FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav konstruování a částí strojů

Modifikace pedálu nakladače

Loader throttle modification

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2018

Štěpán KYJOVSKÝ

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kyjovský** Jméno: **Štěpán** Osobní číslo: **459573**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**

Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**

Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Modifikace pedálu nakladače

Název bakalářské práce anglicky:

Loader Throttle Modification

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce je úprava pedálu nakladače kvůli nutnosti sklopení pedálu vzhledem k rovině podlahy a tím zvýšení komfortu operátora. Součástí práce bude rešerše norem, které mají vliv na polohu pedálu a možnosti řešení pedálového ovládání. Práce bude obsahovat kinematické a silové schémata včetně výpočtů, různé varianty konstukčních úprav a popis testování prototypu. Rozsah grafické části: 3D CAD model; Sestavný výkres pedálového celku, výrobní výkres vybraného dílu (výkresy jsou provedeny dle standardů firmy).

Seznam doporučené literatury:

[1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
[2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
[3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. ISBN 13: 9781292026183.
[4] Katalogy výrobců

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Karel Petr, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2018** Termín odevzdání bakalářské práce: **14.06.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Karel Petr, Ph.D.	prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis vedoucí(ho) práce	podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

20.4.2018 _____

Datum převzetí zadání Podpis studenta

CVUT-CZ-ZBP-2015.1 © ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Modifikace pedálu nakladače“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D. s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 05. 06. 2018 **_____**

Štěpán Kyjovský

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu své bakalářské práce panu Ing. Karlu Petrovi, Ph.D za odborné vedení, rady a připomínky při vypracování bakalářské práce.

Dále děkuji všem kolegům z firmy Doosan Bobcat za pomoc a konzultace při vypracovávání této práce.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Štěpán Kyjovský
Název BP:	Modifikace pedálu nakladače
Anglický název:	Loader’s throttle modification
Rok:	2018
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Karel Petr, Ph.D

Bibliografické údaje:	počet stran	61
	počet obrázků	38
	počet tabulek	8
	počet příloh	5

Klíčová slova:	pedál, mechanismus, ovládání pedálů
Keywords:	throttle, mechanism, throttle control

Anotace:

Tato bakalářská práce se věnuje způsobům provedení pedálů, konkrétním druhům řízení motorů pomocí pedálových mechanismům a návrhu úpravy existujícího pedálového mechanismu za účelem zvýšení pohodlí operátora. Návrh vychází z norem a poznatků zjištěných při vlastních měřeních. Práce také obsahuje pevnostní kontroly navrhovaných dílu.

Abstract:

This bachelor thesis tends to throttle construction options, specific types of engine control employing throttle mechanisms and a design of a modification on an existing throttle mechanism with the goal of improving operator’s comfort. The design is based on existing international standards and the insight gained from own measurements. This thesis also contains stress analysis of redesigned parts

OBSAH

Seznam zkratek a symbolů 1
1. Úvod 4
2. Možnosti provedení pedálů 5
2.1. Závěsné provedení pedálů 5
2.2. Provedení připevněné k podlaze 5
2.3. Další způsoby provedení pedálů 6
3. Způsoby ovládání plynových pedálů 7
3.1. Mechanicky ovládaná škrtící klapka 7
3.1.1. Zážehové motory 7
3.1.2. Vznětové motory 8
3.2. Elektronické ovládání „drive by wire“ 9
4. Normy 10
4.1. ISO 6682 Stroje pro zemní práce – Optimální a přípustné pohybové prostory pro umístěný ovladačů 10
4.2. ISO 15077 – Traktory a stroje s vlastním pohonem pro využití v zemědělství – ovladače obsluhy 12
4.3. ISO 10968 Stroje pro zemní práce – Ovladače obsluhy 13
4.4. SAE J1814 Ovladače obsluhy – Terénní stroje 14
5. Současné provedení pedálu 15
5.1. Analýza polohy 16
5.2. Silová analýza 20
6. Návrh úpravy pedálu 22
6.1. Kinematický, silový rozbor a návrh páky 22
6.1.1. První varianta úpravy páky 23
6.1.2. Druhá varianta úpravy páky 24
6.1.3. Třetí varianta úpravy páky 25
6.2. Úprava táhla pro navržené varianty 26
6.2.1. Úprava táhla pro první navrženou variantu páky 28
6.2.2. Úprava táhla pro druhou navrženou variantu páky 28
6.2.3. Úprava táhla pro třetí navrženou variantu páky 29
6.3. Kontrola normou daných parametrů 29
6.3.1. Varianta 1 29
6.3.2. Varianta 2 31
6.3.3. Varianta 3 32
7. Volba optimální varianty 33
7.1. Testování prototypu 33
8. Pevnostní kontroly optimální varianty 34
8.1. Silová analýza optimální varianty mechanismu 34

8.2. Pevnostní kontrola páky 39
8.3. Pevnostní kontrola táhla 40
8.4. Kontrola čepu A 40
8.5. Kontrola svarového spoje mezi pákou a čepem A 45
8.6. Kontrola svěrného spoje mezi pedálem a čepem A 46
9. Závěr 49
Seznam použité literatury 50
Seznam obrázků 52
Seznam tabulek 53
Seznam příloh 54

Seznam zkratek a symbolů

Označení	Význam
SJC	Selectable Joystick Control
A_1 [°]	Úhel zad
A_2 [°]	Úhel kyčlí
A_3 [°]	Úhel kolenou
A_4 [°]	Úhel kotníku
A_5 [°]	Úhel ramena
A_6 [°]	Úhel loktu
A $[mm]$	Výška pedálu v počáteční poloze
d_t $[mm]$	Dráha pedálu
B $[mm]$	Výška pedálu v počáteční podloze kolmá na podnožku
F_{23i} [kg]	Síla potřebná k sešlápnutí pedálu při jednotlivých měřeních
$\bar{F}$ [kg]	Aritmetický průměr naměřených sil potřebných pro sešlápnutí pedálu
F_{23} [N]	Síla potřebná k sešlápnutí pedálu v newtonech
l_t [mm]	Rameno síly na pedálu
R [N]	Reakce od zbytku mechanismu využitá pro návrhový výpočet
l_p [mm]	Délka mezi otvory na páce
t [mm]	Délka oblouku opsaná otvorem pro čep na páce
α [°; 1]	Úhel natočení páky mezi krajními polohami
C [mm]	Délka táhla
D [mm]	Výška táhla
β [°]	Úhel odklonění páky od vertikální roviny v počáteční poloze
Δy [mm]	Vertikální rozdíl nejvyššího a nejnižšího bodu na dráze otvoru na páce
$A_{4\max}$ [°]	Maximální hodnota úhlu mezi lýtkem a chodidlem
B_x $[N]$	Reakce v čepu B do směru x
B_y $[N]$	Reakce v čepu B do směru y
C_x $[N]$	Reakce v čepu C do směru x
C_y $[N]$	Reakce v čepu C do směru y
$M_{čB}$ $[Nmm]$	Čepové tření v čepu B
$M_{čC}$ $[Nmm]$	Čepové tření v čepu C
$\boldsymbol{R}$ $[N]$	Celková reakce v čepu B jako vektor
$\mu_č$ $[-]$	Součinitel čepového tření
$r_č$ $[mm]$	Poloměr čepu
A_x $[N]$	Reakce v čepu A do směru x
A_y $[N]$	Reakce v čepu A do směru y
$M_{čA}$ $[Nmm]$	Čepové tření v čepu A

δ [°]	Úhel mezi pedálem a osou x v sešlápnuté poloze
R_b $[N]$	Velikost celkové reakce v čepu B
ψ [°]	Úhel mezi celkovou reakcí v čepu B a osou x
$\boldsymbol{A}$ $[-]$	Matice koeficientů
$\boldsymbol{x}$ $[-]$	Matice neznámých
$\boldsymbol{B}$ $[-]$	Matice pravé strany
R_{bO} $[N]$	Složka síly R_b namáhající páku na ohyb
R_{bD} $[N]$	Složka síly R_b namáhající páku tlakem
M_{omax} $[Nmm]$	Maximální ohybový moment
W_o $[mm^3]$	Modul průřezu v ohybu
J $[mm^4]$	Kvadratický modul průřezu
H $[mm]$	Maximální výška obdélníkového průřezu
h $[mm]$	Minimální výška obdélníkového průřezu
b $[mm]$	Šířka obdélníkového průřezu
σ_o $[N/mm^2]$	Ohybové napětí
σ_D $[N/mm^2]$	Dovolené napětí
S $[mm^2]$	Zatěžovaná plocha
l $[mm]$	Délka zatěžované plochy
d $[mm]$	Průměr
x_1 $[mm]$	Souřadnice použitá pro řešení ohybového napětí na táhlu
x_2 $[mm]$	Souřadnice použitá pro řešení ohybového napětí na táhlu
$\boldsymbol{O}$ $[-]$	Rovina, ve které leží ohybová síla R_{bO} po přesunutí do osy čepu
$\boldsymbol{D}$ $[-]$	Rovina, ve které leží tlaková síla R_{bD} po přesunutí do osy čepu
$R_{\check{c}}$ $[N]$	Reakce v čepu A použitá vypočtená při dimenzování
$M_{R\check{c}}$ $[Nmm]$	Klopná reakce v čepu A
p_0 $[MPa]$	Maximální tlak na vztažené ploše
p_D $[MPa]$	Dovolený tlak
τ_S $[N/mm^2]$	Smykové napětí
τ_D $[N/mm^2]$	Dovolené smykové napětí
σ_{red} $[N/mm^2]$	Redukované napětí
τ_{IIk} $[N/mm^2]$	Smykové napětí ve svaru namáhaném krutem
a $[mm]$	Výška svaru
$\alpha_{\tau II}$ $[-]$	Součinitel svaru
β_s $[-]$	Součinitel velikost svaru
M_k $[Nmm]$	Kroutící moment
k $[-]$	Bezpečnost
M_T $[Nmm]$	Třecí moment
N $[N]$	Normálová reakce ve svěrném spoji
f $[-]$	Třecí součinitel

$Q_0\ [N]$	Předpětí šroubu
$\gamma\ [°]$	Úhel stoupání závitu
$P\ [mm]$	Rozteč
$d_2\ [mm]$	Střední průměr závitu
$\beta_š\ [°]$	Polovina vrcholového úhlu závitu
$\beta_n\ [°]$	Polovina vrcholového v normálové rovině
$\varphi'\ [°]$	Třecí úhel
$\sigma_{Kt}\ [N/mm^2]$	Mez kluzu v tahu
$\sigma_{tš}\ [N/mm^2]$	Tahové napětí na šroubu
$S_3\ [mm^2]$	Plocha malého průměru závitu
$d_3\ [mm]$	Malý průměr závitu
$M_{ks}\ [Nmm]$	Potřebný moment k předpětí šroubu
$\tau\ [N/mm^2]$	Napětí v krutu
$W_k\ [mm^3]$	Modul průřezu v krutu
$M_{TM}\ [Nmm]$	Třecí moment pod maticí
$M_{kk}\ [Nmm]$	Utahovací moment na klíči

1. Úvod

Nakladače ze série S450 (Obr. 1) se prodávají ve dvou hlavních variantách ovládání – manuální a SJC (Selectable Joystick Control). Nakladače vybavené SJC jsou ovládány dvěma joysticky; pomocí nich řídí operátor pohyb stroje a pracovních nástrojů, rozložení ovládání je možno měnit mezi dvěma předdefinovanými variantami. Rychlost stroje a výkon (síla) pracovních nástrojů je pak dána otáčkami motoru, které se ovládají přes jeden pedál ovládaný pravou nohou, případně přes tzv. “ruční plyn”.

Plynový pedál verze SJC ohodnotila zpětná vazba od zákazníků jako nepohodlný. Po dalším vyhodnocování byl stejně označen i firemními testovači. Plynový pedál musí operátor při provozu stroje využívat prakticky neustále. Proto je nepřípustné, aby takovýto elementární ovládací prvek byl nepohodlný, obzvláště s ohledem na dlouhodobé a pravidelné používání.

Tato práce se bude zabývat identifikací příčiny výše popsaného problému na daných strojích a návrhem možného řešení, které bude zavedeno do výroby. Řešení bude respektovat normy, zabývající se danou tématikou, a případná omezení vyplívající z požadavků na výrobu, zachování současných dílů, maximální unifikace a případnou jednoduchou nápravu na již vyrobených strojích.

Obr. 1.: Nakladač Bobcat ze série S450 [1]

2. Možnosti provedení pedálů

Obvykle se pedály vyskytují ve skupinách, tak jak jsme zvyklí z automobilů, je to kombinace plyn, brzda, spojka. Pedály můžeme dále dělit dle toho, jak je tato skupina uchycena.

2.1. Závěsné provedení pedálů

Takto se pedály obvykle montují u automobilů, kde je za palubní deskou dostatek místa pro uchycení pedálů. Toto umístění je taktéž výhodné, protože pedály visí na přepážce mezi motorovým prostorem a kabinou, a tudíž velmi blízko k ovládaným komponentům (Obr. 2).

Obr. 2.: Závěsný pedál box firmy Magal [2]

2.2. Provedení připevněné k podlaze

Toto řešení je využívání v aplikacích, kde není dostatek prostoru pro instalací závěsných pedálů, obvykle např. závodní vozy (Obr. 3).

Obr. 3.: Pedál box připevněný k podlaze od firmy OBD [3]

2.3. Další způsoby provedení pedálů

Výše popsané varianty jsou obvyklé, ale zdaleka ne jediné, omezené zástavbové prostory či neobvyklé rozložení pedálů, vyžadují specializovaná řešení na míru stroji. Jednou z dalších možnosti realizace je např. připevnění pedálu na čep (svarem, nebo spojným spojem), který je uložen v kluzném ložisku a axiálně pojištěn. Kluzné ložisko pak může být nalisováno třeba v bočnici interiéru.

Existuje mnoho rozdílů mezi různými variantami řešení, ty souvisí například s vhodným uložením hydraulických válců, tato problematika se ovšem týká brzdových a případně i spojkových pedálů, kterými se v této práci nebudu zabývat, a tudíž rozbor této problematiky přesahuje rozsah této práce. V následující kapitole se proto budu věnovat přímo plynovým pedálům.

3. Způsoby ovládání plynových pedálů

Plynový pedál zajišťuje v automobilech a jiných strojích spojení mezi řidičem (operátorem) a motorem. Pomocí plynového pedálu ovládá operátor otáčky motoru a tím i výkon celého stroje. Plynové pedály lze dále dělit dle realizace propojení pedálu s motorem.

3.1. Mechanicky ovládaná škrtící klapka

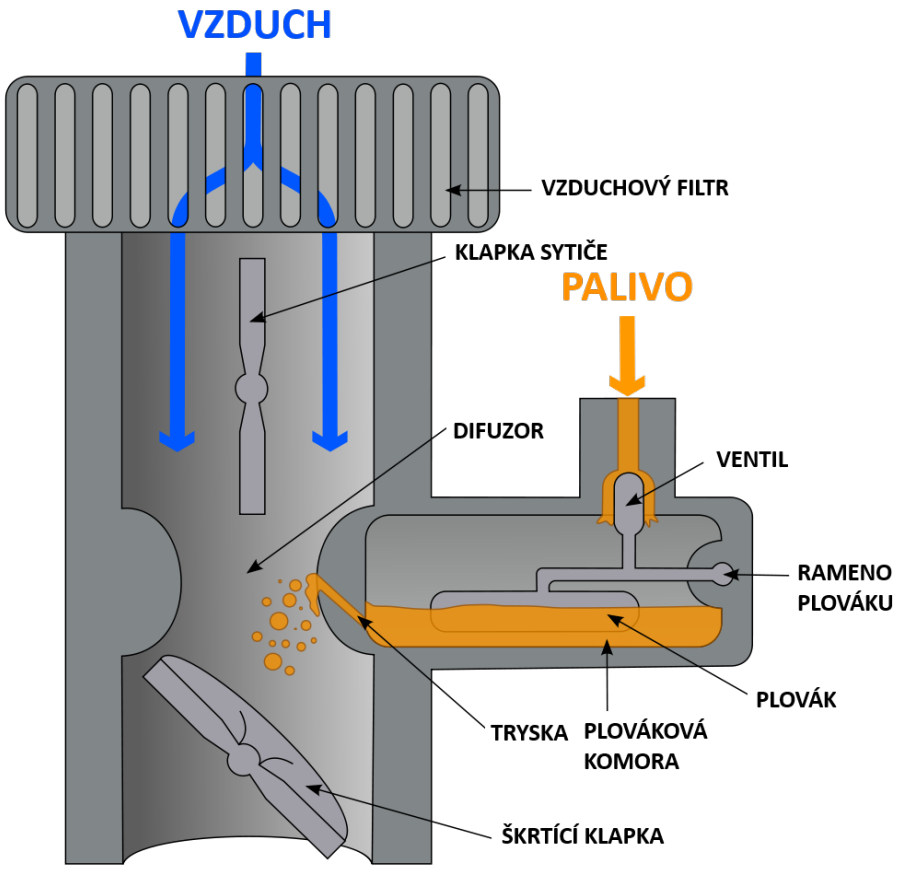
V nejjednodušší variantě je pedál (či jeho mechanizmus) spojen bowdenem se škrtící klapkou. Stlačením pedálu se klapka otevře a zvýší se objem vzduchu proudícího palivovou soustavou, což přes zvýšený přívod směsi do spalovacího prostoru vyvolá zvýšení otáček motoru.

Níže jsou popsány možnosti a principy mechanického ovládání pro různé varianty spalovacích motorů.

3.1.1. Zážehové motory

Zážehové motory

- Motory s karburátorem
  U motorů s karburátorem způsobí větší rychlost proudění větší podtlak, díky čemuž se do spalovacího prostoru nasává větší množství paliva (Obr. 4).



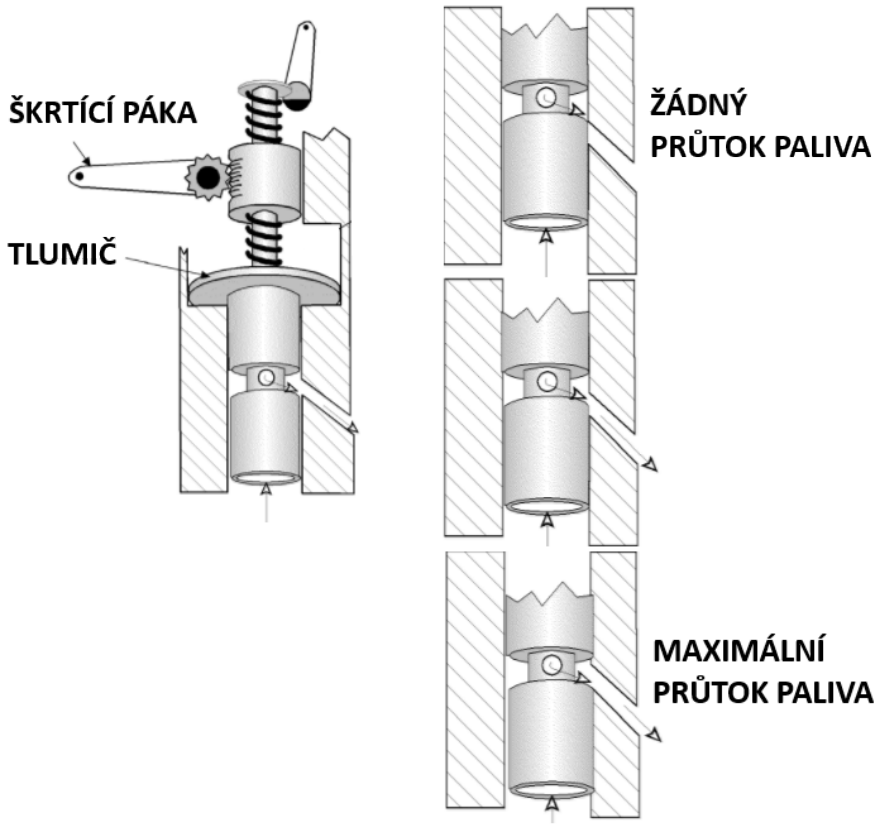
Obr. 4.: Schématický řez karburátorem [4]

- Motory se vstřikováním paliva
  U motorů se vstřikováním paliva otevření škrtící klapky opět způsobí větší průtok vzduchu. Toto zvětšení průtoku řídící jednotka zjistí pomocí váhy vzduchu a následně upraví množství paliva vstřikovaného do spalovacího prostoru.

V tomto případě pomocí škrtící klapky ovlivňujeme množství vzduchu proudícího do motoru, které následně způsobí zvýšení množství vstřikovaného paliva. Otáčky tedy řídíme nepřímo.

3.1.2. Vznětové motory

Otáčky vznětového motoru jsou na rozdíl od zážehových motorů ovládány přímo množstvím paliva dopravovaného do spalovacího prostoru. V tomto případě pedálem ovládáme velikost štěrbiny, kterou do motoru proudí palivo (Obr. 5). V tom případě tedy škrtící klapku nahrazuje škrtící ventil.



Obr. 5.: Schéma škrtícího ventilu [5]

Mechanické spojení pedálu s komponentou motoru předem definuje dráhu pedálu, případně převodový poměr, a sílu potřebnou pro ovládání pedálu.

3.2. Elektronické ovládání „drive by wire“

V současné době je mechanické spojení nahrazováno spojením elektronickým. Poloha pedálu je snímána Hallovou sondou nebo potenciometrem (Obr. 6). Tento signál snímá řídící jednotka. Následně změní množství vstřikovaného paliva (elektronické vstřikovače) a úhel pootevření škrtící klapky (servomechanismus, pouze zážehové motory). V moderních zážehových motorech koriguje řídící jednotka množství nasávaného vzduchu pomocí proměnného časování ventilů, čímž eliminuje potřebu škrtící klapky.

V tomto případě polohou pedálu pouze signalizujeme požadavek na změnu otáček a veškeré řízení motoru obstará řídící jednotka.

Toto řešení má mnoho výhod, umožňuje např. preciznější kontrolu nad spalovacím procesem, což má pozitivní vliv především na úspornost motoru. Pro účely této práce je podstatnější absence mechanického propojení pedálu a komponentů motoru, která umožňuje uměle definovat silový odpor pedálu i jeho dráhu, bez ohledu na navazující součásti.

Obr. 6.: Elektronický pedálový modul Bosch [6]

4. Normy

Tato část se bude věnovat normám, které se nějakým způsobem dotýkají dané problematiky a určí rámcové mantinely, v kterých se může následný návrh pohybovat, s ohledem na polohu pedálu a předepsaný silový odpor. Taktéž mi umožní zanalyzovat, jak normy splňuje současné řešení.

4.1. ISO 6682 Stroje pro zemní práce – Optimální a přípustné pohybové prostory pro umístěný ovladačů

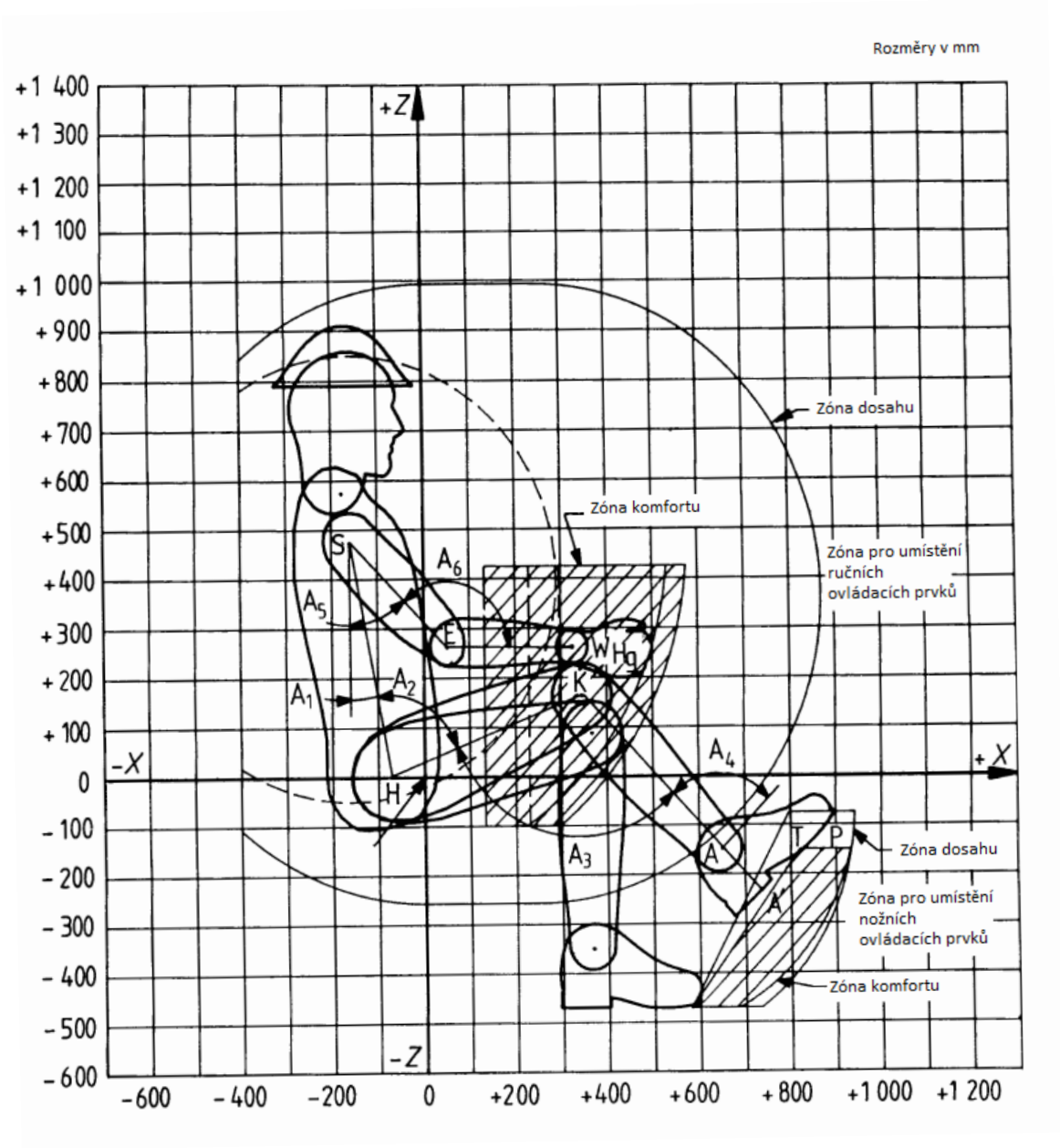
Norma ISO 6682 [7] definuje rozměry průměrného, malého a velkého operátora, jako je např. výška, délka nohou atd. Norma se dále zabývá vhodnou pozicí operátora (úhly mezi různými částmi těla) a relativní polohou ovládacích prvků vůči operátorovi, kterou se zabývá jak z hlediska komfortu, tak z hlediska dosažitelnosti. Hodnoty úhlu definuje ve dvou různých intervalech – optimálním a přípustným, který je rozšířením optimálního. Pro účely této práce bude klíčový úhel mezi chodidlem a lýtkem nohy, která ovládá pedál (A4, Obr. 7). Optimální rozmezí tohoto úhlu je definováno mezi 85° a 108°, přípustné 75° až 115° (Tab. 1).

Tab. 1.: Úhlový rozsah pohybů, přeloženo z [7]

Značka	Úhel (čeho)	Pohyb	Úhel [°]	
			Optimální	Přípustné
A_1	záda	flexe	10	5 až 15
	trup	abdukce	0	-20
A_2	kyčel	flexe	75 až 100	60 až 110
		abdukce	10	10
		abdukce	-22	-30
A_3	koleno	flexe	75 až 160	75 až 170
A_4	kotník	flexe	85 až 108	78 až 115
A_5	rameno	flexe	-35 až 85	-50 až 180
		abdukce	20	20
		abdukce	-70	-120
		cirkumdukce	20	20
A_6	loket	flexe	60 až 180	45 ž 180

Vysvětlení pohybů uvedených v Tab. 1

- Flexe – pohyb, který mění úhel mezi částmi těla
- Abdukce – pohyb v rovině kolmé na rovinu flexe a směřující k, nebo od osy těla (rovina XZ, Obr. 7)
- Cirkumdukce – pohyb okolo osy, který opisuje kužel
- Úhly A1-A6 vyznačeny v Obr. 7



Obr. 7.: Zóny komfortu a dosahu – boční pohled [7]

4.2. ISO 15077 – Traktory a stroje s vlastním pohonem pro využití v zemědělství – ovladače obsluhy

Norma ISO 15077 [8] specifikuje rozmístění ovládacích prvků, vhodné pohyby pro ovládání funkcí stroje, a i silové odpory ovládacích prvků (Tab. 2). Norma bohužel definuje pouze silové odpory maximální, což pro tuto práci není dostačující. Norma se navíc týká zemědělských strojů, využití nakladačů při zemědělských prací je sice možné a využívané, avšak nejedná se o typický příklad využití.

Tab. 2.: Maximální silové odpory ovládacích prvků, přeloženo z [8]

Druh ovládacího prvku	Maximální silový odpor [N]
Páka, dopředu/dozadu	230
Páka, do stran	100
Páka, nahoru	400
Pedál – ovládání nohou/chodidlem	450
Pedál – ohyb kotníku	90
Prst/zápěstí	20

4.3. ISO 10968 Stroje pro zemní práce – Ovladače obsluhy

Norma ISO 10968 [9] se odkazuje na normu ISO 6682, dále rozpracovává polohu ovládacích prvků vůči sobě a definuje vhodný silový odpor (Tab. 3) ovládacích prvků s ohledem na komfort operátora, ale i s ohledem na minimální silový odpor nutný z hlediska bezpečnosti ovládání. Pro pedál udává vhodnou sílu při častém používání jako 120N, v případě přítomnosti opory zad až 150N. Maximální síly se shodují s normou ISO 15077.

Tab. 3.: Silové odpory ovládacích prvků, přeloženo z [9]

Druh ovládacího prvku	Silový odpor ovládacího prvku [N]		
	Maximální	Normální (časté používání)	Minimální
Ruka			
páka, dopředu/dozadu	230	80	20
páka, do stran	100	60	15
páka brzdy, nahoru	400	60	15
Noha			
pedál	450	120 (150, s oporou zad)	30
pedál, otočný kolem středu	230	50	30
Palec			
pedál	90	50	12
Prst			
páka nebo tlačítko	20	10	2

Kromě toho norma dále definuje:

- Primární ovládací prvky – často, nebo nepřetržitě využívány operátorem, do této kategorie patří i ovládání plynu do skupiny „rychlost“
- Sekundární ovládací prvky – zřídka používané ovládací prvky, které jsou potřebné pro správnou funkci stroje
- Pedály by měly mít protiskluzovou úpravu
- Obvyklé reakce stroje na pohyby ovládacích prvků

4.4. SAE J1814 Ovladače obsluhy – Terénní stroje

Vzhledem k tomu, že velké množství strojů se prodá také v USA, kde sídlí velká část firmy, vyhledal jsem i relevantní americké normy. K dané problematice se vyjadřuje norma SAE J1814 [10]. Silový odpor v pedálu při časté manipulaci specifikuje jako 120 N, stejně jako norma ISO 10968, a pokud je přítomna opora zad až 300 N, v čemž je o mnoho benevolentnější než norma ISO (Tab. 4). Jako jediná z norem také definuje dráhy ovládačů, pro pedál udává minimální dráhu jako 30 mm (Tab. 5).

Tab. 4.: Odporové síly nohou ovládaných ovladačů, přeloženo z [10]

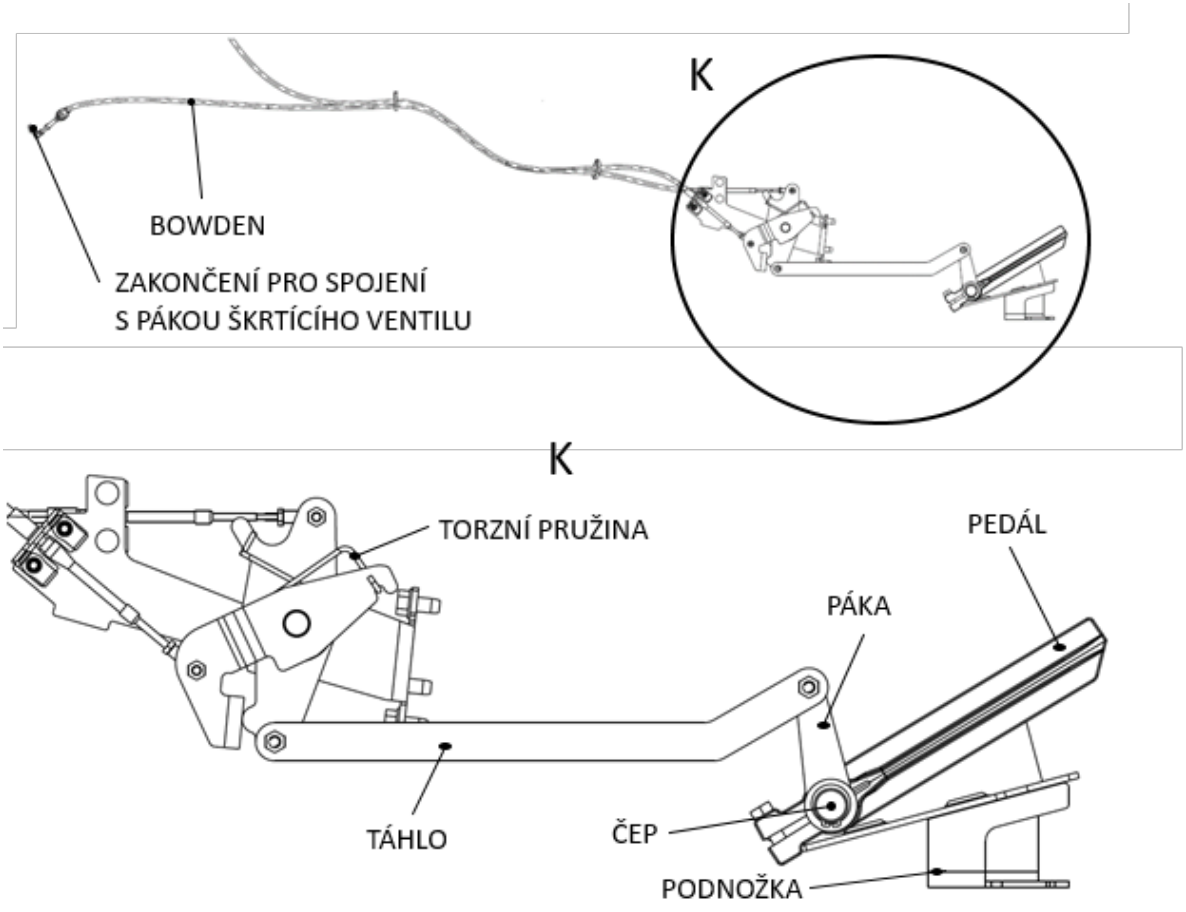
Ovládací prvek	Min. odporová síla [N]	Max. odporová síla, často používané [N]	Max. odporová síla, zřídka používané [N]	Max. odporová síla, selhání systému [N]
Nohou ovládané				
Tlačítko	20	60	90	180
Pedál – kotník				
a. palcem	12	48	60	120
b. patou a palcem	12	48	60	120
Pedál – noha a chodidlo				
a. bez opory zad	30	120	150	300
b. s oporou zad	75	300	375	700

Tab. 5.: Dráhy nohou ovládaných ovládacích prvků, přeloženo z [10]

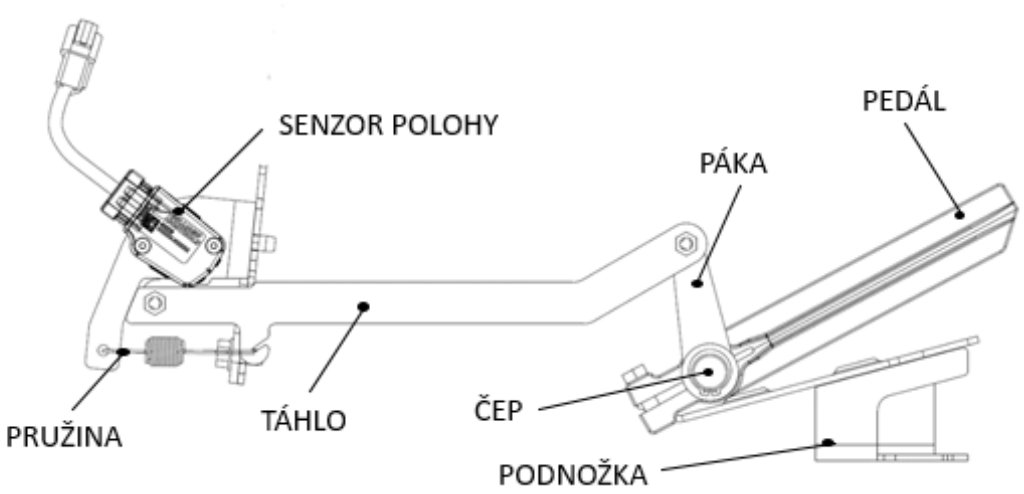
Ovládací prvek	Dráha – min. [mm]	Dráha – max. často používané [mm]	Dráha – max. zřídka používané [mm]
Nohou ovládané			
Tlačítko	15	45	60
Pedál - kotník			
a. palcem	20	60	80
b. patou a palcem	8	24	32
Pedál – noha a chodidlo			
a. bez opory zad	30	90	120
b. s oporou zad	30	90	120

5. Současné provedení pedálu

U nakladačů ze série 450 ve verzi SJC se vyskytují 2 různé modifikace mechanismu plynového pedálu (Obr. 8, Obr. 9) v závislosti na instalovaném motoru. Motor Kubota je mechanicky ovládán přes škrtící ventil, zatímco motor Doosan je řízen elektronicky. Přední část mechanismu je pro oba motory stejná – pedál uchycený svěrným spojem na čepu, na kterém je zároveň svarem zafixovaná páka. Stejně tak jejich poloha (uchycení čepu v podlaze, podnožka). Připojené táhlo má v obou provedeních podobný tvar, liší se jeho druhá strana v závislosti na navazujícím mechanismu. U motorů Kubota táhlo pohybuje pákovým mechanismem, na který je z druhé strany připojen bowden a přímo ovládá škrtící ventil (Obr. 8). Navrácení pedálu do původní polohy po uvolnění je realizováno torzní pružinou. Ve variantě s motorem Doosan táhlo pohybuje senzorem polohy (Obr. 9), z jehož signálu řídící jednotka odpovídajícím způsobem upraví otáčky motoru.



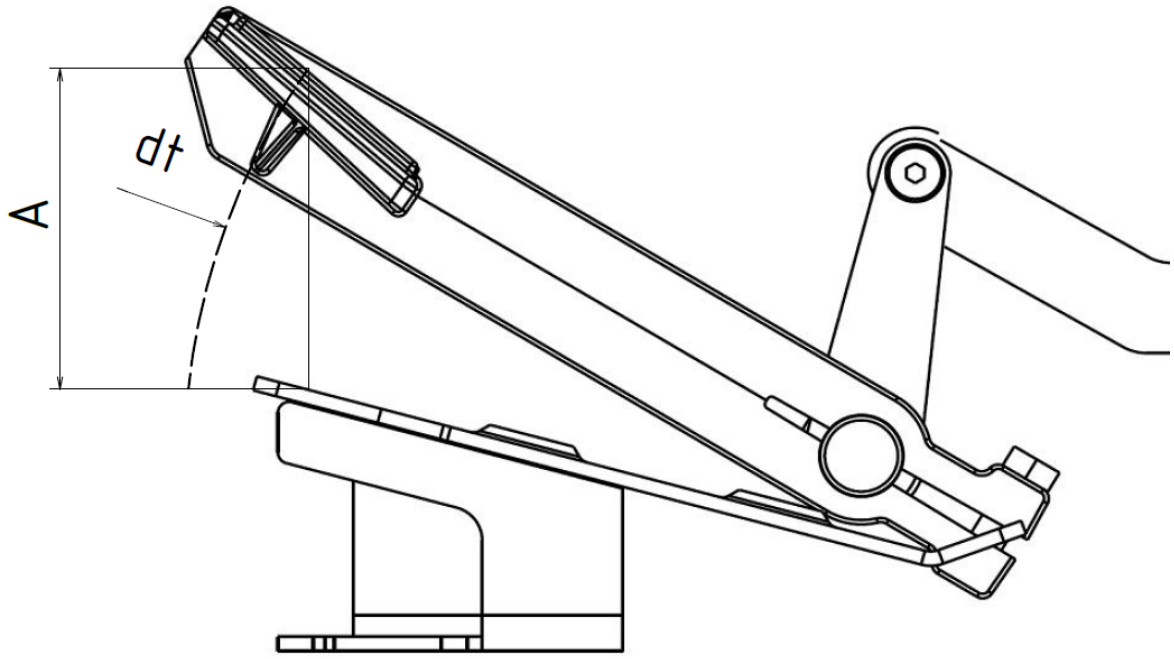
Obr. 8.: Mechanismus u motoru Kubota



Obr. 9.: Mechanismus u motoru Doosan

5.1. Analýza polohy

Jako první bylo potřeba zjistit, co je příčinnou nepohodlného ovládání pedálu, které nahlásili zákazníci a potvrdili firemní testovači. Po osobním vyzkoušením na několika strojích jsem vyvodil, že hlavním důvodem nepohodlí je vysoká poloha pedálu v počáteční stavu (rozměr A, Obr. 10) - pedál má příliš dlouhou dráhu (d_t, Obr. 10) a v první zhruba třetině jeho dráhy je noha v nepříjemné poloze - úhel mezi chodidlem a nohou se jeví jako nepřirozeně malý.

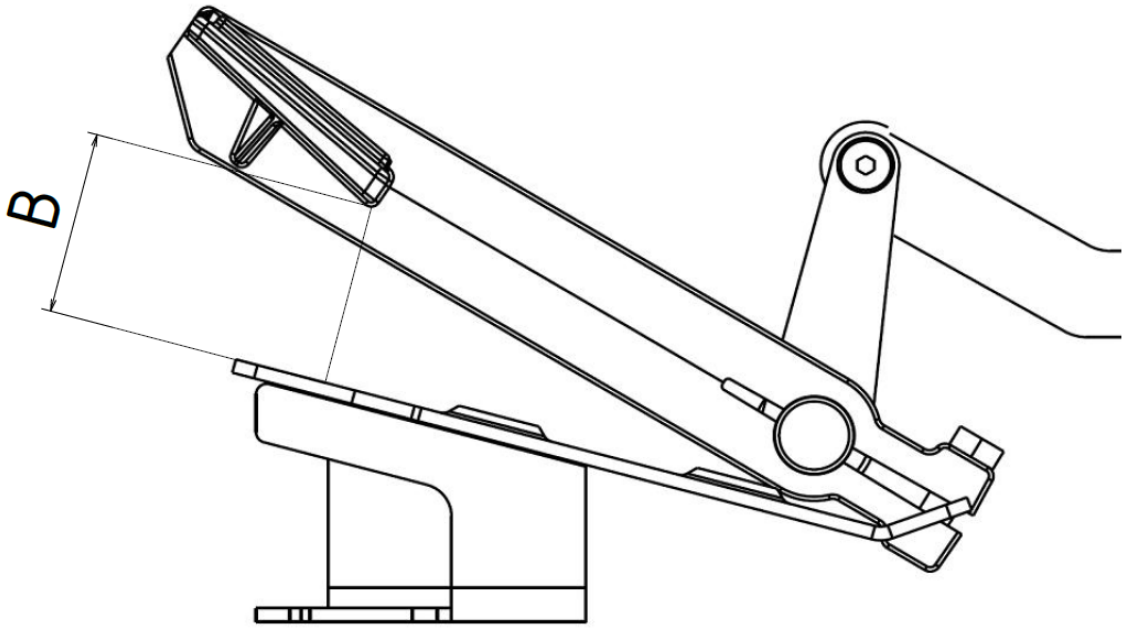


Obr. 10.: Schématický boční pohled na pedál

Ve výkresové dokumentaci firmy Bobcat není pro ani jednu z variant definována výška pedálu při počátečním stavu, jeho nastavení probíhá přímo ve výrobě za pomocí

jednostranného svěrného spoje tak, aby při plném sešlápnutí pedálu běžel motor na maximální otáčky.

Z tohoto důvodu bylo potřeba přeměřit polohu pedálu přímo na strojích, a to buď pomocí úhelníku, nebo se zavedením jiného kontrolní rozměru. Pro jednoduchost a opakovatelnost měření jsem polohu pedálu definoval pomocí kolmé vzdálenosti od podnožky k dolní hraně pedálu (rozměr B, Obr. 11). Tento rozměr jsem měřil na 17 nových strojích připravených k expedici. Z těchto strojů 5 mělo motor Doosan, zbytek byl vybaveno motorem Kubota, který v prodejích převládá. Z hlediska rozdílnosti ovládacího mechanismu je vhodné naměřené hodnoty zpracovávat odděleně (Tab. 6).



Obr. 11.: Schématický boční pohled na pedál, zakótovaná měřená veličina

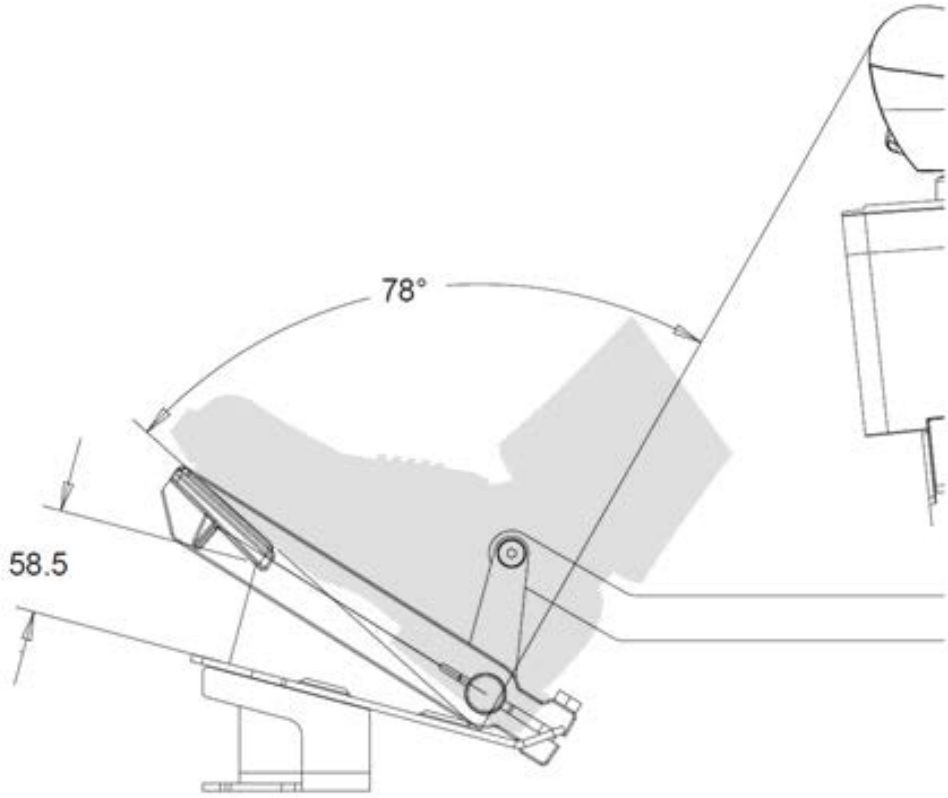
Tab. 6.: Naměřené hodnoty výšky pedálu

	B_{Kubota} [mm]	B_{Doosan} [mm]
	57	57
	54	54
	59	56
	56	57
	62	55
	60	57
	57	
	62	
	59	
	58	
	60	
	58	
$\overline{B}\ [mm]$	58.5	55.8

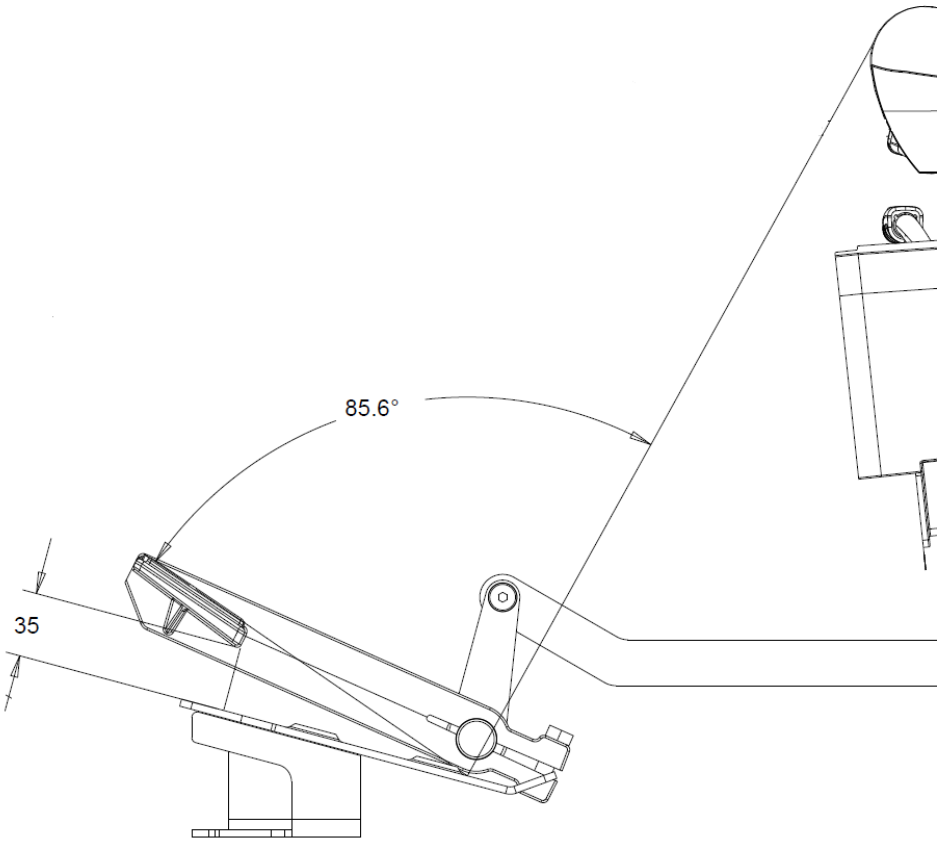
Stejnou hodnotu jsem odměřil i pro polohu, kterou jsem považoval za pohodlnou (B = 30mm) a hraniční (B = 40mm). S ohledem na rozptyl hodnot naměřených u strojů s motorem Kubota jsem zvolil za cílovou hodnotu B = 35mm. U motorů Doosan by této změny šlo docílit pouhým nastavením pomocí svěrného spoje a kratší dráhu pedálu kompenzovat v programu řídící jednotky. Vzhledem k dominanci strojů s motorem Kubota v prodejích a firemnímu požadavku na maximální možnou zaměnitelnost dílů toto řešení není možné. Pro oba stroje je tedy potřeba upravit mechanismus podobným způsobem. Mechanismus u motorů Kubota jsem vyhodnotil jako složitější a potenciálně problémovější, tudíž veškeré další návrhy v této práci budou cílené přímo na něj s možností pozdější implementace na mechanismus strojů s motory Doosan.

Pro současnou polohu jsem ze schématu přibližně odměřil úhel mezi chodidlem a lýtkem (Obr. 12). Tento úhel vyšel jako 78°, což je na spodním kraji intervalu přípustného úhlu definovaného normou ISO 6682 (Tab. 1). Současné provedení pedálu tudíž splňuje normu, ale má prostor pro další zlepšení.

Stejnou kontrolu jsem provedl i pro polohu, kterou jsem výše zvolil za cílovou (B = 35 mm, Obr. 13). Úhel jsem odměřil jako 85,6°, což je na spodním okraji intervalu optimálních úhlů, oproti současné poloze je to zlepšení o necelých 8° a takováto úprava by měla vést k zvýšení pohodlí operátora.



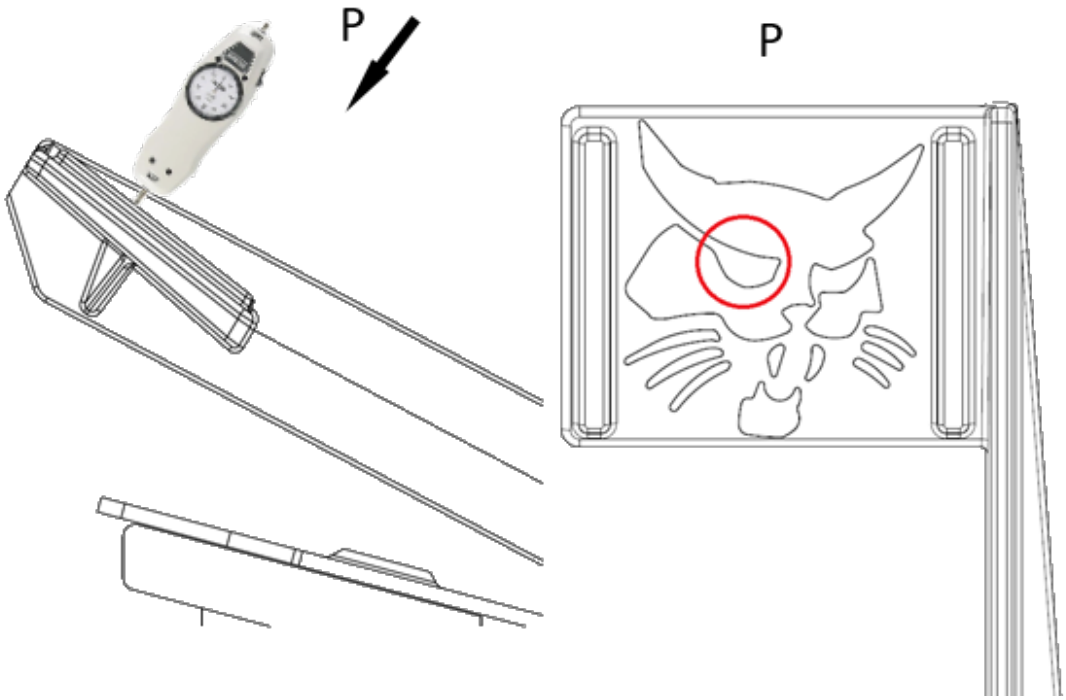
Obr. 12.: Schéma úhlu mezi lýtkem a chodidlem



Obr. 13.: Schéma úhlu mezi lýtkem a chodidlem pro předběžně navrženou variantu

5.2. Silová analýza

Protože nalezené normy definují i odporovou sílu pedálu, bylo potřeba dalším měřením zjistit sílu nutnou pro plné sešlápnutí pedálu. Velikost síly jsem měřil pomocí siloměru Omega DFG81 ve zhruba 2/3 šlapky pedálu (siloměr naznačen na Obr. 14), konzistentní poloha siloměru byla zajištěna vhodným prolisem na pedálu (vyznačeno červeným kruhem v pohledu P, Obr. 14).



Obr. 14.: Schéma polohy siloměru při měření

Na každém stroji jsem změřil hodnotu třikrát a poté zprůměroval (Tab. 7).

Tab. 7.: Naměřené hodnoty silového odporu pedálu

	Kubota F_{23} [kg]	Doosan F_{23} [kg]
	9,5	5
	9	5
	9	5
	8	5
	11,5	5,5
	10	5
	9,5	
	9	
	10	
	12,5	
	9,5	
	10	
$\bar{F}[kg]$	9,79	5,1

Z výsledků jsou opět viditelné velké rozdíly mezi oběma mechanismy a je očividné, že případné zvýšení síly potřebné pro sešlápnutí pedálu může u strojů s motorem Kubota způsobit rozpor s normami, zatímco u strojů s motorem Doosan je v tomto ohledu velká rezerva. Aritmetický průměr z naměřených sil převedu z kg na N pro využití v dalších výpočtech.

$$F'_{23} = \overline{F} \cdot g = 9{,}79 \cdot 9{,}81 = 96{,}0\ N \tag{1}$$

Pro využití při návrhu sílu zaokrouhlím na $F_{23} = 100\ N$, čímž vytvořím určitou rezervu pro případnou chybu či nepřesnost.

Při silovém návrhu se budu řídit normou ISO 10968, která je přísnější než americká norma SAE J1814, a zároveň specifičtější než norma ISO 15077

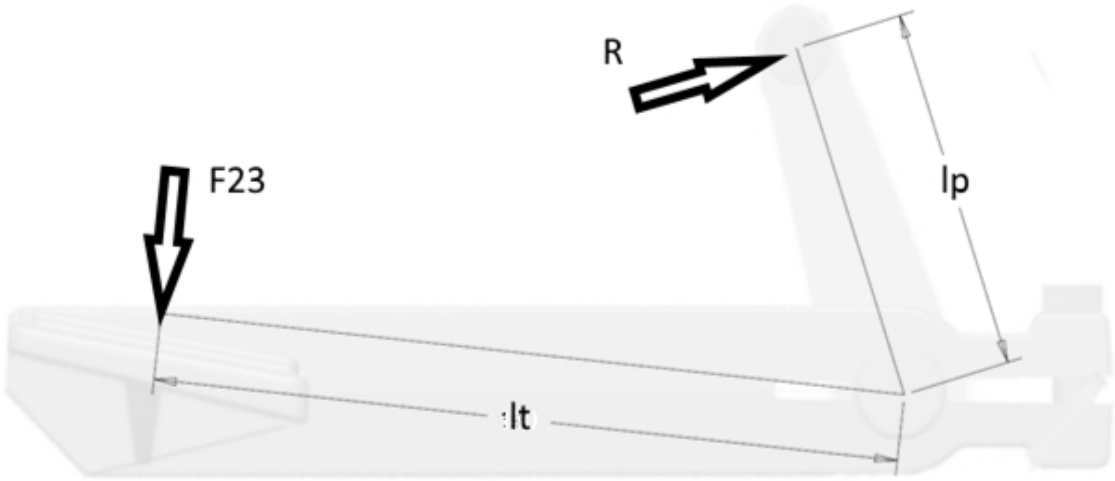
6. Návrh úpravy pedálu

V předchozích kapitolách byly vydefinovány parametry, které je potřeba při nadcházejícím návrhu respektovat:

- Maximální silový odpor pedálu při běžném používání nesmí překročit hodnotu 150 N
- Minimální silový odpor by měl přesahovat 30 N
- Dráha pedálu se má pohybovat v intervalu mezi 30 a 90 mm
- Úhel mezi lýtkem a chodidlem operátora by při ovládání stroje neměl vystoupit z optimálního intervalu (85° až 108°), pokud toto není možné zaručit, tak úhel nesmí vystoupit z přípustného intervalu (78°až 118°)

6.1. Kinematický, silový rozbor a návrh páky

Z naměřených sil je možné udělat silový rozbor (Obr. 15). Rameno pedálu $l_t = 180\ mm$ odpovídá místu, kde byly pomocí siloměru naměřeny dané hodnoty síly. Rameno páky $l_p = 80\ mm$ odpovídá středu otvoru pro čep, na kterém je dále připojeno táhlo.



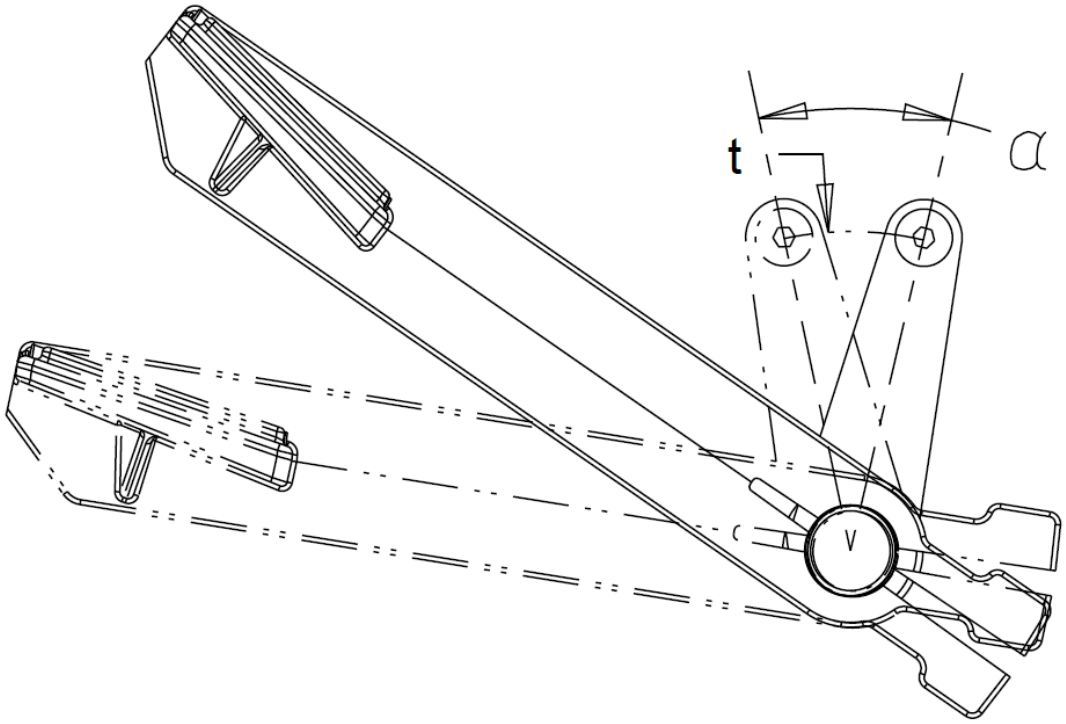
Obr. 15.: Schéma silového rozboru

$$F_{23} \cdot l_t = R \cdot l_p \tag{2}$$

$$R = \frac{F_{23} \cdot l_t}{l_p} = \frac{100 \cdot 180}{80} = 222{,}5\ N \tag{3}$$

Síla R, vypočtená z momentové rovnováhy, číselně vyjadřuje reakci od zbytku mechanismu, především od torzní pružiny. Při dalším návrhu předpokládám, že síla R zůstává konstantní a síla F_{23} se mění se změnou rozměrů naznačených ve schématu.

S cílem zachování zaměnitelnosti dílů pro stroje s oběma variantami motorizace udělám první modifikaci na páce. Naměřené hodnoty polohy pedálu nám dávají velikost úhlu (α, Obr. 17), o který se sestava – plynový pedál a páka (spojeno na čepu) otočí, tento úhel se při zmenšení výšky pedálu nad podnožkou sníží, a tudíž se zkrátí i dráha (t, Obr. 16), po které se pohybuje střed otvoru pro čep na páce. Pro zachování původní funkce mechanismu, je nutné, aby tato dráha zůstala stejná.



Obr. 16.: Úhel natočení a dráha otvoru pro čep

Úhel natočení pedálu mezi krajními polohami pro průměrnou výšku pedálu jsem naměřil v 3D modelu jako $\alpha = 24{,}5° = 0{,}4276\ (rad)$, délka oblouku, který opíše otvor pro připojení táhla je tedy

$$t = \alpha \cdot l_p = 0{,}4276 \cdot 80 = 34{,}59\ mm \tag{4}$$

6.1.1. První varianta úpravy páky

V předchozí části práce jsem definoval polohu, které chci docílit, výškou 35 mm, pro takto umístěný pedál vychází úhel natočení $\alpha' = 16° = 0{,}2793\ (rad)$, rameno na kterém se musí pohybovat otvor, aby opsal oblouk o stejné délce je tudíž

$$t = 34{,}59 = \alpha' \cdot l_p' \tag{5}$$

$$l_p{}' = \frac{t}{\alpha'} = \frac{34{,}59}{0{,}2793} = 123{,}85\ mm \tag{6}$$

Tento rozměr ramene je třeba dosadit do výše spočítané silové rovnováhy (2) a provést kontrolu, jestli výsledná síla potřebná pro stlačení pedálu nepřesahuje 150 N daných normou. Využívám předpokladu, že síla R zůstává stejná.

$$F_{23} \cdot l_t = R \cdot l_p{}' \tag{7}$$

$$F_{23}' = \frac{R \cdot l_p{}'}{l_t} = \frac{222{,}5 \cdot 123{,}85}{180} = 153{,}1\ N \tag{8}$$

Výsledná síla vyšla větší, než síla definovaná normou ISO 10968. Síla 150 N je normou uvedená jako hraniční a uvedený návrh neobsahuje jakoukoliv rezervu, proto tato varianta nepřipadá v úvahu. Tudíž ze silové rovnováhy navrhnu délku páky, která odpovídá síle 150 N.

$$F_{23} \cdot l_t = R \cdot l_p \tag{9}$$

$$l_p^I = \frac{F_{23}^I{}' \cdot l_t}{R} = \frac{150 \cdot 180}{222{,}5} = 121{,}3\ mm \tag{10}$$

V rámci bezpečnosti zaokrouhlím délku ramene na $l_{pI} = 120\ mm$, z této délky vypočítám úhel, o který se pedál musí natočit, aby páky opsala výše definovaný oblouk o délce 34,59 mm.

$$t = 34{,}59 = \alpha \cdot l_p \tag{11}$$

$$\alpha^I = \frac{t}{l_p^I} = \frac{34{,}59}{120} = 0{,}28825 \Rightarrow 16{,}5° \tag{12}$$

Pro tento úhel jsem odměřil v 3D modelu výšku pedálu jako $B = 36\ mm$, což je velmi blízko původně navržených 35 mm.

6.1.2. Druhá varianta úpravy páky

Jako druhou variantu navrhnu stejným způsobem páku i pro sílu 120 N

$$F_{23} \cdot l_t = R \cdot l_p \tag{13}$$

$$l_p^{II} = \frac{F_{23}^{II}{}' \cdot l_t}{R} = \frac{120 \cdot 180}{222{,}5} = 97\ mm \tag{14}$$

Vzhledem k tomu, že u této varianty se nepohybuji na okraji normou předepsaného intervalu a prioritou je, co nejvíce se přiblížit navržené hodnotě výšky pedálu, dovolím si hodnotu l_p^{II} zaokrouhlit na 100 mm.

$$t = 34{,}59 = \alpha^{II} \cdot l_p^{II} = 34{,}59 \tag{15}$$

$$\alpha^{II} = \frac{t}{l_p^{II}} = \frac{34{,}59}{100} = 0{,}3459 \Rightarrow 19{,}8° \tag{16}$$

Pro tento úhel jsem odměřil v 3D modelu výšku pedálu jako $B = 45\ mm$, což přesahuje hodnotu předem definovanou jako pohodlnou i hodnotu hraničního pohodlí, avšak stále nabízí zlepšení oproti současnému stavu, tato varianta je krajní a bude použita v případě nepříznivých silových poměrů jiných alternativ.

6.1.3. Třetí varianta úpravy páky

Protože první varianta je velmi blízko silovému limitu definovanému normou a druhá naopak dle mého názoru neposkytuje dostatečné zlepšení v pohodlí, navrhnu ještě jednu variantu táhla. Při návrhu budu vycházet z výšky pedálu, kterou jsem naměřil pro hraniční pohodlí ($B = 40\ mm$). K této hodnotě v 3D modelu odměřím úhel natočení mezi krajní polohou a plným sešlápnutím pedálu jako $\alpha_{III} = 18° = 0{,}3145\ (rad)$. Z velikosti úhlu vypočítám potřebné rameno páky (l_p) a z ramena páky výslednou sílu (F_{23}).

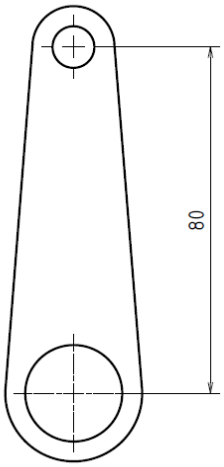
$$t = 34{,}59 = \alpha \cdot l_p \tag{17}$$

$$l_p^{III} = \frac{t}{\alpha^{III}} = \frac{34{,}59}{0{,}3145} = 109{,}98 \Rightarrow 110\ mm \tag{18}$$

$$F_{23} \cdot l_t = R \cdot l_p \tag{19}$$

$$F_{23}^{III} = \frac{R \cdot l_p^{III}}{l_t} = \frac{222{,}5 \cdot 110}{180} = 136\ N \tag{20}$$

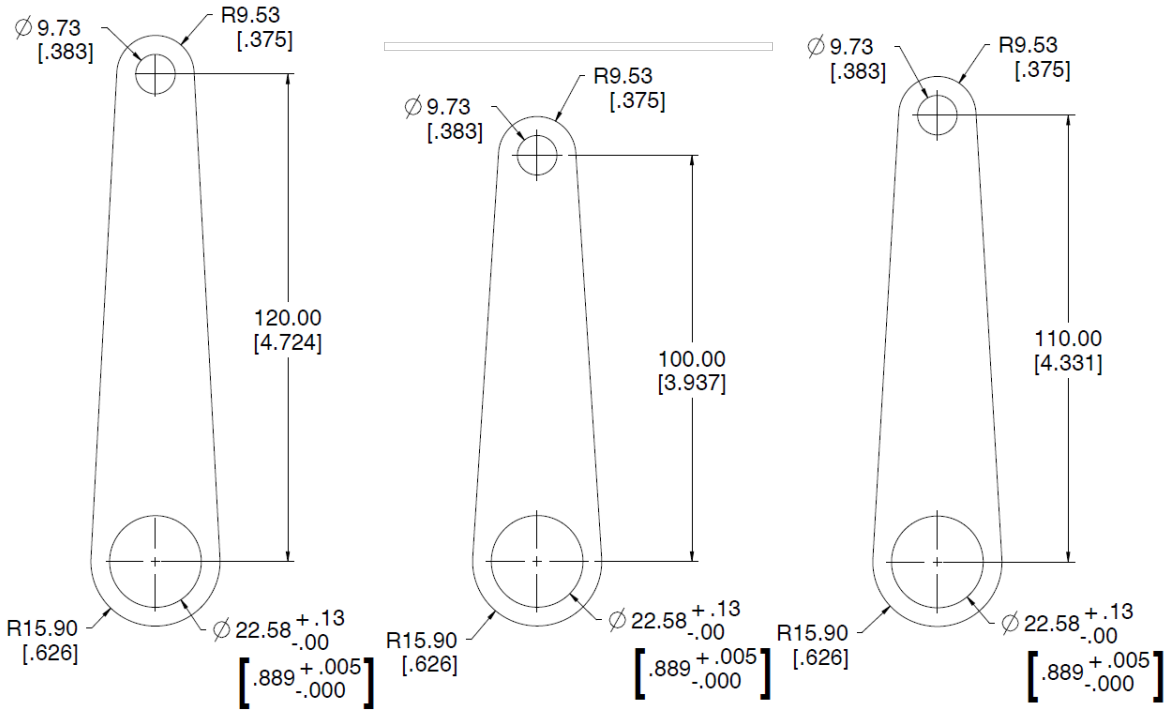
Z vypočtených rozměrů navrhnu upravené páky pro všechny tři varianty. Při návrhu budu vycházet z tvaru původního provedení (Obr. 17). Z původního provedení také převezmu rozměry a tolerance otvorů.



Obr. 17.: Původní provedení táhla

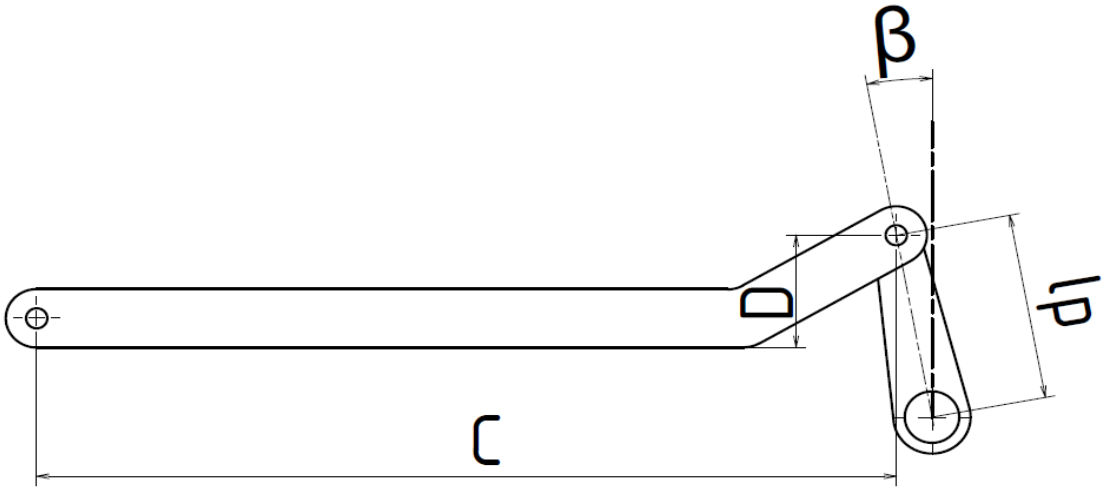
6.2. Úprava táhla pro navržené varianty

Ze silového a kinematického rozboru mechanismu jsem získal tři varianty úpravy páky (Obr. 18). K zachování původního pohybu navazujícího mechanismu musím pro tyto varianty adekvátně upravit táhlo, které na páku navazuje.



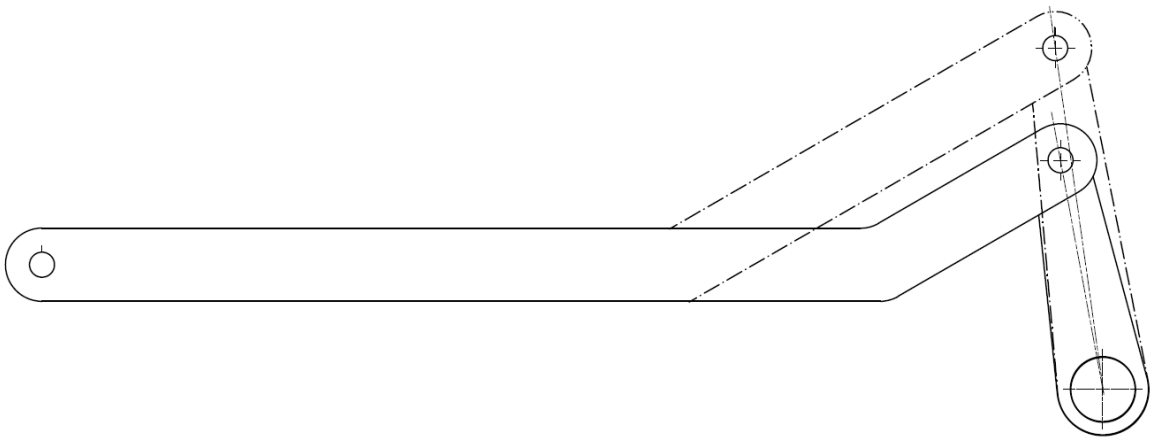
Obr. 18.: Navržené varianty páky zleva 1,2,3

Na Obr. 19 je zobrazeno původní sestava táhla a páky, rozměry C a D jsou neznámé rozměry táhla, jejichž návrhu se věnuje tato část práce.



Obr. 19.: Schéma sestavy

K návrhu neznámých rozměrů C a D využiji goniometrických funkcí, abych zjistil, jak upravený rozměr páky změní potřebnou délku a výšku táhla. Při odvozování těch funkcí využiji schématu na Obr. 20, kde je zobrazeno původní provedení a phantom čárou obecně naznačen tvar navrhovaného řešení.

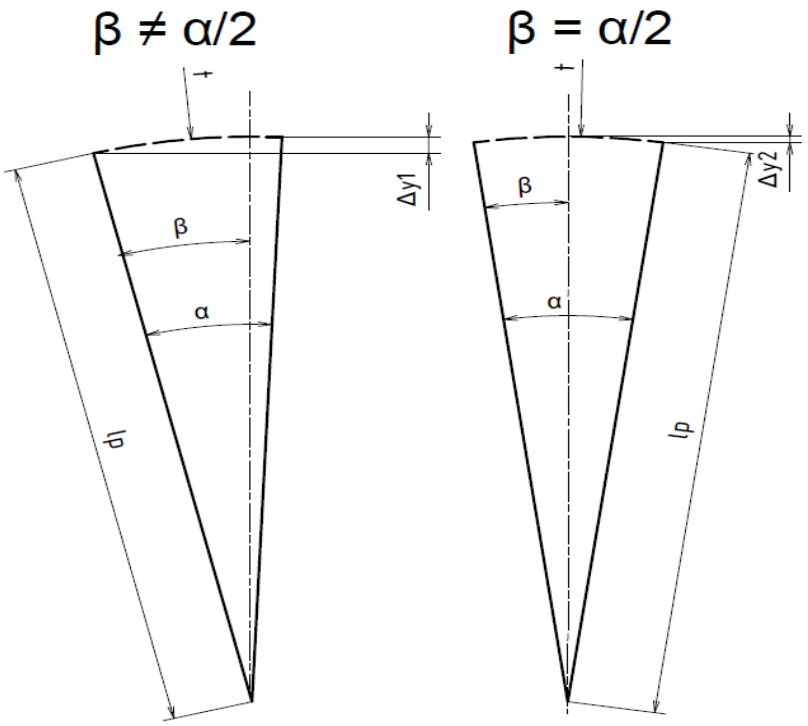


Obr. 20.: Schéma pro odvození goniometrických funkcí

K dosazení do těchto funkcí budu potřebovat úhly, o které je páka nakloněná od vertikální roviny. Pro původní páku tento úhel odměřím z 3D modelu jako $\beta = 10{,}5°$. Pro upravenou páku tento úhel odvodím z úhlu natočení sestavy α za využití předpokladu rovnoměrného rozdělení oproti vertikální rovině. Vzhledem k tomu, že mechanismus převádí rotační pohyb na lineární, rovnoměrné rozdělení minimalizuje vertikální rozdíly (Δy, Obr. 21) v různých pozicích na oblouku opisovaném otvorem pro čep na páce, čímž pomůže plynulosti chodu. Z těchto předpokladů vyplývá úhel navržené páky od vertikální roviny jako $\beta^i = \alpha^i/2$. Při výpočtu budu vycházet z následujících rovnic.

$$D_i' = 49{,}01 + (l_p^i \cdot \cos(\alpha^i/2) - 80 \cdot \cos(\beta)) \quad (21)$$

$$C_i' = 354{,}78 + (80 \cdot \sin(\beta) - l_p^i \cdot \sin(\alpha^i/2)) \quad (22)$$



Obr. 21.: Rozdíl ve výšce oblouku pro různé odchýlení od vodorovné roviny

6.2.1. Úprava táhla pro první navrženou variantu páky

Pro variantu 1 je úhel $\alpha^I = 16{,}5°$, délka ramene $l_p^I = 120\ mm$

$$D' = 49{,}01 + (120 \cdot \cos(8{,}25) - 80 \cdot \cos(10{,}5)) = 89{,}1\ mm \quad (23)$$

$$C' = 354{,}78 + (80 \cdot \sin(10{,}5) - 120 \cdot \sin(8{,}25)) = 352{,}1\ mm \quad (24)$$

Pro prvotní návrh jsem zaokrouhlil rozměry $D^I = 90\ mm$ a $C^I = 352\ mm$. Takto upravené táhlo jsem vložil do sestavy mechanismu v software Creo a provedl jsem kontrolu pohybu. Táhlo se pohybuje mezi původně vymezenými krajními polohami, při pohybu se minimálně naklání, nevykazuje tendence ke vzpříčení a výslednou výšku pedálu v počáteční poloze jsem v modelu odměřil jako 36,7 mm, což je minimální odchylka od 36 mm, pro které bylo táhlo navrženo.

6.2.2. Úprava táhla pro druhou navrženou variantu páky

Pro variantu 2 je úhel $\alpha^{II} = 19{,}8°$, délka ramene $l_p^{II} = 100\ mm$

$$D' = 49{,}01 + (100 \cdot \cos(9{,}9) - 80 \cdot \cos(10{,}5)) = 68{,}86\ mm \quad (25)$$

$$C' = 354{,}78 + (80 \cdot \sin(10{,}5) - 100 \cdot \sin(9{,}9)) = 352{,}6\ mm \quad (26)$$

Rozměry jsem opět zaokrouhlil na $D^{II} = 69\,mm$ a $C^{II} = 353\,mm$. Dále jsem postupoval stejně jako u varianty 1, pohyb táhla jsem zkontroloval v 3D modelu a odměřil výslednou výšku pedálu jako 44,6 mm.

6.2.3. Úprava táhla pro třetí navrženou variantu páky

Pro variantu 3 je úhel $\alpha^{III} = 18°$, délka ramene $l_p^{III} = 110\,mm$

$$D' = 49{,}01 + (110 \cdot \cos(9) - 80 \cdot \cos(10{,}5)) = 79\,mm \quad (27)$$

$$C' = 354{,}78 + (80 \cdot \sin(10{,}5) - 110 \cdot \sin(9)) = 352{,}8\,mm \quad (28)$$

Rozměry jsem zaokrouhlil na $D^{III} = 79\,mm$ a $C^{III} = 353\,mm$. Následně jsem postupoval stejně jako u varianty 1 a 2, pohyb táhla jsem zkontroloval v 3D modelu. S výsledným pohybem jsem nebyl spokojen a dále jsem upravoval rozměry D^{III} a C^{III}, dokud pohyb mechanismu neodpovídal mým představám pro hodnoty $D^{III} = 80\,mm$, $C^{III} = 353{,}5\,mm$. Výšku pedálu jsem odměřil jako 39,8 mm.

6.3. Kontrola normou daných parametrů

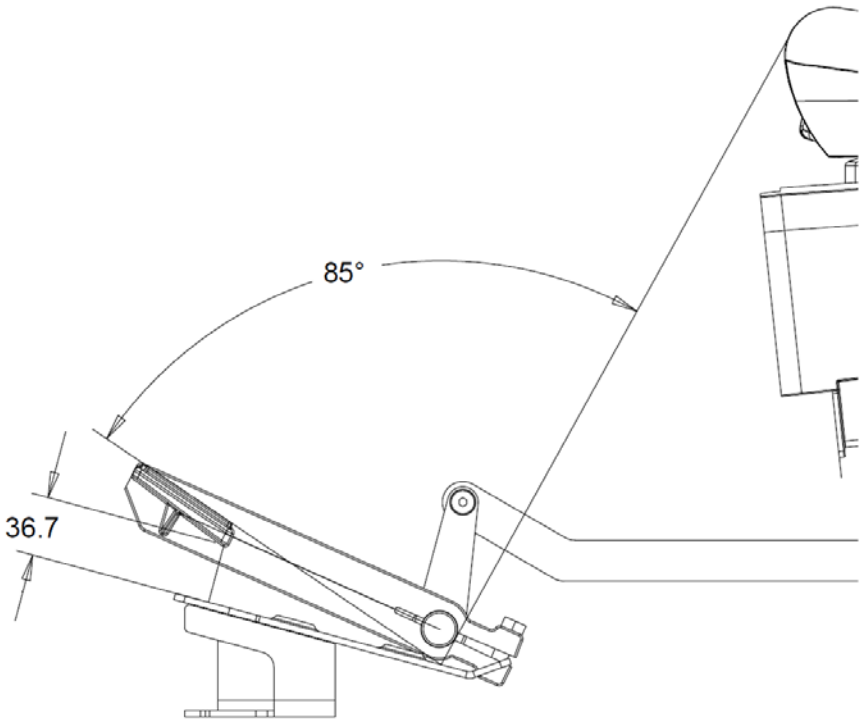
V této části práce se budu věnovat kontrole klíčových parametrů, omezených normou, u všech tří variant. Tyto parametry, z kterých jsem vycházel při návrhu, jsou uvedeny na začátku kapitoly 6.

6.3.1. Varianta 1

Úhel A4 definovaný normou ISO se v upravené poloze zvedl na 85° (Obr. 22) oproti původním 78°, což se již nachází na okraji intervalu optimálních úhlů (Tab. 1). Jako orientační kontrolu, zda úhel neopustí interval při plném sešlápnutí pedálu, dopočítám součet počáteční hodnoty a úhlu natočení $\alpha^I = 16{,}5°$. Z toho vychází úhel při plném sešlápnutí plynu jako

$$A_{4max} = 85 + 16{,}5 = 101{,}5° \quad (29)$$

tato hodnota se nachází pod horní hranici 108° (Tab. 1). Poloha plynového pedálu při plném sešlápnutí je přesně definována zarážkou, tudíž tato hodnota je pro všechny varianty stejná a není třeba ji dále kontrolovat.



Obr. 22.: Schéma úhlu mezi lýtkem a chodidlem pro variantu 1

Norma SAE definuje vhodnou dráhu pedálu, jako minimální označuje 30 mm, pří předběžné kontrole tohoto požadavku jsem vycházel z výšky pedálu nad podnožkou, pro korektní kontrolu vypočítám oblouk opisovaný šlapkou pedálu.

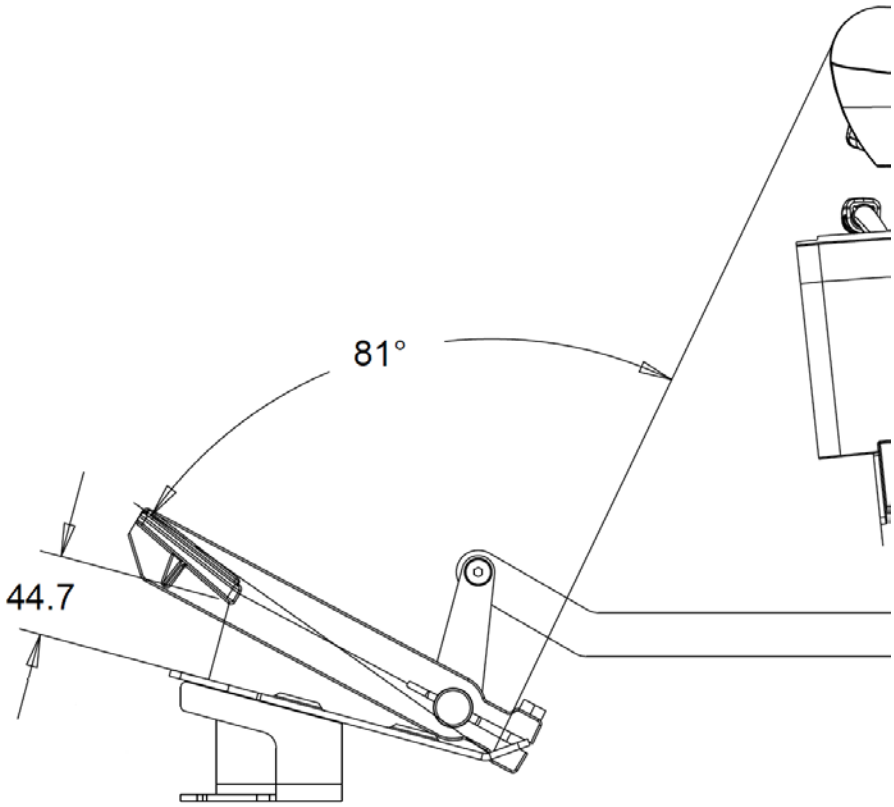
$$d_t^I = l_t \cdot \alpha^I = 180 \cdot 0{,}29 = 51{,}8\ mm > 30\ mm \tag{30}$$

Silové poměry nejlépe a nejpřísněji popisuje norma ISO 10968, která udává maximální sílu jako 150 N. Kontrolu provedu dosazením nového ramene síly do návrhového výpočtu odvozeného ze silového rozboru (2).

$$F_{23}^I = \frac{R \cdot l_p^I}{180} = \frac{222{,}5 \cdot 120}{180} = 148{,}3\ N < 150\ N \tag{31}$$

6.3.2. Varianta 2

Úhel mezi lýtkem a chodidlem jsem odečetl ze schématu (Obr. 23) jako 81°, tato hodnota vykazuje mírné zlepšení oproti původnímu stavu.



Obr. 23.: Schéma úhlu mezi lýtkem a chodidlem pro variantu 2

Dráha pedálu pro tuto variantu vychází jako

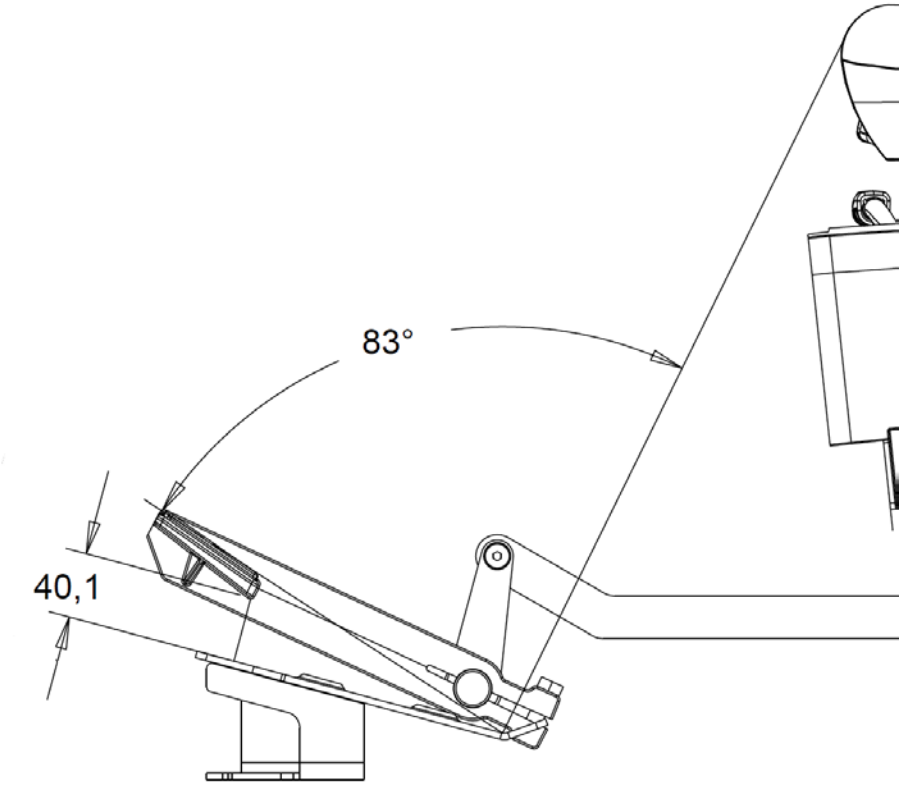
$$d_t^{II} = l_t \cdot \alpha^{II} = 180 \cdot 0{,}35 = 62{,}2\ mm > 30\ mm \tag{32}$$

Dosazení původního ramene do rovnice silové rovnováhy:

$$F_{23}^{II} = \frac{R \cdot l_p^{II}}{180} = \frac{222{,}5 \cdot 100}{180} = 123{,}6\ N < 150\ N \tag{33}$$

6.3.3. Varianta 3

Úhel mezi lýtkem a chodidlem pro tuto variantu vychází 83°(Obr. 24).



Obr. 24.: Schéma úhlu mezi lýtkem a chodidlem pro variantu 3

Dráha pedálu:

$$d_t^{III} = l_t \cdot \alpha^{III} = 180 \cdot 0{,}31 = 56{,}5\ mm > 30\ mm \quad (34)$$

Tato varianta byla dimenzována reverzně oproti variantě 1 a 2 a tudíž dopočítání výsledné síly bylo již součástí návrhového výpočtu (20), výsledná hodnota 136 N je menší než normou daných 150 N.

7. Volba optimální varianty

Z výše vypracovaných variant úpravy mechanismu je třeba vybrat jednu. Parametry, z kterých jsem vycházel při návrhu a které jsem následně kontroloval v předchozí kapitole, mi dávají přehledné a objektivní srovnání jednotlivých variant (Tab. 8).

Tab. 8.: Srovnání vypočtených a odměřených hodnot s normami

Varianta	Síla F_{23} [N]		Dráha d_t [mm]		Úhel A_4 [°]	
	ISO 10968	Výpočet	SAE J1814	Výpočet	ISO 6682	Měření
1		148,3		51,8	$\langle 85; 108 \rangle$	85
2	150	123,6	$\langle 30; 90 \rangle$	62,2	případně	81
3		136		56,5	$\langle 78; 115 \rangle$	83

Protože jako výchozí parametr pro tuto úpravu byla výška pedálu nad podnožkou (respektive úhel mezi lýtkem a chodidlem), budu této hodnotě přikládat největší váhu. Pro tento parametr je nejlepší volbou varianta 1, avšak vypočtený silový odpor této varianty je velmi blízko normou stanovenému limitu a o polovinu vyšší oproti současnému provedení pedálu. Jedinou možností, jak tuto hodnotu reálně přeměřit a subjektivně zhodnotit, je vyrobení prototypu a následná montáž na nakladač.

7.1. Testování prototypu

Montáž prototypu první varianty proběhla bez obtíží. Při montáži se neprojevily žádné problémy s geometrií navržených dílů. Navržená úprava je tudíž plně kompatibilní se strojem. Po seřízení výšky pedálu pomocí svěrného spoje, tak aby při plném sešlápnutí plynu běžel motor na nejvyšší otáčky, jsem odměřil výšku pedálu jako 38 mm. S ohledem na velký rozptyl hodnot naměřených na produkčních strojích je tato hodnota velmi dobrý výsledek blízký původně navržené hodnotě 36,7 mm.

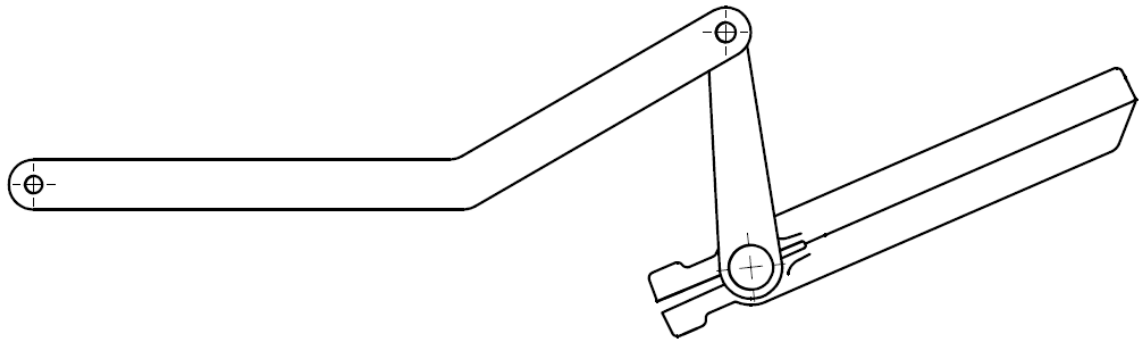
U prototypu jsem provedl měření odporové síly pedálu stejně jako na produkčních strojích (viz. kapitola 5.2, Obr. 14), sílu jsem však měřil pouze v jedné poloze – ve dvou třetinách pedálu (F_{23}), tuto hodnotu jsem použil při návrhu, a tudíž jako jediná nabízela relevantní srovnání. Naměřená hodnota byla 14,5 kg, což odpovídá síle 142 N, která splňuje horní limit 150 N daný normou [9].

Další kontrola stroje odhalila zlomený bowden ovládání škrtícího ventilu, který měl tendenci se příčit, čímž se zvyšovala nutná ovládací síla. Po výměně bowdenu síla F_{23} dále klesla na konečných 135 N.

8. Pevnostní kontroly optimální varianty

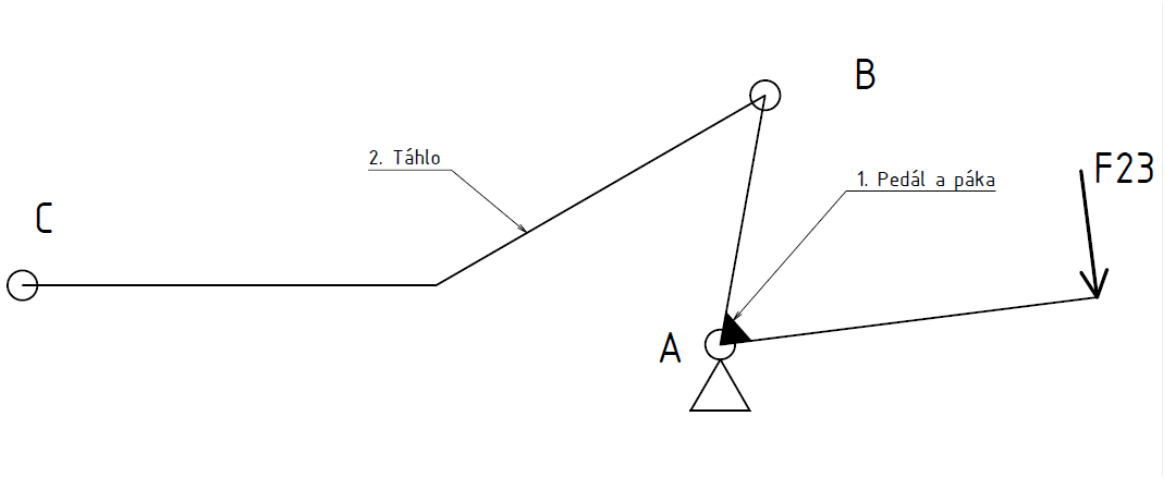
8.1. Silová analýza optimální varianty mechanismu

Pro dosazení do výpočtů v nadcházející kapitole je nejprve nutné spočítat reakce ve všech vazbách mechanismu. Z mechanismu na Obr. 8 vyjmu části mechanismu nutné pro výpočet (Obr. 26). Jako vstup do analýzy použiji sílu $F_{23} = 135\ N$.



Obr. 25.: Část mechanismu nutná pro výpočet

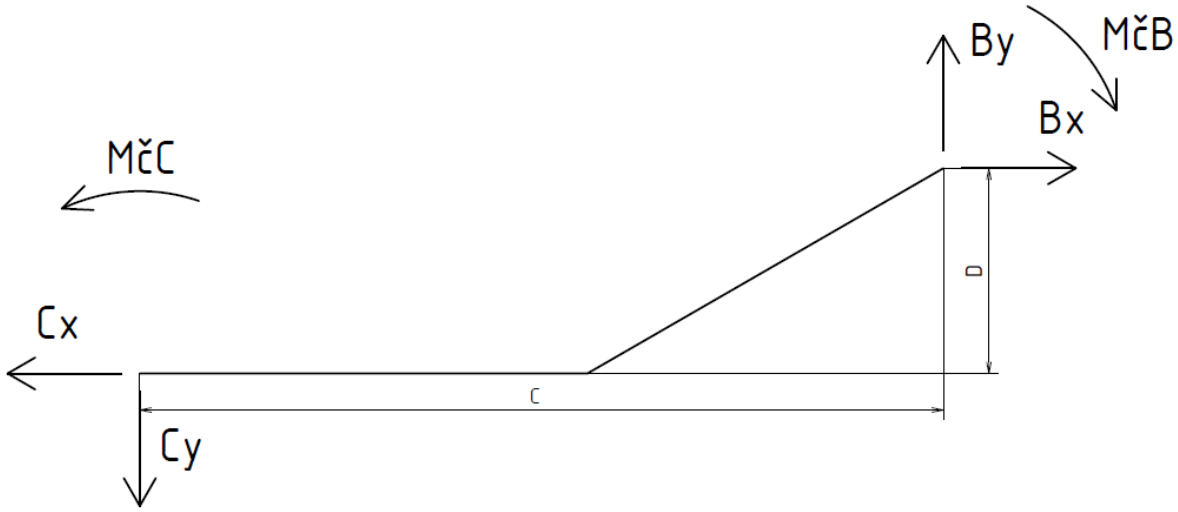
Tuto část zjednoduším pro zvýšení přehlednosti při uvolňování jednotlivých dílů do schématu na Obr. 27. Zjednodušené schéma rovnou vytvořím v poloze při sešlápnutém plynovém pedálu, protože sílu v této poloze mám naměřenou na prototypu a dále vycházím z předpokladu, že s ohledem na výskyt dvou pružin v mechanismu, bude síla největší právě v plně sešlápnuté poloze.



Obr. 26.: Zjednodušené schéma pro výpočet reakcí

Získanou sestavu o dvou dílech korektně uvolním. Při uvolňování zanedbám hmotnost samotných dílů, která se pohybuje okolo 3-4 N a tudíž je oproti ostatním silám mnohem menší. Nejprve uvolním součást 2 (táhlo) (Obr. 28) a vypíši rovnice rovnováhy. V rovnicích využiji upravenou hodnotu rozměru D, která v tomto případě bude vyjadřovat vertikální vzdálenost

děr v místech B a C, oproti návrhovému výpočtu, kde představovala výšku díry B od spodní hrany dílu.



Obr. 27.: Schéma uvolnění táhla

$$\sum x : B_x - C_x = 0 => B_x = C_x \tag{35}$$

$$\sum y : B_y - C_y = 0 => B_y = C_y \tag{36}$$

$$\sum M_C : B_y \cdot C - B_x \cdot D + M_{čC} - M_{čB} = 0 \tag{37}$$

Pro vyjádření čepového tření využiji známého vztahu, který linearizuji pomocí Ponceletova vztahu [11]:

$$M_č = \mu_č r_č |\boldsymbol{R}| = \mu_č r_č \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \cong \mu_č r_č (0{,}96R_x + 0{,}4R_y)\ pro\ R_x > R_y \tag{38}$$

Po dosazení:

$$M_{čB} = \mu_{čB} r_{čB} (0{,}96B_x + 0{,}4B_y) \tag{39}$$

$$M_{čC} = \mu_{čC} r_{čC} (0{,}96C_x + 0{,}4C_y) \tag{40}$$

Vzhledem k tomu, že materiál i průměr obou čepů je shodný tak dostáváme:

$$\mu_{čB} = \mu_{čC} \tag{41}$$

$$r_{čB} = r_{čC} \tag{42}$$

Pokud využiji rovnic (41) a (42) dostávám:

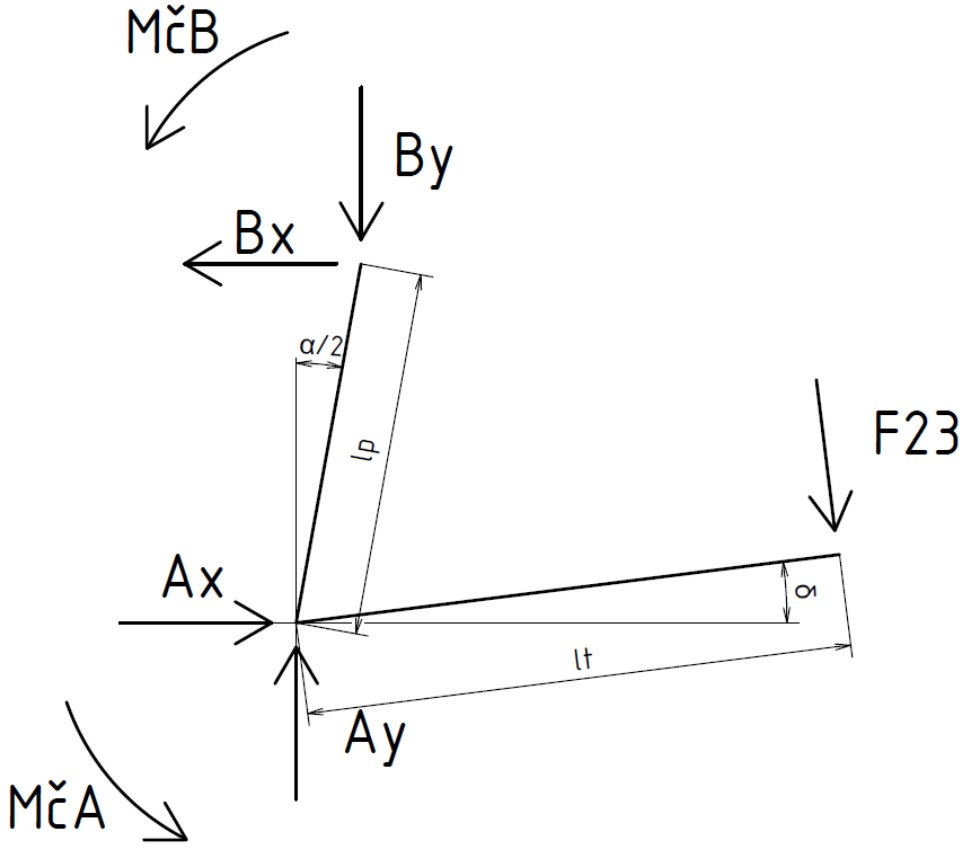
$$M_{čB} = M_{čC} \tag{43}$$

Díky této rovnici mohu upravit rovnici (37) do tvaru:

$$\sum M_C : B_y \cdot C - B_x \cdot D = 0 => B_y \cdot C = B_x \cdot D => \frac{B_y}{B_x} = \frac{D}{C} \tag{44}$$

Z rovnice (44) je patrné, že poměr velikosti průmětů reakce v bodě B do směru x a y je závislý pouze na rozměrech táhla, resp. výsledná síla bude vždy ležet na spojnici bodů B a C, což je vlastnost nezatíženého binárního členu.

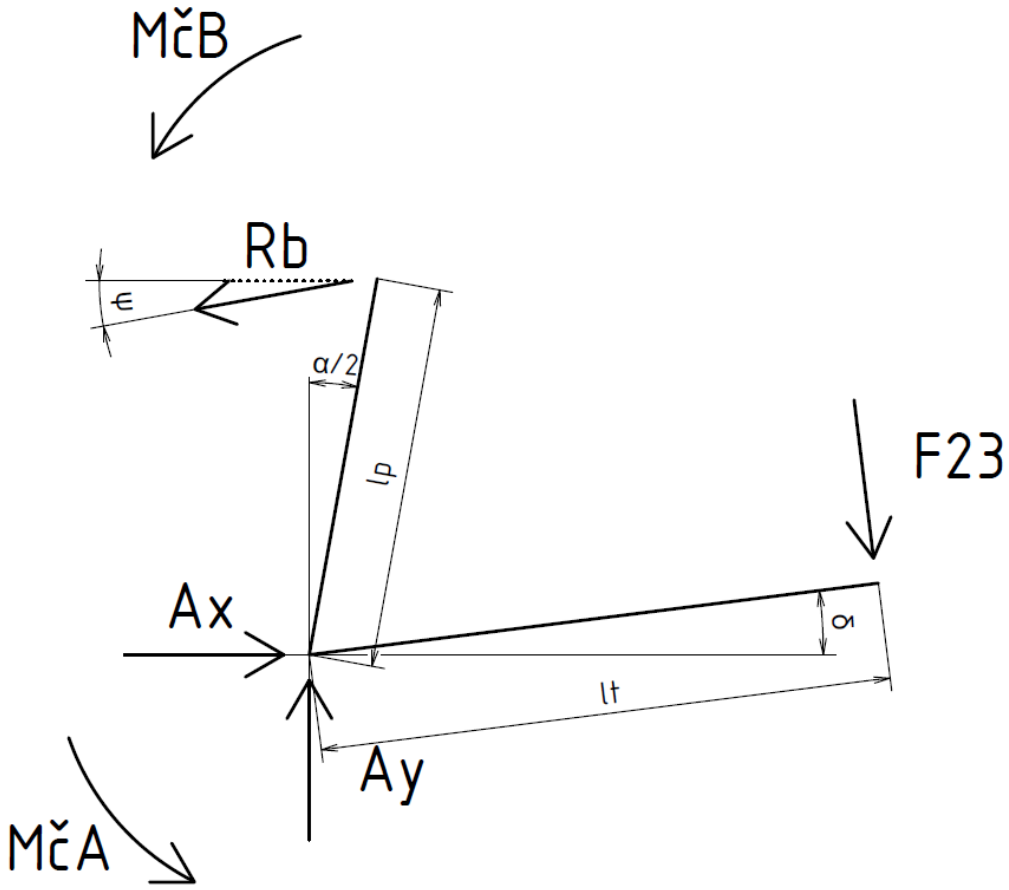
Dalším krokem je uvolnění součásti 1 (Obr. 29), tedy sestavy pedálu a páky, jejich poloha je fixovaná svarem, a tudíž je možno sestavu uvažovat jako jednu součást.



Obr. 28.: Schéma uvolnění pedálu a páky

Ze schématu je evidentní, že po uvolnění získáme 4 neznámé, ale pro jednu součást v rovině je možné sestavit pouze 3 lineárně nezávislé rovnice rovnováhy. Proto je vhodné před

sestavením rovnic rovnováhy využít vztahu získaného z rovnice (44). Z toho vztahu jsem schopný získat přesnou orientaci reakce v bodě B a tím snížím počet neznámých na 3, takto budu schopen získat všechny potřebné reakce ze sestavy pouze 3 rovnic o 3 neznámých. Adekvátně tedy upravím schéma uvolněné sestavy pedálu a páky (Obr. 30) a sestavím rovnice rovnováhy.



Obr. 29.: Schéma uvolnění pedálu a páky s jedinou reakcí v bodě B

$$\sum x : A_x - R_b \cdot \cos(\psi) + F_{23} \cdot \sin(\delta) = 0 \tag{45}$$

$$\sum y : A_y - R_b \cdot \sin(\psi) - F_{23} \cdot \cos(\delta) = 0 \tag{46}$$

$$\sum M_A : R_b \cdot l_p \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \psi\right) + M_{čA} + M_{čB} - F_{23} \cdot l_t = 0 \tag{47}$$

Pro vyjádření úhlu ψ využiji rovnici (44)

$$tg(\psi) = \frac{B_y}{B_x} = \frac{D}{C} => \psi = arctg\left(\frac{D}{C}\right) = arctg\left(\frac{77{,}3}{352}\right) = 12{,}4° \tag{48}$$

Úhel δ je dán zastavením pedálu o podnožku a odměřím jej z 3D modelu jako $\delta = 7{,}18°$.

Hodnotu tření pro vyjádření momentů čepových tření získám v případě čepu A, který je uložen v kluzném ložisku IGUS RFI, kdy $\mu_{čA} = 0{,}12$ [12] a pro čep B (suché tření oceli po oceli) použiji hodnotu $\mu_{čB} = 0{,}15$.

Čepy budu dimenzovat v následujících kapitolách, proto pro prvotní výpočet použiji průměry současného provedení $r_{čA} = 11\ mm,\ r_{čB} = 4{,}3\ mm$.

Soustavu rovnic převedu do maticové formy:

$$\boldsymbol{Ax} = \boldsymbol{B} \tag{49}$$

Rozepsáno jako:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -cos\psi \\ 0 & 1 & -sin\psi \\ 0{,}96 \cdot \mu_{čA} \cdot r_{čA} & 0{,}4 \cdot \mu_{čA} \cdot r_{čA} & \mu_{čB} \cdot r_{čB} + l_p \cdot \cos\left(\psi + \frac{\alpha}{2}\right) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A_x \\ A_y \\ R_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_{23}\sin\delta \\ F_{23}cos\delta \\ F_{23} \cdot l_t \end{bmatrix} \tag{50}$$

A budu řešit pomocí programu Excel pro F23 = 135 N jako:

$$\boldsymbol{x} = \boldsymbol{A^{-1}B} \tag{51}$$

Výsledné reakce jsou:

$A_x = 190{,}7\ N$

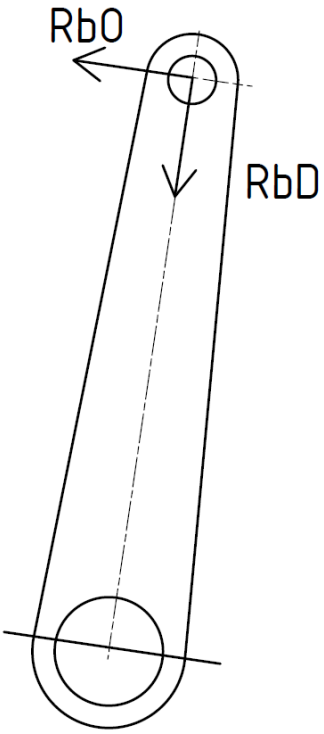
$A_y = 179{,}5\ N$

$R_b = 212{,}5\ N$

Tyto hodnoty využiji v dalších kapitolách pro pevnostní kontrolu částí mechanismu a dimenzování čepů. Dovolené hodnoty napětí a tlaků vycházejí z doporučení daných firmou.

8.2. Pevnostní kontrola páky

Pevnostní kontrolu páky budu řešit stejným způsobem jako případ vetknutého nosníku s proměnným průřezem. Páka bude vetknutá v místě čepu A a bude zatížena osamělou silou R_b, resp. dvěma silami R_{bO} (ohyb) a R_{bD} (tlak) (Obr. 31).



Obr. 30.: Schéma zatěžování páky

Je evidentní, že nejvíce namáhaným místem bude právě vetknutí, a to tlakem a ohybem.

$$M_{omax} = R_{bO} \cdot l_p = R_b \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \psi\right) \cdot l_p = 198{,}9 \cdot 120 = 23868\ Nmm \tag{52}$$

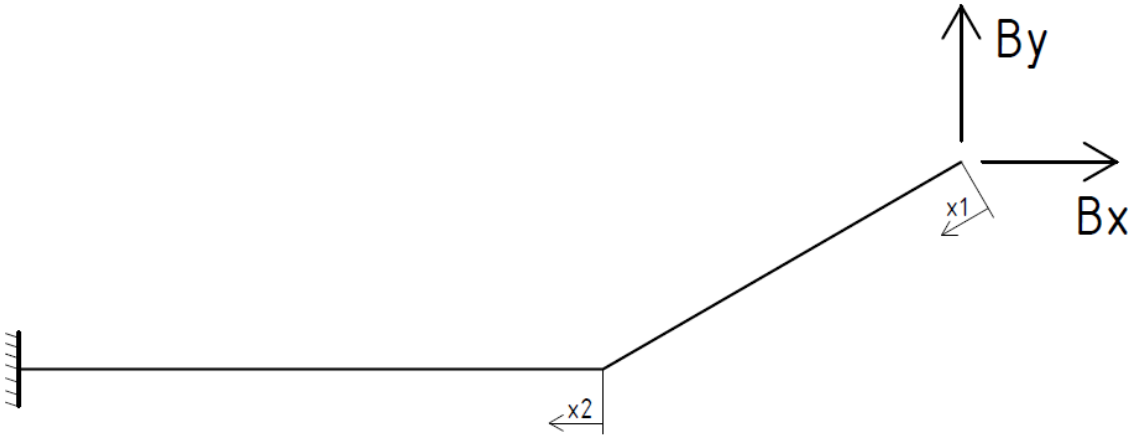
$$\sigma_{omax} = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{M_{omax}}{\frac{J}{\frac{H}{2}}} = \frac{M_{omax}}{\frac{\frac{1}{12}bH^3 - \frac{1}{12}bh^3}{\frac{H}{2}}} = \frac{23868}{\frac{\frac{1}{12}4 \cdot 31{,}8^3 - \frac{1}{12}4 \cdot 22^3}{\frac{31{,}8}{2}}} = 52{,}93\ N/mm^2 \tag{53}$$

$$\sigma_d = \frac{F}{S} = \frac{R_b \cdot \sin(\frac{\alpha}{2} + \psi)}{bH - bh} = \frac{74{,}9}{4 \cdot 31{,}8 - 4 \cdot 22} = 1{,}91\ N/mm^2 \tag{54}$$

$$\sigma_{red} = 52{,}93 + 1{,}91 = 54{,}84\ N/mm^2 < \sigma_d = 110\ N/mm^2 \tag{55}$$

8.3. Pevnostní kontrola táhla

Pevnostní kontrolu táhla budu řešit obdobně jako u páky. Opět použiji model křivého prutu na jedné straně vetknutého a zatíženého osamělou silou R_b, resp B_x a B_y (Obr. 32).



Obr. 31.: Schéma zatěžování táhla

Tuto úlohu je potřeba rozdělit na 2 pole, což je naznačeno souřadnicemi $x1$ a $x2$ v Obr. 32. Výsledné rovnice tedy budou

$$M_o(x_1) = B_x \cdot x_1 \cdot \sin 30° - B_y \cdot x_1 \cdot \cos 30° \tag{56}$$

$$M_o(x_2) = B_x \cdot D - B_y \cdot \frac{D}{tg\ 30°} - B_y \cdot x_2 \tag{57}$$

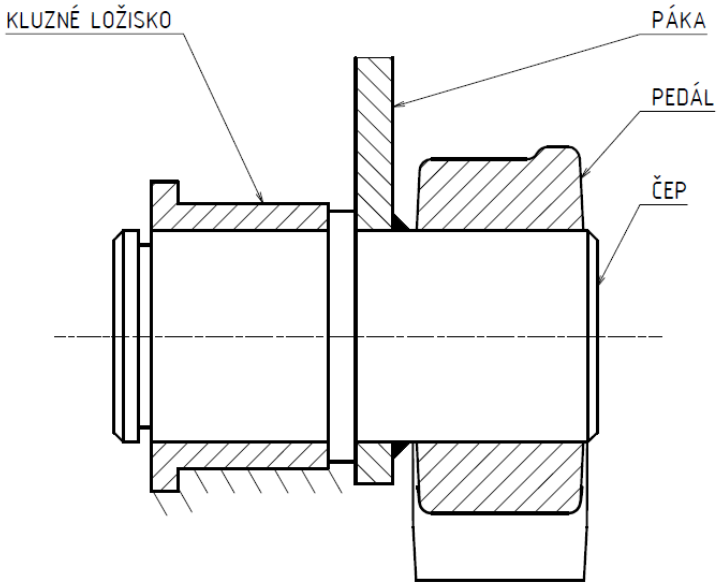
Maximální hodnoty moment nabyde na konci pole 1, resp. na začátku pole 2 a za pomocí této hodnoty dopočítám napětí v daném průřezu.

$$M_{omax} = B_x \cdot D - B_y \cdot \frac{D}{tg\ 30°} - B_y \cdot 0 = 207{,}6 \cdot 77.3 - 45.6 \cdot \frac{77.3}{tg\ 30°} = 9942\ Nmm \tag{58}$$

$$\sigma_{omax} = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{M_{omax}}{\frac{1}{6} \cdot bH^2} = \frac{9942}{\frac{1}{6} \cdot 5 \cdot 25.4^2} = 18{,}49\ N/mm^2 < \sigma_d = 110\ N/mm^2 \tag{59}$$

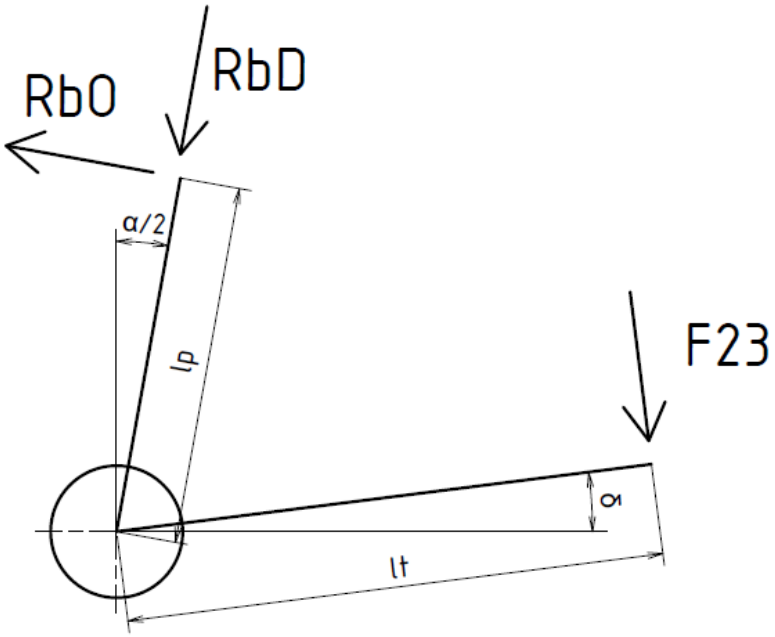
8.4. Kontrola čepu A

Čep A je otočně uložen v kluzném ložiska. Pedál i páka jsou na něm uloženy pevně (svěrným spojem, resp. svarem), tudíž relativní pohyb nastává pouze mezi čepem a ložiskem. Rozměry čepu a délka uložení jsou pevně dány rozměry instalovaného kluzného ložiska (Obr. 33). S cílem zachování současných součástí provedu nejprve kontrolu existujícího řešení a v závislosti na výsledku případně navrhnu jiné řešení.



Obr. 32.: Schéma uložení čepu A v kluzném ložisku

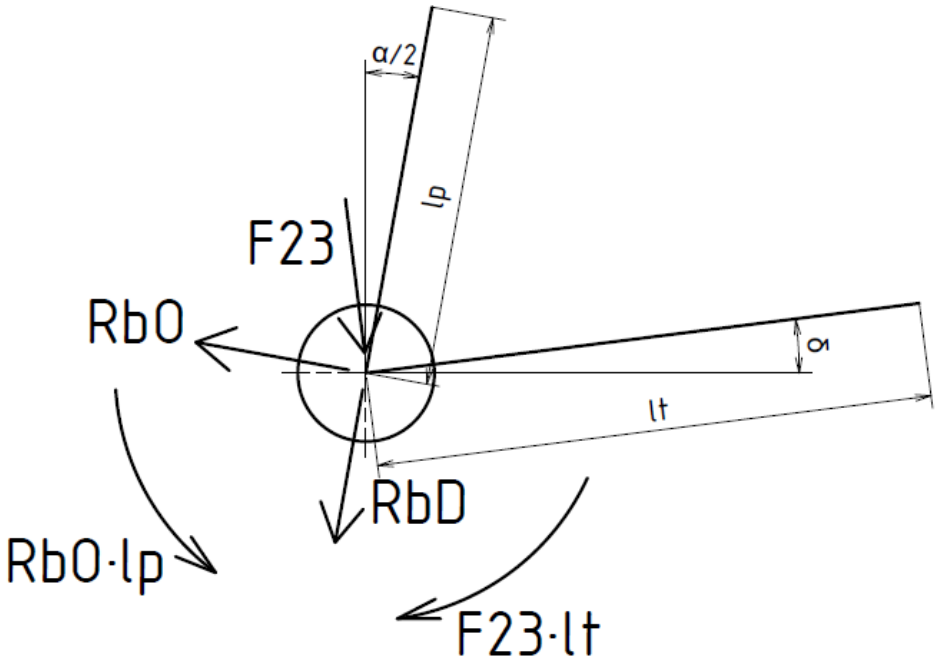
Síly působící na čep vycházejí ze síly, kterou operátor vyvíjí na pedál, a z reakce od zbytku mechanismu na páce (Obr. 34, pro potřeby řešení úlohy jsem sílu R_b převedl na její osovou část R_{bD} a kolmou část R_{bO}). Uvolnění takového čepu je evidentně prostorová úloha, jejímž nejjednodušším řešením je uvolnění čepu ve 2 na sebe kolmých rovinách.



Obr. 33.: Schématický bokorys čepu

Vzhledem k tomu, že v Obr. 34 síly působí na celou sestavu, a nikoliv přímo na čep je nutné z těchto sil získat síly, které působí přímo na čep. Sílu R_{bD} lze přesunout po nositelce do osy čepu, síly F_{23} a R_{bO} mohu do osy čepu přesunout za předpokladu, že je doplním

momentem $F_{23} \cdot l_t$ resp. $RbO \cdot l_p$ (Obr. 35). Vzniklé momenty mohu prozatím zanedbat a zabývat se pouze silami způsobující ohyb.

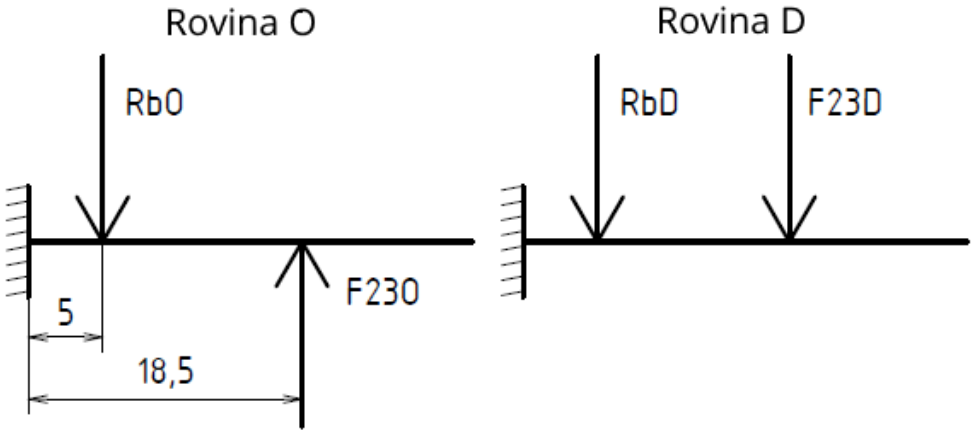


Obr. 34.: Silové schéma po přesunu sil

Po přesunu sil je potřeba síly rozložit do vhodných dvou rovin ve kterých již řeším obyčejný vetknutý nosník (Obr. 36). Vzhledem k tomu, že síly R_{bO} a R_{bD} se již nacházejí ve dvou na sebe kolmých rovinách, využiji tyto roviny, díky čemuž budu muset rozkládat pouze sílu F23 do roviny ***O*** resp. ***D*** (značeno podle sil R_{bO} a R_{bD}).

$$F_{23O} = F_{23} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \delta\right) = 135 \cdot \sin(8{,}25° + 7.18°) = 35{,}9\ N \tag{60}$$

$$F_{23D} = F_{23} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \delta\right) = 135 \cdot \cos(8{,}25° + 7.18°) = 130{,}1\ N \tag{61}$$



Obr. 35.: Čep A schematicky zobrazen jako vetknutý nosník v rovinách O a D

Z Obr. 36 mohu sestavit rovnice rovnováhy pro obě roviny, provést kontroly v obou rovinách a získat výsledné zatěžování vektorovým součinem.

$$\sum x^0 : R_{č}^{O} - R_{bO} + F_{23O} = 0 => R_{č}^{O} = 163\ N \tag{62}$$

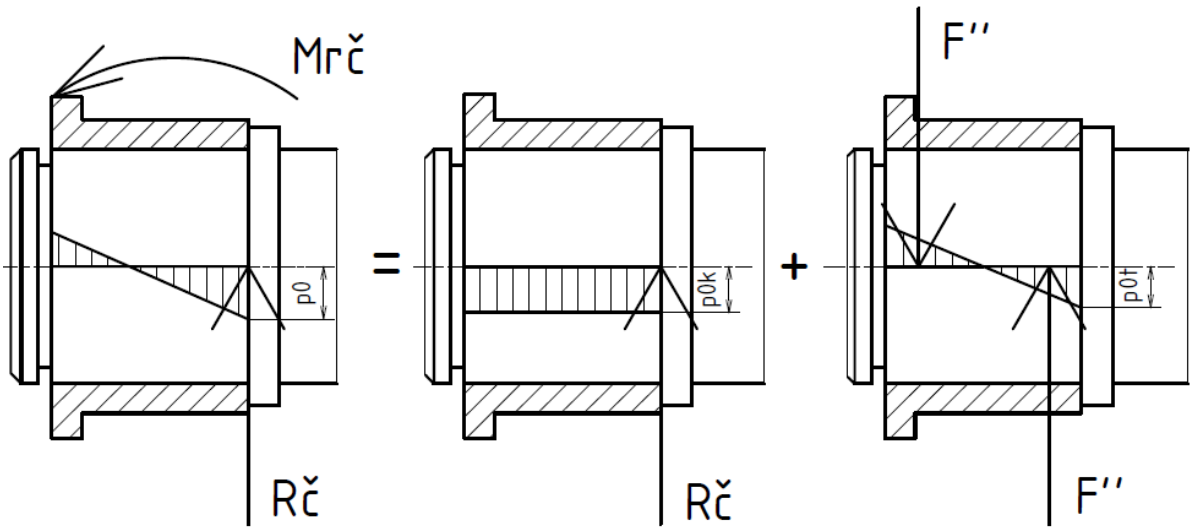
$$\sum M^O : -R_{bO} \cdot 5 + F_{23O} \cdot 18{,}5 + M_{Rč}^{O} = 0 => M_{Rč}^{O} = 330{,}3\ Nmm \tag{63}$$

$$\sum x^0 : R_{č}^{D} - R_{bD} - F_{23D} = 0 => R_{č}^{D} = 205\ N \tag{64}$$

$$\sum M^O : -R_{bD} \cdot 5 - F_{23D} \cdot 18{,}5 + M_{Rč}^{D} = 0 => M_{Rč}^{D} = 2781{,}35\ Nmm \tag{65}$$

- Kontrola na otlačení

Při kontrole na otlačení je potřeba předpokládat obecné rozložení tlaku, které se bude skládat z trojúhelníkové složky od reakčních momentů a konstantní složky od reakční síly. Rozložení tlaku do dvou složek je zobrazeno v Obr. 37. Kontrolu provedu pro obě zavedené roviny samostatně a následně získám maximální složku tlaku vektorovým součinem. Při výpočtu předpokládám kosinové rozdělení tlaku a postupuji analogicky s [13], kapitola B-2.2, s jediným rozdílem, že celá velikost tlaku p_0 působí po jedné straně čepu a nerozděluje se mezi zatěžování a odlehčování na opačných stranách čepu.



Obr. 36.: Rozložení tlaku na čepu A

- Rovina ***O***

$$p_{0k}^{O} = \frac{4}{\pi}\frac{F}{l \cdot d} = \frac{4}{\pi}\frac{R_{č}}{l \cdot d} = \frac{4}{\pi}\frac{R_{č}^{O}}{l \cdot d} = \frac{4}{\pi}\frac{163}{19 \cdot 22} = 0{,}50\ MPa \tag{66}$$

$$p_{0t}^{O} = \frac{24}{\pi}\frac{M_{Rč}}{l^2 \cdot d} = \frac{24}{\pi}\frac{M_{Rč}^{O}}{l^2 \cdot d} = \frac{24}{\pi}\frac{313.,5}{19^2 \cdot 22} = 0.30\ MPa \tag{67}$$

$$p_{0}^{O} = p_{0k}^{O} + p_{0t}^{O} = 0{,}5 + 0{,}3 = 0{,}8\ MPa \tag{68}$$

- Rovina ***D***

$$p_{0k}^{O} = \frac{4}{\pi}\frac{F}{l \cdot d} = \frac{4}{\pi}\frac{R_{č}}{l \cdot d} = \frac{4}{\pi}\frac{R_{č}^{D}}{l \cdot d} = \frac{4}{\pi}\frac{205}{19 \cdot 22} = 0{,}62\ MPa \tag{69}$$

$$p_{0t}^{O} = \frac{24}{\pi}\frac{M_{Rč}}{l^2 \cdot d} = \frac{24}{\pi}\frac{M_{Rč}^{O}}{l^2 \cdot d} = \frac{24}{\pi}\frac{2774{,}85}{19^2 \cdot 22} = 2{,}67\ MPa \tag{70}$$

$$p_{0}^{D} = p_{0k}^{D} + p_{0t}^{D} = 0{,}62 + 2{,}67 = 3{,}29\ MPa \tag{71}$$

- Výsledný tlak p_0

$$p_0 = \sqrt{{p_0^{O}}^2 + {p_0^{D}}^2} = \sqrt{0{,}8^2 + 3{,}29^2} = 3{,}39\ MPa < 10\ MPa = p_D \tag{72}$$

- Kontrola na střih

$$\tau_S = \frac{F}{S} = \frac{R_a}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{\sqrt{163^2 + 205^2}}{\frac{\pi 22^2}{4}} = 0{,}69\ \mathrm{N/mm^2} \ll \tau_D = 65\ N/mm^2 \tag{73}$$

- Kontrola na ohyb

Z Obr. 37 je patrné, že v rovině ***D*** bude největší ohybový moment přímo ve vetknutí a bude se rovnat hodnotě reakčního momentu $M_{Rč}^{D}$. V rovině ***O*** toto neplatí a výpočtem lze zjistit, že maximum ohybového momentu bude v místě nositelky síly R_{bO}, avšak tento moment je řádově menší než moment v rovině ***D*** a proto se maximum celkového momentu i přesto nachází ve vetknutí a bude rovno vektorovému součtu reakčních momentů $M_{Rč}^{D}$ a $M_{Rč}^{O}$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\sqrt{{M_{Rč}^{D}}^2 + {M_{Rč}^{O}}^2}}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{\sqrt{2781{,}35^2 + 330{,}3^2}}{\frac{\pi 22^3}{32}} = 2{,}7\ N/mm^2 \ll \sigma_D = 170\ N/mm^2 \tag{74}$$

- Výpočet redukovaného napětí s uvažováním kroutícího momentu

Vzhledem k tomu, že na čep působí též kroutící moment, který je konstantní mezi pedálem a pákou (v Obr. 36 mezi silami R_b a F_{23}) o velikosti $F_{23} \cdot l_t$ resp. $RbO \cdot l_p$, spočítám i redukované napětí. Z Obr. 36 je vidět, že maximální ohybový moment ve zmiňovaném úseku bude pod nositelkou síly R_b.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2}$$
$$= \sqrt{\frac{\sqrt{(F_{23O} \cdot (18{,}5-5))^2 + (F_{23D} \cdot (18{,}5-5))^2}}{\frac{\pi d^3}{32}} + 4 \cdot \left(\frac{F_{23} \cdot l_t}{\frac{\pi d^3}{16}}\right)^2} \quad (75)$$
$$= \sqrt{\frac{\sqrt{(35{,}9 \cdot (18{,}5-5))^2 + (130{,}9 \cdot (18{,}5-5))^2}}{\frac{\pi 22^3}{32}} + 4 \cdot \left(\frac{135 \cdot 180}{\frac{\pi 22^3}{16}}\right)^2}$$
$$= 26{,}0\ N/mm^2 < \sigma_D = 170\ N/mm^2$$

Z výpočtů je evidentní, že současné provedení čepu může být zachováno bez dalších úprav.

8.5. Kontrola svarového spoje mezi pákou a čepem A

Pro analýzu charakteru zatěžování lze použít opět Obr. 31, v tomto případě budu předpokládat nepohyblivý čep a zatěžovanou páku. Páka je svařena po celém obvodu čepu koutovým svarem o výšce 3 mm. Ze schématu je vidět, že svar je namáhán pouze na krut. Smykové napětí od krutu bude

$$\tau_{IIk} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{RbO \cdot l_p}{\frac{\pi(d+2a)^3}{16}\left[1 - \left(\frac{d}{d+2a}\right)^4\right]} = \frac{198{,}9 \cdot 120}{\frac{\pi(22+2\cdot 3)^3}{16}\left[1 - \left(\frac{22}{22+2\cdot 3}\right)^4\right]} \quad (76)$$
$$= 8{,}9\ N/mm^2$$

$$\tau_{IIk} \leq \alpha_{\tau II} \cdot \sigma_D \cdot \beta_s \quad (77)$$

Součinitel $\alpha_{\tau II}$ volím jako 0,65 (pro koutové svary boční [14]). Součinitel β dopočítám z

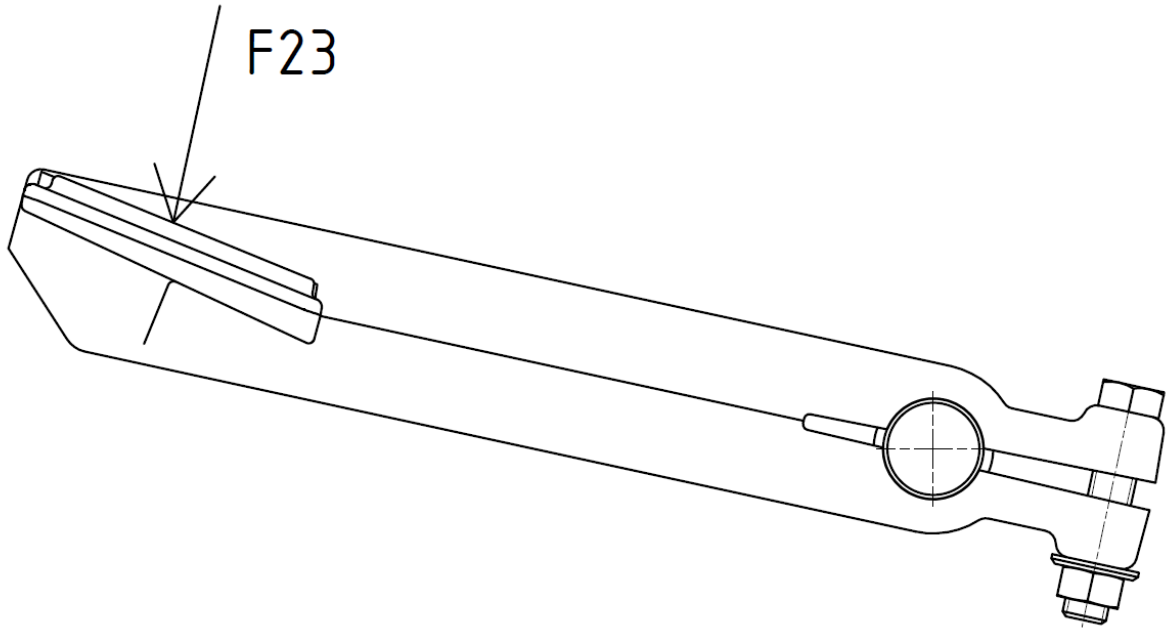
$$\beta_s = 1{,}3 - 0{,}043a \text{ (pro a < 7) [14]} \quad (78)$$

$$\beta_s = 1{,}171 \quad (79)$$

$$\frac{\tau_{IIk}}{\alpha_{\tau II} \cdot \beta_s} = \frac{8{,}9}{0{,}65 \cdot 1{,}171} = 11{,}4\ N/mm^2 < \sigma_D = 110\ N/mm^2 \quad (80)$$

8.6. Kontrola svěrného spoje mezi pedálem a čepem A

Fixní vzájemná poloha mezi čepem a pedálem je v mechanismu zaručena jednostranným svěrným spojem (Obr. 37).



Obr. 37.: Schéma zatěžování pedálu

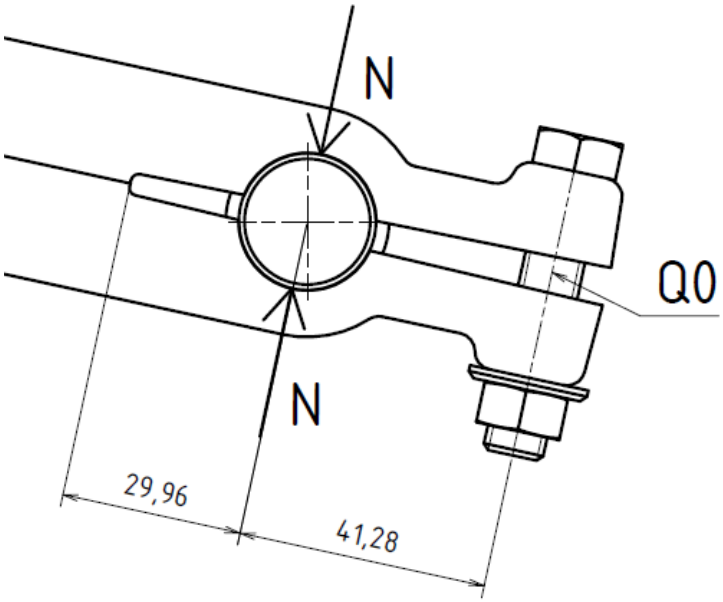
Z obrázku je patrné, že svěrný spoj musí odolávat pouze zatížení krutem. Z podmínky únosnosti svěrného spoje vypočtu, jak velká musí být normálová síla ve svěrném spoji, a z této normály nutné montážní předpětí šroubu. Dále zkontroluji kontaktní plochy na otlačení. Při výpočtu předpokládám kosinové rozložení tlaku. Při volbě součinitele f a tlaku p_d vycházím z [13]

$$F_{23} \cdot l_t = 135 \cdot 180 = 24300 = k \cdot M_k < M_T = 1{,}27Nfd \tag{81}$$

$$N > \frac{k \cdot M_k}{1{,}27fd} = \frac{2 \cdot 24300}{1{,}27 \cdot 0.15 \cdot 22} = 11596\ N \tag{82}$$

$$p_o = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{N}{d \cdot l} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{11596}{22 \cdot 19} = 35{,}3\ MPa < p_d = 40\ MPa \tag{83}$$

Velikost potřebného předpětí vyplývá ze silové rovnováhy na Obr. 38



Obr. 38.: Silová rovnováha ve svěrném spoji

$$N \cdot 29{,}96 = Q_0(29{,}96 + 41{,}28) \tag{84}$$

$$Q_0 = N \cdot \frac{29{,}96}{29{,}96 + 41{,}28} = 11596 \cdot \frac{29{,}96}{29{,}96 + 41{,}28} = 4876\ N \tag{85}$$

Pro toto montážní předpětí je třeba provést kontrolu šroubu. Ve svěrném spoji je použitý šroub M10 pevnostní třídy 8.8 ($\sigma_{Kt} = 640\ N/mm^2$). Při volbě koeficientů a výpočtu opět postupuji dle [14] a [13].

$$tg\gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1.5}{\pi \cdot 9{,}026};\ \gamma = 3{,}028° \tag{86}$$

$$tg\beta_n = tg\beta_š \cdot cos\gamma = tg30° \cdot cos3{,}028° ;\beta_n = 29{,}965° \tag{87}$$

$$tg\varphi' = f' = \frac{f_z}{cos\beta_n} = \frac{0{,}15}{cos29.965°} = 0{,}171;\ \varphi' = 9{,}82° \tag{88}$$

$$\sigma_{tš} = \frac{Q_0}{S_3} = \frac{Q_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4876}{\frac{\pi \cdot 8{,}16^2}{4}} = 93.24\ N/mm^2 \tag{89}$$

$$M_{ks} = Q_o \frac{d_2}{2} tg(\gamma + \varphi') = 4876 \cdot \frac{9{,}026}{2} tg(3{,}028 + 9{,}82) = 5020{,}15\ Nmm \tag{90}$$

$$\tau = \frac{M_{ks}}{W_k} = \frac{16 \cdot 5020{,}15}{\pi \cdot 8{,}16^3} = 47{,}05\ N/mm^2 \tag{91}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{tš}^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{93{,}24^2 + 4 \cdot 47{,}05^2} = 132{,}48\ N/mm^2 \quad (92)$$

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{640}{132{,}48} = 4{,}83 \quad (93)$$

Pro zajištění správné funkce šroubového spoje, je potřeba zjistit potřebný utahovací moment, ten se skládá z momentu vzniklého třením pod maticí (94) a momentu nutného pro předpětí šroubového spoje (90)

$$M_{TM} = \frac{Q_o \cdot f_M \cdot \left(\frac{(s + D_1)}{2}\right)}{2} = \frac{4876 \cdot 0.15 \cdot \left(\frac{14 + 11}{2}\right)}{2} = 4562{,}8\ Nmm \quad (94)$$

$$M_{kk} = M_{ks} + M_{TM} = 5020{,}15 + 4562{,}8 = 9582{,}95\ Nmm = 9{,}6\ Nm \quad (95)$$

9. Závěr

V této práci jsem se věnoval úpravě mechanismu plynového pedálu na kolovém nakladači od firmy Bobcat. Požadavkem firmy bylo zlepšení pohodlí operátora při ovládání stroje. Součástí požadavku nebyly žádné přesně dané parametry ke změně mechanismu. Z tohoto důvodu musela samotné práci na návrhu předcházet rozsáhlá příprava v podobě rešerše provedení plynových pedálů a jimi ovládaného navazujícího příslušenství, rešerše existujících norem zabývajících se problematikou ovladačů podobných strojů (evropských i amerických) a v neposlední řadě také měření polohy i silových poměrů na současném provedení pedálu.

Z informací získaných rešerší a měřeními jsem byl schopen definovat parametry pro úpravu mechanismu. Za účelem zvýšení pohodlí jsem snížil výšku pedálu nad podnožkou, z norem jsem následně získal maximální síly pro ovládání pedálu, dráhu pro plné sešlápnutí a optimální úhel mezi chodidlem a lýtkem nohy operátora. Na základě těchto parametrů jsem vytvořil návrh tří variant nového provedení pedálového mechanismu a splnění vydefinovaných parametrů jsem zkontroloval početně. Na základě početní kontroly parametrů jsem vybral optimální variantu, která byla následně vyrobena a otestována na funkčním nakladači, kde jsem měřením ověřil splnění definovaných parametrů. Měření ukázalo, že varianta splňuje všechny definované parametry.

V poslední části práce jsem se věnoval pevnostním výpočtům upravených částí mechanismu a kontrolou vybraných prvků mechanismu, abych ověřil, zda je možné zanechat jejich současné provedení (průřezy dílů, průměr čepu atd.). Z pevnostní kontroly jsem zjistil, že současné průřezy dílů a provedení prvků mechanismu může být zachováno i po úpravě mechanismu.

Seznam použité literatury

[1] S450 Skid-Steer Loader Photo & Video Gallery. *Bobcat Equipment & Attachments - Official Bobcat Company Site* [online]. Seoul: Bobcat Company, 2018 [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: https://www.bobcat.com/loaders/skid-steer-loaders/models/s450/photos-videos#lightbox-S450galleryknockout

[2] Pedal Box Systems. *Magal Engineering* [online]. Reading: Magal Engineering, 2018 [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: http://www.magal.co.uk/pedal-box-systems--pr-49.php

[3] Floor Mounted Bulkhead Fit Hydraulic Clutch Pedal Box. *Obp Motorsport* [online]. Ramsey Heights: Optimum Balance Products, 2018 [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: http://www.obpltd.com/Floor-Mounted-Bulkhead-Fit-Hydraulic-Clutch-Pedal-Box-OBP0001PR

[4] Carburetor. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2018 [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Carburetor

[5] FIE system; diesel fuel system; boat fuel system. *Tony Brooks' marine courses and advice* [online]. -: TB Training, 2017 [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: http://www.tb-training.co.uk/cisys.htm

[6] Accelerator-pedal module. *Bosch Mobility Solutions* [online]. Gerlingen-Schillerhöhe: Robert Bosch, 2018 [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: https://www.bosch-mobility-solutions.com/en/products-and-services/passenger-cars-and-light-commercial-vehicles/powertrain-systems/gasoline-direct-injection/accelerator-pedal-module/

[7] ISO 6682. *Stroje pro zemní práce - Optimální a přípustné pohybové prostory pro umístění ovládačů*. 2008. Geneve: International Organization for Standardization, 2008.

[8] ISO 15077. *Tractors and self-propelled machinery for agriculture -- Operator controls -- Actuating forces, displacement, location and method of operation*. 2008. Geneva: International Organization for Standardization, 2008.

[9] ISO 10968. *Stroje pro zemní práce - Ovládače obsluhy*. 2004. Geneva: International Organization for Standardization, 2004.

[10] SAE J1814. *Operator Controls - Off Road Machines*. 2003. Warrendale: SAE International, 2003.

[11] VALÁŠEK, Michael, Jiří BŘEZINA a Vladimír STEJSKAL. *Mechanika A*. D1. Praha: ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-02890-2.

[12] Iglide®; R, sleeve bearing with flange, imperial. *Igus®; plastics for longer life®* [online]. Cologne: igus, 2018 [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: https://www.igus.com/product/86

[13] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.

[14] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: příklady*. Vyd. 4. Praha: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04137-6.

Seznam obrázků

Obr. 1.: Nakladač Bobcat ze série S450 [1] 4
Obr. 2.: Závěsný pedál box firmy Magal [2] 5
Obr. 3.: Pedál box připevněný k podlaze od firmy OBD [3] 5
Obr. 4.: Schématický řez karburátorem [4] 7
Obr. 5.: Schéma škrtícího ventilu [5] 8
Obr. 6.: Elektronický pedálový modul Bosch [6] 9
Obr. 7.: Zóny komfortu a dosahu – boční pohled [7] 11
Obr. 8.: Mechanismus u motoru Kubota 15
Obr. 9.: Mechanismus u motoru Doosan 16
Obr. 10.: Schématický boční pohled na pedál 16
Obr. 11.: Schématický boční pohled na pedál, zakótovaná měřená veličina 17
Obr. 12.: Schéma úhlu mezi lýtkem a chodidlem 19
Obr. 13.: Schéma úhlu mezi lýtkem a chodidlem pro předběžně navrženou variantu 19
Obr. 14.: Schéma polohy siloměru při měření 20
Obr. 15.: Schéma silového rozboru 22
Obr. 16.: Úhel natočení a dráha otvoru pro čep 23
Obr. 17.: Původní provedení táhla 25
Obr. 18.: Navržené varianty páky zleva 1,2,3 26
Obr. 19.: Schéma sestavy 26
Obr. 20.: Schéma pro odvození goniometrických funkcí 27
Obr. 21.: Rozdíl ve výšce oblouku pro různé odchýlení od vodorovné roviny 28
Obr. 22.: Schéma úhlu mezi lýtkem a chodidlem pro variantu 1 30
Obr. 23.: Schéma úhlu mezi lýtkem a chodidlem pro variantu 2 31
Obr. 24.: Schéma úhlu mezi lýtkem a chodidlem pro variantu 3 32
Obr. 26.: Část mechanismu nutná pro výpočet 34
Obr. 27.: Zjednodušené schéma pro výpočet reakcí 34
Obr. 28.: Schéma uvolnění táhla 35
Obr. 29.: Schéma uvolnění pedálu a páky 36
Obr. 30.: Schéma uvolnění pedálu a páky s jedinou reakcí v bodě B 37
Obr. 31.: Schéma zatěžování páky 39
Obr. 32.: Schéma zatěžování táhla 40
Obr. 33.: Schéma uložení čepu A v kluzném ložisku 41
Obr. 34.: Schématický bokorys čepu 41
Obr. 35.: Silové schéma po přesunu sil 42
Obr. 36.: Čep A schematicky zobrazen jako vetknutý nosník v rovinách O a D 42
Obr. 37.: Rozložení tlaku na čepu A 43
Obr. 37.: Schéma zatěžování pedálu 46
Obr. 38.: Silová rovnováha ve svěrném spoji 47

Seznam tabulek

Tab. 1.: Úhlový rozsah pohybů, přeloženo z [7] 10
Tab. 2.: Maximální silové odpory ovládacích prvků, přeloženo z [8] 12
Tab. 3.: Silové odpory ovládacích prvků, přeloženo z [9] 13
Tab. 4.: Odporové síly nohou ovládaných ovladačů, přeloženo z [10] 14
Tab. 5.: Dráhy nohou ovládaných ovládacích prvků, přeloženo z [10] 14
Tab. 6.: Naměřené hodnoty výšky pedálu 18
Tab. 7.: Naměřené hodnoty silového odporu pedálu 20
Tab. 8.: Srovnání vypočtených a odměřených hodnot s normami 33

Seznam příloh

Příloha 1.: Výrobní výkres páky

Příloha 2.: Výrobní výkres táhla

Příloha 3.: Výkres sestavy

Příloha 4.: 3D model páky ve formátu .STP

Příloha 5.: 3D mode táhla ve formátu .STP