



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## MANIPULAČNÍ VOZÍK

HANDLING TRUCK

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. PAVEL HOUŠŤ

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Pavel Houšť

který/která studuje v **magisterském 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 :

### **Manipulační vozík**

v anglickém jazyce:

### **Handling truck**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh manipulačního vozíku, který má minimalizovat ruční namáhavou práci při manipulaci s brzdovými bubny při opravách nákladních vozidel. Vozík má výrazně omezit ruční zvedání a přenášení bubnů.

Cíle diplomové práce:

Vypracujte technickou zprávu obsahující zejména :

- konstrukční návrh ručně vedeného manipulačního vozíku
- kontrolní výpočty konstrukčních uzlů
- pevnostní výpočet rámu vozíku

Nakreslete :

- základní výkresovou dokumentaci vozíku

Seznam odborné literatury:

GAJDŮŠEK, J.: Projektování systémů manipulace s materiálem, VUT v Brně, 1989

Hlavenka, B.: Manipulace s materiálem: systémy a prostředky manipulace s materiálem, vyd.,4.,Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008, 164 s., ISBN: 978-80-214-3607

HAVLÍČEK, J. a kol.: Provozní spolehlivost strojů, SZN v Praze, 1983

Vedoucí diplomové práce : Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13

V Brně, dne 16.11.2012

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Dekan fakulty

## **Abstrakt**

Práce popisuje způsob manipulace s těžkými brzdovými bubny. Ukazuje nevhodné pohyby pracovníků, kteří s břemeny manipulují, a které bývají častým zdrojem pracovních úrazů. Ukazuje a popisuje možné způsoby konstrukčních řešení manipulačního vozíku. V závěru diplomové práce je rozpracované jedno řešení včetně výkresové dokumentace a výpočtů.

## **Klíčová slova**

manipulační vozík, brzdové bubny

## **Abstract**

The thesis describes handling specifications heavy with brake drums. Shows the improper movements of workers who manipulate the loads, which are frequent a source of accidents. Shows the and describes possible ways of construction solutions handling truck. In conclusion the work is in progress one solution including drawings and check calculation.

## **Key words**

handling truck, brake drums

### **Bibliografická citace**

HOUŠŤ, Pavel. Brno: Manipulační vozík, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 85 s. Vedoucí diplomové práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto závěrečnou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité prameny a literaturu, ze kterých jsem čerpal informace.

V Brně dne 20.5.2013

.....

podpis

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu své závěrečné práce Ing. Přemyslu Pokornému Ph.D., který mi svými praktickými radami a bohatými zkušenostmi v oblasti ocelových konstrukcí velmi pomohl s vypracováním mé závěrečné diplomové práce.

Dále děkuji panu Ing. Jiřímu Finstrlemu, zaměstnanci Dopravního podniku města Brna a.s., který zastává funkci vedoucí technické kontroly, který byl tak ochotný a zaštil mou práci za zaměstnavatele.

Poděkování zaslouží také vedení trolejbusové dopravy Dopravního podniku města Brna a.s. za vstřícný přístup a ochotu při řešení problému s manipulačním vozíkem. Další poděkování patří pracovníkům p. Radomíru Kudláči a p. Bronislavu Mauerovi za realizaci a pomoc při samotné výrobě vozíku.

## OBSAH

ÚVOD .....	9
ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE .....	11
1 POHYBY BŘEMENE .....	12
1.1 VÝCHOZÍ POZICE .....	12
1.2 POHYB VERTIKÁLNÍ.....	13
1.3 POHYB HORIZONTÁLNÍ .....	14
1.4 KONEČNÁ POLOHA .....	15
2 POHYB HORIZONTÁLNÍ .....	16
3 POHYB VERTIKÁLNÍ .....	17
3.1 ZVEDÁNÍ BŘEMENE .....	17
3.1.1 MECHANICKÝ ZPŮSOB .....	18
3.1.2 HYDRAULICKÝ ZPŮSOB.....	19
3.2 VERTIKÁLNÍ VEDENÍ .....	20
3.2.1 VEDENÍ POMOCÍ ODVALOVÁNÍ .....	20
3.2.2 VEDENÍ KLUZNÉ .....	21
3.2.3 SUMMARY .....	22
4 TECHNICKÁ ZPRÁVA .....	24
4.1 ZÁKLADNÍ TECHNICKÁ DATA .....	25
4.2 OBSAH TECHNICKÉ ZPRÁVY .....	26
4.3 SLOVNÍK SYMBOLŮ A JEDNOTEK .....	27
4.4 ÚVOD TECHNICKÉ ZPRÁVY .....	29
4.5 KONSTRUČNÍ NÁVRH MANIPULAČNÍHO VOZÍKU .....	30
4.6 VÝPOČTOVÁ ČÁST .....	41
ZÁVĚR .....	79
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	80
SEZNAM PŘÍLOH .....	81

## ÚVOD

**Manipulační vozík** - pod tímto pojmem si může každý z nás představit cokoli. Někdo si představí malinký vozíček na převoz drobností, např. nákupu, u jiného vyvolá pojem manipulačního vozíku monstrum, které dokáže převést železniční vagón či automobilovou cisternu. S určitostí však můžeme tvrdit, že každý manipulační vozík slouží k ulehčení práce a manipulace s jakýmkoli materiálem.

Od doby, kdy lidé začali pracovat, hledali způsoby, jak si práci ulehčit a tak hledali a vymýšleli různé pomůcky. Ovšem s pomůckami přišly různé nehody a úrazy. Začali tedy hledat metody, jak toto nebezpečí odstranit. Vznikl institut bezpečnosti práce, který má za úkol legislativně ošetřit nebezpečné činnosti.

Pokud máme v zadání manipulační vozík, který má výrazně omezit zvedání těžkých břemen, v našem případě brzdových bubnů, narazíme např. na zákon 262/2006Sb., v platném znění, známý jako "Zákoník práce". Více konkrétnější je však zákon 309/2006Sb., v platném znění, "kterým se upravují další požadavky bezpečnosti a ochrany zdraví při práci v pracovněprávních vztazích a o zajištění bezpečnosti a ochrany zdraví při činnosti nebo poskytování služeb mimo pracovněprávní vztahy". Zákon je známý jako "zákon o zajištění dalších podmínek bezpečnosti a ochrany zdraví při práci".

Mezi mnoha požadavky narazíme také v "*§5 Požadavky na organizaci práce a pracovní postupy*". V odstavci 1), pod písmenem f se dočteme ..... "*aby zaměstnanci nevykonávali ruční manipulaci s břemeny, která může poškodit zdraví, zejména páteř*"<sup>1</sup>. Tentýž zákon v "*§ 7 Rizikové faktory pracovních podmínek a kontrolovaná pásma*"<sup>1</sup> dává zaměstnavateli povinnost rizikové faktory nejen vyhledávat, ale i eliminovat. V odstavci 1) se uvádí "*Jestliže se na pracovištích zaměstnavatele vyskytují rizikové faktory, je zaměstnavatel povinen pravidelně, a dále bez zbytečného odkladu vždy, pokud dojde ke změně podmínek práce, měřením zjišťovat a kontrolovat jejich hodnoty a zabezpečit, aby byly vyloučeny nebo alespoň omezeny na nejmenší rozumně dosažitelnou míru. .... Rizikovými faktory jsou zejména faktory fyzikální (např. hluk, vibrace), .... fyzická zátěž....*"<sup>1</sup>. Bližší požadavky upřesňuje prováděcí předpis, kterým je Nařízení vlády 361/2007Sb., v platném znění, "*kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci*"<sup>2</sup>, kde se v §2, odstavci 1) "*.....fyzická zátěž se člení na celkovou fyzickou zátěž, lokální svalovou zátěž, pracovní polohy a manipulaci s břemeny*". V §28 "*Ruční manipulací s břemenem*"<sup>2</sup> se uvádí "*Ruční manipulací s břemenem se rozumí přepravování nebo nošení jedním nebo současně více zaměstnanci včetně jeho zvedání, pokládání, strkání, tahání, posunování nebo přemísťování, při kterém v důsledku vlastností břemene nebo nepříznivých ergonomických podmínek může dojít k poškození páteře zaměstnance....*"<sup>2</sup>

<sup>1</sup> zákon č.309/2006Sb., v platném znění

<sup>2</sup> nařízení vlády č.361/2007Sb., v platném znění

V §29, odst.2) se uvádí "*Přípustný hygienický limit pro hmotnost ručně manipulovaného břemene přenášeného mužem při občasném zvedání a přenášení je 50 kg, při častém zvedání a přenášení 30 kg.....*"<sup>3</sup>

V příloze 5, části C se za nepřijatelnou polohu považuje u

*" statické polohy trupu - předklon trupu větší než 60 st".*<sup>3</sup>

*" dynamické polohy - předklon trupu větší než 60 st. při frekvenci větší nebo rovné 2/min".*<sup>3</sup>

Pokud víme, že brzdové bubny používané u trolejbusové dopravy se pohybují v rozmezí 55 kg až 65 kg, je problematika manipulačního vozíku opodstatněná a v souladu s výše uvedenou legislativou.

---

<sup>3</sup> nařízení vlády č.361/2007Sb., v platném znění

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

- a) provést rozbor pohybů pracovníka s poukázáním na nebezpečné polohy
- b) zmapovat možné způsoby vedení pohybu horizontálním směrem a vertikálním směrem
- c) z rozboru vytipovat nejvhodnější způsoby vedení pro daný zadaný úkol
- b) navrhnout jednoduchý manipulační vozík pro manipulaci s brzdovými bubny
- d) vypracovat základní výkresovou dokumentaci pro zvolený manipulační vozík
- e) na základě výkresové dokumentace a zvolených materiálů provést pevnostní výpočet základního rámu
- f) na základě výkresové dokumentace a zvolených materiálů provést kontrolní výpočty důležitých konstrukčních uzlů

Zadání diplomové práce je v souladu s mým studijním zaměřením, pracovní náplní a v souladu s přáním zaměstnavatele pro ulehčení manipulace s brzdovými bubny při údržbě trolejbusů. Dopravní podnik města Brna a.s. provádí údržbu mnoha typů vozidel městské hromadné dopravy, tramvají, autobusů, trolejbusů i lodí. Manipulační vozík, který se má navrhnout, bude sloužit hlavně při údržbě trolejbusů, ale může být použit i při údržbě autobusů.

Má být jednoduchý, lehký, má se s ním lehce manipulovat a měl by být, pokud možno, ručně vedený. Jeho základním pohybem má být zvedání materiálu vertikálním směrem a pojezd horizontálním směrem. Brzdové bubny je třeba zvednout ze země a přiblížit k náboji nápravy. S největší pravděpodobností se bude jednat o účelový vozík, který bude sloužit pouze pro manipulaci s brzdovými bubny.

# 1. POHYBY BŘEMENA

Při rozboru předpokládaného pohybu, vyjdeme z požadavku, kdy je třeba buben zvednout přibližně 30 cm nad podlahu a nasadit jej na náboj kola. To znamená pohyb vertikální, vzhůru při zvedání a směrem dolů při demontáži. Dále pohyb horizontální směrem k náboji při nasazování a od náboje při demontáži. Pro značně stísněný prostor toto provádí pouze jeden pracovník, který má velmi nevhodně ohnutá záda. A právě tento pohyb, či manipulace bývá častým zdrojem pracovních úrazů.

## 1.1 VÝCHOZÍ POZICE



obr. 1-1

(foto autor)

Výchozí pozice ukazuje postavení brzdového bubnu těsně před montáží na náboj předního kola. Pozice vychází z předpokladu, že výška náboje je přibližně ve výši, v jaké dochází k demontáži kola, tzn. demontáže pneumatiky s ráfkem. Jistě by se dalo s nábojem pohybovat nahoru i dolů, ale potom by se muselo opět manipulovat s celým vozidlem, abychom zpětně namontovali kolo, což by byla zbytečná časově ztrátová a zbytečná manipulace navíc.

## 1.2 POHYB VERTIKÁLNÍ PŘI ZVEDÁNÍ BUBNU



obr. 1-2

(foto autor)

Fotografie ukazuje pracovníka, jak brzdový buben zvedá ze země do výše 300 mm nad podlahou. Z obrázku je patrná poloha trupu při zvedání. Právě tento pohyb bývá pro tuto činnost nebezpečný. Pracovník se nemůže narovnat, neboť potom by nebylo možné nasadit buben na náboj.

### 1.3 POHYB HORIZONTÁLNÍ PŘI NASAZOVÁNÍ BUBNU



obr. 1-3

(foto autor)

Obr. 1-3 navazuje na předchozí fotografii. Pracovník v náruči s brzdovým bubnem vykonává horizontální pohyb do podběhu. S těžkým břemenem a v předklonu se snaží nasadit buben na náboj. Zpravidla se nasazení nepodaří na první pokus, protože na náboji jsou naraženy kolové šrouby. Po zjištění vlastní polohy a natočení bubnu se buben nasune až do konečné polohy.

## 1.4 KONEČNÁ POLOHA BUBNU



obr. 1-4

(foto autor)

Celý tento proces vykonává zpravidla jeden zdravotně velmi zdatný pracovník. Je to práce těžká a namáhavá.

## 2. POHYB HORIZONTÁLNÍ

Provádět rozbor pohybu v horizontálním směru je v celku zbytečné. Budeme pouze vycházet z předpokladu, že vozík se bude pohybovat v dílenském provozu, kde bývá podlaha zpravidla rovná, bez nějakých velkých nerovností. Můžeme si tedy dovolit zvolit např. kola transportní pogumovaná o průměru 85 mm. Mohli bychom zvolit i plastová, ale přeci jen se může drobná nerovnost v podlaze objevit, proto volíme pogumovaná pro lepší tlumení při pohybu. Nosnost zvolených kol je dle výrobce 50 kg na jedno kolo. Zvolená kola tedy více než vyhovují našim podmínkám, kdy odhadujeme hmotnost celého vozíku i s bubnem okolo 120 kg. Pro potřeby pohybu dopředu a do stran namontujeme jeden pár kol pevných a druhý pár kol bude otočných s brzdou. Tuto kombinaci volíme pro lepší ovladatelnost daného vozíku. Pokud bychom zvolili transportní kola všechna otočná nebo všechna pevná, manipulace do konečné polohy by byla více náročná.



obr. 2-1

(foto autor)

Na ilustračním obr. 2-1 je zachycen dílenský vozík s pogumovanými koly, se kterými počítáme u manipulačního vozíku. Vzdálenější kola jsou pevná, bližší jsou otočná s brzdou.

### **3. POHYB VERTIKÁLNÍ**

Pohyb vertikálním směrem rozdělíme na zvedací pohyb vlastního břemene a možné způsoby vlastního vedení konstrukce. Pro lepší ilustraci si na fotkách ukážeme a velmi stručně popíšeme jen některé možné způsoby možného zvedání brzdového bubnu a možné způsoby vedení rámu konstrukce vůči základnímu rámu.

#### **3.1 ZVEDÁNÍ BŘEMENE**

Břemena lze zvedat mnoha způsoby. Při ilustracích použijeme jen teoreticky možné způsoby zvedání. Způsoby, které nejsou vhodné pro řešení našeho problému, vynecháme. Pro naše řešení je možné zvedání mechanicky, elektromechanicky, elektrohydraulicky, hydraulicky, příp. kombinace všech způsobů.

### 3.1.1 MECHANICKÝ ZPŮSOB ZVEDÁNÍ BŘEMENE



obr. 3-1

(foto autor)

Ilustrační obr. 3-1 nám ukazuje jeden ze skutečně možných způsobů zvedání břemene. Použití trapézového závitu s vhodnou maticí by mohl být použit. Za výhodu můžeme považovat samosvornost závitu. Mezi další výhody, které bychom mohli využít je plynulé zvedání do konečné polohy. Oproti ilustračnímu obrázku by bylo nutné najít vhodný převod na hlavě závitu. Potřebovali bychom, aby se klička pohonu otáčela ve vertikální rovině a nikoli ve vodorovné, jak ukazuje obrázek.

Při použití tohoto způsobu zvedání bychom museli navržený šroub zkontrolovat na vzpěr, otláčení v závitech a jiné kontrolní výpočty.

### 3.1.2 HYDRAULICKÝ ZPŮSOB ZVEDÁNÍ BŘEMENE



obr. 3-2

(foto autor)

Obr. 3-2 nám ukazuje jeden z možných způsobů použití hydraulického zvedání břemene. Za povšimnutí stojí dvojice hydraulických válců, kterými se zvedá břemeno. Zvedání se provádí ručním čerpadlem. Zajímavostí je využití rámu vozíku jako zásobárna oleje. Při vhodné volbě hydraulických válců odpadne např. výpočet na vzpěr. Pokud bychom chtěli tento způsob použít u našeho manipulačního vozíku, museli bychom vyřešit, kam umístit nádobu na olej.

## 3.2 ZPŮSOBY VERTIKÁLNÍHO VEDENÍ

Při hledání možného způsobu vedení vertikálním způsobem, jsem mnoho možností reálně použitelných nenašel. Vertikální vedení musí zajistit minimálně tři důležité vlastnosti. Jedna z nich je, aby zvedání nevykazovalo nadbytečný odpor, mělo by jít lehce. Druhou důležitou vlastností je, aby zvedaný předmět byl pokud možno stále ve svislé rovině. Břemeno by se nemělo naklánět dopředu, dozadu a ani do boku. To je třetí důležitá vlastnost vertikálního vedení.

### 3.2.1 VEDENÍ POMOCÍ ODVALOVÁNÍ



obr. 3-3

(foto autor)

Jeden z možných způsobů, jak se by mohlo vyřešit vedení v základním rámu. Odvalování se děje pomocí válečku, který se odvaluje po vertikální stojině. Z obrázku to není zcela patrné, ale naproti válečku je uložený další váleček, který zabraňuje možnému převrácení břemene. Za povšimnutí také stojí, že váleček je na vnitřní straně opatřený zvýšeným okrajem, který zajišťuje jeho boční stabilitu.

### 3.2.2 VEDENÍ KLUZNÉ PŘI ZVEDÁNÍ



obr. 3-4

(foto autor)

Na ilustračním obr. 3-4 je vidět kluzné vedení. Kluzné vedení na obrázku tvoří nějaký kruhový profil, s největší pravděpodobností silnostěnná trubka, po které klouže další trubka, tentokrát tenkostěnná. Tento způsob vertikálního vedení splňuje dvě ze tří potřebných vlastností. Vedení trubka po trubce zajistí, že se břemeno nenakloní dopředu ani dozadu. Slabinou tohoto způsobu je, že dochází ke značnému tření a může za určitých podmínek dojít i ke křížení mezi dvěma svislými stojinami. Tento způsob vyžaduje časté mazání styčných ploch a menší hmotnosti zvedacích břemen.

Shodou okolností se na obr. 3-4 podařilo zachytit i možný způsob vertikálního zvedání pomocí lichoběžníkového závitu s umístěnou převodovkou na hlavě šroubovice. Z obrázku je možné odhadnout, že se jedná s největší pravděpodobností o starý zvedák ke starším typům vozidel Škoda. Ovšem umístění zvedacího elementu k jedné straně může znamenat nerovnoměrné zvedání a křížení rámu.

### 3.2.3 SUMMARY



obr. 3-5

(foto autor)

V předcházejících kapitolách byly představeny a stručně popsány metody, jakým způsobem by moly být řešeny některé problémy. Ilustrační obr. 3-5 zobrazuje jakým způsobem je vyřešená problematika zvedání a vedení u vysokozdvizného vozíku. Tento způsob mě inspiroval k řešení mojí problematiky. Zvedání břemene je řešeno pomocí jednoho hydraulického motoru (dále válece). Válec je umístěný uprostřed rámu tak, aby byla zajištěná rovnoměrné zvedání břemene. Vedení vertikálním směrem je provedené v U profilu. Po bocích tohoto profilu se odvalují ložiska a proti bočnímu naklonění jsou v blízkosti U profilu pásnice, na kterých jsou čepy s ložisky.

V tomto odstavci je popsán způsob zvedání, který bude dále rozpracován jak po stránce výkresové, tak po stránce výpočtové. A právě výpočtová část zabírá větší část této práce. Ve výpočtové části jsou použity metody jak výpočtu analytické (ručně provedený výpočet), tak metody výpočtu pomocí softwaru. Oba způsoby jsou zvoleny záměrně, aby demonstrovaly, že využití obou metod je v praxi možný.

Ruční způsob výpočtu je použit pro jednodušší, pomocné a doplňkové výpočty. Tento způsob výpočtu má dále poukázat, jak se dají získané odborné znalosti uplatnit při výpočtech. Dále

má tento způsob výpočtu ukázat na nutnou práci s odbornou literaturou, kdy je nutné s v odborné literatuře rychle orientovat, potřebnou literaturu vyhledat a požadované údaje z ní získat a umět z této literatury tyto data správně aplikovat.

Při výpočtech pomocí softwaru je ukázáno, že právě tento způsob výpočtů je v současné době nedílnou součástí každého návrhu. Je tedy nutné umět situaci vhodně namodelovat, zatížit a tím získat ucelený přehled o reakcích, napětích příp. deformacích. Dále je potřebné konečné výsledky výpočtu správně analyzovat a vyvodit z nich ten správný úsudek a závěr.

Tyto informace o výpočtech jsou uvedeny na tomto místě, abych nemusel v technické zprávě u každého výpočtu zdůvodňovat použití jednoho či druhého způsobu.

## **4. TECHNICKÁ ZPRÁVA**



**DOPRAVNÍ PODNIK MĚSTA BRNA a.s.**

**HLINKY 151, 656 46 BRNO**

**PROVOZOVNA : TROLEJBUSOVÁ DOPRAVA**

**MANIPULAČNÍ VOZÍK**

(technická zpráva v rámci diplomové práce)

20.května 2013  
Bc. Pavel Houšť

## 4.1 ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE

### 4.1.1 Délkové rozměry a zdvih

Rozměry délek a zdvihu vychází z konstrukce a výkresové dokumentace.

Délka  $D=700$  mm

Šířka  $\check{S}=680$  mm

Výška  $V=856$  mm

Zdvih minimální  $Z_{nim}=300$  mm

Zdvih maximální  $Z_{max}=680$  mm

### 4.1.2 Hmotnosti a nosnost

Hmotnosti jednotlivých komponentů vychází ze zvoleného materiálu, příp. jiných technických parametrů.

Základní rám včetně madel  $m_{zi}=17,5$  kg

Pohyblivý rám včetně ložisek  $m_{pr}=5,2$  kg

Hydraulický zvedák  $m_{hz}=10,2$  kg

Pevné kolečka (2ks)  $m_{ko}=0,9$  kg

Otočná kolečka (2ks)  $m_{ko}=1,2$  kg

Jmenovitá hmotnost  $m_j=65$  kg

Maximální hmotnost  $m_{max}=165$  kg

Nosnost vozíku vychází z nosnosti jednoho kolečka

Nosnost maximální  $n_{max}=200$  kg

Pohotovostní hmotnost  $m_{poh}=35$  kg

Hmotnost se jmenovitým zatížením  $m_{cj}=100$  kg

Hmotnost celková maximální  $m_{cmax}=200$  kg

## **4.2 OBSAH TECHNICKÉ ZPRÁVY**

<b>4 TECHNICKÁ ZPRÁVA .....</b>	<b>24</b>
<b>4.1 ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE .....</b>	<b>25</b>
<b>4.2 OBSAH TECHNICKÉ ZPRÁVY.....</b>	<b>26</b>
<b>4.3 SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ.....</b>	<b>27</b>
<b>4.4 ÚVOD TECHNICKÉ ZPRÁVY.....</b>	<b>29</b>
<b>4.5 KONSTRUČNÍ NÁVRH MANIPULAČNÍHO VOZÍKU .....</b>	<b>30</b>
<b>4.5.1 KOLEČKA HORIZONTÁLNÍHO POHYBU.....</b>	<b>35</b>
<b>4.5.2 HYDRAULICKÝ ZVEDÁK .....</b>	<b>36</b>
<b>4.5.3 ZÁKLADNÍ RÁM .....</b>	<b>37</b>
<b>4.5.4 POHYBLIVÝ RÁM .....</b>	<b>39</b>
<b>4.6 VÝPOČTOVÁ ČÁST .....</b>	<b>41</b>
<b>4.6.1 VÝPOČET POJEZDOVÝCH KOLEČEK .....</b>	<b>41</b>
<b>4.6.2 VÝPOČET HYDRAULICKÉHO ZVEDÁKU .....</b>	<b>41</b>
<b>4.6.3 VÝPOČET TĚŽIŠTĚ BRZDOVÉHO BUBNU .....</b>	<b>41</b>
<b>4.6.4 VÝPOČET POHYBLIVÉHO RÁMU .....</b>	<b>48</b>
<b>4.6.5 VÝPOČET ZÁKLADNÍHO RÁMU .....</b>	<b>55</b>

### 4.3 SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

- a - nosný průřez sváru
- $b_i$  - délkový rozměr bubnu
- c,d - délkový rozměr profilu
- $d_i$  - vnitřní průměr bubnu
- $d_n$  - počet dní v roce
- $d_{z0}$  - parametr tuhosti klopení
- h - výška profilu
- $k_e$  - koeficient bezpečnosti
- $k_s$  - součinitel nerovnoměrnosti cyklu
- $k_{z,\omega}$  - koeficient výsečové délky
- $l_{si}$  - výpočtová délka sváru
- $m_{cj}$  - hmotnost se jmenovitým zatížením
- $m_{cmax}$  - hmotnost celková maximální
- $m_{hz}$  - hmotnost zvedáku
- $m_j$  - hmotnost jmenovitá
- $m_{ko}$  - hmotnost kolečka otočného
- $m_{kp}$  - hmotnost kolečka pevného
- $m_{max}$  - hmotnost maximální
- $m_{poh}$  - hmotnost pohotovostní
- $m_{pr}$  - hmotnost pohyblivého rámu
- $m_{zr}$  - hmotnost základního rámu
- $p_d$  - denní zatížení
- r - rameno délky ohybu
- t - šířka sváru
- $x_{Ti}, y_{Ti}, z_{Ti}$  - dílčí souřadnice těžišť
- $x_T, y_T, z_T$  - souřadnice těžišť
- $D_i$  - vnější průměr bubnu
- $F_j$  - jmenovité zatížení

$F_{\max}$  - maximální zatížení  
 $I_i$  - moment setrvačnosti  
 $L_{si}$  - skutečná délka sváru  
 $L_{z,\omega}$  - vzpěrné délky  
 $M_o$  - ohybový moment  
 $M_{\max}$  - maximální ohybový moment  
 $N$  - počet cyklů  
 $Q$  - předpokládaná životnost  
 $R_e$  - mez kluzu  
 $R_m$  - mez pevnosti  
 $S_i$  - výpočtové plochy  
 $T_i$  - výpočtové těžiště plochy  
 $W_o$  - modul průřezu  
 $\alpha_t$  - parametr kroucení  
 $\alpha_T$  - převodní součinitel sváru  
 $\gamma$  - součinitel vlivu uložení  
 $\delta$  - parametr deplanace  
 $\lambda$  - štíhlost  
 $\sigma_D$  - dovolené napětí  
 $\sigma_o$  - napětí v ohybu  
 $\sigma_{\max}$  - maximální napětí v ohybu  
 $\sigma_t$  - napětí v tahu  
 $\sigma_{t\max}$  - maximální napětí v tahu  
 $\chi_i$  - součinitel zatížení  
 $\tau_{anom}$  - amplituda normálního nominálního napětí  
 $\tau_{Ai}^+$  - amplituda napětí  
 $\tau_{DSVi}$  - dovolené smykové napětí ve sváru  
 $\tau_{SVi}$  - smykové napětí ve sváru  
 $\tau_{SVi\max}$  - maximální smykové napětí ve sváru

## 4.4 ÚVOD TECHNICKÉ ZPRÁVY

Navrhovaný manipulační vozík má být ručně vedený, má být lehký, lehce ovladatelný a má umožňovat snadný pohyb po dílenské podlaze. Je nutné, aby bylo možné vozík znehybnit (zabrzdit) v době, kdy s ním nikdo nemanipuluje a je bez obsluhu příp. bez dozoru, vozík má umožnit zvednout břemeno do požadované výše a v tomto místě zajistit jeho stabilní pozici, zvedací zařízení vozíku musí umožnit břemeno plynule zvednout a plynule spustit.

Manipulační vozík se musí svými rozměry přizpůsobit požadavkům provozovatele, kdy jsou jen omezené prostory pro samotnou manipulaci. Jedná se hlavně o prostor v podběhu kola, předního nebo zadního, dále omezené možnosti na čepu obou typů kol a také je nutné vzít v patrnost manipulační prostor pro samotnou obsluhu.

Manipulační vozík má být vyrobený z běžně dostupných hutních materiálů, pojezdové ústrojí má být také pořízené z běžně vyráběných a prodávaných pojezdových či dopravních kol a zvedací zařízení má mimo výše popsané vlastnosti umět zvednout břemeno do výše

min.300 mm. Nosnost zařízení má umožnit zvednout břemeno, které nepřesáhne celkovou nosnost pojezdových koleček, tj. 200 kg.

Pro stanovení bezpečnosti budou provedeny kontrolní výpočty nejen na jmenovité zatížení, ale budou provedeny i výpočty na maximální přetížení vozíků do celkové nosnosti 200 kg.

## 4.5 KONSTRUČNÍ NÁVRH MANIPULAČNÍHO VOZÍKU

Z úvodu technické zprávy vyplývá, že vozík má být lehký, lehce ovladatelný a přitom má být dostatečně pevný, aby bez vážných potíží zvedl zadané břemeno. Vozík je navržen jako jednoúčelový zvedací prostředek pro manipulaci s brzdovými bubny nákladní vozidel. Z požadavku Dopravního podniku města Brna a.s. je účel pro použití upřesněný na zvedání brzdových bubnů u vozidel městské hromadné dopravy, konkrétně u trolejbusů. Konstrukce vozíku má umožnit zvedat nejen přední, ale i zadní brzdové bubny. Rozdíl mezi předním brzdovým bubnem a zadním brzdovým bubnem spočívá v hmotnosti a tvaru. Přední brzdový buben má vnější průměr cca 490 mm, dlouhý je cca 230 mm a váží přibližně 55 kg. Zadní brzdový buben má vnější průměr cca 495 mm, je delší, měří cca 285 mm a jeho hmotnost je cca 65 kg. Nelze přesně určit geometrické rozměry, protože se používají různé bubny od různých výrobců. Je mít na paměti, že na trhu s tímto sortimentem je více dodavatelů a každý dodavatel má v konstrukci jak předních brzdových bubnů, tak zadních brzdových bubnů, mírné rozdíly. Avšak všechny konstrukční typy mají společný minimální vnitřní rozměr, vnější průměr, délku a tu část brzdového bubnu, která se přichytává k náboji kola. Přední i zadní brzdové bubny mají otvor pro náboj o průměru 280 mm. Na čelní přírubě je mimo otvoru pro náboj ještě 10 otvorů pro šrouby, které jsou pevně přichyceny k náboji s kolovými šrouby, a kterými se upevňuje disk kola s pneumatikou k náboji. Rozdíl mezi přírubou předního kola a zadního kola vidíme na obr. 4-6 a obr. 4-7.

Manipulační vozík je navržen jako sestava, která se skládá ze základního rámu, pohyblivého rámu a zvedacího zařízení. Základní rám je svařenec opatřený kolečky pro pojezd. K základnímu rámu je přivařeno i madlo pro snazší manipulaci s celým vozíkem. Toto madlo však nebude bráno jako součást vozíku a ve výpočtech se s ním nebude kalkulovat, neboť madlo nemá plnit jinou funkci než manipulační. Pohyblivý rám je navržen také jako svařenec, ke kterému jsou přivařeny čepy pro zajištění vertikálního pohybu. Na základním rámu je uchyceno zvedací zařízení, které je v ose vozíku. Na horní styčné ploše zvedáku leží pohyblivý rám. Vzájemná poloha zvedáku a základního rámu je zajištěna navařenými vymešovými díly. Také poloha pohyblivého rámu vůči zvedáku, je také zajištěna navařenými vymešovými díly.

Při svařování budeme využívat vybavení Dopravního podniku města Brna a.s. a budeme se řídit normami :

ČSN EN ISO 4063 - metoda svařování - 131

ČSN EN ISO 5817 - kvalita sváru - D

ČSN EN ISO 6947 - polohy při svařování - PC - vodorovná

EN ISO 14341 - svařovací materiály - svařovací drát A - G 38 2 M12 3Si1



obr. 4-1

(foto autor)

Na obr. 4-1 je zachycen zadní brzdový buben používaný na starších zadních nápravách od výrobce Rába z Maďarska.



obr. 4-2

(foto autor)

Obr. 4-2 přibližuje zadní brzdový buben k zadním nápravám Škoda.



obr. 4-3

(foto autor)

Na obr. 4-3 vidíme zadní brzdový buben od výrobce Rába, používaný na novějších zadních nápravách.

Existují i jiné brzdové bubny, které se používají, ale zobrazené bubny jsou nejpoužívanější. Všechny uvedené brzdové bubny jsou aktuálně používané a manipulační vozík je schopný všechny zvednout a manipulovat s nimi.



obr. 4-4

(foto autor)



obr. 4-5

(foto autor)

Obr. 4-4 a 4-5 ukazují jen dva používané typy z mnoha jiných předních brzdových bubnů. Rozdíl je patrný z vnějšího tvaru, avšak vnitřní rozměr a rozměr příruby jsou shodné.



obr. 4-6

(foto autor)

Na obr. 4-6 je zachycena příruba předního bubnu. Na obvodu jsou patrné otvory pro kolové šrouby a 4 otvory pro stahování bubnu z náboje.



obr. 4-7

(foto autor)

Na obr. 4-7 je nafocen zadní brzdový buben. Rozdíl není zcela patrný, ale zadní brzdový buben má pouze 2 otvory pro stahování bubnu z náboje a 2 otvory pro uchycení k náboji. Tyto otvory mají otvory zahluobené. Na obr. 4-7 jsou to otvory vpravo dole a vlevo nahoře.

Společný mají vnitřní velký otvor. Tento společný atribut umožní použít vozík pro přední i zadní brzdové bubny.

#### 4.5.1 KOLEČKA HORIZONTÁLNÍHO POHYBU

Z charakteristiky výrobce vyplývá, že námi zvolená kolečka jsou vyráběna ve standartním provedení buď pevná, otočná a otočná s brzdou, v rozměrech 80 až 200 mm. Mnou navržená kolečka mají průměr 80 mm. Kolečka jsou z ocelového disku s pryžovou obručí, vidlice koleček je zpevněná vhodným prolisem a povrchově ošetřena zinkováním. Z dalších technických údajů vyplývá, že nosnost jednoho kolečka je 50 kg, což pro naše zadání vyhovuje. Pro náš manipulační vozík jsou zvolena kolečka pevná a kolečka otočná s brzdou, jak ukazuje obr. 4-8.



obr. 4-8

(foto autor)

Volba kombinace pevného kolečka a otočného s brzdou je z hlediska praktického běžná pro náš vozík účelná. Všechna kolečka otočná vyvolávají pocit plovoucího vozíku a obtížněji se s takovým vozíkem manipuluje. Brzda na kolečku je volena z bezpečnostního hlediska, aby se vozík nemohl samovolně rozjet, příp. aby se nedal do pohybu při nechtěném impulsu.

Hmotnost pevného kolečka  $m_{kp} = 0,45$  kg, hmotnost otočného kolečka s brzdou  $m_{ko} = 0,6$  kg.

#### 4.5.2 HYDRAULICKÝ ZVEDÁK

Pro zvedání brzdových bubnů je zvolen ruční hydraulický zvedák (panenka). Je zvolený takový typ, který je schopný zvednout buben do výše minimálně 300 mm. Je teleskopický s možností dalšího rozšíření zdvihu pomocí šroubovací hlavice.



obr. 4-9

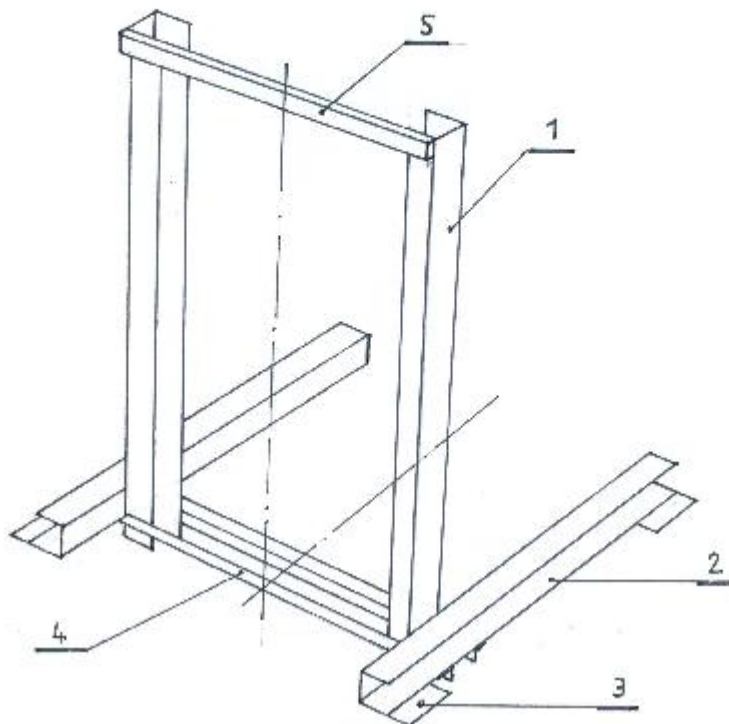
(foto autor)

tab. 4-1

Typ zvedáku	Nosnost [t]	Minimální výška [mm]	Výška zdvihu [mm]	Stavitelná výška [mm]	Čistá váha [kg]
TF1008G	10	228	284	89	10,2

### 4.5.3 ZÁKLADNÍ RÁM MANIPULAČNÍHO VOZÍKU

Základní rám je navržený svařenec, který se skládá z několika různých ocelových profilů.



obr. 4-10

(náčrt autor)

Základ rámu tvoří otevřený rovnoramenný U profil 50x50x4 (poz.2) o délce 700 mm. Tvoří dvě vodorovné nosné části, které slouží jako pojezdové rámy a jsou vzdálené od sebe 500 mm na vnitřním rozměru. Otevřená část U profilu směřuje od osy ven. Další základní nosnou částí je otevřený rovnoramenný U profil 50x50x4 (poz.1) o délce 800 mm, který slouží jako vodící U profil pro pohyblivý rám. Tento U profil je přivařen kolmo k podélným ráům na vnitřní straně profilu. Samotný profil (poz.1) je natočen otevřenou částí profilu dovnitř, k ose vozíku. Vnitřní část otevřeného U profilu slouží jako vodící plocha pro pohyblivý rám. Spojení dvou vodorovných profilů je provedeno pomocí dvou rovnoramenných L profilů 30x30x4 (poz.4). Dva rovnoramenné L profily jsou na vodorovné profily navařeny ze spodní části a jsou od sebe vzdáleny 50 mm. V mezeře mezi oběma L profily je svislý U profil (poz.1). Tyto dva L profily jednak spojují dva vodorovné rámy (poz.2) a současně slouží jako základna pro

zvedací zařízení. Horní část vodicích U profilů (poz.1) je spojena pomocí uzavřeného profilu obdélníkového průřezu 30x15x2 (poz.5). Tento profil má za úkol zajistit stálou vzdálenost mezi dvěma U profily (poz.2) ve vzdálenosti 500 mm od vnějších hran. Další součástí rámu jsou madla, které plní hlavně funkci pro snadnou manipulaci při převozu vozíku po pracovišti a nejsou na obr. 4-10 zobrazena, protože výpočty se provádí bez nich, aby nezkreslily výsledky výpočtů..

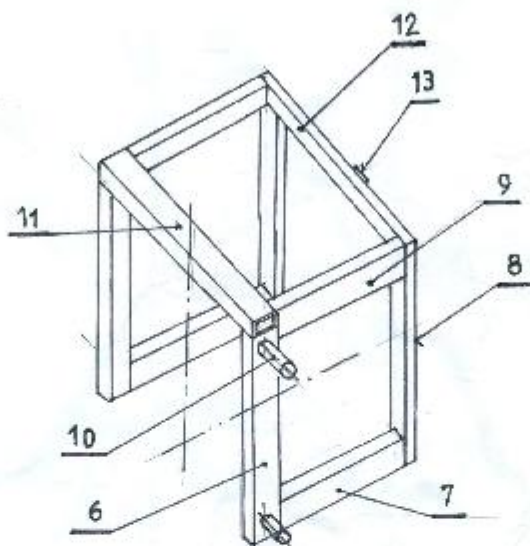
Základní údaje o použitých materiálech ukazuje tabulka 4-2.

tab. 4-2

název	rozměr	norma	materiál
U profil	50x50x4	ČSN EN 10162	S235JR  (11 375)
L profil	30x30x4	ČSN EN 10056	S235JR  (11 375)
Obdélníkový průřez	30x15x2	ČSN EN 10219-2	S235JRH  (11 375)
Trubka bezešvá	18x2,5	ČSN 42 6711	11 353.1
Ocel plochá	40x4	ČSN EN 10058	S235JR  (11 375)

V tab. 4-2 je uvedena trubka bezešvá, i když se s ní nikde dále nepočítá. Je uvedena pro celkový přehled použitých hutních materiálů.

#### 4.5.4 POHYBLIVÝ RÁM MANIPULAČNÍHO VOZÍKU



obr. 4-11

(náčrt autor)

Pohyblivý rám je navržený jako svařenec z uzavřených profilů. Profily jsou obdélníkové, uzavřené, různých velikostí. Na bocích konstrukce pohyblivého rámu jsou navařeny čtyři čepy (poz.10), na každé straně dva. Na čepích jsou uchyceny ložiska pro snadné odvalování při zvedání. Rám je souměrný podle hlavní osy avšak při pohledu z boku má lichoběžníkový tvar. Důležitou funkci má čelní (opěrná) část (poz.12). Má tvar pomyslného čtverce bez spodní hrany. Na horní části je navařený hák (poz.13), za který se zvedá vlastní brzdový buben. Boční části čelního čtverce (poz.8) má úkol udržet zvednutý buben v přibližně svislé poloze. Vzdálenost mezi bočními hranami (poz.8) je 300 mm. Tento rozměr je velmi důležitý, neboť právě tudy musí projít čep u zadní nápravy trolejbusu. Víme již, že kruhový otvor bubnu pro uchycení k čepu je 280 mm. Zadní (vodící) rám je svařen ve tvaru U otočeným dolů. Rám není dovařený do čtverce, protože v chybějící části je umístěné zvedací zařízení. Na spodní straně horního profilu (poz.11) jsou navařené fixační díly, které mají za úkol zajistit, aby styčná plocha zvedacího zařízení byla neustále v ose a ve stejné poloze a zvedání probíhalo ve středu rámu.

tab.4-3

název	rozměr	norma	materiál
Obdélníkový průřez	40x40x2	ČSN EN 10219-2	S235JRH (11 375)
Obdélníkový průřez	30x15x2	ČSN EN 10219-2	S235JRH (11 375)
Ocel plochá	30x5	ČSN EN 10058	S235JR (11 375)
Ocel kruhová	Průměr 22	ČSN EN 10060	S235JR (11 375)

## **4.6 VÝPOČTOVÁ ČÁST**

Výpočtová část technické zprávy je zaměřena převážně na úkoly, které jsou součástí zadání práce. Nicméně budou provedeny také některé pomocné výpočty, potřebné ke splnění zadání.

### **4.6.1 Výpočet pojezdových koleček**

Výpočet únosnosti a trvanlivosti použitých pojezdových koleček nebude proveden. Charakteristika použitých pojezdových koleček je dána jejich vlastnostmi uvedených od výrobce. O vlastnostech zvolených koleček se pojednává v kapitole 4.5.1.

### **4.6.2 Výpočet hydraulického zvedáku**

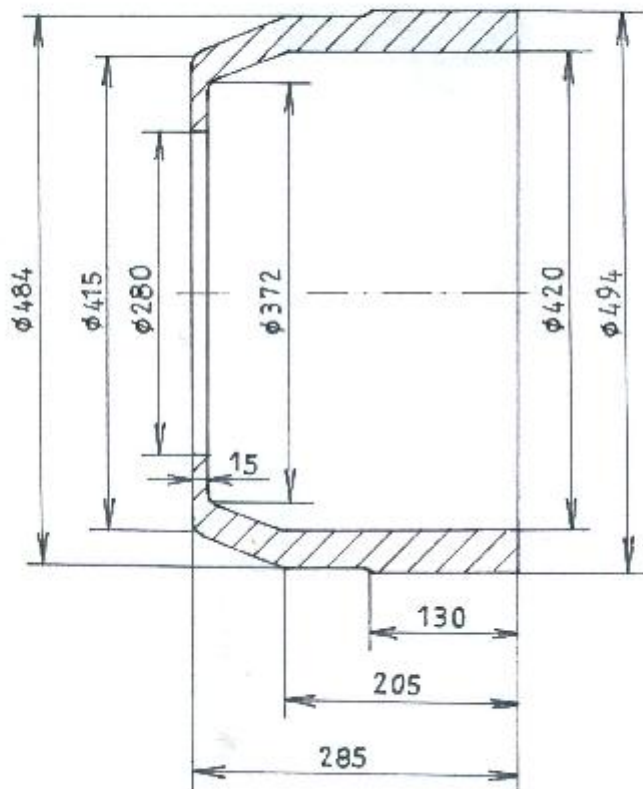
Pevnostní výpočet zvoleného hydraulického zvedáku nebude proveden. O jeho vhodnosti se pojednává v kapitole 4.5.2 a charakteristika je uvedena v tab. 4-1.

### **4.6.3 Výpočet těžiště brzdových bubnů**

U obou typů brzdových bubnů nebudeme provádět pevnostní výpočet a ani nebudeme posuzovat vhodnost použití, ale provedeme výpočet těžišť. Jsou to pomocné výpočty, které budeme potřebovat k výpočtu zatížení základního rámu. Z obou výpočtů použijeme ten méně výhodný, tedy ten, který bude mít vliv na větší zatížení základního rámu. Tento pomocný výpočet bude dále použit při výpočtu reakcí v místech uchycení koleček, při určení napětí základního rámu a při stanovení deformací v rámu.

U výpočtů použijeme schematické nákresy obou typů brzdových bubnů. Pro absolutně přesné určení těžiště by bylo nutné použít vhodný software.

## zadní brzdový buben



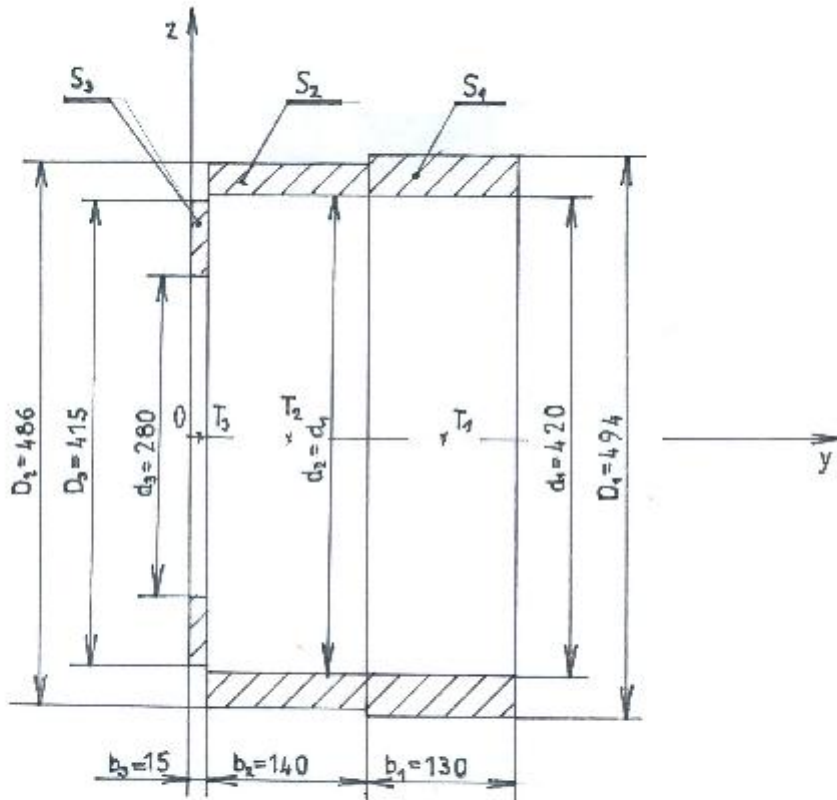
obr. 4-12

(náčrt autor)

Pro výpočet využijeme část metody podle Steinerovy věty. U brzdového bubnu využijeme dvouosé symetrie. Těžiště bude ležet osách "x" a "z". Budeme počítat vzdálenost na ose "y". Tato vzdálenost má vliv na ohybový moment základního rámu a jeho další namáhání, včetně deformace rámu ap.

Vzhledem k tomu, že jsme umístili lokální souřadný systém do středu bubnu, budou vzdálenosti  $x_T$  a  $z_T$  rovny 0 mm.

Pro vlastní výpočet jsme použili zjednodušený náčrt (obr.4-13), na kterém ukážeme postup výpočtu těžiště.



obr. 4-13

(náčrt autor)

dílčí plocha  $S_1$

$$S_1 = (D_1 - d_1) * b_1 = (494 - 420) * 130 = 9620 \text{ mm}^2 \quad (4-1)$$

těžiště dílčí plochy  $S_1$

$$T_1 : y_{T1} = b_3 + b_2 + b_1 / 2 = 15 + 140 + 130 / 2 = 220 \text{ mm} \quad (4-2)$$

$$z_{T1} = 0 \text{ mm}$$

$$x_{T1} = 0 \text{ mm}$$

dílčí plocha  $S_2$  (4-1)

$$S_2 = (D_2 - d_2) * b_2 = (486 - 420) * 140 = 9240 \text{ mm}^2$$

těžiště dílčí plochy  $S_2$  (4-2)

$$T_2 : y_{T2} = b_3 + b_2 / 2 = 15 + 140 / 2 = 85 \text{ mm}$$

$$z_{T2} = 0 \text{ mm}$$

$$x_{T2} = 0 \text{ mm}$$

dílčí plocha  $S_3$  (4-1)

$$S_3 = (D_3 - d_3) * b_3 = (415 - 280) * 15 = 2025 \text{ mm}^2$$

těžiště dílčí plochy  $S_3$  (4-2)

$$T_3 : y_{T3} = b_3 / 2 = 15 / 2 = 7,5 \text{ mm}$$

$$z_{T3} = 0 \text{ mm}$$

$$x_{T3} = 0 \text{ mm}$$

výpočet polohy těžiště

na ose y

$$y_T = \frac{\sum_{i=1}^3 y_{Ti} * S_i}{\sum_{i=1}^3 S_i} = \frac{y_{T1} * S_1 + y_{T2} * S_2 + y_{T3} * S_3}{S_1 + S_2 + S_3} = \quad (4-3)$$
$$= \frac{220 * 9620 + 85 * 9240 + 7,5 * 2025}{9620 + 9240 + 2025} = 139,7 \text{ mm}$$

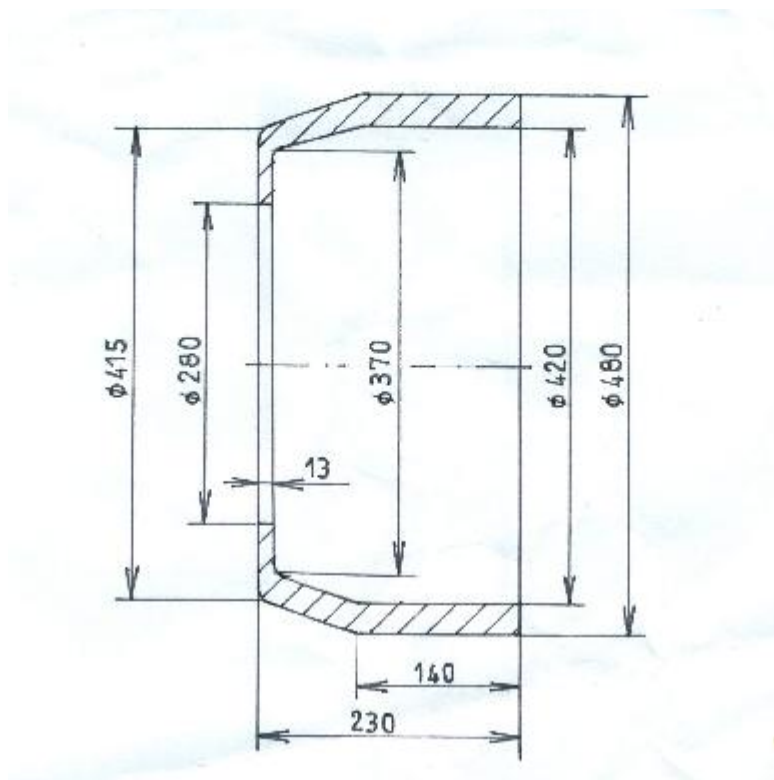
na ose z (podle vzorce 4-3)

$$z_T = \frac{\sum_{i=1}^3 z_{Ti} * S_i}{\sum_{i=1}^3 S_i} = \frac{z_{T1} * S_1 + z_{T2} * S_2 + z_{T3} * S_3}{S_1 + S_2 + S_3} =$$
$$= \frac{0 * 9620 + 0 * 9240 + 0 * 2025}{9620 + 9240 + 2025} = 0 \text{ mm}$$

na ose x (podle vzorce 4-3)

$$x_T = \frac{\sum_{i=1}^3 x_{Ti} * S_i}{\sum_{i=1}^3 S_i} = \frac{x_{T1} * S_1 + x_{T2} * S_2 + x_{T3} * S_3}{S_1 + S_2 + S_3} =$$
$$= \frac{0 * 9620 + 0 * 9240 + 0 * 2025}{9620 + 9240 + 2025} = 0 \text{ mm}$$

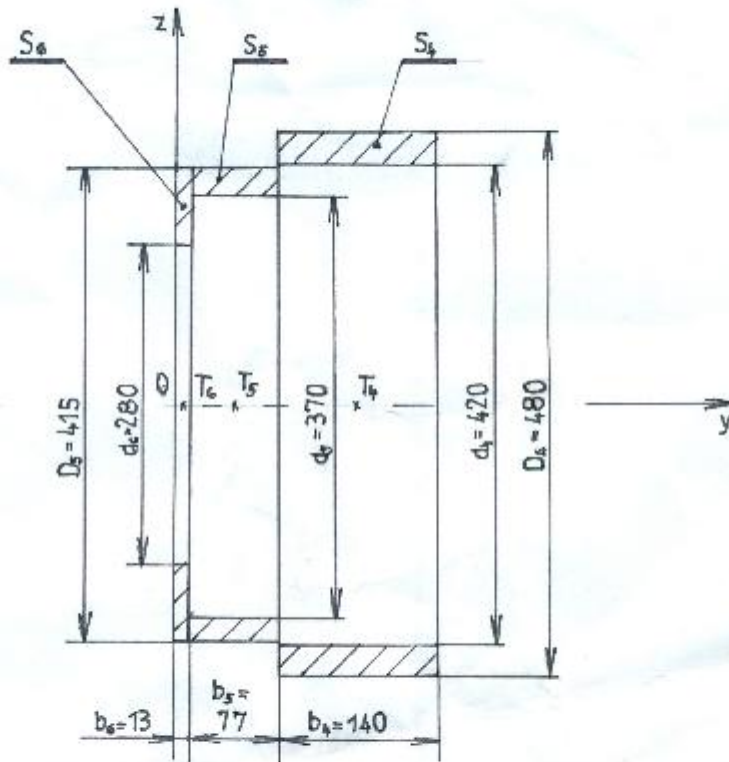
## přední brzdový buben



obr.4-14

(náčrt autor)

Pro výpočet využijeme část metody podle Steinerova (Steinerova věta) a stejný postup jako u výpočtu zadního brzdového bubnu.



obr.4-15

(náčrt autor)

dílčí plocha  $S_4$  (4-1)

$$S_4 = (D_4 - d_4) * b_4 = (480 - 420) * 140 = 8400 \text{mm}^2$$

těžiště dílčí plochy  $S_4$  (4-2)

$$T_4 : y_{T_4} = b_6 + b_5 + b_4 / 2 = 13 + 77 + 140 / 2 = 160 \text{mm}$$

$$z_{T_4} = 0 \text{mm}$$

$$x_{T_4} = 0 \text{mm}$$

dílčí plocha  $S_5$  (4-1)

$$S_5 = (D_5 - d_5) * b_5 = (415 - 370) * 77 = 3465 \text{mm}^2$$

těžiště dílčí plochy  $S_5$  (4-2)

$$T_5 : y_{T_5} = b_6 + b_5 / 2 = 13 + 77 / 2 = 51,5 \text{mm}$$

$$z_{T_5} = 0 \text{mm}$$

$$x_{T_5} = 0 \text{mm}$$

dílčí plocha  $S_6$  (4-1)

$$S_6 = (D_6 - d_6) * b_6 = (415 - 280) * 13 = 1755 \text{ mm}^2$$

těžiště dílčí plochy  $S_6$  (4-2)

$$T_6 : y_{T6} = b_6 / 2 = 13 / 2 = 6,5 \text{ mm}$$

$$z_{T6} = 0 \text{ mm}$$

$$x_{T6} = 0 \text{ mm}$$

výpočet polohy těžiště (4-3)

na ose y

$$y_T = \frac{\sum_{i=3}^3 y_{Ti} * S_i}{\sum_{i=3}^3 S_i} = \frac{y_{T4} * S_4 + y_{T5} * S_5 + y_{T6} * S_6}{S_4 + S_5 + S_6} =$$
$$= \frac{160 * 8400 + 51,5 * 3465 + 6,5 * 1755}{8400 + 3465 + 1755} = 112,6 \text{ mm}$$

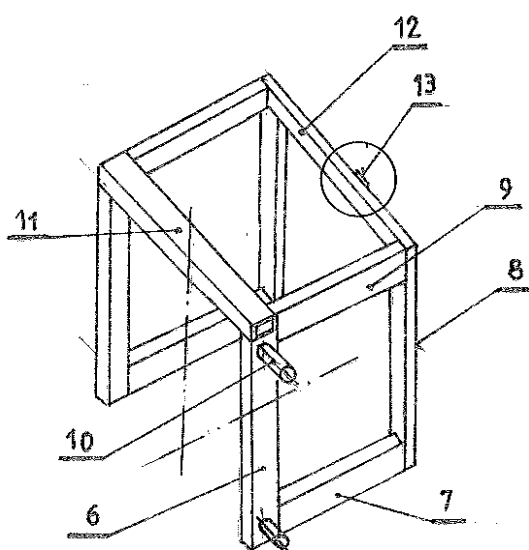
na ose z (podle vzorce 4-3)

$$z_T = \frac{\sum_{i=3}^3 z_{Ti} * S_i}{\sum_{i=3}^3 S_i} = \frac{z_{T4} * S_4 + z_{T5} * S_5 + z_{T6} * S_6}{S_4 + S_5 + S_5} =$$
$$= \frac{0 * 8400 + 0 * 3465 + 0 * 1755}{8400 + 3465 + 1755} = 0 \text{ mm}$$

na ose x

$$x_T = \frac{\sum_{i=3}^3 x_{Ti} * S_i}{\sum_{i=3}^3 S_i} = \frac{x_{T4} * S_4 + x_{T5} * S_5 + x_{T6} * S_6}{S_4 + S_5 + S_6} =$$
$$= \frac{0 * 8400 + 0 * 3465 + 0 * 1755}{8400 + 3465 + 1755} = 0 \text{ mm}$$

#### 4.6.4 Výpočet pohyblivého rámu



obr. 4-16

(náčrt autor)

U pohyblivého rámu provedeme kontrolní výpočet u přivařeného háku (poz.13) pro zachycení a zvednutí brzdového bubnu. Samotný rám propočítávat nebudeme.

Hák je ke konstrukci přivařen koutovým svárem čelním a bočními koutovými sváry. Rozbor koutových provádět nebudeme. Při výpočtu budeme vycházet z úvahy, že pevnost svarového kovu ve smyku je menší než pevnost svarového kovu v tahu. U koutového svaru bočního budeme vycházet z úvahy, že takovýto svár je namáhán na smyk. U takového zjednodušení při výpočtu, zanedbáme normálové napětí a toto zjednodušení nahradíme úvahou, že svár ve smyku přenese celou zatěžující silou. Charakteristika základního materiálu a svařovacího drátu je uvedena v tabulce 4-4. Pohyblivý rám je svařen drátem ISO 14341-A-G 3Si1.

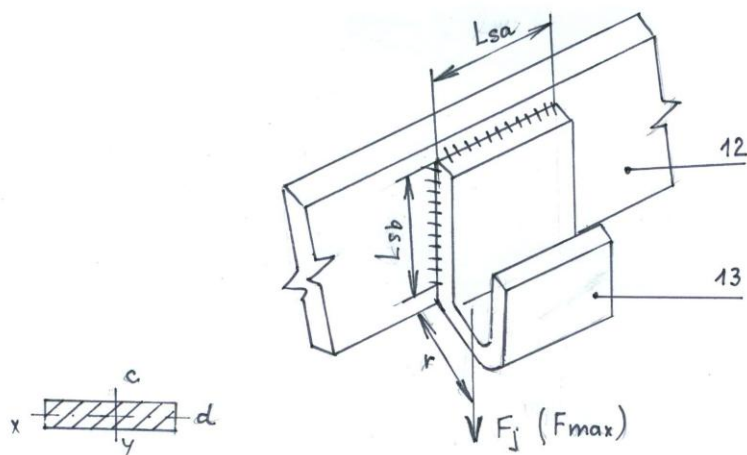
tab.4-4

materiál	min mez kluzu $R_e$ MPa	min pevnost v tahu $R_m$ MPa	tažnost A %
Ocel 30x5 S235JR EN 10025-2	235	360	26
Drát 1 G 3Si1 EN ISO 14341	380	470	22

## Kontrola háku napětí ve sváru

Svárový spoj budeme kontrolovat na statické zatížení, dynamické zatížení (míjivé), profil háku na tah a ohyb.

Výpočet svárového spoje při statickém zatížení provedeme v souladu s normou ČSN 05 0120.



obr. 4-17

(náčrt autor)

## Délka sváru

skutečná délka sváru zmenšená o počáteční a konečné krátery svárů

$$l_{s1} = l_{sa} + l_{sb} = 24,4 + 18,8 = 43,2 \text{ mm} \quad (4-4)$$

kde

$$l_{sa} = L_{sa} - 2a = 30 - 2 * 2,8 = 24,4 \text{ mm} \quad (4-5)$$

$$l_{sb} = 2 * (L_{sb} - 2 * a) = 2 * (15 - 2 * 2,8) = 18,8 \text{ mm} \quad (4-6)$$

kde

$$a = \frac{\sqrt{2}}{2} * t = \frac{\sqrt{2}}{2} * 4 = 2,8 \text{ mm} \quad (4-7)$$

je koncový součinitel délky sváru

## Nosný průřez koutového sváru (jednostranného)

$$S_{sv1} = a * l_{s1} = 2,8 * 43,2 = 121 \text{ mm}^2 \quad (4-8)$$

### Výpočet dovoleného napětí smykového napětí

$$\tau_{Dsvl} = \alpha_T * \frac{Re}{k_s} = 0,75 * \frac{235}{1,5} = 117,5MPa \quad (4-9)$$

kde

$$k_s = (1,25 \div 2), \text{ volíme } 1,5$$

$\alpha_T = 0,75$  - pro čelní sváry

### Velikost jmenovitého smykového napětí ve sváru

$$\tau_{svl} = \frac{F_j}{S_{svl}} = \frac{650}{121} = 5,4MPa \quad (4-10)$$

### Kontrola smykového napětí ve sváru při jmenovitém zatížení u statickém zatížení

$$\tau_{Dsvl} \geq \tau_{svl}$$
$$117,5MPa \geq 5,4MPa$$

svár na smyk při statickém namáhání vyhovuje

### Velikost maximálního smykového napětí ve sváru při jmenovitém zatížení u statickém zatížení (4-10)

$$\tau_{svl \max} = \frac{F_{\max}}{S_{svl}} = \frac{1650}{121} = 13,6MPa$$

### Kontrola smykového napětí ve sváru při maximálním zatížení u statického zatížení

$$\tau_{Dsvl} \geq \tau_{svl \max}$$
$$117,5MPa \geq 13,6MPa$$

svár na smyk vyhovuje i při maximálním zatížení.

## Výpočet svárového spoje háku pohyblivého rámu na únavu

Výpočet na únavu provedeme v souladu s normou ČSN 05 0120, určíme součinitel bezpečnosti svárového spoje .

Předpokládáme, že navrhovaný manipulační vozík bude v provozu asi 15 let a během této doby dojde ke změně konstrukce brzdového systému, např. předpokládáme větší rozšíření brzdových kotoučů. U vozíku předpokládáme míjivé zatížení 2 krát denně.

### Počet určujících cyklů

$$N = d_n * p_d * Q = 365 * 2 * 15 = 10950 \text{ cyklů} \quad (4-11)$$

kde

$d_n$  - počet dní v roce

$p_d$  - denní zatížení

$Q$  - předpokládaná životnost v letech

### Určení koeficientů

podle tvaru sváru stanovujeme třídu provedení CD

podle polohy řezu stanovujeme pro řez A-A čára I

řez B-B čára VIb

řez C-C čára VIII

číslo sváru 5

podle smyslu zatížení (míjivé) stanovujeme koeficient zatížení  $M=0$

určení součinitele nerovnoměrnosti cyklu

$$k_c = \frac{\tau_d}{\tau_h} = \frac{2}{1+M} = \frac{2}{1+0} = 2 \quad (4-12)$$

určení dynamického součinitele bezpečnosti svárového spoje

$k_d = (1,5 - 3)$ , volíme  $k_d = 2$

### Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy k průřezu A-A

ze Smithova diagramu (z ČSN 05 0120) odečteme horní mezní napětí  $\tau_{hA} = 240MPa$  podle čáry I

nominální amplituda napětí

$$\tau_{a,nom} = \frac{F_j}{S_{sv1}} = \frac{650}{121} = 5,4MPa \quad (4-13)$$

maximální amplituda napětí

$$\tau_{a,max} = \frac{F_{max}}{S_{sv1}} = \frac{1650}{121} = 13,6MPa \quad (4-14)$$

mezní amplituda napětí

$$\tau_{aA}^{\times} = \frac{\tau_{hA}^{\times}}{k_c} = \frac{240}{2} = 120MPa \quad (4-15)$$

součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy v průřezu A-A

$$k_{dA} = \frac{\tau_{aA}^{\times}}{\tau_{a,nom}} = \frac{120}{5,4} = 22,2 \quad (4-16)$$

minimální součinitel bezpečnosti

$$k_{dAmin} = \frac{\tau_{aA}^{\times}}{\tau_{a,max}} = \frac{120}{13,6} = 8,8 \quad (4-17)$$

### Kontrola součinitele bezpečnosti v průřezu A-A

$$k_{dA} \geq k_d$$
$$22,2 \geq 2$$

svár v průřezu A-A na únavu vyhovuje

$$k_{dAmin} \geq k_d$$
$$8,8 \geq 2$$

svár v průřezu A-A na únavu vyhovuje i při max. zatížení.

### **Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy k průřezu B-B**

ze Smithova diagramu (z ČSN 05 0120) odečteme horní mezní napětí  $\tau_{hB}^{\times} = 116MPa$  podle čáry VIb

mezní amplituda napětí (4-15)

$$\tau_{aB}^{\times} = \frac{\tau_{hB}^{\times}}{k_c} = \frac{116}{2} = 58MPa$$

součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy (4-16)

$$k_{dB} = \frac{\tau_{aB}^{\times}}{\tau_{a,nom}} = \frac{58}{5,4} = 10,7$$

minimální součinitel bezpečnosti (4-17)

$$k_{dBmin} = \frac{\tau_{aB}^{\times}}{\tau_{a,max}} = \frac{58}{13,6} = 4,3$$

### **Kontrola součinitele bezpečnosti v průřezu B-B**

$$k_{dB} \geq k_d$$

$$10,7 \geq 2$$

svár v průřezu B-B na únavu vyhovuje

$$k_{dBmin} \geq k_d$$

$$4,3 \geq 2$$

svár v průřezu B-B na únavu vyhovuje i při max. zatížení

### **Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy k průřezu C-C**

ze Smithova diagramu (z ČSN 05 0120) odečteme horní mezní napětí  $\tau_{hC}^{\times} = 60MPa$  podle čáry VIII

mezní amplituda napětí (4-15)

$$\tau_{aC}^{\times} = \frac{\tau_{hC}^{\times}}{2} = \frac{60}{2} = 30MPa$$

součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy (4-16)

$$k_{dC} = \frac{\tau_{aC}^{\times}}{\tau_{a,nom}} = \frac{30}{5,4} = 5,6$$

minimální součinitel bezpečnosti (4-17)

$$k_{dCmin} = \frac{\tau_{aC}^{\times}}{\tau_{a,max}} = \frac{30}{13,6} = 2,2$$

### **Kontrola součinitele bezpečnosti v průřezu C-C**

$$k_{dC} \geq k_d$$

$$5,6 \geq 2$$

svár v průřezu C-C na únavu vyhovuje

$$k_{dCmin} \geq k_d$$

$$2,2 \geq 2$$

svár v průřezu C-C na únavu vyhovuje i při max. zatížení

### Velikost jmenovitého napětí v tahu

$$\sigma_t = \frac{F_j}{S_7} = \frac{650}{30 \cdot 5} = 4,33 \text{MPa} \quad (4-18)$$

kde

$$S_7 = c \cdot d = 30 \cdot 5 = 150 \text{mm}^2 \quad (4-19)$$

### Výpočet dovoleného napětí v tahu

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_e} = \frac{235}{1,5} = 156,7 \text{MPa} \quad (4-20)$$

$$\sigma_D \geq \sigma_t$$

$$156,7 \text{MPa} \geq 4,33 \text{MPa}$$

háček na tah vyhovuje.

### Velikost maximálního napětí v tahu (4-18)

$$\sigma_{t \max} = \frac{F_{\max}}{S_7} = \frac{1650}{30 \cdot 5} = 11 \text{MPa}$$

$$\sigma_D \geq \sigma_{t \max}$$

$$156,7 \text{MPa} \geq 11 \text{MPa}$$

háček vyhovuje na tah i při maximálním zatížení.

### Výpočet jmenovitého napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{6500}{125} = 52 \text{MPa} \quad (4-21)$$

kde

$$M_o = F_j \cdot r = 650 \cdot 10 = 6500 \text{Nmm} \quad (4-22)$$

$$W_o = \frac{I_x}{d} = \frac{312,5}{2,5} = 125 \text{mm}^3 \quad (4-23)$$

kde

$$I_x = \frac{d^3 \cdot c}{12} = \frac{5^3 \cdot 30}{12} = 312,5 \text{mm}^4 \quad (4-24)$$

$$\sigma_D \geq \sigma_o$$

$$156,7 \text{MPa} \geq 52 \text{MPa}$$

háček na ohyb vyhovuje.

**Velikost maximálního napětí v ohybu (4-21)**

$$\sigma_{o \max} = \frac{M_{o \max}}{W_o} = \frac{16500}{125} = 132 \text{MPa}$$

kde (4-22)

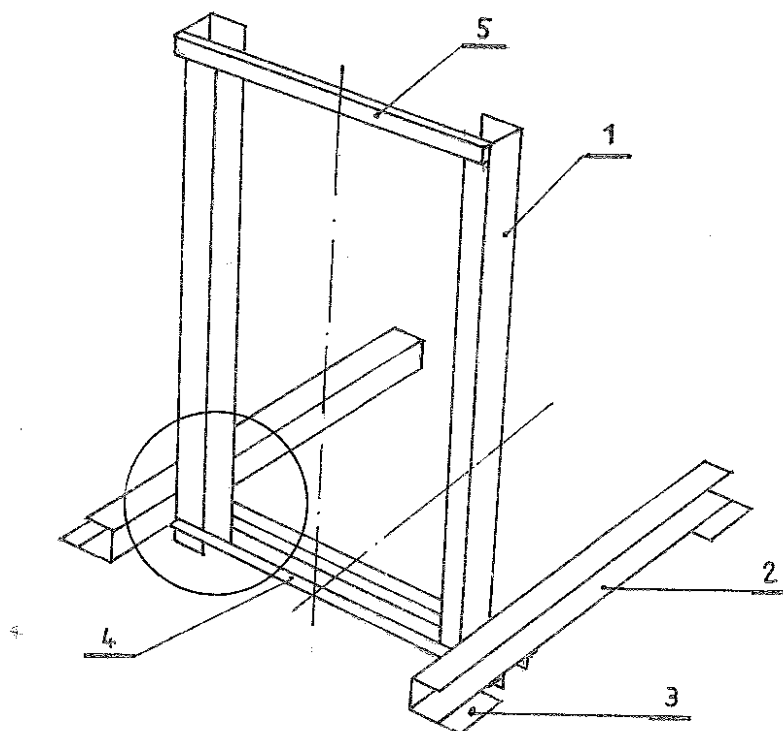
$$M_{o \max} = F_{\max} * r = 1650 * 10 = 16500 \text{Nmm}$$

$$\sigma_D \geq \sigma_{o \max}$$

$$156,7 \text{MPa} \geq 132 \text{MPa}$$

hák vyhovuje i při maximálním ohybovém napětí.

#### 4.6.5 Výpočet základního rámu



obr. 4-18

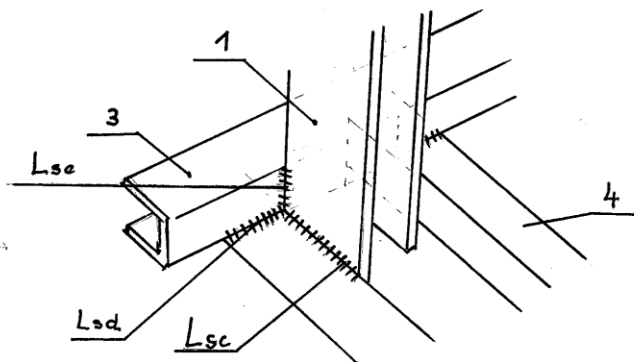
(náčrt autor)

Výpočet základního rámu rozdělíme na dvě části. V první části bude proveden kontrolní výpočet hlavního konstrukčního uzlu. Výpočet bude zaměřen hlavně na únosnost svárových spojů. Tyto výpočty budou provedeny ruční analytickou metodou. Sváry budou kontrolovány na celkovou pevnost a pro kontrolu také na únavu, neboť předpokládáme více jak 5000 cyklů za předpokládanou životnost. Obdobně jako u pohyblivého rámu. Tyto výpočty budou provedeny pro jmenovité zatížení a pro maximální zatížení.

Základní rám bude dále kontrolován na celkovou pevnost. Tento výpočet bude proveden pomocí MKP metody za podpory softwaru SolidWorks. Výpočet pomocí softwaru bude rozdělen na tři části. V první části bude provedena kontrola pouze samostatného základního rámu bez zatížení. Jediné zatížení, které bude uvedeno je zatížení vlastní hmotností.

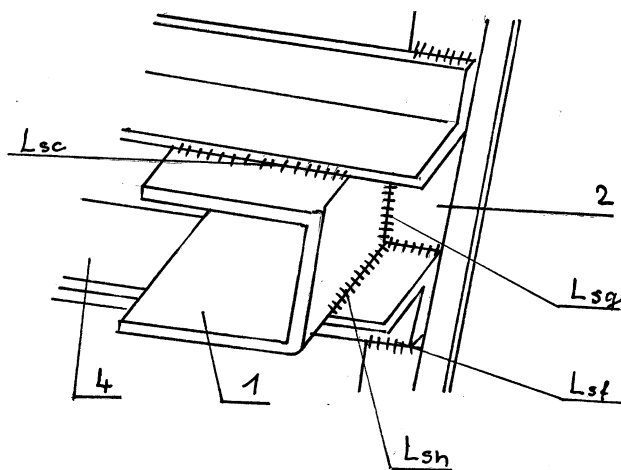
Druhý výpočet bude proveden pro jmenovité zatížení a nakonec bude proveden výpočet při maximálním přetížení. Hmotnost vozíku s vybavením (s kolečky, pohyblivým rámem, se zvedákem ap.) činí přibližně 35 kg. S jmenovitým zatížením (hmotnost bubnu uvádíme 65 kg, tj. 650 N) činí hmotnost 100 kg. Vozík tedy budeme přetěžovat hmotností 100 kg. Maximální břemeno bude vážit 165 kg, tj. 1650 N. Větší přetížení nebudeme uvažovat, protože námi zvolená kolečka větší zatížení neunesou a ani to není v zadání.

Při výpočtech budeme uvažovat, stejně jako u výpočtu sváru u pohyblivého rámu, že sváry jsou namáhány pouze smyk. Toto zjednodušení budeme kompenzovat tím, že na kontrolovaný uzel přeneseme celou zátěž. Dále nebudeme uvažovat, že se zatížení může dělit, neboť tyto konstrukční uzly jsou na vozíku dva.



obr. 4-19

(náčrt vlastní)



obr. 4-20

(náčrt vlastní)

Na obr. 4-19 schematicky zobrazen konstrukční uzel při pohledu ze shora. Tentýž uzel je na obr. 4-20, ale při pohledu ze spodu. Na schématech jsou zobrazeny sváry a jejich umístění.

### Délka sváru

skutečná délka svárů hlavního uzlu (4-4)

$$l_{s2} = \sum_{i=c-h}^6 l_{si} = l_{sc} + l_{sd} + l_{se} + l_{sf} + l_{sg} + l_{sh}$$

$$= 177,6 + 48,8 + 88,8 + 177,6 + 88,8 + 48,8 = 630,4 \text{ mm}$$

kde (4-5, 4-6)

$$l_{sc} = 4 * (L_{sc} - 2 * a) = 4 * (50 - 2 * 2,8) = 177,6 \text{ mm}$$

$$l_{sd} = 2 * (L_{sd} - 2 * a) = 2 * (30 - 2 * 2,8) = 48,8 \text{ mm}$$

$$l_{se} = 2 * (L_{se} - 2 * a) = 2 * (50 - 2 * 2,8) = 88,8 \text{ mm}$$

$$l_{sf} = 4 * (L_{sf} - 2 * a) = 4 * (50 - 2 * 2,8) = 177,6 \text{ mm}$$

$$l_{sg} = 2 * (L_{sg} - 2 * a) = 2 * (50 - 2 * 2,8) = 88,8 \text{ mm}$$

$$l_{sh} = 2 * (L_{sh} - 2 * a) = 2 * (30 - 2 * 2,8) = 48,8 \text{ mm}$$

### Nosný průřez koutového sváru (jednostranného) (4-8)

$$S_{sv2} = a * l_{s2} = 2,8 * 630,4 = 1764 \text{ mm}^2$$

### Výpočet dovoleného napětí (4-9)

$$\tau_{Dsv2} = \alpha_T * \frac{Re}{k_e} = 0,65 * \frac{235}{1,5} = 101,8 \text{ MPa}$$

kde

$$k_e = (1,25 \div 2), \text{ volíme } 1,5$$

$\alpha_T$  – 0,65 - pro boční sváry

**Velikost jmenovitého smykového napětí ve sváru při jmenovitém napětí u statického namáhání (4-10)**

$$\tau_{sv2} = \frac{F_j}{S_{sv2}} = \frac{650}{1764} = 0,37MPa$$

kde (4-7)

$$a = \frac{\sqrt{2}}{2} * t = \frac{\sqrt{2}}{2} * 4 = 2,8mm$$

je koncový součinitel délky sváru

**Kontrola smykového napětí ve sváru při jmenovitém zatížení u statickém namáhání**

$$\tau_{Dsv2} \geq \tau_{sv2}$$

$$101,8MPa \geq 0,37MPa$$

svár na smyk vyhovuje

**Velikost maximálního smykového napětí ve sváru u statického namáhání (4-10)**

$$\tau_{sv2max} = \frac{F_{max}}{S_{sv2}} = \frac{1650}{1764} = 0,93MPa$$

**Kontrola smykového napětí ve sváru při maximálním zatížení u statickém namáhání**

$$\tau_{Dsv2} \geq \tau_{sv2max}$$

$$101,8MPa \geq 0,93MPa$$

svár na smyk vyhovuje i při maximálním zatížení

Z výpočtu můžeme konstatovat, že provedení sváru v konstrukčním uzlu je více než dostatečné.

**Výpočet svárového spoje konstrukčního uzlu základního rámu na únavu**

Jako u pohyblivého rámu, provedeme výpočet základního rámu na únavu. Podmínky jsou velmi obdobné jako u pohyblivého rámu.

**Určení koeficientů**

podle tvaru sváru stanovujeme třídu provedení CD

podle polohy řezu stanovujeme pro řez A-A čára I

řez B-B čára VIb

řez C-C čára VIII

číslo sváru 4

podle smyslu zatížení (míjivé) stanovujeme koeficient zatížení M=0

určení součinitele nerovnoměrnosti cyklu (4-12)

$$k_c = \frac{\tau_d}{\tau_h} = \frac{2}{1+M} = \frac{2}{1+0} = 2$$

### **Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy k průřezu A-A**

ze Smithova diagramu (z ČSN 05 0120) odečteme horní mezní napětí  $\tau_{hA}^\times = 240MPa$  podle čáry I

nominální amplituda napětí (4-13)

$$\tau_{a,nom} = \frac{F_j}{S_{sv2}} = \frac{650}{1764} = 0,4MPa$$

maximální amplituda napětí (4-14)

$$\tau_{a,max} = \frac{F_{max}}{S_{sv2}} = \frac{1650}{1764} = 0,9MPa$$

mezní amplituda napětí (4-15)

$$\tau_{aA}^\times = \frac{\tau_{hA}^\times}{k_c} = \frac{240}{2} = 120MPa$$

součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy (4-16)

$$k_{dA} = \frac{\tau_{aA}^\times}{\tau_{a,nom}} = \frac{120}{0,4} = 300$$

minimální součinitel bezpečnosti (4-17)

$$k_{dAmin} = \frac{\tau_{aA}^\times}{\tau_{a,max}} = \frac{120}{0,9} = 133,3$$

### **Kontrola součinitele bezpečnosti v průřezu A-A**

$$k_{dA} \geq k_d$$

$$300 \geq 2$$

svár v průřezu A-A na únavu vyhovuje

$$k_{dAmin} \geq k_d$$

$$133,3 \geq 2$$

svár v průřezu A-A na únavu vyhovuje i při max. zatížení

### **Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy k průřezu B-B**

ze Smithova diagramu (z ČSN 05 0120) odečteme horní mezní napětí  $\tau_{hB}^{\times} = 116MPa$  podle čáry VIb

mezní amplituda napětí (4-15)

$$\tau_{aB}^{\times} = \frac{\tau_{hB}^{\times}}{k_c} = \frac{116}{2} = 58MPa$$

součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy (4-16)

$$k_{dB} = \frac{\tau_{aB}^{\times}}{\tau_{a,nom}} = \frac{58}{0,4} = 145$$

minimální součinitel bezpečnosti (4-17)

$$k_{dBmin} = \frac{\tau_{aB}^{\times}}{\tau_{a,max}} = \frac{58}{0,9} = 64,4$$

### **Kontrola součinitele bezpečnosti v průřezu B-B**

$$k_{dB} \geq k_d$$

$$145 \geq 2$$

svár v průřezu B-B na únavu vyhovuje

$$k_{dBmin} \geq k_d$$

$$64,4 \geq 2$$

svár v průřezu B-B na únavu vyhovuje i při max. zatížení

### **Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy k průřezu C-C**

ze Smithova diagramu (z ČSN 05 0120) odečteme horní mezní napětí  $\tau_{hC}^{\times} = 60MPa$  podle čáry VIII

mezní amplituda napětí (4-15)

$$\tau_{aC}^{\times} = \frac{\tau_{hC}^{\times}}{k_c} = \frac{60}{2} = 30MPa$$

součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy (4-16)

$$k_{dC} = \frac{\tau_{aC}^{\times}}{\tau_{a,nom}} = \frac{30}{0,4} = 75$$

minimální součinitel bezpečnosti (4-17)

$$k_{dC\min} = \frac{\tau_{aC}^{\times}}{\tau_{a,\max}} = \frac{30}{0,9} = 33,3$$

### **Kontrola součinitele bezpečnosti v průřezu C-C**

$$k_{dC} \geq k_d$$

$$75 \geq 2$$

svár v průřezu C-C na únavu vyhovuje

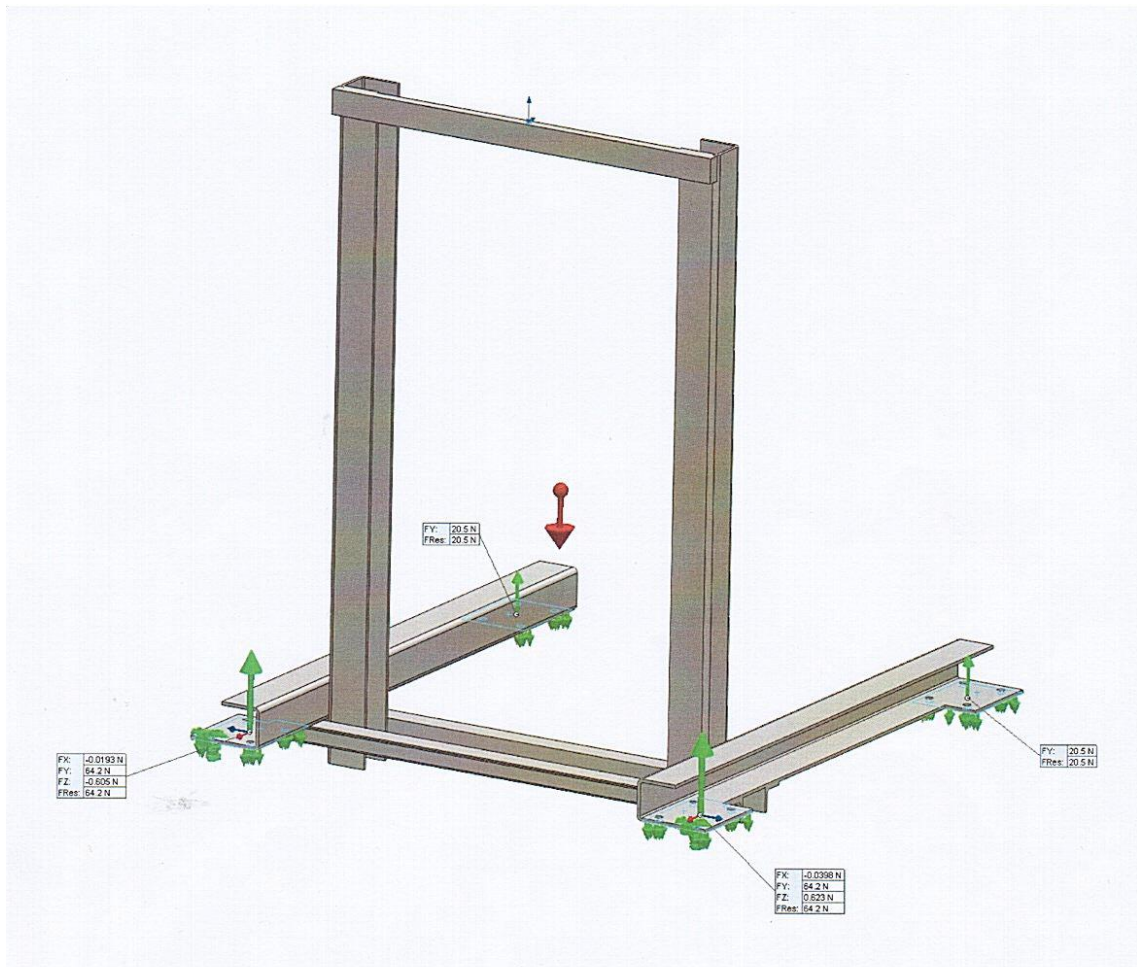
$$k_{dC\min} \geq k_d$$

$$33,3 \geq 2$$

svár v průřezu C-C na únavu vyhovuje i při max. zatížení

## Výpočet reakcí základního rámu od vlastní hmotnosti

Pro výpočet reakcí základního rámu je použit software SolidWorks.



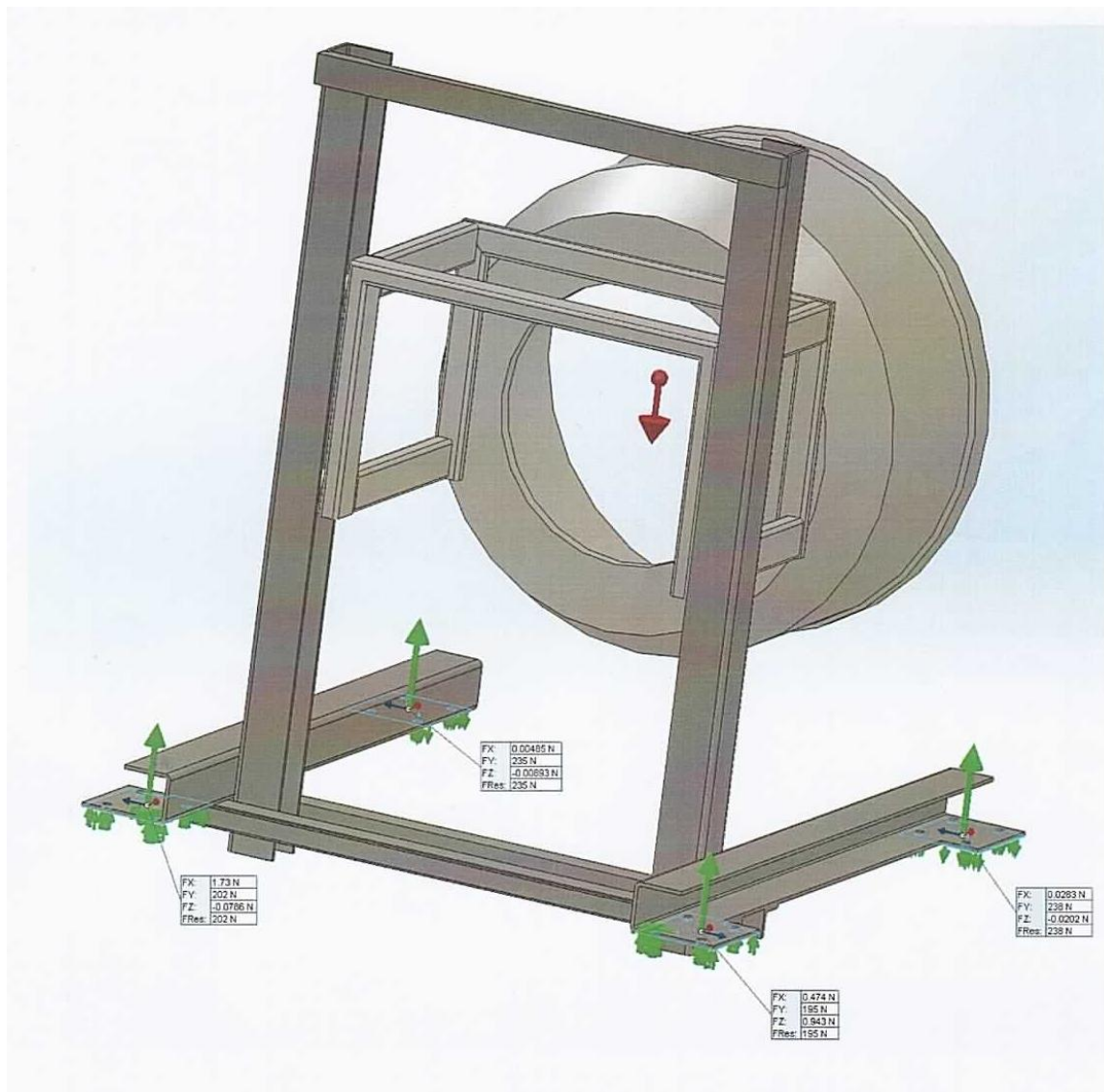
obr. 4-21

(výstup software)

Z výpočtu vyplývá, že větší zatížení je na zadních podpěrách, kde budou upevněna otočná kolečka s brzdou (při pohledu vpředu).

## Výpočet reakcí základního rámu od jmenovitého zatížení

Pro výpočet reakcí základního rámu je použit software SolidWorks.



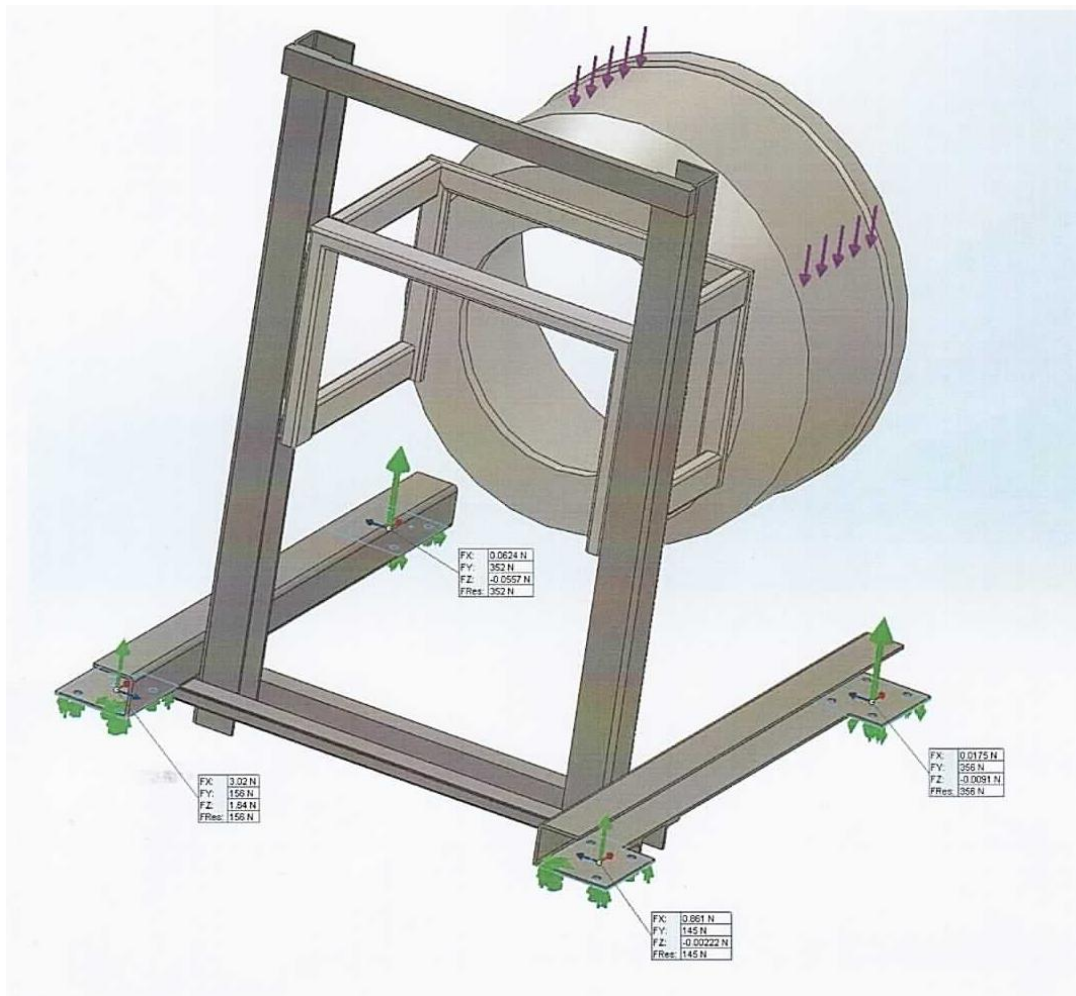
obr. 4-22

(výstup software)

Z počítačového výstupu vyplývá, že reakční síly v podpěrách při jmenovitém zatížení je nyní na předních podpěrách. Při jmenovitém zatížení jsou reakční síly téměř shodné.

## Výpočet reakcí základního rámu od maximálního zatížení

Pro výpočet reakcí základního rámu je použit software SolidWorks.



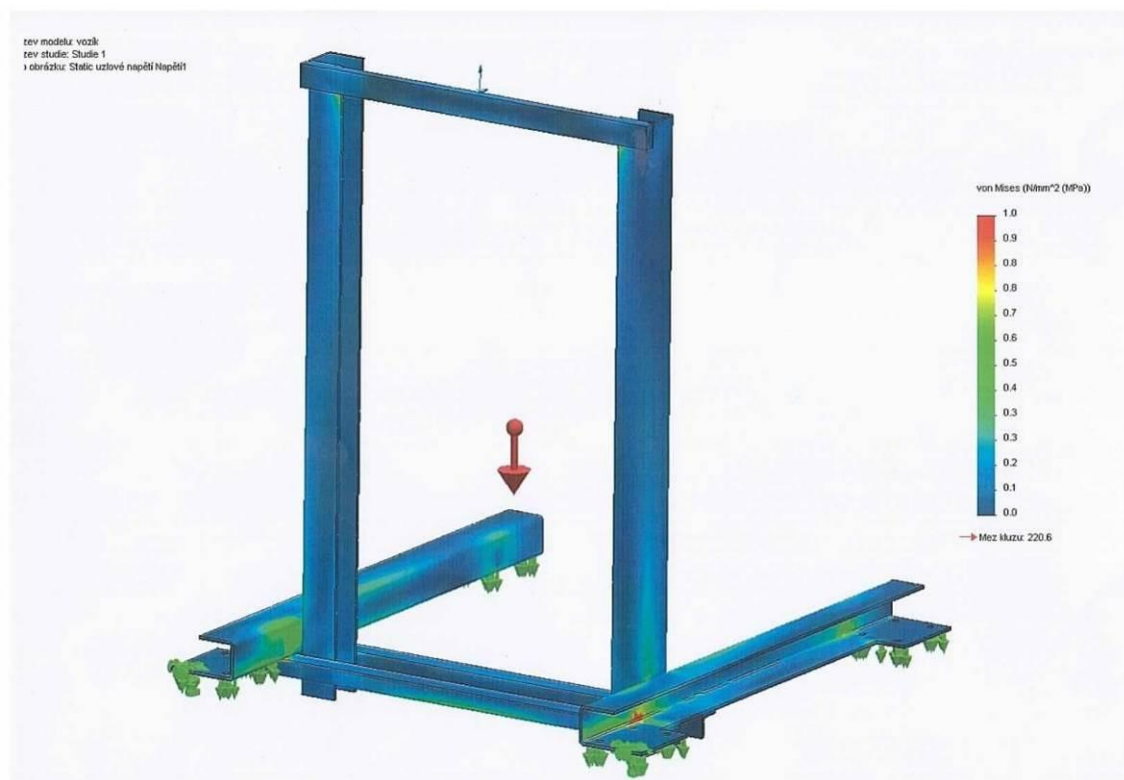
obr. 4-23

(výstup software)

Při maximálním zatížení základního rámu jsou reakční síly na předních podpěrách výrazně vyšší než na zadních podpěrách. Je to logické neboť těžiště výrazně působí na přední část.

## Výpočet napětí základního rámu od vlastní hmotnosti

Pro výpočet napětí základního rámu je použit software SolidWorks.



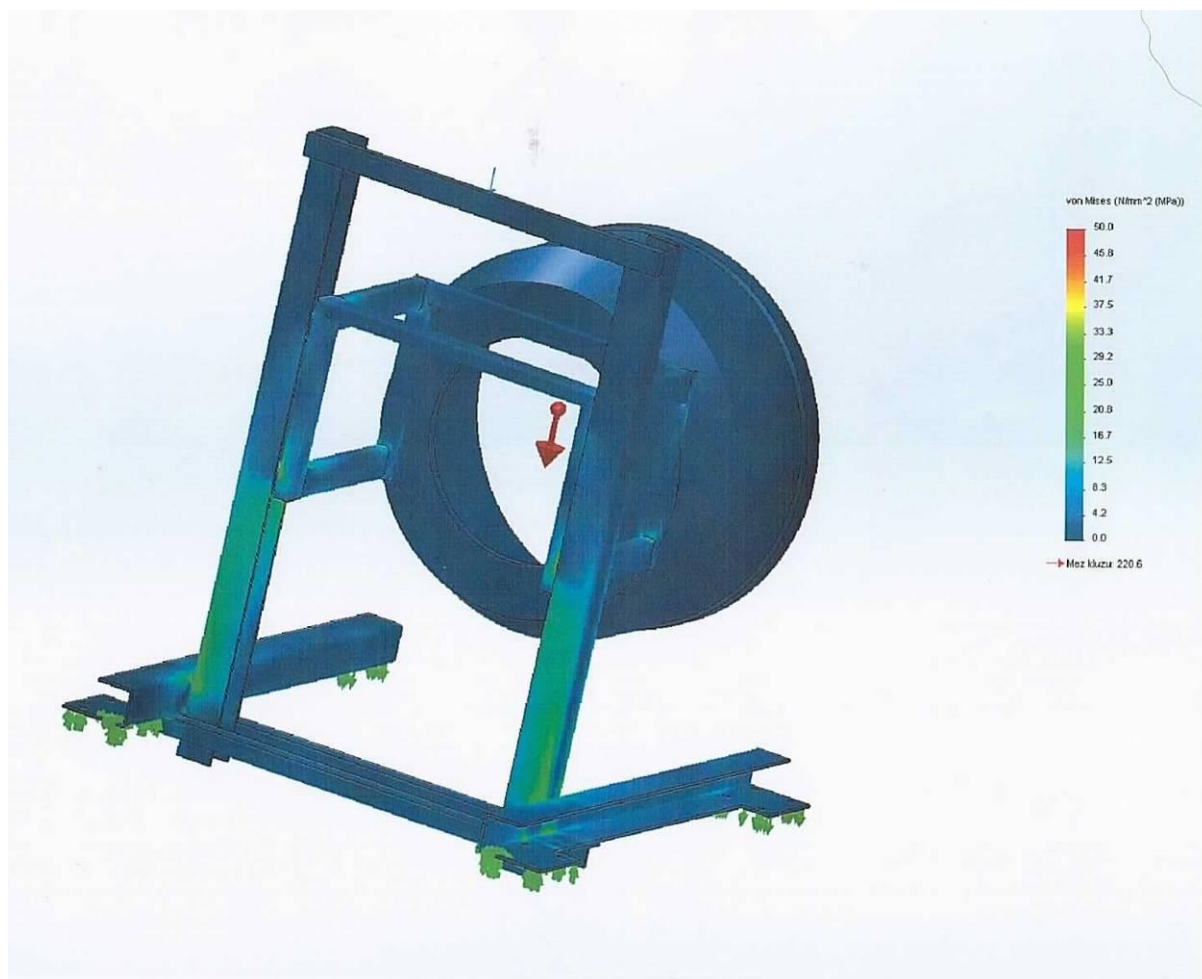
obr. 4-24

(výstup software)

Z barevného spektra, které zobrazuje napětí v rámu vyplývá, že největší napětí je v prostoru uzlu. Jeho hodnota je však max. 1MPa, což je zanedbatelné napětí.

## Výpočet napětí základního rámu od jmenovitého zatížení

Pro výpočet napětí základního rámu je použit software SolidWorks.



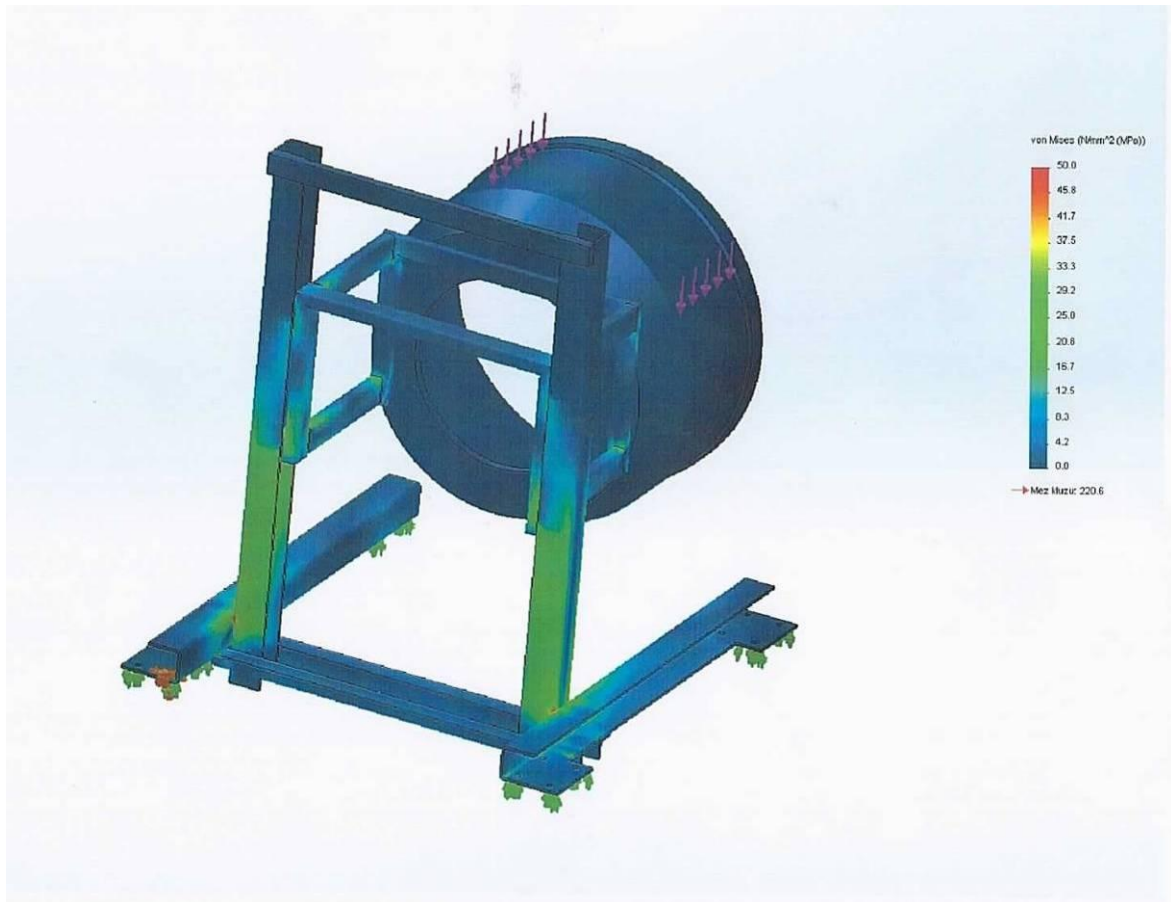
obr. 4-25

(výstup software)

Z výstupu barevného spektra můžeme usoudit, že napětí rámu je na svislých profilech v konstrukčním uzlu. Napětí se pohybuje okolo 30 MPa.

## Výpočet napětí základního rámu od maximálního zatížení

Pro výpočet napětí základního rámu je použit software SolidWorks.



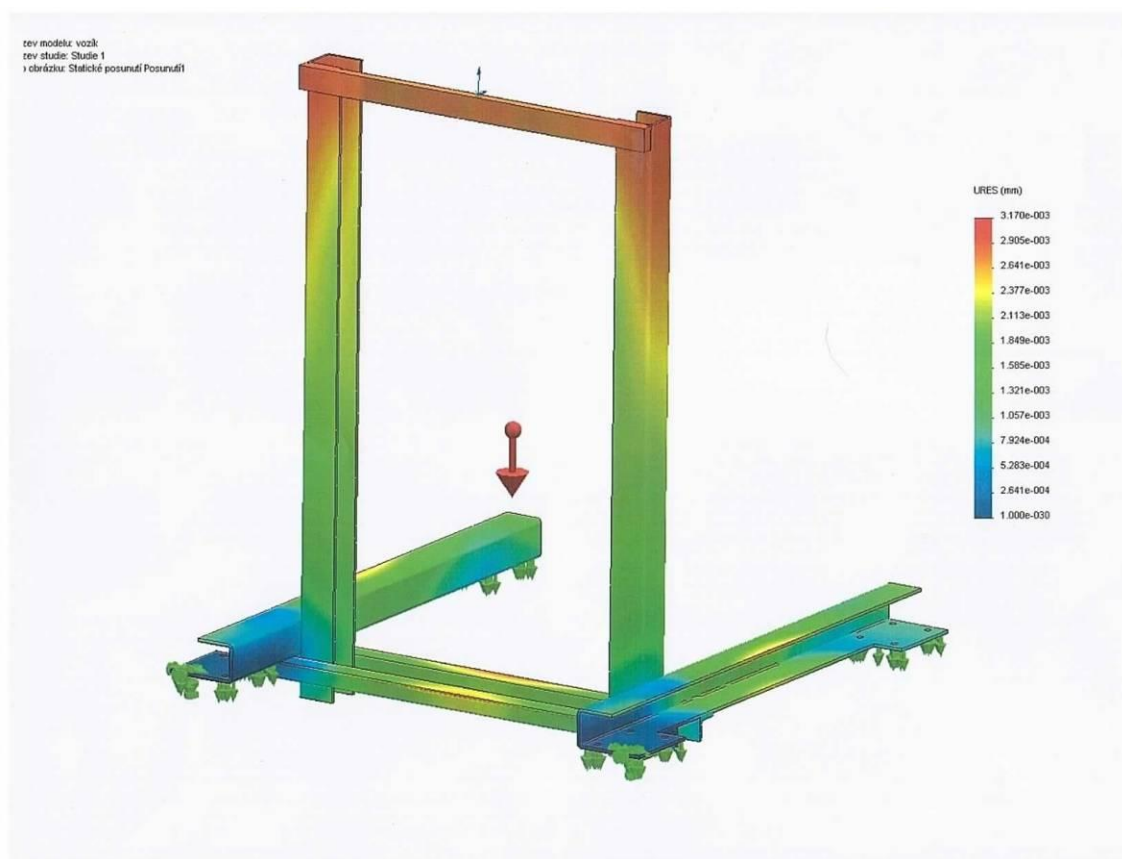
obr. 4-26

(výstup software)

Při přetížení základního rámu se maximální napětí opět vyskytuje v konstrukčním uzlu. Jeho napětí odhadujeme podle barevného spektra okolo 45 MPa.

## Výpočet deformace základního rámu od vlastní hmotnosti

Pro výpočet deformací základního rámu je použit software SolidWorks.



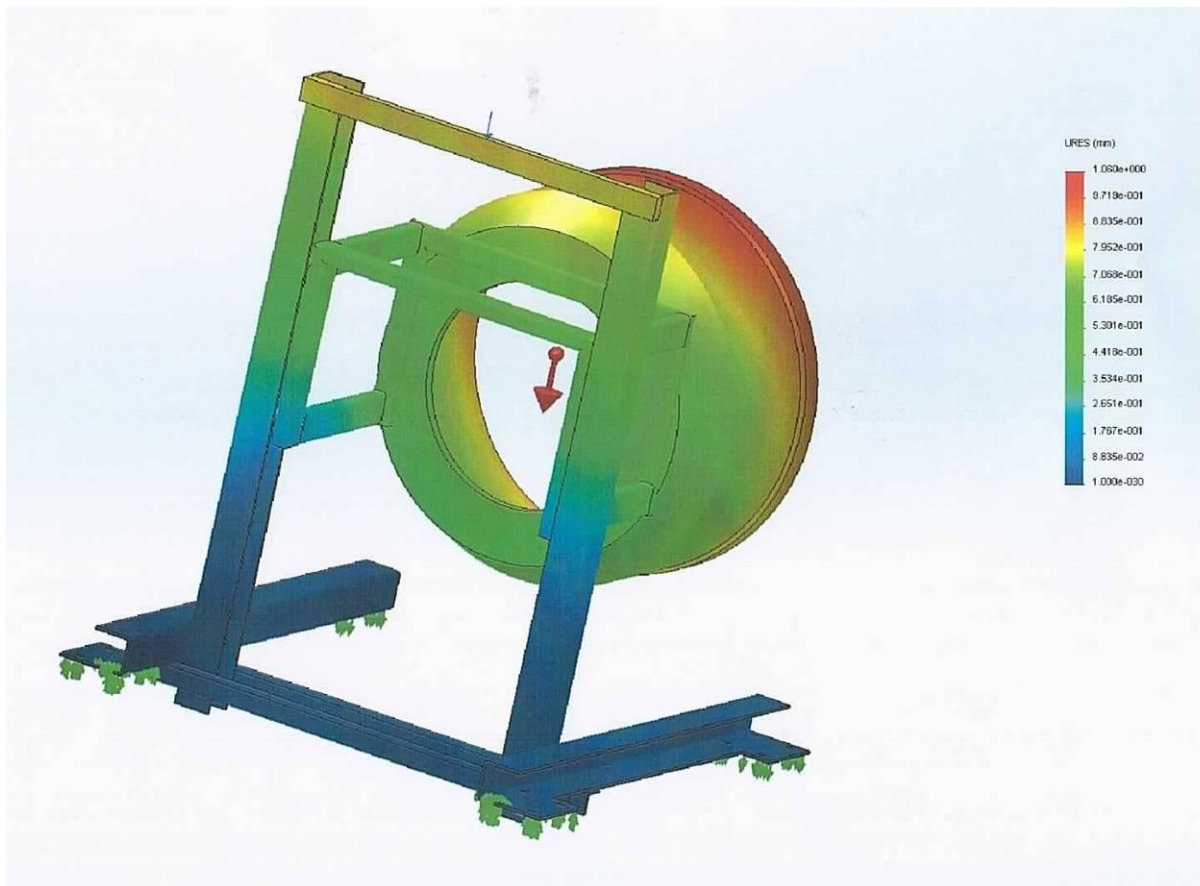
obr. 4-27

(výstup software)

Z obrázku je patrné, že největší deformace jsou v horní části, jak na svislých profilech, tak na spojovacím profilu. Deformace o velikosti 0,00317 mm je zanedbatelná.

## Výpočet deformace základního rámu od jmenovitého zatížení

Pro výpočet deformací základního rámu je použit software SolidWorks.



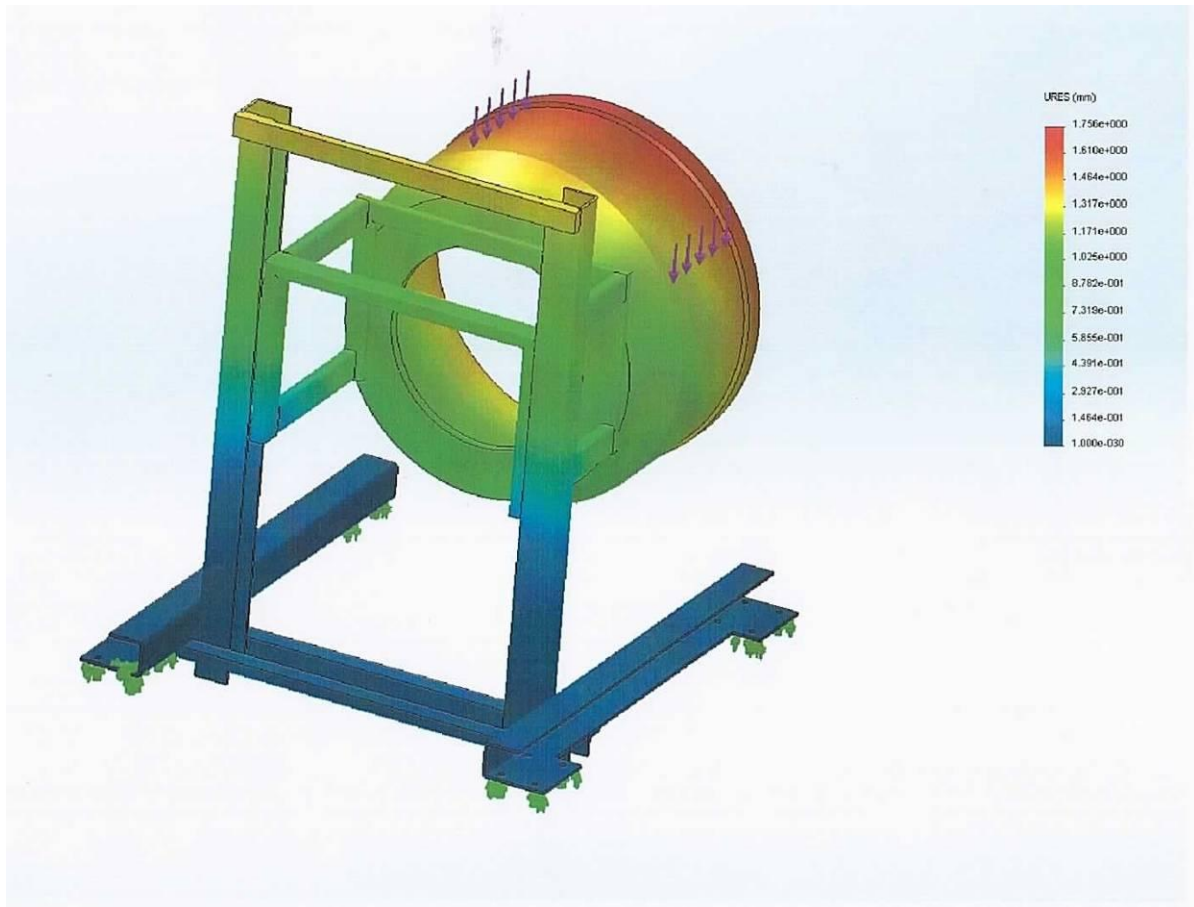
obr. 4-28

(výstup software)

Při zatížení základního rámu vidíme, že největší deformace rámu je v horní části. Z berevného spektra můžeme odhadnout deformaci o velikosti 0,85 mm, což značí vychýlení o necelý milimetr dopředu.

## Výpočet deformace základního rámu od maximálního zatížení

Pro výpočet deformací základního rámu je použit software SolidWorks.



obr. 4-29

(výstup software)

Největší deformaci zjišťujeme na břemenu, které však není předmětem zkoumání. Při maximálním zatížení základního rámu vidíme, že deformace se v horní části pohybuje okolo 1,5 mm.



uprostřed horní stěny

$$\omega_{C1} = (\omega_{A1} + \omega_{A2})/2 = (0 + 2208)/2 = 1104\text{mm}^2 \quad (4-26)$$

uprostřed svislé stěny (4-26)

$$\omega_{C2} = (\omega_{A2} + \omega_{B2})/2 = (2208 + 4416)/2 = 3312\text{mm}^2$$

uprostřed spodní stěny (4-26)

$$\omega_{C3} = (\omega_{B2} + \omega_{B3})/2 = (4416 + 4416)/2 = 4416\text{mm}^2$$

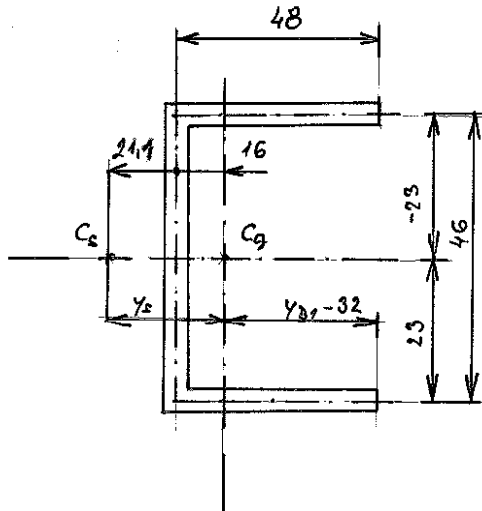
### Stanovení deviačního momentu

Deviační moment vypočteme podle vztahu (4-27)

$$\begin{aligned} D_{\omega_{1y}} &= \sum S * \left[ \frac{(\omega_{Bi} - \omega_{Ai}) * (z_{Bi} - z_{Ai})}{12} + \omega_{Ci} * z_{Ci} \right] = \\ &S_{91} * \left[ \frac{(\omega_{B1} - \omega_{A1}) * (z_{B1} - z_{A1})}{12} + \omega_{C1} * z_{C1} \right] + S_{92} * \left[ \frac{(\omega_{B2} - \omega_{A2}) * (z_{B2} - z_{A2})}{12} + \omega_{C2} * z_{C2} \right] + \\ &+ S_{93} * \left[ \frac{(\omega_{B3} - \omega_{A3}) * (z_{B3} - z_{A3})}{12} + \omega_{C3} * z_{C3} \right] = \\ &= 180 * \left[ \frac{(2208 - 0) * (-23 - (-23))}{12} + 1104 * (-23) \right] + \\ &+ 180 * \left[ \frac{(4416 - 2208) * (23 - (-23))}{12} + 3312 * 0 \right] + \\ &+ 180 * \left[ \frac{(4416 - 4416) * (23 - 23)}{12} + 4416 * 23 \right] = 15235200\text{mm}^5 \end{aligned}$$

### Stanovení středu smyku

Vzhledem k tomu, že profil je symetrický, bude střed smyku  $C_s$  ležet na ose symetrie ve vzdálenosti  $y_s$ .



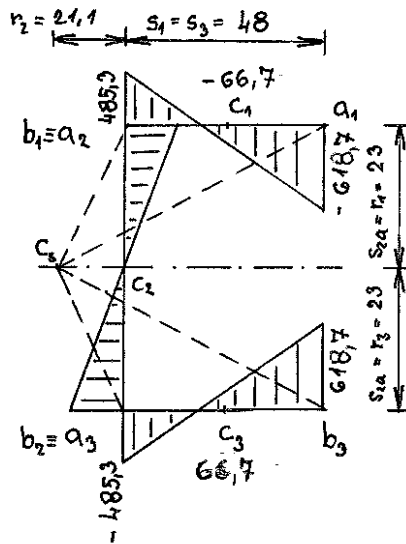
obr. 4-31

(náčrt autor)

$$y_s = y_{B1} + \frac{D_{o1y}}{I_y} = -32 + \frac{15235200}{220400} = 37,1mm \quad (4-28)$$

## Stanovení výsečového momentu setrvačnosti

Pro stanovení výsečového momentu setrvačnosti nejdříve určíme hlavní výsečové souřadnice v koncových bodech.



obr. 4-32

(náčrt autor)

Hodnoty hlavních výsečových souřadnic určíme v koncových bodech a ve středových bodech.

na začátku svislé stěny (4-25)

$$\omega_{a2} = \omega_{b1} = +r_2 \cdot s_{2a} = 21,1 \cdot 23 = 485,3 \text{ mm}^2$$

na začátku horní stěny (4-25)

$$\omega_{a1} = \omega_{a2} - r_1 \cdot s_1 = 485,3 - 23 \cdot 48 = -618,7 \text{ mm}^2$$

na konci svislé stěny (4-25)

$$\omega_{b2} = \omega_{a3} = -r_2 \cdot s_{2b} = -21,2 \cdot 23 = -485,3 \text{ mm}^2$$

na konci spodní stěny (4-25)

$$\omega_{b3} = \omega_{b2} + r_3 \cdot s_3 = -485,3 + 23 \cdot 48 = 618,7 \text{ mm}^2$$

uprostřed horní stěny (4-26)

$$\omega_{c1} = (\omega_{a2} + \omega_{a1})/2 = 485,3 + (-618,7)/2 = -66,7 \text{ mm}^2$$

uprostřed svislé stěny (4-26)

$$\omega_{c2} = (\omega_{b2} + \omega_{a2})/2 = (-485,3 + 485,3)/2 = 0 \text{ mm}^2$$

uprostřed spodní stěny (4-26)

$$\omega_{c3} = (\omega_{b3} + \omega_{b2})/2 = (618,7 + (-485,3))/2 = 66,7 \text{ mm}^2$$

$$\begin{aligned}
I_{\omega} &= \sum S_{9i} \left[ \frac{(\omega_{bi} - \omega_{ai})^2}{12} + \omega_{ci}^2 \right] = S_{91} * \left[ \frac{(\omega_{b1} - \omega_{a1})^2}{12} + \omega_{c1}^2 \right] + \\
&S_{92} * \left[ \frac{(\omega_{b2} - \omega_{a2})^2}{12} + \omega_{c2}^2 \right] + S_{93} * \left[ \frac{(\omega_{b3} - \omega_{a3})^2}{12} + \omega_{c3}^2 \right] = \\
&180 * \left[ \frac{(485,3 - (-618,7))^2}{12} + (-66,7)^2 \right] + 180 * \left[ \frac{(-485,3 - 485,3)^2}{12} + 0^2 \right] + \\
&180 * \left[ \frac{(618,7 - (-485,3))^2}{12} + 66,7^2 \right] = 41698821 \text{mm}^6
\end{aligned} \tag{4-29}$$

### Kritická štíhlost prutu při klopení

Kritickou štíhlost prutu  $\lambda$  budeme počítat v souladu s normou ČSN 73 1401. Využijeme stavu, kdy průřez má jednu osu souměrnou.

určíme parametr deplanace

$$\delta = \frac{2}{h} \sqrt{\frac{I_{\omega}}{I_z}} = \frac{2}{50} \sqrt{\frac{41698821}{137200}} = 0,7 \tag{4-30}$$

spočteme parametr kroucení

$$\alpha_t = 0,62 \frac{L_z}{h} \sqrt{\frac{I_t}{I_z}} = 0,62 \frac{500}{50} \sqrt{\frac{3938,1}{137200}} = 1,05 \tag{4-31}$$

kde

$I_t$  je moment tuhosti v kroucení (spočítán podle Saint Venantovy metody) pro složené profily.

$$I_t = \frac{\alpha_k}{3} \sum_{i=3}^3 b_i t_i^3 \tag{4-32}$$

$L_z$  je vzpěrná délka v ohybu

$$L_z = k_z L = 0,5 * 1000 = 500 \text{mm} \tag{4-33}$$

zjistíme parametr tuhosti průřezu při klopení

$$d_{z\omega} = \delta^2 \left( \frac{L_z}{L_{\omega}} \right)^2 + \frac{4}{\pi^2} \alpha_t^2 = 0,7^2 \left( \frac{500}{500} \right)^2 + \frac{4}{\pi^2} 1,05^2 = 0,94 \tag{4-34}$$

kde

$L_{\omega}$  je vzpěrná délka v kroucení

$$L_{\omega} = k_{\omega} L = 0,5 * 1000 = 500 \text{mm} \tag{4-35}$$

vypočteme součinitele vlivu uložení, zatížení a tuhosti

$$\gamma = \sqrt{\frac{1}{\chi_1 \left[ \frac{2y_s}{h} + \sqrt{\left( \frac{2y_s}{h} \right)^2 + \chi_2 d_{z\omega}} \right]}} = \sqrt{\frac{1}{0,5 \left[ \frac{2 * 37,1}{50} + \sqrt{\left( \frac{2 * 37,1}{50} \right)^2 + 0,5 * 0,94} \right]}} = 0,8 \quad (4-36)$$

$\chi_1, \chi_2$  jsou součinitele zatížení, vzpěrné délky a kroucení (0,5;0,5)

$y_s$  souřadnice působiště příčného zatížení (37,1mm)

kritická štíhlost

$$\lambda_{kr} = \gamma \frac{2L_z}{h} \sqrt{\frac{I_y}{I_z}} = 0,8 \frac{2 * 500}{50} \sqrt{\frac{220400}{137200}} = 20,32 \quad (4-37)$$

štíhlost prutu

$$\lambda = \frac{l_{red}}{\sqrt{\frac{I_{min}}{S}}} = \frac{1000}{\sqrt{\frac{137200}{540}}} = 62,74 \quad (4-38)$$

kontrola na vzpěr

$$\lambda_{kr} \leq \lambda$$

$$20,32 \leq 62,74$$

prut na vzpěr vyhovuje

## ZÁVĚR

Diplomová práce na téma "Manipulační vozík" ukázala jedno z mnoha možných řešení při řešení manipulace s břemeny. Určitě by se našly i jiné metody a způsoby, jak zvedání těžkých břemen pracovníkům ulehčit. Řešení, které bylo náplní této práce má také několik nedostatků. Například, toto řešení a u tohoto manipulačního vozíku práci nezefektivní ani neurychlí. Tím je myšleno, že samotné zvedání zabere víc času, než těžký a namáhavý ruční způsob používaný doposud.

Má však také přednosti. Jednou z nich je, že jednou zvednuté břemeno, může být zvednuté teoreticky neomezenou dobu. Ušetříme jedno spouštění a jedno opětovné zvedání. Také ulehčí pracovníkům možné přenášení břemene. Pomocí koleček tak může být břemeno převáženo z místa na místo.

Další výhodou můžeme vidět v tom, že navržený, spočítaný a nakreslený základní rám by se mohl za určitých podmínek použít i jinak. Stačí vymyslet místo pohyblivého rámu jiný vhodný nástavec.

Jak lze vidět na obrázcích, které jsou součástí přílohy, úkoly, které byly stanoveny v této diplomové práci, byly splněny. Byl proveden rozbor, byla vypracována technická zpráva, byly provedeny kontrolní výpočty důležitých konstrukčních uzlů, převážně ručním způsobem, byl proveden pevnostní výpočet základního rámu, s využitím vhodného softwaru, byla nakreslena základní výkresová dokumentace a nakonec byl "Manipulační vozík" zkonstruován, vyroben a úspěšně odzkoušen. Jediné, co nelze ovlivnit, je jeho samotné použití v praxi. Sami lidé musí být odpovědní za své zdraví a k tomu je žádný vozík ani jiný přípravek nedonutí.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] SHIGLEY, Joseph, E., MISCHKE, Charles, R., BUDYNAS, Richard, G. *Konstruování strojních součástí*. Brno : Vysoké učení technické, Nakladatelství VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Vyd. 3 uprav. a doplň. Praha : Scientia, spol. s r.o., pedagogické nakladatelství, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [3] Zákon 309/2006Sb. ze dne 23.května 2006.
- [4] Nařízení vlády 361/2007Sb. ze dne 12.12.2007.
- [5] WALD, František, a kolektiv, *Prvky ocelových konstrukcí, příklady podle Eurokódů*. Praha : České vysoké učení technické, fakulta stavební, Vydavatelství ČVUT, květen 2003. 159 s., vydání druhé, ISBN 80-01-02722-8.
- [6] PĚNČÍK, Jan., *Stavební mechanika - numerické příklady*. Brno : Vysoké učení technické, učební texty, fakulta stavební, Akademické nakladatelství Cerm, s.r.o. Brno, únor 2005, 150 s., ISBN 80-214-2877-5.
- [7] ŠMIRÁK, Svatopluk., HLAVINKOVÁ, Bohuslava., *Pružnost a plasticita I, příklady*. Brno : Vysoké učení technické, učební texty, fakulta stavební, Akademické nakladatelství Cerm, s.r.o., vydání druhé, srpen 2008, ISBN 978-80-7204-585-3.
- [8] STUDNIČKA Jiří., *Ocelové konstrukce*. Praha : České vysoké učení technické, fakulta stavební, Nakladatelství ČVUT, červen 2006, 147 s., vydání druhé přepracované, ISBN 80-01-03473-9.
- [9] DEJL, Zdeněk., *Konstrukce strojů a zařízení I, spojovací části strojů, návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava : Montanex a.s. 2000, ISBN 80-7225-018-3.
- [10] ČSN 05 0120, *Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí*, Praha : Český normalizační institut, 28.4.1971
- [11] ČSN 73 1401, *Navrhování ocelových konstrukcí*, Český normalizační institut, březen 1998

## **SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha č.1 Základní rám

Příloha č.2 Kompletní manipulační vozík při funkční zkoušce

Příloha č.3 Manipulační vozík opatřený nátěrem a madly

Příloha č.4 Manipulační vozík v provozu

Příloha č.5 Výkres sestavy Manipulačního vozíku (volně vložený list)

Příloha č.6 Výkres svařence Základního rámu (volně vložený list)

Základní rám bez madel a bez nátěru.



příloha č1.

(foto autor)

Kompletní manipulační vozík při funkční zkoušce, bez náteru a bez madel.



příloha č.2

(foto autor)

Manipulační vozík opatřený nátěrem a madly.



příloha č.3

(foto autor)

## Manipulační vozík v provozu



příloha č.4

(foto autor)