



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## NÁVRH VÝLOŽNÍKU NAKLADAČE DAPPER

CONSTRUCTION OF BOOM OF LOADER DAPPER

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jiří Gregor

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2018



# Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Jiří Gregor</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.</b>
Akademický rok:	2017/18

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

## Návrh výložníku nakladače DAPPER

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh úpravy konstrukčního uspořádání kinematického mechanismu mezi teleskopickým výložníkem a rychloupínačem pracovních nástrojů multifunkčního nakladače a nosiče náradí DAPPER 5000. Cílem úpravy je zvýšení užitečných vlastností stroje, zejména zvýšení nosnosti a trhací síly.

### Cíle bakalářské práce:

Analýza současného kinematického mechanismu.  
Návrh nového kinematického mechanismu a jeho kinematická a silová analýza.  
Základní pevnostní kontrola částí navrženého mechanismu (táhla, čepy apod.).  
Analýza a interpretace získaných výsledků.  
Sestava kinematického mechanismu.

### Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-24-2629-0.

SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a Jiří DVOŘÁČEK. Základy konstruování. Vydání šesté. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2015. ISBN 97-880-7204-9219.

JEŘÁBEK, Karel. Stroje pro zemní práce: Silniční stroje. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 80-707-8389-3.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 19. 10. 2017



A handwritten signature in blue ink, appearing to be "V. Píštěk", written over a horizontal line.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

A handwritten signature in blue ink, appearing to be "J. Katoňický", written over a horizontal line.

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

## ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá analýzou současného kinematického mechanismu výložníku stroje DAPPER 5000 a v další části návrhem nového mechanismu, který má zvýšit užité vlastnosti stroje. Ten je opět kinematicky a silově analyzován.

Úvod práce je věnován popisu stroje DAPPER 5000 a jeho částí. Následuje popis jeho výložníku, jeho analýza a srovnání s výložníky konkurenčních nakladačů. Po kritické rešerši koncepcí konkurenčních výložníků, kde je hodnocena jejich vhodnost pro stroj DAPPER 5000, je navržen nový mechanismus pro výložník DAPPERu. Následuje podrobná analýza tohoto mechanismu, základní pevnostní kontrola a v závěru jsou shrnuty výsledky analýz a zhodnocena smysluplnost této konstrukční změny.

## KLÍČOVÁ SLOVA

dapper, stroj, nakladač, nosič, nářadí, výložník, teleskopický, mechanismus, rameno

## ABSTRACT

The bachelor thesis deals with the analysis of the current kinematic mechanism of the DAPPER 5000 boom. The second part of the thesis deals with the new mechanism design. The new solution is also analysed kinematically and forcefully.

The first part of the thesis is devoted to a description of the DAPPER 5000 and its parts. It is followed by a description of its boom, its analysis and comparison with the booms of competitive loaders. After a critical review of the various boom concepts, where their suitability for the DAPPER 5000 is assessed, a new mechanism for the DAPPER boom is designed. This is followed by a detailed analysis of this mechanism, a basic strength check and, in conclusion, the results of the analyses are summarized, and the meaningfulness of this structural change is evaluated.

## KEYWORDS

dapper, machine, loader, carrier, tools, boom, telescope, mechanism, arm



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

GREGOR, J. *Návrh výložníku nakladače DAPPER*. Brno, 2018. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 61 s. Vedoucí diplomové práce Miroslav Škopán.





## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Jiří Gregor



## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych zde poděkoval doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za odborné vedení této práce, veškeré podnětné připomínky, zkušenosti a rady, kterých se mi od něj během psaní této práce dostávalo. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Jiřímu Petrášovi, Ph.D. za konzultace a zprostředkování technických informací a dat v podniku VOP, s.p., a v neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině, přítelkyni a přátelům za duševní podporu ve studiu.



## OBSAH

Úvod .....	3
1 Cíl práce.....	4
2 Popis stroje DAPPER 5000 .....	5
2.1 Podvozek, systém řízení a rám .....	6
2.2 Motor .....	7
2.3 Pohon .....	7
2.4 Kabina .....	7
2.5 Výložník.....	8
2.6 Příslušenství .....	9
3 Analýza současného výložníku .....	10
4 Návrh nového mechanismu .....	15
4.1 Z – Mechanismus .....	17
4.2 Otočený čtyřkloubový mechanismus s hydraulickým válcem nad výložníkem.....	19
4.3 Otočený čtyřkloubový mechanismus s hydraulickým válcem pod výložníkem, nebo přímo v jeho prostoru .....	22
4.4 Srovnání navržených mechanismů .....	25
5 Základní pevnostní kontrola navrženého mechanismu .....	29
5.1 Základní těleso (těleso 0) .....	30
5.2 Těleso 1 .....	33
5.3 Těleso 2 .....	37
5.4 Rychloupínací deska (těleso 3) .....	40
5.5 Zhodnocení výsledků .....	41
5.6 Návrh navýšení pevnosti u součástí, nebo jejich částí, které nemají dostatečnou pevnost.....	42
Závěr.....	45
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	49
Seznam příloh.....	53



## ÚVOD

Tato bakalářská práce se věnuje multifunkčnímu nakladači a nosiči náradí DAPPER 5000, který je vyráběn státním podnikem VOP CZ v Šenově u Nového Jičína od roku 2013.

Podnik se, se svými více než 800 zaměstnanci, zabývá především opravami vojenské techniky a strojírenskou výrobou. Disponuje vlastním vývojem, na který navazuje nejen modernizace a výroba vojenské techniky, ale také výroba civilních produktů, mezi něž patří i DAPPER 5000.

Univerzální, obratný a výkonný – to jsou slova, kterými výrobce popisuje svůj stroj DAPPER 5000, jež by měl najít využití u mnoha druhů práce. Díky mnoha různým nastavcům a přídatným zařízením se dá využít celoročně – při údržbě komunikací, ve stavebnictví, v zemědělství a při zahradnických pracích, jako je především sečení rozlehlých ploch. Výměna nastavců a přídatných zařízení na teleskopickém zvedacím výložníku je poměrně jednoduchá a rychlá. K obsluze DAPPERu 5000 postačuje řidičské oprávnění skupiny B, popřípadě průkaz strojníka.

V této práci je obsažena analýza současného výložníku tohoto stroje a návrh výložníku nového, jehož cílem je zvýšit celkovou nosnost teleskopického ramena při užití stávajícího hydromotoru. To je doplněno o kritickou rešerši v úvodu práce a v závěru jsou obě řešení srovnána a zhodnocena.

## 1 CÍL PRÁCE

Cílem této práce je analyzovat současný mechanismus teleskopického výložníku DAPPERu 5000 a na základě této analýzy se pokusit navrhnout mechanismus výložníku nový, který by zvýšil celkovou nosnost výložníku. Výrobce požaduje zvýšení nosnosti především v horních pozicích, ve kterých u současného mechanismu dochází k poklesu nosnosti.

V novém návrhu mechanismu by mělo být užito co možná nejvíce současných dílů, a to zejména současné hydromotory – hlavním smyslem práce je zjistit, zda je ještě možné s těmito hydromotory nosnost zvýšit.

Návrh bude obsahovat silovou analýzu nového mechanismu, při které bude srovnán se současným výložníkem, a pevnostní kontrolu základních částí navrženého mechanismu. V příloze pak bude obsažen výkres sestavy nového mechanismu.



## 2 POPIS STROJE DAPPER 5000

Multifunkční nakladač a nosič nářadí DAPPER 5000 je univerzální stroj vhodný pro mnoho druhů prací napříč průmyslovými odvětvími. Využití nachází ve stavebnictví, zemědělství, při komunálních pracích, při údržbě průmyslových areálů, zahrad a obecních pozemků. Osvědčilo se také jeho nasazení při těžbě dřeva v lesích.



Obr. 1 Multifunkční nakladač a nosič nářadí DAPPER 5000 [2].

Hlavní předností stroje je univerzálnost – díky mnoha různým zařízením, která lze připevnit k upínací desce výložníku, postačí případnému zákazníkovi jediný stroj na mnoho druhů rozmanité práce od sečení travnatých ploch, přes přepravu materiálu (ať už na paletových vidlicích nebo na připojeném vozíku) až po drobné terénní úpravy pomocí lžice. Některé z možných přídatných zařízení je možné vidět na obr. 1. Přídatným zařízením se podrobněji věnuje kapitola 2.6.

Dalšími výhodami z pohledu zákazníka mohou být nízké provozní náklady, rychlé zaškolení obsluhy a také nenáročná údržba. V případě, že se jednotlivá pracoviště nacházejí dále od sebe, může zákazník ocenit i kompaktní rozměry a hmotnost stroje, které usnadňují jeho přepravu. Díky kompaktním rozměrům je také poměrně obratný i ve stísněných prostorách, jako jsou lesy, nebo i sklady, pro které není primárně určen.

DAPPER 5000 je certifikovaný výrobek, který uspěl u destruktivních bezpečnostních zkoušek FOPS<sup>1</sup> a ROPS<sup>2</sup>. Tyto zkoušky potvrzují a zaručují velkou míru bezpečnosti obsluhy v oblasti malých nakladačů v případech převrácení stroje nebo při pádu břemena na kabinu.

V následující tabulce jsou uvedeny základní technické parametry stroje DAPPER 5000.

<sup>1</sup> FOPS = Falling-object protective structures – konstrukce chránící obsluhu před padajícími předměty

<sup>2</sup> ROPS = Roll-over protective structures – konstrukce chránící obsluhu v případě převrácení stroje

Tab. 1 Technická specifikace DAPPERu 5000 [2].

DAPPER 5000	
Délka	2890 mm
Šířka	1260 mm
Výška	2130 mm
Hmotnost	1640 kg
Rozměry pneumatik	26 x 12.00-12"
Pohon	hydrostatický náhon všech kol Poclain
Poloměr otáčení	925 mm
Max. zvedací výška	2800 mm
Max. zvedací hmotnost se závažím	1250 kg
Motor	Kubota V 1505
Výkon motoru	26,5 kW
Palivo	nafta
Bezpečnostní rám	ROPS, FOPS
Maximální rychlost	17 km.h <sup>-1</sup>
Pracovní hydraulika	200 bar, 70 l.min <sup>-1</sup>
Ruční brzda	hydraulická

## 2.1 PODVOZEK, SYSTÉM ŘÍZENÍ A RÁM

DAPPER 5000 disponuje kolovým podvozkem. To mu dává značnou míru pohyblivosti na upravených komunikacích, v halách i v přiměřeně těžkém terénu. Na obou místech je také šetrnější k podkladu než stroje na pásových podvozcích. Při hmotnosti stroje 1640 kg ještě nevzniká mezi pneumatikami a podkladem takový tlak, který by měl destruktivní dopady na podkladovou vrstvu. Maximální pojízdná rychlost stroje je 17 km.h<sup>-1</sup>.



Obr. 2 Ukázka natočení kloubového podvozku stroje DAPPER 5000 [2].

Podvozek stroje se skládá ze dvou částí (přední část s kabinou a výložníkem a zadní část, kde je motor), které jsou spojeny otočným kloubem, čímž je vyřešeno řízení. Tento způsob řízení

se nazývá řízení *děleným*, nebo také *kloubovým*, uspořádáním podvozku. Vyznačuje se dobrou ovladatelností v těžkém terénu a velmi dobrou obratností ve stísněných prostorách. Dobrou vlastností je šetrnost tohoto řízení k podkladu – je výrazně šetrnější než například řízení smykové.

Při konstrukci podvozku a hlavně rámu bylo užito převážně plechového a místy (např. v okolí motoru) i laminátového opláštění, což jsou materiály, které jsou oproti konvenčně používaným plastům odolnější a také snadněji opravitelné.

Univerzální stroj DAPPER 5000 může být se svým podvozkem a systémem řízení využíván na různých místech – od běžných komunikací, přes obecní parky, lesy až po zasněžené plochy, a to s nevelkým ohledem na klimatické podmínky. Díky své obratnosti jej lze využívat i ve skladech.

## 2.2 MOTOR

Jako motor je použita jednotka Kubota V1505. Je to vznětový, vodou chlazený, řadový čtyřválcový motor, jež dosahuje výkonu 26,5 kW při 3000 s<sup>-1</sup>. Ze zkušenosti výrobce je to motor hospodárný, s dlouhou životností.



Obr. 3 Fotografie motoru Kubota V1505 [4].

## 2.3 POHON

Pohon je řešen čtyřmi dvoustupňovými hydromotory, které jsou umístěny v kolech stroje. Tyto hydromotory jsou poháněny axiálním pístovým regulačním hydrogenerátorem, který je přímo napojen na vznětový motor.

## 2.4 KABINA

Kabinu tvoří zasklená trubková konstrukce, která z pohledu bezpečnosti splňuje destruktivní testy FOPS a ROPS. Při návrhu vnitřního uspořádání byl brán zřetel na dobrou ergonomii, bezpečnost, komfort a praktičnost.



Obr. 4 Uspořádání ovládacích prvků uvnitř kabiny [2].

## 2.5 VÝLOŽNÍK

Stroj je vybaven zvedacím teleskopickým ramenem. Jeho pracovní mechanismus, a především mechanismus výložníku bude hlavním předmětem této práce. Obecně musí být vyřešen tak, aby se lopata během zvedání výložníku nepřeklápěla a nevyprazdňovala se. To je zde dosaženo hydraulickým paralelogramem, který funguje na principu přepouštění kapaliny v hydraulických válcích.

Na současném mechanismu výložníku není vhodný směr, ve kterém působí síly vyvolané tíhou nářadí, popř. převáženého materiálu, na píst v hydraulickém válci. Pokud by se podařilo novým mechanismem tyto síly otočit, mohlo by dojít k celkové navýšení nosnosti výložníku. V současnosti je výložník nadimenzován tak, že sice uzvedne hmotnost 1250 kg, viz technická specifikace *tab. 1*, ale to je zaručeno jen do zvedací výšky 100 mm nad úroveň terénu. Při interních testech, prováděných v prostorách firmy VOP, s.p., bylo zjištěno, že již při zvedací výšce 300 mm nad úroveň terénu a testovacím závažím 1225 kg na paletě, nelze naklápět nosné paletizační vidle a zároveň dochází k jejich samovolnému sklápění. Pro bezporuchový chod v celém rozsahu výložníku není možné manipulovat s vyšší hmotností než je 885 kg. I při této hmotnosti ale v určitých polohách dochází k samovolnému sklápění paletizačních vidlí.

Současný mechanismus výložníku však umožňuje poměrně velký úhlový rozsah pohybu lopaty (nebo obecně nasazeného nářadí) a může být problém jej při návrhu nového mechanismu zachovat.



Obr. 5 Demonstrace pohybu pracovního ústrojí [2].

## 2.6 PŘÍSLUŠENSTVÍ

Zvedací teleskopické rameno je vybaveno univerzální koncovkou v podobě rychloupínací desky. Ta slouží k připojení nářadí a zařízení, jako jsou například lopata, půdní vrták, podkop, paletizační vidle, vidle s přidržovačem pro manipulaci se slámou či hnojem, zametač na sníh, zimní sypač soli, sněhová fréza či radlice, zametač, sekačka na trávu, pařezová fréza a další. Kromě toho lze k DAPPERu připojit i jednoosý či dvouosý vlek.

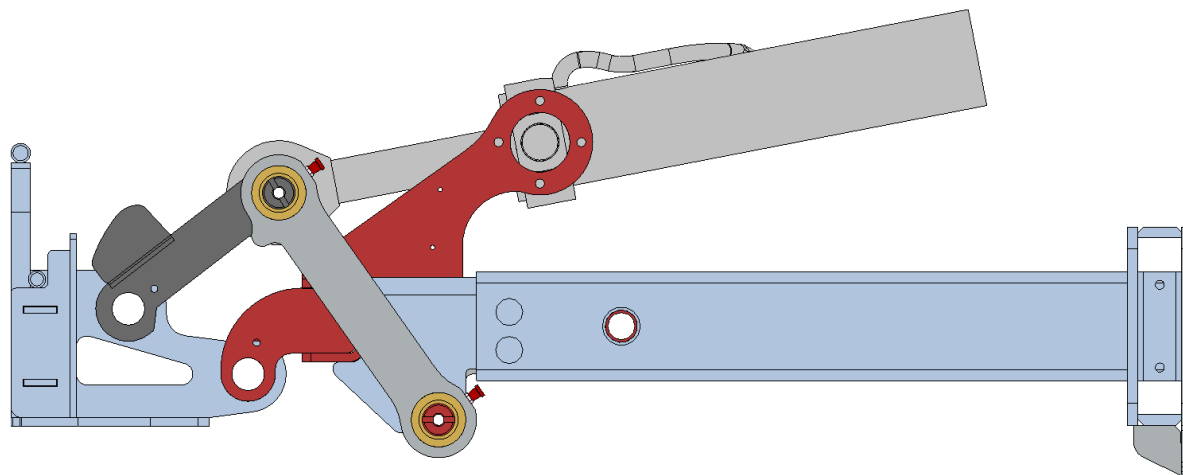


*Obr. 6 DAPPER 5000 při lesnických pracích [7].*

Na obrázku výše je možné vidět DAPPER 5000 vybavený kácecí hlavicí na teleskopickém rameni. Vzadu je připojena vyvážecí souprava – dvouosý vozík vybavený vlastním hydraulickým ramenem pro nakládání vytěžených kmenů.

### 3 ANALÝZA SOUČASNÉHO VÝLOŽNÍKU

Současný výložník se skládá ze dvou částí. První část je připevněna k rámu stroje prostřednictvím dvou čepů, které umožňují rotační pohyb této části, respektive celého výložníku okolo stroje. Tento pohyb je uskutečňován hydraulickým válcem ZH2-70/45x435-K-AT, který je jedním koncem přichycený k rámu a druhým koncem k první části výložníku. Zmíněný hydraulický válec má výsuv 435 mm, což stačí na to, aby natáčel celým výložníkem v úhlovém rozsahu  $-51^\circ$  až  $64,5^\circ$ , přičemž poloha  $0^\circ$  je brána jako rovnoběžná s horizontální rovinou a kladný směr otáčení je vzhůru.



Obr. 7 Současný výložník DAPPERu 5000.

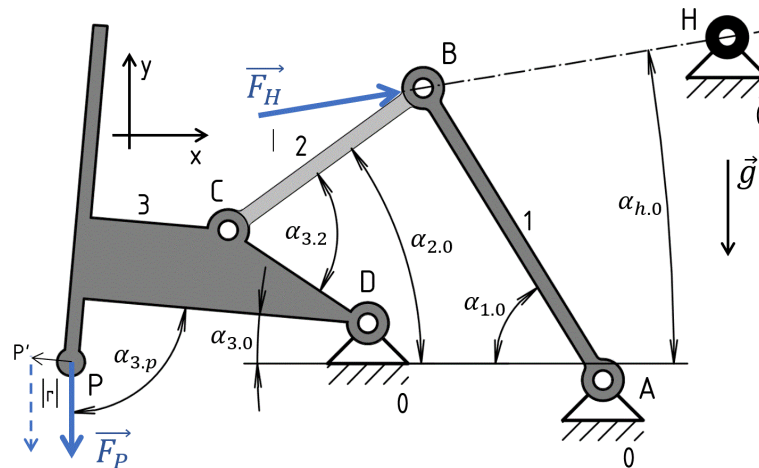
V blízkosti hydraulického válce ZH2-70/45x435-K-AT je další hydraulický válec 90/50x145, který slouží pro funkci paralelogramu.

Uvnitř první části výložníku je posuvně uložena druhá část, kterou je možné v případě potřeby vysunout o 600 mm a celý výložník tak prodloužit z 1100 mm na 1700 mm. To značně zvyšuje rozsah pohybů výložníku. Translační pohyb druhé části výložníku je uskutečňován hydraulickým válcem ZH2-60/36x600-K-G3/8.

Na samotném konci výložníku se nachází univerzální upínací deska, která je upevněna skrze naklápěcí mechanismus ke konci druhé části výložníku. A právě tento mechanismus bude předmětem analýzy. Okolí mechanismu bylo popsáno v předchozích odstavcích a již mu nebude věnována bližší pozornost, pokud se to nebude jevit zvláště výhodné z hlediska návrhu mechanismu nového.

Mechanismus se skládá ze zmíněné upínací desky, spojovacího tělesa, dvou táhel a, v pořadí již třetím, hydraulickým válcem s označením ZH2-C-75/40x290-ATYP. Všechna tělesa jsou spolu spojena čepy, tedy rotačními vazbami. Úhlový rozsah naklápění upínací desky je od  $-136,1^\circ$  do  $67,2^\circ$ .

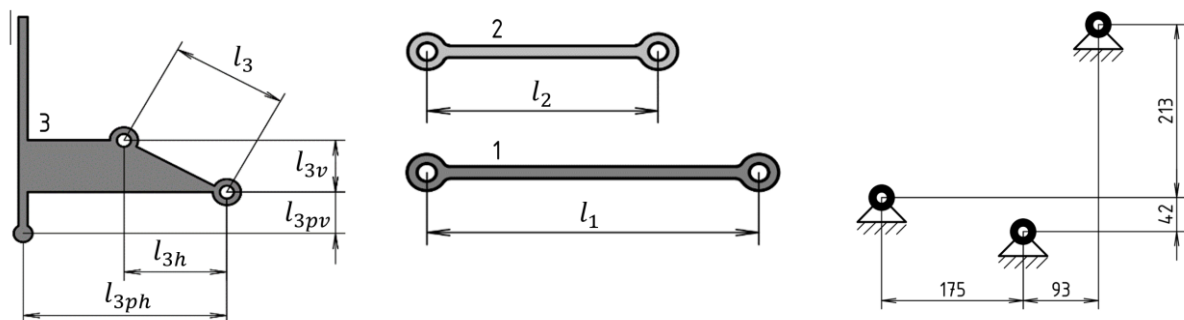
V první části analýzy je pro základní představu mechanismus zjednodušen na rovinnou úlohu a je u něj určena nosnost v několika vybraných pozicích. Zjednodušení to je značné, protože nepočítá s různou asymetrickostí zatížení ve třetí souřadnici, a tedy výsledky nosností slouží spíše k porovnávání, než aby je bylo možné prohlásit za přesné a směrodatné.



Obr. 8 Současný mechanismus jako 2D úloha.

Na obr. 8 je možné vidět mechanismus jako zjednodušenou 2D úlohu. Ve 2D úloze se mechanismus skládá opět z rychloupínací desky (3), spojovací těleso je zjednodušeno na táhlo (2), a ze dvou táhel ve skutečném mechanismu se do 2D úlohy promítá jen jedno. Přímočarý hydromotor ZH2-C-75/40x290-ATYP byl nahrazen silou  $F_H$ . Druhá část výložníku, na které je mechanismus upevněn, je zde považována za základní těleso (0) a do 2D úlohy byly zakresleny jen vazby.

Za zmínku stojí zejména vazba H, která je v modelu zakreslena jen z toho důvodu, aby bylo možné určit úhel, pod jakým působí síla  $F_H$  na styčnick B. Rotační vazby A a D představují čepy, pomocí kterých jsou táhla a upínací deska připevněny k výsuvné části výložníku. Rotační vazba B pak představuje spojení táhel, spojovacího tělesa a výsuvného oka hydraulického válce. Jak již bylo zmíněno, ve 2D modelu je hydraulický válec nahrazen pouze silou a tak rotační vazba B spojuje dohromady jen táhla (1 a 2).



Obr. 9 Jednotlivé části 2D modelu a jejich rozměry.

Označené rozměry z obr. 9 jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 2 Rozměry těles 2D analýzy současného mechanismu.

$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_{3v}$	$l_{3h}$	$l_{3pv}$	$l_{3ph}$	$r$
255 mm	180 mm	125,3 mm	60 mm	110 mm	48 mm	218 mm	0; 230; 490 mm

Silové zatížení mechanismu je v principu zvoleno takové, že nejprve je určena síla od hydraulického válce ZH2-C-75/40x290-ATYP, která svou velikostí určila míru zatížení mechanismu. Následně je na rychloupínací desku přidána síla  $F_P$ , a to ve třech různých místech, podle normy ISO 14397-1 pro zatížení paletou, lžící a v místě rychloupínací desky. Síla  $F_P$  je v podstatě reakcí na sílu  $F_H$  a určuje maximální možné zatížení rychloupínací desky tak, aby byla splněna podmínka statické rovnováhy. V každém místě je síla  $F_P$  také nakloněna pod různými úhly.

Je nutné určit velikost síly  $F_H$  pro oba směry, protože během zatěžování a pohybu mechanismu dochází nejen k natažení této síly, ale i ke změně jejího směru (ve smyslu zatěžování hydraulického válce ve směru stlačování či vytlačování jeho pístu). Při vytlačování pístu totiž hydraulická kapalina působí na větší ploše pístu než při jeho vtlačování, proto běžné přímočaré vratné hydraulické válce vykazují v obou směrech jinou sílu. Úhel, pod jakým síla  $F_H$  působí na styčnick  $B$  závisí na poloze mechanismu. Veškeré úhly v mechanismu jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 3 Úhly mezi tělesy u 2D analýzy.

Deska	$\alpha_{1.0}$	$\alpha_{2.0}$	$\alpha_{3.0}$	$\alpha_{3.2}$	$\alpha_{h.0}$
-136,1 °	14,93 °	127,29 °	223,90 °	19,80 °	29,15 °
-120,0 °	18,97 °	112,60 °	240,00 °	21,21 °	27,25 °
-100,0 °	23,65 °	95,93 °	260,00 °	24,54 °	25,06 °
-80,0 °	28,51 °	80,69 °	280,00 °	29,30 °	22,80 °
-60,0 °	33,94 °	66,97 °	300,00 °	35,58 °	20,29 °
-40,0 °	40,24 °	55,02 °	320,00 °	43,63 °	17,42 °
-20,0 °	47,61 °	45,14 °	340,00 °	53,75 °	14,12 °
0,0 °	56,09 °	37,53 °	0,00 °	66,14 °	10,44 °
20,0 °	65,53 °	32,26 °	20,00 °	80,87 °	6,58 °
40,0 °	75,51 °	29,35 °	40,00 °	97,96 °	2,96 °
60,0 °	85,41 °	28,87 °	60,00 °	117,48 °	0,41 °
67,2 °	88,77 °	29,37 °	67,20 °	125,18 °	0,03 °

K výpočtu sil vytvářených hydraulickým válcem je třeba znát tlak v hydraulickém okruhu a rozměry pístu a pístnice. Tlak v hydraulickém okruhu byl již zmíněn v kapitole 2 *Popis stroje DAPPER 5000* a činí 200 barů.

$$p_{ho} = 200 \text{ bar} = 2 \cdot 10^7 \text{ Pa} \quad (1)$$

Rozměry pístu a pístnice, konkrétně jejich průměry, lze vyčíst z označení hydromotoru.

ZH2-C-75/40x290-ATYP

$$D_{hv} = 75 \text{ mm} = 0,075 \text{ m} \quad (2)$$

$$d_{hv} = 40 \text{ mm} = 0,040 \text{ m} \quad (3)$$



Kde  $D_{hv}$  je průměr pístu a  $d_{hv}$  je průměr pístnice. Následně jsou spočítány plochy na obou stranách pístu.

$$S_{phv} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{hv}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,075^2 = 4,418 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (4)$$

$$s_{phv} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{hv}^2 - d_{hv}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,075^2 - 0,040^2) = 3,161 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (5)$$

$S_{phv}$  je plocha, na kterou působí tlak hydraulické kapaliny při vytlačování pístnice,  $s_{phv}$  je pak plocha na druhé straně pístu zmenšená o plochu zabranou pístnicí. Síly vyvíjené hydraulickým válcem potom jsou následující:

$$F_{H1} = p_{ho} \cdot S_{phv} = 2 \cdot 10^7 \cdot 4,418 \cdot 10^{-3} = 8,836 \cdot 10^4 \text{ N}, \quad (6)$$

$$F_{H2} = p_{ho} \cdot s_{phv} = 2 \cdot 10^7 \cdot 3,161 \cdot 10^{-3} = 6,322 \cdot 10^4 \text{ N}. \quad (7)$$

Kde  $F_{H1}$  je síla pístnicí vytlačující a  $F_{H2}$  je síla, která by působila v opačném směru.

Po určení velikostí sil  $F_{H1}$  a  $F_{H2}$  je přikročeno ke kontrole pohyblivosti analyzovaného 2D modelu. Následuje tedy kinematický rozbor:

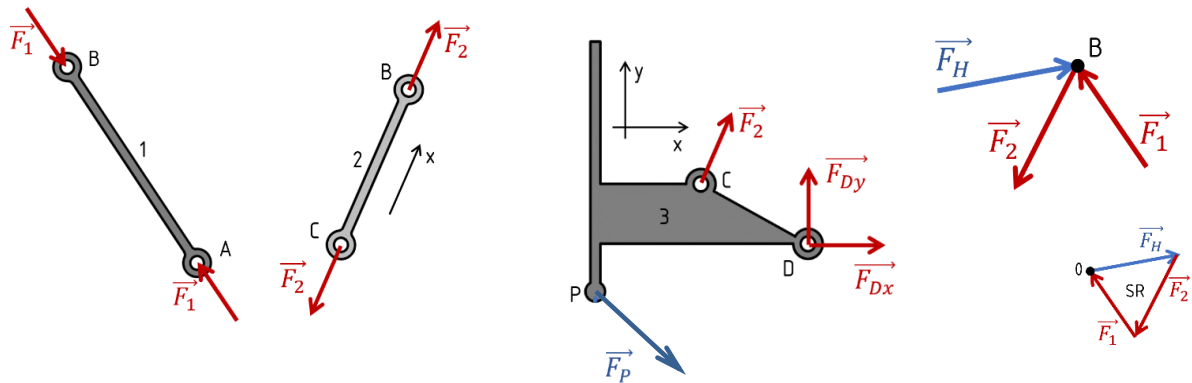
$$i = (n - 1) \cdot i_v - \sum (\xi_i - \eta) - k_i \cdot \delta, \quad (8)$$

kde  $i$  vyjadřuje počet stupňů volnosti sestavy,  $n$  je počet těles včetně styčniců a  $i_v$  je počet stupňů volnosti volného tělesa. Ve 2D prostoru jsou to tři stupně volnosti.  $\xi_i$  vyjadřuje počet omezených parametrů vazbami,  $\eta$  počet styčniců,  $\delta$  počet degenerovaných členů a  $k_i$  je koeficient degenerovaného členu, který je ve 2D úlohách roven jedné.

$$i = (8 - 1) \cdot 3 - 16 - 4 \cdot 1 = 1^\circ \quad (9)$$

Analyzovaná soustava má jeden stupeň volnosti. Je tedy pohyblivá a je s ní možné pohybovat jen jedním možným způsobem.

Dalším krokem analýzy je statické uvolnění jednotlivých těles a sepsání rovnic statické rovnováhy:



Obr. 10: Uvolnění jednotlivých těles 2D soustavy

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 3:

$$\sum F_{3x} = 0 = F_P \cdot \cos(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) + F_{Dx} + F_2 \cdot \cos(\alpha_{2,0}) \quad (10)$$

$$\sum F_{3y} = 0 = -F_P \cdot \sin(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) + F_{Dy} + F_2 \cdot \sin(\alpha_{2,0}) \quad (11)$$

$$\sum M_{Dz} = 0 = F_P \cdot ((l_{3,ph} + r) \cdot \sin(\alpha_{3,p}) + l_{3,pv} \cdot \cos(\alpha_{3,p})) - F_2 \cdot l_3 \cdot \sin(\alpha_{3,2}) \quad (12)$$

Rovnice statické rovnováhy pro styčník (bod) B:

$$\sum F_{Bx} = 0 = F_H \cdot \cos(\alpha_{h,0}) - F_2 \cdot \cos(\alpha_{2,0}) - F_1 \cdot \cos(\alpha_{1,0}) \quad (13)$$

$$\sum F_{By} = 0 = F_H \cdot \sin(\alpha_{h,0}) - F_2 \cdot \sin(\alpha_{2,0}) + F_1 \cdot \sin(\alpha_{1,0}) \quad (14)$$

Tímto bylo získáno celkem pět rovnic o pěti neznámých a úlohu lze řešit. Soustava je proto přepsána do maticového tvaru a řešena ve výpočetním softwaru PTC Mathcad Prime.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & \cos(\alpha_{2,0}) & 0 & \cos(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 1 & \sin(\alpha_{2,0}) & 0 & -\sin(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 0 & l_3 \cdot \sin(\alpha_{3,2}) & 0 & (l_{3,ph} + r) \cdot \sin(\alpha_{3,p}) + l_{3,pv} \cdot \cos(\alpha_{3,p}) \\ 0 & 0 & \cos(\alpha_{2,0}) & \cos(\alpha_{1,0}) & 0 \\ 0 & 0 & -\sin(\alpha_{2,0}) & \sin(\alpha_{1,0}) & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{Dx} \\ F_{Dy} \\ F_2 \\ F_1 \\ F_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_H \cdot \cos(\alpha_{h,0}) \\ -F_H \cdot \sin(\alpha_{h,0}) \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$\begin{bmatrix} F_{Dx} \\ F_{Dy} \\ F_2 \\ F_1 \\ F_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \cos(\alpha_{2,0}) & 0 & \cos(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 1 & \sin(\alpha_{2,0}) & 0 & -\sin(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 0 & l_3 \cdot \sin(\alpha_{3,2}) & 0 & (l_{3,ph} + r) \cdot \sin(\alpha_{3,p}) + l_{3,pv} \cdot \cos(\alpha_{3,p}) \\ 0 & 0 & \cos(\alpha_{2,0}) & \cos(\alpha_{1,0}) & 0 \\ 0 & 0 & -\sin(\alpha_{2,0}) & \sin(\alpha_{1,0}) & 0 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_H \cdot \cos(\alpha_{h,0}) \\ -F_H \cdot \sin(\alpha_{h,0}) \end{bmatrix} \quad (16)$$

Výsledky jsou uvedeny v příloze, od strany *i*, tab. I.

## 4 NÁVRH NOVÉHO MECHANISMU

Před samotným návrhem nového mechanismu je proveden průzkum mechanismů u konkurenčních nakladačů, které jsou uvedeny v *tab. 4*. Jsou mezi nimi zařazeny i dva velké nakladače *MANITOU MT 625* a *CASE TX 130-33*, které do kategorie teleskopických nakladačů patří také, jen z důvodu své velikosti nepředstavují přímou konkurenci DAPPERu. U každého stroje jsou v tabulce uvedeny jejich základní parametry.

*Tab. 4 Srovnání nakladačů představujících nejbližší konkurenci DAPPERu 5000 [2, 8-15].*

Stroj	Hmotnost	Nosnost	Tlak HO	Zvedací výška	Pojížděcí Rychlost
<b>DAPPER 5000</b>	<b>1 640 kg</b>	<b>1 250 kg</b>	<b>200 bar</b>	<b>2 800 mm</b>	<b>17 km/h</b>
Avant 640	1 590 kg	1 100 kg	200 bar	2 800 mm	22 km/h
Multione 6	1 430 kg	1 200 kg	200 bar	2 920 mm	15 km/h
Kubota RT-280	2 770 kg	1 500 kg	210 bar	2 498 mm	25 km/h
Taian loaders DY 840	1 600 kg	1 300 kg	190 bar	3 000 mm	12 km/h
Gianni Ferrari H360	1 670 kg	2 100 kg	200 bar	3 080 mm	12 km/h
MANITOU MT 625	4 710 kg	2 500 kg	235 bar	6 000 mm	25 km/h
CASE TX 130-33	9 900 kg	3 000 kg	240 bar	12 700 mm	28 km/h

Nejčastějším mechanismem, vyskytujícím se u zkoumaných strojů, je čtyřkloubový mechanismus obdobný mechanismu u DAPPERu 5000. Zásadní změnu ale představuje otočení celého mechanismu o 180 ° kolem podélné osy výložníku. Ovládací hydraulický válec je tedy pod výložníkem. Tohle řešení by bylo u DAPPERu obtížně realizovatelné, protože pod výložníkem již nezbývá ve spodní pozici téměř žádný prostor. Navíc je zde již hydraulický válec sloužící k naklápění celého výložníku.

Stejný problém s prostorem mají i konkurenční stroje. Je to dáno tím, že je obecně vhodné dostat se při konstrukci výložníku s rychloupínací deskou, respektive s lopatou či vidlemi, co nejlíže předním kolům, aby silový moment působící od zvedaného břemena byl co nejmenší. Tento silový moment totiž způsobuje překlápění celého bagru okolo osy přední nápravy a má přímý dopad na celkovou nosnost stroje. Lze tedy říct, že čím blíže je možné dostat se s rychloupínací deskou k ose přední nápravy, tím více narůstá nosnost stroje. Tato nosnost ale samozřejmě klesá při vysouvání teleskopické části výložníku.

Výrobci malých nakladačů se s problémem nedostatku prostoru pod výložníkem vypořádali různě. Například nakladač Avant 640, viz *obr. 11*, má celý výložník uložený asymetricky vůči podélné ose stroje a hydraulický píst ovládající mechanismus naklápění rychloupínací desky je umístěn na levé straně výložníku, schovaný pod krytem. Výložník spolu s hydraulickým válcem zaujímá celý prostor mezi koly.

Nakladač MultiOne 6, viz *obr. 11*, má celý výložník zdvojený a hydraulický píst je uložen mezi tělesy zdvojené části. Stejnou konstrukci výložníku mají i nakladače Taian loaders DY 840 a Gianni Ferrari H360. Toto řešení se zdá být elegantnější než u zmíněného Avantu, jelikož je vůči podélné ose stroje celá konstrukce výložníku symetrická. Oproti tomu zřejmě bude celý výložník hmotnější a z pohledu výroby také složitější a nákladnější.



Obr. 11 Avant 640 (vlevo) [16] a MultiOne řady 6 [17].

U nakladače Kubota RT-280, viz obr. 12, je použit stejný mechanismus jako na současném DAPPERu 5000, jen s tím rozdílem, označí-li se tělesa analogicky jako při analýze DAPPERu, že těleso 1 zde nepředstavuje binární nezatížený člen, ale páku. Hydraulický válec totiž působí v jiném místě (a na menším rameni) než kde je kloubové spojení tělesa 1 s tělesem 2. Toto řešení sílu na hydraulický válec spíše zvyšuje, než aby došlo k jejímu poklesu. Pro DAPPER proto tahle změna vhodná není, jelikož již nyní je v některých pozicích síla od hydraulického válce nedostatečná.



Obr. 12 Nakladače Kubota RT-280 (vlevo) [18] a MANITOU MT 625 [19].

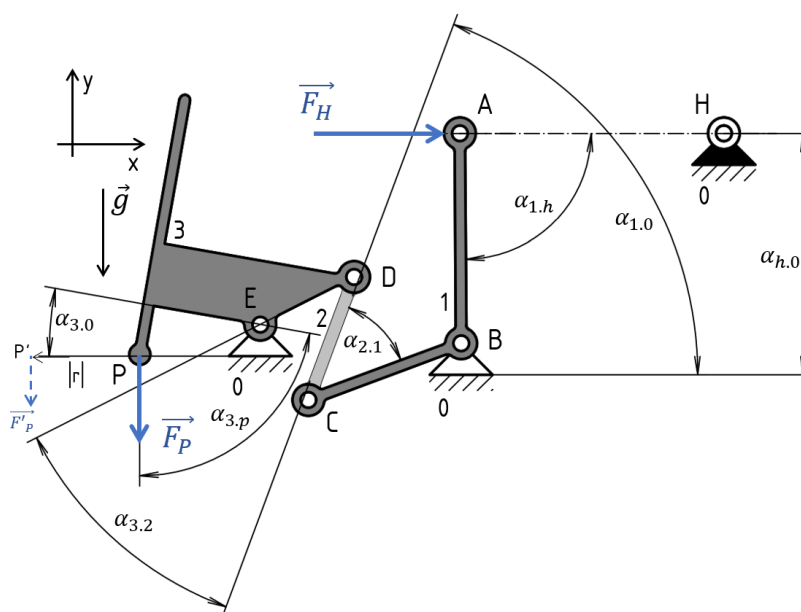
Při pohledu na zástupce větších nakladačů, jakou jsou MANITOU MT 625 a CASE TX 130-33, si je možné všimnout opět obdobného mechanismu, jako byl použit i u nakladačů Avant 640 a MultiOne 6. Tedy čtyřkloubový mechanismus s hydraulickým válcem dole, pod výložníkem. Díky odlišné konstrukci těchto velkých nakladačů zde není problém s nedostatkem místa pod výložníkem, a proto je hydraulický válec možné umístit opravdu pod výložník – nikoli vedle výložníku, jako je to u Avantu 640, či do rozdvojeného výložníku, jako je to například u nakladače MultiOne 6.

Na základě této krátké rešerše je v následujících podkapitolách vypracováno ve 2D několik návrhů nového mechanismu pro DAPPER 5000. Ty jsou vždy stručně analyzovány a v podkapitole 4.4 je souhrn výsledků těchto analýz a srovnání. Návrh s nejlepšími výsledky pak bude analyzován podrobněji a porovnán s mechanismem původním.

## 4.1 Z – MECHANISMUS

I když se z-mechanismus mezi zkoušenými nakladači prakticky nevyskytoval, v prvním návrhu je snahou aplikovat jej na současný výložník DAPPERu. Hlavní myšlenkou je změna smyslu síly  $F_H$  tak, aby při zvedání břemena působila hydraulická kapalina na větší ploše pístnice. Největším problémem se ukázalo zachování současného úhlového rozsahu rychloupínací desky, což se v plné míře ani nepodařilo. Původní úhlový rozsah od  $-136,1^\circ$  do  $+67,2^\circ$  byl zúžen na rozsah od  $-102^\circ$  do  $67,2^\circ$ . Horní mezní úhel zůstal zachován a spodní mezní úhel byl snížen o  $34,1^\circ$ .

Praktický dopad této změny se nejvíce projeví například v okamžiku, kdy bude chtít obsluha nakladače naložit sypký materiál na korbu nákladního automobilu. Na rychloupínací desce nakladače bude nasazena lžíce. Při nakládání bude výložník v horní pozici, vyklopený o  $64,5^\circ$ . Lžíci bude potřeba, pro její vyprázdnění, sklopit dolů. A právě při tomto úkonu lžíci sklopíme pouze o  $37,5^\circ$ , namísto původních  $71,6^\circ$ . Má-li dojít ke spolehlivému vyprázdnění lopaty, doporučuje se úhel v rozmezí  $45^\circ$  až  $60^\circ$  [1]. Úhel  $37,5^\circ$  tedy nemusí být u některých materiálů dostatečný. Při vyklopení celého výložníku o úhel  $+57^\circ$  a méně již k tomuto problému nedochází.



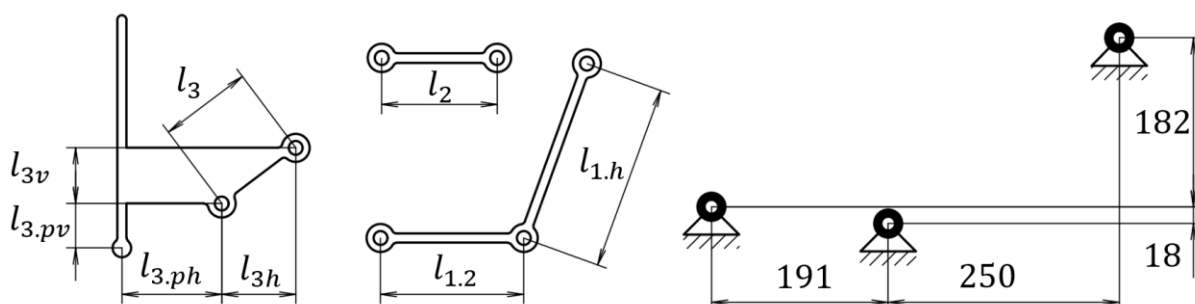
Obr. 13 Návrh z-mechanismu se znázorněním úhlů mezi tělesy a zatížením.

Samotný mechanismus je možné vidět na obr. 13. Skládá se z páky (1), která je rotačně uložena ve vazbě B a přenáší silový moment mezi hydraulickým válcem a tělesem 2. Těleso 2 je binárním nezatíženým členem přenášejícím normálovou sílu mezi pákou (1) a rychloupínací deskou (3). Ta je vázaná k základnímu tělesu rotační vazbou v bodě E.

Tab. 5 Úhly v mechanismu pro potřeby analýzy.

Deska	$\alpha_{2.0}$	$\alpha_{2.1}$	$\alpha_{3.0}$	$\alpha_{3.2}$	$\alpha_{h.0}$	$\alpha_{h.1}$
$-102,0^\circ$	$157,68^\circ$	$171,22^\circ$	$102,00^\circ$	$18,81^\circ$	$13,43^\circ$	$136,97^\circ$
$0,0^\circ$	$72,06^\circ$	$56,75^\circ$	$0,00^\circ$	$35,19^\circ$	$0,16^\circ$	$94,86^\circ$
$67,2^\circ$	$114,83^\circ$	$44,51^\circ$	$67,20^\circ$	$145,16^\circ$	$10,15^\circ$	$49,83^\circ$

Hydraulický válec je zde opět nahrazen silou  $F_H$ . Výpočet a umístění síly  $F_P$  je provedeno totožně jako při analýze současného mechanismu, viz kap. 3.



Obr. 14 Rozměry těles navrženého z-mechanismu.

Označené rozměry z obr. 14 jsou uvedeny v následující tabulce.

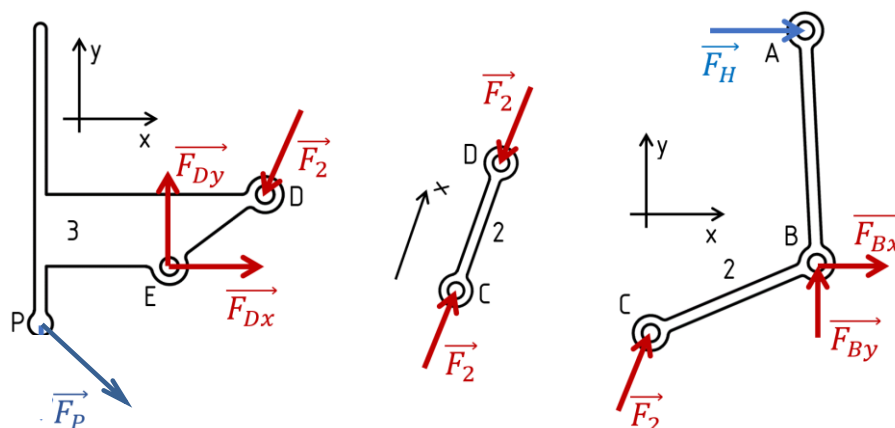
Tab. 6: Rozměry navrženého z-mechanismu

$l_{1,2}$	$l_{1,h}$	$l_2$	$l_3$	$l_{3v}$	$l_{3h}$	$l_{3pv}$	$l_{3ph}$	$r$
155 mm	200 mm	125 mm	96 mm	60 mm	80 mm	48 mm	108 mm	0; 230; 490 mm

Při analýze mechanismu je postupováno obdobně jako při analýze současného mechanismu. Nejprve je proveden kinematický rozbor. Dosadíme-li do rov. 8, dostaneme

$$i = (8 - 1) \cdot 3 - 16 - 4 \cdot 1 = 1^\circ. \quad (17)$$

Soustava těles tohoto návrhu je pohyblivá, má  $1^\circ$  volnosti. Následuje uvolnění jednotlivých těles sepsání rovnic statické rovnováhy.



Obr. 15 Uvolnění těles návrhu z-mechanismu.

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 1:

$$\sum F_{1x} = 0 = F_2 \cdot \cos(\alpha_{2,0}) + F_{Bx} - F_H \cdot \cos(\alpha_{h,0}) \quad (18)$$

$$\sum F_{1y} = 0 = F_2 \cdot \sin(\alpha_{2,0}) + F_{By} - F_H \cdot \sin(\alpha_{h,0}) \quad (19)$$

$$\sum M_{Bz} = 0 = -F_2 \cdot l_{1,2} \cdot \sin(\alpha_{2,1}) + F_H \cdot l_{1,h} \cdot \sin(\alpha_{h,1}) \quad (20)$$

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 2:

$$\sum F_{2x} = 0 = F_2 - F_2 \quad (21)$$

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 3:

$$\sum F_{3x} = 0 = F_P \cdot \cos(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) + F_{Dx} - F_2 \cdot \cos(\alpha_{2,0}) \quad (22)$$

$$\sum F_{3y} = 0 = -F_P \cdot \sin(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) + F_{Dy} - F_2 \cdot \sin(\alpha_{2,0}) \quad (23)$$

$$\sum M_{3z} = 0 = F_P \cdot ((l_{3,ph} + r) \cdot \sin(\alpha_{3,p}) + l_{3,pv} \cdot \cos(\alpha_{3,p})) - F_2 \cdot l_3 \cdot \sin(\alpha_{3,2}) \quad (24)$$

Tímto je získáno celkem šest použitelných rovnic o šesti neznámých a úlohu lze řešit. Soustava je proto přepsána do maticového tvaru

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -\cos(\alpha_{2,0}) & 0 & 0 & \cos(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 1 & -\sin(\alpha_{2,0}) & 0 & 0 & -\sin(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 0 & -l_3 \cdot \sin(\alpha_{3,2}) & 0 & 0 & (l_{3,ph} + r) \cdot \sin(\alpha_{3,p}) + l_{3,pv} \cdot \cos(\alpha_{3,p}) \\ 0 & 0 & \cos(\alpha_{2,0}) & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sin(\alpha_{2,0}) & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & l_{1,2} \cdot \sin(\alpha_{2,1}) & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{Dx} \\ F_{Dy} \\ F_2 \\ F_{Bx} \\ F_{By} \\ F_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_H \cdot \cos(\alpha_{h,0}) \\ F_H \cdot \sin(\alpha_{h,0}) \\ F_H \cdot l_{1,h} \cdot \sin(\alpha_{h,1}) \end{bmatrix}, \quad (25)$$

vektor neznámých je vyjádřen následovně

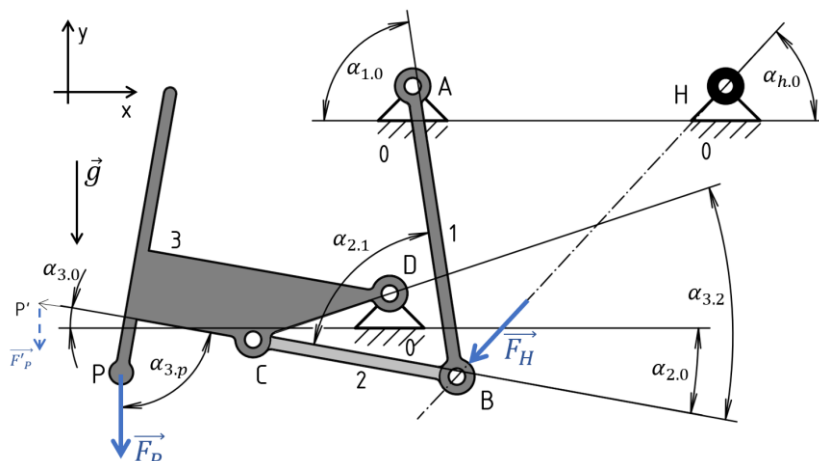
$$\begin{bmatrix} F_{Dx} \\ F_{Dy} \\ F_2 \\ F_{Bx} \\ F_{By} \\ F_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\cos(\alpha_{2,0}) & 0 & 0 & \cos(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 1 & -\sin(\alpha_{2,0}) & 0 & 0 & -\sin(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 0 & -l_3 \cdot \sin(\alpha_{3,2}) & 0 & 0 & (l_{3,ph} + r) \cdot \sin(\alpha_{3,p}) + l_{3,pv} \cdot \cos(\alpha_{3,p}) \\ 0 & 0 & \cos(\alpha_{2,0}) & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sin(\alpha_{2,0}) & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & l_{1,2} \cdot \sin(\alpha_{2,1}) & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_H \cdot \cos(\alpha_{h,0}) \\ F_H \cdot \sin(\alpha_{h,0}) \\ F_H \cdot l_{1,h} \cdot \sin(\alpha_{h,1}) \end{bmatrix} \quad (26)$$

a řešení soustavy bylo vyřešeno ve výpočetním softwaru PTC Mathcad Prime. Výsledky jsou v tabulce v příloze, na straně *v*, *tab. III*.

Velikost možné síly  $F_P$ , potažmo nosnost mechanismu, byla zjišťována, pro základní představu, ve čtyřech základních směrech  $\alpha_{3,p}$  ( $0^\circ$ ;  $90^\circ$ ;  $180^\circ$ ;  $270^\circ$ ) a to v krajních polohách mechanismu a v jeho vodorovné poloze.

## 4.2 OTOČENÝ ČTYŘKLOBOVÝ MECHANISMUS S HYDRAULICKÝM VÁLCEM NAD VÝLOŽNÍKEM

Druhým návrhem je mechanismus, který byl u zkoumaných nakladačů nejčastější. Je to otočený čtyřkloubový mechanismus, který mají nejen nakladače *Avant 640*, či *MultiOne* řady 6, ale i například velký nakladač *CASE TX 130-33*.



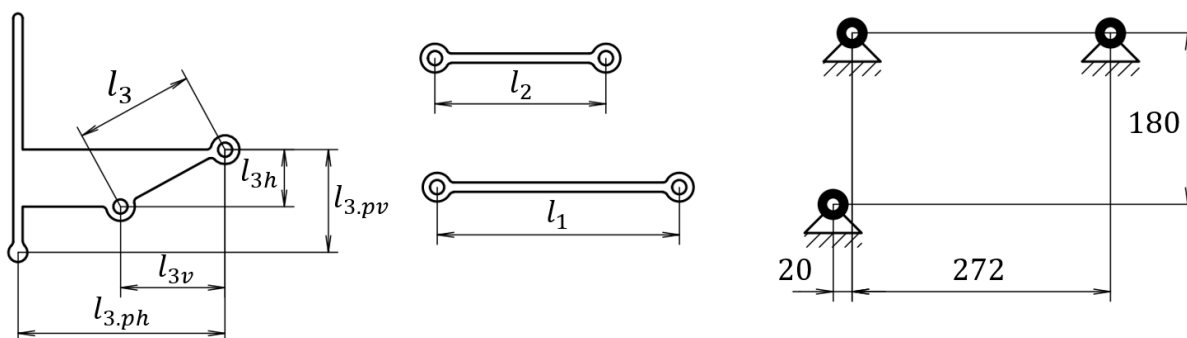
Obr. 16 Návrh otočeného čtyřkloubového mechanismu s hydraulickým válcem nad výložníkem.

Ve snaze zachovat umístění hydraulického válce nad tělesem výložníku, z již zmíněných důvodů (nedostatek místa pod výložníkem), se tento návrh neshoduje s mechanismy konkurenčních nakladačů. Vhodným rozmístěním čepů, respektive rotačních vazeb, na základním tělese (výsuvná část výložníku), se podařilo zachovat jak umístění hydraulického válce nad výložníkem, tak plný úhlový rozsah od  $-136,1^\circ$  do  $+67,2^\circ$ . Na první pohled se proto zdá být mechanismus na obr. 16 velice nadějný.

Tab. 7 Hodnoty úhlů mezi tělesy pro potřeby analýzy.

Deska	$\alpha_{1.0}$	$\alpha_{2.0}$	$\alpha_{3.0}$	$\alpha_{3.2}$	$\alpha_{h.0}$
$-136,1^\circ$	$21,85^\circ$	$-41,02^\circ$	$-136,10^\circ$	$123,69^\circ$	$69,59^\circ$
$0,0^\circ$	$78,76^\circ$	$3,22^\circ$	$0,00^\circ$	$32,25^\circ$	$48,37^\circ$
$67,2^\circ$	$94,92^\circ$	$57,74^\circ$	$67,20^\circ$	$16,65^\circ$	$40,85^\circ$

V rovinné úloze se mechanismus skládá, stejně jako původní mechanismus, ze dvou táhel (1 a 2), které mají dokonce i stejné rozměry. Táhlo 1 je na jednom konci, v bodě A, rotačně upevněno k základnímu tělesu a na druhém konci, v bodě B, je opět rotační vazbou spojeno s táhlem 2. Do styčnicku v bodě B silově působí hydraulický válec, který je zde opět nahrazen silou  $F_H$ . Táhlem 2 se pak tato síla přenáší na upravenou rychloupínací desku. Síla  $F_P$ , představující nosnost, je stejně jako v předchozích analýzách umístěna v bodě P a následně posouvána o vzdálenost  $r$ . V každé vzdálenosti je otáčena v úhlu  $\alpha_{3,p}$ . Na následujícím obrázku jsou vyznačeny rozměry jednotlivých těles, jejichž hodnoty jsou uvedeny v tab. 8.



Obr. 17: Rozměry jednotlivých těles otočeného mechanismu



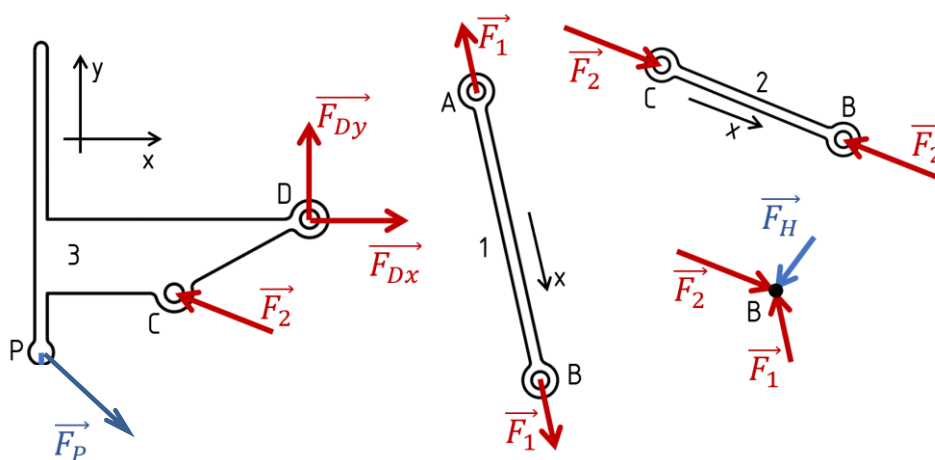
Tab. 8: Rozměry navrženého otočeného mechanismu

$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_{3v}$	$l_{3h}$	$l_{3pv}$	$l_{3ph}$	$r$
255 mm	180 mm	125 mm	60 mm	110 mm	108 mm	218 mm	0; 230; 490 mm

Postup analýzy je shodný s analýzou předchozího z-mechanismu. Nejprve je opět proveden kinematický rozbor. Dosazením do rov. 8 je získáno

$$i = (8 - 1) \cdot 3 - 16 - 4 \cdot 1 = 1^\circ. \quad (27)$$

Tím je ověřeno, že je navržená soustava těles je pohyblivá a je možné se přesunout k uvolnění jednotlivých těles mechanismu.



Obr. 18 Statické uvolnění jednotlivých těles otočeného mechanismu.

Dle obr. 18 lze psát rovnice statické rovnováhy pro jednotlivá tělesa.

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 1:

$$\sum F_{1x} = 0 = F_1 - F_1 \quad (28)$$

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 2:

$$\sum F_{2x} = 0 = F_2 - F_2 \quad (29)$$

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 3:

$$\sum F_{3x} = 0 = F_P \cdot \cos(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) + F_{Dx} - F_2 \cdot \cos(\alpha_{2,0}) \quad (30)$$

$$\sum F_{3y} = 0 = -F_P \cdot \sin(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) + F_{Dy} + F_2 \cdot \sin(\alpha_{2,0}) \quad (31)$$

$$\sum M_{3z} = 0 = F_P \cdot ((l_{3,ph} + r) \cdot \sin(\alpha_{3,p}) + l_{3,pv} \cdot \cos(\alpha_{3,p})) - F_2 \cdot l_3 \cdot \sin(\alpha_{3,2}) \quad (32)$$

Rovnice statické rovnováhy pro styčník B:

$$\sum F_{Bx} = 0 = F_2 \cdot \cos(\alpha_{2,0}) - F_1 \cdot \cos(\alpha_{1,0}) - F_H \cdot \cos(\alpha_{h,0}) \quad (33)$$

$$\sum F_{By} = 0 = -F_2 \cdot \sin(\alpha_{2,0}) + F_1 \cdot \sin(\alpha_{1,0}) - F_H \cdot \sin(\alpha_{h,0}) \quad (34)$$

Tímto je získáno celkem pět použitelných rovnic o pěti neznámých a úlohu lze řešit. Soustava je proto přepsána do maticového tvaru

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -\cos(\alpha_{2,0}) & 0 & \cos(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 1 & \sin(\alpha_{2,0}) & 0 & -\sin(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 0 & -l_3 \cdot \sin(\alpha_{3,2}) & 0 & (l_{3,ph} + r) \cdot \sin(\alpha_{3,p}) + l_{3,pv} \cdot \cos(\alpha_{3,p}) \\ 0 & 0 & \cos(\alpha_{2,0}) & -\cos(\alpha_{1,0}) & 0 \\ 0 & 0 & -\sin(\alpha_{2,0}) & \sin(\alpha_{1,0}) & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{Dx} \\ F_{Dy} \\ F_2 \\ F_1 \\ F_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_H \cdot \cos(\alpha_{h,0}) \\ F_H \cdot \sin(\alpha_{h,0}) \end{bmatrix} \quad (35)$$

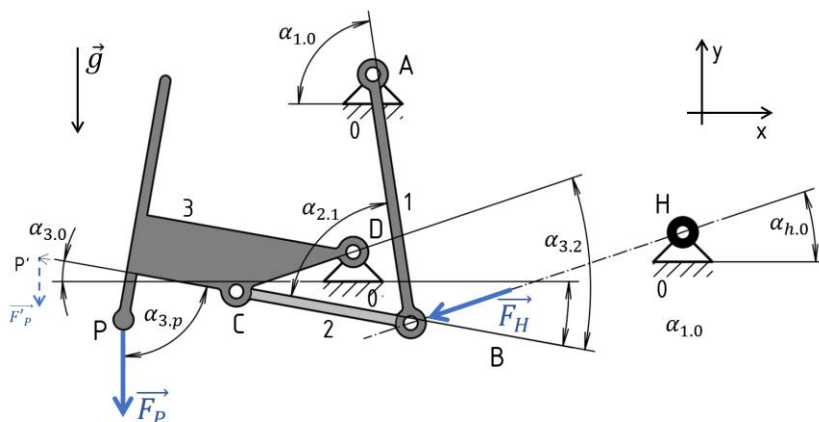
a vektor neznámých je vyjádřen následovně

$$\begin{bmatrix} F_{Dx} \\ F_{Dy} \\ F_2 \\ F_1 \\ F_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\cos(\alpha_{2,0}) & 0 & \cos(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 1 & \sin(\alpha_{2,0}) & 0 & -\sin(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 0 & -l_3 \cdot \sin(\alpha_{3,2}) & 0 & (l_{3,ph} + r) \cdot \sin(\alpha_{3,p}) + l_{3,pv} \cdot \cos(\alpha_{3,p}) \\ 0 & 0 & \cos(\alpha_{2,0}) & -\cos(\alpha_{1,0}) & 0 \\ 0 & 0 & -\sin(\alpha_{2,0}) & \sin(\alpha_{1,0}) & 0 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_H \cdot \cos(\alpha_{h,0}) \\ F_H \cdot \sin(\alpha_{h,0}) \end{bmatrix} \quad (36)$$

Řešení soustavy je vyřešeno ve výpočetním softwaru PTC Mathcad Prime. Výsledky jsou v příloze, na straně vii, tab. V. Velikost možné síly  $F_p$ , potažmo nosnost mechanismu, byla zjišťována, pro základní představu, ve čtyřech základních směrech  $\alpha_{3,p}$  ( $0^\circ$ ;  $90^\circ$ ;  $180^\circ$ ;  $270^\circ$ ) a to v krajních polohách mechanismu a v jeho vodorovné poloze – stejně jako u předchozí analýzy.

#### 4.3 OTOČENÝ ČTYŘKLOBOVÝ MECHANISUS S HYDRAULICKÝM VÁLCEM POD VÝLOŽNÍKEM, NEBO PŘÍMO V JEHO PROSTORU

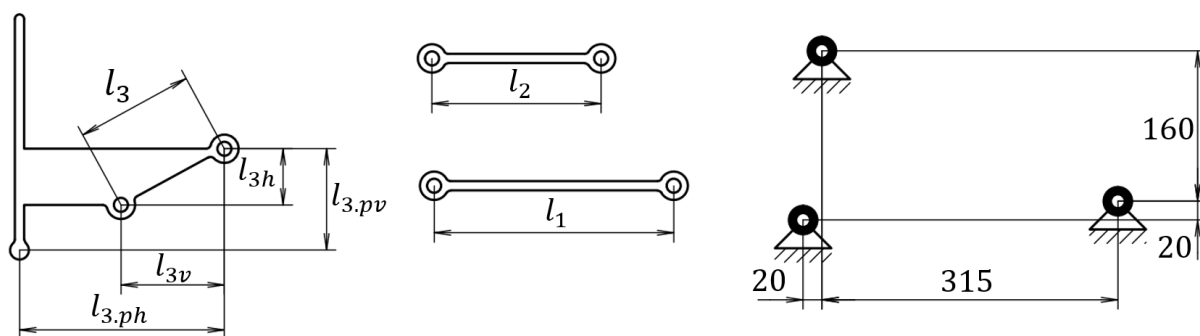
Jelikož bylo zjištěno, že konkurenční nakladače, využívající pro nakládění rychloupínací desky čtyřkloubové mechanismy, mají hydraulický válec nejčastěji pod výložníkem nebo přímo v jeho prostoru, vzniká návrh odvozený od mechanismu uvedeném v kap. 4.2, jen je uložení hydraulického válce přesunuto níže. Přesunutí hydraulického válce pod výložník ale přinese rozsáhlé konstrukční změny a pravděpodobně by tyto změny překročily rozsah této práce. Návrh mechanismu je možné vidět na obr. 19.



Obr. 19 Návrh otočeného čtyřkloubového mechanismu s hydraulickým válcem pod výložníkem.

Hlavním důvodem pro analýzu takového upraveného řešení je zjištění, zda se nosnost zvýší natolik, aby bylo možné uvažovat o celkové změně konstrukčního uspořádání celého výložníku.

Změna umístění hydraulického válce sebou přináší, stejně jako u z-mechanismu uvedeném v *kap. 4.1*, snížení úhlového rozsahu na rozsah od  $-120^\circ$  do  $67,2^\circ$ . Spodní mezní úhel byl tak snížen o  $16,1^\circ$ , z původních  $-136,1^\circ$ . Znamená to, že při nasazené lopatě bude minimální úhel pro její vyprázdnění  $55,5^\circ$ . To splňuje doporučený úhlový rozsah  $45^\circ$  až  $60^\circ$ , viz [1], a lze tedy říct, že takové snížení úhlového rozsahu nepředstavuje závažný problém.



Obr. 20: Rozměry otočeného čtyřkloubového mechanismu s hydraulickým válcem posunutým pod výložník

Rozměry jednotlivých těles mechanismu zůstávají, vůči čtyřkloubovému mechanismu v *kap. 4.2*, nezměněny a jsou uvedeny v *tab. 8*. Změna nastává u základního tělesa, kde došlo ke změně umístění vazeb, viz *obr. 20*.

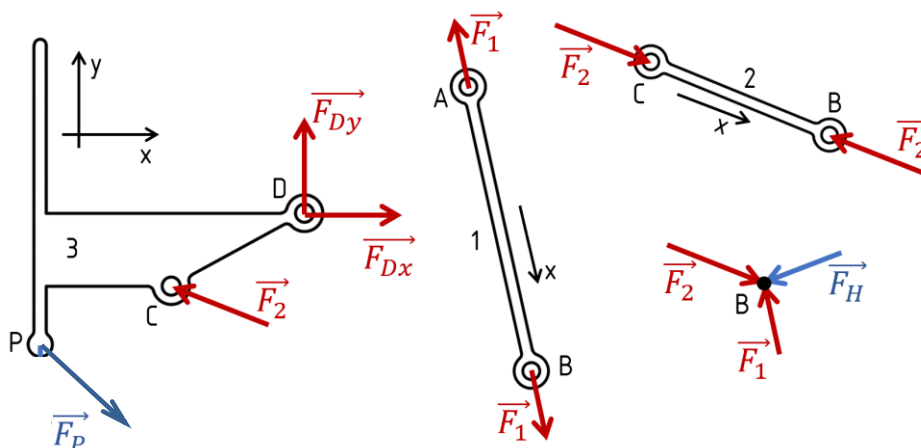
Tab. 9: Úhly v mechanismu, potřebné pro účely analýzy.

Deska	$\alpha_{1.0}$	$\alpha_{2.0}$	$\alpha_{3.0}$	$\alpha_{3.2}$	$\alpha_{h.0}$
$-120,0^\circ$	$29,60^\circ$	$-41,52^\circ$	$-120,00^\circ$	$107,09^\circ$	$-20,06^\circ$
$0,0^\circ$	$78,76^\circ$	$3,22^\circ$	$0,00^\circ$	$31,83^\circ$	$18,76^\circ$
$67,2^\circ$	$94,92^\circ$	$57,74^\circ$	$67,20^\circ$	$19,15^\circ$	$15,60^\circ$

Před začátkem analýzy je proveden kinematický rozbor, dle *rov. 8*.

$$i = (8 - 1) \cdot 3 - 16 - 4 \cdot 1 = 1^\circ. \quad (37)$$

Pohyblivost navržené soustavy je tímto ověřena, má jeden stupeň volnosti. Nyní je možné se přesunout k uvolnění jednotlivých těles mechanismu.



Obr. 21 Uvolnění jednotlivých těles navrženého mechanismu.

Podle obr. 21 je možné sestavit rovnice statické rovnováhy pro jednotlivá tělesa.

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 1:

$$\sum F_{1x} = 0 = F_1 - F_1 \quad (38)$$

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 2:

$$\sum F_{2x} = 0 = F_2 - F_2 \quad (39)$$

Rovnice statické rovnováhy pro těleso 3:

$$\sum F_{3x} = 0 = F_P \cdot \cos(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) + F_{Dx} - F_2 \cdot \cos(\alpha_{2,0}) \quad (40)$$

$$\sum F_{3y} = 0 = -F_P \cdot \sin(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) + F_{Dy} + F_2 \cdot \sin(\alpha_{2,0}) \quad (41)$$

$$\sum M_{3z} = 0 = F_P \cdot ((l_{3,ph} + r) \cdot \sin(\alpha_{3,p}) + l_{3,pv} \cdot \cos(\alpha_{3,p})) - F_2 \cdot l_3 \cdot \sin(\alpha_{3,2}) \quad (42)$$

Rovnice statické rovnováhy pro styčnick B:

$$\sum F_{Bx} = 0 = F_2 \cdot \cos(\alpha_{2,0}) - F_1 \cdot \cos(\alpha_{1,0}) - F_H \cdot \cos(\alpha_{h,0}) \quad (43)$$

$$\sum F_{By} = 0 = -F_2 \cdot \sin(\alpha_{2,0}) + F_1 \cdot \sin(\alpha_{1,0}) - F_H \cdot \sin(\alpha_{h,0}) \quad (44)$$

Pět použitelných rovnic o pěti neznámých je zapsáno v maticovém tvaru

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -\cos(\alpha_{2,0}) & 0 & \cos(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 1 & \sin(\alpha_{2,0}) & 0 & -\sin(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 0 & -l_3 \cdot \sin(\alpha_{3,2}) & 0 & (l_{3,ph} + r) \cdot \sin(\alpha_{3,p}) + l_{3,pv} \cdot \cos(\alpha_{3,p}) \\ 0 & 0 & \cos(\alpha_{2,0}) & -\cos(\alpha_{1,0}) & 0 \\ 0 & 0 & -\sin(\alpha_{2,0}) & \sin(\alpha_{1,0}) & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{Dx} \\ F_{Dy} \\ F_2 \\ F_1 \\ F_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_H \cdot \cos(\alpha_{h,0}) \\ F_H \cdot \sin(\alpha_{h,0}) \end{bmatrix} \quad (45)$$

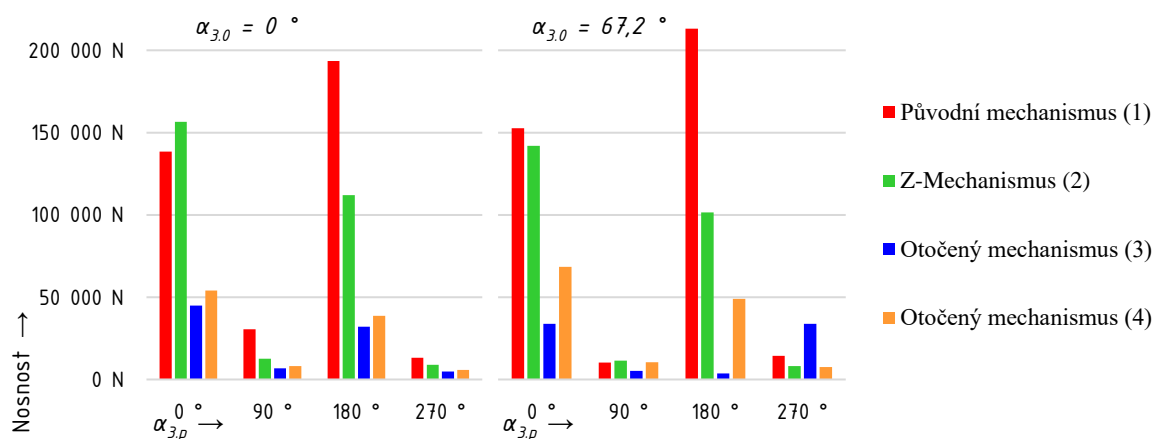
vektor neznámých veličin je vyjádřen

$$\begin{bmatrix} F_{Dx} \\ F_{Dy} \\ F_2 \\ F_1 \\ F_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\cos(\alpha_{2,0}) & 0 & \cos(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 1 & \sin(\alpha_{2,0}) & 0 & -\sin(\alpha_{3,p} + \alpha_{3,0}) \\ 0 & 0 & -l_3 \cdot \sin(\alpha_{3,2}) & 0 & (l_{3,ph} + r) \cdot \sin(\alpha_{3,p}) + l_{3,pv} \cdot \cos(\alpha_{3,p}) \\ 0 & 0 & \cos(\alpha_{2,0}) & -\cos(\alpha_{1,0}) & 0 \\ 0 & 0 & -\sin(\alpha_{2,0}) & \sin(\alpha_{1,0}) & 0 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_H \cdot \cos(\alpha_{h,0}) \\ F_H \cdot \sin(\alpha_{h,0}) \end{bmatrix} \quad (46)$$

a řešení soustavy bylo vyčísleno ve výpočetním softwaru PTC Mathcad Prime. Výsledky jsou opět uvedeny v příloze, na straně *ix*, *tab. VII*.

#### 4.4 SROVNÁNÍ NAVRŽENÝCH MECHANISMŮ

Protože ne všechny navržené mechanismy dosahují stejného úhlového rozsahu, jejich dosavadní silové analýzy, kdy byla zjišťována jejich nosnost ve vodorovné poloze a polohách krajních, je možné objektivně porovnat mezi sebou jen při natočení rychloupínací desky  $0^\circ$  a  $67,2^\circ$ .



Obr. 22 Srovnání mechanismů v poloze  $\alpha_{3,0} 0^\circ$  (vlevo) a v poloze  $\alpha_{3,0} 67,2^\circ$  (vpravo), při vzdálenosti  $r$  rovno 490 mm, kdy je nosnost nejnižší.

Výsledky těchto silových analýz jsou pro přehlednost vyneseny do dvou sloupcových grafů, viz *obr. 21*. Při pohledu na graf je okamžitě patrné, že pro zkoumané úhly dosahuje nejvyšší nosnosti původní mechanismus. To sice potvrzuje kvalitu jeho návrhu ve spodních polohách výložníku, ale výrobce požaduje navýšení nosnosti především v horních polohách výložníku, kdy je úhel  $\alpha_{3,0}$  často záporný. A právě o těchto polohách tato analýza žádné relevantní informace nedává.

Pro opravdu objektivní srovnání všech mechanismů je nutné zjistit jejich nosnost za stejných podmínek. S využitím rovnic, které jsou odvozeny pro každý jednotlivý mechanismus v předešlých podkapitolách, je vyhotovena srovnávací analýza, ve které je nosnost každého mechanismu určena pro EUR paletu – působiště síly  $F_P$  je proto posunuto o vzdálenost  $r$ , která je rovna 490 mm. Směr síly  $F_P$  je dán směrem gravitačního zrychlení  $g$ . Nosnost mechanismů je zjišťována v polohách, kdy jsou paletizační vidle, které jsou nasazené na rychloupínací desce, vodorovně se zemí a celý výložník se naklápí od spodní krajní polohy  $-51^\circ$  po horní krajní polohu  $64,5^\circ$ . Paletizační vidle si po celou dobu naklápění výložníku udržují, pomocí paralelogramu, stejný úhel vůči zemi, tedy vodorovnou polohu. Jelikož jsou mechanismy v gravitačním poli, lze určit nosnost mechanismů z druhého Newtonova zákona v kilogramech.

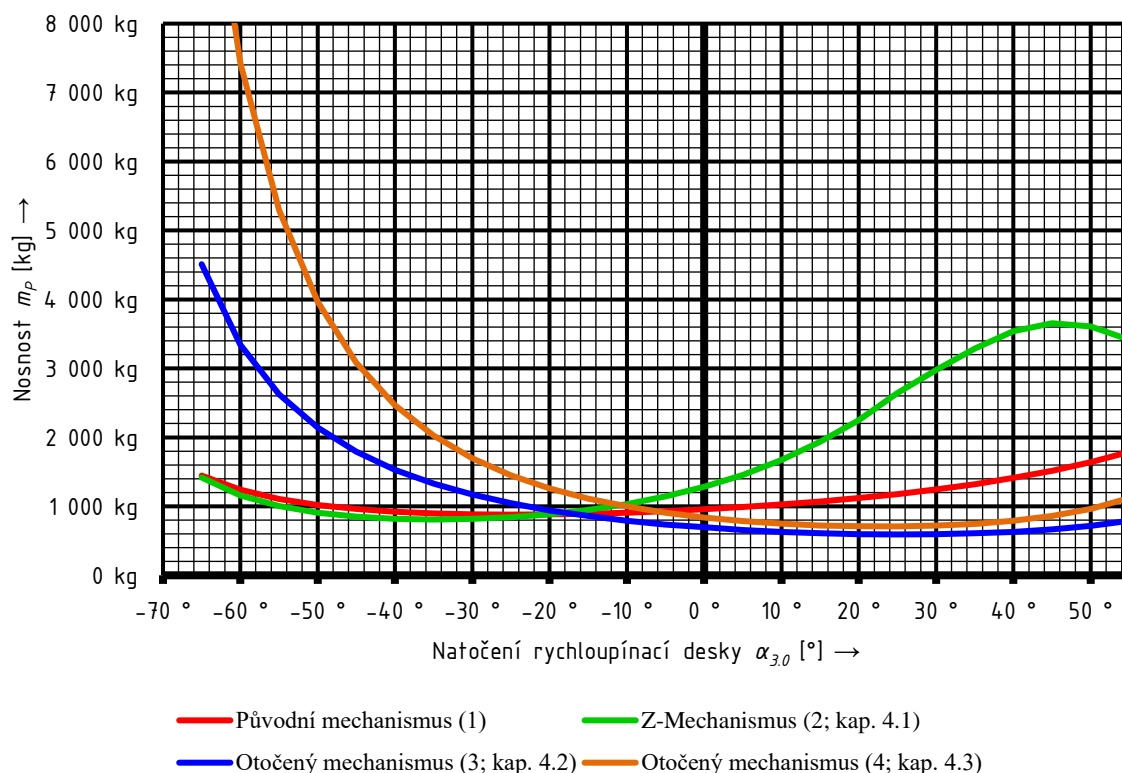
$$F = m \cdot a \quad (47)$$

Kde  $F$  je síla,  $m$  hmotnost a  $a$  je velikost zrychlení. Pokud je vyjádřena hmotnost, za sílu dosazena nosnost mechanismu  $F_P$  a za zrychlení gravitační konstanta  $g$ , je získán tvar

$$m_P = \frac{F_P}{g}, \quad (48)$$

kde  $m_P$  představuje nosnost mechanismu v kilogramech. Velikost gravitačního zrychlení je zvolena  $9,81 \text{ m/s}^2$ .

Výsledky srovnávací analýzy jsou uvedeny v příloze, na straně *ix*, *tab. VII*, a jsou také vyneseny do grafu na *obr. 23*. Na svislou osu jsou vynášeny nosnosti mechanismů, tedy maximální přípustná hmotnost palety, kterou udrží hydraulický válec. Na vodorovné ose je úhel rychloupínací desky  $\alpha_{3,0}$  vůči základnímu tělesu, za což je stále považována výsuvná část výložníku. Zde je třeba znovu zdůraznit, že paletizační vidle udržují vodorovnou polohu, a že pokud je úhel  $\alpha_{3,0}$  záporný, úhel natočení celého výložníku je kladný a naopak.



Obr. 23 Graf znázorňující průběhy nosností navržených mechanismů v závislosti na poloze výložníku

Z grafu na *obr. 23* vyplývá, že původní mechanismus má poměrně rovnoměrný průběh nosnosti s pozvolným nárůstem v kladné oblasti. Tento nárůst je velmi výhodný, protože umožňuje DAPPERU přepravovat i palety, které nepatrně překračují maximální zvedací hmotnost udanou výrobcem – za podmínky, že je obsluha zvedne jen do malé výšky nad úroveň terénu. S vyšší výškou klesá úhel  $\alpha_{3,0}$  a spolu s ním i nosnost. Maximální nosnosti mechanismus dosahuje ve spodní poloze, při úhlu  $\alpha_{3,0}$   $51,0^\circ$ . Naopak minima dosahuje v horních polohách natočení

výložníku – nejvíce při natočení přibližně o  $+25,0^\circ$  vůči vodorovné poloze, tedy při  $\alpha_{3,0}$  rovno  $-25,0^\circ$ . V této poloze je nosnost spočítána na 880 kg.

Ve vývojovém centru VOP CZ, s.p. byla provedena zkouška na skutečném DAPPERu 5000. Stejně jako při této srovnávací analýze, zkušební technici testovali, jak moc lze zatížit výložník paletou se závažím. Když bylo na paletě závaží o hmotnosti 465 kg, projevíly se již problémy s mechanismem naklápění rychloupínací desky. Samotná paleta má hmotnost přibližně 20 až 24 kg, viz [20], montážní prvky závaží na paletě mají hmotnost 60,5 kg a použité paletizační vidle mají hmotnost 135 kg. Celkem byl mechanismus zatížen přibližně 684 kg. K problému došlo právě v oblasti okolo  $\alpha_{3,0}$  rovno  $-25,0^\circ$  a projevoval se tak, že přestalo být možné ovládat naklápění rychloupínací desky, respektive paletizačních vidlí. Při zvedání břemena celým výložníkem si paletizační vidle, respektive rychloupínací deska, udržovala, díky hydraulicky řešenému paralelogramu, téměř vodorovnou polohu, a to do úhlu  $-25,0^\circ$ . V tomto úhlu docházelo již ke zhoršenému ovládní mechanismu a samovolnému poklesu vidlí. V okamžiku, kdy se je obsluha pokusila sklopit, nebo vyklopit, hydraulický válec nevyvinul dostatečnou sílu a došlo k aktivaci hydraulických zámků. Průběh zkoušky je zachycen na fotografii, viz *obr. 24*.



*Obr. 24 Testování nejvyšší reálné nosnosti mechanismu.*

Zajímavé je, že k tomuto problému došlo již při hmotnosti závaží 465 kg, respektive 684 kg, včetně přidružených hmotností. Teoreticky, dle provedených výpočtů, by k tomuto mělo docházet až při hmotnosti závaží 880 kg. Je ale nutné uvažovat také tření v čepích, které musí hydraulický válec překonat kromě síly vyvolané samotným břemenem. Nelze ani vyloučit možnost, že tlak hydraulické kapaliny v okruhu, jež je napojen na hydraulický válec, nedosahoval během testu správných hodnot, respektive že tlak v hydraulickém okruhu byl nižší, než 200 bar. Při výpočtu také nejsou uvažovány hmotnosti jednotlivých těles mechanismu.

Při pohledu na průběhy otočených mechanismů je hned patrné, že ke zlepšení užitných vlastností v horních polohách výložníku, kde to požaduje výrobce, by došlo, a to výraznému. Ve spodních polohách ale dochází ke snížení nosnosti místy až na méně než polovinu nosnosti původního mechanismu. Proto otočené mechanismy, alespoň v podobě, v jaké byly

analyzovány, nevedou ke zlepšení celkových užitných vlastností. Lze ale říci, že mechanismus s hydraulickým válcem umístěným pod výložníkem je na tom lépe. Možná, pokud by se hydraulický válec umístil ještě více níže, podařilo by se dostat s průběhem nosnosti takového mechanismu nad průběh mechanismu původního i ve spodních polohách výložníku a takový mechanismus by se stal možným řešením problému. Pod současným výložníkem ale není na takovou změnu dostatek prostoru – proto je nutné ubírat se jiným směrem.

Zajímavý průběh nosnosti má z-mechanismus. V záporné oblasti grafu sice jde souběžně, nebo těsně pod původním mechanismem, ale v kladné části se dostává výrazně nad původní mechanismus. To znamená, že sice neřeší problém současného mechanismu, ale ve spodních polohách výložníku jeho nosnost zvyšuje. V jeho neprospěch však stále hraje snížení úhlového rozsahu.

Po zhodnocení všech kladných i záporných vlastností analyzovaných mechanismů je rozhodnuto ve prospěch otočeného mechanismu s hydraulickým válcem nad výložníkem (viz *kap. 4.2*). Jako jediný totiž má stejný úhlový rozsah stejně široký jako současný mechanismus. Výrobce také požadoval navýšení nosnosti především v horních polohách natočení výložníku, což tento mechanismus splňuje. Ještě lépe toto navýšení nosnosti splňuje mechanismus uvedený v *kapitole 4.3*, ale ten vyžaduje umístění hydraulického válce pod výložníkem, což z konstrukčních důvodů není možné. Zajímavý průběh nosnosti měl z-mechanismus – v horních polohách výložníku ale jeho nosnost klesla těsně pod současný mechanismus. Jediné použitelné řešení, které navyšuje nosnost v horních polohách při záporném  $\alpha_{3,0}$  je otočený mechanismu s hydraulickým válcem nad výložníkem, i když na úkor snížení nosnosti v dolní oblasti, při kladných hodnotách  $\alpha_{3,0}$ .

Změnou délkových rozměrů součástí u jednotlivých mechanismů (a kombinováním těles různých délek) bylo zjištěno, že dojde-li k nárůstu nosnosti, tak jen v určité oblasti úhlového rozsahu, a to na úkor nosnosti v jiné oblasti, kde se naopak sníží. U uvedených mechanismů byly rozměry voleny ve snaze o co největší úhlový rozsah mechanismu a o co možná nejlepší průběh nosnosti, ale zároveň bylo nutné nejvyšší mírou respektovat délkový rozsah hydraulického válce.



## 5 ZÁKLADNÍ PEVNOSTNÍ KONTROLA NAVRŽENÉHO MECHANISMU

V této kapitole je provedena základní pevnostní kontrola navrženého mechanismu. Před případnou realizací mechanismu by bylo vhodné jednotlivé součásti pevnostně překontrolovat daleko podrobněji, než bude provedeno v této kapitole. Pro získání relativně přesných výsledků u složitých součástí, jakým je například rychloupínací deska, se jeví jako nejlepší volba užití softwaru, který umožňuje pevnostní analýzu pomocí numerické metody konečných prvků. Taková analýza by ale přesáhla rozsah této práce. Jednotlivé kontroly se proto zaměřují pouze na kritická místa. Pevnostní výpočty jsou rozděleny do podkapitol, podle zkoumaných těles a oblastí.

Níže jsou zmíněny použité materiály a jejich pevnostní charakteristiky, vůči kterým je bezpečnosti stanovena. V podniku *VOP CZ, s.p.* se při výrobě nakladače *DAPPER 5000* používá, pro naprostou většinu součástí, dvou ocelí. Podle ČSN EN 10027-1 se jedná o ocele S235 a S355. Pevnostní charakteristiky ocele S235 jsou

$$R_{m\ S235} = 360\ MPa, \quad (49)$$

$$R_e\ S235 = \sigma_k\ S235 = 235\ MPa, \quad (50)$$

kde  $R_m$  představuje mez pevnosti materiálu a  $R_e$ , respektive  $\sigma_k$ , mez kluzu. Pro určení dovoleného normálového napětí v tělesech mechanismu, která jsou zatížena cyklickým střídavým namáháním, je mez kluzu vynásobena únavovým součinitelem pro střídavé namáhání  $c_{III}$ , který má dle [22] u ocelí hodnotu

$$c_{III} = 0,65. \quad (51)$$

$$\sigma_D\ S235 = \sigma_k\ S235 \cdot c_{III} = 215\ MPa \cdot 0,65 = 139,75\ MPa, \quad (52)$$

kde  $\sigma_D$  představuje dovolené napětí materiálu při střídavém zatěžování, ke kterému budou určovány součinitele bezpečnosti. Tečné napětí  $\tau_k$  na mezi kluzu je dle [21] určeno z *teorie měrné energie změny tvaru*, která platí pro houževnaté materiály. Podle této teorie platí následující vztah mezi normálovým a tečným napětím na mezi kluzu.

$$\tau_k = \frac{\sigma_k}{\sqrt{3}} \quad (53)$$

Dle rov. 53 je určeno tečné napětí na mezi kluzu  $\tau_k\ S235$  pro materiál S235

$$\tau_k\ S235 = \frac{\sigma_k\ S235}{\sqrt{3}} = \frac{235\ MPa}{\sqrt{3}} = 135,68\ MPa. \quad (54)$$

Dovolené tečné napětí je určeno analogicky jako u normálového napětí

$$\tau_D\ S235 = \tau_k\ S235 \cdot c_{III} = 135,68\ MPa \cdot 0,65 = 88,19\ MPa. \quad (55)$$

Dovolený tlak při namáhání otláčením odpovídá dovolenému normálovému tlaku

$$p_{D S235} = \sigma_{D S235} = 152,75 \text{ MPa}. \quad (56)$$

Pevnostní charakteristiky ocele S355 jsou

$$R_{m S355} = 510 \text{ MPa}, \quad (57)$$

$$R_{e S355} = \sigma_{k S355} = 355 \text{ MPa}. \quad (58)$$

Dovolená normálová a tečná napětí jsou určena stejným způsobem jako u ocele S235 výše.

$$\sigma_{D S355} = \sigma_{k S235} \cdot c_{III} = 355 \text{ MPa} \cdot 0,65 = 230,75 \text{ MPa} \quad (59)$$

$$\tau_{D S355} = \frac{\sigma_{k S235}}{\sqrt{3}} \cdot c_{III} = \frac{355 \text{ MPa}}{\sqrt{3}} \cdot 0,65 = 149,99 \text{ MPa} \quad (60)$$

$$p_{D S355} = \sigma_{D S355} = 230,75 \text{ MPa} \quad (61)$$

V mechanismu je užito ložisek firmy Kajometal s.r.o., typ B20. Jsou to třívrstvá ložiska (nizkouhlíková ocel, spékaný bronzový prášek a polyacetátová kluzná vrstva), u kterých výrobce udává maximální možné zatížení, při velmi nízkých obvodových rychlostech, 140 N/mm<sup>2</sup>. Tato hodnota je zde dále považována za dovolený tlak  $p_{D LOŽ}$  při otláčení a je vůči ní stanovována bezpečnost při pevnostních kontrolách.

$$p_{D LOŽ} = 140 \frac{N}{mm^2} = 140 \text{ MPa} \quad (62)$$

Při všech kontrolních pevnostních výpočtech je nejdříve zjištěno maximální napětí, kterým mohou být tělesa mechanismu vystavena, a následně je určen součinitel bezpečnosti  $k$  vzhledem k dovolenému napětí. Výjimkou je pouze kontrola na vzpěr u tělesa 1, kde je místo maximálního napětí zjištěna kritická síla a součinitel bezpečnosti je určen vzhledem k této síle.

Napětí ve zkoumaných místech je určováno dle následujícího vztahu

$$\sigma = \tau = p = \frac{F}{S}, \quad (63)$$

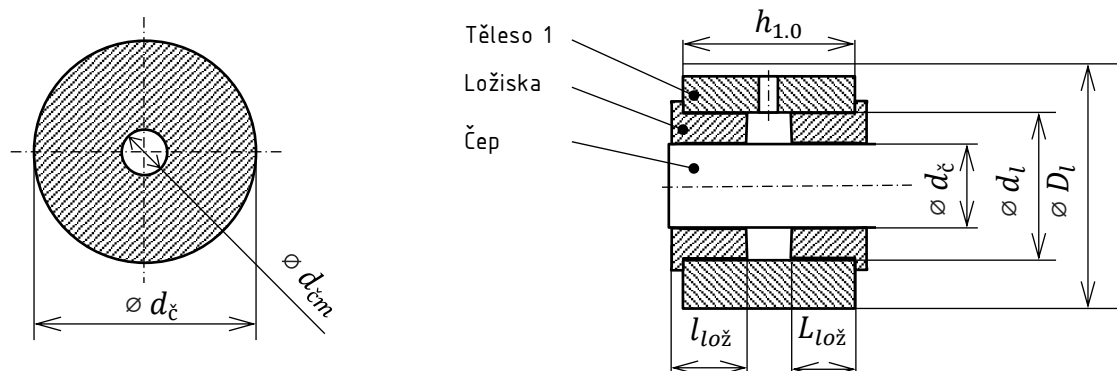
kde  $\sigma$  je normálové napětí,  $\tau$  je tečné napětí a  $p$  je tlak při namáhání na otláčení.  $F$  je zatěžující síla a  $S$  je průmět příslušné zatěžované plochy do roviny kolmé na zatěžující sílu. Koeficient bezpečnosti  $k$  je definován jako podíl dovoleného napětí ku napětí skutečnému.

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_s} = \frac{\tau_D}{\tau_s} = \frac{\sigma_D}{p_s} \quad (64)$$

## 5.1 ZÁKLADNÍ TĚLESO (TĚLESO 0)

Navržený mechanismus je spojen s výsuvnou částí výložníku, jež je považována za základní těleso 0 – viz *obr. 16*, ve třech bodech A, D a H. Ve všech bodech se jedná o otočné spojení pomocí čepů, které jsou uloženy ve zmíněných kluzných ložiskách. Tato ložiska jsou

mimočodem mazána plastickým mazivem, které je během údržby vtlačeno do prostoru ložisek přes maznice H1 M8 – DIN71412 a dále skrze mazací kanálky.



Obr. 25 Rozměry čepů v bodech A, B, C, D (vlevo) a řez okem tělesa 1 (vpravo).

### 5.1.1 KONTROLA ČEPŮ A LOŽISEK V BODECH A, D

Čepy v bodech A a D jsou stejného průměru  $d_c$  30 mm a na obou čepích je užito i stejných ložisek. Obě místa je proto možné zkontrolovat jedním kontrolním výpočtem – v místě s vyšším zatížením. Velikosti sil, které v těchto místech působí, jsou uvedeny v příloze, *tab. IX*, na straně *xvii*. Maximální hodnoty těchto sil jsou uvedeny níže.

$$F_A = F_1 = 144\,574\,N \quad (65)$$

$$F_D = 143\,760\,N \quad (66)$$

Protože čep v bodě A je zatížen silou  $F_1$ , která je vyšší než síla  $F_D$  v bodě D, pro kontrolu je zvolen čep v bodě A.

Při namáhání čepu na stříh je napětí ve střížné rovině dle *rov. 63* rovno:

$$\tau_{0.1} = \frac{F_A}{S} = \frac{4 \cdot F_A}{2 \cdot \pi \cdot (d_c^2 - d_{cm}^2)} = \frac{F_A}{\pi \cdot (d_c^2 - d_{cm}^2)} \quad (67)$$

$$\tau_{0.1} = \frac{143\,760}{\pi \cdot (30^2 - 8^2)} = 110,09\,MPa$$

kde plochou je mezikruží dané průměrem čepu  $d_c$  a průměrem mazacího kanálu  $d_{cm}$ , který je vyvrtán v ose čepu a má průměr 8 mm. Mechanismus je symetrický podle podélně svislé roviny a čepy jsou zde dva – proto i plocha je ve vztahu vynásobena dvěma.

Všechny čepy mechanismu jsou vyrobeny z materiálu S355. Pro čep v bodě A je možné určit součinitel bezpečnosti dle *rov. 64*.

$$k_{0.1} = \frac{\tau_{D\,S355}}{\tau_{0.1}} = \frac{149,99}{110,09} = 1,362 \quad (68)$$

Při kontrole čepů A a D na otláčení přejdou rovnice 63 a 64 do tvaru

$$p_{0.2} = \frac{F_A}{4 \cdot d_{\check{c}} \cdot l_{\text{lož}}} = \frac{144574}{4 \cdot 30 \cdot 11} = 109,53 \text{ MPa.} \quad (69)$$

$$k_{0.2} = \frac{p_{D \text{ S355}}}{p_{0.2}} = \frac{230,75}{109,53} = 2,107, \quad (70)$$

kde zatěžovanou plochou je obdélník daný průměrem čepu  $d_{\check{c}}$  a šířkou ložiska  $l_{\text{lož}}$ , které je ve styku s čepem. Čepy jsou v bodech A a D po dvou a na každém čepu jsou ložiska dvě – proto se zatěžující síla  $F_A$  rozkládá na ploše čtyř takových obdélníků.

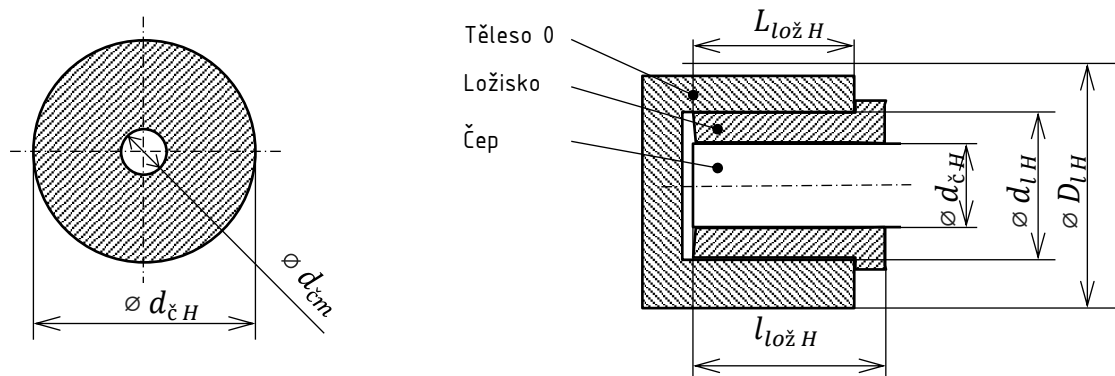
Stejný vztah je možné použít i pro kontrolu ložisek, které jsou v kontaktu s čepem.

$$p_{0.3} = p_{0.2} = 109,53 \text{ MPa} \quad (71)$$

$$k_{0.3} = \frac{p_{D \text{ LOŽ}}}{p_{0.3}} = \frac{p_{D \text{ LOŽ}}}{p_{0.2}} = \frac{140}{109,53} = 1,278 \quad (72)$$

### 5.1.2 KONTROLA ČEPŮ A LOŽISEK HYDROMOTORU

Poslední kontrolovanou oblastí na základním tělese je spojení základního tělesa s hydromotorem ZH2-C-75/40x290-ATYP v bodě H. Konstrukčně se čepy a ložiska příliš neliší od bodů A a D, proto se ani vztahy pro výpočet napětí a bezpečnosti výrazně neliší.



Obr. 26 Rozměry čepů v bodě H (vlevo) a řez uložením čepu hydromotoru (vpravo).

V následujících rovnicích (74 až 79) jsou postupně provedeny kontroly čepů hydraulického válce na stříh (rov. 74, 75) a otláčení (rov. 76, 77). Poté jsou na otláčení zkontrolována ložiska. Za zatěžující sílu je dle tab. IX, na straně přílohy xvii zvolena síla

$$F_H = 88\,360 \text{ N.} \quad (73)$$

$$\tau_{0.4} = \frac{2 \cdot F_H}{\pi \cdot d_{\check{c}H}^2} = \frac{2 \cdot 88360}{\pi \cdot 35^2} = 45,92 \text{ MPa} \quad (74)$$

$$k_{0,4} = \frac{\tau_{D S355}}{\tau_{0,4}} = \frac{149,99}{45,92} = 2,845 \quad (75)$$

$$p_{0,5} = \frac{F_H}{2 \cdot d_{\check{c}H} \cdot l_{\text{lož}H}} = \frac{88360}{2 \cdot 35 \cdot 30} = 42,08 \text{ MPa} \quad (76)$$

$$k_{0,5} = \frac{p_{D S355}}{p_{0,5}} = \frac{230,75}{42,08} = 5,484 \quad (77)$$

$$p_{0,6} = p_{0,5} = \frac{F_H}{2 \cdot d_{\check{c}H} \cdot l_{\text{lož}H}} = \frac{88360}{2 \cdot 35 \cdot 30} = 42,08 \text{ MPa} \quad (78)$$

$$k_{0,6} = \frac{p_{D \text{LOŽ}}}{p_{0,6}} = \frac{140}{42,08} = 3,327 \quad (79)$$

kde  $d_{\check{c}H}$  je průměr čepu hydraulického válce, jež má 35 mm a  $l_{\text{lož}H}$  je šířka ložiska 30 mm, které je ve styku s čepem hydraulického válce.

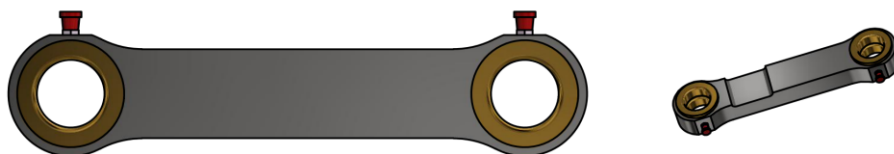
## 5.2 TĚLESO 1

Těleso 1 je tělesem binárním, jež je zatěžováno silou  $F_I$ . Tato síla dosahuje jak kladných tak i záporných hodnot, takže je těleso zatěžováno v různých polohách mechanismu tlakem i tahem. Z tab. IX, na straně přílohy xvii jsou vybrány maximální hodnoty  $F_I$  pro tah i tlak. Tah je označen v indexu znaménkem plus a tlak znaménkem minus.

$$F_{1(+)} = 144\,574 \text{ N} \quad (80)$$

$$F_{1(-)} = 103\,440 \text{ N} \quad (81)$$

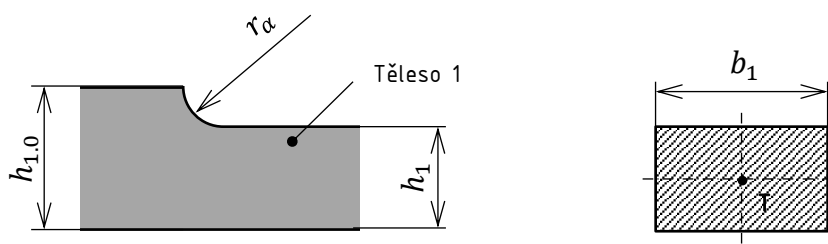
Těleso 1 je zkontrolováno na zatížení tahem či tlakem a na otláčení v okách od ložisek. Je také ověřeno, zda je dostatečně odolné vůči vzpěru při namáhání tlakem.



Obr. 27 Těleso 1 – táhlo.

### 5.2.1 KONTROLA ZATÍŽENÍ PROSTÝM TAHEM/TLAKEM

Při kontrole tělesa na tah nebo tlak, si vystačíme se zatěžující silou  $F_{I(+)}$ , protože má větší velikost než  $F_{I(-)}$  a při této kontrole nezáleží na směru zatěžování. Kontrola je provedena v místě zeslabení průřezu, kde je nutné počítat se součinitelem koncentrace napětí, a také v místě okolo ložisek.



Obr. 28 Rozměry tělesa 1 ve zúžení, kde je počítáno s koncentrací napětí.

Pro kontrolu v místě zeslabení průřezu, je potřebné nejprve určit součinitel koncentrace napětí  $\alpha^a$ , který je určen dle diagramu na Obr. A-15-3, straně 1113 ve zdroji použité literatury [21]. Pro určení vrubového součinitele koncentrace napětí, který je někdy označován také jako součinitel tvaru, je třeba znát geometrii kontrolované oblasti

$$w_\alpha = h_{1.0} = 25 \text{ mm}; r_\alpha = 6 \text{ mm}; d_\alpha = h_1 = 19 \text{ mm}, \quad (82)$$

kde  $w_\alpha$ ,  $r_\alpha$  a  $d_\alpha$  jsou rozměry součásti (viz obr. 27), které jsou důležité pro určení součinitele koncentrace napětí  $\alpha^a$ . Následně jsou vyčísleny jejich poměry

$$\frac{w_\alpha}{d_\alpha} = 1,316; \frac{r_\alpha}{d_\alpha} = 0,316. \quad (83)$$

Vrubový součinitel koncentrace napětí  $\alpha^a$  je pak volen následovně:

$$\alpha^a = 1,76. \quad (84)$$

Napětí a bezpečnost v místě zeslabení průřezu jsou určeny rovnicemi níže, kde parametry  $b_1$  a  $h_1$  jsou rozměry zeslabeného obdélníkového průřezu.

$$\sigma_{1.1} = \frac{F_{1(+)} \cdot \alpha^a}{2 \cdot b_1 \cdot h_1} = \frac{144574 \cdot 1,75}{2 \cdot 50 \cdot 19} = 133,92 \text{ MPa} \quad (85)$$

$$k_{1.1} = \frac{\sigma_{D S235}}{\sigma_{1.1}} = \frac{152,75}{133,92} = 1,141 \quad (86)$$

$$b_1 = 50 \text{ mm}; h_1 = 19 \text{ mm} \quad (87)$$

Těleso 1 se vyrábí z materiálu S235, proto i do rov. 86 je dosazeno dovolené napětí pro tento materiál  $\sigma_{D S235}$ .

Vztah pro určení napětí a bezpečnosti v okách, která jsou zatížena tahem, vychází z rov. 63 a 64. Neuvažují se zde žádné koncentrátoři napětí, neboli součinitel  $\alpha^a$  je roven jedné. Ze zatěžovaných ploch je podrobena kontrole ta nejmenší, jež je zeslabená o mazací kanálek.

$$\sigma_{1.2} = \frac{F_{1(+)}}{4 \cdot \left( \frac{D_l - d_l}{2} - (2 \text{ mm}) \right) \cdot (h_{1.0} - d_{\check{c}m})}$$

$$= \frac{F_{1(+)}}{2 \cdot (D_l - d_l - (4 \text{ mm})) \cdot (h_{1.0} - d_{\check{c}m})} \quad (88)$$

$$\sigma_{1.2} = \frac{144\,574}{2 \cdot (70 - 40 - 4) \cdot (25 - 8)} = 163,55 \text{ MPa}$$

$$k_{1.2} = \frac{\sigma_{D\ S235}}{\sigma_{1.2}} = \frac{S \cdot \sigma_{D\ S235}}{F_{1(+)}} = \frac{152,75}{163,55} = 0,934 \quad (89)$$

Jak již bylo zmíněno v předchozím odstavci, při kontrole dle rov. 79 je kontrolována nejmenší plocha. Síla se v tomto místě rozkládá na čtyřech plochách, proto na kontrolované ploše působí čtvrtinová síla  $F_{1(+)}$ , a proto je celý čitatel v prvním řádku násoben čtverkou. V závorce bezprostředně následující za zmíněnou čtverkou je odečítán rozměr 2 mm protože právě tento rozměr je z oka odfrézován z důvodu vytvoření rovné plochy pro maznici.  $D_l$  je vnější průměr oka,  $d_l$  je vnitřní průměr oka,  $h_{1.0}$  je tloušťka tělesa a  $d_{\check{c}m}$  je průměr maznice, respektive průměr mazacího kanálku.

### 5.2.2 KONTROLA OK A LOŽISEK V OKÁCH VŮČI OTLAČENÍ

Následuje kontrola ok na otláčení mezi ložisky a tělesem 1. Dle rov. 63 a 64 se tlak mezi ložiskem a tělesem 1 rovná

$$p_{1.3} = \frac{F_{1(+)}}{2 \cdot 2 \cdot L_{lo\check{z}} \cdot d_l} = \frac{144\,574}{4 \cdot 8 \cdot 40} = 125,50 \text{ MPa}, \quad (90)$$

kde  $L_{lo\check{z}}$  je šířka vnější stykové plochy ložiska rovna 7,2 mm. Součinitel bezpečnosti má v tomto místě hodnotu

$$k_{1.3} = \frac{p_{D\ S235}}{p_{1.3}} = \frac{152,75}{125,50} = 1,217. \quad (91)$$

Pokud do vztahu výše dosadíme dovolené napětí pro mosaz, výsledkem bude bezpečnost ložisek – opět z hlediska jejich namáhání otláčením

$$k_{1.4} = \frac{p_{D\ LO\check{Z}}}{p_{1.3}} = \frac{140}{125,50} = 1,116. \quad (92)$$

### 5.2.3 KONTROLA VZPĚRNÉ STABILITY

Důležitou kontrolou štíhlých těles, která jsou namáhána tlakem, je kontrola vzpěrné stability. Pro výpočet kritické tlakové síly  $F_{kr}$ , kterou je těleso teoreticky schopné přenést, je nutné nejprve vypočítat kvadratické momenty průřezu  $I$  vzhledem k těžišti.

$$I_z = \frac{b_1^2 \cdot h_1^2}{12} = \frac{50^2 \cdot 19^2}{12} = 2,858 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad (93)$$

$$\text{Pro } I_y = \frac{h_1^2 \cdot b_1^2}{12} = \frac{19^2 \cdot 50^2}{12} = 1,979 \cdot 10^5 \text{ mm}^4 \quad (94)$$

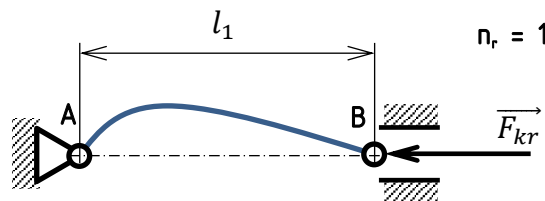
určení kritické síly  $F_{kr}$  je rozhodující nejmenší hodnota kvadratického momentu  $I_{min}$ .

$$I_{min} = I_z = 2,858 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad (95)$$

Dalším krokem je určení poloměru setrvačnosti  $i_r$ .

$$i_r = \sqrt{\frac{I_{min}}{S_1}} = \sqrt{\frac{I_z}{h_1 \cdot b_1}} = 5,485 \text{ mm} \quad (96)$$

kde  $S_1$  je plocha průřezu tělesa 1.



Obr. 29 Způsob uložení tělesa 1 – oba konce kloubově uložené.

Následuje výpočet štíhlosti pruhu  $\lambda$  (rov. 97) a mezní štíhlosti (rov. 98).

$$\lambda = \frac{l_1}{i_r} = \frac{255}{5,485} = 46,492 \quad (97)$$

$$\lambda_m = n_r \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{k S235}}} = 1 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{235}} = 93,913 \quad (98)$$

Kde parametr  $n_r$  zohledňuje způsob uložení prutu, viz obr. 28. Pro pruty uložené na obou koncích kloubově,  $n_r$  je rovno jedné.

Pokud u součásti platí nerovnost  $\lambda < \lambda_m$ , je prut namáhán v tzv. nepružné oblasti vzpěru. Pro určení kritické síly v této oblasti se využívá Tetmajer-Jasinského vztahu, kterým je možné určit kritické napětí.

$$\sigma_{kr} = a_\lambda - b_\lambda \cdot \lambda - c_\lambda \cdot \lambda^2 \quad (99)$$

Konstanty  $a_\lambda$ ,  $b_\lambda$  a  $c_\lambda$  jsou dosazeny dle tab. 10. Konstanta  $a_\lambda$  odpovídá přibližné hodnotě meze kluzu pro daný materiál, tabulka musela být proto doplněna o hodnoty pro ocel S235. Řádek s hodnotami pro ocel odpovídá oceli S355.



Tab. 10 Konstanty vybraných materiálů pro Tetmajer-Jasinského vztah [23, doplněno].

Materiál	$a_\lambda$ [MPa]	$b_\lambda$ [MPa]	$c_\lambda$ [Mpa]	$\lambda_m$
Ocel	320,0	1,200	0,000	90
Ocel S235	240,0	1,200	0,000	90
Litina	776,0	12,000	0,053	80
Dřevo	29,3	0,194	0,000	110

$$\sigma_{kr} = (240 \text{ MPa}) - (1,2 \text{ MPa}) \cdot \lambda \quad (100)$$

Pro ocele je konstanta  $c_\lambda$  rovna nule. Tím je vztah zkrácen o třetí člen a tento tvar odpovídá vztahu pro výpočet kritického napětí podle Tetmajera, který platí u houževnatých materiálů. Dosazením za  $\lambda$  je získáno kritické napětí

$$\sigma_{kr} = (240 \text{ MPa}) - (1,2 \text{ MPa}) \cdot 46,492 = 184,21 \text{ MPa}. \quad (101)$$

Z kritického tlaku je možné určit kritickou sílu následovně:

$$F_{kr} = \sigma_{kr} \cdot S_1 = \sigma_{kr} \cdot h_1 \cdot b_1 = 184,21 \cdot 19 \cdot 50 = 174\,999 \text{ N}. \quad (102)$$

Součinitel bezpečnosti je možné stanovit jako

$$k_{1.5} = \frac{2 \cdot F_{kr}}{F_{1(-)}} = \frac{2 \cdot 174\,999}{103\,440} = 3,384, \quad (103)$$

kde je kritická síla  $F_{kr}$  ve jmenovateli násobena dvojkou, protože se síla  $F_{1(-)}$  rozkládá na dvě tělesa a v jednom je tak poloviční.

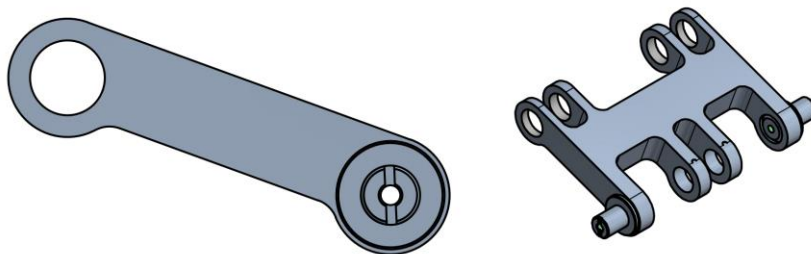
### 5.3 TĚLESO 2

Těleso 2 je opět binární člen mechanismu, který je zatěžován silou  $F_2$ . Při analýze mechanismu bylo zjištěno, že tato síla dosahuje v různých polohách kladných i záporných hodnot, tedy že je toto těleso zatěžováno tahem i tlakem. Výsledky analýzy jsou v tab. IX, na straně přílohy xvii, odkud je vzata síla  $F_2$ . Stejně jako u kontroly tělesa 1 v předchozí podkapitole, jsou označeny maximální hodnoty síly  $F_2$  v indexu plusem pro tah a mínusem pro tlak.

$$F_{2(+)} = 72\,972 \text{ N} \quad (104)$$

$$F_{2(-)} = 101\,990 \text{ N} \quad (105)$$

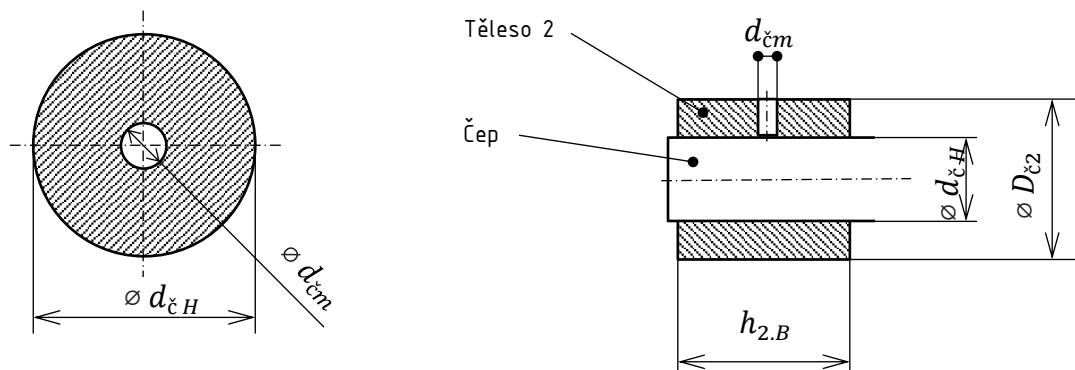
Těleso 2 je zkontrolováno na zatížení prostým tahem či tlakem, na stříh a otláčení na čepech a na otláčení v okách pro čepy. Pro tvarovou složitost tělesa zde není provedena kontrola vzpěrné stability.



Obr. 30 Těleso 2.

### 5.3.1 KONTROLA ZATÍŽENÍ PROSTÝM TAHEM/TLAKEM

Nejprve je provedena kontrola na prostý tah či tlak. Na součásti nejsou uvažovány žádné koncentrátoři napětí, respektive  $\alpha^a$  je rovno jedné. Na tah jsou zkontrolována oka v bodě B u hydraulického válce a v bodě C.



Obr. 31 Rozměry čepu hydromotoru na tělese 2 (vlevo) a jeho uložení (vpravo).

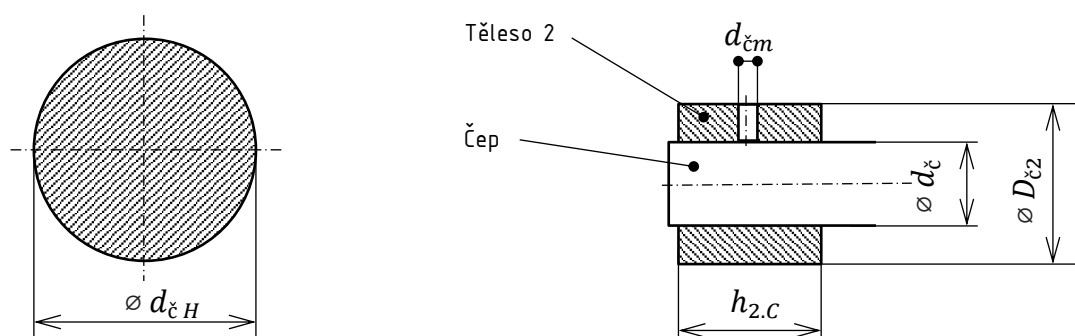
V bodě B je oko zatíženo silou  $F_H$ , viz rov. 73. Napětí a bezpečnost tohoto oka jsou dle rov. 63 a 64 určeny v následujících rovnicích 106 a 107.

$$\sigma_{2.1} = \frac{F_H}{4 \cdot S} = \frac{F_H}{4 \cdot \left( \frac{D_{\check{c}2} - d_{\check{c}H}}{2} \right) \cdot (h_{2,B} - d_{\check{c}m})} = \frac{F_H}{2 \cdot (D_{\check{c}2} - d_{\check{c}H}) \cdot (h_{2,B} - d_{\check{c}m})} \quad (106)$$

$$\sigma_{2.1} = \frac{88360}{2 \cdot (60 - 35) \cdot (20 - 8)} = 147,27 \text{ MPa}$$

$$k_{2.1} = \frac{\sigma_{D S355}}{\sigma_{2.1}} = \frac{230,75}{147,27} = 1,567 \quad (107)$$

kde  $D_{\check{c}2}$  je vnější průměr oka 60 mm na tělese 2 v bodě B a  $h_{2,B}$  je tloušťka oka v bodě B, rovna 20 mm. Zatížená plocha je zmenšená o mazací kanálek o šířce rovné průměru maznice  $d_{\check{c}m}$ .



Obr. 32 Rozměry čepu v bodě C na tělese 2 (vlevo) a jeho uložení (vpravo).

V bodě C je zatěžující silou síla  $F_2$  v tahu, respektive  $F_{2(+)}$ . Mazání čepu je zde řešeno jinak, než v bodě B a oko tak není zeslabeno mazacím kanálkem. To se ale částečně vykompenzuje menší tloušťkou  $h_{2,C}$ , která má pouhých 12 mm. Pro výpočet bezpečnosti lze psát

$$\sigma_{2,2} = \frac{F_{2(+)}}{4 \cdot S} = \frac{F_{2(+)}}{4 \cdot \left(\frac{D_{\check{c}2} - d_{\check{c}}}{2}\right) \cdot h_{2,C}} = \frac{F_{2(+)}}{2 \cdot (D_{\check{c}2} - d_{\check{c}}) \cdot h_{2,C}} \quad (108)$$

$$\sigma_{2,2} = \frac{72\,972}{2 \cdot (60 - 30) \cdot 12} = 50,68 \text{ MPa}$$

$$k_{2,2} = \frac{\sigma_{D\,S355}}{\sigma_{2,2}} = \frac{230,75}{50,68} = 4,554 \quad (109)$$

### 5.3.2 KONTROLA ČEPŮ V BODECH B A C NA STŘIH

Následuje kontrola čepů v bodě B na stříh. Je možné vyjít z rov. 63, za sílu je dosazena síla  $F_{2(-)}$  a zatěžovanou plochou je mezikruží – viz obr. 25.

$$\tau_{2,3} = \frac{4 \cdot F_{2(-)}}{2 \cdot \pi \cdot (d_{\check{c}}^2 - d_{\check{c}m}^2)} = \frac{2 \cdot F_{2(-)}}{\pi \cdot (d_{\check{c}}^2 - d_{\check{c}m}^2)} = 110,09 \text{ MPa} \quad (110)$$

$$k_{2,3} = \frac{\tau_{D\,S355}}{\tau_{2,3}} = \frac{149,99}{110,09} = 1,362 \quad (111)$$

V další rovnici jsou zkontrolovány čepy na stříh v bodě C. Síla  $F_{2(-)}$  se zde rozkládá na čtyřech kruhových plochách.

$$\tau_{2,4} = \frac{F_{2(-)}}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} = \frac{101990}{\pi \cdot 30^2} = 36,07 \text{ MPa} \quad (112)$$

$$k_{2,4} = \frac{\tau_{D\,S355}}{\tau_{2,4}} = \frac{149,99}{36,07} = 4,158 \quad (113)$$

### 5.3.3 KONTROLA ČEPŮ V BODECH A, D VŮČI OTLAČENÍ OD LOŽISEK

Posledními kontrolami u tělesa 2 jsou kontroly na otláčení, které jsou provedeny na čepích v bodě B (rov. 114, 115), v okách v bodě B (rov. 116, 117) a v okách v bodě C (rov. 118, 119).

$$p_{2.5} = \frac{F_{1(+)}}{4 \cdot d_{\check{c}} \cdot l_{\text{lo\check{z}}}} = \frac{144574}{4 \cdot 30 \cdot 11} = 109,53 \text{ MPa} \quad (114)$$

$$k_{2.5} = \frac{p_{D S355}}{p_{2.5}} = \frac{230,75}{109,53} = 2,107 \quad (115)$$

$$p_{2.6} = \frac{F_H}{2 \cdot d_{\check{c}H} \cdot l_{\text{oko } 2B}} = \frac{88360}{2 \cdot 35 \cdot 20} = 63,11 \text{ MPa} \quad (116)$$

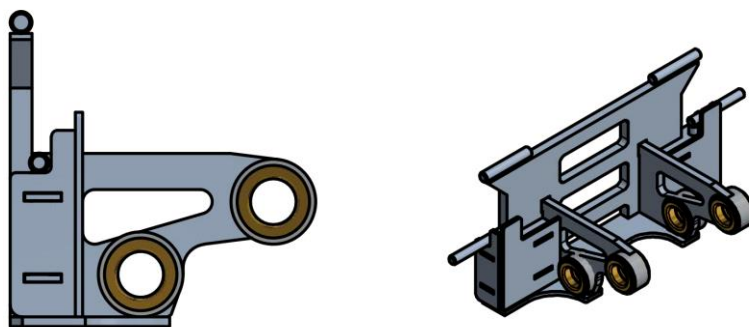
$$k_{2.6} = \frac{p_{D S355}}{p_{2.6}} = \frac{230,75}{63,11} = 3,656 \quad (117)$$

$$p_{2.7} = \frac{F_{2(-)}}{4 \cdot d_{\check{c}} \cdot l_{\text{oko } 2C}} = \frac{101990}{4 \cdot 30 \cdot 12} = 70,83 \text{ MPa} \quad (118)$$

$$k_{2.7} = \frac{p_{D S355}}{p_{2.7}} = \frac{230,75}{70,83} = 3,258 \quad (119)$$

#### 5.4 RYCHLOUPÍNACÍ DESKA (TĚLESO 3)

Rychloupínací deska je tvarově velmi složitá součást, kterou by bylo vhodné analyzovat pomocí softwarových nástrojů pracujících s metodou konečných prvků. U této součásti jsou proto zkontrolovány pouze ložiska z hlediska otláčení. Díry, do kterých jsou ložiska nalisována a čepy, okolo kterých se ložiska otáčejí jsou z pevnějších materiálů, proto je není nutné kontrolovat.



Obr. 33 Rychloupínací deska – těleso 3.

Nejprve jsou zkontrolovány ložiska v bodě C vůči otláčení od čepů (rov. 120, 121) a následně od ok tělesa 3 (rov. 122, 123). Rozměry jsou zakreslené do obr. 25.

$$p_{3.1} = \frac{F_{2(-)}}{4 \cdot d_{\check{c}} \cdot l_{\text{lo\check{z}}}} = \frac{101990}{4 \cdot 30 \cdot 11} = 77,27 \text{ MPa} \quad (120)$$

$$k_{3.1} = \frac{p_{D \text{ LO\check{Z}}}}{p_{3.1}} = \frac{140}{77,27} = 1,812 \quad (121)$$

$$p_{3.2} = \frac{F_{2(-)}}{4 \cdot d_l \cdot L_{lož}} = \frac{101990}{4 \cdot 40 \cdot 7,2} = 88,53 \text{ MPa} \quad (122)$$

$$k_{3.2} = \frac{p_{D \text{ LOŽ}}}{p_{3.2}} = \frac{140}{88,53} = 1,581 \quad (123)$$

V rovnicích níže jsou zkontrolovány ložiska v bodě D na otláčení mezi oky tělesa 3 a ložisky. Otláčení mezi ložisky a čepy již bylo zkontrolováno v podkapitole 5.1.

$$p_{3.3} = \frac{F_D}{4 \cdot d_l \cdot L_{lož}} = \frac{143760}{4 \cdot 40 \cdot 7,2} = 124,79 \text{ MPa} \quad (124)$$

$$k_{3.3} = \frac{p_{D \text{ LOŽ}}}{p_{3.3}} = \frac{140}{124,79} = 1,122 \quad (125)$$

## 5.5 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

U pevnostních kontrol, které byly provedeny v podkapitolách výše, by se součinitelé bezpečnosti měli nacházet v doporučeném rozsahu  $k \in \langle 1,3; 2 \rangle$ . Všechny kontrolované součásti, jejichž součinitel bezpečnosti je nižší než 1,3, nelze považovat za bezpečné, při daném způsobu namáhání. Naopak součásti, u kterých součinitel bezpečnosti vyšel 2 a více, se mohou zdát předimenzované. Přesnější pevnostní analýzy (například metodou konečných prvků) ale mohou ukázat, že skutečná bezpečnost je znatelně nižší než u zde provedené základní pevnostní kontroly. Vyšší bezpečnost může být i účelně zvolena s cílem prodloužit životnost součástí.

U základního tělesa byl zkontrolován čep v bodě A na namáhání stříhem s uspokojivým výsledkem součinitele bezpečnosti 1,362. Tato hodnota je blízká hraniční hodnotě 1,3 a pokud by byl čep neustále střídavě zatěžován silou  $F_A$ , zřejmě by poklesla jeho životnost. Při běžném používání nakladače se ale tak velká síla bude vyskytovat minimálně. Větší problém byl objeven až při kontrole ložisek čepu na otláčení, kde součinitel bezpečnosti měl hodnotu pouze 1,278. Čep se v ložisku navíc musí otáčet – životnost takto zatížených ložisek by byla velmi krátká. Při dalších pevnostních kontrolách na základním tělese již nebylo objeveno žádné problémové místo.

Při pevnostní kontrole tělesa 1 byla zjištěna nedostatečná pevnost v tahu, a to na obou kontrolovaných místech. Opět zde jsou také nadměrně namáhána ložiska otláčením. Ke ztrátě vzpěrové stability při namáhání tlakem by ale dojít nemělo.

Těleso 2 je dle provedených pevnostních kontrol v pořádku. Při kontrole čepů v bodě B na stříh ale hodnota součinitele bezpečnosti poklesla na hodnotu 1,362, blízkou hraniční hodnotě 1,3.

Pevnostní kontroly provedené na tělese 3 odhalily přetížená ložiska z pohledu namáhání otláčením mezi ložisky a oky na tělese 3, kde tlak dosahoval hodnot 124,76 MPa. Součinitel bezpečnosti je zde 1,122, což je pod hranicí 1,3 a i přesto, že se ložisko v oku neotáčí, je nutné provést úpravy pro snížení tlaku na ložisko.

Následující podkapitola je věnována nutným konstrukčním úpravám, které vedou k navýšení nosnosti a tím i bezpečnosti a životnosti.

## 5.6 NÁVRH NAVÝŠENÍ PEVNOSTI U SOUČÁSTÍ, NEBO JEJICH ČÁSTÍ, KTERÉ NEMAJÍ DOSTATEČNOU PEVNOST

Provedená pevnostní kontrola ukázala nedostatečnou pevnost zejména u čepů o průměru 30 mm, které jsou v bodech A, D, C a D. Nevyhověly při kontrolách na otláčení od ložisek a v jednom případě nechybělo mnoho, aby čep nevyhověl ani při kontrole na střiž (součinitel bezpečnosti  $k_{0,1}$ , rov. 68). Ložiska, použitá na těchto čepech, snesou nižší zatížení, než samotné čepy – proto ani ložiska nemohla vykazovat dobrou bezpečnost. Tyto zmíněné pevnostní problémy jsou dále řešeny společně. Cílem řešení je zvýšení součinitelů bezpečnosti  $k_{0,3}$ ,  $k_{1,3}$ ,  $k_{1,4}$  a  $k_{3,3}$ . Nejprve je navýšen průměr čepů  $d_\varepsilon$  tak, aby se zlepšila odolnost čepu vůči namáhání ve střížné rovině. Poté je zvětšena šířka ložisek tak, aby pokleslo napětí mezi čepem a ložisky pod bezpečnou mez.

Z rov. 68 pro výpočet součinitele bezpečnosti  $k_{0,1}$  je vyjádřen průměr čepu  $d_\varepsilon$ . Bezpečnost  $k_{0,1}$  je volena 1,8.

$$d_\varepsilon = \sqrt{\frac{2 \cdot F_A \cdot k_{0,1}}{\pi \cdot \tau_{D S355}} + d_{cm}^2} = \sqrt{\frac{2 \cdot 144574 \cdot 1,8}{\pi \cdot 130,65} + 8^2} = 36,497 \text{ mm} \quad (126)$$

Průměr čepu  $d_\varepsilon$  je zvolen 38 mm a vnější průměr ložiska  $d_l$  je volen 50 mm. Bezpečnost čepu po úpravě se po úpravě zvedla na hodnotu určenou rov. 68.

$$k_{0,1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (38^2 - 8^2) \cdot 130,65}{4 \cdot 144574} = 1,959 \quad (127)$$

Naproti tomu napětí  $\tau_{0,1}$  se snížilo dle rov. 67 na

$$\tau_{0,1} = \frac{4 \cdot 144574}{2 \cdot \pi \cdot (38^2 - 8^2)} = 66,70 \text{ MPa}. \quad (128)$$

Šířka stykových ploch ložisek je navržena s ohledem na dovolený tlak na ložiskách  $p_{D LOŽ}$ . Nejvyšší silou, kterou musejí ložiska spolehlivě přenést, je síla  $F_A$ . Z rov. 69, 70, 124 a 125 jsou vyjádřeny délky  $l_{lož}$  a  $L_{lož}$  a namísto síly  $F_D$  je dosazena síla  $F_A$ . Součinitele bezpečnosti  $k$  byly zvoleny 1,8.

$$l_{lož} = \frac{k \cdot F_A}{4 \cdot d_\varepsilon \cdot p_{D LOŽ}} = \frac{1,8 \cdot 144574}{4 \cdot 38 \cdot 140} = 12,229 \text{ mm} \quad (129)$$

$$L_{lož} = \frac{k \cdot F_A}{4 \cdot d_l \cdot p_{D LOŽ}} = \frac{1,8 \cdot 144574}{4 \cdot 50 \cdot 140} = 9,294 \text{ mm} \quad (130)$$

S ohledem na výsledky rovnic 103 a 104 je volena šířka vnitřní plochy ložiska  $l_{lož}$  14 mm a šířka vnější plochy  $L_{lož}$  11 mm. Dosazením těchto rozměrů zpět do rovnic 71, 72, 90, 91, 92, 124 a 125 jsou získány součinitele bezpečnosti pevnostních kontrol po rozměrové úpravě součástí.

$$p_{0,3} = \frac{F_A}{4 \cdot d_\varepsilon \cdot l_{lož}} = \frac{144574}{4 \cdot 38 \cdot 14} = 67,94 \text{ MPa} \quad (131)$$

$$k_{0,3} = \frac{p_{D S355}}{p_{0,3}} = \frac{140}{67,94} = 2,061 \quad (132)$$

$$p_{1,3} = \frac{F_{1(+)}}{2 \cdot 2 \cdot L_{\text{lož}} \cdot d_l} = \frac{144574}{4 \cdot 11 \cdot 50} = 82,14 \text{ MPa} \quad (133)$$

$$k_{1,3} = \frac{p_{D S235}}{p_{1,3}} = \frac{152,75}{82,14} = 1,860 \quad (134)$$

$$k_{1,4} = \frac{p_{D \text{ LOŽ}}}{p_{1,3}} = \frac{140}{82,14} = 1,704 \quad (135)$$

$$p_{3,3} = \frac{F_D}{4 \cdot d_l \cdot L_{\text{lož}}} = \frac{143760}{4 \cdot 50 \cdot 11} = 81,68 \text{ MPa} \quad (136)$$

$$k_{3,3} = \frac{p_{D \text{ LOŽ}}}{p_{3,3}} = \frac{140}{81,68} = 1,714 \quad (137)$$

Z výsledků výše je zřejmé, že došlo k dostatečnému navýšení pevnosti upravovaných součástí a tím i k navýšení jejich bezpečnosti.

Pevnostní kontrolou neprošlo ani těleso 1 při zatížení tahem, a to ve dvou místech – v místě oslabení průřezu i v okách pro ložiska (součinitele bezpečnosti  $k_{1,1}$  a  $k_{1,2}$ ). Z rovnic 85 a 86 je vyjádřena tloušťka  $h_1$  a za součinitel bezpečnosti  $k$  je opět dosazena hodnota 1,8.

$$h_{1 S235} = \frac{k \cdot F_{1(+)} \cdot \alpha^a}{2 \cdot b_1 \cdot \sigma_{D S235}} = \frac{1,8 \cdot 144574 \cdot 1,76}{2 \cdot 50 \cdot 152,75} = 32,774 \text{ mm} \quad (138)$$

$$h_{1 S355} = \frac{k \cdot F_{1(+)} \cdot \alpha^a}{2 \cdot b_1 \cdot \sigma_{D S355}} = \frac{1,8 \cdot 144574 \cdot 1,76}{2 \cdot 50 \cdot 230,75} = 21,034 \text{ mm} \quad (139)$$

Vzhledem k tomu, že pro upravená ložiska je potřeba zvětšit tloušťku tělesa  $h_1$  z původních 19 mm o 6 mm, tedy na rozměr 25 mm, jeví se výhodné změnit materiál tělesa na S355. Bezpečnostní součinitel pro místo se zeslabeným průřezem je dle rov. 85 a 86 roven

$$k_{1,1} = \frac{2 \cdot b_1 \cdot h_1 \cdot \sigma_{D S355}}{F_{1(+)} \cdot \alpha^a} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 25 \cdot 230,75}{144574 \cdot 1,76} = 2,267. \quad (140)$$

kde součinitel  $\alpha^a$  má hodnotu 1,76 – tedy (náhodně) stejnou jako před úpravou rozměrů. Napětí  $\sigma_{1,1}$  se snížilo na

$$\sigma_{1,1} = \frac{F_{1(+)} \cdot \alpha^a}{2 \cdot b_1 \cdot h_1} = \frac{144574 \cdot 1,76}{2 \cdot 50 \cdot 25} = 101,78 \text{ MPa}. \quad (141)$$

Po těchto úpravách vychází dostatečná bezpečnost i pro tah v okách. Vnější průměr oka  $D_l$  musí být zvětšen na 80 mm (kvůli větším čepům). Dle rov. 88 a 89 jsou napětí a bezpečnostní součinitel rovny

$$\sigma_{1.2} = \frac{144\,574}{2 \cdot (80 - 50 - 4) \cdot (25 - 8)} = 118,12 \text{ MPa}, \quad (142)$$

$$k_{1.2} = \frac{\sigma_{D\,S235}}{\sigma_{1.2}} = \frac{S \cdot \sigma_{D\,S235}}{F_{1(+)}} = \frac{152,75}{163,55} = 1,954. \quad (143)$$



## ZÁVĚR

Práce se zabývá návrhem úpravy kinematického mechanismu mezi teleskopickým výložníkem a rychloupínačem pracovních nástrojů multifunkčního nakladače a nosiče náradí DAPPER 5000. Úvodní část je věnována obecnému popisu stroje a jeho hlavních částí a specifikuje charakter využití a uplatnění v praxi.

V další části práce je pozornost zaměřena na výložník a jeho současný mechanismus nakládání rychloupínače. Po stručném popisu jednotlivých částí mechanismu je přistoupeno k jeho silové analýze, kde je mechanismus zjednodušen na rovinnou úlohu. V závislosti na síle od ovládacího přímočarého hydromotoru, která je daná tlakem v hydraulickém okruhu a průměry pístu a pístnice, je určena nosnost mechanismu v různých úhlech vyklopení rychloupínače.

Následuje návrh nového mechanismu, kterému předchází kritická rešerše mechanismů jiných výrobců, ze které vznikají tři různé návrhy. Ty jsou silově analyzovány stejným způsobem jako současný mechanismus v úvodu. Výsledky analýz jsou pro srovnání vyneseny do grafu, který ukazuje průběh nosnosti v závislosti na vyklopení rychloupínače. Naneštěstí žádný z navržených mechanismů nevykazoval jednoznačně nejlepší průběh nosnosti neboli nejvyšší nosnost v celém zkoumaném úhlovém rozsahu. Mechanismy, které vykazovaly vyšší nosnost v horních polohách mechanismu měly ve spodních polohách nosnost nižší. A naopak mechanismy, které měly vyšší nosnost ve spodních polohách ji měly nižší zase v polohách horních. Z tohoto pohledu se zdá současný mechanismus nejlepší. Přestože i u něj dochází k propadu nosnosti ve středních a zvláště horních polohách, není propad tolik výrazný jako u jiných navržených mechanismů a křivka průběhu nosnosti je v celém rozsahu nejvyrovnanější. Takový průběh je žádaný, jelikož neomezuje manipulaci s břemenem o vysoké hmotnosti jen na úzký úhlový rozsah mechanismu.

U nakladače, který by neměl tak velký úhlový rozsah výložníku, jako má DAPPER, by bylo výhodné aplikovat navržený z-mechanismus. Ten má v nízkých polohách výložníku výrazně vyšší nosnost než mechanismus současný a v horních polohách je jeho křivka nosnosti těsně pod křivkou současného mechanismu. Snížení úhlového rozsahu by ale u univerzálního stroje DAPPER 5000 nebylo žádoucí, protože by došlo spíše ke zhoršení jeho celkových užitečných vlastností, než aby tomu bylo naopak.

Zbývající dva navržené mechanismy (v grafu na *obr. 23* označené číslicemi 3 a 4) sice splňují požadavek výrobce o navýšení nosnosti v horních polohách, ale ve spodních polohách dochází ke snížení nosnosti až o 55 % u mechanismu s hydraulickým válcem nad výložníkem. Tyto mechanismy jsou stejné a rozdíl mezi nimi představuje umístění hydraulického válce. Silovými analýzami bylo zjištěno, že vyšší nosnosti v celém úhlovém rozsahu dosahuje mechanismus s hydraulickým válcem níže, tedy nejlépe pod výložníkem. U DAPPERu 5000 však pod výložníkem na další hydraulický válec není prostor a jeho vytvoření by vyžadovalo rozsáhlé konstrukční změny. U mechanismu s hydraulickým válcem pod výložníkem se nepodařilo ani zachovat celý úhlový rozsah. Pro další postup v práci je proto vybrán otočený mechanismus s hydraulickým válcem nad výložníkem, uvedený v *kap. 4.2*.

Pro ověření dostatečné pevnosti součástí, ze kterých se mechanismus skládá, je v další části práce je navržený mechanismus podroben základní pevnostní kontrole. Protože součásti navrženého mechanismu jsou podobné nebo totožné se součástmi původními, je většina výpočtů kontrolních. Součástí, u kterých byla zjištěna nedostatečná pevnost, jsou v závěru upraveny (byly u nich změněny rozměry nebo materiál) a jejich pevnost znovu zkontrolována.

Ukázalo se, že pomocí navržených mechanismů není možné zvýšit nosnost výložníku v celém úhlovém rozsahu. K malému zlepšení oproti současnému stavu by pravděpodobně došlo drobnými úpravami délek některých těles při současné změně umístění čepů na základním tělese. Další možností, jak zvýšit nosnost, je náhrada hydraulického válce ZH2-C-75/40x290-ATYP za válec s větším průměrem pístu, například ZH2-C-80/50x290. Je možné také zvýšit tlak hydraulické kapaliny, což by zvýšilo sílu hydraulického válce a v důsledku i nosnost. Například porovnávaný stroj CASE TX 130-33, v *kap. 4*, má tlak hydraulického okruhu 24 MPa, zatímco DAPPER 5000 má tlak jen 20 MPa.

Další možností pak může být využití mechanismu popsaného v *kap. 4.3*. Pokud by se podařilo konstrukčními úpravami celého výložníku (a možná i úpravou části kabiny) vyřešit nedostatek prostoru pod výložníkem, vznikla by reálná možnost umístit hydraulický válec ještě níže, než je uvedeno v *kap. 4.3*. Nabízí se pak možnost, že by se podařilo celý průběh nosnosti, viz *obr. 23*, posunout nad průběh současného mechanismu. Otázkou však zůstává, zdali by zmíněné rozsáhlé konstrukční úpravy nezhoršily jiné vlastnosti stroje nebo neúměrně nezvýšily jeho výrobní náklady. Ověření této možnosti by však přesáhlo rozsah této práce.

Součástí práce je tabulková příloha s výsledky silových analýz a výkres sestavy navrženého mechanismu.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] JEŘÁBEK, Karel. *Stroje pro zemní práce: Silniční stroje*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 80-707-8389-3.
- [2] *DAPPER 5000* [online]. Šenov u Nového Jičína: VOP CZ [cit. 2018-02-11]. Dostupné z: <http://www.dapper.cz>
- [3] VYDRA, Tomáš. *Hydrostatický pohon pojezdu multifunkčního nakladače DAPPER*. Brno, 2015. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Miroslav Škopán.
- [4] Fotografie motoru Kubota V1505. In: *Kubota: For earth, For life* [online]. [cit. 2018-02-13]. Dostupné z: <http://www.kubota.com.au/product/v1505/>
- [5] *Kubota Global site: For earth, For life* [online]. [cit. 2018-02-13]. Dostupné z: <https://www.kubota.com>
- [6] Dieselové motory KUBOTA. *Kubota: For earth, for life* [online]. 18. 5. 2017 [cit. 2018-02-13]. Dostupné z: <http://www.kubota.cz/motory.php>
- [7] Dapper – univerzální nakladač. In: *Facebook* [online]. 11. července 2017 [cit. 2018-02-14]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/dapperloader/photos/rpp.886284931455194/1402046429879039/?type=3&theater>
- [8] *MANISCOPIK - MT 625 T* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: <https://www.netcz.cz/wp-content/uploads/2015/01/mt625t-prospekt-cz-rs.pdf>
- [9] *CASE TELESCOPIC HANDLERS* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: <http://titanmachinery.bg/files/products/13649452588.pdf>
- [10] *MultiOne 6 series* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: <http://www.multione.com/6-series-compact-articulated-mini-loader/>
- [11] *Avant 640* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: <http://www.avanttecno.com/www/global/machines/600-series/>
- [12] *Nakladače Avant 2018* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: <https://www.nakladaceavant.cz/download.php?fid=3977>
- [13] *Nakladač Kubota RT-280* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: <https://www.staves.cz/prodej-stavebnich-stroju/nakladac-kubota-rt-280-87>
- [14] UNIVERZÁLNÍ MININAKLADAČ TAIAN LOADERS DY 840. *PROFISTROJE.CZ* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: [http://www.profistroje.cz/univerzalni-mininakladac-taian-loaders-dy-840\\_636.html](http://www.profistroje.cz/univerzalni-mininakladac-taian-loaders-dy-840_636.html)
- [15] UNIVERZÁLNÍ NAKLADAČ GIANNI FERRARI TURBOLOADER. *PROFISTROJE.CZ* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: [http://www.profistroje.cz/univerzalni-nakladac-gianni-ferrari-turbolader\\_811.html](http://www.profistroje.cz/univerzalni-nakladac-gianni-ferrari-turbolader_811.html)

- [16] *Avant 640* [online]. In: . [cit. 2018-03-29]. Dostupné z:  
[http://www.avanttecno.com/www/files/7014/0904/3123/avant\\_640\\_product\\_1\\_n.jpg](http://www.avanttecno.com/www/files/7014/0904/3123/avant_640_product_1_n.jpg)
- [17] *MultiOne 6* [online]. In: . [cit. 2018-03-29]. Dostupné z:  
[http://ikapatrading.co.za/.cm4all/iproc.php/MULTIUPURPOSE%20%283%29.png/scale\\_800\\_600%3Bdonotenlarge/MULTIUPURPOSE%20\(3\).png](http://ikapatrading.co.za/.cm4all/iproc.php/MULTIUPURPOSE%20%283%29.png/scale_800_600%3Bdonotenlarge/MULTIUPURPOSE%20(3).png)
- [18] Kubota RT-280D. In: *STAVES* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupné z:  
[https://www.staves.cz/temp/produkt\\_detail\\_velky\\_zoom\\_1040-ku-rt-280.jpg?v=1511008289](https://www.staves.cz/temp/produkt_detail_velky_zoom_1040-ku-rt-280.jpg?v=1511008289)
- [19] MANITOU MT 625. In: *Normann Olsen Maskin AS* [online]. [cit. 2018-03-29].  
Dostupné z:  
[https://www.nom.no/images/905/v02\\_A4671A58954FEDC569315C4467C9546B.jpg](https://www.nom.no/images/905/v02_A4671A58954FEDC569315C4467C9546B.jpg)
- [20] Europaleta. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA):  
Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2018-04-05]. Dostupné z:  
<https://cs.wikipedia.org/wiki/Europaleta>
- [21] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [22] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [23] HALAMA, Radim. *Pružnost a pevnost – interaktivní studijní materiál*[online]. [cit. 2018-05-04]. Dostupné z:  
[http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/pruznost\\_pevnost\\_obraz.pdf](http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/pruznost_pevnost_obraz.pdf). Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Západočeská univerzita v Plzni.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení
$a_\lambda$	[MPa]	Konstanta Tetmajer-Jasinského vztahu
$b_1$	[mm]	Rozměr tělesa 1
$b_\lambda$	[MPa]	Konstanta Tetmajer-Jasinského vztahu
$c_{III}$	[–]	Součinitel zohledňující střídavé namáhání
$c_\lambda$	[MPa]	Konstanta Tetmajer-Jasinského vztahu
$d_{\check{c}}$	[mm]	Průměr čepu
$d_{\check{c}H}$	[mm]	Průměr čepu hydraulického válce
$D_{\check{c}2}$	[mm]	Průměr oka na tělese 2
$d_{\check{c}m}$	[mm]	Průměr mazacího kanálku
$d_{hv}$	[mm]	Průměr pístnice hydraulického válce ZH2-C-75/40x290-ATYP
$D_{hv}$	[mm]	Průměr pístu hydraulického válce ZH2-C-75/40x290-ATYP
$D_l$	[mm]	Průměr oka
$d_l$	[mm]	Vnější průměr ložiska
$d_{lH}$	[mm]	Vnější průměr ložiska u hydraulického válce
$d_a$	[mm]	Rozměr na tělese 1
$E$	[GPa]	Modul pružnosti v tahu pro ocel
$F$	[N]	Síla
$F_1$	[N]	Síla přenášená tělesem 1
$F_{1(-)}$	[N]	Maximální tlaková síla v tělese 1
$F_{1(+)}$	[N]	Maximální tahová síla v tělese 1
$F_2$	[N]	Síla přenášená tělesem 2
$F_{2(-)}$	[N]	Maximální tlaková síla v tělese 2
$F_{2(+)}$	[N]	Maximální tahová síla v tělese 2
$F_{3x}$	[N]	Síla na tělese 3 ve směru osy x
$F_{3y}$	[N]	Síla na tělese 3 ve směru osy y
$F_A$	[N]	Síla v bodě A
$F_{Bx}$	[N]	Síla v bodě B ve směru osy x
$F_{By}$	[N]	Síla v bodě B ve směru osy y
$F_D$	[N]	Síla v bodě D
$F_{Dx}$	[N]	Síla v bodě D ve směru osy x
$F_{Dy}$	[N]	Síla v bodě D ve směru osy y

$F_H$	[N]	Síla od hydraulického válce ZH2-C-75/40x290-ATYP
$F_{H1}$	[N]	Síla hydraulického válce ve směru vytlačování pístnice z válce
$F_{H2}$	[N]	Síla hydraulického válce ve směru vtlačování pístnice do válce
$F_{kr}$	[N]	Kritická síla vzpěrné stability
$F_P$	[N]	Síla zatěžující mechanismus
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Gravitační tíhové zrychlení
$h_1$	[mm]	Rozměr tělesa 1
$h_{1.0}$	[mm]	Rozměr tělesa 1
$h_{2.B}$	[mm]	Rozměr tělesa 2
$h_{2.C}$	[mm]	Rozměr tělesa 2
$I$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment
$i$	[-]	Počet stupňů volnosti soustavy těles
$I_{min}$	[mm <sup>4</sup> ]	Minimální kvadratický moment
$i_r$	[mm]	Poloměr setrvačnosti
$i_v$	[-;°]	Počet stupňů volnosti volného tělesa
$I_y$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment k ose y
$I_z$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment k ose z
$k$	[-]	Součinitel bezpečnosti
$k_i$	[-]	Koeficient degenerovaného členu
$k_{x,y}$	[-]	Součinitel bezpečnosti zjištěný na tělese $x$ při pevnostní kontrole $y$
$l_1$	[mm]	Délka tělesa 1
$l_{1.2}$	[mm]	Vzdálenost na tělese 1 mezi vazbami se základním tělesem a tělesem 2
$l_{1,h}$	[mm]	Vzdálenost na tělese 1 mezi vazbami se základním tělesem a hydraulickým válcem
$l_2$	[mm]	Délka tělesa 2
$l_3$	[mm]	Vzdálenost na tělese 3
$l_{3,ph}$	[mm]	Horizontální vzdálenost působíště na tělese 3 k bodu otáčení
$l_{3,pv}$	[mm]	Vertikální vzdálenost působíště na tělese 3 k bodu otáčení
$l_{3h}$	[mm]	Horizontální vzdálenost na tělese 3
$l_{3v}$	[mm]	Vertikální vzdálenost na tělese 3
$L_{lož}$	[mm]	Délka vnější styčné plochy ložiska
$l_{lož}$	[mm]	Délka vnitřní činné plochy ložiska
$L_{lož H}$	[mm]	Délka vnější styčné plochy ložiska u hydraulického válce

$l_{oko\ 2B}$	[mm]	Délka oka tělesa 2 v bodě B
$l_{oko\ 2C}$	[mm]	Délka oka tělesa 2 v bodě C
$m$	[kg]	Hmotnost
$M_{Dz}$	[N.m]	Silový moment v bodě D ve směru osy z
$mp$	[kg]	Hmotnost závaží; nosnost mechanismu
$n$	[–]	Počet těles včetně styčnicků
$n_r$	[–]	Parametr zohledňující uložení prutu
$p_D$	[MPa]	Dovolené napětí materiálu při namáhání otláčením
$p_{D\ LOŽ}$	[MPa]	Dovolené napětí na ložisku při namáhání otláčením
$p_{D\ S235}$	[MPa]	Dovolené napětí ocele S235 při namáhání otláčením
$p_{D\ S355}$	[MPa]	Dovolené napětí ocele S355 při namáhání otláčením
$p_{ho}$	[Pa; bar]	Tlak hydraulického okruhu
$p_s$	[MPa]	Skutečné napětí na součásti při otláčení
$p_{x,y}$	[MPa]	Napětí na otláčení určené na tělese $x$ při pevnostní kontrole $y$
$r$	[mm]	Vzdálenost mezi působištem síly $F_P$ na tělese 3 a působištem síly $F_P$ na lopatě nebo vidlích
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu materiálu
$R_{e\ S235}$	[MPa]	Mez kluzu ocele S235 v tahu
$R_{e\ S355}$	[MPa]	Mez kluzu ocele S355 v tahu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti materiálu
$R_{m\ S235}$	[MPa]	Mez pevnosti ocele S235 v tahu
$R_{m\ S355}$	[MPa]	Mez pevnosti ocele S355 v tahu
$r_\alpha$	[mm]	Poloměr vrubu na tělese 1
$S_{phv}$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha na pístu hydraulického válce ZH2-C-75/40x290-ATYP
$s_{phv}$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha pístnice hydraulického válce ZH2-C-75/40x290-ATYP
$w_\alpha$	[mm]	Rozměr na tělese 1
$\alpha_{1,0}$	[°]	Úhel mezi tělesy 1 a 0
$\alpha_{2,0}$	[°]	Úhel mezi tělesy 2 a 0
$\alpha_{3,0}$	[°]	Úhel mezi tělesy 3 a 0
$\alpha_{3,2}$	[°]	Úhel mezi tělesy 3 a 2
$\alpha_{3,p}$	[°]	Úhel mezi tělesem 1 a zatěžující silou $F_P$
$\alpha^a$	[–]	Vrubový součinitel koncentrace napětí
$\alpha_{h,0}$	[°]	Úhel mezi tělesem 0 a silou od hydraulického válce $F_H$

$\alpha_{h,1}$	[°]	Úhel mezi tělesem 1 a silou od hydraulického válce $F_H$
$\delta$	[-]	Počet degenerovaných členů
$\eta$	[-]	Počet styčníků
$\lambda$	[-]	Štíhlost prutu
$\lambda_m$	[-]	Mezní štíhlost prutu
$\xi_i$	[-]	Počet parametrů omezených vazbami
$\pi$	[-]	Ludolfovo číslo – matematická konstanta
$\sigma_D$	[MPa]	Dovolené napětí v materiálu
$\sigma_{D S235}$	[MPa]	Dovolené napětí v oceli S235 v tahu
$\sigma_k$	[MPa]	Mez kluzu materiálu v tahu
$\sigma_{k S235}$	[MPa]	Mez kluzu ocele S235 v tahu
$\sigma_{k S355}$	[MPa]	Mez kluzu ocele S355 v tahu
$\sigma_{kr}$	[MPa]	Kritické napětí u vzpěrné stability
$\sigma_s$	[MPa]	Skutečné normálové napětí v součásti
$\tau_{D S235}$	[MPa]	Dovolené napětí ocele S235 při tečném namáhání
$\tau_{D S355}$	[MPa]	Dovolené napětí ocele S355 při tečném namáhání
$\tau_k$	[MPa]	Mez kluzu materiálu při tečném namáhání
$\tau_{k S235}$	[MPa]	Mez kluzu ocele S235 při tečném namáhání
$\tau_s$	[MPa]	Skutečné tečné napětí v součásti
$\tau_{x,y}$	[MPa]	Tečné napětí určené na tělese $x$ při pevnostní kontrole $y$



## SEZNAM PŘÍLOH

- Tabulková příloha
- Výkresová dokumentace
  - MDAPP-00.00      Výkres sestavy      Sestava kinematického mechanismu