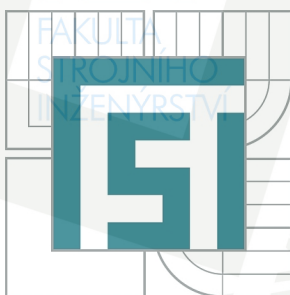


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁJEZDY PRO PŘÍVĚS PRO PŘEPRAVU STAVEBNÍCH STROJŮ

RAMPS FOR TRAILER FOR BUILDINGS MACHINES TRANSPORT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAL DVOŘÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Michal Dvořáček

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Nájezdy pro přívěs pro přepravu stavebních strojů

v anglickém jazyce:

Ramps for trailer for buildings machines transport

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh zadních dělených sklápěcích nájezdů pro přívěs na přepravu stavebních strojů s pásovým a kolovým podvozkem.

Základní technické parametry:

max. hmotnost přepravovaného stroje 21 000 kg

nájezdový úhel 10°.

Nájezdy jsou dvoudílné, sklápěné hydraulicky. Pomocí vhodného mechanismu zajistíte správnou funkci koncového dílu nájezdu při sklápění.

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího DP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. WARKENTHIN W.: Tragwerke der Fördertechnik 1. Fördertechnik und Baumaschinen, ed. IFF Engineering und Consulting, 1999, p. 260, ISBN-10: 3-528-06929-5, ISBN-13: 978-3-528-06929-2
2. BOSOI, E.S., SILTAN-SHAKH, E.G., SMIRNOV, I.I., VERNIAEV, O.V.: Theory, Construction and Calculation of Agricultural Machines, ed. Taylor and Francis, Publication Date: 2001: 680 pages, ISBN: 978-9061919995.
3. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 20.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Anotace

Cílem mé diplomové práce na téma Nájezdy pro přívěs pro přepravu stavebních strojů je navrhnout funkční koncepci zadních dělených sklápěcích nájezdů pro přívěs na přepravu stavebních strojů s pásovým a kolovým podvozkem. Nájezdy jsou konstruovány jako dvoudílné, sklápěné hydraulicky. Pomocí vhodného mechanismu musí být zajištěna správná funkce koncového dílu nájezdu při sklápění. Maximální hmotnost přepravovaného stroje činí 21 000 kg a nájezdový úhel je 10° . Tato diplomová práce byla vytvořena ve spolupráci s firmou SVAN Chrudim s.r.o.

Klíčová slova: nájezd, přeprava, stavební stroj, přívěs

Annotation

The aim of my dissertation on the subject of raids on trailer for transport of construction equipment is to propose a functional concept of rear split folding ramps for trailer construction machines with tracked and wheeled landing gear. Raids are designed as a two-part, hydraulically tilting. With an appropriate mechanism to ensure a correct function of the ramp end part at tilting. Maximum weight of the machine is 21 000 kg and departure angle is 10° . This thesis was composed with cooperation SVAN ltd.

Keywords: ramp, transport, building machine, trailer



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Bibliografická citace mé práce dle ČSN ISO 690:

DVOŘÁČEK, M. *Nájezdy pro přívěs pro přepravu stavebních strojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 66 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s využitím rad a poznatků vedoucího diplomové práce pana doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc., jeho kolegů z Ústavu automobilního a dopravního inženýrství v Brně a na základě podkladů uvedených v seznamu použité literatury.

V Brně, 23. Května 2010

.....
Podpis



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Poděkování

Děkuji tímto všem za cenné informace, rady a doporučení, zejména panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc a panu Ing. Martinovi Kubínovi, zástupci firmy SVAN Chrudim s.r.o. Dále bych chtěl také poděkovat svým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.

1. Úvod	- 9 -
1.1 Silniční nákladní doprava	- 9 -
1.2 Podvalník	- 9 -
1.2.1 Spediční podvalník	- 9 -
1.2.2 Stavební podvalník	- 9 -
1.2.3 Moduly	- 9 -
1.2.4 Speciální přepravníky	- 10 -
1.3 Přívěs pro přepravu stavebních strojů	- 10 -
1.3.1 Koncepce řešení	- 10 -
2. Návrh variant pro správné sklápění nájezdů	- 13 -
2.1 Varianta I.	- 13 -
2.2 Varianta II.	- 14 -
2.3 Varianta III.	- 15 -
2.3.1 Kratší díl nájezdu	- 16 -
2.3.2 Dešší díl nájezdu	- 17 -
2.3.3 Zavěšení	- 17 -
2.3.4 Sklápěcí mechanismus	- 18 -
2.3.5 Zadní podpěry	- 20 -
2.3.6 Hydraulický obvod	- 20 -
2.3.7 Základní technické údaje	- 21 -
3. Výpočty	- 21 -
3.1 Výpočet síly působící na kolečko kulisy	- 21 -
3.1.1 Nájezd v okamžiku před dosednutím	- 21 -
3.1.2 Nájezd v okamžiku začátku sklápění	- 22 -
3.2 Výpočet síly působící na táhlo	- 23 -
3.2.1 Nájezd v okamžiku před dosednutím	- 23 -
3.2.2 Nájezd v okamžiku začátku sklápění	- 24 -
3.3 Návrhový výpočet táhla	- 24 -
3.3.1 Kontrola táhla na otláčení při dotyku s maticí	- 26 -
3.4 Kontrola osy nájezdu	- 27 -
3.4.1 Kontrola osy na ohyb	- 27 -

3.5	Kontrola smrkové fošny	32 -
3.5.1	Kontrola fošny na ohyb	32 -
3.6	Kontrola čepu spojovacího dva díly nájezdu	35 -
3.6.1	Kontrola na ohyb	35 -
3.6.2	Kontrola na otláčení	37 -
3.7	Kontrola čepu podpěry	37 -
3.7.1	Kontrola na ohyb	38 -
3.7.2	Kontrola na otláčení	39 -
3.8	Kontrola horního čepu táhla	40 -
3.8.1	Kontrola na ohyb	40 -
3.8.2	Kontrola na otláčení	41 -
3.9	Kontrola spodního čepu táhla	42 -
3.9.1	Kontrola na ohyb	42 -
3.9.2	Kontrola na otláčení	43 -
3.9	Kontrola příčnicku	44 -
3.10	Kontrola podélníku	46 -
3.10	Kontrola svaru upevňovacího oka:	48 -
3.11	Volba přímočarého hydromotoru	51 -
4.	Pevnostní analýza vybraných prvků	55 -
4.1	Analýza kulisy pomocí MKP	55 -
4.2	Analýza úchytu pístu hydromotoru pomocí MKP	57 -
5.	Výsledky	59 -
6.	Závěr	61 -
7.	Seznam použité literatury	62 -
8.	Seznam použitých zkratk a symbolů	63 -
9.	Seznam příloh	65 -

1. Úvod

1.1 Silniční nákladní doprava

První nákladní automobil se zrodil v roce 1892, kdy německý vynálezce a konstruktér Gottlieb Daimler zvětšil tehdy základní rozměry vozů a zkonstruoval tak nákladní automobil. Postupně docházelo v následujících letech k zlepšení technologií. Zlepšování konstrukce a modernější motory umožnili stavbu stále větších, dokonalejších nákladních vozů. Aby byla zvětšena kapacita přepravovaného nákladu, byly nákladní vozy později upravovány pro tažení přívěsů či návěsů, obecně nazývanými podvalníky.

1.2 Podvalník

Podvalník je nízkoložný návěs nebo přívěs určený zejména pro přepravu nadměrných nákladů, stavebních strojů a technologických či konstrukčních celků. Podvalníky se obecně dělí na stavební a spediční. Stavební i spediční podvalníky jsou vyráběné s pevnou nebo variabilní délkou ložné plochy a to jak v přívěsovém či návěsovém provedení.

1.2.1 Spediční podvalník

Spediční podvalník je návěs nebo přívěs určený prvotně pro přepravu technologických či konstrukčních celků, jako např. betonové celky a mostní konstrukce.

1.2.2 Stavební podvalník

Stavební podvalník je návěs nebo přívěs určený primárně pro přepravu stavebních strojů, jako např. bagry, dumpery, dozery atd. Je vzadu vybaven nájezdovými rampami nebo může být proveden v tzv. hlubinovém provedení, tzn. lože podvalníku se nachází nízko nad zemí a umožňuje tak snadnější přepravu strojů s vyšší celkovou výškou, než klasický stavební podvalník.

1.2.3 Moduly

Jedná se o několikanápravové modulové podvozky, které se dají dle potřeby kombinovat skládáním za sebe i vedle sebe a tak stavebnicovým systémem vytvořit vhodnou přepravní plochu. Používají se zejména pro přepravu extrémně těžkých a rozměrných břemen.

1.2.4 Speciální přepravníky

V této kategorii se už nedá hovořit o klasických podvalnicích, nýbrž o speciálních přepravnících. Používají se pro přepravu atypických celků, jako jsou: části větrných elektráren, kotle, roury apod. [10]

1.3 Přívěs pro přepravu stavebních strojů

Přívěs je definován jako nemotorové přípojné vozidlo, které je poháněno tažením jiným, zpravidla motorovým vozidlem. Na rozdíl od návěsu se na tažné vozidlo přenáší jen malá část hmotnosti přívěsu. Z motorového vozidla, které táhne přívěs v silničním provozu, musí být technickými prostředky zajištěno správné brzdění taženého vozidla během jízdy a také elektrická signalizace – brzdová světla, obrysová světla, odbočovací světla, popřípadě další příslušenství.



Obr.1 4-nápravový nízkoložný přívěsový podvalník [7]

1.3.1 Koncepce řešení

Přívěsy pro přepravu stavebních strojů se většinou vyrábí se zadními sklopnými nájezdy. Sklápění je zajištěno hydraulickým (pneumatickým) pístem s vhodným hydraulickým (pneumatickým) obvodem. Nájezdy mohou být řešeny jako jednodílné nebo dvoudílné. Rozhodující je zde zejména nájezdový úhel, neboť malé nájezdové úhly vyžadují

delší nájezdy, a přitom nesmí maximální výška jízdní soupravy překročit povolenou mez. Jelikož v tomto případě musí být nájezdový úhel maximálně 10° je nutné použít dvoudílný nájezd.



Obr.2 Dvoudílné sklopné nájezdy [8]



Obr.3 Jednodílné sklopné nájezdy [8]

Další možností je použití nájezdů s variabilní roztečí nebo s pevně uchycenými nájezdy. Pevně uchycené nájezdy jsou výrobně jednodušší, musí však být velmi široké a tím pádem i těžké. Naopak posuvné nájezdy jsou konstrukčně náročnější, tudíž i cena vzrůstá. Oproti přívěsům s pevnými nájezdy umožňují přepravovat širší škálu stavebních strojů.

Nastavení rozteče se nejčastěji provádí manuálně nebo hydraulicky (pneumaticky). Nejlevnější a zároveň i nejjednodušší je varianta manuálního seřizování, je však fyzicky náročnější pro obsluhu. Provádí se pomocí zhruba metrové tyče, použité jako páčidlo. Tyč se prostrčí okem, pevně uchyceným na konzole hydromotoru, a zasune se do otvoru v zadní desce podvalníku (Obr. 4). Kynvým pohybem tyče se nájezd posune a tyč se vysune. Celý proces se provádí, dokud není nájezd v požadované poloze.



Obr.4 Jednodílné sklopné nájezdy s variabilní roztečí [7]



Obr.5 Dvoudílné sklopné nájezdy s pevnou roztečí [9]

2. Návrh variant pro správné sklápění nájezdů

2.1 Varianta I.

Vzhledem k požadavkům firmy SVAN s.r.o. jsou dále uvažovány pouze varianty dvoudílných nájezdů s variabilní roztečí a hydraulickým sklápěním.

Sklopný nájezd je tvořen malým a velkým rámem z uzavřených obdélníkových průřezu 140 x 80 x 7. Oba rámy jsou vyztuženy příčnicí. Velký rám je na jedné straně opatřen navařenými oky, jimiž prochází osa, která je zavěšená v závěsu na zadní desce přívěsu. To umožňuje jednak otáčení nájezdu kolem této osy a také stranový posun nájezdu. K závěsu je pomocí čepu uchycena pístnice přímočarého hydromotoru. Píst je čepem uchycen na kratším rameni otočné páky, která se otáčí kolem čepu v oku, přivařeném na spodek velkého rámu. Na delším rameni je otočně uchyceno táhlo, které pohybuje jedním ze dvou rovnoběžných ramen. Konce těchto ramen jsou na čepích přivařeny k malému a velkému rámu. Kynvým pohybem těchto ramen se malý nájezd dostává do své koncové / počáteční polohy. Aby nájezdy nepřesahovali přes povolenou přepravní mez, musí být rovnoběžná ramena dostatečně velká, což pak způsobuje jejich namáhání na vzpěr.



Obr. 6

2.2 Varianta II.

Sklopný nájezd je tvořen malým a velkým rámem z uzavřených obdélníkových průřezu 140 x 80 x 7. Oba rámy jsou vyztuženy příčnicí. Velký rám je na jedné straně opatřen navařenými oky, jimiž prochází osa, která je zavěšená v závěsu na zadní část přívěsu. To umožňuje jednak otáčení nájezdu kolem této osy a také stranový posun nájezdu.

Pohon sklápění je zajištěn přímočarým hydromotorem. Dno válce je uchyceno na čepu v závěsu. Pístnice je naopak čepem uchycena v oku, navařeném na velkém rámu. Při sklápění dochází vlivem nesouosého umístění spodního čepu táhla a osy sklápění k tlačení táhla za jeden konec rotační páky, která je otočně uložena v oku na velkém rámu. K jejímu opačnému konci je přichyceno ocelové lano, které vede přes malou kladku k upevňovacímu prvku na malém rámu. Tahem lana dochází k postupnému narovnání koncového dílu. Správná funkce mechanismu se nastaví zkrácením / prodloužením ocelového lana.

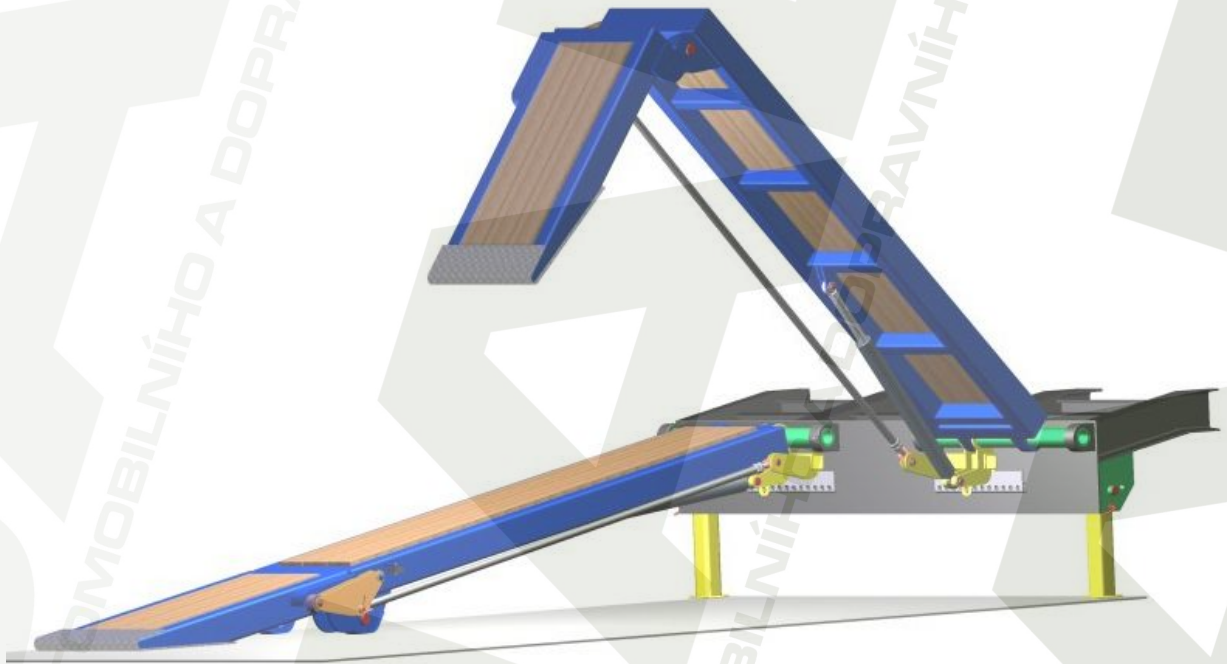


Obr. 7

2.3 Varianta III.

Zvolená varianta je koncipována na typ přívěsu CHTP 24. Při jízdni poloze dosahuje nájezd do výšky 3 650 mm. Při sklopené poloze dosahuje vzdálenosti 4 200 mm od zadních podpěr. Sklopný nájezd se skládá z několika hlavních montážních celků, popsanych v následujících kapitolách.

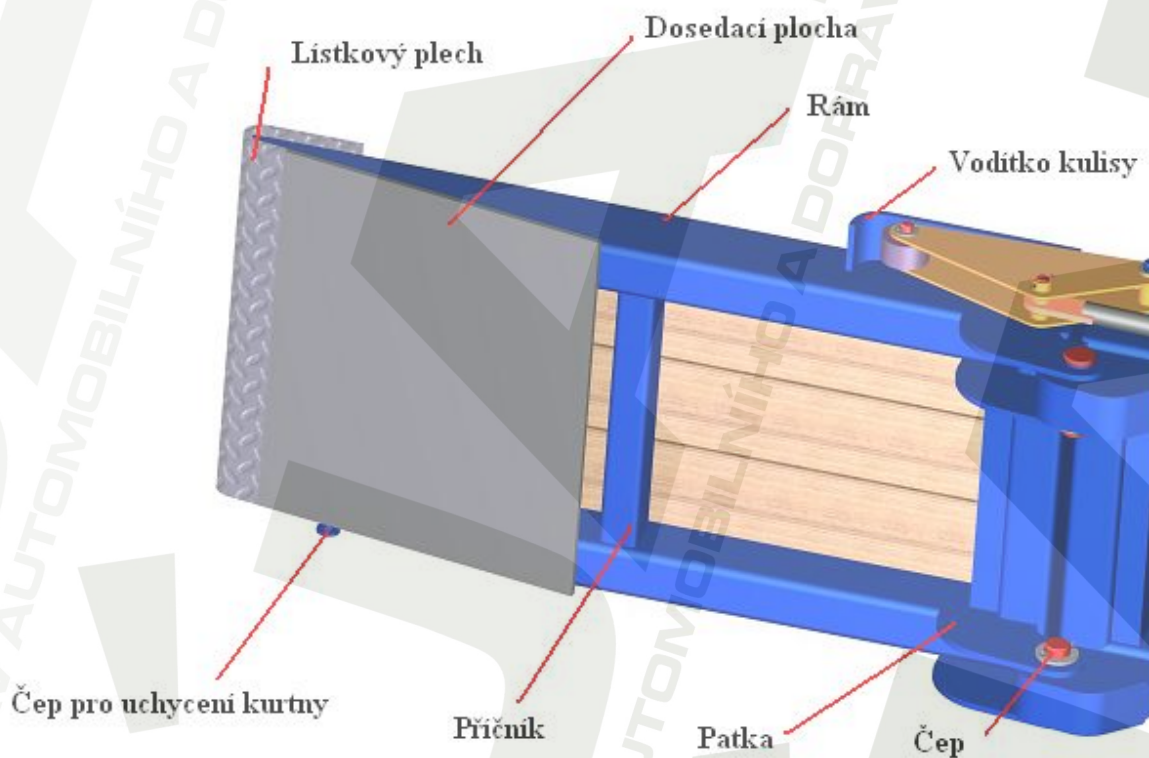
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



Obr. 8

2.3.1 Kratší díl nájezdu

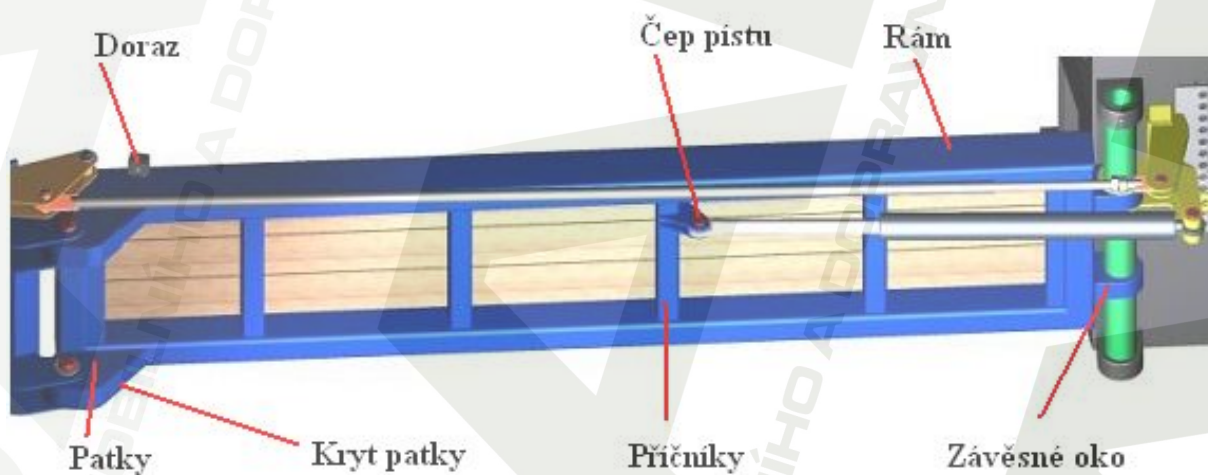
Základním nosným prvkem kratšího dílu nájezdu je svařovaný rám, sestávající ze tří uzavřených obdélníkových průřezů 140 x 80 x 7, ČSN EN 10219-2 (Obr.9). Koncová strana rámu je seříznuta pod úhlem 10° a pokryta z nájezdové strany listkovým plechem DIN 59220 o tl.7 mm. Spodní strana je v místě zkosení zakryta plechovým dílem, kvůli zvětšení dosedací plochy. Rám je vyztužen jedním příčnicem 80 x 60 x 5, navařeným 650 mm od čelní roviny nájezdu a odsazen o 45 mm níže pod horní rovinu. Na vnitřní čelní stranu je příčně navařený U 80 profil ČSN 42 5570. Stejný profil je umístěn i o 1 070 mm dále a oba tak tvoří opěrnou část pro smrkové fošny. Fošny jsou přišroubovány k oběma U profilům a k příčnicku. Na delší straně rámu, směrem k ose přívěsu, je navařeno vodítko kulisy, sloužící k opření polyuretanového kola sklápěcího mechanismu. Na čelní straně jsou navařeny plechové patky s otvory pro čep. V každém otvoru je navařena ocelová trubka z důvodu otlacení materiálu. Malý nájezd je otočně spojen s velkým nájezdem pomocí dvou čepů.



Obr. 9

2.3.2 Dešší díl nájezdu

Základním nosným prvkem deššího dílu nájezdu je svařovaný rám, sestávající ze čtyř uzavřených obdélníkových průřezu 140 x 80 x 7, ČSN EN 10219-2 (Obr. 10). Rám je vyztužen čtyřmi příčnicími 80 x 60 x 5, navařenými o 45 mm níže pod horní rovinu. Na obou vnitřních kratších stranách je příčně U 80 profil ČSN 42 5570. Na druhém příčnicí je navařený plechový úchyt, ve kterém je umístěn čep zavěšení pístu. Na kratší straně rámu jsou z jeho vnější strany souměrně navařena dvě závěsná oka, odsazena od okraje rámu o 120 mm. Na opačné straně rámu jsou k jeho spodní straně přivařeny souměrně dvě plechové patky s otvorem pro čepy, který spojují kratší a dešší díl nájezdu. Otvory jsou z důvodu otláčení materiálu a ke zpevnění propojeny přivařenou ocelovou trubkou. Obě patky jsou zakryty plechem, kterým se při sklopení opírají o zpevněný povrch. Plech je z montážních důvodů u podélníku zúžen.

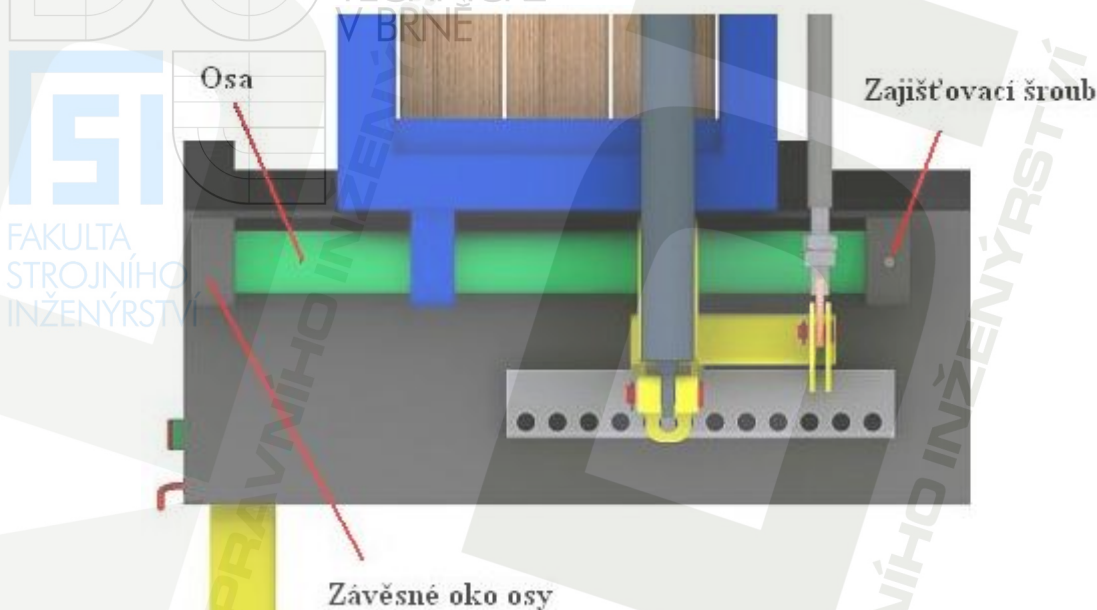


Obr. 10

2.3.3 Zavěšení

Hlavním prvkem zavěšení je osa- trubka bezešvá hladká kruhová, ČSN 42 5715.01, rozměr 89x16 mm, délka 980 mm (Obr. 11). Osa je usazená v okách, připevněných k zadní ocelové desce přívěsu. Osa je na jedné straně zajištěna šroubem M8 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem, který je zašroubován v oku uchycení. Proti uvolnění, je pojištěný

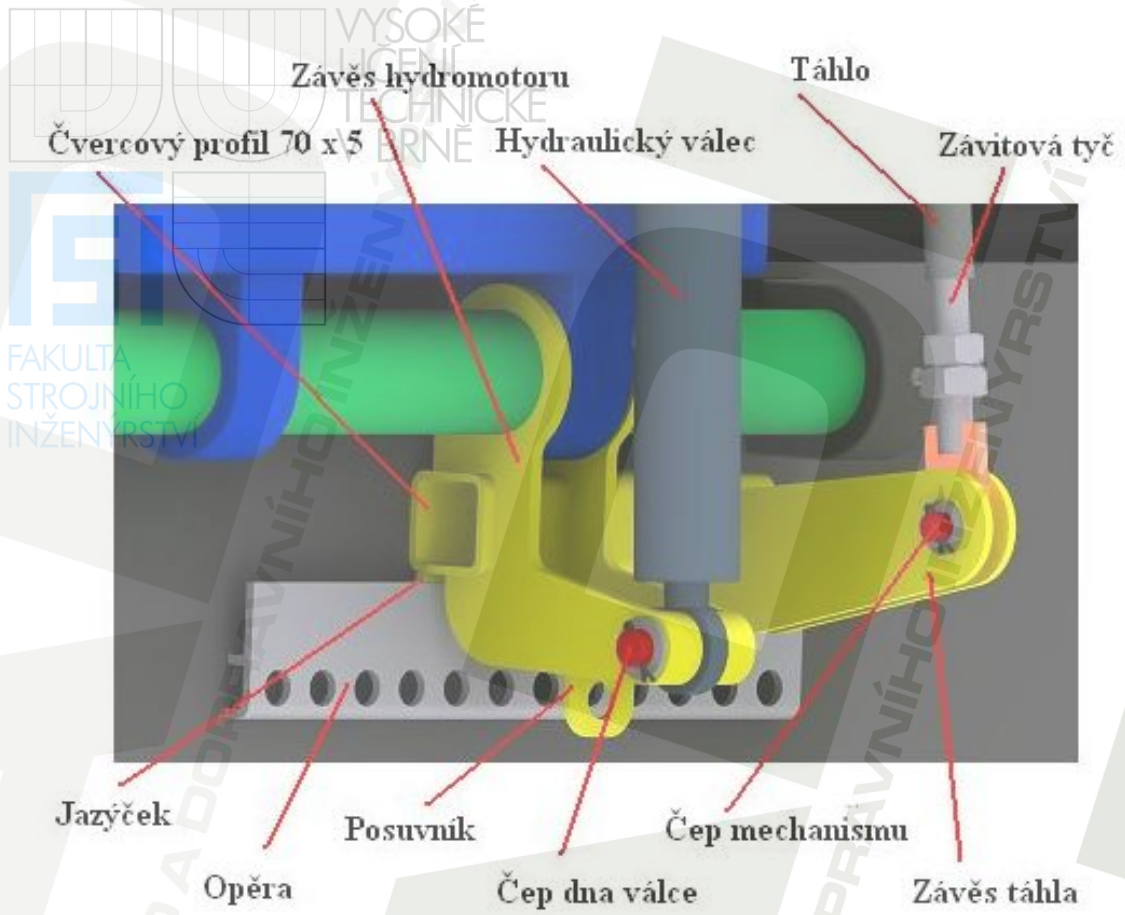
vějířovou podložkou. Délka osy umožňuje stranový posun obou nájezdů a tím pádem i určitou flexibilitu v rozměrech přepravovaných strojů.



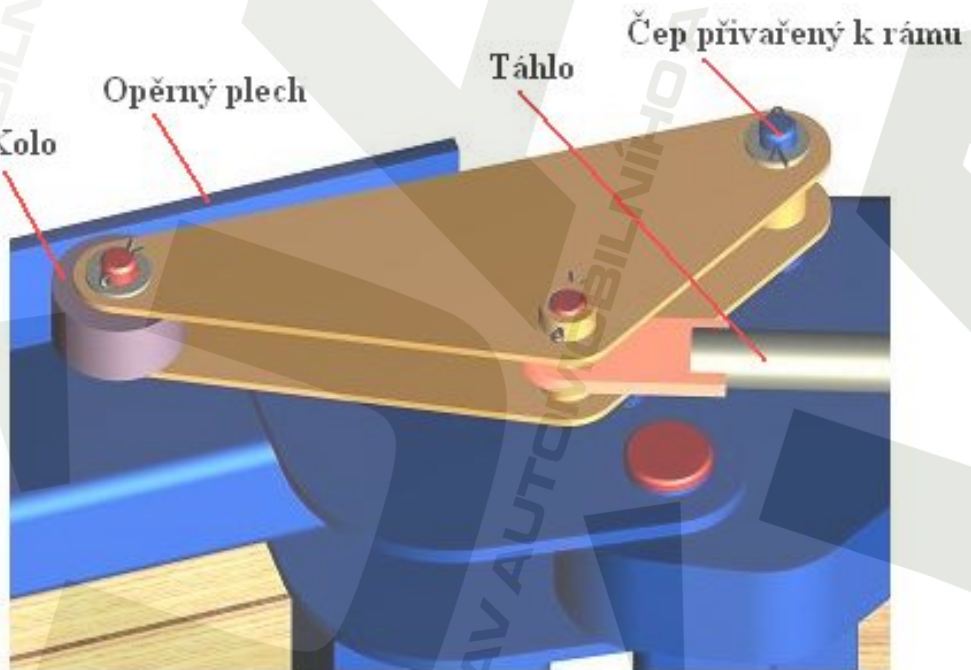
Obr. 11

2.3.4 Sklápěcí mechanismus

Sklápěcí mechanismus je stejně jako celý nájezd uložen s možností stranového posunu. Základem je konzola, která je umístěna na ose. Jejím nosným prvkem je uzavřený čtvercový profil 70 x 5, ČSN EN 10219 (Obr. 12). Na jedné jeho straně jsou přivařeny dva plechové závěsy o tl. 7 mm. Mezi nimi je 62 mm velká mezera, aby bylo možno při montáži mezi ně vložit závěsné oko delšího nájezdu. V obou závěsech je otvor pro čep, na kterém je zavěšena pístnice. Otvory jsou vyztuženy plechovými pouzdry. Závěsy jsou zpevněny posuvníkem, ve kterém je otvor, pro ruční seřizování rozteče nájezdů. Důležitým prvkem je jazýček, jenž zabraňuje otáčení závěsu kolem osy. Na druhé straně čtvercového profilu je z plechu vytvořen úchyt táhla. Základ táhla je ocelová trubka, která je na jednom konci přivařena k úchytu s čepem. Z opačné strany je do trubky volně vsunuta závitová tyč s dvěma maticemi a navařeným úchyt pro uložení čepu, který tak spojí táhlo se závěsem. Pomocí matic lze seřídít správný chod mechanismu sklápění. Táhlo je na druhé straně opět pomocí čepu upevněno ke kulise (Obr. 13). Kulisa je tvořena dvěma přibližně trojúhelníkovými plechy o tl. 5 mm, jenž jsou zpevněny dvěma ocelovými pásy. Rameno je nasazeno na čep, přivařený k delšímu nájezdu. Na druhé straně je mezi plechy umístěno polyuretanové kolo s kuličkovým ložiskem a se statickou nosností 1 200 kg (dynamická nosnost 600 kg). Toto kolo se opírá o opěrný plech na menším nájezdu.



Obr. 12

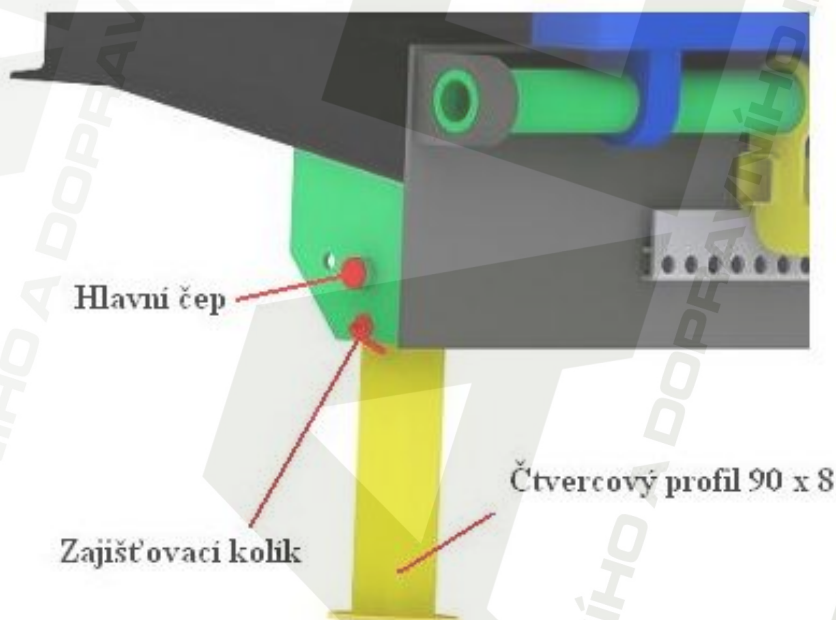


Obr. 13

2.3.5 Zadní podpěry

Slouží pro získání lepší stability při najíždění / sjíždění stroje z přívěsu. Jsou otočně uloženy na hlavním čepu a zajištěny zajišťovacím kolíkem v poloze cestovní nebo v poloze pracovní (Obr. 14). Před vypuštěním vzduchových měchů musí obsluha obě podpěry dát do pracovní polohy a pojistit zajišťovacím kolíkem. Tělo podpěry tvoří uzavřený čtvercový profil 90 x 8, ČSN EN 10219. Ve spodní části je přivařen kruhový plech s nepatrným zaoblením. Podpěra je kvůli nečistotám z vrchní strany zakryta přivařeným tenkým plechem.

Podpěry jsou navrženy jako sklopné s pevnou výškou a to konkrétně pro typ přívěsu CHTP 24.



Obr. 14

2.3.6 Hydraulický obvod

Základním prvkem hydraulického obvodu je hydraulický agregát HA25 – 3L. Za ním následuje čtyřcestný – dvoupolohový rozvaděč, z kterého je hydraulickými hadicemi kapalina rozváděna do pravého a levého hydraulického zámku. Z hydraulického zámku je kapalina vedena ocelovou trubkou do příslušného přímočarého hydromotoru. Jsou zde použity hydromotory od firmy Hydraulics s.r.o., typ EH – 63/40 x 570 – K. [Příloha 2]

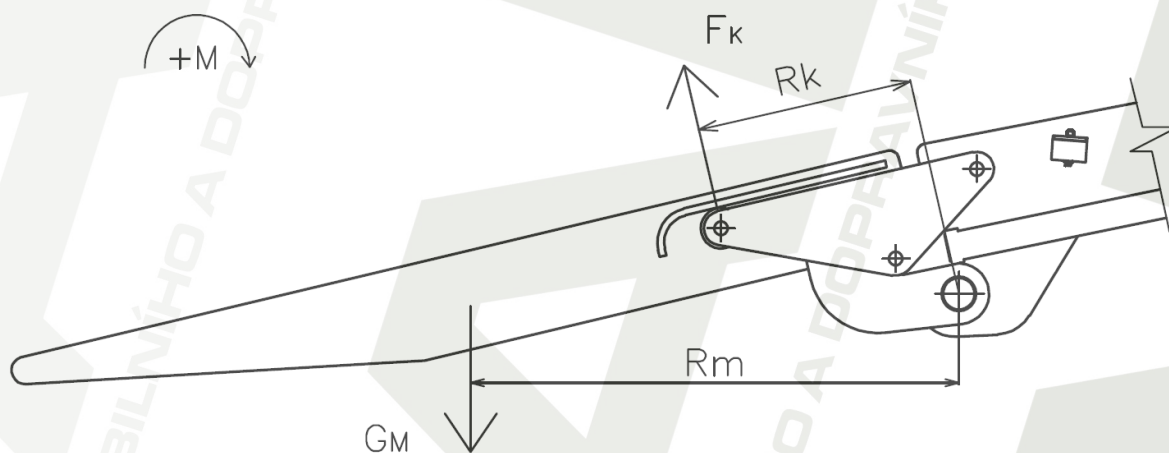
2.3.7 Základní technické údaje

Max. hmotnost přepravovaného stroje:	21 000 kg
Přepravní výška nájezdů:	3 620 mm
Délka nájezdu při sklopení:	4 066 mm
Max. rozteč nájezdů:	2 610 mm
Min. rozteč nájezdů:	474 mm
Max. nájezdový úhel:	15°

3. Výpočty

3.1 Výpočet síly působící na kolečko kulisy

3.1.1 Nájezd v okamžiku před dosednutím



Obr. 15 Momentová rovnováha menšího nájezdu před dosednutím

Kde: $R_m = 580 \text{ mm}$

$R_k = 320 \text{ mm}$

$$-G_M \cdot R_m + F_K \cdot R_k = 0 \quad (1)$$

$$F_K = \frac{G_M \cdot R_m}{R_k}$$

$$F_K = \frac{G_M \cdot R_m}{R_k}$$

$$F_K = \frac{105 \cdot 9,81 \cdot 0,58}{0,32}$$

$$F_K = 1\,867 \text{ N}$$

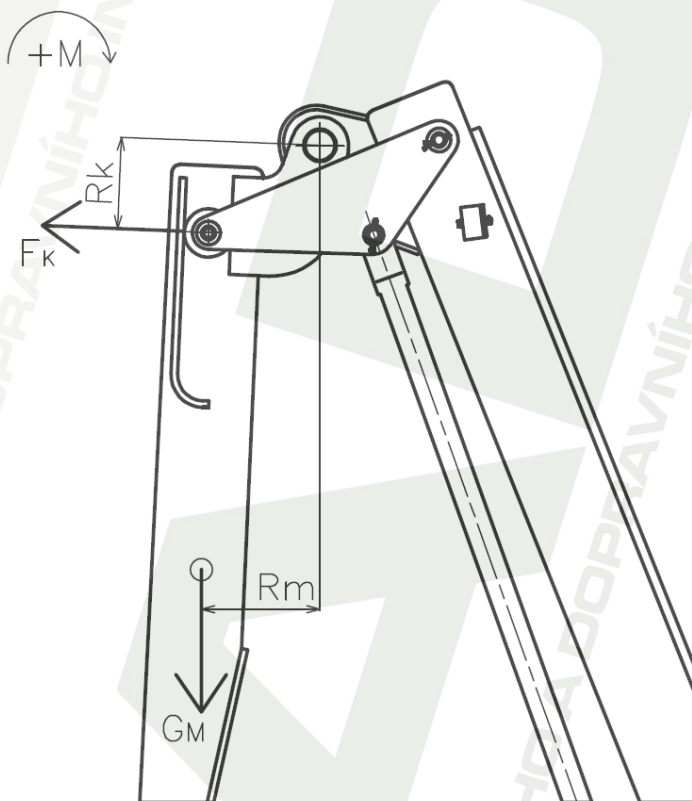
G_M ... tíhová síla působící na malý rám

R_m ... rameno síly G_M od středu otáčení malého dílu nájezdu

F_k ... silová reakce kolečka na malý díl nájezdu

R_k ... rameno síly F_k od středu otáčení malého dílu nájezdu

3.1.2 Nájezd v okamžiku začátku sklápění



Obr. 16 Momentová rovnováha menšího nájezdu v okamžiku začátku sklápění

Kde: $R_m = 181 \text{ mm}$

$R_k = 141 \text{ mm}$

(2)

$$-G_M \cdot R_m + F_k \cdot R_k = 0$$

$$F_k = \frac{G_M \cdot R_m}{R_k}$$

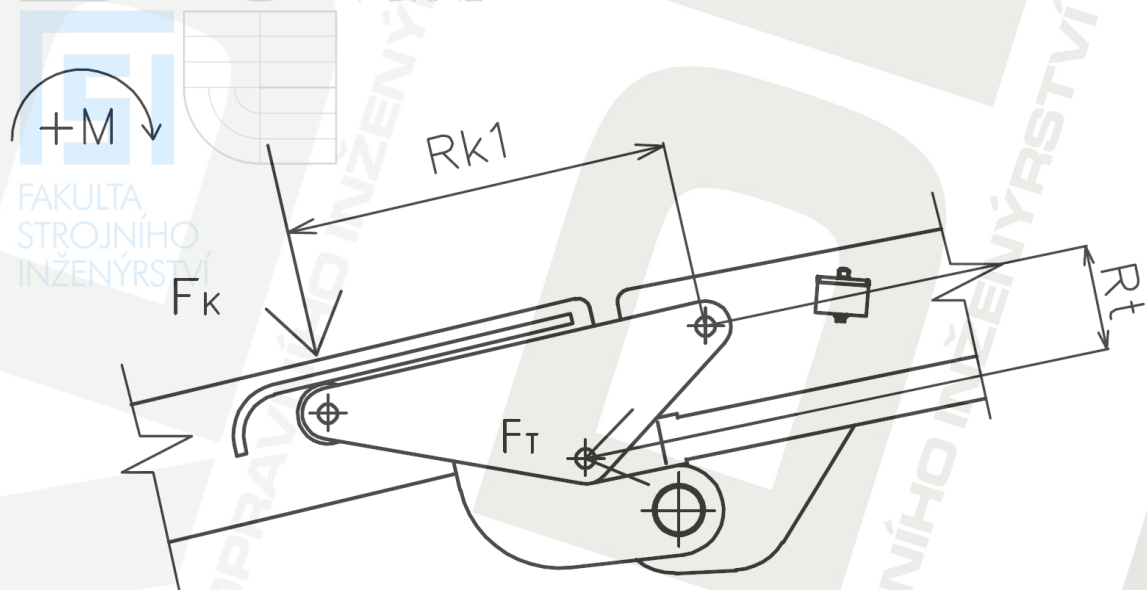
$$F_k = \frac{G_M \cdot R_m}{R_k}$$

$$F_k = \frac{105 \cdot 9,81 \cdot 0,181}{0,141}$$

$$F_k = 1\,322 \text{ N}$$

3.2 Výpočet síly působící na táhlo

3.2.1 Nájezd v okamžiku před dosednutím



Obr. 17 Momentová rovnováha na kulise před dosednutím

$$F_T \cdot R_t - F_K \cdot R_{k1} = 0 \quad (3)$$

$$F_T = \frac{F_K \cdot R_{k1}}{R_t}$$

$$F_T = \frac{1\,867 \cdot 0,38}{0,11}$$

$$F_T = 6\,450 \text{ N}$$

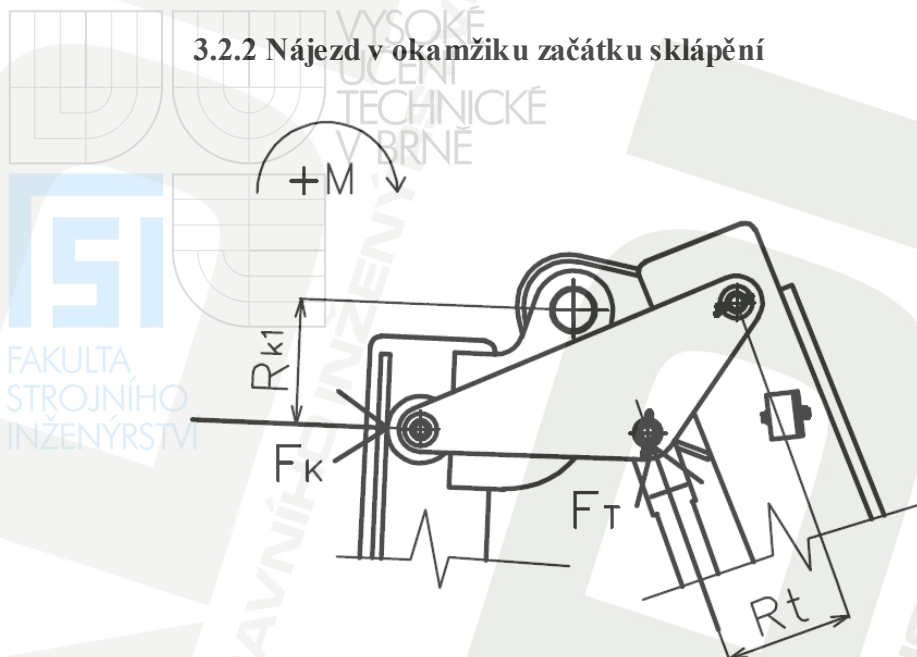
Kde: $R_{k1} = 380 \text{ mm}$ $R_t = 110 \text{ mm}$

R_{k1} rameno síly F_k od středu otáčení kulisy

R_t rameno síly F_T od středu otáčení kulisy

F_T síla táhla působícího na kulisu

3.2.2 Nájezd v okamžiku začátku sklápění



Obr. 18 Momentová rovnováha na kulise v začátku sklápění

Kde: $R_{k1} = 155 \text{ mm}$ $R_t = 142 \text{ mm}$

(4)

$$F_T \cdot R_t - F_K \cdot R_{k1} = 0$$

$$F_T = \frac{F_K \cdot R_{k1}}{R_t}$$

$$F_T = \frac{1\,322 \cdot 0,155}{0,142}$$

$$F_T = 1\,443 \text{ N}$$

3.3 Návrhový výpočet táhla

Určení minimálních rozměrů táhla:

$$F_T = \frac{F_{kr}}{k} \quad (5)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_{red}^2} \quad (6)$$

$$F_T = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{k \cdot l_{red}^2} \Rightarrow I = \frac{F_T \cdot k \cdot l_{red}^2}{\pi^2 \cdot E}$$

k ... součinitel bezpečnosti, dle [1] str. 313 zvoleno $k = 3$

I ... kvadratický moment průřezu

 F_{kr} ... kritická síla

E ... modul pružnosti v tahu pro ocel

l_{red} ... redukovaná délka, pro tento případ platí dle [1] str. 307: $l_{red} = l = 2,4 \text{ m}$



$$I = \frac{F \cdot k \cdot l_{red}^2}{\pi^2 \cdot E}$$

$$I = \frac{6450 \cdot 3 \cdot 2,4^2}{\pi^2 \cdot 2,5 \cdot 10^{11}}$$

$$I = 45 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$$

Určení štíhlosti:

$$j_{min} = \sqrt{\frac{I}{S}} \quad (7)$$

$$j_{min} = \sqrt{\frac{I}{\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}}}$$

$$j_{min} = \sqrt{\frac{45 \cdot 10^{-9}}{\frac{\pi(0,0337^2 - 0,0277^2)}{4}}}$$

$$j_{min} = 0,0121 \text{ m}$$

$$\lambda = \frac{l_{red}}{j_{min}}$$

$$\lambda = \frac{2,4}{0,0121}$$

$$\lambda = 198$$

j_{min} ... poloměr setrvačnosti

S ... plocha průřezu prutu

D ... vnější průměr trubky táhla s kruhovým průřezem

d ... vnitřní průměr trubky táhla s kruhovým průřezem

λ ... štíhlost prutu

Jedná-li se o oblast pružného vzpěru a předchozí výpočty byly tedy platné, musí platit:

Dle [1] str. 312, tab. 23: $\lambda_m \approx 90 \div 105$



λ_m ... mezní štíhlost

$$\lambda \geq \lambda_m \quad (9)$$

$$198 \geq 105$$

\Rightarrow vyhovuje

3.3.1 Kontrola táhla na otláčení při dotyku s maticí:

- dosedací plocha matice: $S_{mat} = 682mm^4$
- dosedací plocha táhla: $S_{tah} = 289mm^4$ (obojí odměřeno v programu Autodesk Inventor)
- materiál: 11 353
- dovolený tlak dle [3] str. 52: $p_{D1} = 65 MPa$

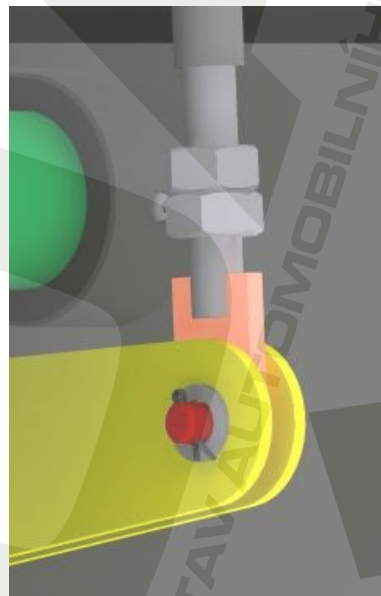
(10)

$$p_1 = \frac{F_T}{S_{tah}} \leq p_{D1}$$

$$p_1 = \frac{6\,450}{289} \leq 65$$

$$22,3 MPa \leq 65 MPa$$

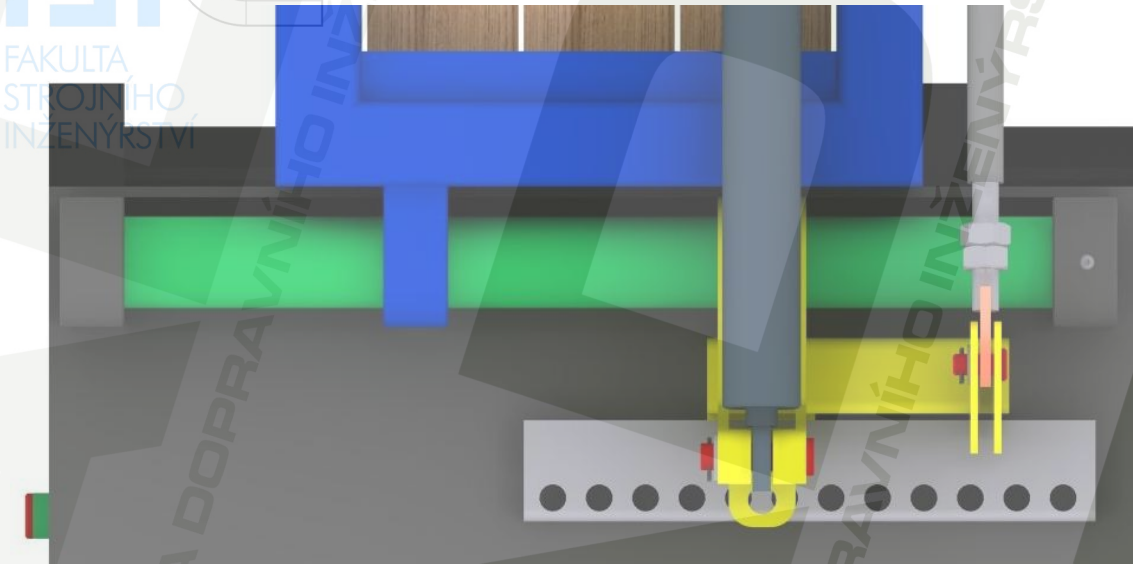
\Rightarrow vyhovuje



Obr. 19 Spodní část táhla

3.4 Kontrola osy nájezdu

Osa nájezdu je umístěna na zadní desce přívěsu (Obr. 20). K této desce je připevněna pomocí dvou ok, které jsou k desce přivařeny. Osa je jistěna proti horizontálnímu posunutí šroubem M8, umístěným v pravém oku.



Obr. 20 Uchycení osy a prvků na zadní desce přívěsu

3.4.1 Kontrola osy na ohyb

Při výpočtu je uvažováno najetí celého pásového stroje na větší díl nájezdu, který je skloněn pod úhlem $\alpha = 10^\circ$.

Zatěžovací síla od stroje:

$$F_{SC} = m \cdot g \quad (11)$$

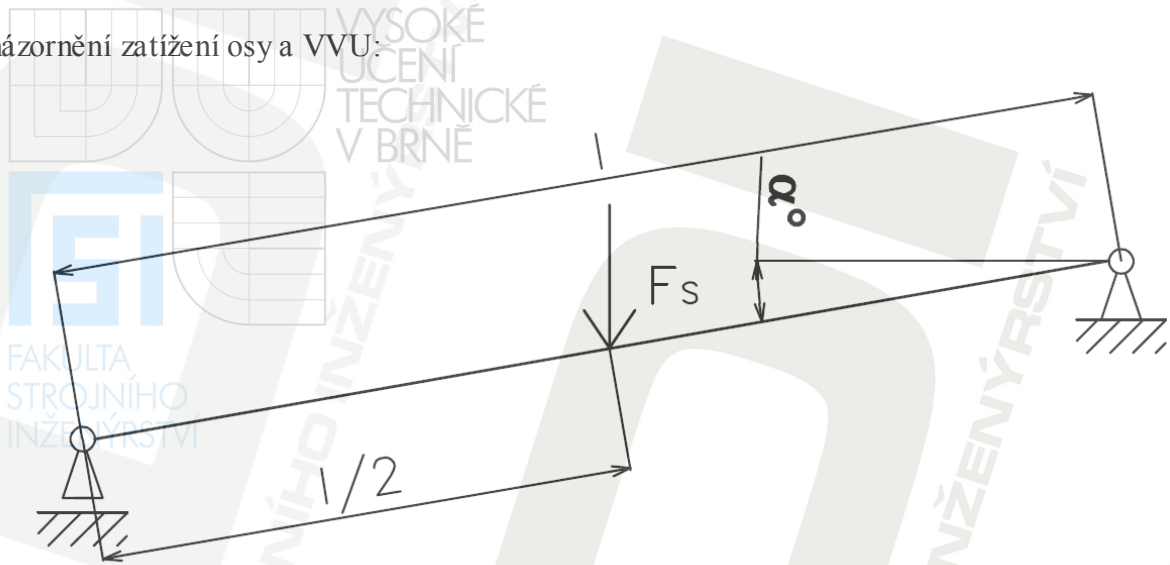
$$F_{SC} = 21\,000 \cdot 9,81$$

$$F_{SC} = 206\,010 \text{ N}$$

g tíhové zrychlení o velikosti $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

m hmotnost přepravovaného stroje $m = 21\,000 \text{ kg}$

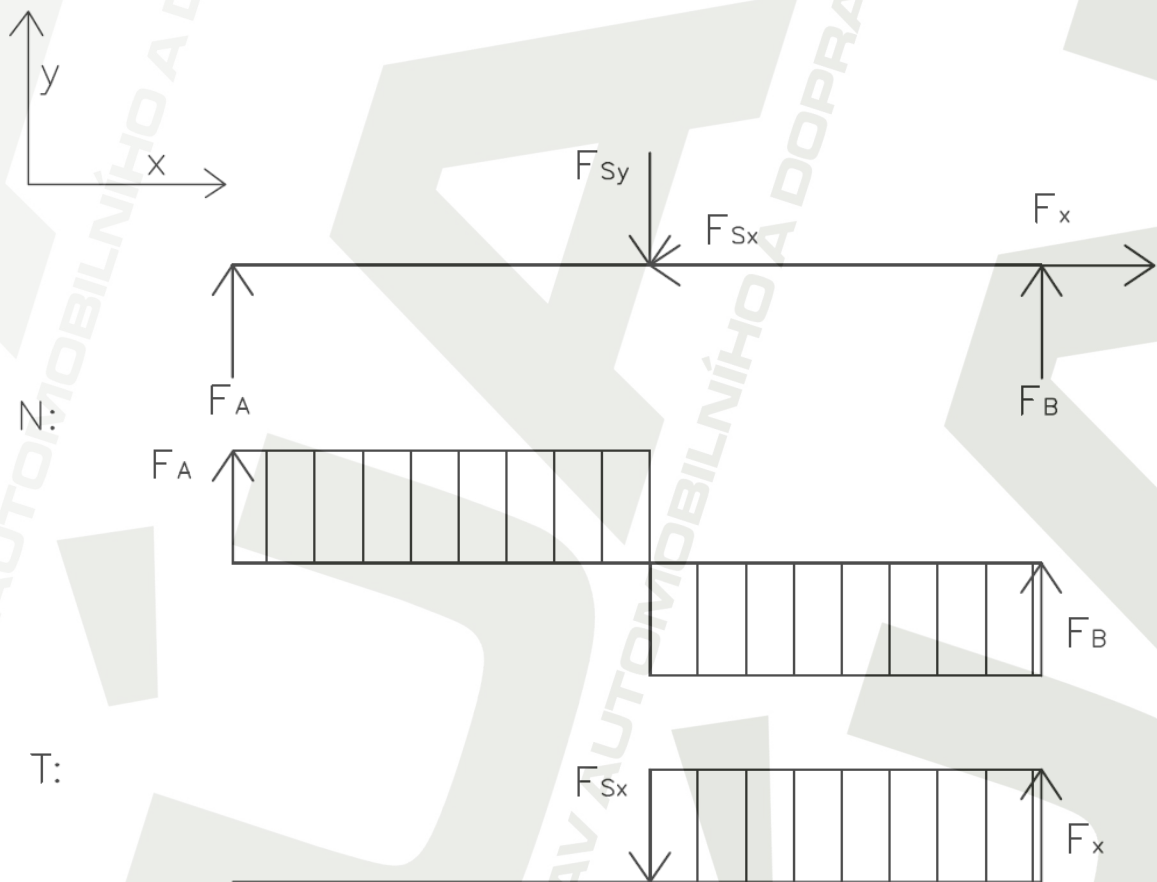
Znázornění zatížení osy a VVU:



Obr. 21

Kde: $l = 2\,800\text{ mm}$

Nosník nakreslen ve vodorovné poloze a síla rozložena do směru osy x a y .



Obr. 22

Síla působící na jeden nájezd:



$$F_S = \frac{F_{Sc}}{2} \quad (12)$$

$$F_S = \frac{206\,010}{2}$$

$$F_S = 103\,005\,N$$

Rozklad síly F_S do směrů x a y:

$$F_{Sx} = F_S \cdot \sin\alpha \quad (13)$$

$$F_{Sx} = 103\,005 \cdot \sin 10$$

$$F_{Sx} = 17\,887\,N$$

$$F_{Sy} = F_S \cdot \cos\alpha \quad (14)$$

$$F_{Sy} = 103\,005 \cdot \cos 10$$

$$F_{Sy} = 101\,440\,N$$

α ... úhel sklonu nájezdu vzhledem k horizontu

Jelikož je působíště síly F_{Sy} uprostřed nosníku:

$$\Rightarrow F_A = F_B = \frac{F_{Sy}}{2} = \frac{101\,440}{2} = 50\,720\,N \quad (15)$$

Výsledná síla, kterou musí nájezd přenést na osu:

$$F_V = \sqrt{F_B^2 + F_x^2} \quad (16)$$

$$F_V = \sqrt{50\,720^2 + 17\,887^2}$$

$$F_V = 53\,782\,N$$

F_A ... reakce v místě patek velkého dílu nájezdu

F_B ... reakce v místě upevnění nájezdu k ose

Výsledná síla od nájezdu F_v je přenášena na osu nájezdu pomocí dvou ok, navařených na čelní straně velkého dílu nájezdu (Obr. 23).

- materiál osy: 11 700, trubka bezešvá hladká kruhová, ČSN 42 5715.01, rozměr 89x16
- ve výpočtech je uvažováno s $\varnothing 85\text{mm}$ (trubka bude soustružena)
- dovolené napětí v ohybu dle [3] str. 52: $\sigma_{odov} = 150\text{ MPa}$

(13)

$$F_1 = F_2 = \frac{F_v}{2}$$

$$F_1 = F_2 = \frac{53\,728}{2}$$

$$F_1 = F_2 = 26\,891\text{ N}$$

F_1 síla, kterou přenáší levé oko velkého dílu nájezdu na osu

F_2 síla, kterou přenáší pravé oko velkého dílu nájezdu na osu

Určení maximálního ohybového momentu:

(14)

$$M_{Omax} = F_1 \cdot 0,29$$

$$M_{Omax} = 26\,891 \cdot 0,29$$

$$M_{Omax} = 7\,798\text{ Nm}$$

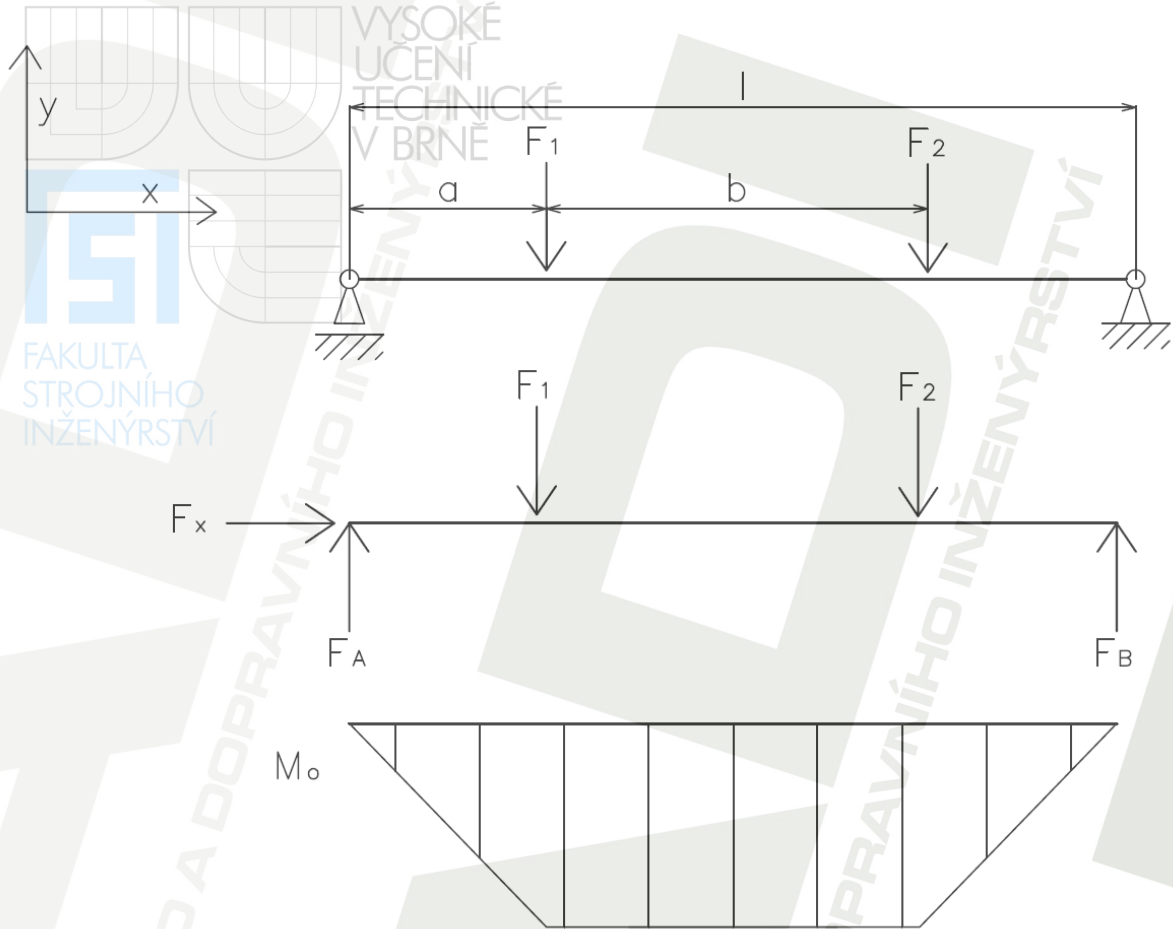
Průřezový modul v ohybu:

(15)

$$W_o = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D}$$

$$W_o = \frac{\pi(0,085^4 - 0,049^4)}{32 \cdot 0,085}$$

$$W_o = 53,6 \cdot 10^{-6}\text{ m}^3$$



Obr. 23

Kde: $a=290$ mm $b=360$ mm $l=1940$ mm

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} \quad (16)$$

$$\sigma_o = \frac{7798}{53,6 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_o = 145 \text{ MPa}$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do}$$

$$145 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa}$$

\Rightarrow vyhovuje

(17)

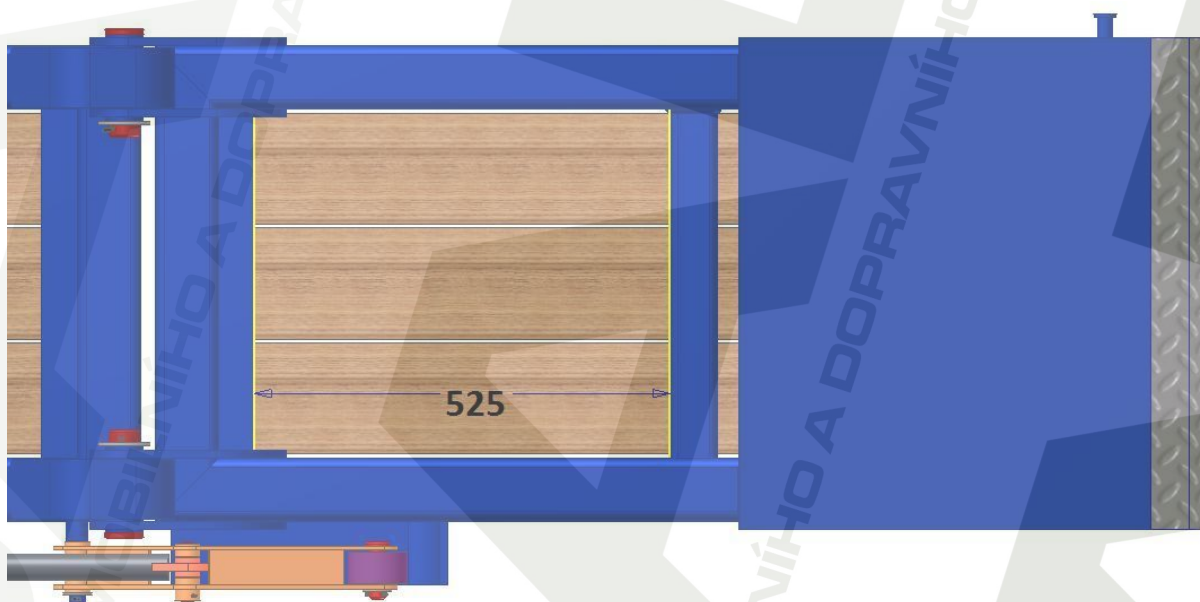
3.5 Kontrola smrkové fošny

Maximální hmotnost přepravovaného stroje činí 21 000 kg. Při úvaze 4 – kolového stroje tak připadá zátěž na jedno kolo 5 250 kg, z čehož plyne zatěžující síla přibližně $F_{kola} = 52\,500\text{ N}$. Při předpokladu rozložení váhy na tři fošny to znamená zátěž $F = 17\,500\text{ N}$ na jedno prkno.

3.5.1 Kontrola fošny na ohyb

Je-li vzhledem k rozměrům nosníku a vytvoření podpor zamezeno klopení, tj. vyskytují se pouze průhyby v rovině zatížení, je podle teorie pružnosti napětí v ohybu dáno vztahem (21).

Fošna je vyrobena z měkkého dřeva o rozměrech 140x50-1 060.



Obr. 24 Spodní pohled na menší díl nájezdu

Maximální ohybový moment:

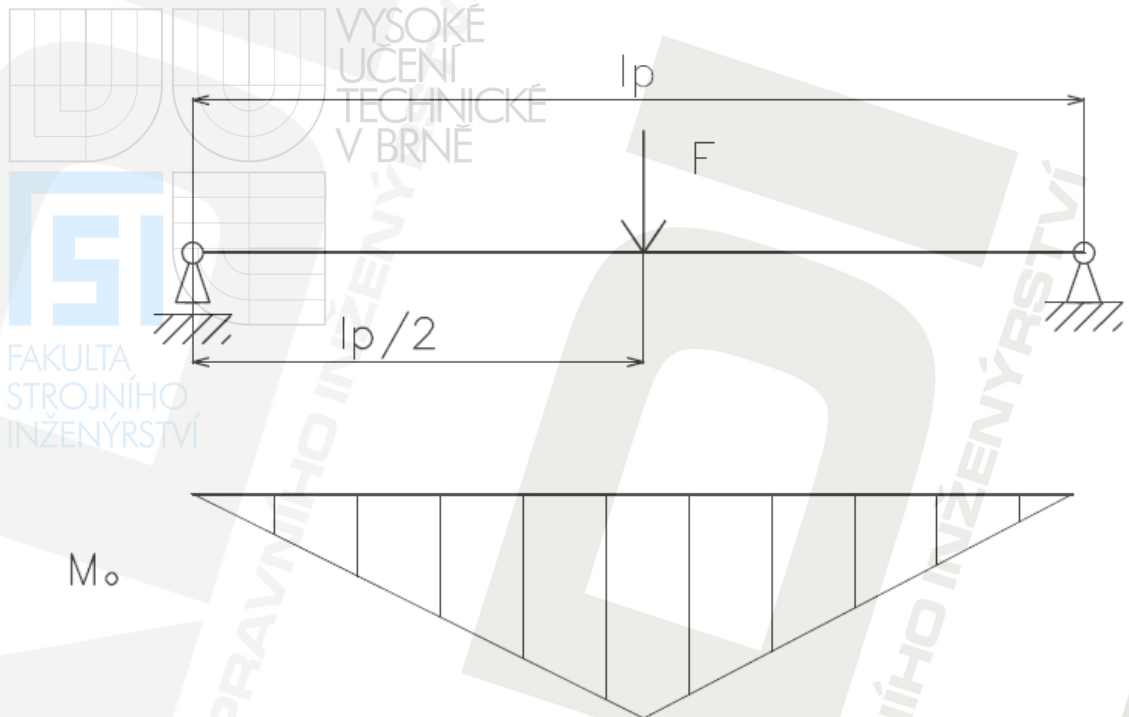
$$M_{Omax} = \frac{F \cdot l_p}{4} \quad (18)$$

$$M_{Omax} = \frac{17\,500 \cdot 0,525}{4}$$

$$M_{Omax} = 2\,297\text{ N/m}$$

F ... síla od kola na jednu fošnu

l_p ... vzdálenost příčníků



Obr. 25 Průběh ohybového momentu

Kvadratický moment průřezu fošny:

(19)

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I = \frac{0,14 \cdot 0,05^3}{12}$$

$$I = 14,58 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

b ... šířka fošny

h ... tloušťka (síla) fošny

Vzdálenost nejvzdálenějších vláken od neutrální osy:

(20)

$$e = \frac{h}{2}$$

$$e = \frac{0,05}{2}$$

$$e = 0,025 \text{ m}$$

Napětí v ohybu:

VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

$$\sigma = \frac{M_{Omax} \cdot e}{I} \quad (21)$$

$$\sigma = \frac{2\,297 \cdot 0,025}{14,58 \cdot 10^{-7}}$$

$$\sigma = 39,3 \text{ MPa}$$

M...působící ohybový moment

I...kvadratický moment průřezu k neutrální ose

e...vzdálenost uvažovaných vláken od neutrální osy

 σ ...napětí uvažovaných vláken

Protože EC5 (evropská norma pro navrhování dřevěných konstrukcí) dovoluje navrhování dřevěných konstrukcí za předpokladu pružného chování materiálu, může se při navrhování používat vztah (21). Návrhová hodnota $f_{m,d}$ pevnosti nosníku v ohybu je dána následujícím vztahem. [2]

$$f_{m,d} = \frac{k_{mod} \cdot f_{m,k}}{\gamma_M} \quad (22)$$

$$f_{m,d} = \frac{1 \cdot 35}{1,3}$$

$$f_{m,d} = 26 \text{ MPa}$$

$f_{m,k}$...je charakteristická pevnost v ohybu dle [2] str. A7/3 $f_{m,k} = 35$

γ_M ...je dílčí součinitel spolehlivosti pro vlastnosti materiálu dle [2] str. A2/6 $\gamma_M = 1,3$

k_{mod} ...je modifikační součinitel [2] str. A2/6 $k_{mod} = 1$

Aby zvolená fošna pevnostně vyhověla, musí platit:

$$f_{m,d} > \sigma \quad (23)$$

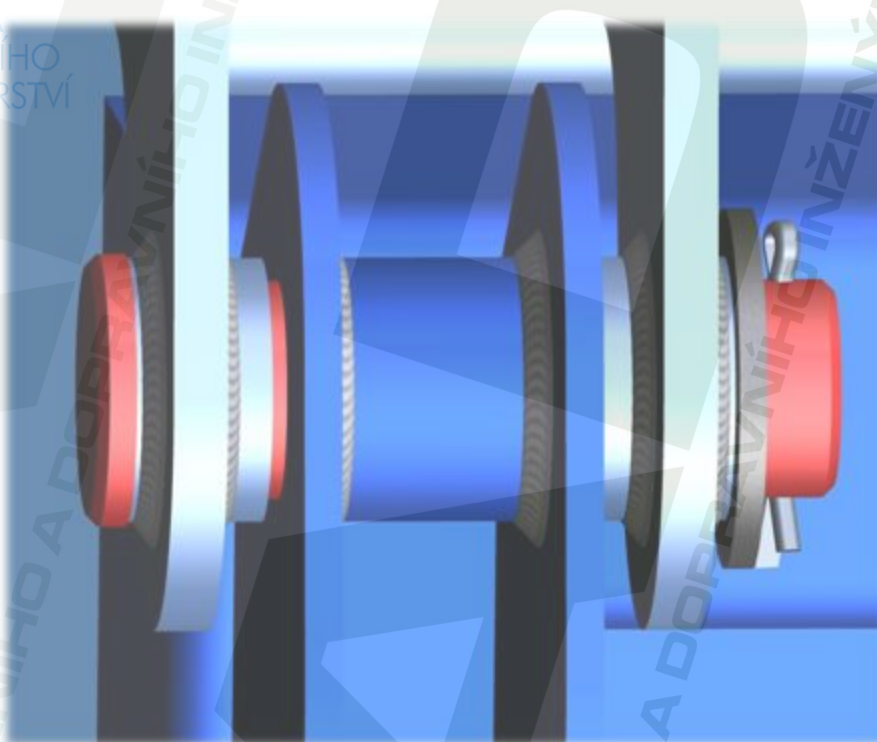
$$26 \text{ MPa} \not> 39,3 \text{ MPa}$$

Vzhledem k pružnosti dřeva je v tomto případě pevnost dostatečná, což dokazuje dokonce použití 40 mm fošen v praxi. Proto po dohodě se zástupcem firmy SVAN Chrudim s.r.o. budou ponechány zvolené 50 mm fošny.

3.6 Kontrola čepu spojujícího dva díly nájezdu

Při výpočtu je uvažováno se 4 – kolovým strojem o hmotnosti 21 000 kg v okamžiku, kdy budou kola jedné nápravy přímo nad oběma čepy.

- materiál čepu: 11 700
- dovolené napětí v ohybu dle [3] str. 52: $\sigma_{dov} = 230 \text{ MPa}$



Obr. 26

3.6.1 Kontrola na ohyb

$$F_3 = F_4 = F_5 = F_6 = \frac{F_{SC}}{n_1 \cdot n_2 \cdot 2} \quad (23)$$

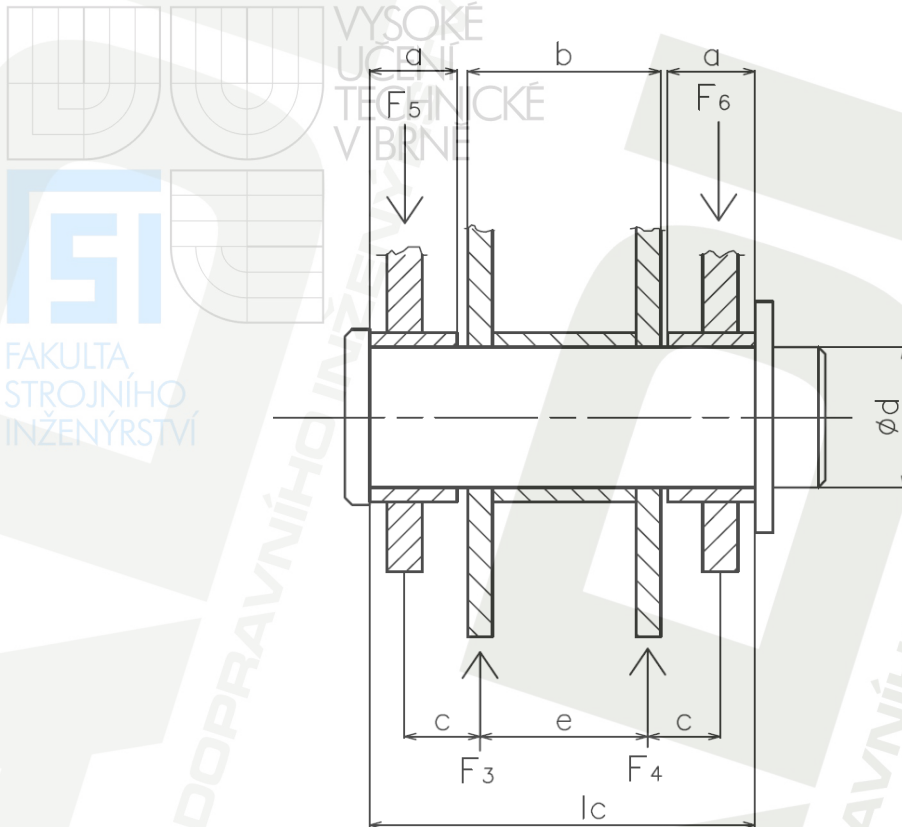
$$F_3 = F_4 = F_5 = F_6 = \frac{206\,010}{4 \cdot 2 \cdot 2}$$

$$F_3 = F_4 = F_5 = F_6 = 12\,876 \text{ N}$$

n_1počet pojzdových kol stroje

n_2počet nájezdů

2.....síla na čep se přenáší přes dva boční plechy patky



Obr. 27 Zátížení a důležité rozměry

Kde: $a = 25 \text{ mm}$ $b = 55 \text{ mm}$ $c = 22 \text{ mm}$ $d = 40 \text{ mm}$ $e = 48 \text{ mm}$

Maximální ohybový moment:

(24)

$$\begin{aligned} M_{Omax} &= F_3 \cdot c \\ M_{Omax} &= 12\,876 \cdot 0,022 \\ M_{Omax} &= 283 \text{ N/m} \end{aligned}$$

(25)

Průřezový modul v ohybu:

$$\begin{aligned} W_0 &= \frac{\pi d^3}{32} \\ W_0 &= \frac{\pi 0,04^3}{32} \\ W_0 &= 6,28 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Pevnostní podmínka:

VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

$$\sigma_0 = \frac{M_{0max}}{W_0} \leq \sigma_{Do} \quad (26)$$

$$\sigma_0 = \frac{283}{6,28 \cdot 10^{-6}} \leq \sigma_{Do}$$

$$45,1 \text{ MPa} \leq 230 \text{ MPa}$$

⇒ *vyhovuje*

3.6.2 Kontrola na otláčení

Kratší díl nájezdu:

- materiál: 11 373
- dovolený tlak dle [3] str. 52: $p_{D1} = 65 \text{ MPa}$

$$p_1 = \frac{F_2}{a \cdot d} \leq p_{D1} \quad (27)$$

$$p_1 = \frac{12\,876}{25 \cdot 40} \leq 65$$

$$12,9 \text{ MPa} \leq 65 \text{ MPa}$$

⇒ *vyhovuje*

Dejší díl nájezdu:

- materiál: 11 373
- dovolený tlak dle [3] str. 52: $p_{D1} = 65 \text{ MPa}$

$$p_2 = \frac{F_3 + F_4}{b \cdot d} \leq p_{D1} \quad (28)$$

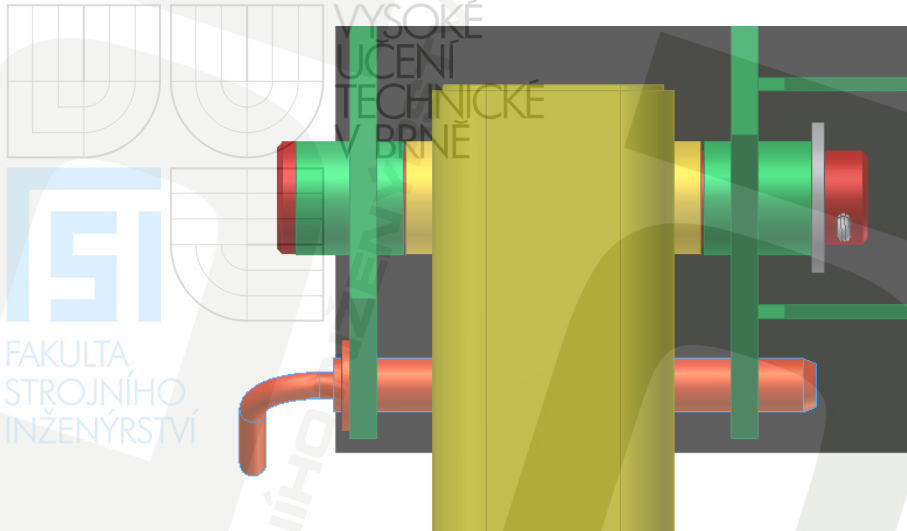
$$p_2 = \frac{12\,876 + 12\,876}{55 \cdot 40} \leq 65$$

$$11,7 \text{ MPa} \leq 65 \text{ MPa}$$

⇒ *vyhovuje*

3.7 Kontrola čepu podpěry

Při výpočtu čepu podpěry je uvažováno zatížení od pásového stroje v okamžiku, kdy se bude jeho těžiště nacházet přímo nad podpěrami.



Obr. 28 Pohled na uchycení podpěry.

3.7.1 Kontrola na ohyb

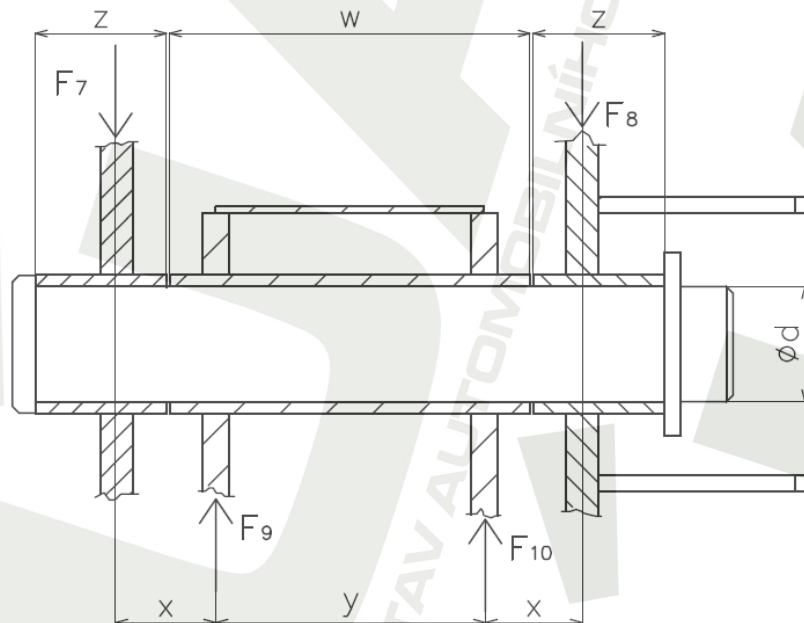
- materiál osy: 11 700
- dovolené napětí v ohybu dle [3] str. 52: $\sigma_{dov} = 230 \text{ MPa}$

(29)

$$F_7 = F_8 = F_9 = F_{10} = \frac{F_S}{2}$$

$$F_7 = F_8 = F_9 = F_{10} = \frac{103\,005}{2}$$

$$F_7 = F_8 = F_9 = F_{10} = 51\,503 \text{ N}$$



Obr. 29 Zatížení a důležité rozměry

Kde: $x = 20 \text{ mm}$ $y = 82 \text{ mm}$ $z = 40 \text{ mm}$ $w = 110 \text{ mm}$ $d = 40 \text{ mm}$

Maximální ohybový moment:

(30)

$$M_{Omax} = F_9 \cdot x$$

$$M_{Omax} = 51\,503 \cdot 0,02$$

$$M_{Omax} = 1\,030 \text{ N/m}$$

Průřezový modul v ohybu:

(31)

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$W_0 = \frac{\pi 0,04^3}{32}$$

$$W_0 = 6,28 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Pevnostní podmínka:

(32)

$$\sigma_0 = \frac{M_{Omax}}{W_0} \leq \sigma_{Odob}$$

$$\sigma_0 = \frac{1\,545}{6,28 \cdot 10^{-6}} \leq 230$$

$$164 \text{ MPa} \leq 230 \text{ MPa}$$

\Rightarrow vyhovuje

3.7.2 Kontrola na otačení

Stojna:

- materiál: 11 373
- dovolený tlak dle [3] str. 52: $p_{D1} = 65 \text{ MPa}$

(33)

$$p_1 = \frac{F_9 + F_{10}}{w \cdot d} \leq p_{D1}$$

$$p_1 = \frac{51\,503 + 51\,503}{110 \cdot 36} \leq 65$$

$$26 \text{ MPa} \leq 65 \text{ MPa}$$

\Rightarrow vyhovuje

Uchycení:

- materiál: 11 373
- dovolený tlak dle [3] str. 52; $p_{D1} = 65 \text{ MPa}$



$$p_2 = \frac{F_7}{z \cdot d} \leq p_{D1} \quad (34)$$

$$p_2 = \frac{51\,503}{40 \cdot 36} \leq 65$$

$$35,8 \text{ MPa} \leq 65 \text{ MPa}$$

\Rightarrow vyhovuje

3.8 Kontrola horního čepu táhla

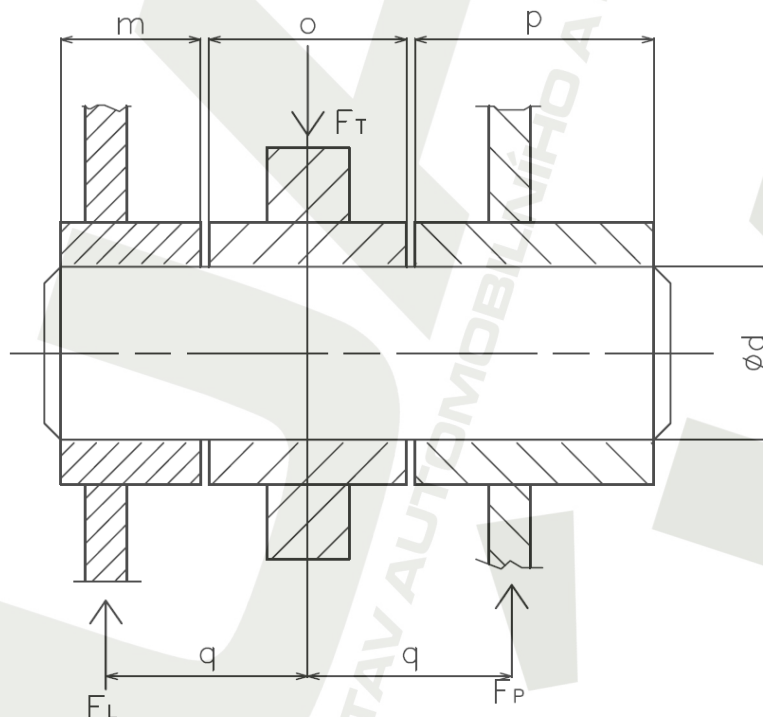
3.8.1 Kontrola na ohyb

- materiál čepu: 11 700
- dovolené napětí v ohybu dle [3] str. 52: $\sigma_{0dov} = 230 \text{ MPa}$

$$F_L = F_P = \frac{F_T}{2} \quad (35)$$

$$F_L = F_P = \frac{6\,450}{2}$$

$$F_L = F_P = 3\,225 \text{ N}$$



Obr. 30 Zatížení a důležité rozměry

Kde: $m = 17 \text{ mm}$ $o = 24 \text{ mm}$ $p = 29 \text{ mm}$ $q = 25 \text{ mm}$ $\text{Ø}dt = 21 \text{ mm}$

Maximální ohybový moment:



$$M_{Omax} = F_L \cdot q \quad (36)$$

$$M_{Omax} = 3\,225 \cdot 0,025$$

$$M_{Omax} = 80,6 \text{ N/m}$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi dt^3}{32} \quad (37)$$

$$W_o = \frac{\pi 0,03^3}{32}$$

$$W_o = 2,65 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_o = \frac{M_{Omax}}{W_o} \leq \sigma_{Odob} \quad (38)$$

$$\sigma_o = \frac{80,6}{2,65 \cdot 10^{-6}} \leq 230$$

$$30,4 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow \text{vyhovuje}$$

3.8.2 Kontrola na otláčení

Kulisa:

- materiál: 11 373
- dovolený tlak dle [3] str. 52: $p_{D1} = 65 \text{ MPa}$

$$p_1 = \frac{F_L}{m \cdot dt} \leq p_{D1} \quad (39)$$

$$p_1 = \frac{3\,225}{17 \cdot 21} \leq 65$$

$$9 \text{ MPa} \leq 65 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Táhlo:

- materiál: 11 373

- dovolený tlak dle [3] str. 52; $p_{D1} = 65 \text{ MPa}$

(40)

$$p_2 = \frac{F_T}{o \cdot dt} \leq p_{D1}$$

$$p_2 = \frac{6\,450}{24 \cdot 21} \leq 65$$

$$12,8 \text{ MPa} \leq 65 \text{ MPa}$$

\Rightarrow vyhovuje

3.9 Kontrola spodního čepu táhla

3.8.1 Kontrola na ohyb

- materiál čepu: 11 700

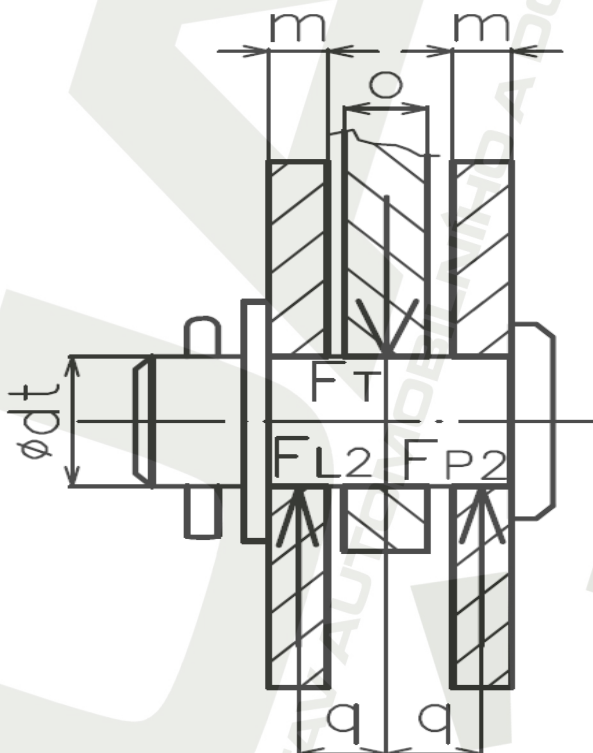
- dovolené napětí v ohybu dle [3] str. 52: $\sigma_{Odob} = 230 \text{ MPa}$

(41)

$$F_L = F_P = \frac{F_T}{2}$$

$$F_L = F_P = \frac{6\,450}{2}$$

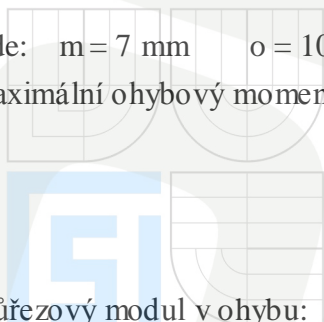
$$F_L = F_P = 3\,225 \text{ N}$$



Obr. 31 Zatížení a důležité rozměry

Kde: $m = 7 \text{ mm}$ $o = 10 \text{ mm}$ $q = 11 \text{ mm}$ $\text{Ø}dt = 20 \text{ mm}$

Maximální ohybový moment:



Průřezový modul v ohybu:

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

$$M_{Omax} = F_L \cdot q \quad (42)$$

$$M_{Omax} = 3\,225 \cdot 0,011$$

$$M_{Omax} = 35,5 \text{ N/m}$$

$$W_O = \frac{\pi dt^3}{32} \quad (43)$$

$$W_O = \frac{\pi 0,02^3}{32}$$

$$W_O = 7,85 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_o = \frac{M_{Omax}}{W_O} \leq \sigma_{OdoV}$$

$$\sigma_o = \frac{35,5}{7,85 \cdot 10^{-7}} \leq 150$$

$$45,2 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa}$$

\Rightarrow *vyhovuje*

3.8.2 Kontrola na otláčení

Zavěšení:

- materiál: 11 373
- dovolený tlak dle [3] str. 52: $p_{D1} = 65 \text{ MPa}$

$$p_1 = \frac{F_L}{m \cdot dt} \leq p_{D1} \quad (45)$$

$$p_1 = \frac{3\,225}{7 \cdot 21} \leq 65$$

$$22 \text{ MPa} \leq 65 \text{ MPa}$$

\Rightarrow *vyhovuje*

Táhlo:

- materiál: 11 373
- dovolený tlak dle [3] str. 52: $p_{D1} = 65 \text{ MPa}$

(46)



ISI
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

$$p_2 = \frac{F_T}{\sigma \cdot dt} \leq p_{D_1}$$

$$p_2 = \frac{6\,450}{10 \cdot 21} \leq 65$$

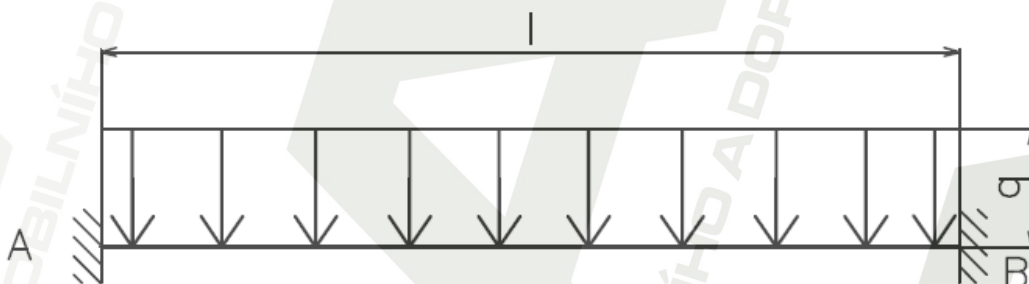
$$30,7 \text{ MPa} \leq 65 \text{ MPa}$$

⇒ *vyhovuje*

3.9 Kontrola příčnicku

Při zjednodušeném výpočtu příčnicku je uvažováno spojité zatížení od jednoho kola stroje, přičemž fošny částečně rozloží zatížení na všechny příčnický jedné celé části nájezdu. Příčnick je na obou koncích přivařen k podélníkům, a proto je předpokládáno uložení dle Obr. 32. Jedná se o dvakrát staticky neurčitý nosník. Aby bylo možné určit přebývající neznámé, vychází se z deformačních podmínek – úhel natočení ve vetknutí je roven nule.

Maximální hmotnost přepravovaného stroje činní 21 000 kg. Při úvaze 4 – kolového stroje tak připadá zátěž na jedno kolo 5 250 kg, z čehož plyne zatěžující síla přibližně $F_{kola} = 52\,500 \text{ N}$.



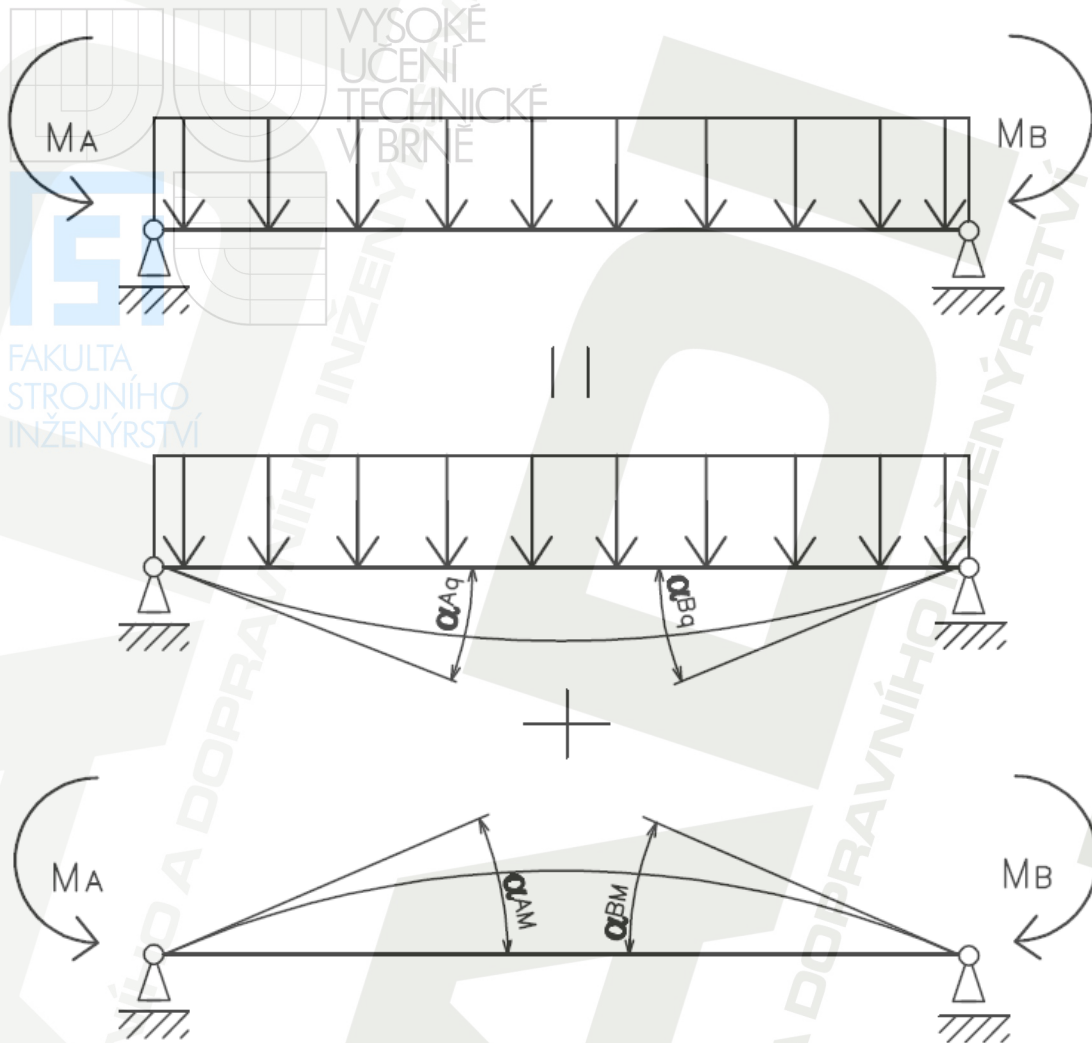
Obr. 32 Staticky neurčité uložení

Určení spojitého zatížení:

$$q = \frac{F_{kola}}{l} \tag{47}$$

$$q = \frac{52\,500}{0,44}$$

$$q = 119\,318 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$



Obr. 33 Staticky neurčitý systém, jehož deformační účinky jsou skládány

Z podmínky, že úhel natočení ve vetknutí je roven nule:

$$|\alpha_{Aq}| = |\alpha_{AM}| \quad (48)$$

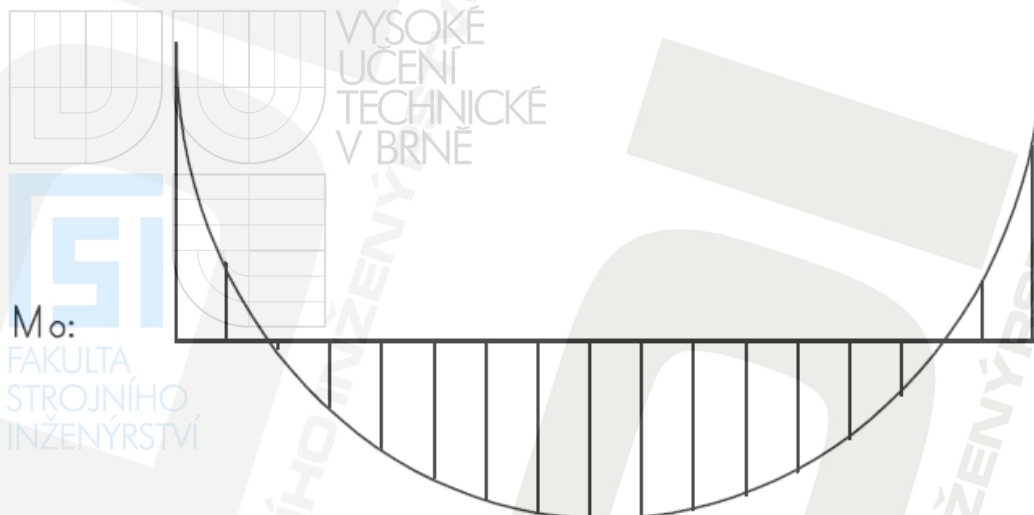
$$\text{Dle [1] str. 238: } \alpha_{Aq} = \frac{ql^3}{24EJ} \quad \alpha_{AM} = \frac{(2M_A + M_B)l}{6EJ} \quad (49)$$

- ze souměrnosti zatížení plyne velikost $M_A = M_B$

$$\frac{ql^3}{24EJ} = \frac{(2M_A + M_B)l}{6EJ} \Rightarrow M_A = -\frac{ql^2}{12}$$

$$M_A = -\frac{119\,318 \cdot 0,44^2}{12}$$

$$M_A = -1\,925 \text{ Nm}$$



Obr. 34 Výsledný průběh ohybového momentu

Průřezový modul v ohybu:

- mat: 11 373, dle [2] str. 52 $\sigma_{Odob} = 150 \text{ MPa}$
- rozměry: 80 x 60 x 5, dle [6] $I_x = 103,28 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$

(50)

$$W_o = \frac{I}{e}$$

$$W_o = \frac{103,28 \cdot 10^{-8}}{0,04}$$

$$W_o = 25,82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Pevnostní podmínka:

- dle Obr. 34 je patrné, že $M_{Omax} = M_A$

$$\sigma_o = \frac{M_{Omax}}{W_o} \leq \sigma_{Odob}$$

$$\sigma_o = \frac{1\,925}{25,82 \cdot 10^{-6}} \leq 150$$

$$74,6 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa}$$

\Rightarrow vyhovuje

(51)

3.10 Kontrola podélníku

Pro zatížení podélníku je nejnepriznivější stav, když najede celý pásový stroj na větší díl nájezdu, jelikož pak každý podélník přenáší $\frac{1}{4}$ hmotnosti stroje.

Každý podélník většího dílu nájezdu musí přenést sílu:

$$F_{pod} = \frac{F_{Sy}}{2} \quad (52)$$

$$F_{pod} = \frac{101\,440}{2}$$

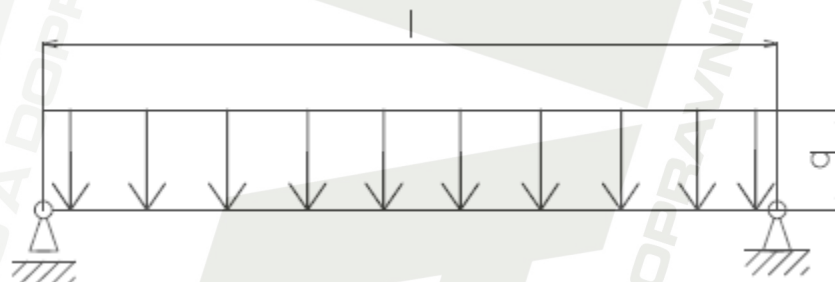
$$F_{pod} = 50\,720 \text{ N}$$

Spojité zatížení:

$$q = \frac{F_{pod}}{l} \quad (53)$$

$$q = \frac{50\,720}{2,7}$$

$$q = 18\,785 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$



Obr. 35 Zatížení podélníku

Určení max. ohybového momentu:

- Průběh ohybového momentu (Obr. 36) je dán rovnicí paraboly a jeho maximální hodnota je:

$$M_{Omax} = \frac{q \cdot l^2}{8} \quad (54)$$

$$M_{Omax} = \frac{18\,785 \cdot 2,7^2}{8}$$

$$M_{Omax} = 17\,118 \text{ Nm}$$



Obr. 36 Průběh ohybového momentu

Průřezový modul v ohybu:

- mat: 11 373, dle [2] str. 52 $\sigma_{odov} = 150 \text{ MPa}$
- rozměry: 140 x 80 x 7, dle [6] $I_x = 728,3 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$



$$W_0 = \frac{I}{e}$$

$$W_0 = \frac{728,3 \cdot 10^{-8}}{0,07}$$

$$W_0 = 10,41 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_0 = \frac{M_{0max}}{W_0} \leq \sigma_{odov}$$

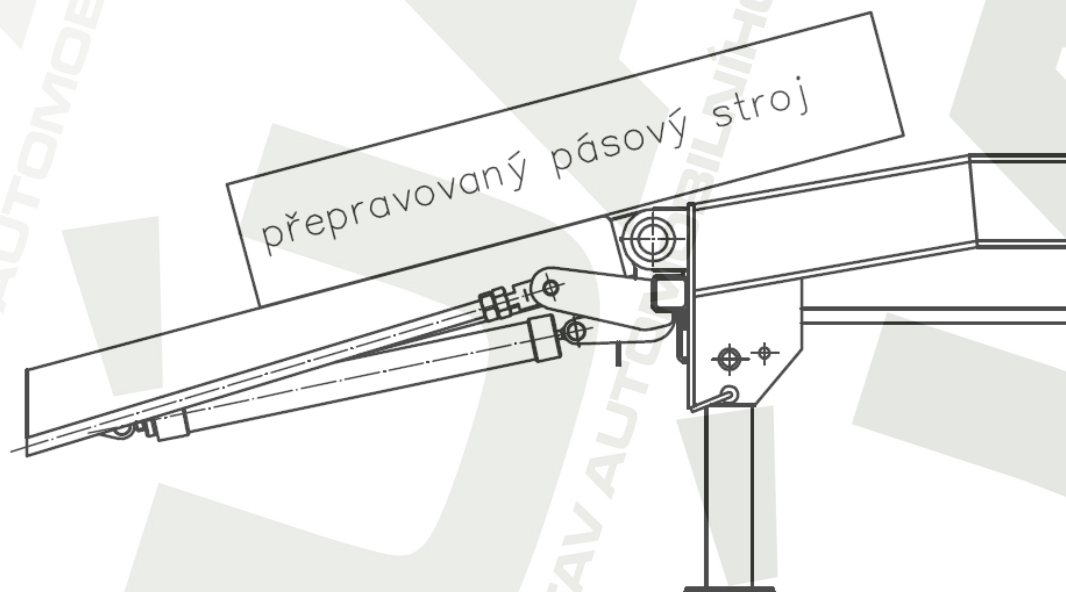
$$\sigma_0 = \frac{17\,118}{85,29 \cdot 10^{-6}} \leq 165$$

$$164 \text{ MPa} \leq 165 \text{ MPa}$$

Pozn.: Do výpočtu není započítána smrková podlaha, která σ_0 ještě sníží.

3.10 Kontrola svaru upevňovacího oka:

Je uvažováno patrně největší možné zatížení, které může vzniknout při najíždění pásové stroje v okamžiku jeho překlápění na přívěs (Obr. 37). V úvahu je brán maximální nájezdový úhel 15° .



Obr. 37

Namáhání svaru na smyk:

Nosný průřez koutového svaru:

$$A_{sv} = 2a(l_1 + l_2) \quad (57)$$

$$A_{sv} = 2 \cdot 0,006 \cdot (0,12 + 0,06)$$

$$A_{sv} = 2,16 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Kde: a, l_1, l_2 viz. obr. 38

Zatěžující síla oka:

$$F_{oka} = \frac{F_{SC}}{n_2 \cdot 2} \quad (58)$$

$$F_{oka} = \frac{206\,010}{2 \cdot 2}$$

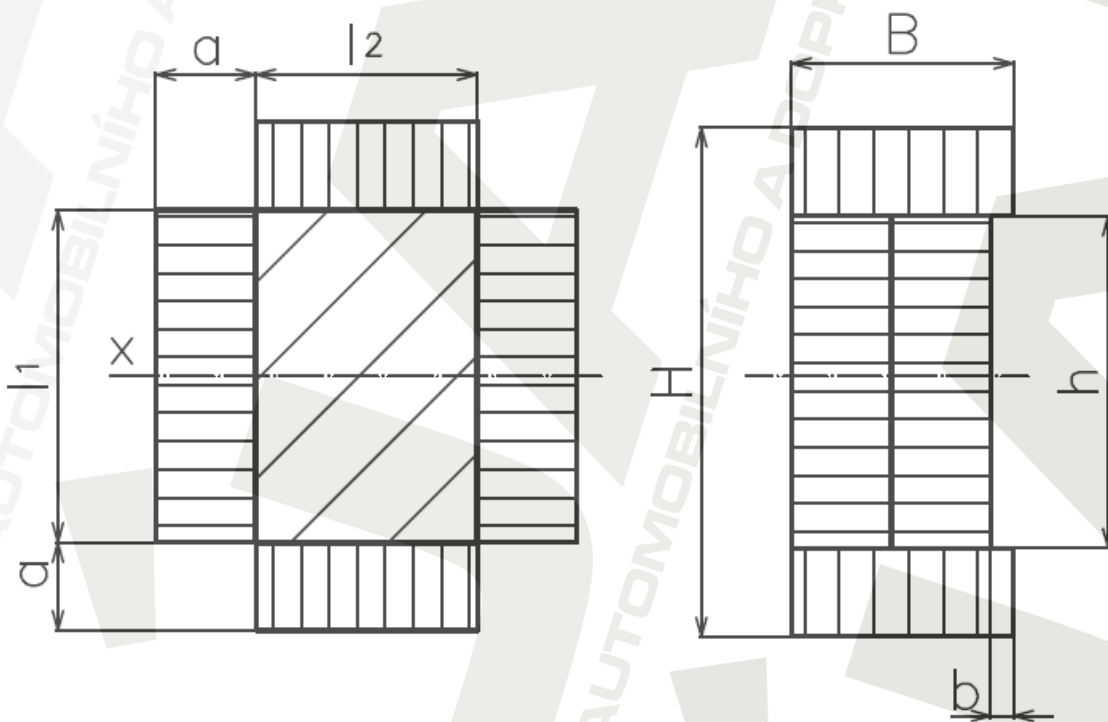
$$F_{oka} = 51\,503 \text{ N}$$

Smykové napětí rovnoběžné s rovinou svaru:

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_{oka}}{A_{sv}} \quad (59)$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{51\,503}{2,16 \cdot 10^{-3}}$$

$$\tau_{\parallel} = 23,8 \text{ MPa}$$



Obr. 38 Schematické znázornění přivařeného oka

Kde: $a = 6 \text{ mm}$ $b = 48 \text{ mm}$ $B = l_2 = 60 \text{ mm}$ $h = l_1 = 120 \text{ mm}$ $H = 132 \text{ mm}$

Namáhání svaru na ohyb:

Kvadratický moment průřezu k ose x:



$$I = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$$

$$I = \frac{0,06 \cdot 0,132^3 - 0,048 \cdot 0,12^3}{12}$$

$$I = 45,87 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

(60)

Průřezový modul v ohybu:

$$W_{ox} = \frac{I}{e}$$

$$W_{ox} = \frac{45,87 \cdot 10^{-7}}{0,066}$$

$$W_{ox} = 6,95 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

(61)

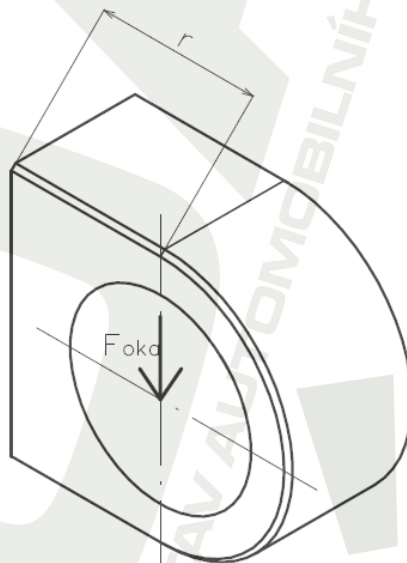
Smykové napětí kolmé na rovinu svaru:

$$\tau_{\perp} = \frac{M_{Omax}}{W_{ox}}$$

$$\tau_{\perp} = \frac{51\,503 \cdot 0,07}{6,95 \cdot 10^{-5}}$$

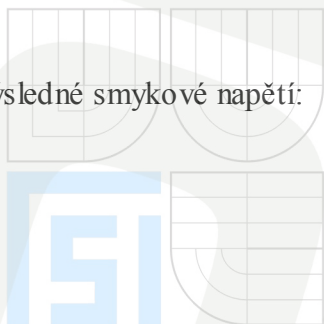
$$\tau_{\perp} = 51,9 \text{ MPa}$$

(62)



Obr. 39

Výsledné smykové napětí:



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

$$\tau = \sqrt{\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2} \quad (63)$$

$$\tau = \sqrt{51,9^2 + 23,8^2}$$

$$\tau = 57 \text{ MPa}$$

Pro tento způsob spojení koutovým svarem dle. [3] str. 724 platí: $\tau_{Dsv} = 0,65 \cdot \sigma_D$

- pro mat. 11 523 dle [3] str. 53 $\sigma_D = 95 \text{ MPa}$

$$\tau \leq \tau_{Dsv}$$

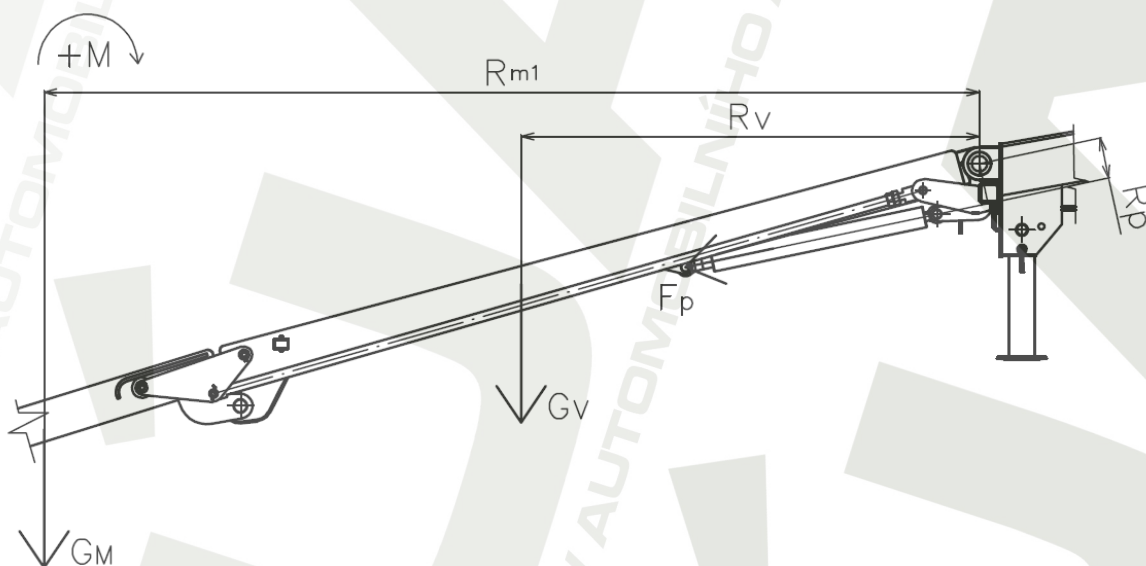
$$57 \leq 0,65 \cdot 95$$

$$57 \leq 61,8$$

\Rightarrow *vyhovuje*

3.11 Volba přímočarého hydromotoru

Volba provedena vzhledem k použití hydraulického agregátu HA25 – 3L, jehož jmenovitý tlak je 10 MPa. Zvolená poloha nájezdů pro výpočet je v okamžiku těsně před dosednutím nájezdu na zpevněný povrch, jelikož v tomto okamžiku je nejkratší rameno R_p .



Obr. 40

Potřebná síla vyvozená pístem hydromotoru:

- z momentové podmínky k ose otáčení:



$$-G_M \cdot R_{m1} - G_V \cdot R_V + F_p \cdot R_p = 0 \quad (65)$$

$$F_p = \frac{G_M \cdot R_{m1} + G_V \cdot R_V}{R_p}$$

$$F_p = \frac{105 \cdot 9,81 \cdot 3,344 + 180 \cdot 9,81 \cdot 1,451}{0,168}$$

$$F_p = 35\,753 \text{ N}$$

G_M ... tíhová síla působící na menší díl nájezdu

R_{m1} ... rameno síly G_M od středu otáčení celého nájezdu

G_V ... tíhová síla působící na větší díl nájezdu

R_V ... rameno síly G_V od středu otáčení celého nájezdu

F_p ... síla pístu

R_p ... rameno síly F_p od středu otáčení celého nájezdu

(66)

Určení rozměru pístnice:

$$p = \frac{F_p}{S_p}$$

$$p = \frac{F_p}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}}$$

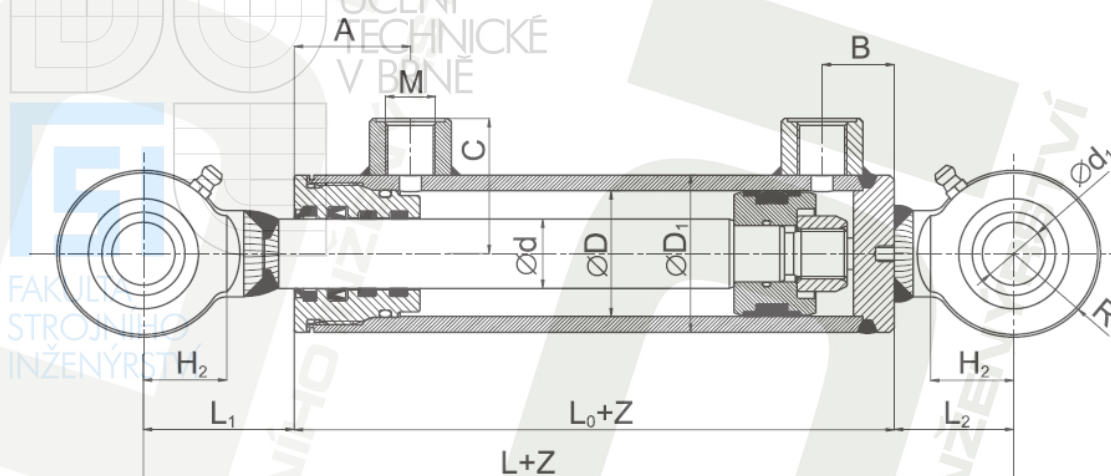
$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot p}}$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 35\,753}{\pi \cdot 10^7}}$$

$$d_p = 0,067 \text{ m}$$

S_p ... funkční plocha pístnice

Zvolený hydromotor EH – 70/45 x 570 - K



ØD	Ød	ØD ₁	Ød ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	H ₂	M	A	B	C	R	K	E	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. Ød	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
70	45	82	30	251	134	66	51	36,5	22x1,5	51	30	59	36,5	19	22	730	5,94 + Z x 0,02630

Obr. 50 Základní rozměry hydromotoru [5]

Potřebná délka zdvihu je zvolena na 550 mm, přičemž v počáteční i koncové poloze zůstane dostatečná vůle.

Hydromotor EH je sestaven ze svařované trubky s přesně opracovaným vnitřním průměrem v toleranci H9. Na ni jsou navařeny přípojovací hrdla pro vstup tlakového oleje s vnitřním závitem a zátka společně s pevným okem vále. Oko vále i oko pístní tyče je osazeno kloubovým ložiskem. Víko pro vedení pístní tyče spolu s těsníci prvky je našroubováno do trubky pláště vále. Na broušené – leštěné a chromované pístní tyči rozměrové tolerance f7 je z jedné strany navařeno závěsné oko, druhý konec tyče je osazen pístem. Hydromotory EH jsou určeny pro lehké provozní podmínky spíše s nižším počtem cyklů. [5]

TECHNICKÉ PODMÍNKY

Pracovní kapalina – hydraulicky minerální olej (OH-HM 32, OH-HM 46, OH-HM 64)

Požadovaná filtrace – min. 40 µm, doporučováno 25 µm

Teplotní rozsah – kapaliny -20°C ÷ +80°C

– okolí -20°C ÷ +70°C

Klimatická odolnost – mírné klima WT

Jmenovitý tlak – 16 MPa

Maximální tlak – 18 MPa

Zkušební tlak – 18 MPa

Pracovní rychlost – maximální $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

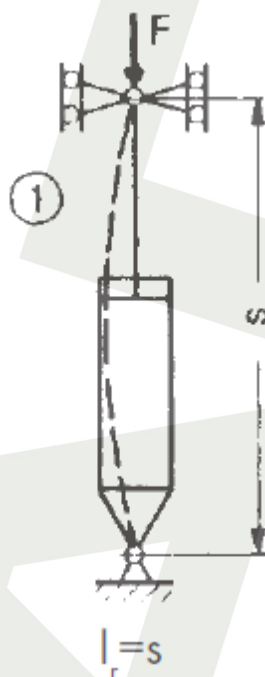
Hodnota odolnosti pístní tyče v solné komoře dle ISO 4540 – 120 hodin [5]

Kontrola pístu na vzpěr:

V tomto případě se uložení hydromotoru nejvíce podobá schematickému uložení na obr. 51.

$$s_{\min} = l_{\text{redmin}} = 923 \text{ mm}$$

$$s_{\max} = l_{\text{redmax}} = 1\,276 \text{ mm}$$



Obr. 51 Uložení hydromotoru [5]

Dle grafu vyhledáno [Příloha 2]:

Na vodorovné ose nalezena hodnota l_{redmin} . Kolmice vedená z této hodnoty protíná úsečku s uvedeným průměrem $d = 45 \text{ mm}$. Horizontální přímka vedená vzniklým průsečíkem ukazuje na svislých osách hodnotu maximální dovolené síly F_{dov} .

$$\text{Pro: } l_{\text{redmin}} = 923 \text{ mm a } \varnothing d = 45 \text{ mm} \rightarrow F_{\text{dov}} = 220 \text{ kN}$$

$$l_{\text{redmax}} = 1\,276 \text{ mm a } \varnothing d = 45 \text{ mm} \rightarrow F_{\text{dov}} = 120 \text{ kN}$$

V obou případech platí:

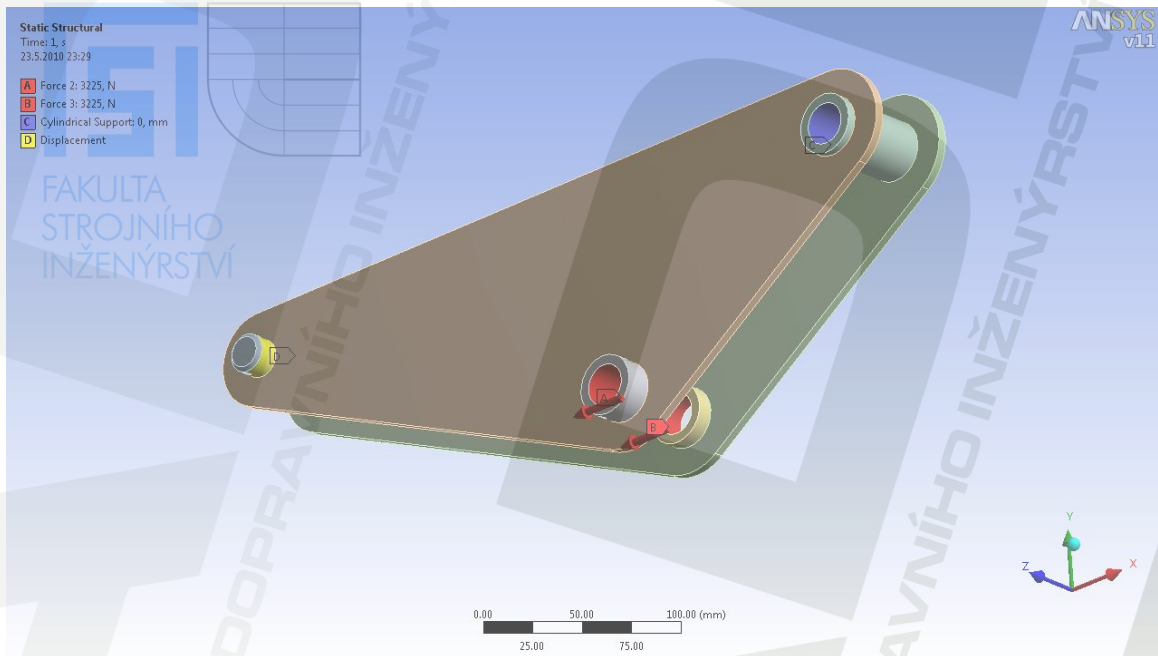
$$F_{\text{dov}} \geq F_p$$

$$150 \text{ kN i } 72 \text{ kN} \geq 35,7 \text{ kN}$$

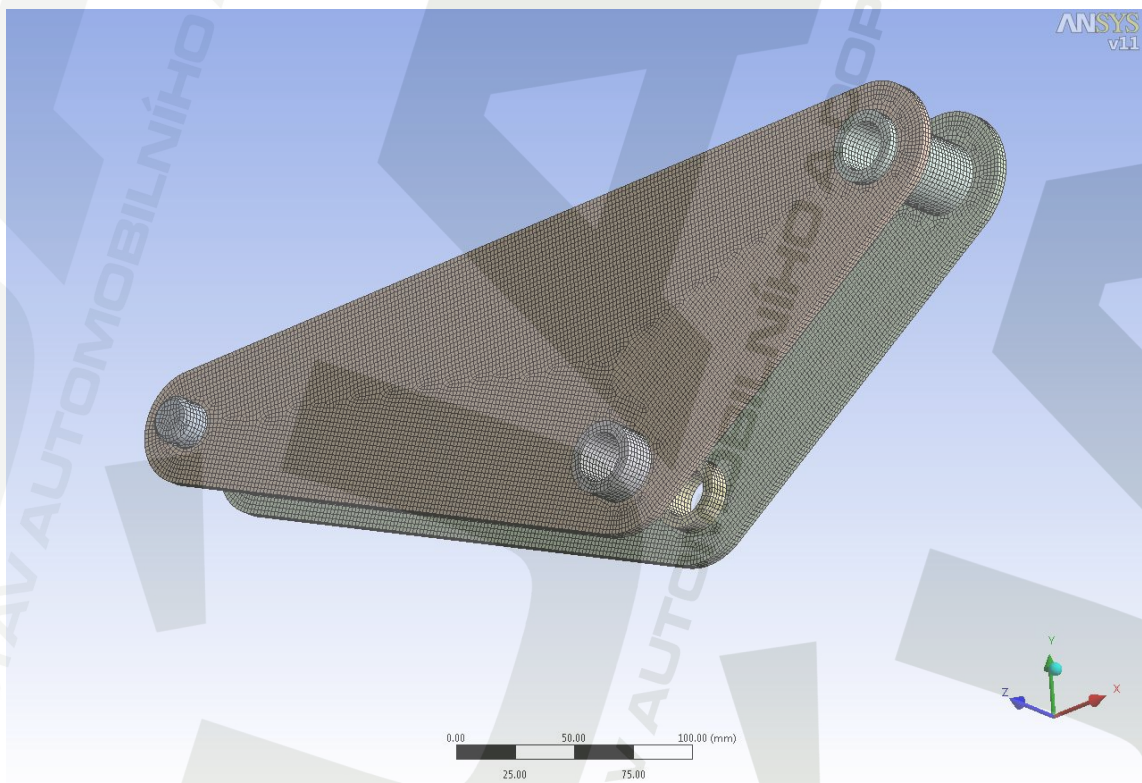
⇒ vyhovuje

4. Pevnostní analýza vybraných prvků

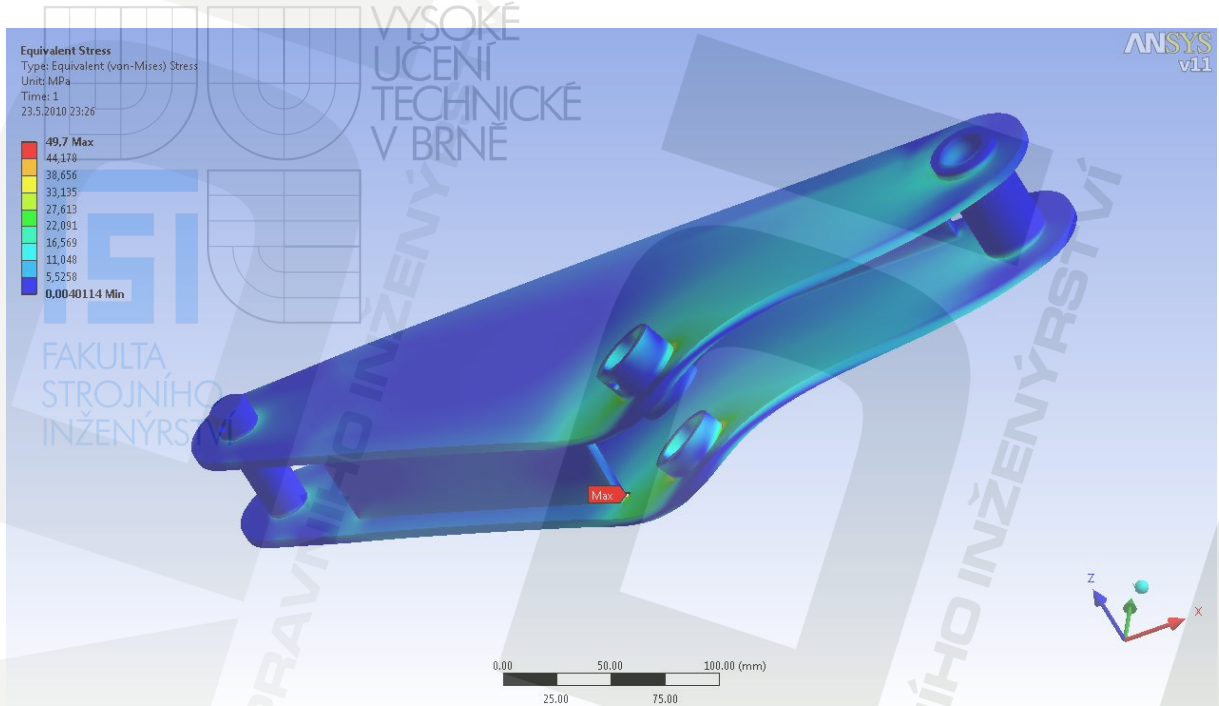
4.1 Analýza kulisy pomocí MKP



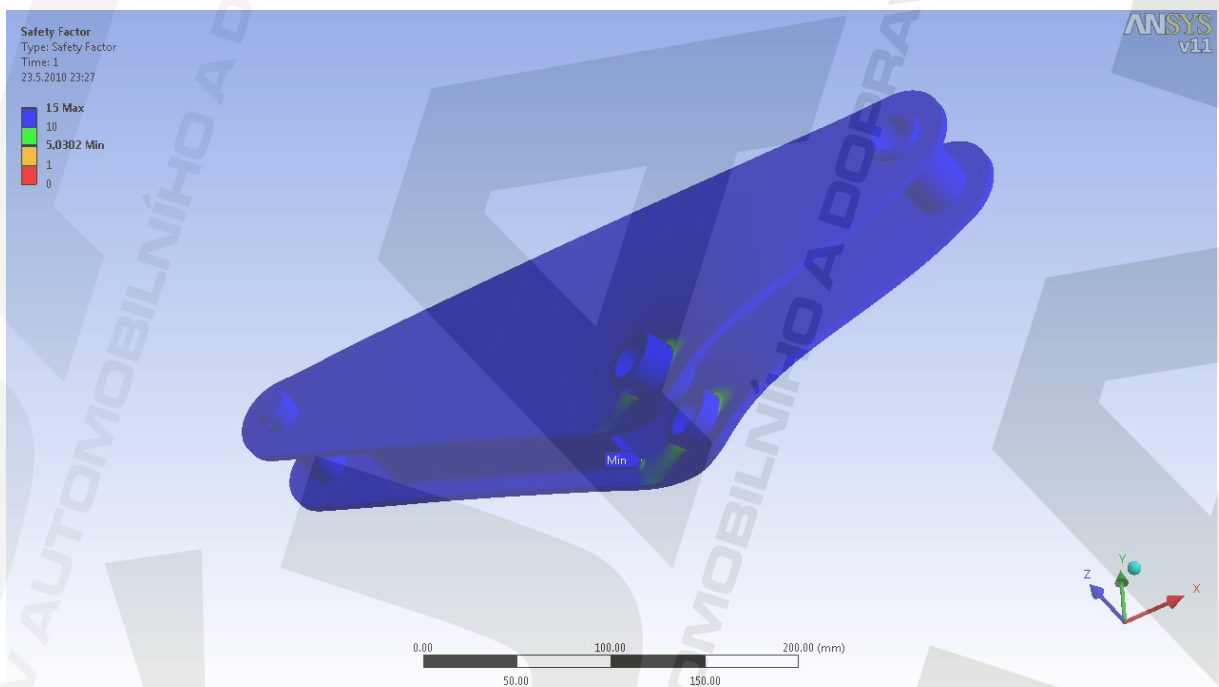
Obr. 52 Okrajové podmínky



Obr. 53 K vytvoření sítě použita metoda Hexdominant s velikostí prvků 2 mm



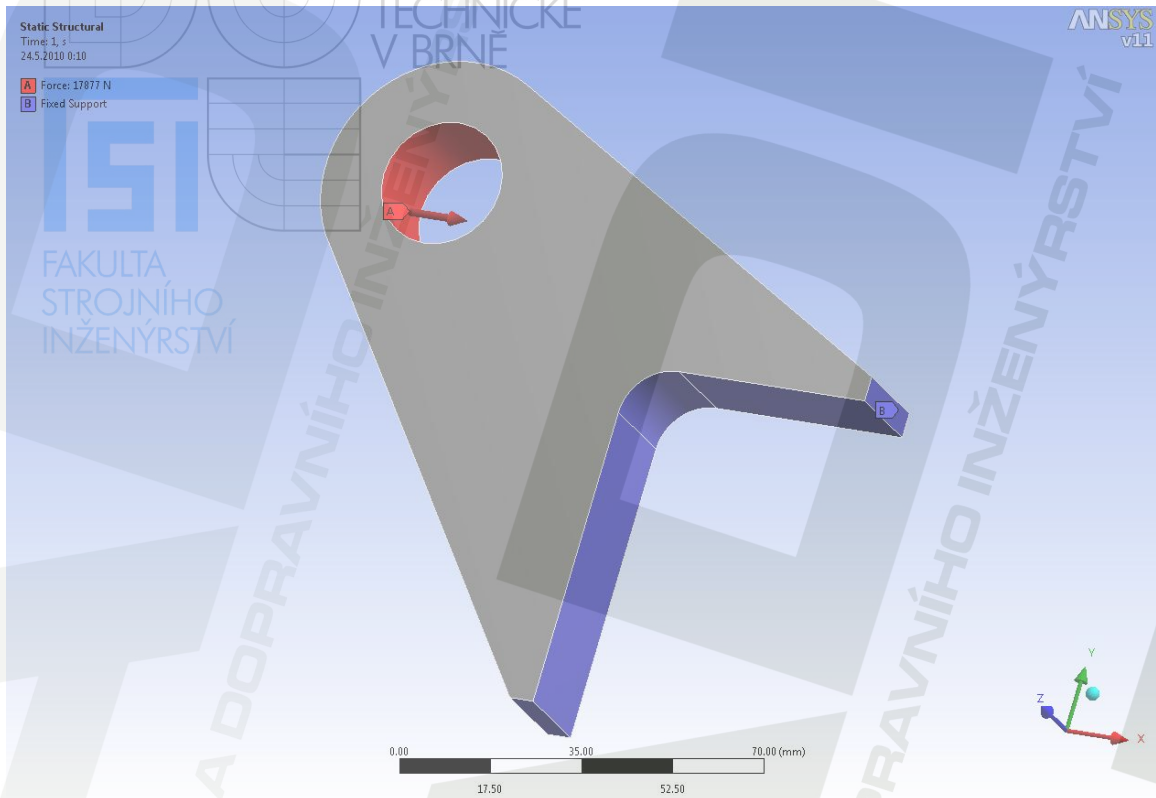
Obr. 54 Maximální napětí o velikosti 48,7 MPa zjištěno v místě dle obr.



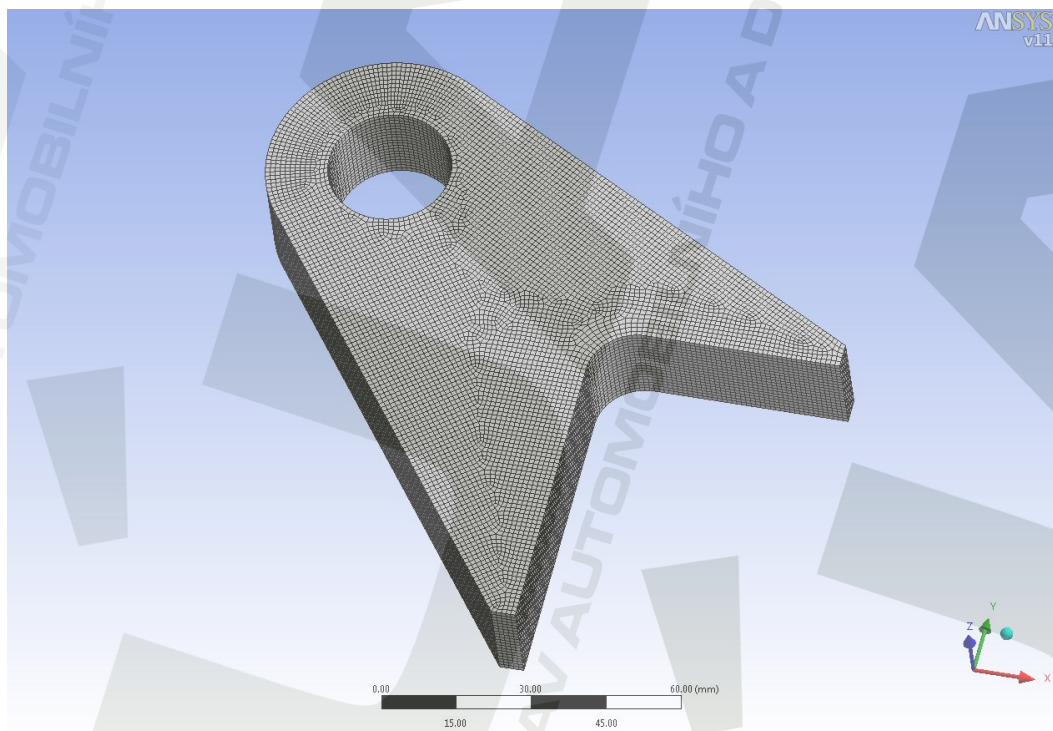
Obr. 55 Nejnižší hodnota bezpečnosti zjištěna 5,03 v místě dle obr.

S analýzy vyplývá, že zvolené konstrukční řešení kulisy je dostatečně bezpečné a napětí v něm vzniklá za provozu jsou přípustná.

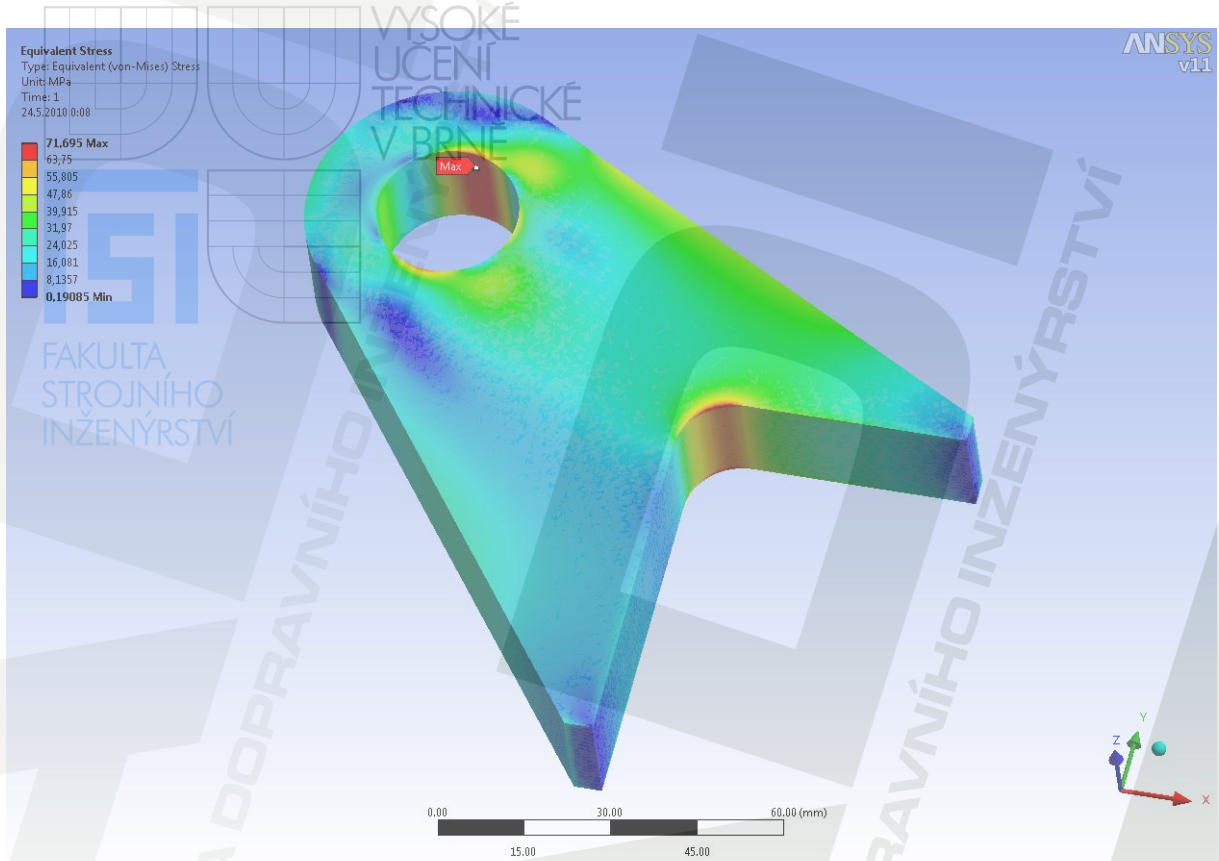
4.2 Analýza úchytu pístu hydromotoru pomocí MKP



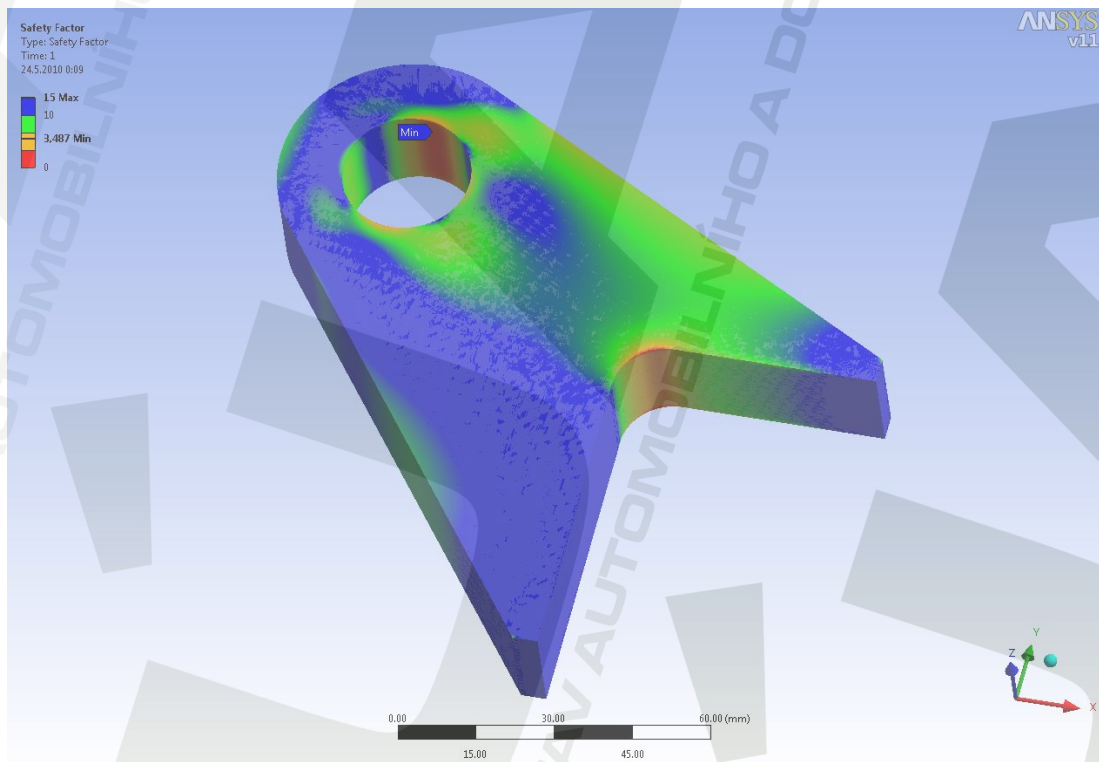
Obr. 16 Okrajové podmínky



Obr. 57 K vytvoření sítě použita metoda Hexdominant s velikostí prvků 1 mm



Obr. 58 Maximální napětí o velikosti 71,7 MPa zjištěno v místě dle obr.



Obr. 59 Nejnižší hodnota bezpečnosti zjištěna 3,5 v místě dle obr.

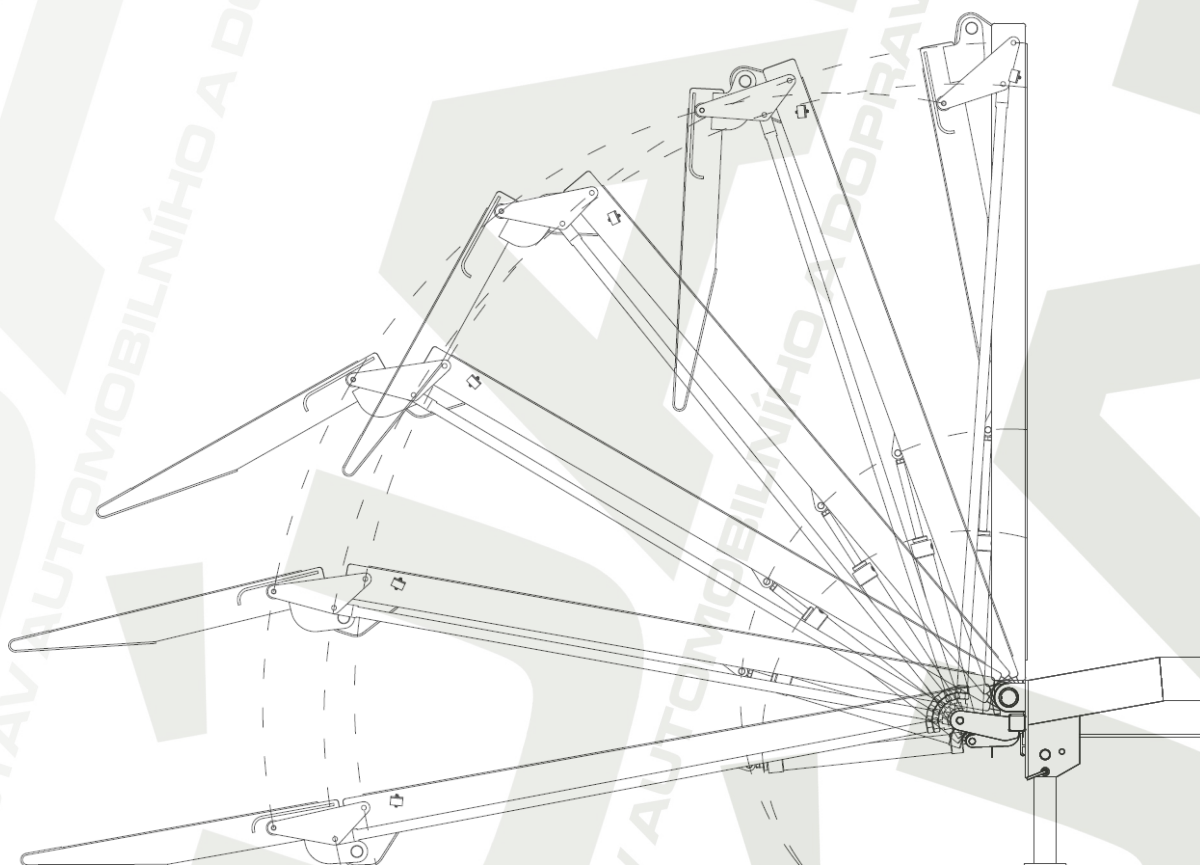
Původní zamýšlený tvar úchytu byl na základě výsledků analýzy modifikován zvětšením tloušťky z 10 mm na 20 mm, což mělo za následek zvýšení koeficientu bezpečnosti z 1,7 na současných 3,5.



5. Výsledky

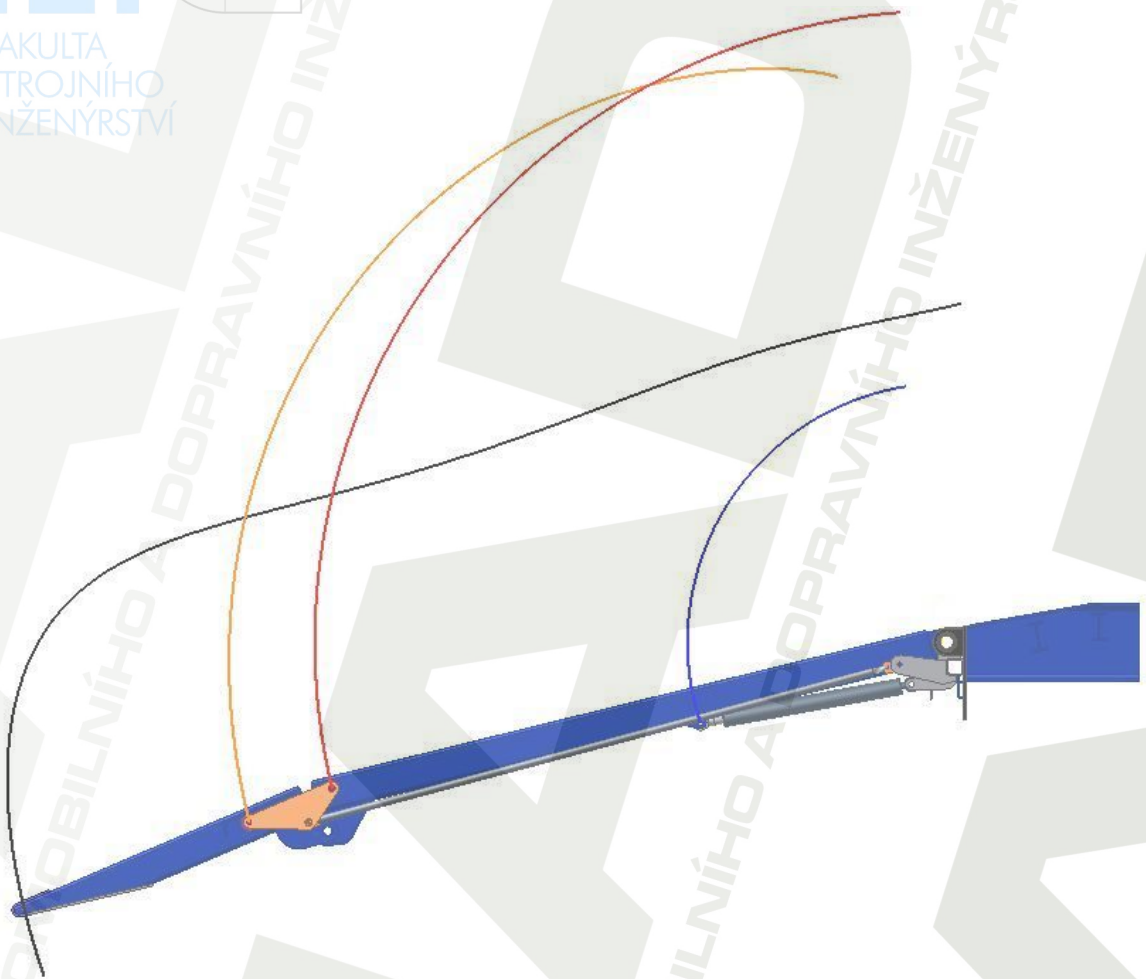
Pověřená osoba musí sklopit podpěry a zajistit je zajišťovacím kolíkem. Dále dojde k vypuštění měchů a dosednutí podpěr na zpevněný povrch. Následně se povolí kurtny a pomocí stavěcí tyče se nastaví správná rozteč nájezdů. Ručním pumpováním hydraulického agregátu HA25 – 3L dojde k postupnému sklápění nájezdů, což je znázorněno na obr. 60.

Důležité je, aby při celkovém dosednutí nájezdu, zůstala vůle mezi polyuretanovým kolem a opěrným plechem. Při nedodržení této vůle dojde k namáhání sklápěcího mechanismu, což následně může způsobit jeho trvalé deformace či mechanické poškození.



Obr. 60

Trajektorie vybraných bodů nájezdu při sklápění je zobrazena na následujícím obr. 61. Z černé stopy bodu na menším nájezdu je patrný téměř plynulý přechod koncového dílu ze svislé polohy do polohy sklopené. Trajektorie je poměrně plynulá s klesající tendencí, z čehož lze usuzovat, že při sklopení menšího nájezdu není vykonána nadbytečná energie.



Obr. 61

6. Závěr

Hlavním úkolem při zpracování této diplomové práce bylo navrhnout správný chod vhodného sklápěcího mechanismu pro sklápění zadních, dělených nájezdů. Nejprve byly podány tři návrhová řešení nájezdu, z nichž bylo zástupcem firmy SVAN Chrudim s.r.o. zvoleno jedno konečné řešení. Toto řešení bylo následně podrobně rozpracováno. S použitím prvotních podkladů došlo k vytvoření 3D modelu v systému Autodesk Inventor 10. Na základě výpočtů a s přihlédnutím k možnostem konstrukčního řešení, byl model postupně upravován, až k následnému výstupu výkresové dokumentace. Vytvořená varianta představuje koncepčně poměrně jednoduché řešení s minimalizací pohybových prvků. Trajektorie pohybu menšího dílu nájezdu vycházejí přijatelně a celkový chod sklápění je plynulý, bez náhlých rázů.

**Literatura:**

- [1] DRDLA, A. – MRŇÁK, L.: *Mechanika pružnost a pevnost*. 1. Vyd. Praha: Polygrafia 1981, 368 s. ISBN 5461-04-004-81
- [2] KOŽELOUH, B.: *Dřevěné konstrukce podle Eurokódu 5 STEP 1*. 1.vyd. Zlín: KODR, 1998.C19/9 s. ISBN 80-238-2620-4.
- [3] LEINVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky třetí, doplněné vydání*. Praha, Scientia, 1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-6
- [4] SVOBODA, P.; BRANDEJS, J.; KOVAŘÍK, R.; SOBEK, E.: *Základy konstruování. Výběr z norem pro konstrukční cvičení*. Brno, CERM 2001. 288 s. ISBN 80-7204-214-9

Webové stránky:




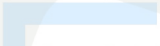






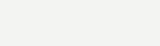
- [5] Hydraulics s.r.o. [online], 2010, [cit. 2010-05-10]. <<http://www.hydraulics.cz/>>
- [6] Feron, a.s. [online], 2010, [cit. 2010-05-10]. <<http://www.ferona.cz/>>
- [7] Goldhofer [online], 2010, [cit. 2010-05-10]. <<http://www.goldhofer.de/>>
- [8] Royal Nootboom Trailers B.V. [online], 2010, [cit. 2010-05-10]. <<http://www.nootboomgroup.com/>>
- [9] SVAN Chrudim, spol. s.r.o. [online], 2010, [cit. 2010-05-10]. <<http://www.svan.cz/>>
- [10] Wikipedie [online], 2010, [cit. 2010-05-10], < <http://cs.wikipedia.org/>>



8. Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Název veličiny	Jednotka
A_{sv}	nosný průřez svaru	mm^2
b	šířka fošny	m;mm
d	vnitřní průměr trubky táhla s kruhovým průřezem	m;mm
d_p	minimální průměr pístnice	m;mm
D	vnější průměr trubky táhla s kruhovým průřezem	m;mm
e	Vzdálenost nejvzdálenějších vláken od neutrální osy	m;mm
E	modul pružnosti v tahu pro ocel	N
F	síla od kola na jednu fošnu	N
F_1	síla, kterou přenáší levé oko velkého dílu nájezdu na osu	N
F_2	síla, kterou přenáší pravé oko velkého dílu nájezdu na osu	N
F_3	síla, kterou přenáší pravá patka většího dílu rámu	N
F_4	síla, kterou přenáší levá patka většího dílu rámu	N
F_5	síla, kterou přenáší pravá patka menšího dílu rámu	N
F_6	síla, kterou přenáší levá patka menšího dílu rámu	N
F_7	síla, kterou přenáší levá konzola podpěry	N
F_8	síla, kterou přenáší pravá konzola podpěry	N
F_9, F_{10}	síla, kterou přenáší podpěra	N
F_{dov}	dovolená síla působící na píst hydromotoru	N
F_A	reakce v místě patek velkého dílu nájezdu	N
F_B	reakce v místě upevnění nájezdu k ose	N
F_k	silová reakce kolečka na malý díl nájezdu	N
F_{kola}	Síla od jednoho kola	N
F_{kr}	kritická síla	N
F_L	síla na levé části konzoly	N
F_{L2}	síla, kterou přenášení levý závěs táhla	N
F_{oka}	zatěžující síla oka	N
F_p	síla vyvozená pístem	N
F_p	síla na pravé části konzoly	N
F_{p2}	síla, kterou přenášení pravý závěs táhla	N
F_{pod}	síla působící na podélník delšího nájezdu	N

F_S	síla působící na jeden nájezd:	N
F_{SC}	zatěžovací síla od stroje	N
F_{Sx}	složka síly F_S ve směru osy x	N
F_{Sy}	složka síly F_S ve směru osy y	N
F_T	síla táhla působícího na kulisu	N
F_V	výsledná síla, kterou musí nájezd přenést na osu:	N
$f_{m,d}$	návrhová hodnota pevnosti nosníku	MPa
$f_{m,k}$	je charakteristická pevnost v ohybu	1
G_V	tíhová síla působící na větší díl nájezdu	N
G_M	tíhová síla působící na malý rám	N
g	tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
h	tloušťka (síla) fošny	m;mm
I	kvadratický moment průřezu	m^4
j_{min}	poloměr setrvačnosti	m;mm
k	součinitel bezpečnosti	1
k_{mod}	je modifikační součinitel	1
l_p	vzdálenost příčníků	m;mm
l_{red}	redukováná délka	m;mm
M_{Omax}	maximální ohybový moment	Nm
m	hmotnost přepravovaného stroje	kg
n_1	počet pojezdových kol stroje	1
n_2	počet nájezdů	1
p_{D1}	dovolené napětí v tahu	MPa
q	spojité zatížení	$N \cdot m^{-1}$
R_k	rameno síly F_k od středu otáčení malého dílu nájezdu	m;mm
R_{k1}	rameno síly F_k od středu otáčení kulisy	m;mm
R_m	rameno síly G_M od středu otáčení malého dílu nájezdu	m;mm
R_{m1}	rameno síly G_M od středu otáčení celého nájezdu	m;mm
R_p	rameno síly F_p od středu otáčení celého nájezdu	m;mm
R_t	rameno síly F_T od středu otáčení kulisy	m;mm
R_V	rameno síly G_V od středu otáčení celého nájezdu	m;mm
S	plocha průřezu prutu	mm^2
S_{mat}	dosedací plocha matice	mm^2
S_p	funkční plocha pístitnice	mm^2
S_{tah}	dosedací plocha táhla	mm^2

W_o		průřezový modul v ohybu	m^3
α		úhel sklonu nájezdu vzhledem k horizontu	$^\circ$
α_A		úhel natočení	rad
λ		štíhlost prutu	1
γ_M		je dílčí součinitel spolehlivosti pro vlastnosti materiálu	1
λ_m		mezní štíhlost	1
σ_o		napětí v ohybu	MPa
σ_{odov}		dovolené napětí v ohybu	MPa
τ		smykové napětí	MPa
$\tau_{ }$		smykové napětí rovnoběžné s rovinou svaru	MPa
τ_{\perp}		smykové napětí kolmé na rovinu svaru	MPa

9. Seznam příloh

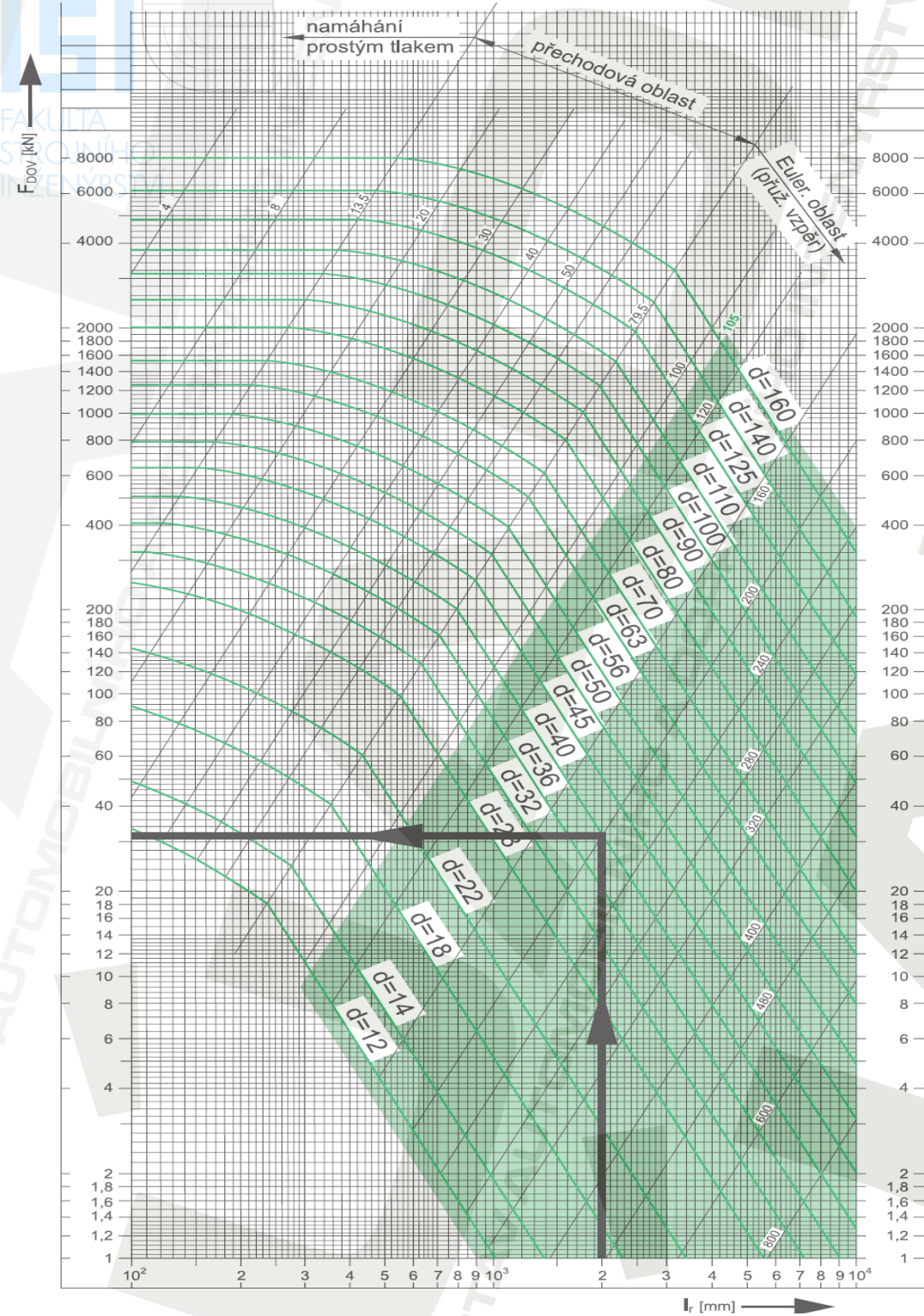
Příloha 1

Diagram vzpěrné pevnosti

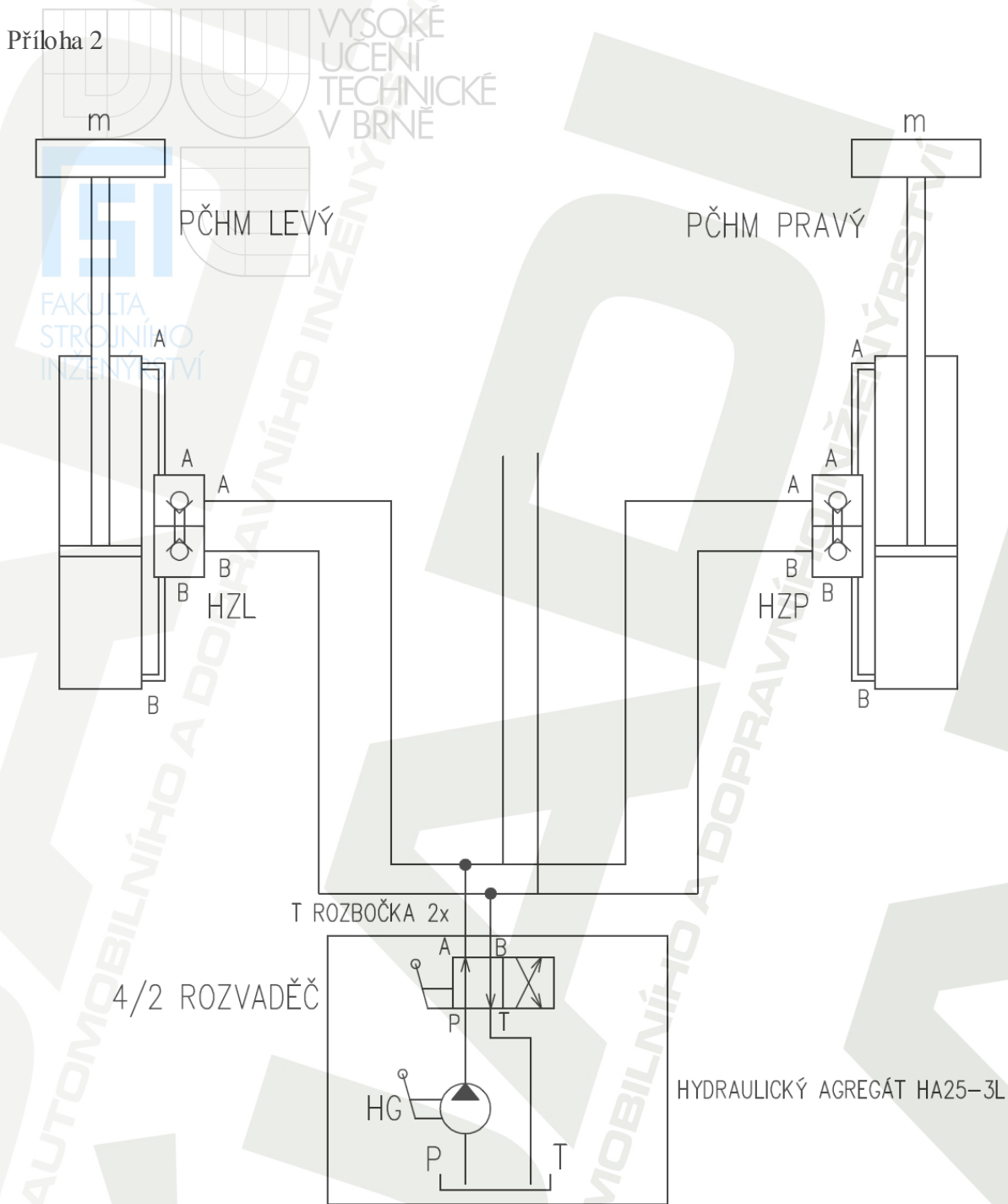
Příloha 2

Schéma hydraulického obvodu

Příloha 1



Příloha 2



HZA a HZP ... HYDRAULICKÝ ZÁMEK

== ...VEDENÍ OLEJE TRUBKOU

— ...VEDENÍ OLEJE HADICÍ