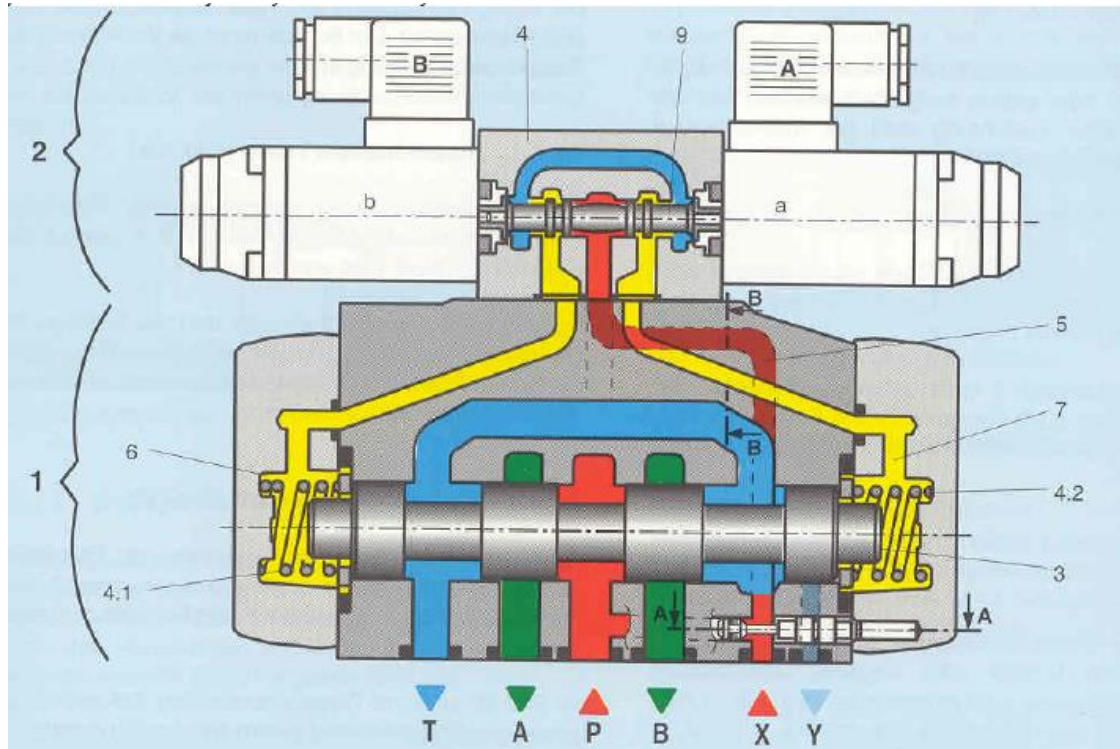


Obr. 5.: Elektromagneticky ovládaný rozvaděč. [2]

Elektrohydraulické ovládání rozvaděčů

Elektro hydraulické ovládání je také takzvaně nepřímé ovládání. Používá se u rozvaděčů s větší světlostí a s velkým přenášeným výkonem. Principem fungování je, že se ovládání skládá z řídicího stupně I a z výkonového stupně II. První stupeň je elektromagneticky ovládaný rozvaděč s malým průtokem, který přivádí tlakovou kapalinu na čela šoupátka druhého výkonového stupně. Na

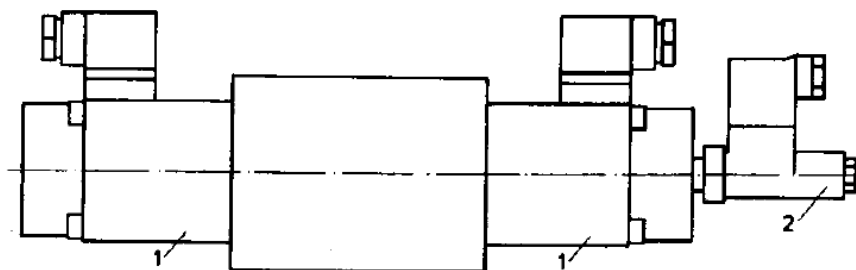
obrázku (Obr. 6) je vyobrazené elektrohydraulické ovládání, kde jsou barevně znázorněny jednotlivé průtoky kapaliny skrze kanálky.



Obr. 6.: Elektrohydraulický ovládaný rozvaděč. [2]

Proporcionální řízení rozvaděče

Přímé a spojitě ovládání elektronickým signálem je realizováno u proporcionálního rozvaděče. Přenos ovládání je zajištěn vnitřní polohovou smyčkou. Schéma uspořádání proporcionálního rozvaděče je na obrázku (Obr. 7).



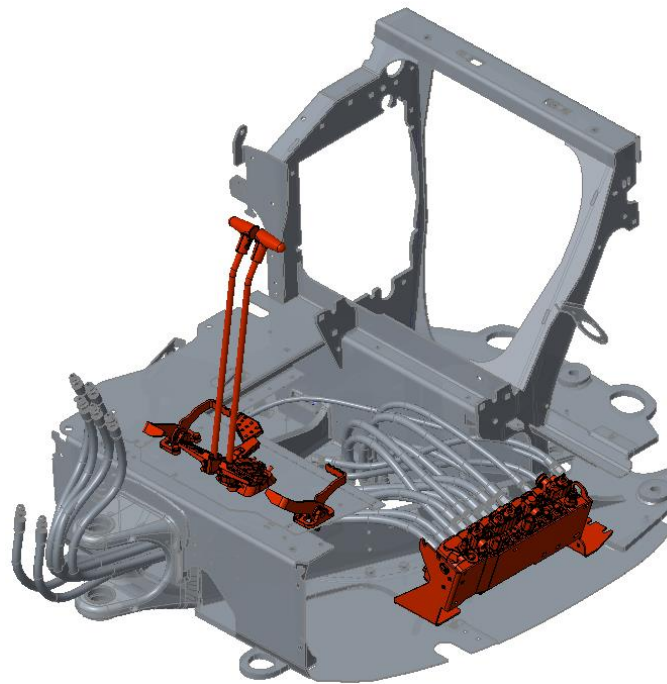
Obr. 7.: Uspořádání proporcionálního rozvaděče. (1- proporcionální magnet, 2- snímač polohy). [1]

3. Návrh mechanismu pro ovládání hydraulického rozvaděče

V této kapitole je proveden návrh mechanismu a následně analyticky vypočítaná kinematika s potřebnými pevnostními výpočty kriticky namáhaných komponentů. Návrh mechanismu je směřován na maximální efektivitu a minimalizaci s ohledem na umístění ve stroji a jeho zástavbu. Požadavek na mechanismus je, aby byl jednoduchý pro montáž, tudíž jasně nastavitelný bez použití složitých technologických přípravků. Cílem je navrhnout mechanismus jako náhradu za hydraulické ovládání s požadavkem cenové úspory. Dále, na základě bezpečnostního hlediska by všechny mechanicky ovládané funkce měly být automaticky uzamčeny ihned po vypnutí stroje či nepřítomnosti operátora v kabině stroje.

3. 1 Specifikace parametrů pro návrh mechanismu pro ovládání hydraulického rozvaděče.

Cílem diplomové práce je navrhnout optimální ovládání hydraulického rozvaděče s ohledem na cenovou úsporu proti současnému hydraulickému ovládání. Toto ovládání by mělo být plně kompatibilní se současným návrhem stroje. Mělo by být, koncipováno takovým způsobem, aby nemusely být prováděny velké zásahy do současné konstrukce stroje. Je požadováno, aby byly ovladatelné 4 hydraulické sekce v hydraulickém rozvaděči. Na základě daného požadavku bezpečnosti, je nezbytné, aby ovládací funkce rozvaděče, byly v případě nepřítomnosti operátora v kabině stroje či vypnutého stroje uzamčeny. Na obrázku (Obr. 8) je znázorněno umístění hydraulického rozvaděče a ovládacích prvků (pedálů). Níže v (Tab. 1) jsou uvedeny zadané specifikace ovládací ergonomie a rozvaděče.



Obr. 8.: Umístění ovládacích prvků a rozvaděče ve stroji.

Tab. 1.: Zadané parametry.

Ovládací rozsah pojezdových pák	A [mm]	+ (70-110) / - (70-110)
Ovládací síla pojezdových pák	F_o [N]	+ (12-24) / -(12-24)
Ovládací síla na pedálech	Vychází z poměru od ovládacích pák	
Ovládací rozsah hydraulického šoupátka	s [mm]	+ 6,5 / - 6,5
Ovládací síla hydraulického šoupátka	Podle zvolené pružiny, kterou poskytuje dodavatel s rozvaděčem	



Obr. 9.: Zadané hodnoty vyobrazené na ovládací páce a rozvaděči.

3. 1. 1 Parametry rozvaděče

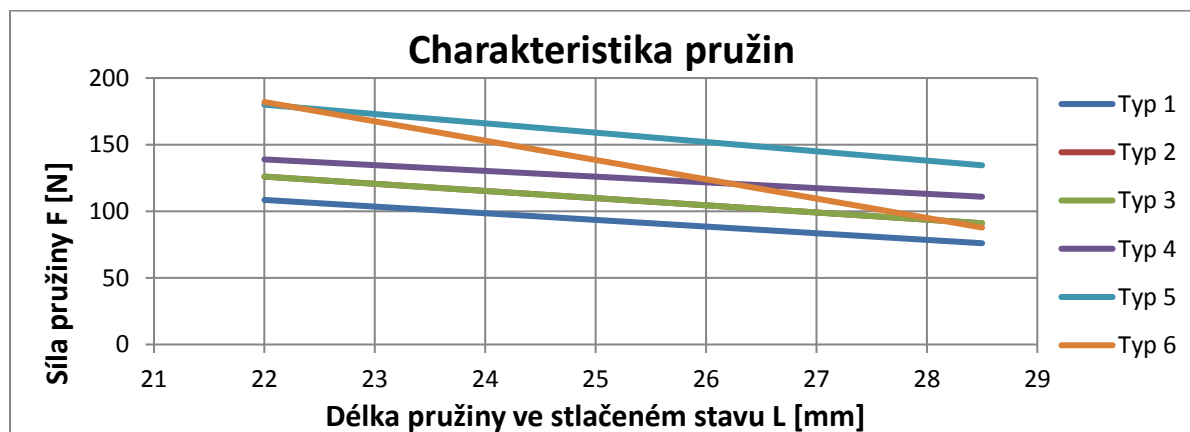
Rozvaděč je nakupovaný díl, který se skládá z několika sekcí, kde jednotlivé sekce jsou standardně katalogovými komponenty dodavatele. Dané sekce jsou parametrizované dle jednotlivých hydraulických požadavků na ovládání individuálních funkcí rypadla.

V našem případě jsou zařazeny 4 sekce do rozvaděče, které jsou mechanicky ovládané za pomoci šoupátka. Šoupátka se samočinně středí do neutrální polohy za pomoci pružiny. Neutrální poloha je taková poloha, kde je nulový průtok hydraulického oleje a stroj nevykonává žádný pohyb. Vysunutím nebo zasunutím šoupátka je průtok proměnlivě regulován.

Šoupátko má ovládací rozsah při plném vysunutí 6,5mm a při plném zasunutí 6,5mm. Potřebná síla k uvedení šoupátka do pohybu je dána charakteristikou středící pružiny, která je v neutrální poloze předpružená. V (Tab. 2) a (Obr. 10) jsou uvedeny parametry a také znázorněny charakteristiky dodavatelem nabízených pružin s rozvaděčem.

Tab. 2.: Parametry středící pružiny v hydraulickém rozvaděči.

	Délka pružiny ve stlačeném stavu	Typ 1	Typ 2	Typ 3	Typ 4	Typ 5	Typ 6
	L [mm]	F [N]	F [N]	F [N]	F [N]	F [N]	F [N]
Předepnutá neutrální poloha	22	108,5	91,5	126	138,9	180	182
Krajní poloha chodu šoupátka	28,5	76	61,6	91	110,9	134,5	87,75



Obr. 10.: Diagram charakteristiky pružiny v hydraulickém rozvaděči.

3. 1. 2 Zástavbové rozměry pro mechanismus

Poloha pedálů a rozvaděče vyplývá ze zadání. Pod podlahou, na které, jsou umístěny pedály, se nachází palivová nádrž. Rozvaděč je umístěn těsně pod podlahou a ve středové části z něho ústí několik hydraulických hadic.

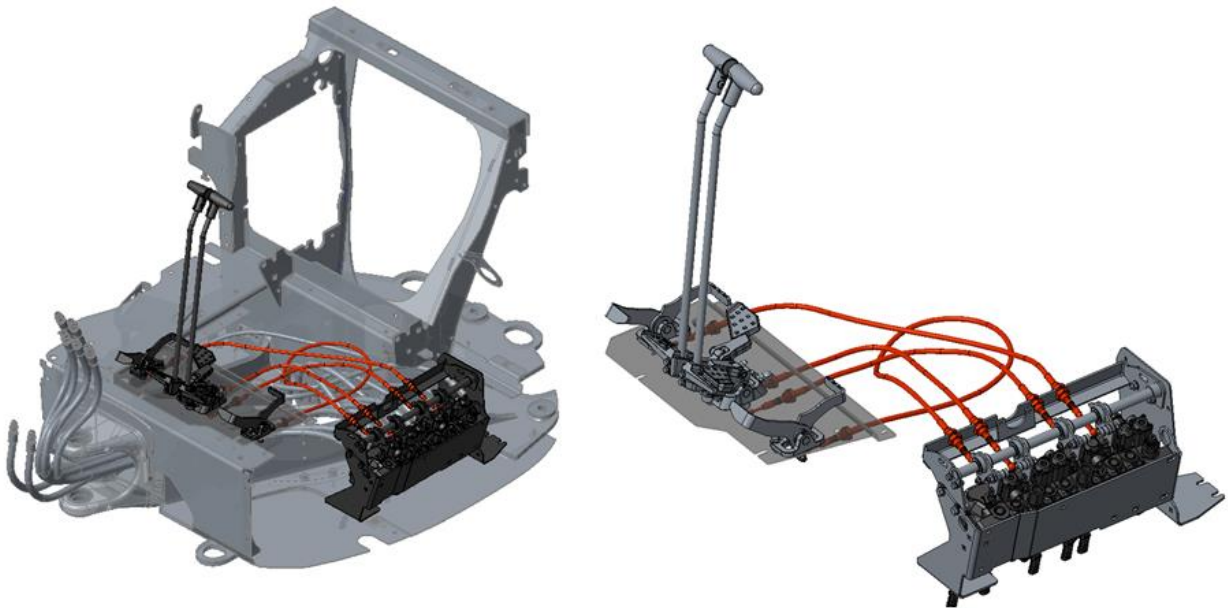
Mechanismus ovládání má být navržen takovým způsobem, aby v daném stroji, nemuselo být prováděno velkých konstrukčních změn. Je nezbytné, aby nově navržené ovládání bylo plně kompatibilní s hydraulickým ovládáním. Zároveň je nutné, aby nově navržený ovládací mechanismus byl montážně plně zaměnitelný se současně používaným hydraulickým ovládáním.

3. 2 Návrh konstrukce mechanismu

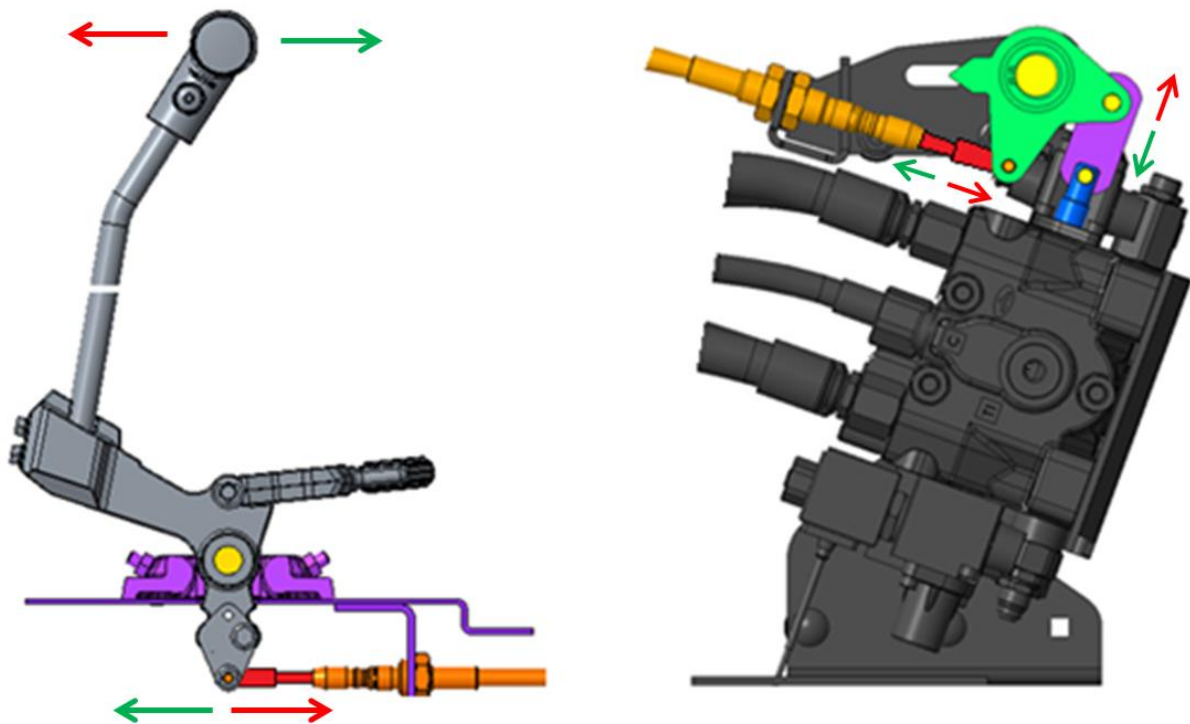
Prvním cílem tohoto zadání bylo potřeba zjistit, jakým způsobem je možné dostat mechanický pohyb od pedálu až k hydraulickému rozvaděči a danému ovládacímu šoupátku. Návrh konstrukce má mnoho okrajových podmínek, jakými jsou například: stísněný prostor pod pedály, stísněný prostor nad rozvaděčem, eliminace pohyblivých prvků v prostoru mezi pedály a rozvaděčem. Eliminace pohyblivých prvků je dána z toho důvodu, že se v těchto prostorech nacházejí hydraulické hadice a při jejich případném prodření, by následně došlo k funkčnímu poškození stroje.

Vzhledem k těmto podmínkám byl mechanický pohyb veden za pomoci tažno-tlačného bowdenu. Umístění bowdenů a jejich poloha jsou znázorněny na obrázku (Obr. 11)

Bowdeny v mechanismu přenášejí kinematický pohyb následujícím způsobem. V ovládací části stroje operátor vyvíjí sílu na pedál nebo páku, přičemž kyvný pohyb pedálu přes čep uvádí lanko v bowdenu do pohybu tažného nebo tlačného. V oblasti rozvaděče lanko v bowdenu uvádí do pohybu kyvné rameno a tahá nebo tlačí na táhlo, které uvádí do pohybu šoupátko v rozvaděči. Na obrázku (Obr. 12) jsou šipkami znázorněny pohyby jednotlivých částí v mechanismu.



Obr. 11.: Poloha a umístění tažno-tlačných bowdenů v mechanismu.



Obr. 12.: Pohyb jednotlivých částí v mechanismu.

3. 3 Výpočet ovládacího rozsahu a sil.

Dle zadání je požadavek na ovládací rozsah 70 mm – 110 mm pro dopředný pohyb, a to samé pro zpětný pohyb. Přitom by měla být zachována symetrie pohybu v obou směrech. Dále byl zadán rozsah ovládací síly 12 N – 24 N, kterou by měl operátor na ovládací páku vyvinout.

K docílení požadovaných pohybů a sil je zapotřebí správně navrhnout pružinu v rozvaděči, délku táhla a délky ramen kyvných členů. Pro výpočet požadovaných parametrů ovládacího rozsahu byla zhotovena zjednodušená výpočtová kinematická schémata, viz na obrázcích (Obr. 13) a (Obr. 14). Ve schématu jsou znázorněny jednotlivé elementy označené: L1 až L7, jednotlivé uzly P1 až P9 a významné pohyby Q1 až Q4.

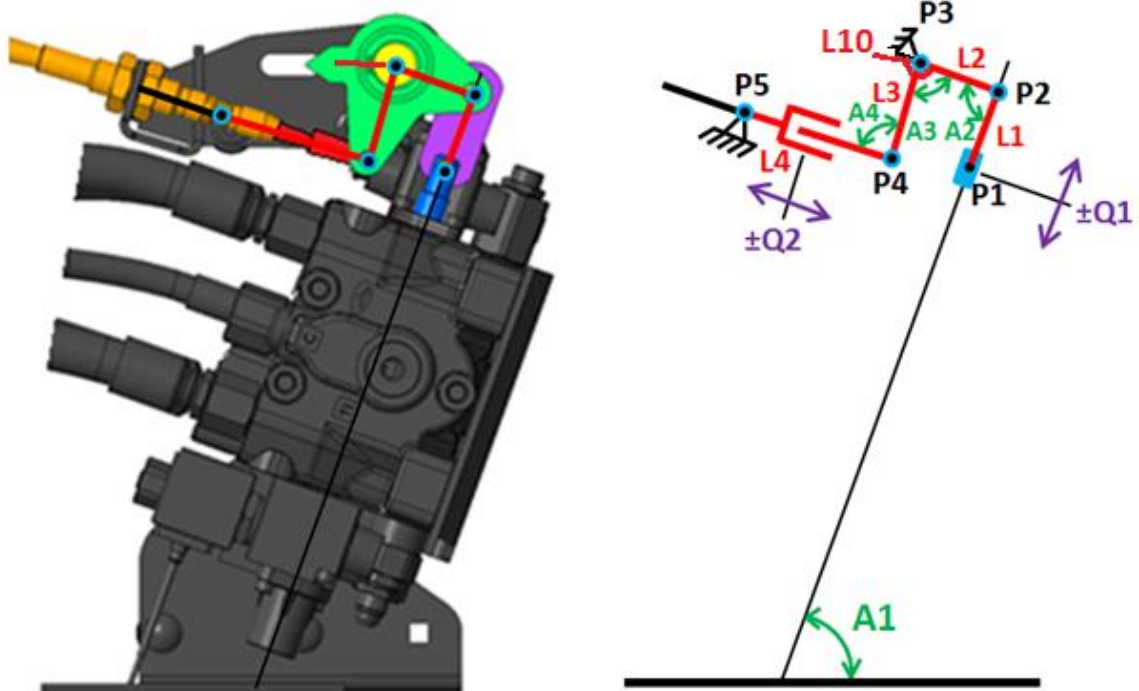
Řešením této úlohy je najít správnou kombinaci poměru délek ramen a typu pružiny, aby byl splněn požadavek zadání na ovládací rozsah a sílu.

Nejprve jsou dané elementy v schématu rozděleny do jednotlivých skupin podle významu, které v mechanismu mají. Jak lze vidět v tabulce (Tab. 3), tak elementy L1, L2, L3, L6, L10 a jejich rozměry mají vliv na ovládací rozsah a sílu, elementy L4 a L6 znázorňují chod v bowdenu a rozměry elementů L5, L8, L9 jsou již pevně stanoveny.

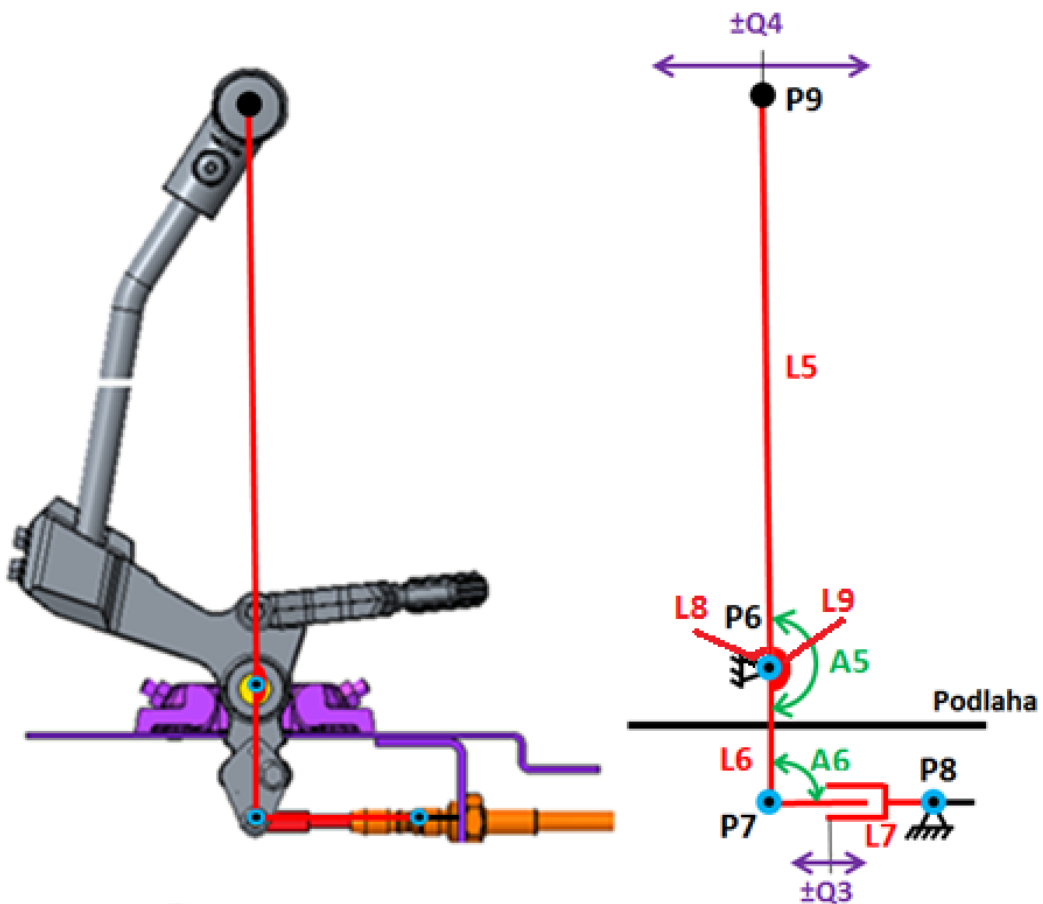
K nalezení správné kombinace rozměrů jednotlivých elementů je zapotřebí zhotovit matematický model, který počítá ovládací rozsah a sílu. Tento matematický model bude dále rozšířen o optimalizační část, která umožní najít vhodnou kombinaci jednotlivých rozměrů elementů a parametru pružiny.

Tab. 3.: Popis značek z kinematického schémata.

Uzly elementů		P1 - P9
Délky	Závislé elementy na výsledném chodu a síle	L2, L3, L6, L10
	Elementy znázorňující chod bowdenu	L4, L7
	Elementy fixní délky	L5, L8, L9
Úhly	Závislé úhly na výsledném chodu a síle	A2, A3
	Úhly měnící se s pohybem mechanismu	A4, A6
	Fixní úhly	A1, A5



Obr. 13.: Kinematické schéma v rozvaděčové části.



Obr. 14.: Kinematické schéma ovládací části.

3. 3. 1 Zhotovení matematického modelu pro ovládací rozsah a sílu

Matematický model je tvořen třemi sekcemi: vstup, výstup, samotný výpočet. Na základě dalších postupů bude rozšířen o optimalizační část.

Vstupem pro výpočet jsou: délky elementů L1 - L7, vzájemné úhly elementů, ovládací rozsah hydraulického šoupátka, typ pružiny v rozvaděči. Za účelem vytvoření funkčního matematického modelu, jsou tyto údaje prozatím vybrány náhodně, na základě reálných hodnot. Vytvořený matematický model bude následně využit pro optimalizaci rozměrů a typu pružiny a také k nalezení požadovaného ovládacího rozsahu a síly. Polohy bodů P1 - P9 jsou vypočteny (vzhledem) ke dvěma souřadným systémům. První je určen pro ovládací prvky a nachází se v čepu pedálu, druhý je určen pro ovládací část u rozvaděče.

Výpočet je pak proveden pro 15 poloh hlavního řídicího pohybu hydraulického šoupátka. Šoupátko se pohybuje z jedné krajní polohy 6,5 mm do druhé -6,5 mm.

Výpočet kinematiky je proveden na základě goniometrické metody. V tabulce (Tab. 4) jsou zobrazeny vstupní parametry, ze kterých je matematický model vytvořen.

Tab. 4.: Vstupní hodnoty pro výpočet ovládacího rozsahu a síly.

Poloha pružiny v neutrální poloze	0.00	[mm]
Ovládací rozsah pružiny v rozvaděči (+/-)	6.50	[mm]
Souřadnice X čepu šoupátka rozvaděče v neutrální poloze (P1)	200.00	[mm]
Souřadnice Y čepu šoupátka rozvaděče v neutrální poloze (P1)	200.00	[mm]
Úhel hydraulického rozvaděče (A1)	70.00	[°]
Úhel mezi elementem L1 a L2 v neutrální poloze (A2)	90.00	[°]
Úhel mezi elementem L2 a L3 (A3)	87.00	[°]
Úhel mezi elementem L3 a L4 v neutrální poloze (A4)	90.00	[°]
Úhel mezi elementem L5 a L6 (A5)	174.49	[°]
Úhel mezi elementem L6 a L7 v neutrální poloze (A6)	90.00	[°]
Úhel mezi elementem L3 a L10 (A7)	53	[°]
Délka elementu (L1)	38.00	[mm]
Délka elementu (L2)	60.00	[mm]
Délka elementu (L3)	65.00	[mm]
Délka elementu v neutrální poloze (L4)	43.00	[mm]
Délka elementu (L5)	664.95	[mm]
Délka elementu (L6)	60.00	[mm]
Délka elementu v neutrální poloze (L7)	43.00	[mm]
Délka elementu (L9)	90.00	[mm]
Délka elementu (L8)	110.00	[mm]
Délka elementu (L10)	25	[mm]
Souřadnice těžiště elementu L5 v neutrální poloze (T5x)	-37.2	[mm]
Souřadnice těžiště elementu L5 v neutrální poloze (T5y)	222.61	[mm]
Třecí moment v uložení ovládací páky (M_T)	2900	[N/mm]
Účinnost síly v bowdenu	0,9	
Hmotnost elementu L5 (M5)	1.96	[kg]
Působení síly operátora na ovládací páku v uzamčeném režimu	20	[kg]
Typ pružiny v hydraulickém rozvaděči	Typ 6	
Síla pružiny v konečné poloze (+/- 6,5mm)	182.00	N
Síla pružiny v neutrální poloze	87.75	N

Výpočet vychází z hlavního vstupního parametru, kterým je chod šoupátka v rozvaděči. Výsuv a stlačení šoupátka musí být plynule ovládán v každé jeho poloze, tj. do krajních poloh +/- 6,5 mm. K tomu, aby byl simulován celý ovládací rozsah šoupátka, byl chod rozdělen do 15 poloh a to od -6,5 mm do 6,5 mm. V každé poloze byly vypočítány souřadnice X a Y, všech uzlů P1 až P9, dále pracovní pohyb lanka v bowdenu a nakonec ovládací rozsah na páce a pedálu.

Výpočet zahrnuje také určení provozní síly na ovládací páce a pedálu při ovládní stroje. Sílu na ovládací páce vyvolává působení pružiny, nacházející se v rozvaděči. Účel pružiny je střídit šoupátka do neutrální polohy určitou silou,

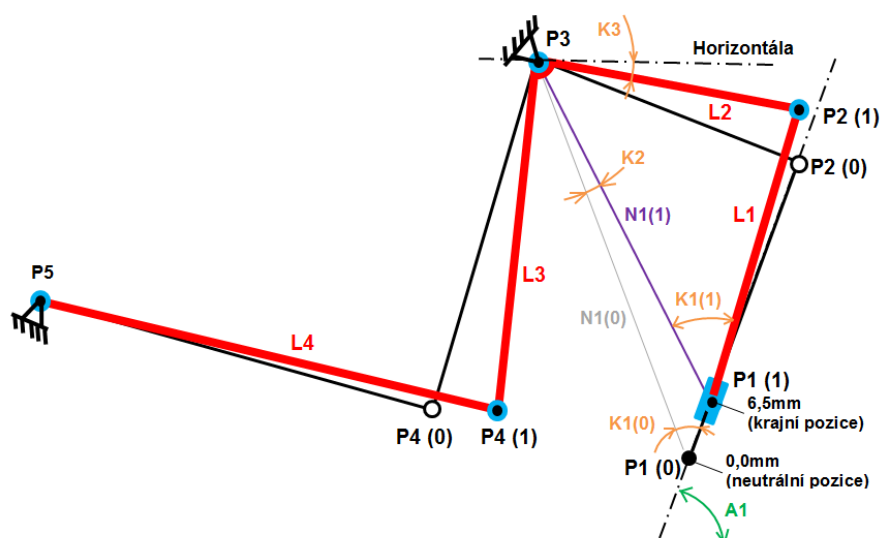
která je závislá na předepnutí a charakteristice dané pružiny. Dále v mechanismu nastává stav přetížení, který vzniká při zablokování kyvného ramene s elementy L3 a L2. Daný stav nastává při bezpečnostním uzamčení všech mechanicky ovládaných funkcí. Tudíž operátor vnáší do mechanismu sílu, přes ovládací páky, takové velikosti, jakou je schopný vyvolat. Tato síla byla určena 20 kg.

Výpočet byl proveden pouze na jednu ovládací páku na základě analogie souměrnosti. Působení sil a ovládací rozsah je stejný i na páce druhé. Síla působící na přidavné pedálové funkce se následně dopočítá ze síly působící na páce.

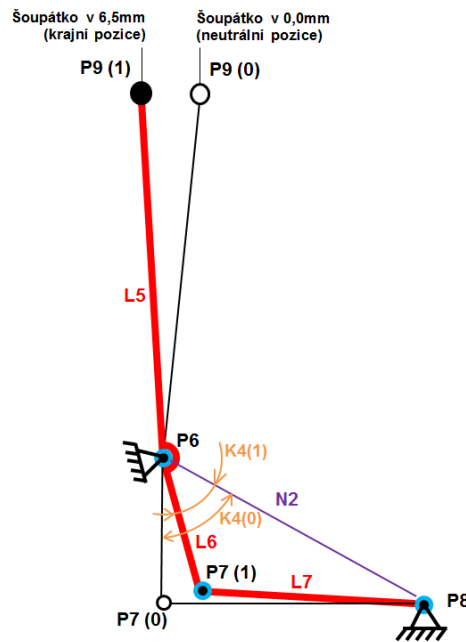
Pro názornost je níže uveden výpočet jednoho kroku, poloha se nachází v krajní poloze šoupátka +6,5 mm.

3. 3. 2 Výpočet kinematiky páky v krajních polohách

Pro výpočet jsou použity hodnoty z tabulky vstupů (Tab. 4). Jak již bylo zmíněno, výpočet byl proveden goniometrickou metodou, která vychází z poměrů úhlů a stran trojúhelníků. Z toho vyplývá, že kinematika mechanismu musela být rozdělena na jednotlivé trojúhelníky, přičemž byly následně vypočítány jejich pomocné úhly a strany. Daný výpočet vychází z pohybu šoupátka, proto se nejprve vyšetřuje pohyb v rozvaděčové části a následně v části ovládací. Na obrázcích (Obr. 15) je znázorněné pomocné schéma pro výpočet kinematiky v rozvaděčové a ovládací části stroje za pomoci goniometrické metody.



Obr. 15.: Schéma pro výpočet kinematiky v rozvaděčové části.



Obr. 16.: Schéma pro výpočet kinematiky v ovládací části.

Výpočet souřadnic nehybně uložených hřídelů P3, P5, P6 a P8

Nejprve je proveden výpočet poloh nehybně uložených hřídelů, které se vztahují k souřadnému systému. V obecných polohách se pozice těchto uložení nemění, tj. uzly P3, P5, P6 a P8. Výpočet těchto bodů vychází z neutrální polohy bodu P1(0), který lze vidět na obrázku (Obr. 15). Daný bod se vztahuje k zavedenému souřadnému systému, kde jeho souřadnice jsou P1(0) [200; 200].

Výpočet souřadnic uzlů, které se nacházejí v rozvaděčové části P2 až P5, uzly se vztahují ke svému souřadnému systému.

Souřadnice uzlu P2:

$$P2_x = P1_x + \cos(A1) \cdot L1 = 200 + \cos(70) \cdot 38 = 213,00 \text{ [mm]} \quad (1)$$

$$P2_y = P1_y + \sin(A1) \cdot L1 = 200 + \sin(70) \cdot 38 = 235,71 \text{ [mm]} \quad (2)$$

Souřadnice uzlu P3:

$$P3_x = P2_x + \cos(A1 + A2) \cdot L2 = 213 + \cos(70 + 90) \cdot 60 = 156,62 \text{ [mm]} \quad (3)$$

$$P3_y = P2_y + \sin(A1 + A2) \cdot L2 = 235,71 + \sin(70 + 90) \cdot 60 = 256,23 \text{ [mm]} \quad (4)$$

**Souřadnice uzlu P4:**

$$P4_x = P3_x - \sin(A3 - A1) \cdot L3 = 156,62 - \sin(87 - 70) \cdot 65 = \mathbf{137,61 [mm]} \quad (5)$$

$$P4_y = P3_y - \cos(A3 - A1) \cdot L3 = 256,23 - \cos(87 - 70) \cdot 65 = \mathbf{194,07 [mm]} \quad (6)$$

Souřadnice uzlu P5:

$$P5_x = P4_x - \cos(A3 - A1) \cdot L4 = 137,61 - \cos(87 - 70) \cdot 43 = \mathbf{96,49 [mm]} \quad (7)$$

$$P5_y = P4_y + \sin(A3 - A1) \cdot L4 = 194,07 + \sin(87 - 70) \cdot 43 = \mathbf{206,64 [mm]} \quad (8)$$

Výpočet souřadnic uzlů, které se nacházejí v ovládací části P6 až P9, body se vztahují ke svému souřadnému systému, kde nulová poloha se nachází v ose pedálu, tj. v uzlu P6 [0; 0].

Souřadnice uzlu P7:

$$P7_x = P6_x = \mathbf{0,00 [mm]} \quad (9)$$

$$P7_y = P6_y - L6 = 0 - 60 = \mathbf{-60,00 [mm]} \quad (10)$$

Souřadnice uzlu P8:

$$P8_x = P7_x + \sin(A6) \cdot L7 = 0 + \sin(90) \cdot 43 = \mathbf{43 [mm]} \quad (11)$$

$$P8_y = P7_y - \cos(A6) \cdot L7 = (-60) - \cos(90) \cdot 43 = \mathbf{-60,00 [mm]} \quad (12)$$

Souřadnice uzlu P9:

$$P9_x = L5 \cdot \cos(A5 - 90) = 664,95 \cdot \cos(174,49 - 90) = \mathbf{63,85 [mm]} \quad (13)$$

$$P9_y = L5 \cdot \sin(A5 - 90) = 664,95 \cdot \sin(174,49 - 90) = \mathbf{661,88 [mm]} \quad (14)$$

V tabulce (Tab. 5) je uveden souhrn souřadnic jednotlivých uzlů v neutrální poloze, tj. šoupátko je v poloze 0.

Tab. 5.: Souřadnice jednotlivých uzlů v neutrální poloze.

	X [mm]	Y [mm]	
P1 (0)	200,00	200,00	Výchozí souřadný systém
P2 (0)	213,00	235,71	
P3 (0)	156,62	256,23	Kluzné uložení čepu
P4 (0)	137,61	194,07	
P5 (0)	96,49	206,64	Uložení bowdenu
P6 (0)	0,00	0,00	Výchozí souřadný systém
P7 (0)	0,00	-60,00	
P8 (0)	43,00	-60,00	Uložení bowdenu
P9 (0)	63,85	661,88	

Výpočet souřadnic všech uzlů v obecné poloze

V předešlé části byly vypočteny souřadnice uložení hřídelů. Z těchto souřadnic lze nyní dopočítat obecnou polohu celého mechanismu. Pro názornost je níže předložen výpočet v pozici, kde šoupátko v hydraulickém rozvaděči je maximálně vytaženo. Toto vytažení je zavedeno jako veličina s hodnotou $S = 6,5 \text{ mm}$. Výpočet této obecné polohy vychází ze schémat na obrázcích (Obr. 15) a (Obr. 16).

Níže je uveden výpočet souřadnic uzlů, které se nacházejí v rozvaděčové části P1 až P5. Uzly se vztahují ke svému souřadnému systému P1(0) [200; 200].

Souřadnice uzlu P1:

$$P1_x = P1(0)_x + \cos(A1) \cdot S = 200 + \cos(70) \cdot 6,5 = \mathbf{202,22 \text{ [mm]}} \quad (15)$$

$$P1_y = P1(0)_y + \sin(A1) \cdot S = 200 + \sin(70) \cdot 6,5 = \mathbf{206,11 \text{ [mm]}} \quad (16)$$

Souřadnice uzlu P2:

Pro daný výpočet je zapotřebí zavést pomocné délky $N1$, $N1(0)$ a úhly $K1$, $K1(0)$, $K2$ jak je znázorněno na obrázku (Obr. 15).

$$\begin{aligned} N1 &= \sqrt{(P1_x - P3(0)_x)^2 + (P3(0)_y - P1_y)^2} = \\ &= \sqrt{202,22 - 156,62)^2 + (256,23 - 206,11)^2} = \mathbf{67,77 \text{ [mm]}} \end{aligned} \quad (17)$$



$$N1(0) = \sqrt{(P1(0)_X - P3(0)_X)^2 + (P3(0)_Y - P1(0)_Y)^2} =$$

$$= \sqrt{(200 - 156,62)^2 + (256,23 - 200)^2} = 71,02 \text{ [mm]} \quad (18)$$

$$K1 = \cos^{-1} \left(\frac{N1^2 + L1^2 - L2^2}{2 \cdot N1 \cdot L1} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{67,77^2 + 38^2 - 60^2}{2 \cdot 67,77 \cdot 38} \right) = 61,77 \text{ [°]} \quad (19)$$

$$K1(0) = \cos^{-1} \left(\frac{N1(0)^2 + L1^2 - L2^2}{2 \cdot N1(0) \cdot L1} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{71,02^2 + 38^2 - 60^2}{2 \cdot 71,02 \cdot 38} \right) = 57,65 \text{ [°]} \quad (20)$$

$$K2 = \cos^{-1} \left(\frac{N1^2 + N1(0)^2 - S^2}{2 \cdot N1 \cdot N1(0)} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{67,77^2 + 71,02^2 - 6,5^2}{2 \cdot 67,77 \cdot 71,02} \right) = 4,65 \text{ [°]} \quad (21)$$

$$P2_X = P1_X + \cos(K1(0) - K1 + K2 + A1) \cdot L1 =$$

$$= 202,22 + \cos(57,65 - 61,77 + 4,65 + 70) \cdot 38 = 214,89 \text{ [mm]} \quad (22)$$

$$P2_Y = P1_Y + \sin(K1(0) - K1 + K2 + A1) \cdot L1 =$$

$$= 206,11 + \sin(57,65 - 61,77 + 4,65 + 70) \cdot 38 = 241,94 \text{ [mm]} \quad (23)$$

Souřadnice uzlu P3:

Uzel P3 představuje kluzné uložení hřídele, tudíž jeho umístění se nemění v obecné poloze. $P3 = P3(0) = [156,62; 256,23]$.

Souřadnice uzlu P4:

Pro výpočet je zapotřebí zavést pomocný úhel K3, jak je znázorněno na obrázku (Obr. 15).

$$K3 = \sin^{-1} \left(\frac{P3_Y - P2_Y}{L2} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{256,23 - 241,94}{60} \right) = 13,78 \text{ [°]} \quad (24)$$

$$P4_X = P3_X - \sin(K3 + A3 - 90) \cdot L3 =$$

$$= 156,62 - \sin(13,78 + 87 - 90) \cdot 65 = 144,46 \text{ [mm]} \quad (25)$$

$$P4_Y = P3_Y - \cos(K3 + A3 - 90) \cdot L3 =$$

$$= 256,23 - \cos(13,78 + 87 - 90) \cdot 65 = 192,38 \text{ [mm]} \quad (26)$$

Souřadnice uzlu P5:

Uzel P5 představuje pevné uložení lanovodu, kde se lanko může naklápět. Tento bod představuje držák bowdenu, tudíž jeho umístění se v obecné poloze nemění. $\mathbf{P5} = P5(0) = [96,49; 206,64]$.

Pohyb lanka v bowdenu

Ze souřadnic pohybu, lze dopočítat potřebné vysunutí lanka v lanovodu, aby se dostalo šoupátko do krajní pozice (6,5mm). Toto vysunutí znázorňuje element L4. Pro zjištění vysunutí lanka je nejdříve vypočítán element L4 v neutrální nulové poloze L4(0) a následně při daném pohybu se tyto hodnoty vzájemně odečtou.

$$\begin{aligned} L1(0) &= \sqrt{(P4(0)_x - P5(0)_x)^2 + (P5(0)_y - P4(0)_y)^2} = \\ &= \sqrt{(137,61 - 96,49)^2 + (206,64 - 194,07)^2} = 43 [mm] \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} L1 &= \sqrt{(P4_x - P5_x)^2 + (P5_y - P4_y)^2} = \\ &= \sqrt{(144,46 - 96,49)^2 + (206,64 - 192,38)^2} = 50,04 [mm] \end{aligned} \quad (28)$$

$$\mathbf{Pohyb\ lanka\ v\ bowdenu} = L1 - L1(0) = \mathbf{7,04 [mm]} \quad (29)$$

Výpočet souřadnic uzlů, které se nacházejí v ovládací části P6 až P9. Uzly se vztahují ke svému souřadnému systému, který se nachází v čepu pedálů P6(0) [0; 0]. Výsledný pohyb ovládací páky, vychází z pohybu lanka v bowdenu.

Souřadnice uzlu P6:

Uzel P6 představuje kluzné uložení hřídele ovládacích pedálů, tudíž jeho umístění se v obecné poloze nemění. Zároveň je v těchto souřadnicích umístěn nulový souřadný systém pro ovládací část. $\mathbf{P6} = P3(0) = [0; 0]$.

Souřadnice uzlu P7:

Pro výpočet souřadnic tohoto bodu je nutné zavést pomocnou délku N2 a úhly K4, K4(0). Dále je třeba závislého elementu L7, který vychází z pohybu lanka v bowdenu. Pomocné délky a úhly jsou vyobrazeny na obrázku (Obr. 16).



$$L7 = L7(0) - \text{Pohyb lanka v bowdenu} = 43 - 7,04 = 35,96 \text{ [mm]} \quad (30)$$

$$N2 = \sqrt{L6^2 + L7(0)^2} = \sqrt{60^2 + 43^2} = 73,82 \text{ [mm]} \quad (31)$$

$$K4(0) = \cos^{-1} \left(\frac{L6^2 + N2^2 - L7(0)^2}{2 \cdot L6 \cdot N2} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{60^2 + 73,82^2 - 43^2}{2 \cdot 60 \cdot 73,82} \right) = 35,63 \text{ [°]} \quad (32)$$

$$K4 = \cos^{-1} \left(\frac{L6^2 + N2^2 - L7^2}{2 \cdot L6 \cdot N2} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{60^2 + 73,82^2 - 35,96^2}{2 \cdot 60 \cdot 73,82} \right) = 28,89 \text{ [°]} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} P7x &= P6x + \sin(K4(0) - K4) \cdot L6 = \\ &= 0 + \sin(35,63 - 28,89) \cdot 60 = 7,04 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (34)$$

$$\begin{aligned} P7y &= P6y + \cos(K4(0) - K4) \cdot L6 = \\ &= 0 - \cos(35,63 - 28,89) \cdot 60 = -59,59 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (35)$$

Souřadnice uzlu P8:

Uzel P8 představuje pevné uložení lanovodu, kde se může lanko naklápět. Tento bod představuje držák bowdenu, tudíž jeho umístění se v obecné poloze nemění. $\mathbf{P8} = P8(0) = [43,00; -60,00]$.

Souřadnice uzlu P9:

Uzel P9 znázorňuje koncovou polohu ovládací páky.

$$\begin{aligned} P9x &= \sin(180 - A5 - K4(0) + K4) \cdot L5 = \\ &= \sin(180 - 174,49 - 35,63 + 28,89) \cdot 664,95 = -14,29 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (36)$$

$$\begin{aligned} P9y &= \cos(180 - A5 - K4(0) + K4) \cdot L5 = \\ &= \cos(180 - 174,49 - 35,63 + 28,89) \cdot 664,95 = 664,8 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (37)$$

Úhel výkyvu ovládací páky a pedálu od neutrální nulové polohy:

$$\text{Výkyv ovládací páky} = K4(0) - K4 = 35,63 - 28,89 = 6,74 \text{ [°]} \quad (38)$$

**Výchylka na konci ovládací páky od neutrální nulové polohy:**

Tato hodnota indikuje maximální chod ovládací páky v dopředném směru, kterou musí operátor vykonat. Ze souměrnosti pohybu nám tato hodnota také značí maximální chod v opačném směru.

$$\begin{aligned} \text{Výchylka na konci páky} &= \sqrt{(P9_x - P9(0)_x)^2 + (P9_y - P9(0)_y)^2} = \\ &= \sqrt{((-14,29) - 63,85)^2 + (664,80 - 661,88)^2} = 78,04 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (39)$$

Jak již bylo v předešlé kapitole zmíněno, chod šoupátka v hydraulickém rozvaděči byl rozdělen na 15 kroků. Výše je uveden výpočet pouze jednoho kroku. Výsledky souřadnic ostatních poloh, pohyb lanka v bowdenu a ovládací rozsah na konci páky jsou znázorněny v tabulce (Tab. 6).

Jak lze pozorovat z výsledků, tak maximální ovládací rozsah na konci ovládací páky je ± 78 mm, tudíž výsledek splňuje zadané ovládací rozmezí, které je $\pm(70$ až $110)$ mm.

Tab. 6.: Souřadnice uzlů, poloha lanka, úhel výkyvu a ovládací rozsah ovládací páky.

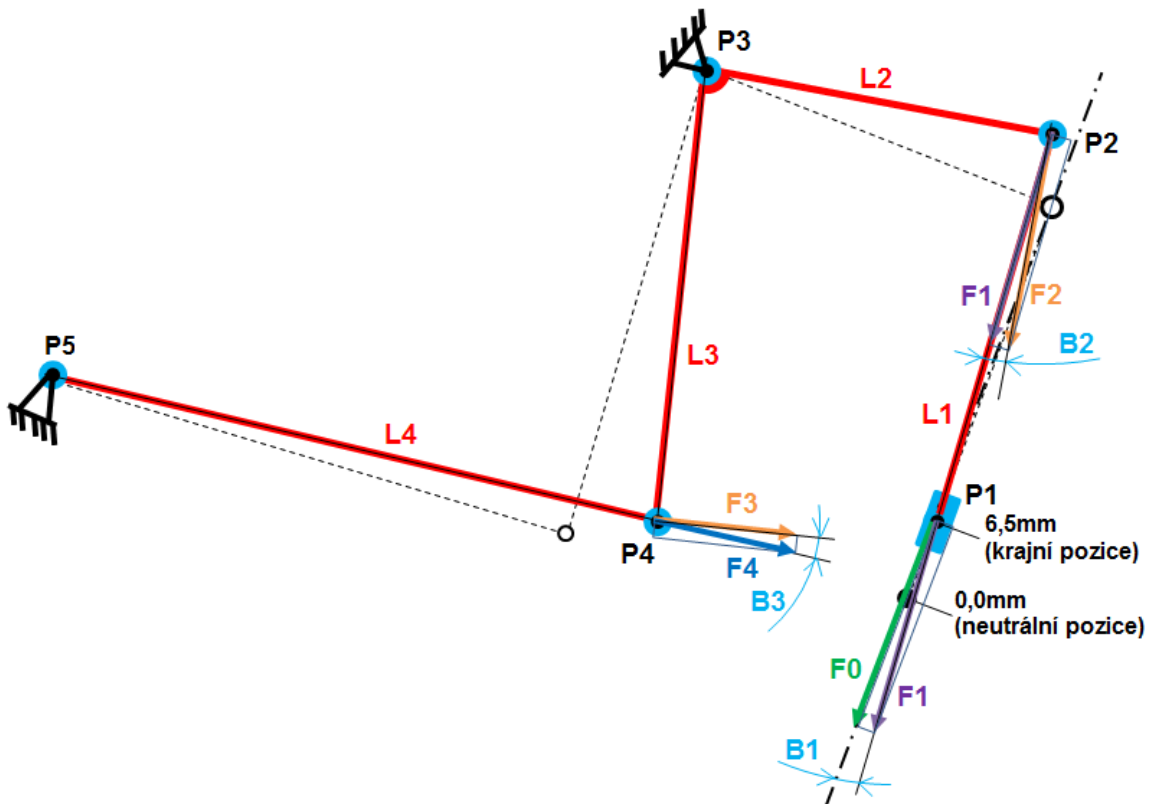
Poloha šoupátka v rozvaděči [mm]	P1		P2		P3		P4		P5		P6		P7		P8		P9		Pohyb lanka v bowdenu [mm]	Úhel výkyvu ovládací páky [°]	Ovládací rozsah na konci páky [mm]
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y			
-6,50	197,78	193,89	210,44	229,72	156,62	256,23	130,99	196,50	96,49	206,64	0,00	0,00	-7,04	-59,59	43,00	-60,00	141,06	649,81	-7,04	-6,74	78,04
-6,00	197,95	194,36	210,66	230,17	156,62	256,23	131,49	196,28	96,49	206,64	0,00	0,00	-6,50	-59,65	43,00	-60,00	135,16	651,07	-6,50	-6,22	72,04
-5,00	198,29	195,30	211,09	231,08	156,62	256,23	132,50	195,87	96,49	206,64	0,00	0,00	-5,42	-59,76	43,00	-60,00	123,33	653,41	-5,42	-5,18	60,03
-4,00	198,63	196,24	211,50	231,99	156,62	256,23	133,51	195,48	96,49	206,64	0,00	0,00	-4,33	-59,84	43,00	-60,00	111,48	655,54	-4,33	-4,14	48,03
-3,00	198,97	197,18	211,90	232,91	156,62	256,23	134,53	195,10	96,49	206,64	0,00	0,00	-3,25	-59,91	43,00	-60,00	99,61	657,45	-3,25	-3,10	36,02
-2,00	199,32	198,12	212,28	233,84	156,62	256,23	135,55	194,74	96,49	206,64	0,00	0,00	-2,17	-59,96	43,00	-60,00	87,71	659,14	-2,17	-2,07	24,01
-1,00	199,66	199,06	212,65	234,77	156,62	256,23	136,58	194,40	96,49	206,64	0,00	0,00	-1,08	-59,99	43,00	-60,00	75,79	660,62	-1,08	-1,03	12,01
0,00	200,00	200,00	213,00	235,71	156,62	256,23	137,61	194,07	96,49	206,64	0,00	0,00	0,00	-60,00	43,00	-60,00	63,85	661,88	0,00	0,00	0,00
1,00	200,34	200,94	213,33	236,65	156,62	256,23	138,65	193,76	96,49	206,64	0,00	0,00	1,08	-59,99	43,00	-60,00	51,89	662,92	1,08	1,03	12,01
2,00	200,68	201,88	213,65	237,60	156,62	256,23	139,69	193,47	96,49	206,64	0,00	0,00	2,17	-59,96	43,00	-60,00	39,91	663,75	2,17	2,07	24,01
3,00	201,03	202,82	213,95	238,55	156,62	256,23	140,74	193,20	96,49	206,64	0,00	0,00	3,25	-59,91	43,00	-60,00	27,90	664,36	3,25	3,11	36,02
4,00	201,37	203,76	214,24	239,51	156,62	256,23	141,80	192,94	96,49	206,64	0,00	0,00	4,33	-59,84	43,00	-60,00	15,88	664,76	4,33	4,14	48,03
5,00	201,71	204,70	214,51	240,48	156,62	256,23	142,86	192,70	96,49	206,64	0,00	0,00	5,42	-59,75	43,00	-60,00	3,83	664,94	5,42	5,18	60,03
6,00	202,05	205,64	214,77	241,45	156,62	256,23	143,92	192,48	96,49	206,64	0,00	0,00	6,50	-59,65	43,00	-60,00	-8,25	664,90	6,50	6,22	72,04
6,50	202,22	206,11	214,89	241,94	156,62	256,23	144,46	192,38	96,49	206,64	0,00	0,00	7,04	-59,59	43,00	-60,00	-14,29	664,80	7,04	6,74	78,04

Chod páka dozadu/šoupátko se zasouvá

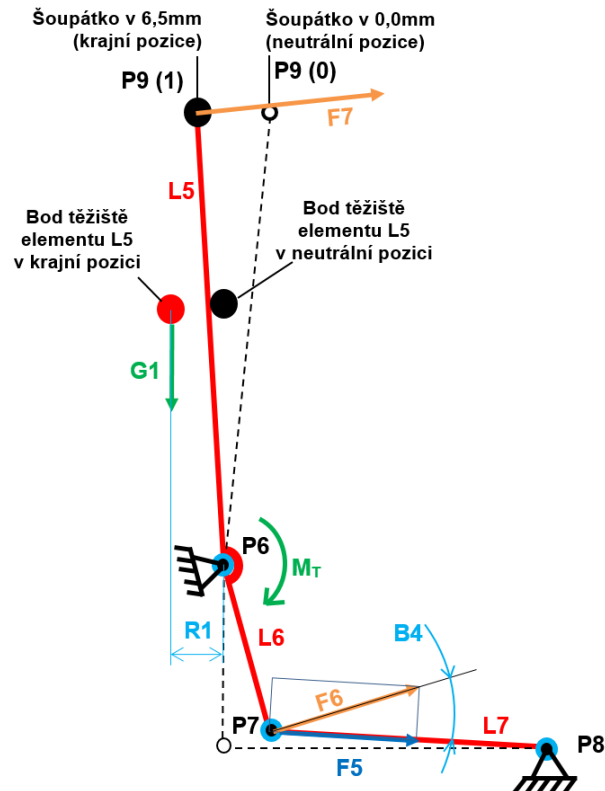
Chod páka do předu/šoupátko se vysouvá

3. 3. 3 Výpočet sil v mechanismu při provozu stroje

Pro výpočet sil jsou použity hodnoty z tabulky vstupů (Tab. 4) a rozměry z přešlé části výpočtu kinematiky. Silové působení v mechanismu se vztahuje k působení síly pružiny, která středí šoupátko do neutrální polohy. Ve výpočtu je uvažováno pasivních účinků a odporů v bowdenu a uložení ovládací páky z důvodu, že páka je v axiálním směru uložena přechodně. V ostatních uloženích jsou pasivní účinky opomenuty vzhledem k tomu, že je zvoleno uložení s vůlí a dané odpory jsou zanedbatelné. Ve výpočtu je také uvažováno síly, kterou vyvolává samotná tíha ovládací páky, vzhledem k tomu že její působení na konečnou ovládací sílu není zanedbatelné. Pro výpočet byly použity kinematická schémata, do kterých byly následně vneseny dané působící síly. Jak lze pozorovat na obrázku (Obr. 17), tak znázorněná síla F_0 je silou vstupní. Síla F_4 představuje zatížení, které musí přenést lanko k ovládací části. Na obrázku (Obr. 18) je schéma, znázorňující působení sil v ovládací části. Síla F_6 je konečná ovládací síla.



Obr. 17.: Schéma pro výpočet sil v rozvaděčové části.



Obr. 18.: Schéma pro výpočet sil v ovládací části.

Výpočet síly je znázorněn níže v jedné krajní poloze, kde šoupátko je maximálně vytaženo. Pružina v rozvaděči vyvolává sílu na šoupátko a snaží se ho vystředit určitou silou do neutrální polohy. Při předběžném výpočtu byla použita pružina typu 6 z tabulky (Tab. 2). Pro výpočet jednotlivých sil ve vazbách je nutné dopočítat pomocné úhly B1 až B4 a pomocnou délku R1, která vyvolává moment na páku.

Síla F0:

Pružina v rozvaděči je uložena v předepnutém stavu, proto už v počáteční výchylce pružina vyvolává mnohem vyšší sílu, než byla její počáteční. Konkrétně je použita pružina typu 6, která má počáteční sílu 87,75N a koncovou sílu při maximální výchylce 6,5mm 182,00N. Z toho vyplývá že

F0= 182,00N

Síla F1:

Při pohybu mechanismem síla F0 působí na element L1 pod úhlem B1.

Výpočet úhlu B1:

$$B1 = \sin^{-1} \left(\frac{L2 - \cos \left(\frac{K3(0) - K3}{L2} \right)}{L1} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{60 - \cos \left(\frac{20 - 13,78}{60} \right)}{38} \right) = 0,53 [^\circ] \quad (40)$$

Výpočet síly F1 působící v elementu L1:

$$F1 = \frac{F0}{\cos(B1)} = \frac{182,00}{\cos(0,53)} = 182,01 [N] \quad (41)$$

Síla F2:

Síla F2 působí kolmo na element L2. K zjištění síly je zapotřebí úhlu B2.

Výpočet úhlu B2:

$$B2 = 90 - \cos^{-1} \left(\frac{L1^2 + L2^2 - N1^2}{2 \cdot L1 \cdot L2} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{38^2 + 60^2 - 67,77^2}{2 \cdot 38 \cdot 60} \right) = 61,77 = 5,69 [^\circ] \quad (42)$$

Výpočet síly F2 působící moment na element L2:

$$F2 = \frac{F0}{\cos(B2)} = \frac{182,01}{\cos(5,69)} = 182,92 [N] \quad (43)$$

Síla F3:

Sílu F3 vyvolává síla F2 v určitém poměru přes elementy L2 a L3.

$$F3 = F2 \cdot \frac{L2}{L3} = 182,92 \cdot \frac{60}{65} = 168,84 [N] \quad (44)$$

Síla F4:

F4 je silou působící na lanko v bowdenu a tuto sílu musí lanovod přenést do ovládací části.

Výpočet úhlu B3:

$$B3 = 90 - \cos^{-1} \left(\frac{L4^2 - L4(0)^2}{2 \cdot L3 \cdot L4} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{50,04^2 - 43^2}{2 \cdot 65 \cdot 50,04} \right) = 5,78 [^\circ] \quad (45)$$

Výpočet síly F4 působící na lanovod:

$$F4 = \frac{F3}{\cos(B3)} = \frac{168,84}{\cos(5,78)} = 169,70 [N] \quad (46)$$

Síla F5:

Síla F5 znázorňuje sílu vycházející z bowdenu v ovládací části stroje s uvažováním ztrát vzniklých v bowdenu. Ztráta je uvažována v opačném směru, tudíž hodnota bude vyšší.



$$F5 = \frac{F4}{\eta_B} = \frac{169,70}{0,9} = 188,56 \text{ [N]} \quad (47)$$

Síla F6:

Síla F6 se nachází již v ovládací části a její velikost závisí na síle F5, kterou přenáší lanovod z rozvaděčové části k ovládací části stroje.

Výpočet úhlu B4:

$$B4 = \cos^{-1} \left(\frac{L6^2 + L7^2 - N2^2}{2 \cdot L1 \cdot L7} \right) - 90 = \cos^{-1} \left(\frac{60^2 + 35,96^2 - 73,82^2}{2 \cdot 60 \cdot 35,96} \right) = 7,40 \text{ [°]} \quad (48)$$

Výpočet síly F5 působící moment na element L6:

$$F6 = \frac{F5}{\cos(B2)} = \frac{188,56}{\cos(7,40)} = 190,14 \text{ [N]} \quad (49)$$

Síla F7:

Síla F7 je hlavní vyšetřovaná síla a znázorňuje sílu, kterou musí operátor vyvinout na ovládací páku. Síla je složena ze tří složek, působící od pružiny (F7_P) v hydraulickém rozvaděči, vlastní tíhy ovládací páky (F7_G) a odporu v uložení páky (F7_T). Pro výpočet síly F7_G je zapotřebí dopočítat pomocnou délku R1, kterou znázorňuje rameno vyvolávající moment na páku.

Výpočet síly F7_P působící od pružiny:

$$F7_P = F6 \cdot \frac{L6}{L5} = 190,14 \cdot \frac{60}{664,95} = 17,16 \text{ [N]} \quad (50)$$

Výpočet ramene R1:

$$\begin{aligned} R1 &= \sin(\operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{T5x}{T5y} \right) - (K4(0) - K4)) \cdot \sqrt{T5x^2 + T5y^2} = \\ &= \sin(\operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{-37,2}{222,61} \right) - (35,63 - 28,89)) \cdot \sqrt{(-37,2)^2 + 222,61^2} = -63,08 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (51)$$

Výpočet síly F7_G působící od vlastní tíhy páky:

$$F7_G = \frac{G1 \cdot g \cdot R1}{L5} = \frac{1,96 \cdot 9,81 \cdot (-63,08)}{664,95} = -1,82 \text{ [N]} \quad (52)$$

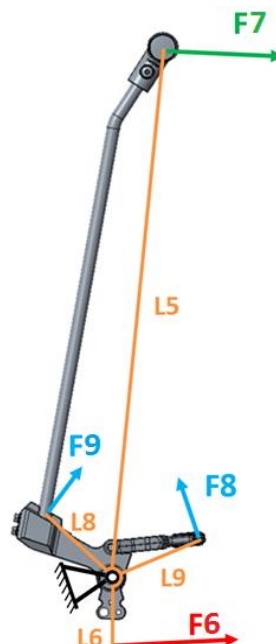
Výpočet síly F_{7T} působící od vlastní tíhy páky:

$$F_{7G} = \frac{M_T}{L_5} = \frac{2900}{664,95} = 4,63 \text{ [N]} \quad (53)$$

Výpočet celkové síly F_7 :

$$F_7 = F_{7P} + F_{7G} + F_{7T} = 17,16 - 1,82 + 4,63 = 15,33 \text{ [N]} \quad (54)$$

Vypočtená síla F_7 znázorňuje potřebnou sílu na konci ovládací páky k udržení šoupátka v krajní poloze, tj. maximálně vytažené. V případě opačné krajní polohy šoupátka (maximálně zasunuté) ovládací síla na páce od pružiny F_{6P} je symetrická a tedy shodná. Celková síla v opačném směru se liší pouze v rozdílném působišti gravitační tíhy na ovládací páku. Dále je v rámci zadání třeba zjistit sílu na ovládacím pedálu. Vzhledem k tomu, že pedál je pevně spojený s ovládací pákou, síla na pedálu je poměr sil působících na rozdílných délkách, viz na obrázku (Obr. 19). Níže je uveden výpočet na síly na pedál v jedné poloze.



Obr. 19.: Síly působící na pedál.

Síla F_8 :

Síla F_8 znázorňuje ovládací sílu za pomoci pedálu. Síla je uvažována v případě, kdy operátor ovládá stroj pouze pedálem nikoli pákou. Síla F_8 nabývá

hodnoty jen ve směru dolů, protože operátor vyvíjí na pedál pouze tlak. Z toho vyplývá, že síla nabývá hodnot pouze při zasouvání šoupátka v rozvaděči (0 → -6,5 mm). V ukázkovém výpočtu, který je uveden výše, je šoupátko vysunuto v poloze 6,5 mm, tudíž síla v této poloze není možná.

Síla F9:

Síla F9 má stejný význam jako síla F8, s tím rozdílem, že síla nabývá hodnot pouze při vysouvání šoupátka v rozvaděči (0 → +6,5 mm). Tento pohyb nastává v ukázkovém výpočtu, který je uveden výše

$$F9 = \frac{L6 \cdot F6}{L8} + \frac{G1 \cdot g \cdot R1}{L8} + \frac{M_T}{L8} = \frac{60 \cdot 190,14}{110} + \frac{1,96 \cdot 9,81 \cdot (-63,08)}{110} + \frac{2900}{110} = 119,05 \text{ [N]} \quad (55)$$

Jak již bylo v předešlé kapitole zmíněno, chod šoupátka v hydraulickém rozvaděči byl rozdělen na 15 kroků. Výše je uveden výpočet pouze jednoho kroku. Výsledky sil v ostatních poloh jsou v tabulce (Tab. 7).

Jak lze pozorovat z výsledků, tak maximální ovládací síla na konci ovládací páky je -21,86 N a minimální počáteční ovládací síla je 11,41 N. Z toho vyplývá, že minimální síla 11,4 N nespĺňuje zadané rozmezí ±(12 až 24) N, tudíž parametry, které mají vliv na sílu, budou muset být změněny tak, aby síly vyhovovaly zadanému kritériu.

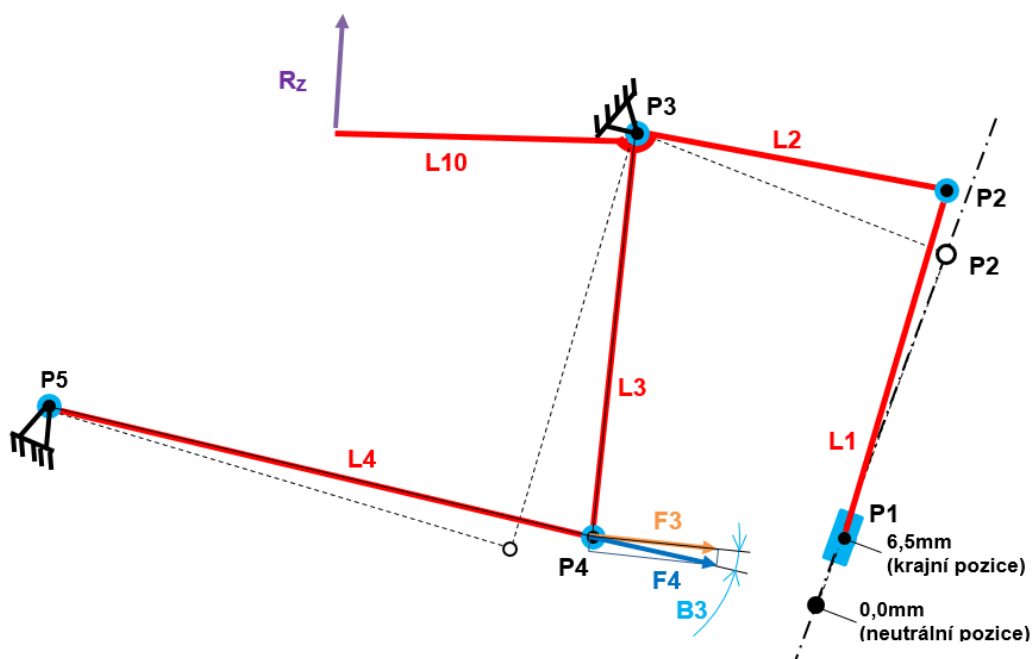
Tab. 7.: Síly v mechanismu

Poloha šoupátka v rozvaděči	Zatížení lanka v bowdenu							Od pasivního účinku v uložení páky	Od pružiny	Od gravitace páky	Celková síla	Síla na přední pedál	Síla na zadní pedál
	F0	F1	F2	F3	F4	F5	F6						
s	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
mm													
-6,50	-182,00	-182,01	-183,28	-169,18	-170,39	-189,32	-190,46	-4,36	-17,19	-0,31	-21,86	161,51	-
-6,00	-174,75	-174,76	-175,78	-162,26	-163,23	-181,37	-182,30	-4,36	-16,45	-0,37	-21,18	156,51	-
-5,00	-160,25	-160,25	-160,89	-148,51	-149,11	-165,68	-166,28	-4,36	-15,00	-0,49	-19,86	146,70	-
-4,00	-145,75	-145,75	-146,11	-134,87	-135,21	-150,23	-150,59	-4,36	-13,59	-0,61	-18,56	137,11	-
-3,00	-131,25	-131,25	-131,43	-121,32	-121,48	-134,98	-135,17	-4,36	-12,20	-0,73	-17,28	127,69	-
-2,00	-116,75	-116,75	-116,82	-107,83	-107,90	-119,88	-119,96	-4,36	-10,82	-0,84	-16,03	118,42	-
-1,00	-102,25	-102,25	-102,26	-94,40	-94,41	-104,90	-104,92	-4,36	-9,47	-0,96	-14,79	109,26	-
0,00	-87,75	-87,75	-87,75	-81,00	-81,00	-90,00	-90,00	-4,36	-8,12	-1,08	-13,56	100,17	-
0,00	87,75	87,75	87,75	81,00	81,00	90,00	90,00	4,36	8,12	-1,08	11,41	-	68,95
1,00	102,25	102,25	102,26	94,40	94,41	104,90	104,92	4,36	9,47	-1,19	12,64	-	76,39
2,00	116,75	116,75	116,81	107,83	107,88	119,87	119,95	4,36	10,82	-1,31	13,88	-	83,89
3,00	131,25	131,25	131,40	121,29	121,44	134,93	135,14	4,36	12,19	-1,42	15,13	-	91,48
4,00	145,75	145,75	146,04	134,81	135,08	150,09	150,53	4,36	13,58	-1,54	16,41	-	99,17
5,00	160,25	160,25	160,74	148,38	148,84	165,37	166,15	4,36	14,99	-1,65	17,70	-	107,00
6,00	174,75	174,76	175,50	162,00	162,71	180,79	182,06	4,36	16,43	-1,77	19,02	-	114,99
6,50	182,00	182,01	182,91	168,84	169,70	188,56	190,14	4,36	17,16	-1,82	15,33	-	119,05

3. 3. 4 Výpočet reakčních sil v uložení mechanismu v režimu přetížení

Při ovládání může dojít k případu, kdy jsou v daném mechanismu přesáhnuty ovládací síly. Tento případ nastane v režimu uzamčeného systému, tj. při vypnutém stroji či absenci operátora v kabině stroje. Uzamčení systému způsobuje znehybnění kyvného ramene v rozvaděčové části za pomoci zablokování elementu L10. Uzamčený režim je také nazýván jako režim přetížení, jelikož mechanismus musí vydržet sílu vyvinutou operátorem v neutrální poloze. Síla působící od operátora, jak již bylo zmíněno, byla kvantifikována na 20 kg. Je tedy zapotřebí dimenzovat veškeré komponenty na tuto přetěžující sílu. Dále, z tohoto přetěžujícího případu budou vypočteny působící reakce v uložení. Pro výpočet jsou použity hodnoty z předešlých výpočtů a z tabulky (Tab. 4). Výpočet vychází ze schémat, uvedených na obrázku (Obr. 17) a (Obr. 20). Při výpočtu není nutné přepočítávání složek pod úhly, z důvodu, že mechanismus v uzamčeném režimu je v neutrální poloze (šoupátko v poloze 0) a úhly mezi elementy jsou pravoúhlé.

Výpočet sil v mechanismu v režimu přetížení.



Obr. 20.: Schéma pro výpočet sil v rozvaděčové části při uzamčeném stavu.

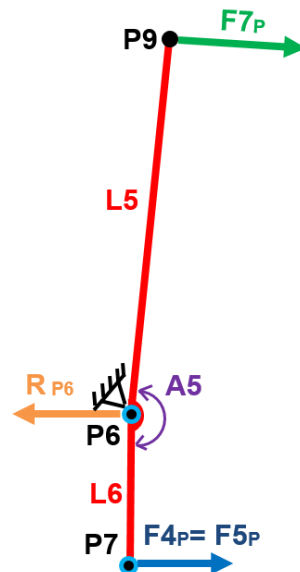
Síla F_{7P} :

Síla F_{7P} je silou, kterou operátor vyvíjí v uzamčeném režimu, jenž byla určena na 20 kg.

$$F_{7P} = m \cdot g = 20 \cdot 9,81 = 196,2 \text{ [N]} \quad (56)$$

Reakce R_{P6} a síly $F_{4P} = F_{5P}$:

Síly a reakce jsou vyšetřovány v místě ovládací páky, jak je zobrazeno na obrázku (Obr. 21).



Obr. 21.: Rozklad sil na ovládací páce

$$x: \quad F_{4P} + \cos(180-A5) \cdot F_{7P} - R_{P6(x)} = 0 \quad (57)$$

$$y: \quad \sin(180-A5) \cdot F_{7P} - R_{P6(y)} = 0 \Rightarrow R_{P6(y)} = \sin(180-A5) \cdot F_{7P} = \sin(180-174,49) \cdot 196,2 = 18,84 \text{ [N]} \quad (58)$$

$$M_{P5}: \quad F_{4P} \cdot L_6 - F_{7P} \cdot L_5 = 0 \Rightarrow F_{4P} = F_{7P} \cdot \frac{L_5}{L_6} = 196,2 \cdot \frac{664,95}{60} = 2176,46 \text{ [N]} \quad (59)$$

$$R_{P6(x)} = F_{4P} + \cos(180-A5) \cdot F_{7P} = 2175,46 + \cos(180-174,49) \cdot 196,2 = 2370,76 \text{ [N]} \quad (60)$$

$$R_{P6} = \sqrt{R_{P6(x)}^2 + R_{P6(y)}^2} = \sqrt{2370,76^2 + 18,80^2} = 2370,83 \text{ [N]} \quad (61)$$

Reakce R_{P8} :

Bod P8 znázorňuje uchycení bowdenu do držáku. V tomto místě působí reakce R_{P8} , jak se zobrazeno na obrázku (Obr. 22)

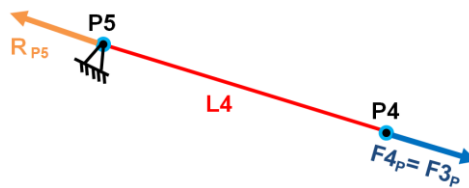


Obr. 22.: Reakce v uchycení bowdenu v ovládací části.

$$R_{P8} = F_{4p} = 2175,46 \text{ [N]} \quad (62)$$

Reakce R_{P5} :

Bod P5 znázorňuje uchycení bowdenu do držáku. V tomto místě působí reakce R_{P5} , jak se zobrazeno na obrázku (Obr. 23)

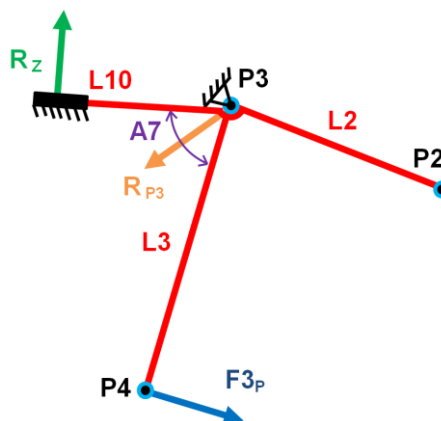


Obr. 23.: Reakce v uchycení bowdenu v rozvaděčové části.

$$R_{P5} = F_{4p} = 2175,46 \text{ [N]} \quad (63)$$

Reakce R_{P3} a R_z :

Reakce jsou vyšetřovány v místě kyvného ramene v rozvaděčové části stroje, jak je vyobrazené na obrázku (Obr. 24). Reakce R_z znázorňuje sílu na zarážku zámku, čímž se celý mechanismus zablokuje.



Obr. 24.: Rozklad sil v kyvném rameni v rozvaděčové části stroje

$$x: \quad F_{3P} - \cos(A7) \cdot R_Z - R_{P3(X)} = 0 \quad (64)$$

$$y: \quad \sin(A7) \cdot R_Z - R_{P3(Y)} = 0 \quad (65)$$

$$M_{P3}: \quad F_{3P} \cdot L3 - R_Z \cdot L10 = 0 \Rightarrow R_Z = F_{3P} \cdot \frac{L3}{L10} = 2175,46 \cdot \frac{65}{25} = \mathbf{5656,20 [N]} \quad (66)$$

$$R_{P3(X)} = F_{3P} - \cos(A7) \cdot R_Z = -\cos(73) \cdot 5656,20 + 2175,46 = 521,75 [N] \quad (67)$$

$$R_{P3(Y)} = \sin(A7) \cdot R_Z = \sin(73) \cdot 5656,20 = 5409,05 [N] \quad (68)$$

$$R_{P6} = \sqrt{R_{P3(X)}^2 + R_{P3(Y)}^2} = \sqrt{521,75^2 + 5409,05^2} = \mathbf{5434,15 [N]} \quad (69)$$

Výsledky vypočtených reakcí a sil jsou zobrazeny v tabulce níže (Tab. 8). Výše uvedený výpočet reakcí a sil se týká případu při zatížení páky operátorem ve směru dopředném. V opačném směru jsou síly stejné velikosti, avšak záporné hodnoty, tedy se znamínkem mínus.

Tab. 8.: Výsledné reakce a síly v režimu přetížení.

Vstupní síla od operátora	F7(P)	196,20	[N]
Síly v lanku bowdenu	F3(P)= F4(P)= F5(P) = F6(P)	2175,46	[N]
Reakce v uložení ovládací páky	R(P6)	2370,83	[N]
Reakce v uložení bowdenu v ovládací části	R(P8)	2175,46	[N]
Reakce v uložení bowdenu v ovládací části	R(P5)	2175,46	[N]
Reakce na západku zámku	R(Z)	5656,20	[N]
Reakce v uložení kyvného ramene	R(P3)	5434,15	[N]

3. 3. 5 Optimalizace rozměrů funkčních částí v mechanismu

V předešlých kapitolách (3. 3. 2) a (3. 3. 3) byl spočítán ovládací rozsah na konci páky a potřebné síly k ovládní. Výsledné hodnoty ovládacího rozsahu vyhovují zadanému rozmezí, nicméně jsou tyto hodnoty opravdu preferované a nejideálnější ze zadaného rozmezí hodnot. Výsledné síly působící na konci ovládací páky, zadanému rozmezí neodpovídají. Splnit zadané rozmezí a zároveň kontrolovat výstup, je možné pouze ideálně zvolenou optimalizací.

Zvolená optimalizace je založená na principu nalezení té ideální kombinace rozměru elementu a parametru pružiny v mechanismu, aby mechanismus dodržel zadané podmínky ovládacího rozsahu a síly.

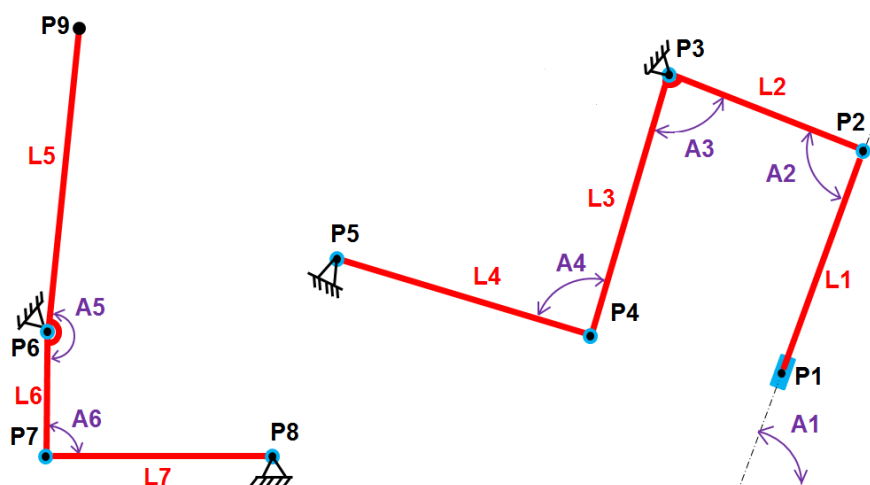
Postup vyhotovení optimalizace je uveden v následujících krocích.

- Určení elementů a úhlů, které mají vliv na výsledný ovládací rozsah a sílu.
- U závislých elementů a úhlů je nutné určení maximálních a minimálních hodnot, tak aby ve stroji nedocházelo ke kolizi.
- Zjištění preference hodnot ze zadaného ovládacího a silového rozmezí.
- Přiřazení váhy preference zadaného ovládacího a silového rozmezí, za pomoci koeficientu 0 až 1.
- Výpis všech kombinací rozměrů závislých elementů a úhlů.
- V každé kombinaci rozměrů elementů je nutný výpočet ovládací síly a ovládacího rozsahu.
- K výsledným ovládacím chodům a silám v každé kombinaci je třeba přiřadit koeficient podle bodu 4.
- Seřazení výsledných ovládacích chodů a sil od nejvyššího koeficientu po nejnižší.

Kombinace s nejvyšší hodnotou blíží se 1, je optimální kombinací rozměrů a parametru pružiny, dle zvoleného kritéria ovládacího rozsahu a síly.

Určení elementů a úhlů, které mají vliv na výsledný ovládací rozsah a sílu

Na obrázku (Obr. 25) jsou znázorněny všechny elementy a úhly v mechanismu. V tabulce níže (Tab. 9) jsou následně popsány a určeny ty elementy a úhly, které jsou na sobě závislé.



Obr. 25.: Schéma mechanismu s vyznačenými elementy a úhly.

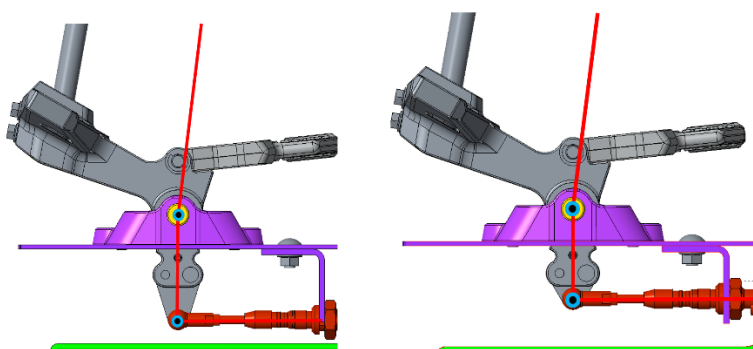
Tab. 9.: Popis elementů a úhlů.

Element	Popis
L1	Nezávislý na konečný ovládací rozsah a sílu
L2	Závislý na konečný ovládací rozsah a sílu
L3	Závislý na konečný ovládací rozsah a sílu
L4	Nezávislý na konečný ovládací rozsah a sílu
L5	Fixní délka
L6	Závislý na konečný ovládací rozsah a sílu
L7	Nezávislý na konečný ovládací rozsah a sílu

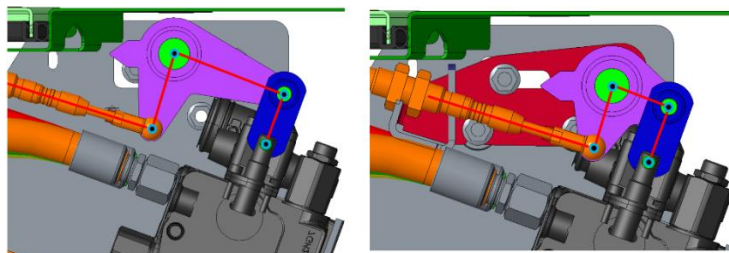
Úhel	Popis
A1	Fixní úhel
A2	zvolen 90° , z důvodu souměrnosti chodu
A3	Nezávislý na konečný ovládací rozsah a sílu
A4	zvolen 90° , z důvodu souměrnosti chodu
A5	Fixní úhel
A6	zvolen 90° , z důvodu souměrnosti chodu

Určení maximálních a minimálních hodnot u závislých elementů.

Z předešlé kapitoly z tabulky (Tab. 9) vyplívá, jaké elementy jsou závislé na ovládací síle a rozsah. To znamená, že různé délky těchto elementů budou mít za následek odlišný ovládací rozsah a sílu. K těmto elementům je zapotřebí přiřadit použitelné délkové rozmezí, takové velikosti, aby nedocházelo ke kolizi s jinými díly. Z předběžného modelu byly tyto stavy nasimulovány způsobem, jak je vyobrazené na obrázku (Obr. 26) a (Obr. 27). Níže v tabulce (Tab. 10) jsou uvedeny meze, které vyplynuly z modelu.



Obr. 26.: Zobrazení minimální a maximální délky elementu L6 v modelové zástavbě



Obr. 27.: Zobrazení minimální a maximální délky elementů L2 a L3 v modelové zástavbě.

Tab. 10.: Použitelné rozmezí délek elementů.

Element	Minimální délka [mm]	Maximální délka [mm]
L2	35	75
L3	37	50
L6	60	75

Zjištění preference hodnot ze zadaného ovládacího a silového rozmezí.

Pro zjištění preferovaných hodnot v zadaném rozmezí síly $\pm (12-24) \text{ N}$ a ovládacího rozsahu $\pm (70-110) \text{ mm}$ bylo upřesněno zadavatelem práce na základě zkušeností z provozu. Na základě toho byly zjištěny následující poznatky, podle kterých by měl být řízen výběr ideálních hodnot a parametrů.

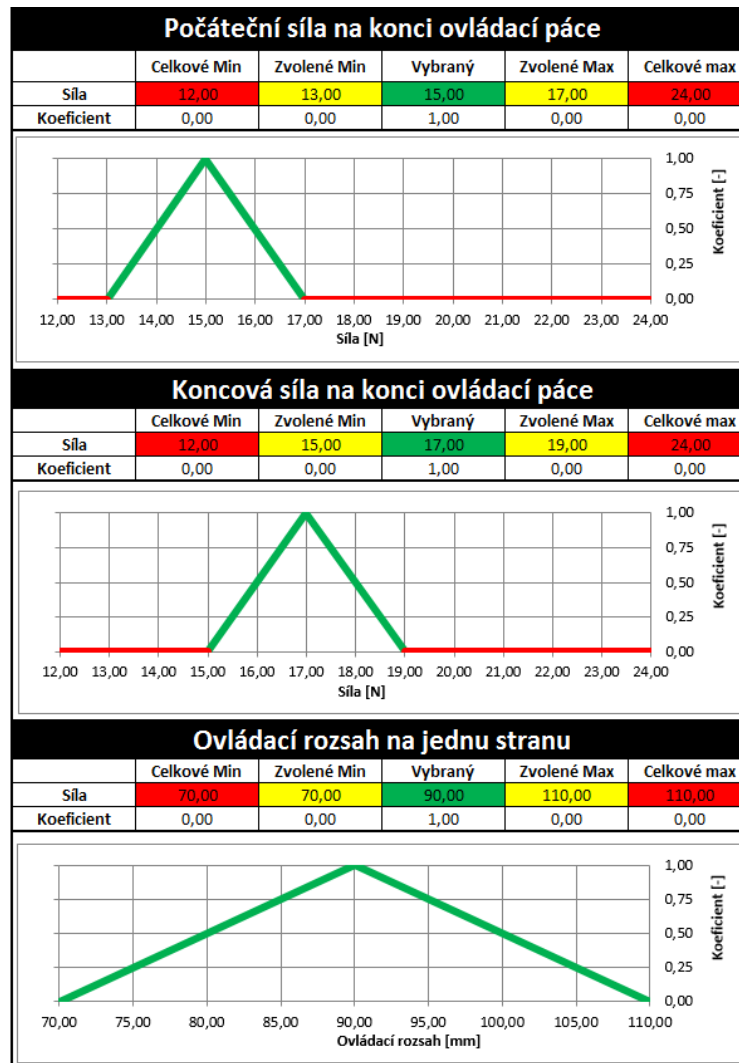
- Ovládací síla by měla být co možno nejnižší.
- Charakteristika ovládací síly, co možno nejplošší.
- Dostatečně vysoká počáteční síla, která by dobře vystředila páku do neutrální polohy.
- Ovládací rozsah by neměl být příliš velký, neboť by to nebylo pohodlné pro ovládání stroje.
- Ovládací rozsah by neměl být příliš malý, z důvodu nízké citlivosti ovladatelnosti stroje.

Z následujících poznatků vyplývá, že ovládací síla by měla být v nižších hodnotách a ovládací rozsah v hodnotách středních, dle zadaného rozmezí.

Přiřazení preferenční váhy k zadanému ovládacímu a silovému rozmezí.

Z předešlé kapitoly vyplývá, jaké hodnoty ze zadaného rozmezí budou maximálně preferovány. Tyto hodnoty budou označeny koeficientem 1. Hodnoty, které naopak preferovány nejsou, budou označeny koeficientem 0. Dále hodnoty, jež jsou stále ještě přijatelné, budou mít poměrný koeficient od 0 po 1.

Pro určení preference finálního výsledku byly zvoleny 3 kritéria: počáteční síla na ovládací páce, konečná síla na ovládací páce, maximální výchylka na konci ovládací páky. Níže na obrázku (Obr. 28), lze vidět jednotlivá kritéria a jejich míru koeficientů.



Obr. 28.: Diagramy přiřazení míry koeficientu ovládacímu rozsahu a síle.

Výpis všech kombinací rozměrů závislých elementů a úhlů.

Za pomoci programu Microsoft Excel bylo naprogramováno Makro, které je schopné uvést všechny kombinace. Pro vypsání kombinací je zapotřebí znát meze daného rozměru a velikost kroku, který rozměr rozdělí na jednotlivé varianty délek. Z tabulky (Tab. 10) byly získány krajní hodnoty, které byly následně rozděleny na krok 0,1. Pro zjištění optimální délkové kombinace elementů pro vyhledání nejbližšího možného koeficientu námi zvoleného kritéria, přesnost rozměru jedné desetiny je naprosto dostačující. Pro názornost je níže uveden obrázek (Obr. 29) zaznamenaných kombinací.

L2	L3	L6	F min	F pomer
35,00	37,00	60,10	134,50	7,00
37,00	37,00	60,20	134,50	7,00
37,00	37,00	60,30	134,50	7,00
37,00	37,00	60,40	134,50	7,00
37,00	37,00	60,50	134,50	7,00
37,00	37,00	60,60	134,50	7,00

↓ ↓ ↓ ↓ ↓

75,00	50,00	74,70	134,50	7,00
75,00	50,00	74,80	134,50	7,00
75,00	50,00	74,90	134,50	7,00
75,00	50,00	75,00	134,50	7,00

Obr. 29.: Kombinace rozměrů elementů.

Přiřazení ovládacích sil a ovládacího rozsahu

V každé kombinaci rozměrů elementů L2, L3 a L6 a pevných rozměrů, byla dopočtena ovládací síla a ovládací rozsah příslušné kombinace, na základě tabulky vstupů (Tab. 4). Tento výpočet byl proveden za pomoci naprogramování Makra v Microsoft Excel. Pro názornost je níže uveden obrázek (Obr. 30) uvedených kombinací s daným výpočtem ovládacího rozsahu a síly.

L2	L3	L6	F min	F pomer		Koncová síla F7 dopředu	Pocatect i síla F7 dopředu	Pocatect i síla F7 dozadu	Koncová síla F7 dozadu	Vychylka paky
35,00	37,00	60,10	134,50	7,00	→	-22,46	-18,09	15,93	20,11	76,01
37,00	37,00	60,20	134,50	7,00	→	-22,49	-18,11	15,95	20,14	75,89
37,00	37,00	60,30	134,50	7,00	→	-22,52	-18,13	15,98	20,17	75,76
37,00	37,00	60,40	134,50	7,00	→	-22,55	-18,15	16,00	20,20	75,63
37,00	37,00	60,50	134,50	7,00	→	-22,58	-18,17	16,02	20,23	75,51
37,00	37,00	60,60	134,50	7,00	→	-22,61	-18,19	16,04	20,26	75,38

↓ ↓ ↓ ↓ ↓

75,00	50,00	74,70	134,50	7,00	→	-38,84	-30,42	28,26	36,62	38,50
75,00	50,00	74,80	134,50	7,00	→	-38,89	-30,45	28,30	36,67	38,45
75,00	50,00	74,90	134,50	7,00	→	-38,93	-30,48	28,33	36,71	38,40
75,00	50,00	75,00	134,50	7,00	→	-38,98	-30,52	28,37	36,76	38,35

Obr. 30.: Výpočet sil a maximální ovládací výchylky páky.

Přirazení koeficientu k výsledným ovládacím chodům a silám v každé kombinaci.

V každé kombinaci délky jednotlivého elementu byly vypočteny příslušné síly a ovládací rozsah. K tomu, aby výsledky mohly být zanalyzovány, je zapotřebí vybrat takové výsledky, které se pohybují v rozmezí zadání. Každému výsledku je přiřazena váha koeficientu podle obrázku (Obr. 28). Hodnoty, které nejsou v zadaném rozmezí, mají nulový koeficient. Následně z tohoto dostaneme 3 koeficienty, které jsou uplatnitelné pro počáteční sílu, koncovou sílu a ovládací rozsah. Při vynásobení těchto koeficientů vznikne jeden celkový koeficient a pokud splňuje podmínku, že je vyšší než 0 znamená to, že jsou všechny tři kritéria rozmezí splněná. Koeficient, nejbližší 1, je nejpreferovanější hledanou kombinací. Naleznuté kombinace nejbližší 1, jsou uvedeny v tabulce (Tab. 11).

Tab. 11: Výsledné síly a ovládací rozsah vyhodnocený optimalizací.

Celkový koeficient	Rozměr elementu			Typ pružiny		Koncová síla F7 dopředu	Počáteční síla F7 dopředu	Počáteční síla F7 dozadu	Koncová síla F7 dozadu	Výchylka páky
	Element L2	Element L3	Element L6	Počáteční síla	Silový poměr					
	[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[mm/N]					
0,2275	37,00	49,80	67,00	134,50	7,00	-20,12	-16,51	14,36	17,80	86,84
0,2091	37,00	49,80	67,20	134,50	7,00	-20,17	-16,54	14,39	17,85	86,58
0,2030	37,00	49,60	67,00	134,50	7,00	-20,19	-16,56	14,40	17,87	86,49
0,1961	37,20	49,80	67,00	134,50	7,00	-20,20	-16,57	14,42	17,88	86,37
0,1917	37,00	49,80	67,40	134,50	7,00	-20,22	-16,58	14,43	17,90	86,32

Z optimalizace rozměrů vychází nejlépe kombinace s příslušným koeficientem 0,22. Této kombinaci přísluší následující nové rozměry závislých délek elementu a typu pružiny. Dané hodnoty jsou uvedeny v tabulce (Tab. 12).

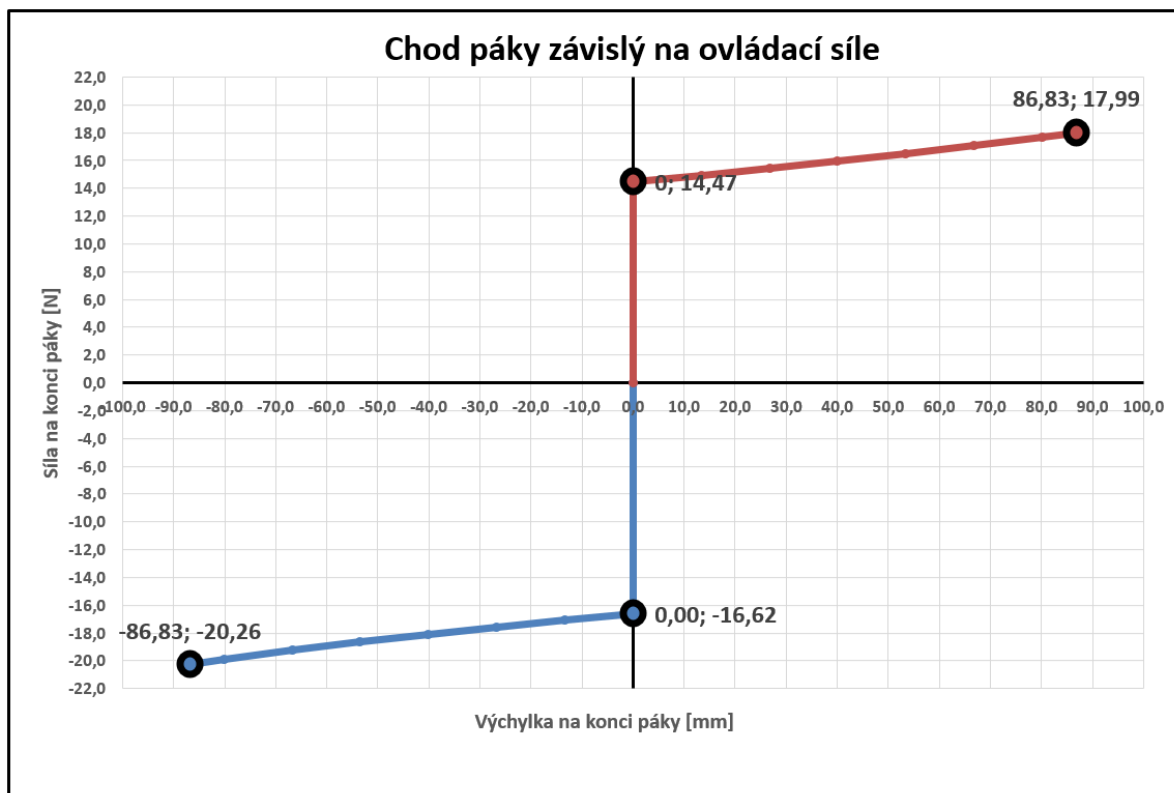
Tab. 12.: Nove navržené hodnoty po optimalizaci.

Délka elementu (L2)	37,00	[mm]
Délka elementu (L3)	49,80	[mm]
Délka elementu (L6)	67,00	[mm]
Typ pružiny v hydraulickém rozvaděči	Typ 5	
Síla pružiny v konečné poloze (+/- 6,5mm)	180,00	[N]
Síla pružiny v neutrální poloze	134,50	[N]

3. 3. 6 Přepočet ovládací síly, ovládacího rozsahu a reakčních sil po optimalizaci rozměrů

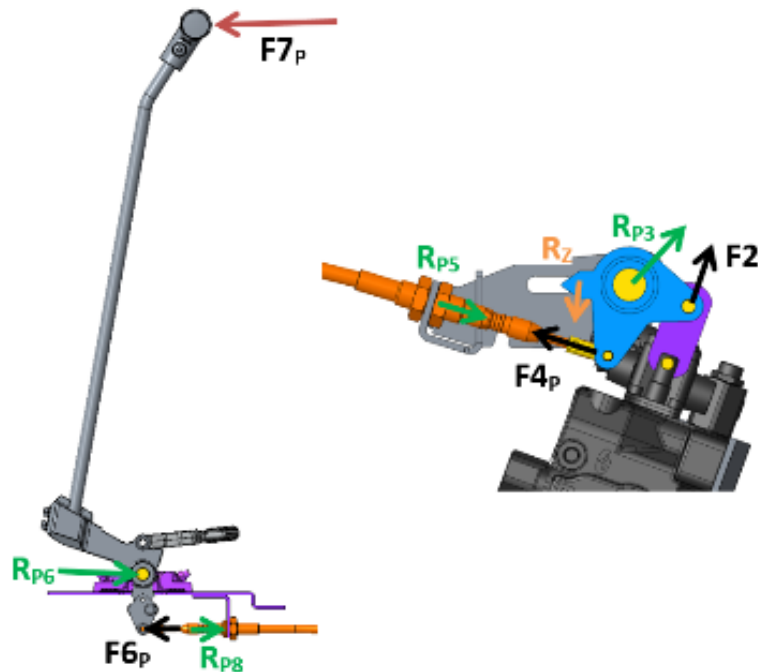
Po optimalizaci byly zjištěny nové rozměry, které jsou odlišné od rozměrů se kterými se pracovalo v kapitole (3. 3. 2) počáteční kinematika a (3. 3. 3) rozbor reakčních sil. K těmto nově zjištěným rozměrům je nutné znovu přepočítat veškeré síly a polohy. K přepočtu je použit matematický model, který je vypočítán stejným způsobem, jako v předešlých kapitolách (3. 3. 2) a (3. 3. 3). Přepočet vychází z nově navržených rozměrů elementů L2, L3, L6 a jiného typu pružiny (Typ 5).

Po přepočtu byly zjištěny nové ovládací síly a ovládací rozsah na páce. Nově vypočítána závislost ovládacího chodu na síle je znázorněna na obrázku (Obr. 31). Závislost vyznačená červenou čarou představuje výchylku páky směrem k operátorovi a závislost vyznačená modrou čarou uvádí výchylku páky směrem od operátora.



Obr. 31.: Graf znázorňující závislost chodu páky na ovládací síle.

Nově přepočítané působení reakčních sil v režimu přetížení, které bylo popsáno v kapitole (3. 3. 4), je vyobrazeno v tabulce (Tab. 13). Jejich poloha je znázorněna na obrázku (Obr. 32). Tyto síly znázorňují maximální zatížení v uložení. Na toto zatížení je zapotřebí na dimenzovat jednotlivé díly.



Obr. 32.: Poloha působení reakcí a sil v mechanismu.

Tab. 13.: Reakční síly a síly působící v mechanismu po optimalizaci.

Síla v režimu provozu	F2	182,39	[N]
Síly v režimu přetížení	F4(P)	1948,29	[N]
	F6(P)	1948,29	[N]
	F7(P)	196,20	[N]
Reakce	R(P3)	5287,62	[N]
	R(P5)	1948,29	[N]
	R(P6)	2143,66	[N]
	R(P8)	1948,29	[N]
	R(Z)	3880,99	[N]

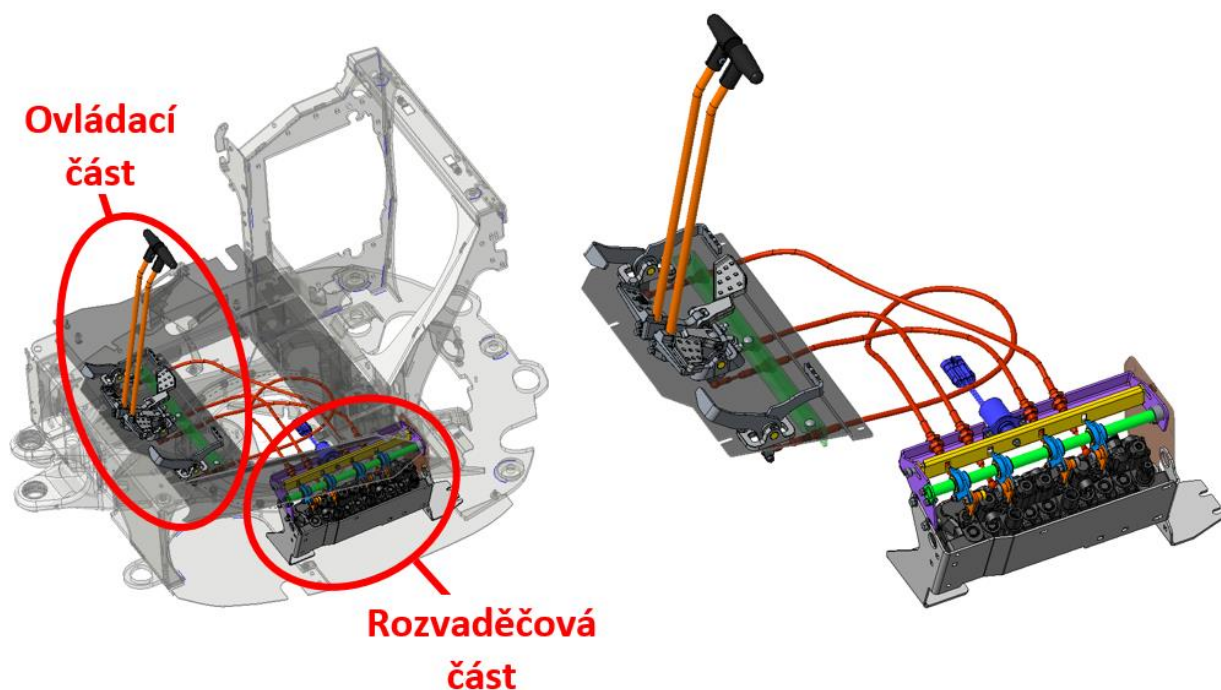
3. 4 Vytvoření 3D modelu sestavy

Kompletní modelová a výkresová dokumentace je vytvořena za pomoci programu Creo Parametric 3 od společnosti PTC. Modely jsou vedeny a číslovány podle zavedených pravidel zadavatele.

V předešlé kapitole byly vypočteny základní rozměry kinematiky. Z těchto rozměrů již lze zhotovit základní 3D model a navrhnout předběžný tvar dílů, které mohou být následně pevnostně kontrolovány. Vzhledem k tomu, že úkolem této práce je navrhnout mechanické ovládání s maximální výrobní cenovou úsporou oproti současnému ovládání. Díly jsou navrženy co možná nejjednodušeji na výrobu. Dále, kluzné uložení je taktéž zvoleno s maximální efektivitou na minimalizaci vůlí a zároveň s minimální pořizovací cenou.

Na obrázku (Obr. 33) je zobrazen celý mechanismus, který je rozdělen na dvě části: ovládací a rozvaděčovou. Každá část bude následně znázorněna a popsána.

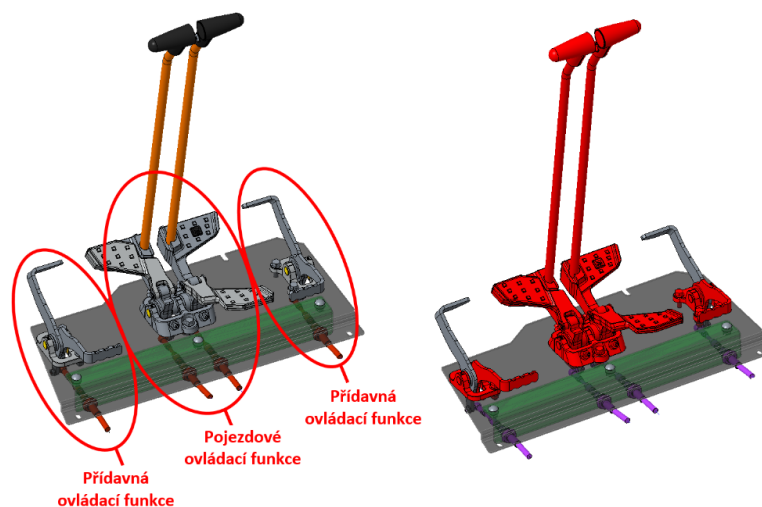
V příloze [A] je přiložen návrhový výkres celé sestavy. Výkres byl vytvořen podle zavedených pravidel a interních standartů zadavatele z firmy Bobcat.



Obr. 33.: 3D model celého ovládacího mechanismu.

3. 4. 1 3D model ovládací části stroje

Ovládací část, která je vyobrazena na obrázku (Obr. 34) obsluhuje operátor. Je složena ze tří částí – dvou přídatných funkcí a jedné pojezdové funkce. Pojezdová funkce se skládá ze dvou ovládacích prvků, které umožňují zatáčení stroje. Díly ovládacích prvků, které jsou vyznačené červenou barvou, jsou převzaty z jiné modelové řady rypadla.



Obr. 34.: 3D model ovládací části stroje.

Přídavné ovládací funkce

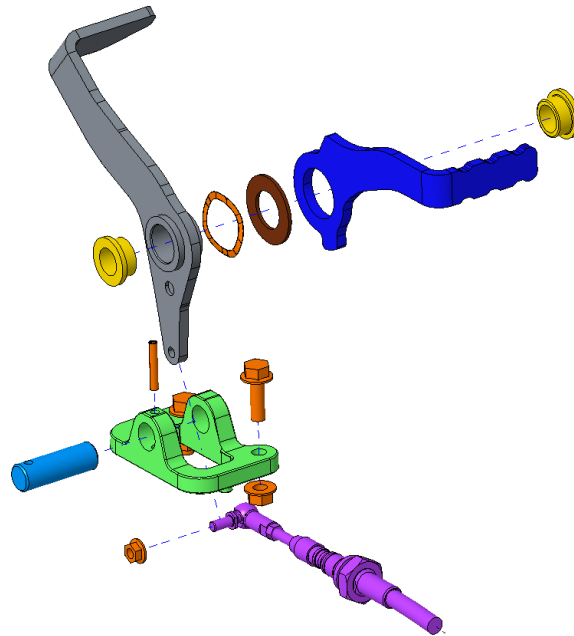
Přídavné ovládací funkce jsou vůči sobě zrcadlově stejné. Z velké většiny pravá i levá přídatná funkce disponuje stejnými díly a jsou navrženy, tak aby byly zrcadlově stejné. Z toho důvodu bude popsána pouze jedna z daných funkcí.

Pedál na ovládní má dvě polohy (Obr. 35) otevřeno a zavřeno. Při zavřené poloze se pedál se přídatná funkce nevyužívá.



Obr. 35.: Ovládací polohy pedálu přídatné ovládací funkce.

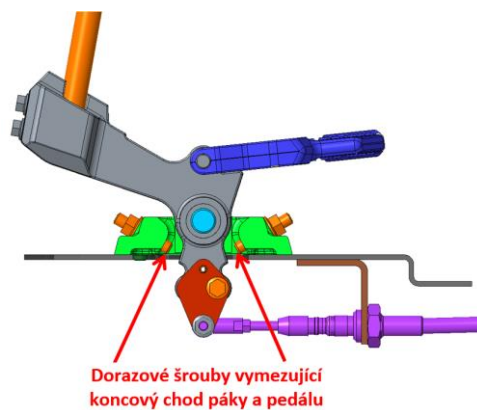
Na obrázku (Obr. 36) je znázorněn modelový rozpad pedálu. Pedál je uložen na čepu za pomoci dvou kluzných pouzder. Pedál je uložen s radiální i axiální vůlí.



Obr. 36.: Modelový rozpad přídavného ovládacího pedálu.

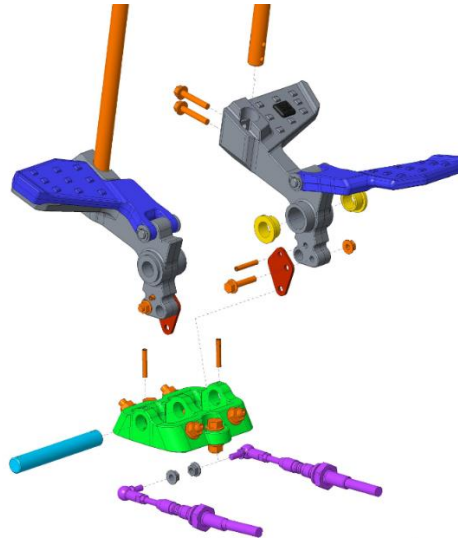
Pojzdová ovládací funkce

Pojzdová funkce obsahuje dvě ovládací páky usazené v odlitku pedálu. Jak lze pozorovat na obrázku (Obr. 37), tak koncové výchylky pedálu jsou nastaveny dorazovými šrouby, tudíž přetížení v koncových polohách působí do šroubů, a ne do samotné kinematiky mechanismu.



Obr. 37.: Zobrazení dorazových šroubů v ovládní pojzdových funkcí.

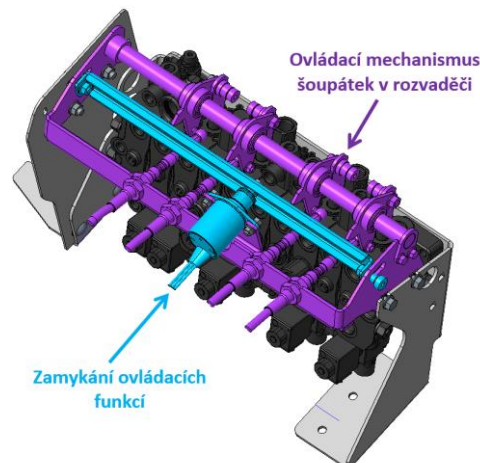
Na obrázku (Obr. 38) je znázorněn modelový rozpad pojezdových ovládacích funkcí. V pedálu jsou zalisované dvě kluzná pouzdra, dále je přišroubován plech, na který je namontován bowden a nasazena ovládací páka. Pedál je uložen na čepu s radiální vůlí a axiální uložení je zde přechodné. Přechodné uložení je z důvodu maximální eliminace boční vůle. Při nadměrné boční vůli by mohlo dojít ke kolizi madel umístěných na konci ovládací páky.



Obr. 38.: Modelový rozpad pojezdových ovládacích funkcí.

3. 4. 2 3D model rozvaděčové části stroje

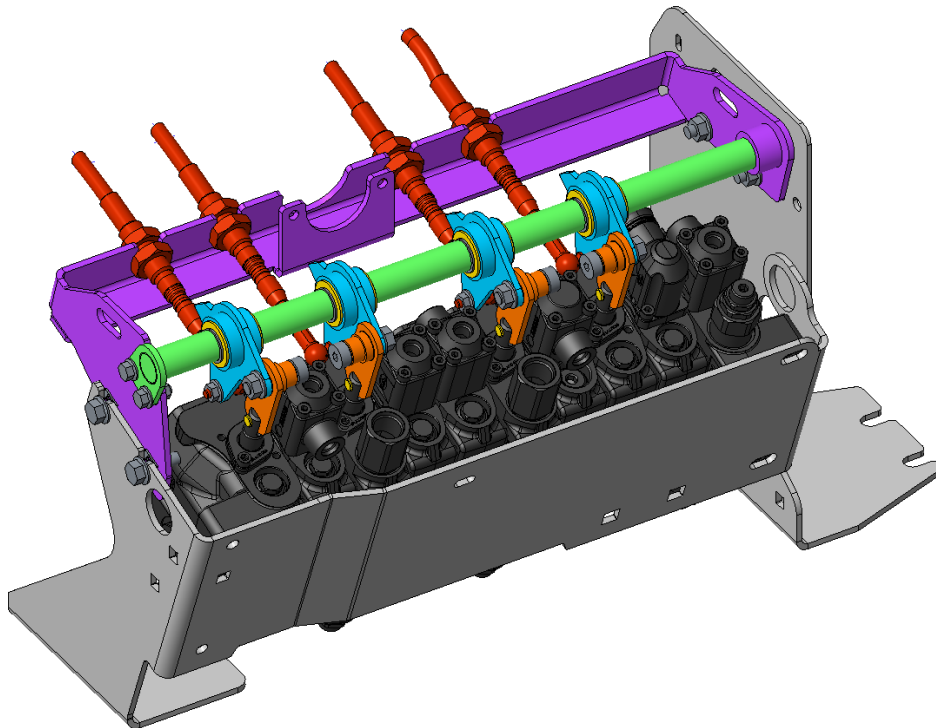
Na obrázku (Obr. 39) je znázorněno ovládání v rozvaděčové části stroje, které se skládá ze dvou částí – uzamykací části všech ovládacích funkcí a z části mechanismu pro ovládání šoupátek jednotlivých funkcí.



Obr. 39.: 3D model rozvaděčové části stroje.

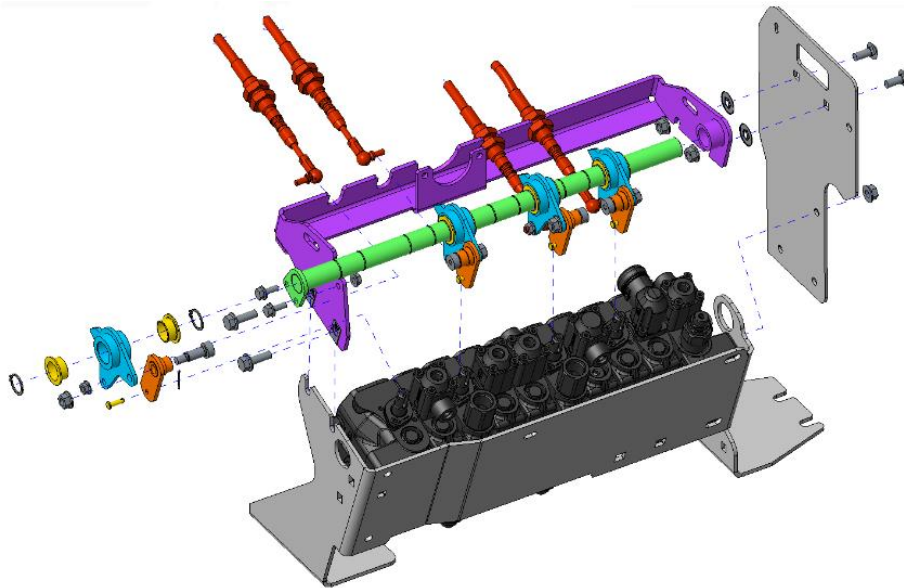
Ovládací mechanismus šoupátek v mechanismu

Na obrázku (Obr. 40) je znázorněn ovládací mechanismus jednotlivých šoupátek. Mechanismus byl navržen tak aby měl maximální počet stejných dílů založených na jednoduché výrobě. Všechny kyvné členy zobrazené modrou barvou jsou stejné. Dále spojovací táhla vyznačené oranžovou barvou mezi šoupátkem a kyvným členem, jsou také stejné.



Obr. 40.: Ovládací mechanismus v rozvaděčové části stroje.

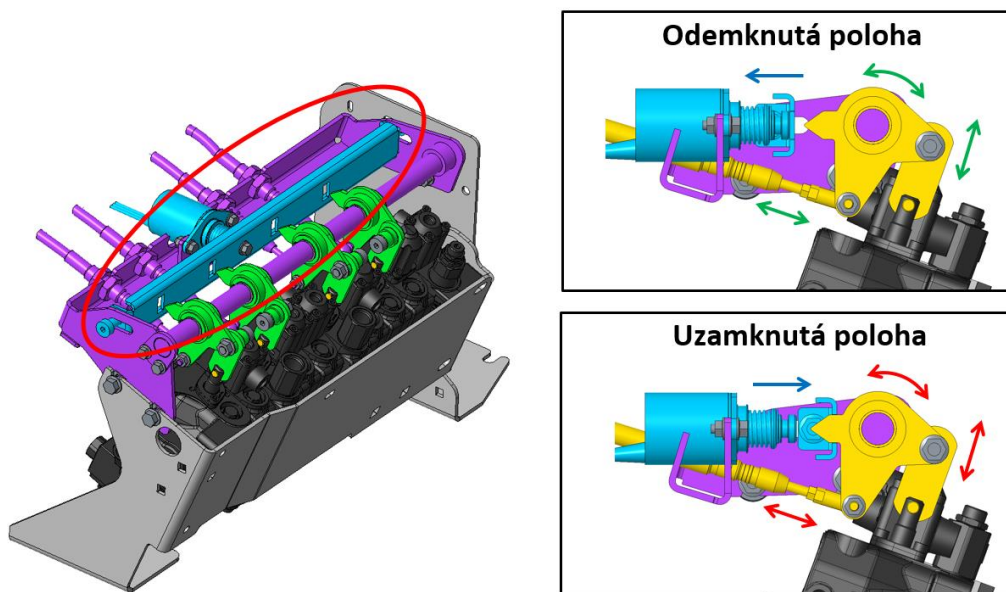
Níže je uveden obrázek (Obr. 41) modelového rozpadu mechanismu. Hlavní hřídel nesoucí kyvné ramena je pevně uložena z jedné strany v pouzdru, z druhé strany je přišroubována. Kyvné rameno je řešeno jako svařenec obráběného pouzdra a plechu. Do ramena jsou vlisovány dvě kluzná pouzdra, a to celé je uloženo na hřídeli s radiální i axiální vůlí, kde v axiálním směru je rameno pojištěno pojistnými kroužky pro hřídele. Táhl spojující kyvné rameno a šoupátko rozvaděče je uloženo z jedné strany na lícovaném šroubu a z druhé na čepu s hlavou. Díly mechanismu zajišťující pohyb jsou nesený na hlavním plechu znázorněném fialovou barvou. Tento hlavní plech se montuje do držáku rozvaděče.



Obr. 41.: Modelový rozpad mechanismu v rozvaděčové části.

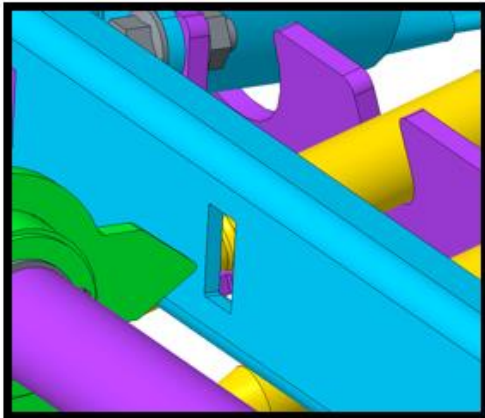
Zamykací mechanismus ovládacích funkcí

Na obrázku (Obr. 42) je znázorněn zamykací mechanismus ve dvou polohách, a to v uzamčené poloze a odemknuté poloze. Zámek ovládacího mechanismu se aktivuje v režimu vypnutého stroje nebo při absenci operátora ve stroji. Uzamykání funguje na principu tvarového styku, jak je znázorněno na obrázku (Obr. 43), kuželového výčnělku a obdélníkové díry. Při uzamykání je plechová závora natlačena za pomoci solenoidu do kuželových výčnělků kyvných ramen a následně tak dojde k uzamčení.

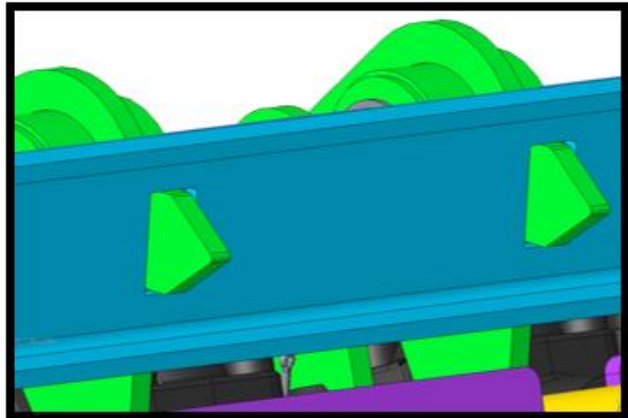


Obr. 42.: Zamykací mechanismus.

Odemknutá poloha

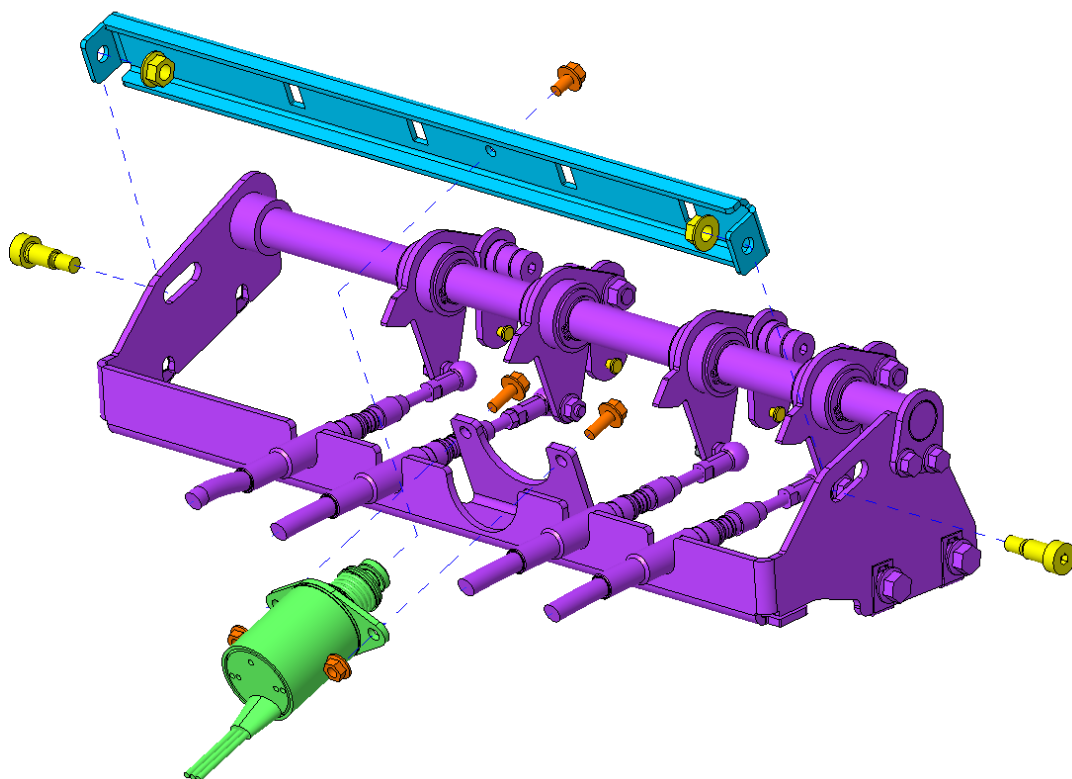


Uzamknutá poloha



Obr. 43.: Tvarový styk uzamykacích těles.

Níže na obrázku (Obr. 44) je zobrazen modelový rozpad uzamykacího mechanismu, složený z uzamykací závory a ovládacího solenoidu. Uzamykací závora je uložena za pomoci dvou lícovaných šroubů, které se pohybují v oválných drážkách hlavního nosného plechu. Solenoid je přišroubován k hlavnímu nosnému plechu a pohyblivá pístnice k uzamykací závoře.



Obr. 44.: Modelový rozpad uzamykacího mechanismu.

3. 5 Pevnostní návrh a kontrola komponentů v mechanismu [7]

Na základě vypočítaných sil uvedených v tabulce (Tab. 13), jsou pevnostně navrženy průměry hřídelů, průměry šroubů, tloušťky plechů. Vybrané díly mohou být případně vybrány z katalogů, které mají odpovídající parametry danému zatížení. V mechanismu jsou také díly, které byly převzaty z jiných strojů, jež byly zkontrolovány tak, aby dané zatížení vydrželo. V předešlé kapitole (3. 4) byl navržen tvar jednotlivých komponentů, které byly namodelovány podle jejich funkčních rozměrů, jež byly vypočteny v kapitole (3. 3).

V mechanismu budou pevnostně vyšetřovány takové díly, které jsou zatěžovány vysokými silami a mohlo by tak dojít k jejich pevnostnímu poškození. Vzhledem k tomu, že je ovládání hydraulického rozvaděče složeno ze 4 jednotlivých mechanismů v kterých je totožné zatížení, budou komponenty voleny stejné, za předpokladu, že to bude možné.

Ovládací páka

Ovládací páka je díl, který je již používán v jiném stroji. Z toho důvodu bude pevnostně kontrolován. Níže na obrázku (Obr. 45) jsou uvedeny parametry týkající se ovládací tyče. Daná tyč je na konci lehce ohnutá, avšak pro výpočet bude považována za rovnou. Výpočtové hodnoty jsou uvedeny v tabulce (Tab. 14).



Obr. 45.: Tyč ovládací páky.

Tab. 14.: Vstupní hodnoty pro pevnostní výpočet ovládací tyče.

Dovolené napětí v ohybu	σ_{D0}	300	[N/mm ²]
Délka tyče	s_1	597,74	[mm]
Průměr tyče	d_1	16	[mm]
Zatěžující síla	F7(P)	196,2	[N]

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{D0} \quad (70)$$

$$M_o = F7(P) \cdot s_1 = 196,2 \cdot 16 = 117\,276,56 \text{ [N/mm]} \quad (71)$$

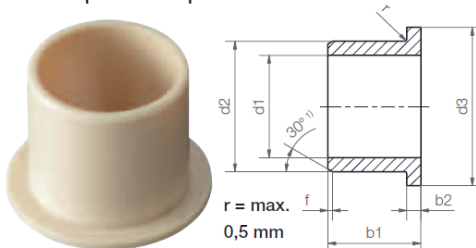
$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot d_1^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 16^3 = 402,12 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (72)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{117\,276,56}{402,12} = 291,64 \text{ [N/mm}^2\text{]} \leq 300 \text{ [N/mm}^2\text{]} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (73)$$

Kluzné pouzdro

Kluzné pouzdro je zatížené reakcí R_{P6} uložení páky. Toto zatížení nabývá maximální hodnoty 2143,66N. Kluzné pouzdro je nakupovaná katalogová komponenta. Jak lze vidět na obrázku (Obr. 46), maximální povrchový tlak, na mezi pevnosti je 35MPa. Z toho vyplývá, že je z reakce nutné dopočítat tlak působící na pouzdro.

Kluzná pouzdra s přírubou



Rozměry dle normy ISO 3547-1 a speciálních rozměrů

d1	d1-Tolerance*	d2	d3 d13	b1 h13	b2 -0,14
16,0	+0,050 +0,160	22,0	28,0	12,0	3,0

Průměr d1 [mm]	Hřidel h9 [mm]	iglidur® J E10 [mm]	Vrtání H7 [mm]
do 3	0-0,025	+0,014 +0,054	0 +0,010
> 3 až 6	0-0,030	+0,020 +0,068	0 +0,012
> 6 až 10	0-0,036	+0,025 +0,083	0 +0,015
> 10 až 18	0-0,043	+0,032 +0,102	0 +0,018

Mechanické vlastnosti

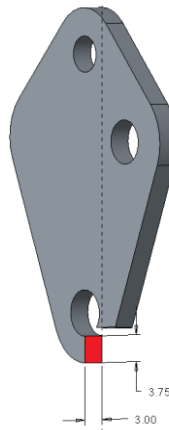
Modul pružnosti	MPa	2,400	DIN 53457
Mez pevnosti v tahu (+20°C)	MPa	73	DIN 53452
Pevnost v tlaku	MPa	60	
Max. statický povrchový tlak (+20°C)	MPa	35	
Tvrdost dle Shoreho		74	DIN 53505

Obr. 46.: Katalogový list kluzného pouzdra. [8]

$$p = \frac{F}{d_1 \cdot b_1} = \frac{2\,143,66}{16 \cdot 12} = 11,16 \text{ [MPa]} \leq 35 \text{ [MPa]} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (74)$$

Plechová spojka pro bowden

Plechová spojka (Obr. 47) slouží k napojení bowdenu na pedál. Přenáší sílu od pedálu na bowden. Na obrázku je znázorněno výpočtové místo. Výpočtové hodnoty jsou uvedeny v tabulce (Tab. 15).



Obr. 47.: Plechová spojka pro bowden.

Tab. 15.: Vstupní hodnoty pro pevnostní výpočet plechové spojky bowdenu.

Dovolené napětí v tahu	σ_D	310	[N/mm ²]
Tloušťka plechu	s1	3,00	[mm]
Strana	s2	3,75	[mm]
Zatěžující síla	F7(P)	1948,29	[N]

$$\sigma = \frac{F7(P)}{S} \leq \sigma_D \quad (75)$$

$$\sigma = \frac{F7(P)}{S} = \frac{1948,29}{3 \cdot 3,75} = 173,18 \text{ [N/mm}^2\text{]} \leq 310 \text{ [N/mm}^2\text{]} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (76)$$

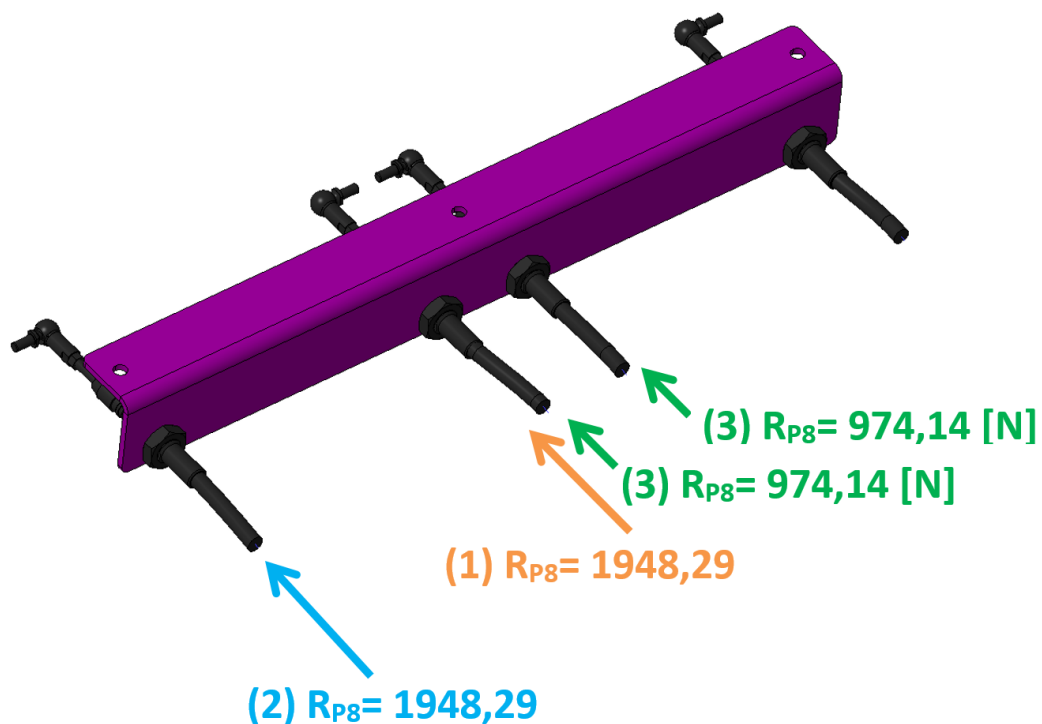
Držák bowdenů

Do držáku na bowdeny jsou uchyceny 4 bowdeny. Maximální zatížení držáku může nastat při přetížení mechanismu v uzamčeném režimu. Přetížení bylo vypočítáno pouze na jednu ovládací funkci. Na základě shodné kinematiky, [Mechanické ovládání hydraulických rozvaděčů pásových rypadel](#)

je přetěžující síla shodná ve všech čtyřech funkcích. Vzhledem k tomu, že operátor není schopen vyvolat přetížení ve všech ovládacích funkcích současně, simulují se 3 různé stavy tohoto přetížení. To by znamenalo vyvolat sílu 20 kg na každou ovládací páku a 135 kg na každý pedál přidavné ovládací funkce. Z toho důvodu jsou nasimulovány tři stavy přetížení, kde jsou jednotlivé zatížení znázorněny na obrázku (Obr. 48)

Stavy přetížení:

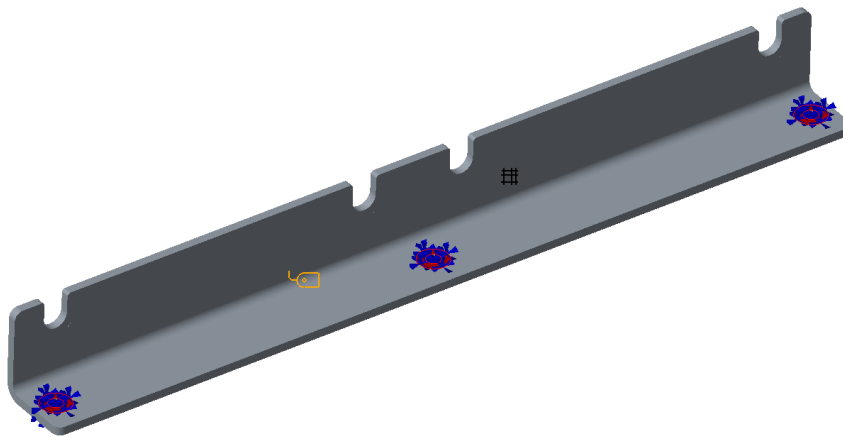
- Stav 1: Přetížení jedné ovládací páky (operátor vyvine sílu na páku 20 kg)
- Stav 2: Přetížení přidavné ovládací funkce pedálu (operátor vyvine sílu na pedál 120 kg)
- Stav 3: Přetížení dvou ovládacích pák současně (operátor vyvine sílu na každou páku zvlášť 10 kg)



Obr. 48.: Zatížení držáků bowdenů ve třech režimech.

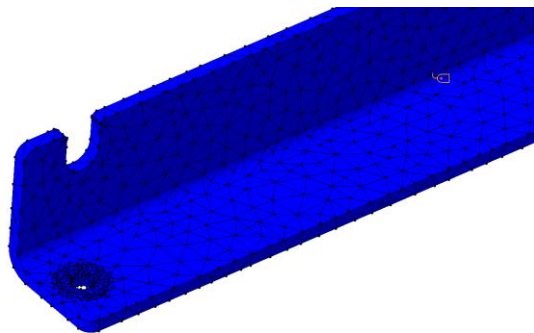
Kompletní návrh držáku bowdenů je realizován na základě metody konečných prvků (MKP), která je provedena za pomoci softwaru Promechanica Creo Simulate 3.

Držák je upevněn k podlaze za pomoci třech šroubů, tyto spoje jsou nasimulovány jako prstence o velikosti hlavy šroubů viz obrázek (Obr. 49) a jsou zamezeny posuny ve třech osách: x, y, z.



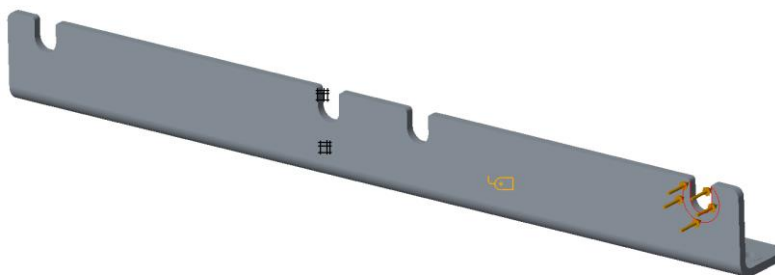
Obr. 49.: Podpory uložení držáku bowdenů.

Dále byl držák vysíťován, viz obrázek (Obr. 50) defaultně nastavenou sítí tetra, kde v místech simulovaných spojů šroubů bylo nastaveno zhuštění sítě.



Obr. 50.: Síťování držáku bowdenů.

Zatížení vyvolávající bowden bylo staveno, jako spojité zatížení na plochu dotyku od matice bowdenů. Na obrázku (Obr. 51) je znázorněno nastavení zatížení pro stav 2.

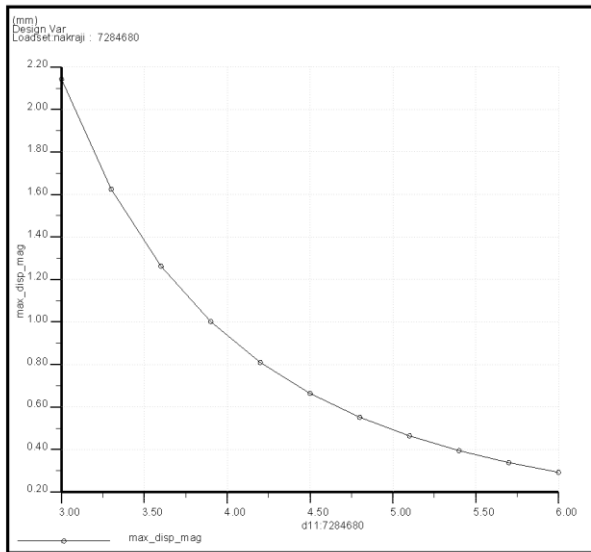


Obr. 51.: Zatížením držáku bowdenů.

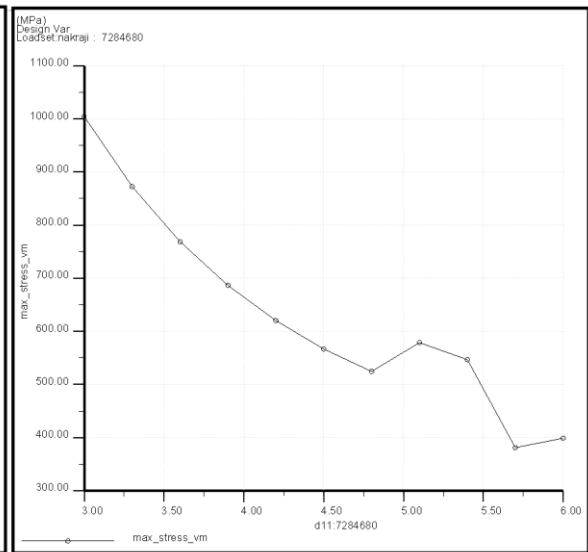
Na závěr byl nastaven materiál s materiálovými vlastnostmi.

K tomu, aby bylo dosaženo optimální tloušťky plechu, při dovolené mezi kluzu je v programu nastaven mód optimalizace, který vymezení krajní meze tloušťky plechu, jenž mají být vyšetřovány. Výstupem z programu jsou grafy znázorňující závislosti týkající se maximální deformace a maximálního napětí na tloušťce plechu, viz na obrázku (Obr. 52) pro stav 2 zatížení v krajním bowdenu.

Závislost deformace na tloušťce plechu



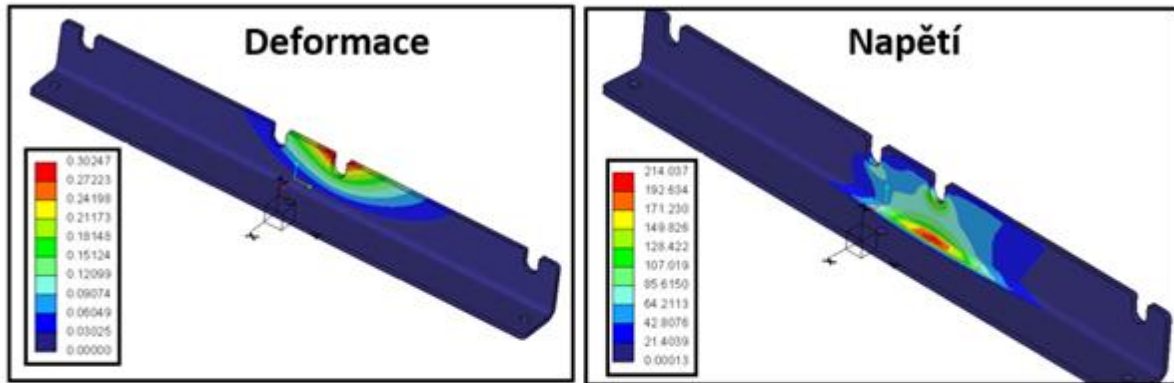
Závislost napětí na tloušťce plechu



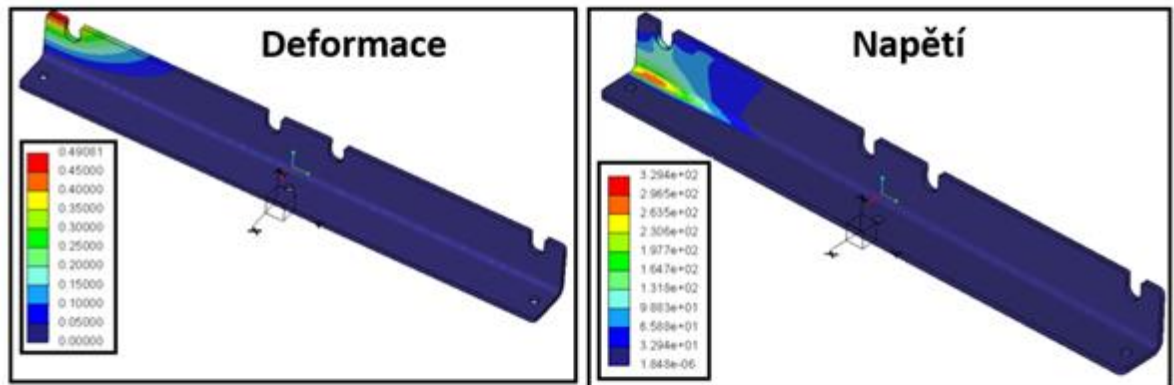
Obr. 52.: Optimalizační grafy na tloušťku plechu držáku plechu.

Na základě grafů optimalizace je volena tloušťka plechu 5 mm. Pro tuto tloušťku jsou nasimulovány všechny tři stavy přetížení. Na obrázku (Obr. 53) jsou znázorněny deformace a napětí v jednotlivých stavech. V tabulce (Tab. 16) jsou uvedeny výsledné maximální hodnoty deformace a napětí v jednotlivých stavech. K nejkritičtějšímu stavu dochází při přetížení bowdenu na kraji držáku plechu, kde je maximální deformace 0,49 mm a maximální napětí 329,4 N/mm². Materiál plechu má dovolené napětí 350 N/mm², tudíž plech => **VYHOVUJE**.

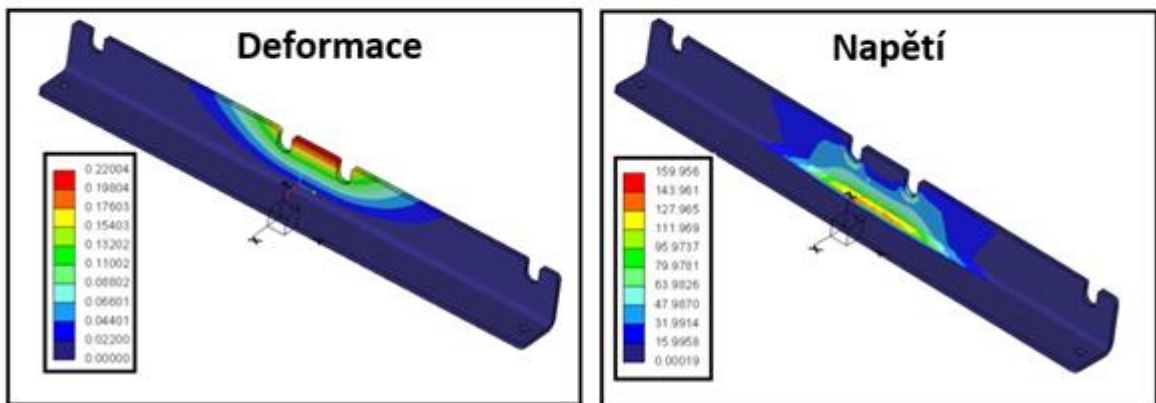
Stav přetížení 1



Stav přetížení 2



Stav přetížení 3



Obr. 53.: MKP simulace držáku na bowdeny.

Tab. 16.: Výsledné maximální deformace a napětí držáku ve třech stavech.

	Maximální deformace [mm]	Maximální napětí [N/mm]
Stav 1	0,30	214,04
Stav 2	0,49	329,60
Stav 3	0,22	159,96

Čep v uložení pedálu s ovládacími pákami

Na čepu jsou uloženy dva pedály za pomoci kluzných pouzder. Na každé straně pedálu, je síla působící na čep, která je rozdělena do každého kluzného pouzdra. Uložení pedálu je naprosto symetrické a nosník hřídele představuje staticky neurčitou úlohu. Maximální moment v nosníku je počítán za pomoci Vereščaginova pravidla.

Níže na obrázku (Obr. 54) je znázorněn nosník, který znázorňuje zavedenou jednotkovou sílu v místě uložení. Průběhy výpočtových momentů, ze kterých bude určen celkový maximální moment, na základě něhož bude kontrolován stav hřídele. Dále je zobrazena tabulka (Tab. 17) vstupních hodnot pro výpočet pevnostní kontroly.

Tab. 17.: Vstupní hodnoty pro pevnostní výpočet čepu pedálů.

Dovolené napětí v ohybu	σ_{D0}	375	[N/mm ²]
Průměr hřídele	d_1	16	[mm]
Délka podpor	L_1	51	[mm]
Délka ramene působící síly	L_2	6	[mm]
Zatěžující síla	R(P6)	2143,66	[N]

Staticky neurčitý nosník má tři podpory. Řešením této úlohy je odebrání jedné vazby C a nahrazení reakcí R_c . Podpora v místě C má deformační podmínku

$V_B = 0$. Velikost průhybu V_B v bodě B je vyjádřena za pomoci Vereščaginova pravidla.

$$v = \frac{1}{E \cdot J_z} \cdot \sum A_{Mi} \cdot m_{Ti}^{vc}, \quad (77)$$

Pro vyjádření průhybu v bodě C se získá rovnice:

$$V_C = \frac{1}{E \cdot J_z} \cdot \left\{ \left[\frac{1}{2} \cdot R_C \cdot L_1^2 \right] \cdot \left[\frac{2}{3} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot L_1 \right) \right] + \left[\frac{2}{3} \cdot R_{P6} \cdot L_2^2 \right] \cdot \left[\frac{2}{3} \cdot \frac{L_2}{L_1} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot L_1 \right) \right] + \left[\frac{4}{3} \cdot R_{P6} \cdot L_2 \cdot (L_1 - 2L_2) \right] \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot L_1 \right) \right] + \left[-R_{P6} \cdot L_1 \cdot (L_1 + L_2) \right] \cdot \left[\frac{2}{3} \cdot \frac{(L_1 + L_2)}{L_1} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot L_1 \right) \right] + \left[\frac{1}{2} \cdot (L_1 - 2L_2) \cdot \left(-\frac{1}{2} \cdot R_{P6} \cdot L_1 - \frac{4}{3} \cdot R_{P6} \cdot L_2 \right) \right] \cdot \left[\frac{2}{3} \cdot \frac{L_2}{L_1} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot L_1 \right) \right] \right\}. \quad (78)$$

Po dosazení do rovnice a výpočtu, dostaneme že:

$$V_C = \frac{1}{E \cdot J_z} \cdot (22108,5 R_C + 20344440,27) = 0 \quad (79)$$

Za předpokladu reálného nosníku, bude $E \cdot J_z \neq \infty$ a musí tedy platit:

$$R_C = \frac{20344440,27}{22108,5} = 920,20 [N] \quad (80)$$

Zbývající reakce v podporách se dopočítají z momentové a silové rovnováhy.

$$y: \quad 0 = R_A + R_B + R_C - R_{P6} \quad (81)$$

$$M_A: \quad 0 = R_B \cdot 2L_1 + R_C \cdot L_1 - \frac{R_{P6}}{2} \cdot (L_1 + L_2) - \frac{R_{P6}}{2} \cdot (2L_1 - L_2) \Rightarrow R_B = 1147,64 [N] \quad (82)$$

$$R_A = -R_B - R_C + R_{P6} = -1147,64 - 920,20 + 2143,66 = 75,81 [N] \quad (83)$$

Výpočet průběhu momentu je následně proveden od podpory A k podpoře B. Průběh výsledného momentu je uveden na obrázku (Obr. 54). Maximální ohybový moment nabývá hodnoty 9842,5 [N/mm²]. K danému momentu je také provedena kontrola.

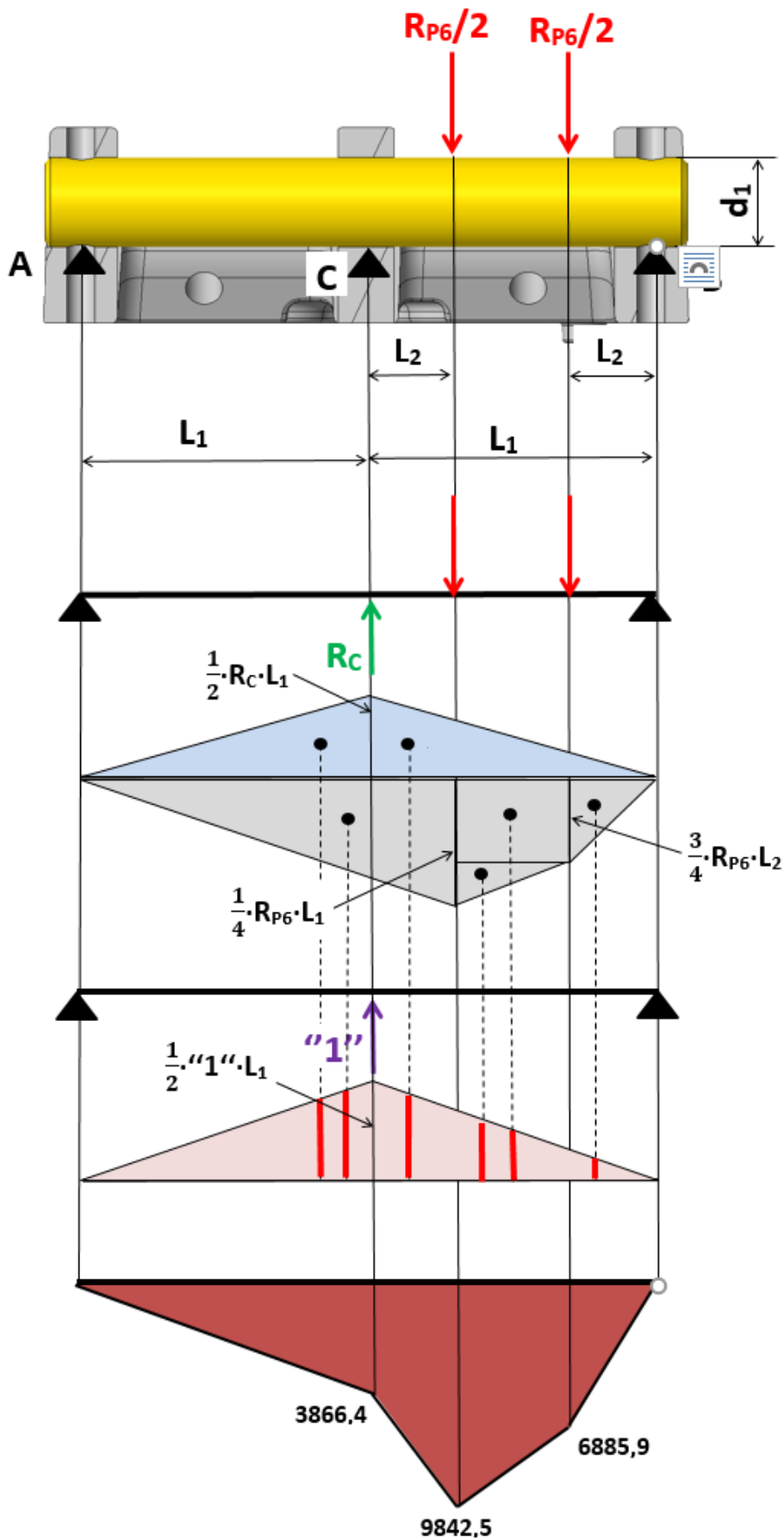
$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} \leq \sigma_{D0} \quad (84)$$

$$W_O = \frac{\pi}{32} \cdot d_1^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 16^3 = 402,12 [mm^3] \quad (85)$$

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{9842,5}{402,12} = 24,48 [N/mm^2] \leq 375 [N/mm^2] \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (86)$$

Vzhledem k extrémně velké pevnostní rezervě se předpokládá, že na ostatní stavy přetížení daný čep bez problému vyhovuje.

Uložení pedálů přídavných ovládacích funkcí má stejné rozměry uložení, z toho důvodu se kontrola neprovádí.

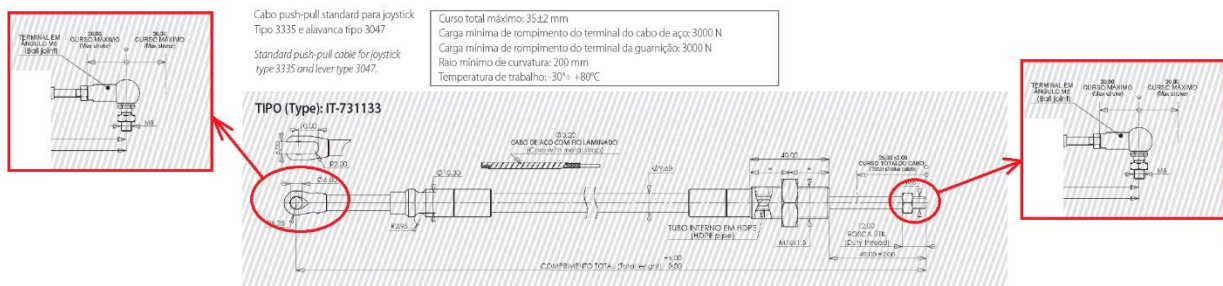


Obr. 54.: Výpočtový model čepu pedálů.

Tažno – tlačné bowdeny

Tažno – tlačný bowden je schopen přenášet sílu v tahu a také zároveň v tlaku. Bowdeny tohoto druhu jsou velmi často využívány pro dálkové ovládání mechanických systémů. Tažno-tlačné bowdeny se v technické praxi často používají jako náhrada hydraulického, pneumatického a elektrického ovládání s plně srovnatelnými hodnotami.

V mechanismu přenáší bowden maximální sílu na tah a na tlak 1948,5 N. Na tuto sílu je třeba vybrat daný bowden z katalogu. Bowden byl vybrán od výrobce Indemar Industriale. Níže na obrázku (Tab. 18) je uveden katalogový list vybraného bowdenu a tabulka jeho parametrů.



Obr. 55.: Katalogový list bowdenu od firmy Indemar [10]

Tab. 18.: Parametry tažno – tlačného bowdenu.

Maximální síla na tah/ tlak	F	3000	N
Chod bowdenu	s	35 ± 2	mm
Maximální rádius ohnutí bowdenu	R	200	mm
Okolní teplota umístění bowdenu	t	30°/80°	°C
Účinnost	η	0,9	

Hřídél kyvných ramen

Na hřídéli jsou uloženy čtyři kyvná ramena. Hřídél je zatížená reakcí vyvolanou od kyvných ramen. Průměr hřídele bude navržen pro případ stavu přetížení, kde v pevnostní kontrole držáku bowdenů byly jednotlivé stavy přetížení vypsány. Dimenzování hřídele bude vycházet ze stavu 1, kde operátor na jednu ovládací páku vyvíjí maximální sílu 20 kg. Tento stav je pro hřídél nejkritičtější, z důvodu, že maximální síla působí téměř ve středu hřídele, tudíž nastává maximální moment. Níže je uvedena tabulka (Tab. 19) vstupních hodnot pro výpočet a na obrázku (Obr. 56) je zobrazen výpočtový model hřídele.

Tab. 19.: Vstupní hodnoty pro pevnostní výpočet hřídele kyvných ramen.

Dovolené napětí v ohybu	σ_{D0}	450	[N/mm ²]
Délka podpor	L1	423,5	[mm]
Délka ramene působící síly	L2	238,25	[mm]
Zatěžující síla	R(P3)	3799,54	[N]

Pro návrh průměru hřídele je potřeba vypočítat maximální ohybový moment v hřídéli.

$$y: 0 = R_A + R_B - R_{P3} \quad (87)$$

$$M_A: 0 = R_B \cdot L_1 - R_{P3} \cdot L_2 \Rightarrow R_B = R_{P3} \cdot \frac{L_2}{L_1} = 3799,54 \cdot \frac{238,25}{423,5} = 2137,52 \text{ [N]} \quad (88)$$

$$R_A = R_{P3} - R_B = 3799,54 - 2137,52 = 1662,02 \text{ [N]} \quad (89)$$

$$M_o = R_A \cdot L_2 = 1662,02 \cdot 238,25 = 395975,64 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (90)$$

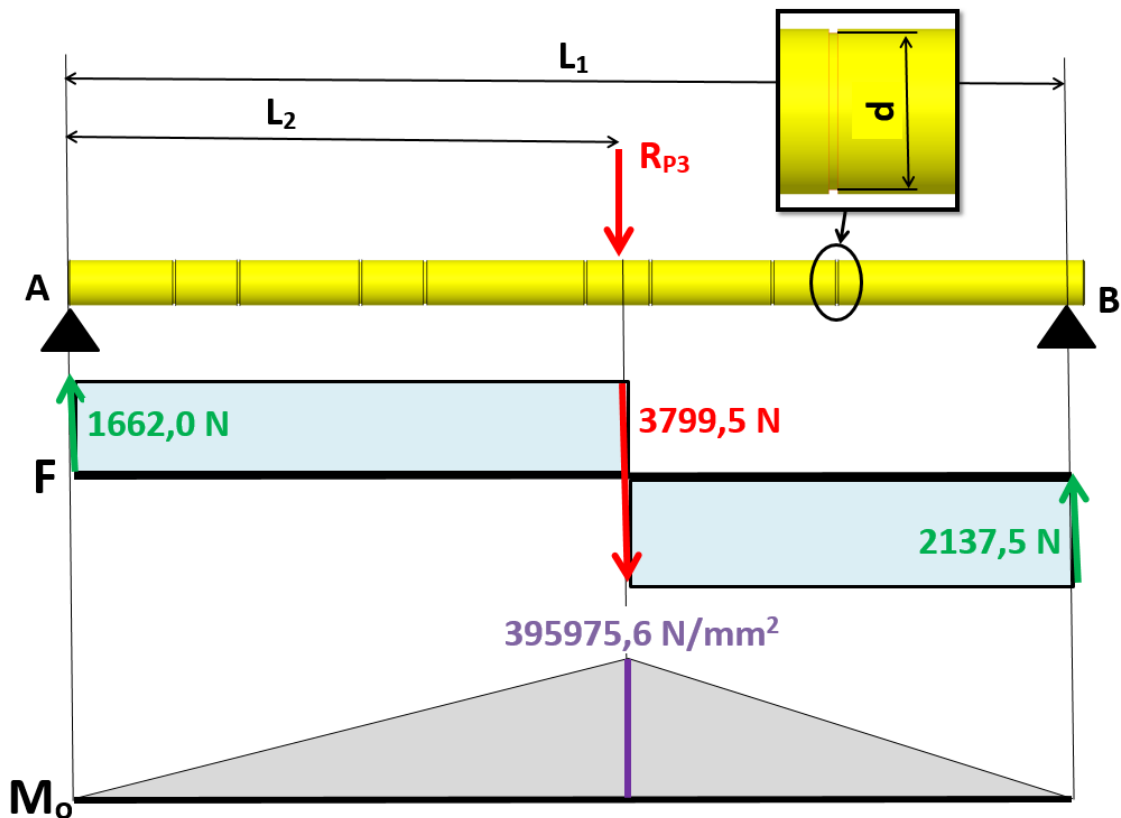
Výpočet průměru hřídele vychází z dovoleného napětí v ohybu, který má použitý materiál.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{D0} \quad (91)$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot d_1^3 \quad (92)$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_0}{\pi \cdot \sigma_{D0}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 395975,64}{\pi \cdot 450}} = 20,77 \text{ mm} \quad (93)$$

Průměr hřídele je volen dle nejslabšího místa, v tomto případě se jedná o pojistný kroužek v drážce, viz obrázek (Obr. 56). Podle ČSN 02 2930 a vypočteného průměru hřídele odpovídá průměr pojistnému kroužku 22. Z normy vyplývá, **průměr hřídele 22,00 mm** a drážka pro pojistný kroužek 21,00 mm s tolerancí h11.



Obr. 56.: Výpočtový model hřídele kyvných ramen.

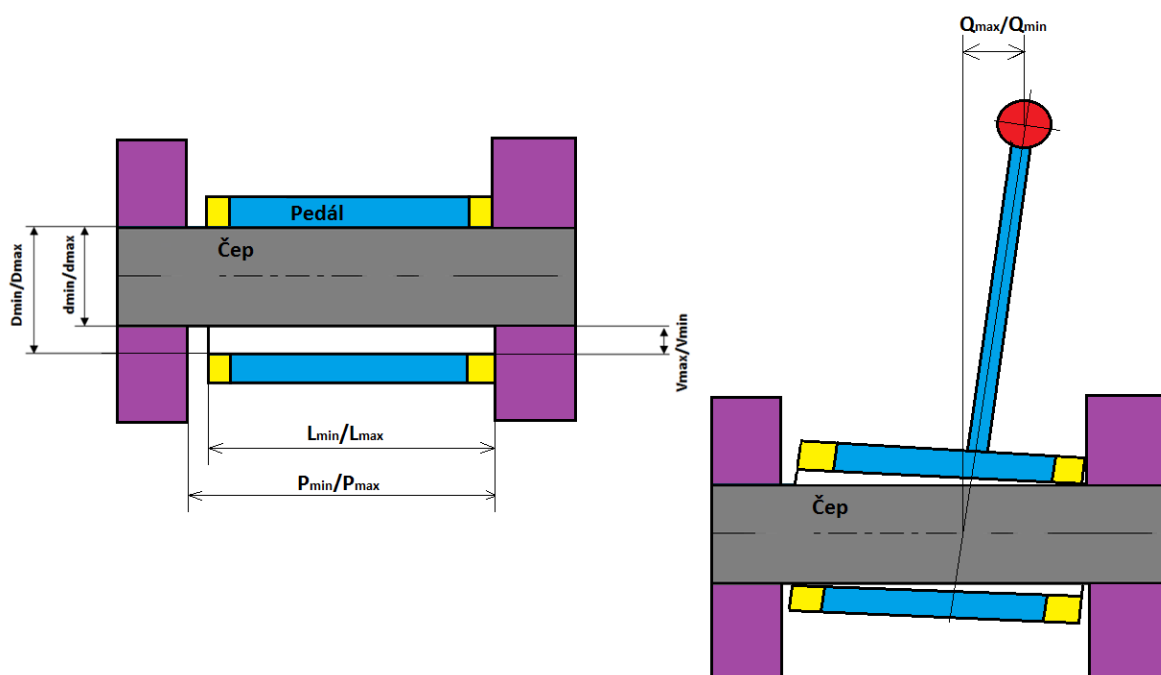
3. 6 Výpočet vůlí v mechanismu

V ovládání za pomoci nově navrženého mechanismu musí vznikat ovládací vůle. Vůle vznikají v jednotlivých čepových spojení, z důvodu, že uložení je s vůlí. Vůle v jednotlivých uložení se v mechanickém řetězci nasčítá a tvoří celkovou parazitní vůli na konci ovládací páky. Na konci páky vznikají boční vůle a směrové.

3. 6. 1 Boční vůle pojezdových pák

Boční vůle je zapříčiněná radiálním a axiálním uložením ovládacího pedálu. Vzhledem k tomu, že ovládací páky jsou blízko sebe, vůle musí být maximálně eliminována, z důvodu možného rizika vzájemného dotyku.

Díky radiální vůli dochází k bočnímu naklání páky, viz obrázek (Obr. 57). Minimální a maximální náklon ovládací páky vychází z výrobních tolerancí jednotlivých dílů. Dále s náklonem také může nastat axiální posuv v rámci vůle v uložení. Na základě tabulky (Tab. 20) s rozměry dílů a jejich tolerancí je spočítán maximální výkyv a axiální posuv na konci páky, který může nastat.



Obr. 57.: Schéma vůle v uložení ovládací páky.

Tab. 20.: Boční vůle ovládací páky.

Axiální vůle		Radiální vůle	
Domek čepu			
Nominální hodnota	39,500	mm	
Tolerance	h10 (0,00/+0,05)		
Maximální délka (Pmax)	39,550	mm	
Minimální délka (Pmin)	39,500	mm	
Pouzdro (2x)			
Nominální hodnota	3,000	mm	
Tolerance	0,000/-0,14		
Maximální délka (L1max)	3,000	mm	
Minimální délka (L1min)	2,860	mm	
Pedál			
Nominální hodnota	33,700	mm	
Tolerance	0,000/-0,05		
Maximální délka (L2max)	33,700	mm	
Minimální délka (L2min)	33,650	mm	
Axiální vůle			
Maximální vůle (Vmax)	0,180	mm	
Minimální vůle (Vmin) => PŘESAHI	-0,200	mm	
Výkyv na konci páky			
Maximální vůle (Qmax)	2,873	mm	
Minimální vůle (Qmin)	0,571	mm	
Celkové počíní vychýlení			
Maximální vychýlení	3,053	mm	
Minimální vychýlení	0,571	mm	
Pedál			
Nominální hodnota	16,000	mm	
Tolerance	E10 (0,102/0,032)		
Maximální průměr (Dmax)	16,102	mm	
Minimální průměr (Dmin)	16,032	mm	
Čep			
Nominální hodnota	16,000	mm	
Tolerance	h9 (0,000/-0,043)		
Maximální průměr (dmax)	16,000	mm	
Minimální průměr (dmin)	15,957	mm	
Vůle v uložení			
Maximální vůle (Vmax)	0,145	mm	
Minimální vůle (Vmin)	0,032	mm	

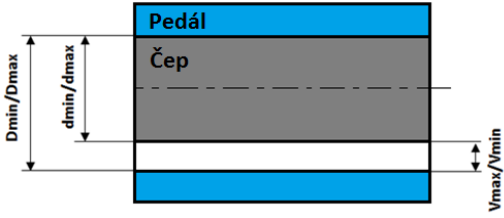
Maximální výkyv a posun na konci jedné ovládací páky je 3,0 mm. Z toho vyplývá, že páky musejí být od sebe v minimální vzdálenosti 6,0 mm. Páky jsou navrženy s dostatečnou tolerancí a jsou od sebe vzdáleny 17,0 mm.

3. 6. 2 Směrová vůle pojezdových pák

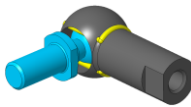
Celková směrová vůle na konci pojezdové páky vzniká z důvodu radiální vůle v jednotlivých čepových a hřídelových uložení. Níže na obrázku (Obr. 58) jsou zobrazeny jednotlivé spoje, kde je zvoleno uložení s vůlí a ty mají vliv na celkovou vůli na konci ovládací páky. Dále jsou v tabulce (Tab. 21) zobrazeny jednotlivé velikosti minimálních a maximálních vůlí v daném spoji.

Tab. 21.: Vůle v jednotlivých spojích.


Uložení pedálu		
Pedál	Nominální hodnota	16,000 mm
	Tolerance	E10 (0,102/0,032)
	Maximální průměr (Dmax)	16,102 mm
	Minimální průměr (Dmin)	16,032 mm
Čep	Nominální hodnota	16,000 mm
	Tolerance	h9 (0,000/-0,043)
	Maximální průměr (dmax)	16,000 mm
	Minimální průměr (dmin)	15,957 mm
Vůle	Maximální vůle (Vmax)	0,145 mm
	Minimální vůle (Vmin)	0,032 mm



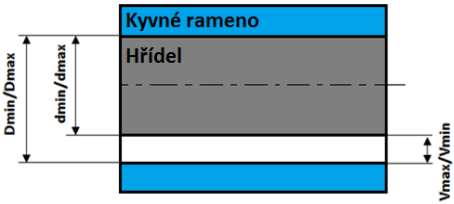
Uložení bowdenu		
Kulový čep	Sférické uložení	předpoklad nulové vůle



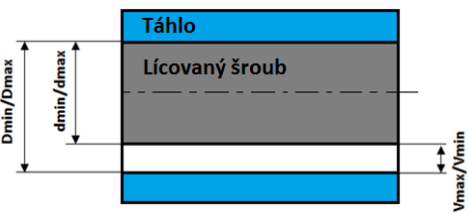
Vůle v bowdenu		
Mrtvý chod v bowdenu při rádiusu 90° je:	0,400 mm	



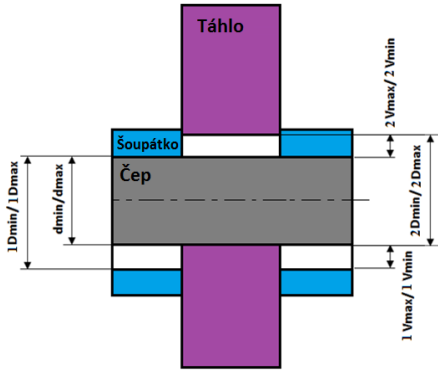
Uložení kyvného ramene		
Hřídel	Nominální hodnota	22,000 mm
	Tolerance	h9 (0,000/-0,052)
	Maximální průměr (dmax)	22,000 mm
	Minimální průměr (dmin)	21,948 mm
Kyvné rameno	Nominální hodnota	22,000 mm
	Tolerance	E10 (0,124/0,040)
	Maximální průměr (Dmax)	22,124 mm
	Minimální průměr (Dmin)	22,040 mm
Vůle	Maximální vůle (Vmax)	0,176 mm
	Minimální vůle (Vmin)	0,040 mm

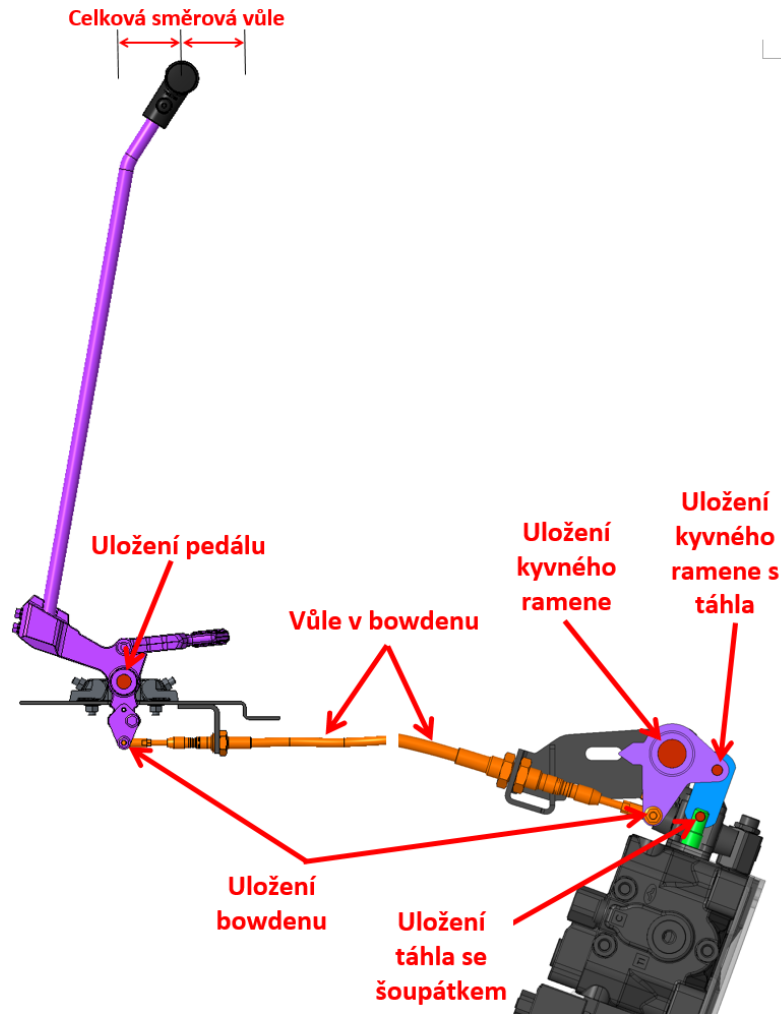


Uložení kyvného ramene s táhlem		
Lícovaný šroub	Nominální hodnota	10,000 mm
	Tolerance	f9 (-0,013/-0,049)
	Maximální průměr (dmax)	9,987 mm
	Minimální průměr (dmin)	9,951 mm
Táhlo	Nominální hodnota	10,000 mm
	Tolerance	H8 (0,022/0,000)
	Maximální průměr (Dmax)	10,022 mm
	Minimální průměr (Dmin)	10,000 mm
Vůle	Maximální vůle (Vmax)	0,071 mm
	Minimální vůle (Vmin)	0,013 mm



Uložení táhla se šoupátkem		
Táhlo	Nominální hodnota	4,760 mm
	Tolerance	0,080/0,000
	Maximální průměr (2Dmax)	4,840 mm
	Minimální průměr (2Dmin)	4,760 mm
Čep	Nominální hodnota	4,661 mm
	Tolerance	0,063/-0,063
	Maximální průměr (dmax)	4,724 mm
	Minimální průměr (dmin)	4,598 mm
Šoupátko	Nominální hodnota	4,750 mm
	Tolerance	0,100/0,000
	Maximální průměr (1Dmax)	4,850 mm
	Minimální průměr (1Dmin)	4,750 mm
Vůle	Maximální vůle (Vmax)	0,494 mm
	Minimální vůle (Vmin)	0,062 mm





Obr. 58.: Segmenty vyvolávající ovládací vůli.

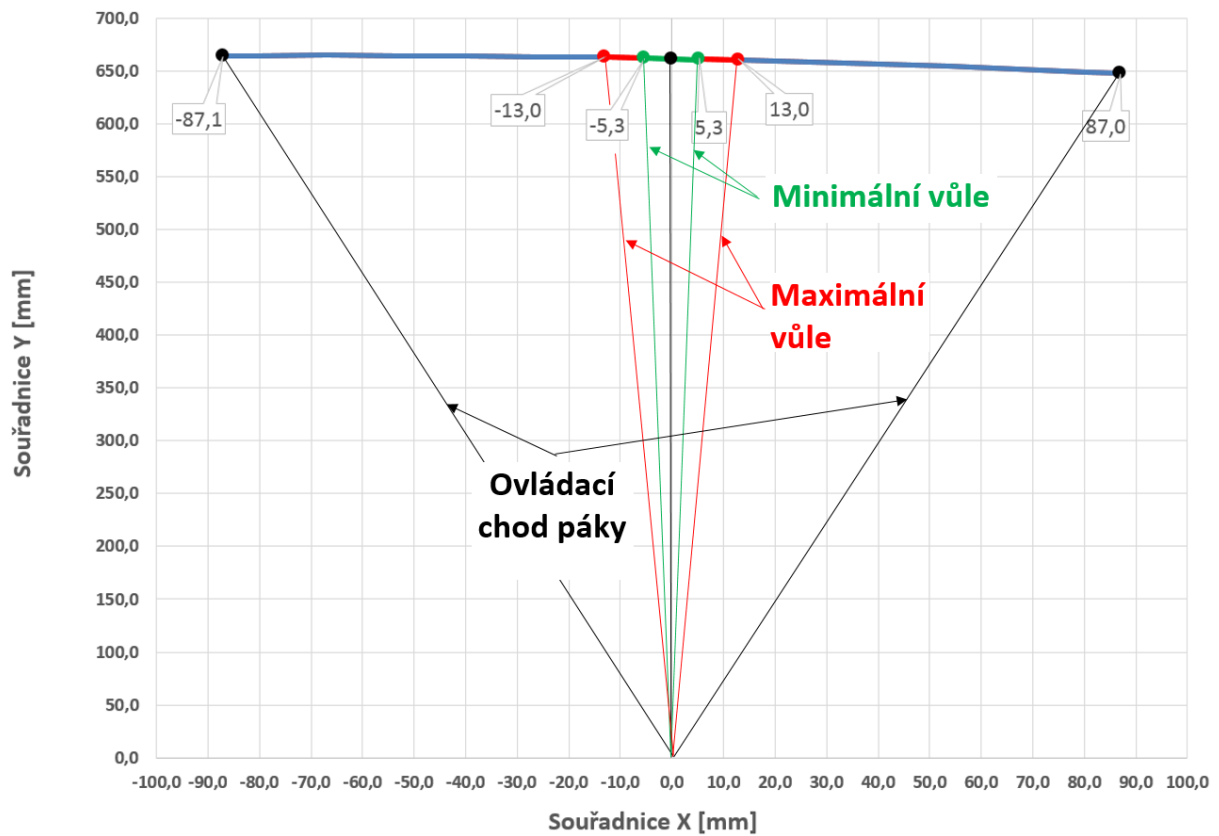
Vůle z tabulky (Tab. 21) jsou následně vloženy do matematického modelu a jsou nastaveny, jako chod v daném elementu. Z tohoto chodu vychází celková výchylka na konci páky vlivem vůlí v uložení. Po výpočtu jsou k dispozici tyto výsledky.

Výchylka na konci páky z minimálních vůlí: 12,96 mm

Výchylka na konci páky z maximálních vůlí: 5,29 mm

Z hlediska pravděpodobnosti výskytu krajních tolerancí všech dílů při výrobě je vysoce nepravděpodobné, aby vůle byly v maximálních nebo minimálních hodnotách. Dle Gaussovy křivky pravděpodobnosti lze předpokládat, že se vůle bude pohybovat ve středních hodnotách **9,125 mm**.

Níže na obrázku (Obr. 59) je znázorněn graf, který zobrazuje poměr velikosti minimální a maximální vůle k celkovému ovládacímu chodu.



Obr. 59.: Graf poměru minimální a maximální vůle.

3. 7 Analýza technických rizik poruchy systému s ohledem na bezpečnost

Konstruktér či konstruktérský tým je odpovědný za design konstrukce mechanického ovládání. Z toho důvodu jsou v nejvyšší možné míře posuzovány a řešeny způsoby selhání konstrukce mechanického ovládání a jejich souvisejících příčin.

Posouzení technických rizik je hodnoceno pouze z hlediska konstrukčního návrhu, nezahrnuje však rizika vycházející z technologického procesu.

V první řadě jsou v tabulce vyjmenovány všechny díly, viz (Tab. 25) s potenciálním rizikem na selhání. Dále budou vypsány možné stavy selhání a potenciální rizika k tomuto selhání. Dle tabulky (Tab. 22) bude přiřazena daná hodnota podle kritéria závažnosti.

Dále je udána příčina, jakým vlivem může vzniknout selhání a k tomu je přidělena odpovídající hodnota pravděpodobnosti tohoto výskytu podle tabulky (Tab. 23). V poslední části bude dle tabulky zhodnocena, viz (Tab. 24), míra objevení těchto selhání při testování.

Pro vyhodnocení celkové míry rizika konstrukce, se provede vynásobení všech tří skupin hodnocení (závažnosti, výskytu, detekce). Hodnota se pak pohybuje mezi 1 až 1000. Posuzování výsledné hodnoty rizika je prováděno pouze zhodnocení, zda nějaký díl nemá abnormální vysoké číslo oproti celku.

Jak lze vyčíst z tabulky (Tab. 25), všechna celková hodnocení jsou srovnatelná, jelikož se pohybují v rozmezí 18 až 90. V tomto případě se jedná o poměrně nízké číslo, což lze to hodnotit jako zařízení s nízkým rizikem na selhání.

Tab. 22.: Zhodnocení kritéria závažnosti.

Účinek/ působení	Kritéria závažnosti	Hodnota
Nebezpečné bez varování	Režim potencionálního selhání ovlivňuje bezpečný provoz a/nebo nedodržení norem a předpisů bez varování.	10
Nebezpečné s upozorněním	Režim potencionálního selhání ovlivňuje bezpečný provoz a/nebo nedodržení norem a předpisů s varováním.	9
Vysoký	Zařízení je nefunkční, se ztrátou hlavní funkce	8
Mírné	Zařízení je nekomfortně ovládatelné, zákazník je nespokojený	6
Nízké	Zařízení je ovládatelné se sníženou úrovní komfortu/ pohodlí. Vadu většina zákazníků zaznamená	4
Velmi nízké	Zařízení vydává zvuky, je méně komfortní, zákazník nemá z toho dobrý pocit	2
Žádné	Bez účinku	1

Tab. 23.: Zhodnocení pravděpodobnosti výskytu.

Pravděpodobnost selhání	Pravděpodobnost výskytu technického selhání	Hodnota
Velmi vysoká, selhání je téměř nevyhnutelné	1 ze 2	10
Vysoká, opakované selhání	1 ze 20	8
Střední, příležitostný výskyt	1 z 1000	5
Nízká, nízký výskyt	1 z 5 000	3
Velmi nízký, výskyt je nepravděpodobný	1 z 25 000	1

Tab. 24.: Hodnocení detekce selhání pomocí testování.

Odhalení	Kritéria: Pravděpodobnost detekce pomocí testování	Hodnota
Absolutní nejistota	Testovací plán a zkoušky nebudou schopni zjistit příčinu selhání	10
Vzdálená nejistota	Nízká šance, že testování konstrukce zjistí příčinu selhání	8
Střední	Střední šance, že testování zjistí příčinu selhání	5
Vysoká	Velká pravděpodobnost, že testování zjistí příčinu selhání	3
Skoro jistý	Při provedení testu, téměř jistě zjistí příčinu selhání	1

Tab. 25.: Zhodnocení technických rizik jednotlivých dílů.

Vyšetřovaný díl	Funkce dílu	Potenciální selhání	potenciální efekt selhání	Hodnocení efektu rizika	Příčiny technického selhání	Hodnocení technického rizika	Testování	Hodnota míry objevení selhání	Celkové hodnocení rizika
Pedál	Přenáší ovládací sílu do bowdenů	Pedál se může zdeformovat vlivem vysoké síly	Pedál praskne	8	Je použit špatný materiál/ pedál má špatný tvar	3	Laboratorní cyklické testování/ testování při skutečném provozu stroje	3	72
	V koncových polohách zabraňuje přetížení mechanismu	Pedál se zdeformuje v místě dotyku dorazu	V mechanismu dochází k opakovatelnému přetížení	2	Je použit špatný materiál	3	Laboratorní cyklické testování	3	18
Bowden	Přenáší ovládací sílu od pedálu k táhlu	Přetržení lanka	Ovládaná funkce je nefunkční	8	Bowden je přetížen	3	Laboratorní cyklické testování/ testování při skutečném provozu stroje	3	72
		Přidření lanka	Nárůst ovládací síly	4	Bowden je vystaven příliš náročným podmínkám	3	Testování při skutečném provozu stroje	5	60
		Prasknutí kulového čepu	Ovládaná funkce je nefunkční	8	Špatný materiál, špatně smontovaný	1	Laboratorní cyklické testování/ testování při skutečném provozu stroje	3	24
Lícovaný šroub	Spojuje kyvné rameno a táhlo	Prasknutí lícovaného šroubu	Ovládaná funkce je nefunkční	8	Je použit špatný materiál šroubu	1	Laboratorní cyklické testování/ testování při skutečném provozu stroje	3	24
Držák bowdenů	Drží bowdeny v pevné pozici	Ohnutí vlivem vysoké síly	Stroj nebude ovládat v plném ovládacím rozsahu/ páky nebudou souměrně vystředěny	6	Je použit špatný materiál/ nízká tloušťka plechu	3	Laboratorní cyklické testování/ testování při skutečném provozu stroje	5	90
Kluzné pouzdro	Kluzné uložení ve spoji	prasknutí	Nárůst ovládacích vůlí, stroj nebude ovládat v plném ovládacím rozsahu	4	Je použit špatný typ pouzdra	3	Laboratorní cyklické testování	3	36
		Přidření	Nárůst ovládací síly	4	Příliš nízká tolerance	5	Testování při skutečném provozu stroje	3	60
Kyvné rameno	Přenáší pohyb od bowdenů k táhlu	Přidření v uložení	Nárůst ovládací síly	4	Příliš nízká tolerance	5	Testování při skutečném provozu stroje	3	60
Táhlo šoupátka	Přenáší pohyb od kyvného ramene k šoupátku	Přidření v uložení	Nárůst ovládací síly	4	Příliš nízká tolerance	5	Testování při skutečném provozu stroje	3	60

3. 8 Validační plán mechanického ovládání hydraulického rozvaděče rypadla [11],

Validace znamená ověření a potvrzení specifikací, které byly navrženy. Ověřování a potvrzování se provádí přezkoušením, z toho plyne poskytnutí objektivního důkazu správnosti.

Validační plán obsahuje následující kroky:

- Specifikace požadavků
- Volba metod
- Nalezení validačních údajů
- Volba rozsahu validace
- Validační vyhodnocení

Validace pro mechanického ovládání se skládá ze dvou částí:

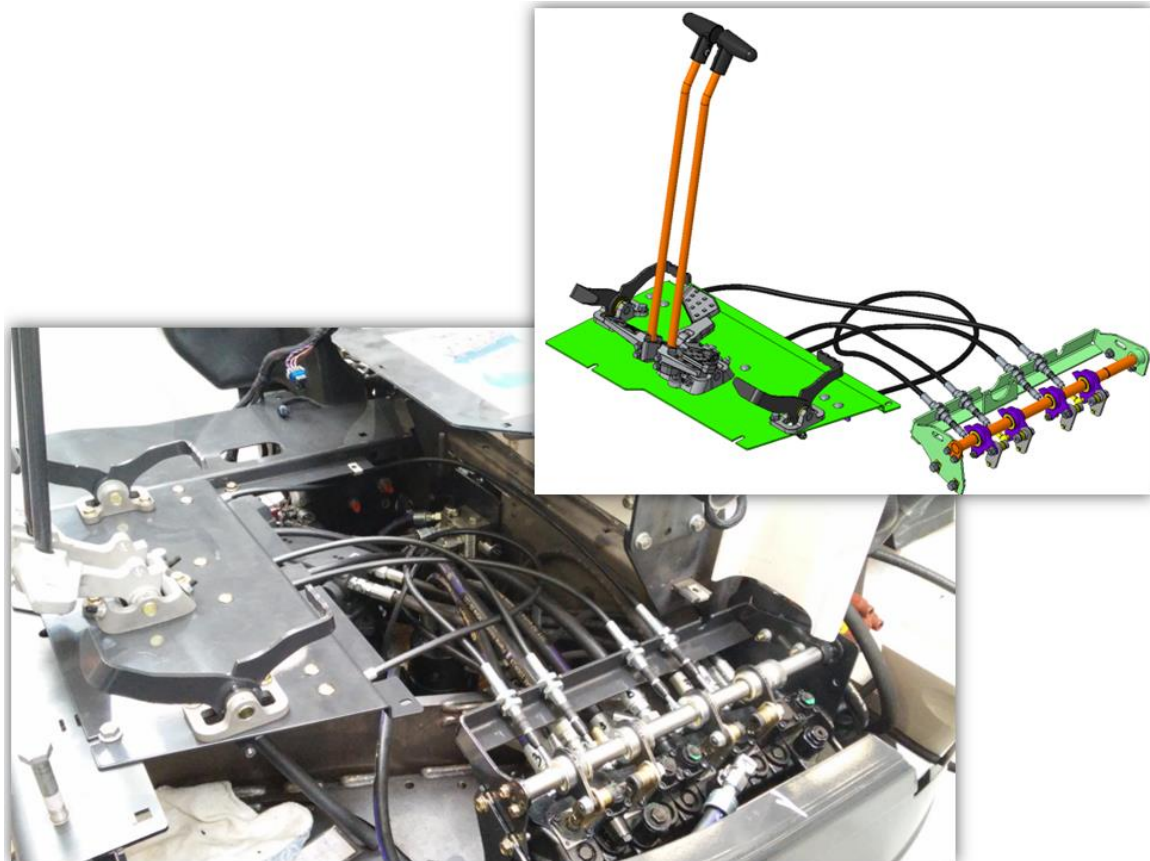
- Ověření funkčnosti
- Ověření životnosti

Validace se také provádí z důvodu potvrzení, že ovládací mechanismus splňuje plně bezpečný chod stroje

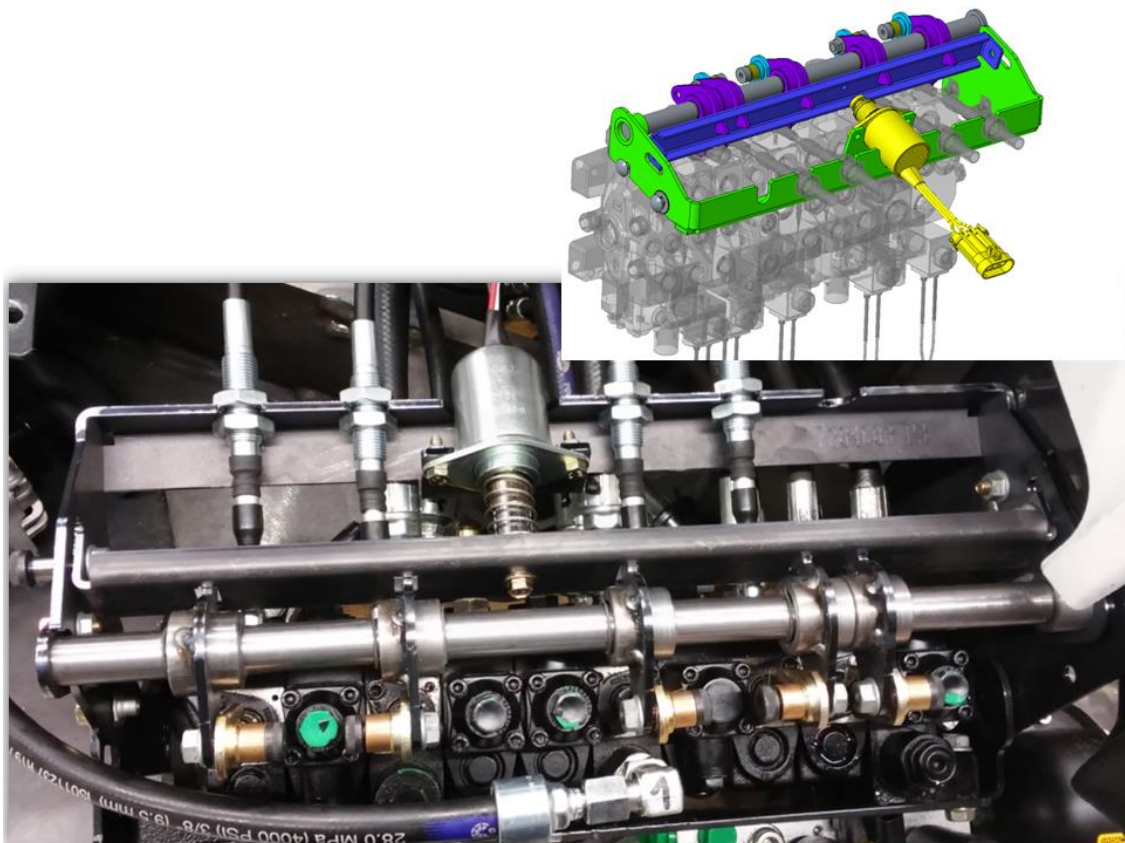
3. 8. 1 Ověření funkčnosti

Při ověření funkčnosti je postaven prototyp navrženého mechanického ovládání viz na obrázku (Obr. 60) a obrázku (Obr. 61). Prototyp ovládání je namontován na plně funkční stoj a na základě toho je provedena série pozorovacích a zatěžujících cyklů, jenž je pevně daná interním standardem firmy Bobcat. Při provádění daného testovacího cyklu je zkoumáno a měřeno, zda mechanické ovládání vyhovuje zadaným požadavkům. .

Po provedení testovacího cyklu mechanické ovládání splnilo a potvrdilo funkci správného ovládání stroje.



Obr. 60.: Prototyp mechanického ovládání.



Obr. 61.: Prototyp zámku mechanického ovládání.

3. 8. 2 Ověření životnosti

Ověření životnosti mechanismu se provádí z důvodu ověření funkčnosti doby životnosti. Test životnosti je také nezbytný pro potvrzení bezpečnosti a spolehlivosti ovládání stroje. Ověření životnosti se provádí dvěma způsoby:

- laboratorní cyklické testování
- testováním při skutečném provozu stroje

Laboratorní cyklické testování

Při laboratorním cyklickém testování jsou pro mechanické ovládání s maximální mírou nasimulovány podmínky prostředí a chodu, které se vyskytují při skutečném používání stroje. Páky a pedály jsou simulovány stejnými ovládacími silami a rozsahy jaký jsou při skutečném provozu stroje. Dále je vytvořen testovací cyklus, jenž v určitém taktu ovládá pojezdové páky a pedály.

Dle interního standartu fitmy Bobcat je pro životnost ovládacího mechanismu určen počet zatěžujících cyklů a také počet testovacích vzorků ovládacího mechanismu. Počty cyklů a vzorků mají vliv na pravděpodobnost životnosti celé produkované série.

Po skončení cyklického testu je mechanismus demontován a následně jsou analyzovány jednotlivé komponenty, kde se zjišťuje, zda je dané opotřebení akceptovatelné.

Testování při skutečném provozu stroje

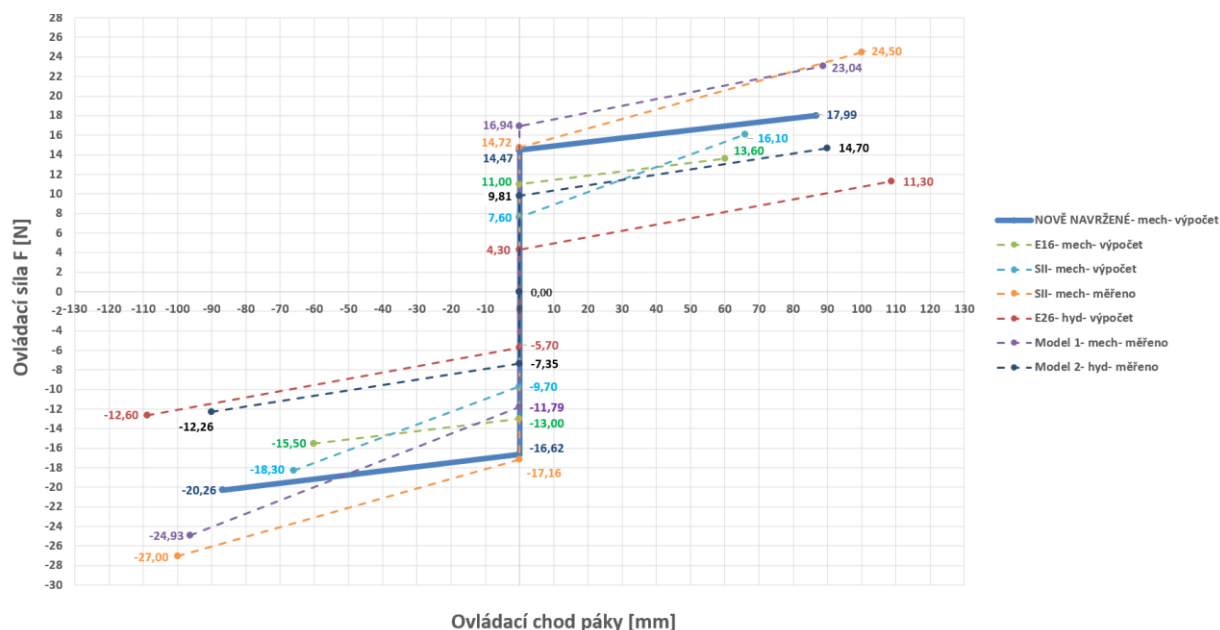
Ovládací mechanismu je namontován do plně funkčního stroje. Daný stroj provádí jasně definovaný testovací cyklus, který je určen interní normou firmy Bobcat. Cyklus je složen z plně reprezentativních pohybů, které stroj běžně provádí při výkonu práce. Test životnosti ovládacího mechanismu musí splnit určitý počet motohodin stroje. V průběhu testu jsou určeny pravidelné kontroly na zjištění stavu opotřebení mechanismu. Po dokončení testu je mechanismus analyzován stejným způsobem jako po laboratorním cyklickém testu.

3. 9 Srovnání parametrů mezi stávajícími ovládaními a nově navrženém ovládaní

V této kapitole budou srovnány výstupní parametry, které operátor vnímá při ovládaní stroje. Srovnání je provedeno s několika modelovými řadami strojů, které jsou ovládané, jak hydraulicky, tak i mechanicky. Parametry porovnání jsou zjištěny na základě dvou metod: výpočet a měření. Následně v tabulce (Tab. 26) jsou uvedeny porovnávací parametry a jejich hodnoty. Dále je na obrázku (Obr. 62) znázorněn graf závislosti ovládací síly na ovládacím chodu jednotlivých strojů.

Tab. 26.: Srovnání parametrů několika modelových řad strojů.

Model stroje	Nově navržený	E16	SIRIUS II	SIRIUS II	E26	Model 1	Model 2
Ovládací chod páky [mm]	+87/-87	+60/-60	+66/-66	+100/-100	+110/-110	+92/-92	+90/-90
Dopředná koncová síla [N]	-20,26	-15,5	-18,3	-27	-12,6	-24,93	-12,26
Dopředná počáteční síla [N]	-16,62	-13	-9,7	-17,16	-5,7	11,79	-7,35
Zpětná počáteční síla [N]	14,47	11	7,6	14,72	4,3	16,94	9,81
Zpětná koncová síla [N]	17,99	13,6	16,1	24,5	11,3	23,04	14,7
Směrová vůle [mm]	9	20	5	22	2	5	-
Metoda určení hodnot	Výpočet	Výpočet	Výpočet	Měření	Výpočet	Měření	Měření
Typ ovládaní	Mechanický	Mechanický	Mechanický	Mechanický	Hydraulický	Mechanický	Hydraulický




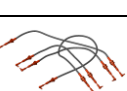
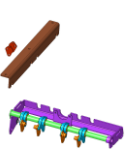
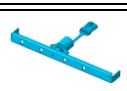

Obr. 62.: Srovnávací graf závislosti ovládací síly na ovládacím chodu páky.

Z porovnání parametru z tabulky (Obr. 62) vyplývá že ovládání založené na hydraulickém principu mají nižší ovládací síly než ovládání na principu mechanickém. Parametry nově navrženého mechanického ovládání se přibližně pohybují ve středních hodnotách vůči strojům jiných modelových řad.

3. 10 Cenová analýza

V této kapitole je vyhotovena cenová kalkulace nově navrženého mechanismu. Daná cenová kalkulace je provedena pro cenu dílů v sériové výrobě. Cena dílů vychází z roční dávky dílů. Výsledná kalkulace ceny je dále porovnána s cenou stávajícího hydraulického ovládání. Kalkulace je provedena pro jednotlivé díly mechanického ovládání. Pro stávající hydraulické ovládání jsou vyčísleny jednotlivé konstrukční celky. Cenová kalkulace je znázorněna na obrázku (Obr. 63). Finální porovnání cen vykazuje úsporu 2686,4 Kč na jednom sériově vyráběném stroji.

Dále je do cenové analýzy zapotřebí zahrnout výdaje spojené s vývojem mechanického ovládání, což zahrnuje: počet vývojových hodin, výdaje na výstavbu prototypu, výdaje na testování. Po kalkulaci, která uvažuje všechny tyto hlediska vychází, že **cenová návratnost vývoje pro firmu je po 2,69 roku prodeje** strojů s nově navrženým systémem ovládání.

Cena mechanického ovládání					Cena hydraulického ovládání				
Název dílu	Číslo dílu	Cena za kus [Kč]	Množství	Cena [Kč]	Název dílu	Cena za kus [Kč]	Množství	Cena [Kč]	
Pedálová část						PERÁLOVÁ ČÁST	914,82	1	914,82
MOUNT MACH DOUBLE	7228829	170	1	170					
PEDAL RH MACH	7233974	200	1	200					
PEDAL LH MACH	7233976	200	1	200					
PEDAL BACK MACH	7233978	50	2	100					
PIVOT TRAVEL	7240975	18,49	1	18,49					
PIN HINGE	7240977	10,13	2	20,26					
LEVER W/A	7240978	112,24	2	224,48					
HANDLE ASSY	7163788	76,35	2	152,7					
SHAFT RETAINER	91M70	0,44	4	1,76					
GROMMET PEDAL	7243677	8,69	2	17,38					
WASHER FLAT PLAIN SM	15EM100	0,15	4	0,6					
HEXAGON SOCKET SET SCREWS	15GM840	2,61	4	10,44					
SCREW TORX HEAD	6803202	0,77	2	1,54					
MOUNT MACH SINGLE	7243673	74	2	148					
PEDAL OFFSET W/A	7217931	125,43	1	125,43					
PEDAL AUX W/A	7217936	125,43	1	125,43					
PEDAL PIVOT	7240976	13,9	2	27,8					
PEDAL OFFSET HEEL	7217941	60,48	1	60,48					
PEDAL AUX HEEL	7217942	60,48	1	60,48					
WASHER	7234359	7,04	2	14,08					
WASHER WAVY SPRING	7234360	12,22	2	24,44					
1703,79									
Tažno - tlačné bowdeny						HYDRAULICKÁ KOSTKA PEDÁLŮ	3089,32	1	3089,32
Bowden travel	7285486	501,8	2	1003,6					
Bowden aux/offset	7285488	465,4	2	930,8					
1934,4									
Tažno - tlačné bowdeny						HADICE A FITINKY	1350	1	1350
SPOOL LINK	7234338	56	4	224					
BUSHING	7282384	22	12	264					
PIN STRAIGHT COILED	7274126	2	4	8					
BELLCRANK	7285392	130	4	520					
SHAFT W/A	7284686	100	1	100					
BRACKET BOWDEN	7284680	75	1	75					
BRACKET	7284679	7	2	14					
HOLDER CABLE W/A	7284682	265	1	145					
1350									
Zamykací systém						JOYSTICK S PŘÍDAVNOU FUNKCÍ PWM (pouze cenový rozdíl oproti ceně bez této funkce)	865	2	1730
PLATE LOCK	7286778	1	488,46	488,46					
SOLENOID ASSY	7136559	1	85	85					
573,46									
Spojovací materiál						HYDRAULICKÝ ROZVADĚČ (Pouze cenový rozdíl mezi rozvaděči elektrohydraulicky ovládaným a mechanicky ovládaným)	1326	1	1326
PIN	6801068	6,47	6	38,82					
BOLT CARRIAGE 8.8	28CM820	1,34	5	6,7					
BOLT SHOULDER	38CM1020	11,61	6	69,66					
SCREW HEX HD W/F 8.8	29CM635	1,48	4	5,92					
NUT HEX FLNG 10.0	43DM8	0,59	17	10,03					
SCREW HEX HD W/F 8.8	29CM825	1,24	8	9,92					
PIN COTTER	1F212	0,16	4	0,64					
RING EXTERNAL SNAP	51M22	0,89	8	7,12					
NUT HEX FLNG 10.0	43DM6	0,4	6	2,4					
SCREW HEX HD W/F 8.8	29CM630	1,09	2	2,18					
SCREW HEX HD W/F 8.8	29CM616	0,42	5	2,1					
NUT U M8-1.25	6676169	3,32	2	6,64					
162,13									
Celková cena			5723,8		Celková cena			8410,1	
Úspora 2686,4 Kč									

Obr. 63.: Cenová kalkulace mechanického ovládání vs. hydraulického ovládání.

4. Závěr

Diplomová práce se primárně věnovala návrhu mechanického ovládní hydraulického rozvaděče. Již v úvodu diplomové práce byla vypracována rešerše na princip fungování rozvaděčů a možnosti jejich ovládní.

V první, teoretické části práce byla vypracována rešerše, kde jsou popsány základní druhy rozvaděčů a jejich princip fungování. Dále jsou zde popsány všechny možnosti, jak daný hydraulický rozvaděč ovládat. Z této části byly také čerpány poznatky pro samotný návrh ovládní.

Druhá, již praktická část zahrnuje samotný návrh mechanického ovládní hydraulického rozvaděče. Návrh zahrnuje výpočet kinematiky a její optimalizaci rozměrů pro dosažení optimálního ovládacího rozsahu na konci ovládací páky, který vyšel 86,8 mm a sílu, která je 20,3 N v dopředném směru a 18,0 N v opačném směru. Z uvedeného návrhu rozměrů byl následně vytvořen 3D model sestavy mechanického ovládní s danými díly, které byly následně pevnostně kontrolovány na síly v režimu přetížení. Po pevnostní kontrole a finálnímu návrhu rozměrů byly vypočítány koncové vůle na ovládací páce, kde maximální boční vůle je 3,0 mm a střední hodnota ovládací vůle je 9,125 mm.

Vyhodnocení celkové míry rizika na selhání mechanického ovládní bylo vyhotoveno ve třech skupinách (závažnosti, výskytu, detekce). Celkové hodnoty rizik daných komponentů na selhání jsou v poměrně nízkých hodnotách, z toho hlediska lze usoudit, že zařízení má nízké riziko selhání.

Z vyhodnocení rizik vyplynula nutná validace mechanismu pro zahájení sériové výroby. Validace je složena z ověření funkčnosti a životnosti mechanismu. K tomu to ověření je zapotřebí splnit laboratorní cyklické testování a testování při skutečném provozu stroje.

Při porovnání parametrů ovládní hydraulického rozvaděče vyplývá, že ovládní založené na hydraulickém principu. Mají nižší ovládací síly než ovládní na principu mechanickém. Parametry nově navrženého mechanického ovládní se pohybují přibližně ve středních hodnotách vůči strojům jiných modelových řad.

V závěrečné fázi této práce byla provedena cenová analýza, která měla za cíl porovnat hydraulické ovládní s nově navrženým mechanickým ovládním. Z této analýzy je patrné, že úspora na jeden sériově vyráběný stroj je 2 686,4 Kč. Dále bylo zjištěno, že návratnost výdajů spojených s vývojem a testováním nového ovládacího mechanismu je po 2,7 roku.

5. Seznam použité literatury

- [1] BOŽKA, Josef. *Pohony a přenosy II. ročník*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1988.
- [2] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů*
<http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/uadi/files/Hydraulick%C3%A9%20pohony%20stroj%C5%AF.pdf>
[cit.2017-12-6]
- [3] ARGO-HYTOS s.r.o. Návod k zabudování neúplného strojního zařízení, všeobecné pokyny pro montáž, provoz a údržbu hydraulických agregátů, bloků a ventilů.
[cit.2017-12-6]
- [4] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1997, 169 s. ISBN 80-010-1638-2.
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003, xv, 865 s. ISBN 80-864-9074-2.
- [6] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 1999, 174 s. ISBN 80-010-1934-9.
- [7] ŘEZNÍČKOVI, Jan a Jitka. *Pružnost a pevnost v technické praxi*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 2008. ISBN 978-80-01-03947-2.
- [8] Katalog IGUS kluzná pouzdra typu J
https://www.hennlich.cz/fileadmin/_migrated/lglidur_J.pdf [cit.2014-18-6]
[cit.2017-12-6]
- [9] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: příklady*. Vyd. 4. V Praze: České vysoké učení technické, 2008, 121 s. ISBN 978-80-01-04137-6.
- [10] Katalog INDEMAR cable
<http://www.indemarindustrialegroup.com/industriale/en/cables-fitting-kit/brochure-cables-fitting-kits>
[cit.2017-12-6]
- [11] Validace
<http://ach.upol.cz/user-files/intranet/04-volbametody-validace-2014-1413884795.pdf>
[cit.2017-20-6]

6. Seznam příloh

- [A] Výkres hlavní návrhové sestavy
- [B] CD s diplomovou praví, výkresovou dokumentací, 3D modelem a výpočet v programu Microsoft Excel

7. Seznam obrázků

Obr. 1.: Druhy rozvaděčů. [2]	4
Obr. 2.: Dvupolohový dvoucestný rozvaděč a) funkční schéma, b) značka [1]	5
Obr. 3.: Ventilový rozvaděč. [1]	5
Obr. 4.: Ručně ovládaný rozvaděč. [2]	6
Obr. 5.: Elektromagneticky ovládaný rozvaděč. [2]	7
Obr. 6.: Elektrohydraulický ovládaný rozvaděč. [2]	8
Obr. 7.: Uspořádání proporcionálního rozvaděče. (1- proporcionální magnet,	8
Obr. 8.: Umístění ovládacích prvků a rozvaděče ve stroji.	10
Obr. 9.: Zadané hodnoty vyobrazené na ovládací páce a rozvaděči.	10
Obr. 10.: Diagram charakteristiky pružiny v hydraulickém rozvaděči.	11
Obr. 11.: Poloha a umístění tažno-tlačných bowdenů v mechanismu.	14
Obr. 12.: Pohyb jednotlivých částí v mechanismu.	14
Obr. 13.: Kinematické schéma v rozvaděčové části.	16
Obr. 14.: Kinematické schéma ovládací části.	16
Obr. 15.: Schéma pro výpočet kinematiky v rozvaděčové části.	19
Obr. 16.: Schéma pro výpočet kinematiky v ovládací části.	20
Obr. 17.: Schéma pro výpočet sil v rozvaděčové části.	28
Obr. 18.: Schéma pro výpočet sil v ovládací části.	29
Obr. 19.: Síly působící na pedál.	32
Obr. 20.: Schéma pro výpočet sil v rozvaděčové části při uzamčeném stavu.	34
Obr. 21.: Rozklad sil na ovládací páce	35
Obr. 22.: Reakce v uchycení bowdenů v ovládací části.	36
Obr. 23.: Reakce v uchycení bowdenů v rozvaděčové části.	36
Obr. 24.: Rozklad sil v kyvném rameni v rozvaděčové části stroje.	36
Obr. 25.: Schéma mechanismu s vyznačenými elementy a úhly.	39
Obr. 26.: Zobrazení minimální a maximální délky elementu L6 v modelové zástavbě	40
Obr. 27.: Zobrazení minimální a maximální délky elementů L2 a L3 v modelové zástavbě.	40
Obr. 28.: Diagramy přiřazení míry koeficientu ovládacímu rozsahu a síle.	42
Obr. 29.: Kombinace rozměrů elementů.	43
Obr. 30.: Výpočet sil a maximální ovládací výchylky páky.	43
Obr. 31.: Graf znázorňující závislost chodu páky na ovládací síle.	45
Obr. 32.: Poloha působení reakcí a sil v mechanismu	46
Obr. 33.: 3D model celého ovládacího mechanismu.	47
Obr. 34.: 3D model ovládací části stroje.	48
Obr. 35.: Ovládací polohy pedálu přidavné ovládací funkce.	48
Obr. 36.: Modelový rozpad přidavného ovládacího pedálu.	49
Obr. 37.: Zobrazení dorazových šroubů v ovládací pojzdových funkcí.	49
Obr. 38.: Modelový rozpad pojzdových ovládacích funkcí.	50
Obr. 39.: 3D model rozvaděčové části stroje.	50
Obr. 40.: Ovládací mechanismus v rozvaděčové části stroje.	51
Obr. 41.: Modelový rozpad mechanismu v rozvaděčové části.	52
Obr. 42.: Zamykací mechanismus.	52

Obr. 43.: Tvarový styk uzamykacích těles.	53
Obr. 44.: Modelový rozpad uzamykacího mechanismu.	53
Obr. 45.: Tyč ovládací páky.....	54
Obr. 46.: Katalogový list kluzného pouzdra.[8]	55
Obr. 47.: Plechová spojka pro bowden.	56
Obr. 48.: Zatížení držáků bowdenů ve třech režimech.	57
Obr. 49.: Podpory uložení držáku bowdenů.....	58
Obr. 50.: Síťování držáku bowdenů.....	58
Obr. 51.: Zatížením držáku bowdenů.	58
Obr. 52.: Optimalizační grafy na tloušťku plechu držáku plechu.	59
Obr. 53.: MKP simulace držáku na bowdeny.....	60
Obr. 54.: Výpočtový model čepu pedálů.....	63
Obr. 55.: Katalogový list bowdenů od firmy Indemar [10].....	64
Obr. 56.: Výpočtový model hřídele kyvných ramen.....	66
Obr. 57.: Schéma vůle v uložení ovládací páky.	67
Obr. 58.: Segmenty vyvolávající ovládací vůli.	70
Obr. 59.: Graf poměru minimální a maximální vůle.....	71
Obr. 60.: Prototyp mechanického ovládacího mechanismu.....	76
Obr. 61.: Prototyp zámku mechanického ovládacího mechanismu.....	76
Obr. 62.: Srovnávací graf závislosti ovládací síly na ovládacím chodu páky.	78
Obr. 63.: Cenová kalkulace mechanického ovládacího mechanismu vs. hydraulického ovládacího mechanismu.....	81

8. Seznam tabulek

Tab. 1.: Zadané parametry.	10
Tab. 2.: Parametry středící pružiny v hydraulickém rozvaděči.....	11
Tab. 3.: Popis značek z kinematického schémata.....	15
Tab. 4.: Vstupní hodnoty pro výpočet ovládacího rozsahu a síly.	18
Tab. 5.: Souřadnice jednotlivých uzlů v neutrální poloze.....	22
Tab. 6.: Souřadnice uzlů, poloha lanka, úhel výkyvu a ovládací rozsah ovládací páky.	27
Tab. 7.: Síly v mechanismu	33
Tab. 8.: Výsledné reakce a síly v režimu přetížení.....	37
Tab. 9.: Popis elementů a úhlů.....	39
Tab. 10.: Použitelné rozmezí délek elementů.	40
Tab. 11.: Výsledné síly a ovládací rozsah vyhodnocený optimalizací.....	44
Tab. 12.: Nove navržené hodnoty po optimalizaci.....	44
Tab. 13.: Reakční síly a síly působící v mechanismu po optimalizaci.	46
Tab. 14.: Vstupní hodnoty pro pevnostní výpočet ovládací tyče.	55
Tab. 15.: Vstupní hodnoty pro pevnostní výpočet plechové spojky bowdenu.	56
Tab. 16.: Výsledné maximální deformace a napětí držáku ve třech stavech.	60
Tab. 17.: Vstupní hodnoty pro pevnostní výpočet čepu pedálů.	61
Tab. 18.: Parametry tažno – tlačného bowdenu.	64
Tab. 19.: Vstupní hodnoty pro pevnostní výpočet hřídele kyvných ramen.	65
Tab. 20.: Boční vůle ovládací páky.....	68
Tab. 21.: Vůle v jednotlivých spojích.	69
Tab. 22.: Zhodnocení kritéria závažnosti.....	73
Tab. 23.: Zhodnocení pravděpodobnosti výskytu.	73
Tab. 24.: Hodnocení detekce selhání pomocí testováním.	73
Tab. 25.: Zhodnocení technických rizik jednotlivých dílů.....	74
Tab. 26.: Srovnání parametrů několika modelových rad strojů.....	78