



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Konstrukční návrh nůžkového zvedáku

Scissor Lift Design

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2021

Václav MRÁZ

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Martin Dub, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mráz** Jméno: **Václav** Osobní číslo: **492439**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojího inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh nůžkového zvedáku

Název bakalářské práce anglicky:

Scissor Lift Design

Pokyny pro vypracování:

V rámci bakalářské práce zpracujte návrh nůžkového zvedáku europalet. Zatížení volte dle platných standardů europalet.
Osnova:

- Rešerše problematiky nůžkových zvedáků
- Vytvoření koncepčních návrhů zvedáku
- 3D CAD model vybraného řešení
- Vybraná výkresová dokumentace
- Závěrečná zhodnocení

Seznam doporučené literatury:

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol.: Technický průvodce, Části strojů, Praha. SNTL, Nakladatelství technické literatury, 1989.
Katalogy výrobců, internetové zdroje

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Martin Dub, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **05.04.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **30.06.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Martin Dub, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martina Duba, Ph.D. za použití uvedené literatury.

V Praze dne 28.5.2022

Václav Mráz

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce, panu Ing. Martinu Dubovi, Ph.D. za jeho cenné rady a připomínky, rodinně za jejich trpělivost a podporu.

Anotační list

Jméno autora: Václav Mráz
Název bakalářské práce: Konstrukční návrh nůžkového zvedáku
Anglický název: Scissor lift design
Rok napsání: 2021
Studijní program: B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí bakalářské práce: Ing. Martin Dub, Ph.D.

Bibliografické údaje: počet stran: 47
počet obrázků: 31
počet tabulek: 4
počet příloh: 1

Klíčová slova: Nůžkový zvedák

Keywords: Scissor lift

Anotace:

Cílem této bakalářské práce je navrhnout nůžkový zvedák s plošinou o rozměrech europalety (1200 x 800 mm), nosností 1500 kg a zdvihem 1,5 m.

Abstract:

The aim of this bachelor thesis is to design scissor jack with platform which has a dimension of europalette (1200 x 800 mm), loading capacity 1500 kg and lift height 1,5 m.

Obsah

Úvod	1
Teoretická část	2
1.1 Stavba a typy nůžkových zvedáků	3
1.1.1 Hlavní části nůžkového zvedáku	3
1.1.2 Typy nůžkových zvedáků	7
1.2 Navrhování nosné konstrukce dle ČSN EN 1493	9
1.2.1 Zatížení a síly	10
1.3 Ověření bezpečnostních požadavků dle ČSN EN 1493	10
1.3.1 Kontrola návrhu konstrukce	10
1.3.2 Kontrola výroby	10
1.3.3 Praktické zkoušky	11
1.4 Značení zvedáků dle ČSN EN 1493	11
Praktická část	12
2. Praktická část	13
2.1 Zatížení plošiny nůžkového mechanismu	13
2.1.1 Základní hodnoty	13
2.1.2 Počet stupňů volnosti	14
2.1.3 Statický výpočet zatížení	14
2.2 Uvolnění nosníků nůžkového mechanismu	16
2.2.1 Těleso 4 – Výpočet reakcí, vnitřních účinků a momentů	16
2.2.2 Těleso 3 – Výpočet reakcí, vnitřních účinků a momentů	17
2.2.3 Těleso 2 – Výpočet reakcí, vnitřních účinků a momentů	18
2.2.4 Těleso 1 – Výpočet reakcí, vnitřních účinků a momentů	19
2.2.5 Vypočtené hodnoty	20
2.3 Návrh čepů	21
2.4 Výpočet rozměrů Jäckl profilů	22
2.5 Výpočet pohybového šroubu	23
2.5.1 Výpočet pohybového šroubu	23
2.5.2 Kontrolní výpočty pohybového šroubu	24
2.5.4 Kinematické poměry	26
2.5.5 Energetické poměry	26
2.6 Návrh elektromotoru	27
2.7 Kontrola ložisek uložení pohybového šroubu	27
2.8 Popis konstrukčního řešení	28
Závěr	32
Seznam použité literatury	33
Seznam obrázků	35
Seznam tabulek	37
Seznam zkratk a symbolů	38
Seznam příloh	41

Úvod

Nůžkové zvedáky se používají ke zvedání břemen, k usnadnění práce dělníka. Jejich výhodou jsou jednoduchá konstrukce, snadná údržba, vysoká spolehlivost a kompaktní rozměry. Důležitými faktory zvedáků jsou jejich nosnost, výška zdvihu, plocha zvedací plošiny, počet zdvihů za směnu a samozřejmě cena. Velký důraz je kladen na bezpečnost. Mají využití v širokém spektru odvětví.

Mám za úkol navrhnout nůžkový zvedák daných parametrů. V teoretické části se budu zabývat různými druhy nůžkových zvedáků, možnostmi jejich provedení. V praktické části nastává uvolnění jednotlivých těles zvedáku, zjištění kritických míst a velikost zatížení. Navrhnou a zkontroluji rozměry čepů, nůžek, pohybového šroubu, zvolím vhodný elektromotor s převodovkou dle výkonu, otáček a převodového poměru.



Teoretická část

1.1 Stavba a typy nůžkových zvedáků

Nůžkové zvedáky svojí konstrukcí připomínají nůžky. Ramena základního rámu svým vzpřímením zvedají desku. Prostor pod deskou je zcela nepřístupný a tento prostor se dá využít k umístění pohonného agregátu s akumulátorem. Zdvih nůžkového zvedáku závisí na délce a počtu zvedaných ramen. Při použití vícenásobných nůžek může dosáhnout zdvihu nižších desítek metrů.

1.1.1 Hlavní části nůžkového zvedáku

Nůžkový zvedák se skládá z těchto částí:

- horní rám s plošinou
- nůžkový mechanismus
- základní rám
- pohonná jednotka

Plošina

Plošina může být dle potřeby vybavena ochranným rámem. Zabezpečují bezpečné uložení manipulovaného předmětu.

Dle její pohyblivosti se dělí na:

- pevnou
- výsuvnou
- otočnou



Obr. 1.: Nůžkový zvedák s výsuvnou plošinou [1]

Nůžkový mechanismus

Je tvořen dvěma páry ramen, která jsou k sobě vždy v půlce připevněna čepem. Aby byl umožněn pohyb mechanismu, je jedno rameno připevněno pevně k rámu, druhé k plošině. Protilehlé konce ramen jsou upevněny posuvně. Se spodním i horním rámem je nůžkový mechanismus na dvou místech spojen ložisky. Vodící kladky, jež se pohybují v kolejnicích rámu, se nacházejí vždy na protilehlé straně.

Zdvihu je docíleno roztahováním nůžek.

Nůžkovým mechanismem se dá docílit vysokého pracovního zdvihu, přičemž ve sklopeném stavu je zachována malá výška.

Dle pracovního zdvihu můžeme nůžkový mechanismus dělit na:

- jednonůžkový
- dvojnůžkový
- trojnůžkový
- vícenůžkový
- tandemový



Obr. 2.: Jednonůžkový zvedák [9]



Obr. 3.: Tandemový nůžkový zvedák [10]



Obr. 4.: Vícenůžkový zvedák [11]

Základní rám

Základní rám, na němž stojí celý mechanismus, je svarek z jáckl profilů. Může být doplněn koly pro lepší mobilitu. Dále je možnost ho pevně připevnit např. na nákladní automobil. Toho se využívá při opravě elektrického vedení apod. U mobilního, přenosného nůžkového zvedáku, je rám bez kol.



Obr. 5.: Dvoucestné vozidlo s nůžkovou zdvihací plošinou [12]



Obr. 6.: Nůžková zdvihací plošina s pojezdovými koly [13]

Pohonná jednotka

Hydraulická jednotka je tvořena hydromotorem ovládaným hydraulickým agregátem s elektromotorem. Pomocí soustavy ventilů a škrtkících prvků se kapalina rozvede od agregátu k hydromotoru. Zařízení spotřebovává elektrickou energii pouze při zvedání, jelikož je jednotka jednočinná. Při spouštění není elektromotor v chodu.

U pneumatického pohonu se síla vytváří působením stlačeného vzduchu na píst. Tlak vzduchu přímo souvisí s nosností zvedáků. Tohoto pohonu se využívá pouze v místě, kde je k dispozici stlačený vzduch i pro jiné účely. Jeho použití je ovlivněno přívodní hadicí.

Pohánění zvedáku mechanicky spočívá v napojení pohybového šroubu na elektromotor. Tento způsob se hojně využívá především pro svou jednoduchost.



Obr. 7.: Mechanická pohonná jednotka [1]



Obr. 8.: Hydraulická pohonná jednotka [14]

1.1.2 Typy nůžkových zvedáků

Mobilní

Mobilní zvedáky se pyšní kompaktními rozměry. Jelikož nemají kola, je třeba je položit na vhodný rovný terén. Pro snadnou manipulaci se doplňují vhodnými madly, tak aby při jejich uchycení nedocházelo k úrazům ruky či nohou vlivem kontaktu s rámem. Nedosahují vysokých zdvihů. Používají se k usnadnění činností jako je tmelení, stříkání, broušení. Své místo mají v lakovnách i pneuservisech.

Součástí mobilních zvedáků musí být brzdy proti neúmyslnému pohybování. Musí zabránit pohybu na sklonech podlah, které dovoluje výrobce.

Nevýhodou většiny nůžkových zvedáků je nepřístupnost k podvozku.

Zákazník si může vybrat, zda chce ruční (nožní) pohon, případně hydraulický či pneumatický.



Obr. 9.: Mobilní nůžkový zvedák [15]

Stacionární nadpodlažní

Podstata konstrukce je stejná jako u mobilního nůžkového zvedáku. Stacionární zvedák je nepohyblivý, ale umožňuje zvedat větší hmotnosti. Existuje vícenásobné nůžkové provedení, mnohem častěji se ale používají dvě samostatné elektricky synchronizované jednotky. Tato varianta umožňuje při zdvihu automobilu přístup k podvozku. Použití pouze jednoho stacionárního zvedáku, se využívá např. při opravě motocyklu, je kladen důraz na komfort obsluhy.

Nejčastěji jsou poháněny hydromotorem nebo pneumotorem. Právě kvůli jejich využití v servisech, nebývá u nich ruční pohon obvyklý.

Standardním vybavením je zvuková výstraha při zvedání i spouštění břemene.



Obr. 10.: Stacionární nadpodlažní nůžkový zvedák [16]

Stacionární podpodlahové

Stavbou se neliší od nadpodlažního, ale rám a tělo je schováno pod podlahou. Pokud nejsme omezeni hloubkou jámy, do které konstrukci schováme, dá se dosáhnout vysokého zdvihu za použití vícenůžkového mechanismu.



Obr. 11.: Stacionární podpodlahový nůžkový zvedák [17]

1.2 Navrhování nosné konstrukce dle ČSN EN 1493

Materiály a konstrukce musí být vybrány tak, aby zvedák zachoval odpovídající úroveň bezpečnosti za všech podmínek včetně poruchových situací.

Největší možné namáhání, které vznikne z nejnepříznivějšího zatížení, musí být porovnáno s dovoleným namáháním pro každou nosnou část.

1.2.1 Zatížení a síly

Normální zatížení

a) Zatížení konstrukce vlastní hmotností

Zatížení vlastní hmotností může být vyvoláno jak nepohyblivými, tak pohyblivými součástmi zvedáku. Vliv nepohyblivých částí je považován za statické zatížení. Zatížení od pohyblivých částí je dynamické.

b) Jmenovitá hmotnost

c) Dynamické síly

d) Účinky sklonu

Ovlivnění dovoleným sklonem

Zatížení od vnějších vlivů – vítr

Pro zvedáky určené k použití ve venkovním prostředí se musí brát v potaz tlak vyvolaný silou větru, max. 125 N/m^2 , to odpovídá rychlosti větru 14 m/s ($50,4 \text{ km/h}$).

1.3 Ověření bezpečnostních požadavků dle ČSN EN 1493

1.3.1 Kontrola návrhu konstrukce

Kontrola návrhu konstrukce ověřuje, zda je zvedák navržen v souladu s bezpečnostními předpisy. Minimálně musí být kontrolovány:

a) výkresy obsahující základní rozměry zvedáku

b) důležité informace o vlastnostech zvedáku uvedené v jeho popisu

c) informace o použitých materiálech a částech

d) schéma obvodů (elektrický, pneumatických, hydraulických)

e) instrukce ohledně montáže, demontáže, uvedení do provozu a provozu

f) konstrukční výpočty

1.3.2 Kontrola výroby

Ověřuje, zda:

a) zvedák je vyroben v souladu s kontrolovanými dokumenty

b) svařování bylo provedeno v souladu s výkresy

1.3.3 Praktické zkoušky

Ověřuje, zda:

- a) zvedák je stabilní
- b) zvedák je konstrukčně pevný
- c) všechny pracovní funkce pracují správně a bezpečně

Dynamická zkouška

Provádí se všechny pohyby se zkušebním zatížením s odpovídajícím zrychlením a zpomalením. Dosahuje se hlavně nejméně příznivých poloh.

Statická zkouška

Zvedák je nastaven do každé polohy, která vytváří maximální namáhání jakékoli zatížené nosné části zvedáku.

Zvedák nesmí po ukončení zkoušek vykazovat známky trvalé deformace.

Funkční zkoušky

Funkční zkoušky se jmenovitým zatížením musí dokázat, zda:

- a) zvedák může zvládnout všechny pohyby jmenovitou rychlostí
- b) bezpečnostní zatížení pracuje správně (ochrana proti netěsnosti)
- c) maximální dovolené rychlosti nejsou překročeny

Funkční zkoušky bez zatížení musí dokázat, že blokovací systém ramena odolává stanoveným hodnotám.

1.4 Značení zvedáků dle ČSN EN 1493

Na zvedáku musí být tyto informace:

- a) jmenovitá nosnost
- b) dovolené rozložení zatížení, jestliže na tom závisí jmenovitá nosnost
- c) informace o připojení hydrauliky, pneumatiky nebo elektrické energie, jestliže je vně dodávána



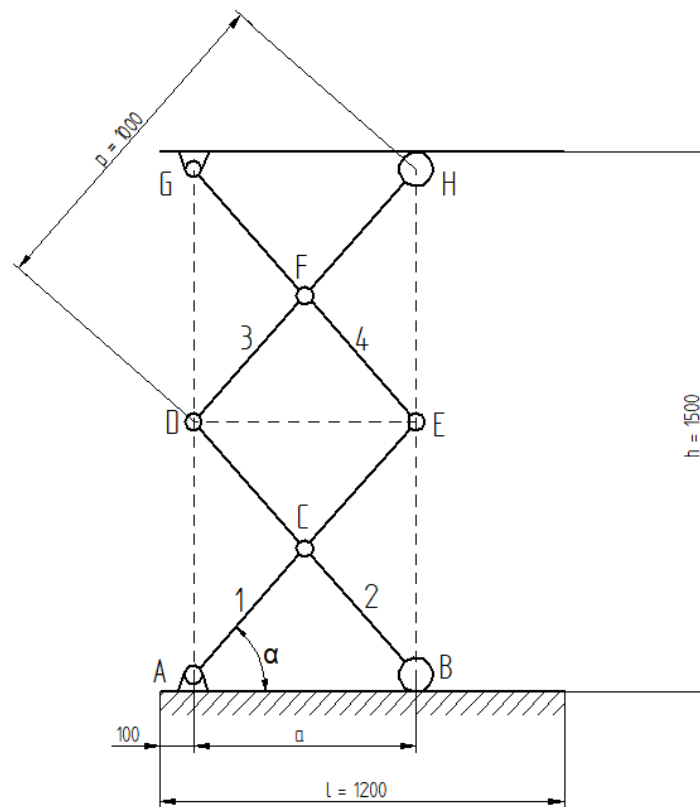
Praktická část

2. Praktická část

Navrhuji nůžkový zvedák. Zdvih je uskutečněn pohybovým šroubem připojeným přes převodovku k elektromotoru.

2.1 Zatížení plošiny nůžkového mechanismu

2.1.1 Základní hodnoty



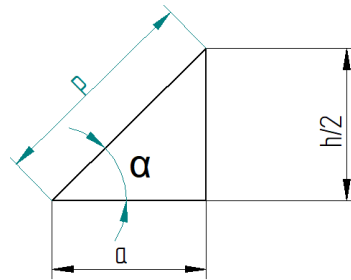
Obr. 12.: Schéma nůžkového mechanismu

Plošina 1200x800

Zatížení $F = mg = 9,81 \cdot 1500 = 14715 \text{ N}$

Zdvih $h = 1500 \text{ mm}$

Délka profilů $p = 1000 \text{ mm}$



Obr. 13.: Určení úhlu α

$$\sin \alpha = \frac{\frac{h}{2}}{p} = \frac{750}{1000} \Rightarrow \alpha_{max} = 48,59^\circ \quad (1)$$

$$a = \sqrt{p^2 - \left(\frac{h}{2}\right)^2} = \sqrt{1000^2 - 750^2} = 661,438 \text{ mm} \quad (2)$$

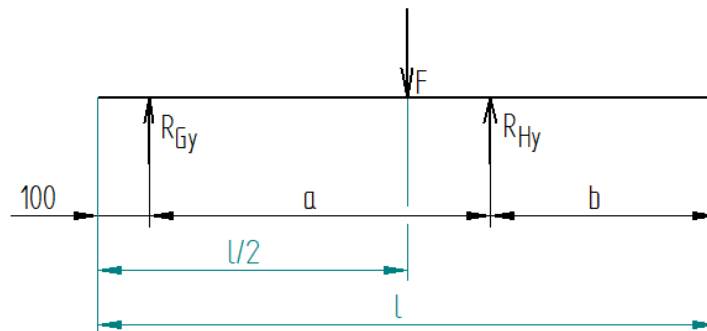
Pro následující výpočty reakcí, uvažuji $\alpha_{min} = 10^\circ$

2.1.2 Počet stupňů volnosti

$$n = 3(t - 1) - 2r - p = 3(6 - 1) - 2 * 6 - 2 = 1^\circ \quad (3)$$

2.1.3 Statický výpočet zatížení

Síla uprostřed



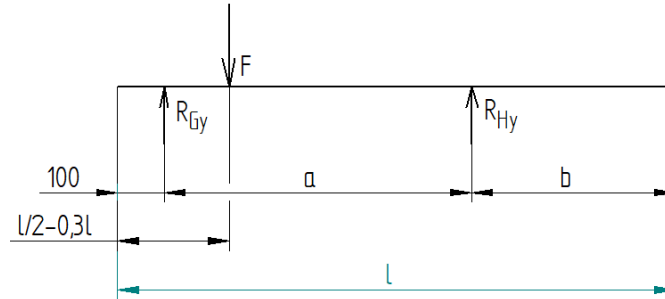
Obr. 14.: Zatížení silou uprostřed

$$x: 0 = 0 \quad (4)$$

$$y: R_{Gy} - F + R_{Hy} = 0 \Rightarrow R_{Gy} = F - R_{Hy} = 3591,51 \text{ N} \quad (5)$$

$$M_G: -F \left(\frac{l}{2} - 100\right) + R_{Hy} a = 0 \Rightarrow R_{Hy} = \frac{F \left(\frac{l}{2} - 100\right)}{a} = 11123,49 \text{ N} \quad (6)$$

Excentricita o 30 % k G



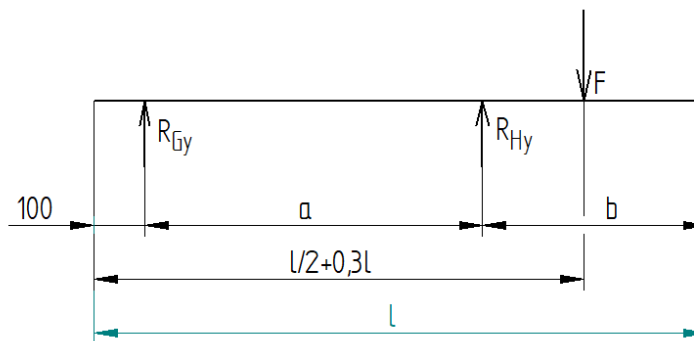
Obr. 15.: Zatížení posunutou silou 1

$$x: 0 = 0 \quad (7)$$

$$y: R_{Gy} - F + R_{Hy} = 0 \Rightarrow R_{Gy} = F - R_{Hy} = 11600,42 \text{ N} \quad (8)$$

$$M_G: -F \left(\frac{l}{2} - 0,3l * 100 \right) + R_{Hy}a = 0 \Rightarrow R_{Hy} = \frac{F \left(\frac{l}{2} - 0,3l * 100 \right)}{a} = 3114,58 \text{ N} \quad (9)$$

Excentricita o 30 % k H



Obr. 16.: Zatížení posunutou silou 2

$$x: 0 = 0 \quad (10)$$

$$y: -R_{Gy} + F - R_{Hy} = 0 \Rightarrow R_{Gy} = +F - R_{Hy} = -4417,41 \text{ N} \quad (11)$$

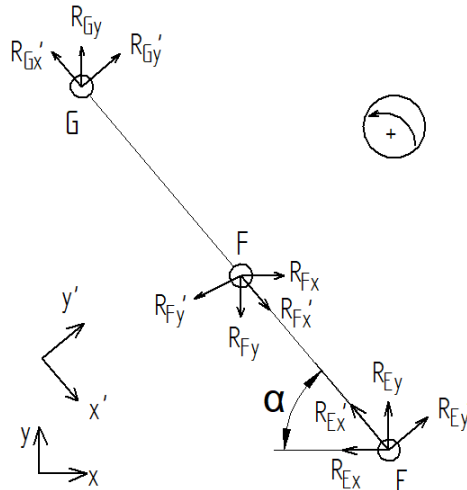
$$M_G: -F \left(\frac{l}{2} + 0,3l * 100 \right) + R_{Hy}a = 0 \Rightarrow R_{Hy} = \frac{F \left(\frac{l}{2} + 0,3l * 100 \right)}{a} = 19132,41 \text{ N} \quad (12)$$

Největší zatížení v bodech G a H ve směru osy y vzniká při posunutí síly F k bodu G, respektive H. Následující reakce počítám tedy pro tyto nejzatíženější stavy.

$$R_{Gy} = 11600,42 \text{ N}; R_{Hy} = 19132,41 \text{ N}$$

2.2 Uvolnění nosníků nůžkového mechanismu

2.2.1 Těleso 4 – Výpočet reakcí, vnitřních účinků a momentů



Obr. 17.: Rozklad tělesa 4

Reakce

$$x: R_{Fx} - R_{Ex} = 0 \quad (13)$$

$$y: R_{Gy} - R_{Fy} + R_{Ey} = 0 \quad (14)$$

$$M_F: -R_{Gy} * \frac{p}{2} \cos \alpha + R_{Ey} * \frac{p}{2} \cos \alpha - R_{Ex} * \frac{p}{2} \sin \alpha = 0 \quad (15)$$

Vnitřní účinky

$$R'_{Gx} = R_{Gy} \cos(90 - \alpha) \quad (16)$$

$$R'_{Gy} = R_{Gy} \sin(90 - \alpha) \quad (17)$$

$$R'_{Fx} = R_{Fx} \cos \alpha + R_{Fy} \sin(90 - \alpha) \quad (18)$$

$$R'_{Fy} = -R_{Fx} \sin \alpha + R_{Fy} \sin(90 - \alpha) \quad (19)$$

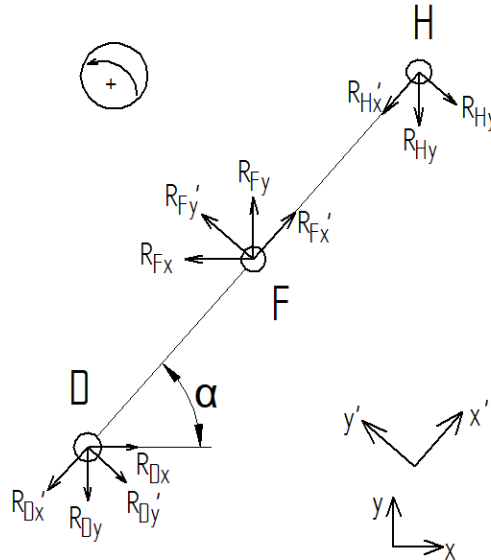
$$R'_{Ex} = R_{Ex} \cos \alpha + R_{Ey} \cos(90 - \alpha) \quad (20)$$

$$R'_{Ey} = -R_{Ex} \sin \alpha + R_{Ey} \sin(90 - \alpha) \quad (21)$$

Moment

$$M_{Fo} = \frac{p}{2} |R'_{Gy}| = \frac{p}{2} |R'_{Ey}| \quad (22)$$

2.2.2 Těleso 3 – Výpočet reakcí, vnitřních účinků a momentů



Obr. 18.: Rozklad tělesa 3

Reakce

$$x: -R_{Fx} + R_{Dx} = 0 \quad (23)$$

$$y: -R_{Hy} + R_{Fy} - R_{Dy} = 0 \quad (24)$$

$$M_F: -R_{Hy} * \frac{p}{2} \cos \alpha + R_{Dx} * \frac{p}{2} \sin \alpha - R_{Dy} * \frac{p}{2} \cos \alpha = 0 \quad (25)$$

Vnitřní účinky

$$R'_{Hx} = R_{Hy} \cos(90 - \alpha) \quad (26)$$

$$R'_{Hy} = R_{Hy} \sin(90 - \alpha) \quad (27)$$

$$R'_{Fx} = R_{Fy} \cos(90 - \alpha) - R_{Fx} \cos(90 - \alpha) \quad (28)$$

$$R'_{Fy} = R_{Fy} \sin(90 - \alpha) + R_{Fx} \sin \alpha \quad (29)$$

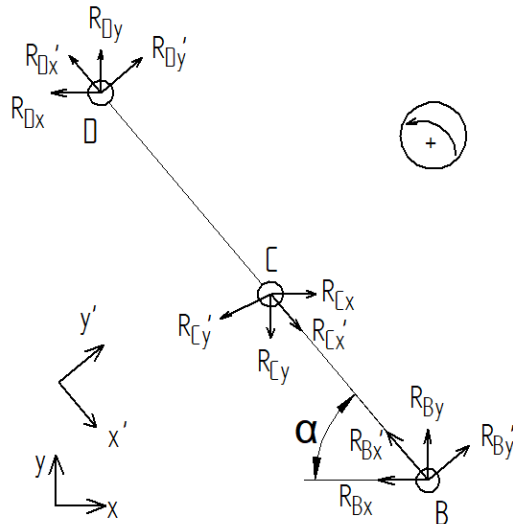
$$R'_{Dx} = R_{Dy} \cos(90 - \alpha) + R_{Dx} \cos \alpha \quad (30)$$

$$R'_{Dy} = R_{Dx} \sin \alpha + R_{Dy} \sin(90 - \alpha) \quad (31)$$

Moment

$$M_{Fo} = \frac{p}{2} |R'_{Hy}| = \frac{p}{2} |R'_{Dy}| \quad (32)$$

2.2.3 Těleso 2 – Výpočet reakcí, vnitřních účinků a momentů



Obr. 19.: Rozklad tělesa 2

Reakce

$$x: R_{Cx} - R_{Dx} - R_{Bx} = 0 \quad (33)$$

$$y: R_{Dy} - R_{Cy} + R_{By} = 0 \quad (34)$$

$$M_C: -R_{Dy} * \frac{p}{2} \cos \alpha + R_{Dx} * \frac{p}{2} \sin \alpha + R_{By} * \frac{p}{2} * \cos \alpha + R_{Bx} * \frac{p}{2} \sin \alpha = 0 \quad (35)$$

Vnitřní účinky

$$R'_{Dx} = R_{Dx} \cos \alpha + R_{Dy} \cos(90 - \alpha) \quad (36)$$

$$R'_{Dy} = -R_{Dx} \sin \alpha + R_{Dy} \sin(90 - \alpha) \quad (37)$$

$$R'_{Cx} = R_{Cx} \cos \alpha + R_{Cy} \cos(90 - \alpha) \quad (38)$$

$$R'_{Cy} = -R_{Cx} \sin \alpha + R_{Cy} \sin(90 - \alpha) \quad (39)$$

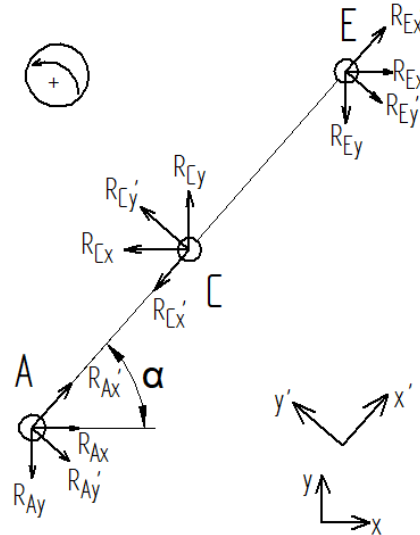
$$R'_{Bx} = R_{Bx} \cos \alpha + R_{By} \cos(90 - \alpha) \quad (40)$$

$$R'_{By} = -R_{Bx} \sin \alpha + R_{By} \sin(90 - \alpha) \quad (41)$$

Moment

$$M_{Co} = \frac{p}{2} |R'_{Dy}| = \frac{p}{2} |R'_{By}| \quad (42)$$

2.2.4 Těleso 1 – Výpočet reakcí, vnitřních účinků a momentů



Obr. 20.: Rozklad tělesa 1

Reakce

$$x: +R_{Ex} - R_{Cx} + R_{Ax} = 0 \quad (43)$$

$$y: -R_{Ey} + R_{Cy} - R_{Ay} = 0 \quad (44)$$

$$M_F: -R_{Ex} * \frac{p}{2} \sin \alpha - R_{Ey} * \frac{p}{2} \cos \alpha + R_{Ax} * \frac{p}{2} \sin \alpha + R_{Ay} * \frac{p}{2} \cos \alpha = 0 \quad (45)$$

Vnitřní účinky

$$R'_{Ex} = R_{Ex} \cos \alpha - R_{Ey} \cos(90-\alpha) \quad (46)$$

$$R'_{Ey} = R_{Ex} \sin \alpha + R_{Ey} \sin(90-\alpha) \quad (47)$$

$$R'_{Cx} = R_{Cx} \cos \alpha - R_{Cy} \cos(90-\alpha) \quad (48)$$

$$R'_{Cy} = R_{Cx} \sin \alpha + R_{Cy} \sin(90-\alpha) \quad (49)$$

$$R'_{Ax} = R_{Ax} \cos \alpha - R_{Ay} \cos(90-\alpha) \quad (50)$$

$$R'_{Ay} = R_{Ax} \sin \alpha + R_{Ay} \sin(90-\alpha) \quad (51)$$

Moment

$$M_{Co} = \frac{p}{2} |R'_{Ay}| = \frac{p}{2} |R'_{Ey}| \quad (52)$$

2.2.5 Vypočtené hodnoty

Reakce [N]	
RGy	11600.42
RHy	19132.41
RAx	85432.07591
RAy	11600.42
RBx	85432.07591
RBy	19132.41
RCx	128148.1139
RCy	30732.83
RDx	42716.03795
RDy	11600.42
REx	42716.03795
REy	19132.41
RFx	42716.03795
RFy	30732.83

Tab. 1.: Reakce v nosnících

Momenty [Nm]	
MCo1	13129.65
MCo2	2003.311
MFo3	9420.873
MFo4	5712.092
Momax	13129.65

Tab. 3.: Momenty v nosnících

Reakce v čepch [N]	
RAx'	82119.77891
RAy'	26259.30785
RBx'	87456.47884
RBy'	4006.621407
RCx1'	120864.5561
RCy1'	52518.6157
RCx2'	131537.956
RCy2'	8013.242813
RDx2'	44081.47715
RDy2'	4006.621407
RDx3'	-40052.69356
RDy3'	18841.7457
REx1'	38744.77722
REy1'	26259.30785
REx4'	45389.39348
REy4'	11424.18355
RFx3'	-2080.862224
RFy3'	37683.4914
RFx4'	72333.01461
RFy4'	22848.36711
RGx'	2014.391793
RGy'	11424.18355
RHx'	3322.308131
RHy'	18841.7457

Tab. 2.: Vnitřní účinky v nosnících

2.3 Návrh čepů

Výpočet smykových sil

Volím materiál 11 500 $\tau_{Ds} = 55 - 85 \text{ MPa}$, volím $\tau_{Ds} = 70 \text{ MPa}$

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{Ds} \quad (53)$$

$$S = \frac{\pi d_\zeta^2}{4} \Rightarrow \tau_s = \frac{4F}{\pi d^2} \Rightarrow d_\zeta = \sqrt{\frac{4F}{\tau_{Ds}\pi}} \quad (54)$$

$$F_i = \sqrt{F_{ix}^2 + F_{iy}^2} \quad (55)$$

FA	86216.06
FB	87548.21
FC	131781.8
FD	44263.19
FE	46805.01
FF	52622.87
FG	11600.42
FH	19132.41

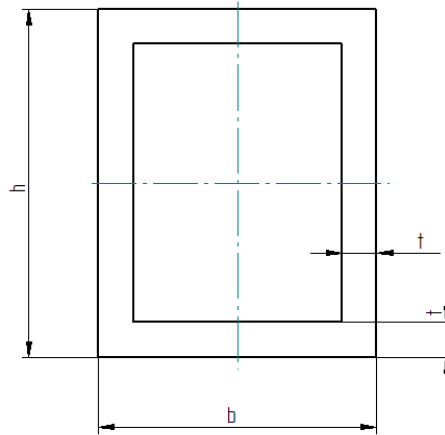
Tab. 4.: Smykové síly

$$F_{max} = F_C$$

Výpočet průměru čepu

$$d_\zeta = \sqrt{\frac{4F_{max}}{\tau_{Ds}\pi}} = 48,96 \text{ mm} \quad \text{Volím } d = 50 \text{ mm} \quad (56)$$

2.4 Výpočet rozměrů Jäckl profilů



Obr. 21.: Průřez nosníku

Namáhání v ohybu

Volím materiál 11523

$$R_e = 355 \text{ MPa}$$

$$k = 2$$

$$M_{o\max} = 13129,7 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ MPa} \quad (57)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \Rightarrow W_o = \frac{M_{o\max}}{\sigma_{Do}} = 73969,9 \text{ mm}^3 \text{ Volím profil } 120 \times 60 \times 8 \quad (58)$$

Výpočet parametrů profilu

$$I_y = \frac{hb^3 - (h-2t)(b-2t)^3}{12} = 1421738.67 \text{ mm}^4 \quad (59)$$

$$I_z = \frac{bh^3 - (b-2t)(h-2t)^3}{12} = 4515498.67 \text{ mm}^4 \quad (60)$$

$$W_{Oz} = \frac{bh^3 - (b-2t)(h-2t)^3}{6h} = 75258.31 \text{ mm}^3 \quad (61)$$

Kontrola na otláčení

$$p_D = 90 - 135 \text{ MPa}$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F_c}{db} = \frac{131782}{50 \cdot 60} = 43,93 \text{ MPa} < p_D \quad \text{Vyhovuje} \quad (62)$$

Kontrola na ohyb

$$\sigma_{red} = \sqrt{3\tau_s^2 + \sigma_o^2} \leq \sigma_{Do} \quad (63)$$

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{4F}{\pi d^2} = 67,116 \text{ MPa} \quad (64)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{13129,7 \cdot 32}{\pi \cdot 50^3} = 1,07 \text{ MPa} \quad (65)$$

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} = \frac{275}{2} = 137,5 \text{ MPa} \quad (66)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3\tau_s^2 + \sigma_o^2} = 116,25 \text{ MPa} \leq 137,5 \text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje} \quad (67)$$

2.5 Výpočet pohybového šroubu

Vstupní zvolené hodnoty

Osová tlaková síla ve šroubu: $Q = R_{Bx} = 85432,1 \text{ N}$

Pracovní délka posuvu: $a = 661,438 \text{ mm}$

Modul pružnosti oceli 12 050: $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Smluvní mez kluzu oceli 12 050: $R_{p0,2} = 345 \text{ MPa}$

Závit: Rovnoramenný lichoběžníkový závit Tr

Počet chodů závitu: $i = 1$

2.5.1 Výpočet pohybového šroubu

Střední průměr závitu

Tr závit $\rightarrow \psi_H = 0,5$

$$\psi_h = 2 = \frac{h}{p}$$

Ocel kalená + bronz $p_D = 10 \div 15 \text{ MPa}$; $f = 0,06 \div 0,08$

$$d'_2 = \sqrt{\frac{Q}{\pi \psi_H \psi_h p_D}} = \sqrt{\frac{85432,1}{\pi \cdot 0,5 \cdot 2 \cdot 15}} = 42,58 \text{ mm} \quad (68)$$

S přihlédnutím k bezpečnosti při vzpěru a kontrole otláčení činných závitů, volím závit Tr60x9:

$$d = 60 \text{ mm}$$

$$d_2 = 55,5 \text{ mm}$$

$$d_3 = 50 \text{ mm}$$

$$P = 9 \text{ mm}$$

$$H_1 = 4,5 \text{ mm}$$

$$R = 0,4 \text{ mm}$$

$$S_3 = 1967 \text{ mm}^2$$

Úhel stoupání závitu, třecí úhel

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{iP}{\pi d_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{1 \cdot 9}{\pi \cdot 55,5}\right) = 2,95^\circ \quad (69)$$

$$\beta = 15^\circ \text{ (závit Tr)}$$

$$\beta_n = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \beta * \cos \gamma) = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg}(15) * \cos(2,95)) = 14,981^\circ \quad (70)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{f}{\cos \beta_n}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,08}{\cos(14,981)}\right) = 4,73^\circ \quad (71)$$

$$\varphi' > \gamma \rightarrow \text{Samosvornost}$$

Výška matice a počet závitů

$$h = \psi_h d_2 = 2 * 55,5 = 111 \text{ mm} \quad (72)$$

$$z = \frac{h}{P} = \frac{111}{9} = 12,3 \quad \text{Volím } z_\zeta = 8 \quad (73)$$

2.5.2 Kontrolní výpočty pohybového šroubu

Kontrola otláčení činných závitů

$$p = \frac{Q}{z_\zeta \pi d_2 H_1} = \frac{85432,1}{8 \pi \cdot 55,5 \cdot 4,5} = 13,61 < p_D = 15 \text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje} \quad (74)$$

Kontrola dřívku šroubu

Napětí v tlaku

$$\sigma_d = \frac{Q}{S_3} = \frac{85432,1}{1967} = 43,43 \text{ Nmm}^{-2} \quad (75)$$

Napětí v krutu

$$M_{kš} = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 85432,1 * \frac{55,5}{2} * \operatorname{tg}(2,95 + 4,73) = 320072 \text{ Nmm} \quad (76)$$

$$W_{kš} = \frac{\pi d_3^3}{16} = \frac{\pi * 50^3}{16} = 24543,7 \text{ mm}^3 \quad (77)$$

$$\tau = \frac{M_{kš}}{W_{kš}} = \frac{320072}{24543,7} = 13,04 \text{ Nmm}^{-2} \quad (78)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_d^2 + \alpha^2 \tau^2} = \sqrt{43,43^2 + 3 * 13,04^2} = 48,96 \text{ Nmm}^{-2} \quad (79)$$

$$k = \frac{\sigma_{Kd}}{\sigma_{RED}} > k_{min} = \frac{345}{48,96} = 7,05 > 1,75 \quad \text{Vyhovuje} \quad (80)$$

Kontrola šroubu na vzpěr

Posouzení nutnosti kontroly

$$i_x = \frac{d_3}{4} = \frac{50}{4} = 12,5 \text{ mm} \quad (81)$$

$$\lambda = \frac{\mu L}{i_x} = \frac{1 * 661,438}{12,5} = 52,91 > 40 \text{ Kontrola pro vzpěr nutná} \quad (82)$$

Stanovení bezpečnosti ve vzpěru

Ocel 12 050 $\rightarrow \lambda_m = 90$; $\sigma_k = 325 \text{ MPa}$; $\sigma_U = 256 \text{ MPa}$; $\sigma_m(\sigma_{Pt}) > 500 \text{ Nmm}^{-2}$

$\lambda = 56,9 \Rightarrow \lambda < \lambda_m$...oblast vzpěru podle Tetmajera

$$\sigma_{kr} = \sigma_k - \frac{\sigma_k - \sigma_u}{\lambda_{mez}} \lambda = 325 - \frac{325 - 256}{90} * 52,91 = 284,44 \quad (83)$$

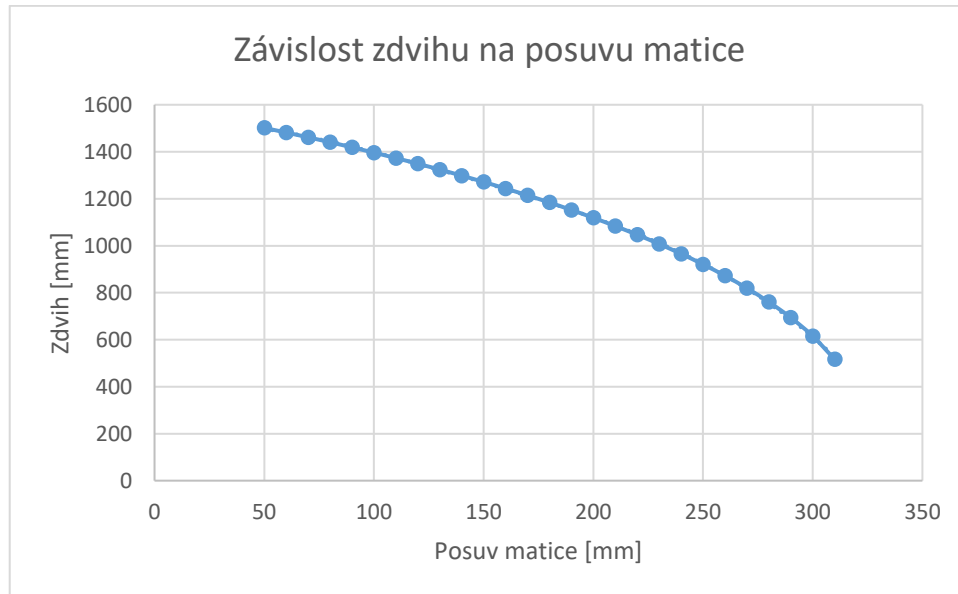
$$k_v = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_d} = \frac{284,44}{43,43} = 6,55 \quad (84)$$

$k_{vmin} = 3,5 \quad k_v \geq k_{vmin} \Rightarrow 6,55 \geq 3,5 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$

2.5.4 Kinematické poměry

Stanovení posuvu plošiny

Posuv plošiny je z grafu vyjádřen polynommem 4. stupně



Obr. 22.: Závislost zdvihu na posuvu matice

$$y = -2,6 * 10^{-7} * x^4 + 1,44 * 10^{-4} * x^3 - 3,29 * 10^{-2} * x^2 + 0,915x + 1517,91 \quad (85)$$

Rychlost matice Volím $v_m = 0,03 \text{ m/s}$

Maximální rychlost zdvihu plošiny $v_{pmax} = 0,244 \text{ min}^{-1}$

Minimální rychlost zdvihu plošiny $v_{pmin} = 0,065 \text{ min}^{-1}$

Průměrná rychlost zdvihu plošiny $v_{pp} = 0,118 \text{ min}^{-1}$

2.5.5 Energetické poměry

Účinnost závitové dvojice šroubu

$$\eta_z = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\text{tg}(2,95)}{\text{tg}(2,95 + 4,73)} = 0,38 \quad (86)$$

Účinnost závitového mechanismu

$$\eta_{\xi} = \eta_z \eta_{LV} = 0,38 * 0,97 = 0,37 \quad (87)$$

Celková účinnost převodového mechanismu

$$\eta_c = \eta_s \eta_{př} = 0,37 * 0,96 = 0,36 \quad (88)$$

2.6 Návrh elektromotoru

Účinnost kluzných spojů zvedáku uvažována... $\eta_{zv} = 0,9$

$$P = \frac{mgv}{\eta_c \eta_{zv}} = \frac{1500 * 9,81 * 0,03}{0,36 * 0,9} = 1377,72 \text{ W} \quad (89)$$

$$n = \frac{v}{\pi D} = \frac{0,03 * 60}{\pi * 0,060} = 9,54 \text{ min}^{-1} \quad (90)$$

Přiřazení elektromotoru dle katalogu:

Planetový převodový elektromotor R Series - Planetary Foot Mounted Gearbox

RVL1103L-2E90, 1,5 kW, 8.1 až 16 min⁻¹, 230 V

f = 50 Hz

n = 8.1 až 16 min⁻¹

P = 1,5 kW

Hřídel - 50 mm

Osová výška - 90 mm

Obal – hliník

Váha – 57 kg

2.7 Kontrola ložisek uložení pohybového šroubu

Axiální namáhání – osová tlaková síla ve šroubu: $Q = R_{Bx} = 85432,1 \text{ N}$

Volím kuželíkové ložisko SKF SNL/JM 205149

C = 189 KN, C₀ = 200 KN

$$\frac{Q}{C_0} = \frac{85432,1}{200000} = 0,43 \Rightarrow e = 0,44, X = 0,56, Y = 1 \quad (91)$$

$$e = 0,22$$

$$X = 0,56$$

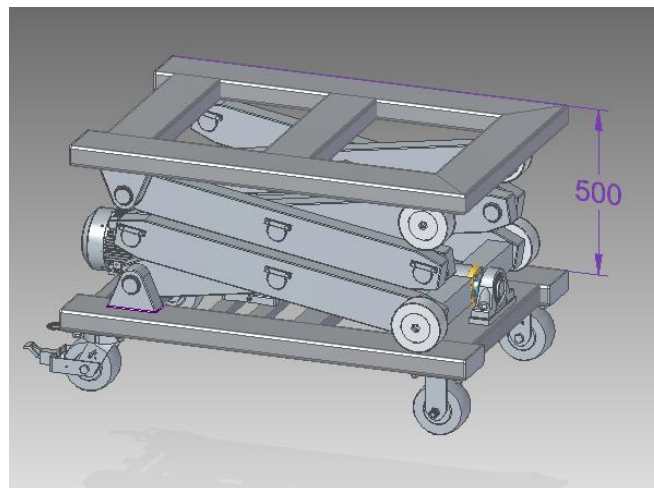
$$Y = 1$$

$$F_{ekv} = V \cdot X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 1 \cdot 85432,1 = 85432,1 \text{ N} \quad (92)$$

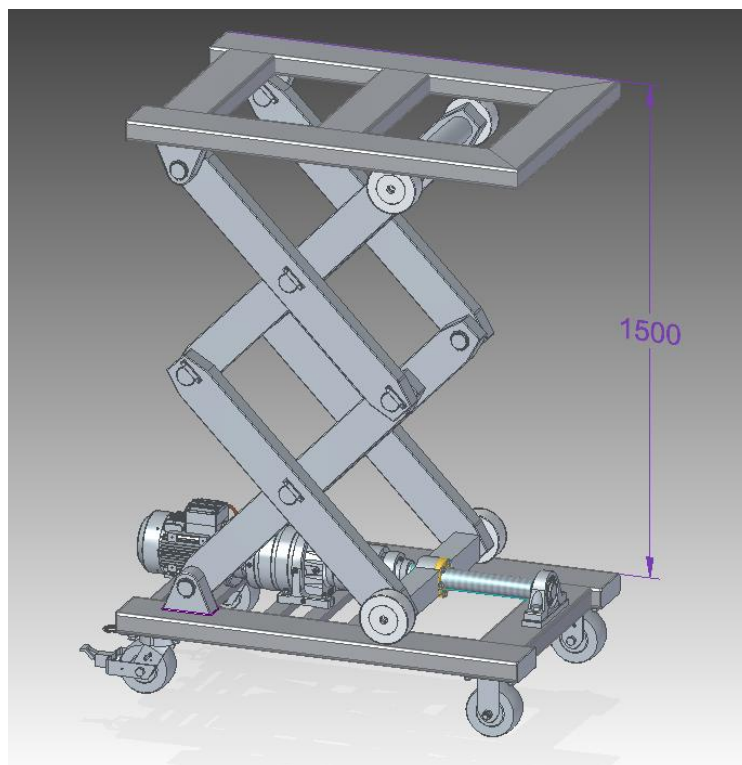
$$Lh = \left(\frac{C}{F_{ekv}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} = \left(\frac{189000}{85432,1} \right)^{3,3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 9,54} = 24003,5 \text{ h} > 20\,000 \text{ h} \quad (93)$$

2.8 Popis konstrukčního řešení

Navrhl a vytvořil jsem v programu Solid Edge model dvoustupňového nůžkového zvedáku. V horní poloze má zvedák 1500 mm, v dolní 500 mm.

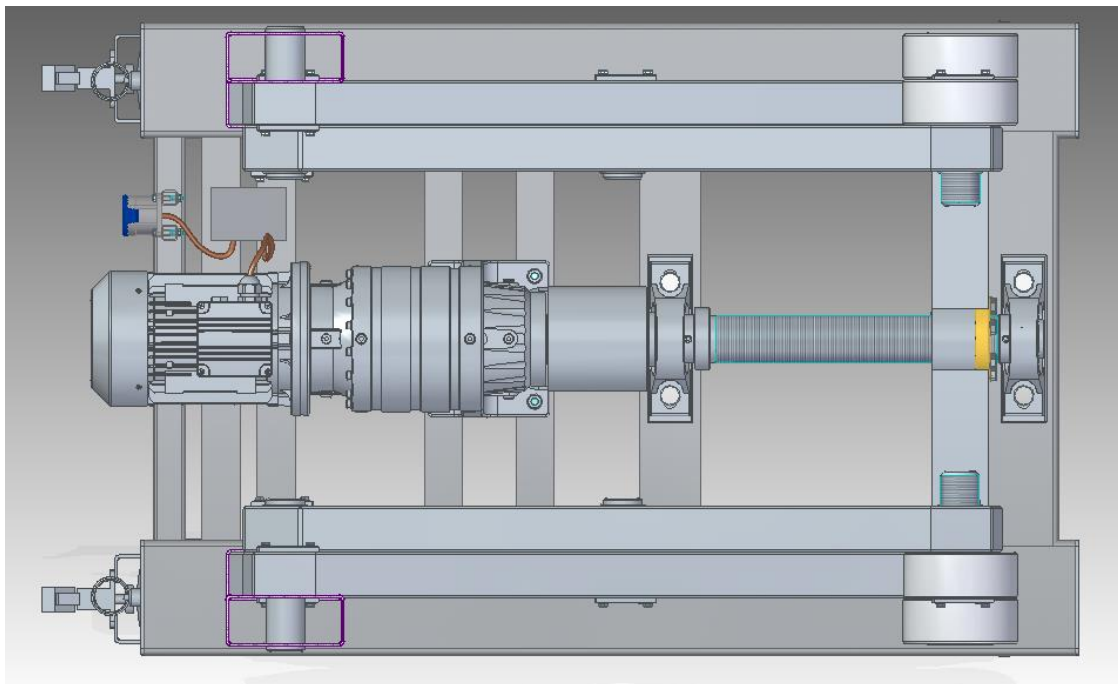


Obr. 23.: Nůžkový zvedák v dolní poloze



Obr. 24.: Nůžkový zvedák v horní poloze

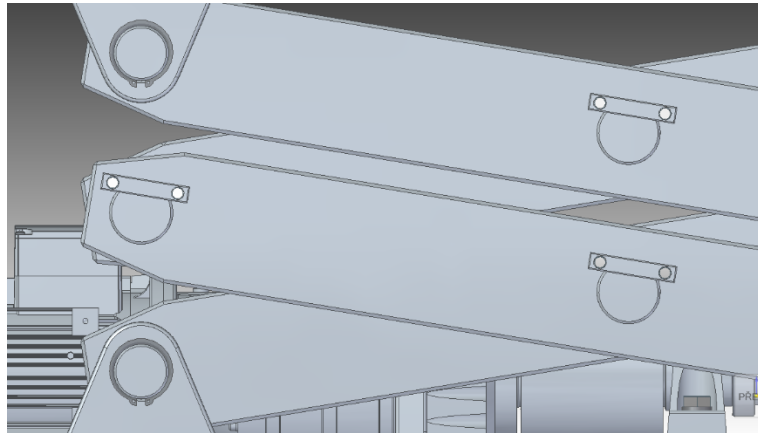
Robustní svařovaný spodní rám se skládá z trubek obdélníkového profilu 150x60x8, jež jsou prokládány U profily. Ke spodnímu rámu jsou zespod přišroubována kola. Každé má nosnost 1800 kg. Dvě z nich jsou opatřena brzdou. Matice uchycení kol je montována uvnitř rámu, aby nebránila pojezdovým kolům a úchytům nůžek. Rám je uzavřen zasazenými víčky, které se v případě potřeby dají vyjmout, aby byla umožněna manipulace s maticemi. Na jedné straně rámu jsou navařeny úchyty pro nůžky zvedáku, jež jsou připojeny čepem. Naproti úchytům se pohybují pojezdová kola o průměru 150 mm. Kola jsou zašroubována do hranolovité tyče, v níž je zasazena a přišroubována bronzová matice. Matice se otáčí na pohybovém šroubu se závitem Tr60x9. Pro potřebný zdvih stačí délka závitu 372 mm. Závít je samosvorný. Uložení pohybového šroubu se skládá ze dvou ložiskových domků přišroubovaných ke spodnímu rámu. Přes pero, které se opírá o vnitřní stěnu spojky, je šroub připojen k elektromotoru s planetovou převodovkou. Z elektromotoru vede kabel napojen na zásuvku.



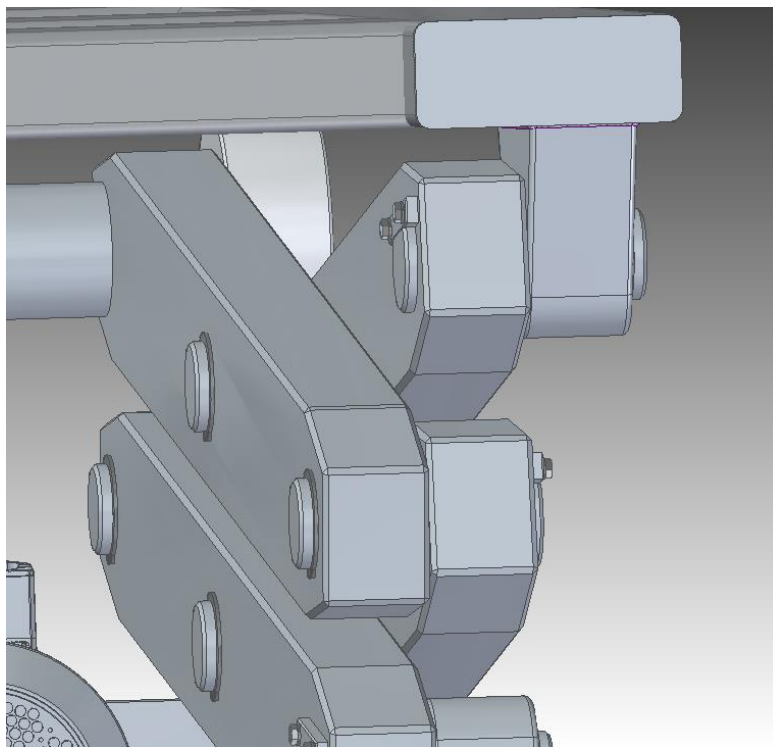
Obr. 25.: Pohled shora bez horního rámu

Nůžky jsou tvořeny jáckl profily o průřezu 120x60x8. Jáckly jsou na obou koncích zavařeny. Na stranách a uprostřed každých nůžek jsou vytvořeny díry, v nichž jsou navařeny trubky, o které se opírají čepy.

Čepy s hlavou, jež spojují jednotlivé nůžky k sobě a zároveň je připojují k rámu, mají průměr 50 mm a vždy jsou zajištěny pojistným kroužkem. Aby se zabránilo samovolnému otáčení čepů, jsou u jejich hlavy pojištěny přišroubovaným páskem.

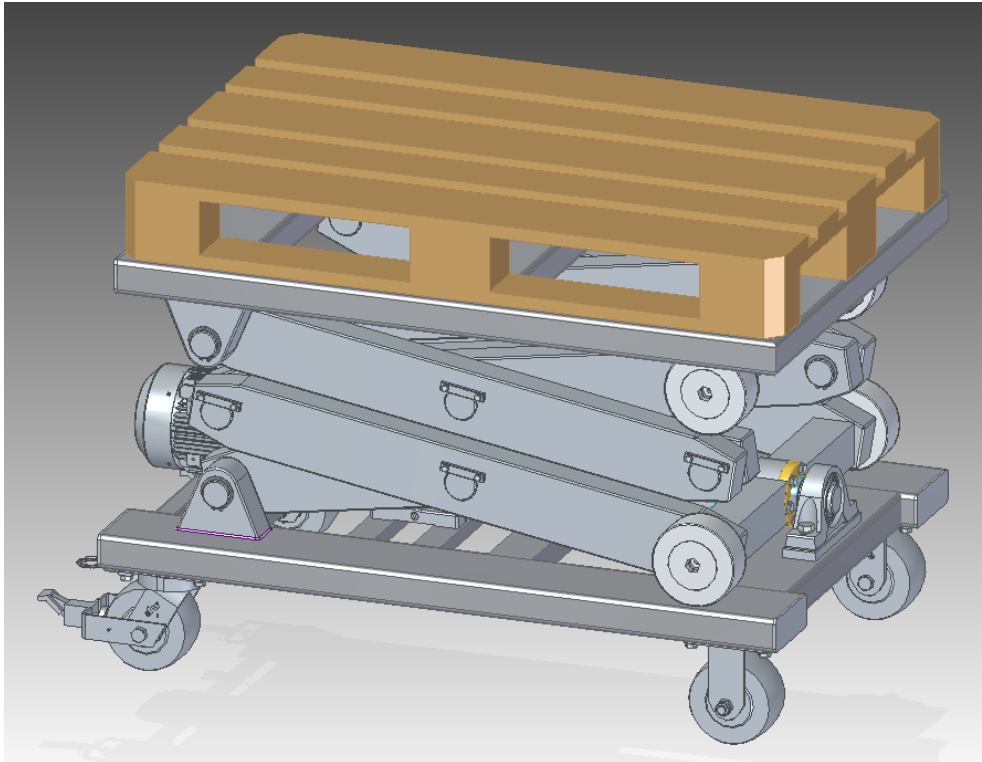


Obr. 26.: Zajištění čepů 1



Obr. 27.: Zajištění čepů 2

Horní rám konstrukce. je podobně jako spodní rám svařovaný. Skládá se z obdélníkových trubek 150x60x8. Zespod se vyskytují opět úchyty pro nůžky a pohybují se zde pojezdové kladky. S rozměry 1200x830 se na rám pohodlně vejde EURO paleta, na kterou jsem nůžkový zvedák navrhoval.



Obr. 28.: Zvedák s paletou

Závěr

Začátek mé práce je věnován teoretickému rozboru, konstrukčním možnostem a provedením nůžkových zvedáků.

V praktické části jsem navrhl konkrétní požadovaný stroj. Uvolnil jsem nůžky a spočítal zatížení v jednotlivých kritických místech. Navrhl a zkontroloval jsem rozměry čepů, jáckl profilů, ze kterých jsou tvořeny nůžky, a pohybového šroubu. Dále jsem řešil energetické a kinematické poměry, v nichž jsem se zabýval rychlostí zvedání plošiny, celkovou účinností nůžkového zvedáku, otáčkami pohybového šroubu a s tím spojeným převodovým poměrem vzhledem k elektromotoru.

Stroj je poháněn elektromotorem napojeným na planetovou převodovku. Na závit pohybového šroubu se otáčí bronzová matice, která zvedá či spouští dvě řady nůžek. Horní rám je dostatečně velký pro uložení EURO palety. Ke spodnímu rámu jsem z důvodu mobility nůžkového zvedáku namontoval pojezdová kola.

Seznam použité literatury

- [1] NŮŽKOVÝ MECHANISMUS ZDVIHACÍ PLOŠINY [online]. Copyright © DocPlayer.cz [cit. 17.10.2021]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/160361022-Nuzkovy-mechanismus-zdvihaci-plosiny.html>
- [2] [online]. Copyright © [cit. 17.10.2021]. Dostupné z: http://www.ustavkonstruovani.cz/FileDownload/getFile/52/Bakalarska_prace_Drahy_Jan.pdf/
- [3] *Vysoké učení technické v Brně* [online]. Copyright ©y [cit. 17.10.2021]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=192996
- [4] Konstrukční návrh zvedací plošiny. ČVUT DSpace [online]. Copyright © [cit. 17.10.2021]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/65574>
- [5] Alternativy řešení plošinového zvedáku | BUT Digital library. *Domovská stránka repozitáře | Digitální knihovna VUT v Brně* [online]. Copyright © [cit. 17.10.2021]. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/xmlui/handle/11012/16484?locale-attribute=en>
- [6] Návrh a konstrukce plošinového zvedáku – Jan TRENSINGER. *Theses.cz – Vysokoškolské kvalifikační práce* [online]. Dostupné z: <https://theses.cz/id/2lcij7/?lang=en>
- [7] Návrh zdvihadla výzbroje pro leteckou techniku | Digitální knihovna VUT v Brně. *Domovská stránka repozitáře | Digitální knihovna VUT v Brně* [online]. Copyright © [cit. 17.10.2021]. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/xmlui/handle/11012/3370>
- [8] *Vysoké učení technické v Brně* [online]. Copyright ©5 [cit. 17.10.2021]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=190984
- [9] Nůžková plošina CB 1500 s nosností 1500 kg. *Kvalitní švédské plošiny!!!* [online]. Copyright © [cit. 17.10.2021]. Dostupné z: <https://www.svedske-plosiny.cz/jednonuzkove-plosiny/cb-1500/>
- [10] Zvedací plošina tandemová 2500 x 850 mm, 4000 kg | VIVA - manipulační technika | E-shop. *VIVA - manipulační technika s.r.o. | E-SHOP pro manipulaci a skladování* [online]. Dostupné z: <https://www.manipulacni-voziky.cz/Zvedaci-plosina-tandemova-2500-x-850-mm-4000-kg-d923.htm>
- [11] DFLIFT [online]. Copyright © [cit. 17.10.2021]. Dostupné z: <https://www.dfhydraulicsscissorlift.com/cs/6m-hydraulic-scissor-lift/>

- [12] Dvoucestné vozidlo S DUOTRAM : Road-Rail vehicles, railway machinery, road trucks. [online]. Copyright © SaZ s.r.o. 2020 [cit. 17.10.2021]. Dostupné z: <http://www.saz.cz/cs/s-duotram-2/>
- [13] Ritchie Bros., Mascus [online]. Dostupné z: <https://www.mascus.cz/stavebni-stroje/nuzkova-zvedaci-plosina/snorkel-s4732e-henkilonostin/729y9s35.html>
- [14] Hydraulická pohonná jednotka Dodavatelé & Výrobci - Factory Direct Price - WIPIN. [online]. Copyright © Hunan Weiping technologie a rozvoj Co [cit. 17.10.2021]. Dostupné z: <http://cz.wipinhydraulic.com/hydraulic-power-unit/distributor-of-hydraulic-power-unit.html>
- [15] Nůžkový nízkozdvíhací zvedák 2700 kg. *Golemtech - vybavení autoservisů a pneuservisů* [online]. Copyright © 2021 [cit. 17.10.2021]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/nuzkove-zvedaky-hydraulicke/17-nizkozdvizny-zvedak-2700-kg.html>
- [16] Nůžkový zvedák SF-F3000 - *Ferdus.cz. Ferdus - Vybavení autoservisů a pneuservisů* [online]. Copyright © [cit. 17.10.2021]. Dostupné z: <https://www.ferdus.cz/vybaveni-pneuservisu/zvedaky/nuzkove/nuzkovy-zvedak-sf-f3000.html>
- [17] Procarosa. *Procarosa.cz - dodavatel strojního vybavení* [online]. Copyright © [cit. 17.10.2021]. Dostupné z: <https://www.procarosa.cz/nuzkovy-zvedak-do-podlahy-3-2-t-2/>
- [18] Norma ČSN EN 1493, zvedáky vozidel

Seznam obrázků

<i>Obr. 1.: Nůžkový zvedák s výsuvnou plošinou [1]</i>	3
<i>Obr. 2.: Jednonůžkový zvedák [9]</i>	4
<i>Obr. 3.: Tandemový nůžkový zvedák [10]</i>	4
<i>Obr. 4.: Vícenůžkový zvedák [11]</i>	4
<i>Obr. 5.: Dvoucestné vozidlo s nůžkovou zdvihací plošinou [12]</i>	5
<i>Obr. 6.: Nůžková zdvihací plošina s pojezdovými koly [13]</i>	5
<i>Obr. 7.: Mechanická pohonná jednotka [1]</i>	6
<i>Obr. 8.: Hydraulická pohonná jednotka [14]</i>	6
<i>Obr. 9.: Mobilní nůžkový zvedák [15]</i>	7
<i>Obr. 10.: Stacionární nadpodlažní nůžkový zvedák [16]</i>	8
<i>Obr. 11.: Stacionární podpodlahový nůžkový zvedák [17]</i>	9
<i>Obr. 12.: Schéma nůžkového mechanismu</i>	13
<i>Obr. 13.: Určení úhlu α</i>	14
<i>Obr. 14.: Zatížení silou uprostřed</i>	14
<i>Obr. 15.: Zatížení posunutou silou 1</i>	15
<i>Obr. 16.: Zatížení posunutou silou 2</i>	15
<i>Obr. 17.: Rozklad tělesa 4</i>	16
<i>Obr. 18.: Rozklad tělesa 3</i>	17
<i>Obr. 19.: Rozklad tělesa 2</i>	18
<i>Obr. 20.: Rozklad tělesa 1</i>	19
<i>Obr. 21.: Průřez nosníku</i>	22
<i>Obr.22.: Závislost zdvihu na posuvu matice</i>	26
<i>Obr. 23.: Nůžkový zvedák v dolní poloze</i>	28
<i>Obr. 24.: Nůžkový zvedák v horní poloze</i>	28
<i>Obr. 25.: Pohled shora bez horního rámu</i>	29
<i>Obr. 26.: Zajištění čepů 1</i>	30



<i>Obr. 27.: Zajištění čepů 2</i>	<i>30</i>
<i>Obr. 28.: Zvedák s paletou</i>	<i>31</i>



Seznam tabulek

<i>Tab. 1.: Reakce v nosnících</i>	<i>20</i>
<i>Tab. 2.: Vnitřní účinky v nosnících</i>	<i>20</i>
<i>Tab. 3.: Momenty v nosnících</i>	<i>20</i>
<i>Tab. 4.: Smykové síly</i>	<i>21</i>

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Vzdálenost mezi body A a B
d	[mm]	Průměr závitu pohybového šroubu
$d\check{c}$	[mm]	Průměr čepu
d_2	[mm]	Střední průměr závitu pohybového šroubu
d_3	[mm]	Nejmenší průměr závitu pohybového šroubu
d_2'	[mm]	Vypočítaný střední průměr pohybového šroubu
f	[mm]	Posuv
F	[N]	Síla od hmotnosti břemene
F_i	[N]	Smyková síla, $i \in \{A, B, C, D, E, F, G, H\}$
g	[ms ⁻²]	Tíhové zrychlení
H_1	[mm]	Výška matice pohybového šroubu
$i_{př}$	[-]	Převodový poměr
J_{min}	[mm ⁴]	Minimální kvadratický moment průřezu
J_y	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k ose y
J_z	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k ose z
k	[-]	Bezpečnost
k_v	[-]	Bezpečnost ve vzpěru
k_χ	[-]	Bezpečnost při vlivu krutu redukovaného napětí
MA_o	[Nm]	Ohybový moment k bodu A
MB_o	[Nm]	Ohybový moment k bodu B
MC	[Nm]	Moment k bodu C
MDo_2	[Nm]	Ohybový moment k bodu D tělesa 2
MDo_3	[Nm]	Ohybový moment k bodu D tělesa 3
MEo_1	[Nm]	Ohybový moment k bodu E tělesa 1
MEo_4	[Nm]	Ohybový moment k bodu E tělesa 4
MF	[Nm]	Moment k bodu F
MG	[Nm]	Moment k bodu G
MGo	[Nm]	Ohybový moment k bodu G
MHo	[Nm]	Ohybový moment k bodu H
M'_{kM}	[Nm]	Krouticí moment motoru
$M_{kš}$	[Nm]	Krouticí moment šroubu
n	[min ⁻¹]	Otáčky
n'_M	[min ⁻¹]	Předběžné otáčky motoru n'_M [min ⁻¹] Otáčky šroubu
p	[MPa]	Tlak
P	[W]	Výkon
P'_M	[W]	Minimální výkon motoru
$P_{výst}$	[W]	Výkon motoru na výstupu

\bar{P}	[mm/rad]	Parametr šroubu
Q	[N]	Osová tlaková síla ve šroubu
R	[mm]	Poloměr
RAx	[N]	Síla v podpoře A ve směru osy x
RAx'	[N]	Vnitřní síla v podpoře A ve směru osy x'
RAy	[N]	Síla v podpoře A ve směru osy y
RAy'	[N]	Vnitřní síla v podpoře A ve směru osy y'
RBx	[N]	Síla v podpoře B ve směru osy x
RBx'	[N]	Vnitřní síla v podpoře B ve směru osy x'
RBy	[N]	Síla v podpoře B ve směru osy y
RBy'	[N]	Vnitřní síla v podpoře B ve směru osy y'
RCx	[N]	Síla působící v bodě C ve směru osy x
RCx1'	[N]	Vnitřní síla v bodě C ve směru osy x' tělesa 1
RCx2'	[N]	Vnitřní síla v bodě C ve směru osy x' tělesa 2
RCy	[N]	Síla působící v bodě C ve směru osy y
RCy1'	[N]	Vnitřní síla v bodě C ve směru osy y' tělesa 1
RCy2'	[N]	Vnitřní síla v bodě C ve směru osy y' tělesa 2
RDx	[N]	Síla působící v bodě D ve směru osy x
RDx2'	[N]	Vnitřní síla v bodě D ve směru osy x' tělesa 2
RDx3'	[N]	Vnitřní síla v bodě D ve směru osy x' tělesa 3
RDy	[N]	Síla působící v bodě D ve směru osy y
RDy2'	[N]	Vnitřní síla v bodě D ve směru osy y' tělesa 2
RDy3'	[N]	Vnitřní síla v bodě D ve směru osy y' tělesa 3
REx	[N]	Síla působící v bodě E ve směru osy x
REx1'	[N]	Vnitřní síla v bodě E ve směru osy x' tělesa 1
REx4'	[N]	Vnitřní síla v bodě E ve směru osy x' tělesa 4
REy	[N]	Síla působící v bodě E ve směru osy y
REy	[N]	Síla působící v bodě E ve směru osy y
REy1'	[N]	Vnitřní síla v bodě E ve směru osy y' tělesa 1
REy4'	[N]	Vnitřní síla v bodě E ve směru osy y' tělesa 4
RFx	[N]	Síla působící v bodě F ve směru osy x
RFx3'	[N]	Vnitřní síla v bodě F ve směru osy x' tělesa 3
RFx4'	[N]	Vnitřní síla v bodě F ve směru osy x' tělesa 4
RFy	[N]	Síla působící v bodě F ve směru osy y
RFy3'	[N]	Vnitřní síla v bodě F ve směru osy y' tělesa 3
RFy4'	[N]	Vnitřní síla v bodě F ve směru osy y' tělesa 4
RGy	[N]	Síla působící v bodě G ve směru osy y
RGx'	[N]	Vnitřní síla v bodě G ve směru osy x'
RGy'	[N]	Vnitřní síla v bodě G ve směru osy y'
RHy	[N]	Síla působící v bodě H ve směru osy y
RHx'	[N]	Vnitřní síla v bodě H ve směru osy x'
RHy'	[N]	Vnitřní síla v bodě H ve směru osy y'
Re	[MPa]	Mez kluzu
Rp	[MPa]	Smluvní mez kluzu
S3	[mm ²]	Plocha závitu



$vaš$	[mm/s]	Rychlost posuvu matice
vp	[mm/s]	Rychlost posuvu matice
$W_{kš}$	[mm ³]	Modul průřezu v krutu
W_{oz}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu k ose z
β	[°]	Úhel závitu
γ	[°]	Úhel stoupání závitu
φ'	[°]	Třecí úhel
η_c	[-]	Celková účinnost
$\eta_{př}$	[-]	Účinnost převodového mechanismu
$\eta_{š}$	[-]	Účinnost závitového mechanismu
η_z	[-]	Účinnost závitové dvojice
ψ_h	[-]	Parametr T_r závitu
ψ_H	[-]	Parametr T_r závitu
σ_o	[MPa]	Namáhání v ohybu
σ_{Do}	[MPa]	Dovolené namáhání v ohybu
σ_{red}	[MPa]	Redukované namáhání
τ_s	[MPa]	Smykové napětí



Seznam příloh

Výkres sestavy nůžkového zvedáku

Kusovník