



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## ZVEDACÍ PLOŠINA

VEHICLE HOIST

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Dítě

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2016

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Michal Dítě</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2015/16

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:

## Zvedací plošina

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Návrh zvedací plošiny dle zadaných parametrů:

- rozměry plošiny 900 mm x 2 000 mm,
- pracovní výška 300 mm - 1 000 mm,
- nosnost 800 kg.

### **Cíle diplomové práce:**

Uvést příklady různých koncepcí řešení existujících zvedacích zařízení.

Dle zadaných parametrů navrhnout konstrukci několika zvedacích plošin s různými pohony dle pokynů vedoucího diplomové práce včetně porovnání těchto konstrukčních řešení.

Posoudit a případně vybrat též pohony firmy Kwapil & Co GmbH "Pohony & elektronika".

Vypracovat technickou zprávu včetně důležitých výpočtů.

Nakreslit sestavné výkresy několika vhodných alternativ řešení.

### **Seznam literatury:**

Shigley, J.E., Mischke, Ch.R., Budynas, R.G. (2010): Konstruování strojních součástí. ISBN 978-8-214-2629-0.

Gere J.M., Timoshenko, S.P. (1989): Mechanics of materials. Chapman and Hall. Third SI Edition, ISBN 55-503-79.

Bigoš, P., Kuřka, J., Kopas, M., Mantič, M. (2012): Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. ISBN 978-80-553-1187-6.

Jančík, L. (2004): Části a mechanismy strojů. ČVUT Praha.

Klimesh, P. (2003): Části a mechanismy strojů I, II. VUT v Brně.

Julina, M., Řeřábek, A. (2000): Mechanika statika pro školu a praxi. Scientia s.r.o. Praha. ISBN 80-7183-188-3.

Janíček, P., Ondráček, E., Vrbka J. (1992): Pružnost a pevnost. VUT v Brně.

Gajdůšek, J., Škopán, M. (1988): Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skripta VUT v Brně.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

-----  
prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

-----  
doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty



## **ABSTRAKT**

Tato práce se zabývá přehledem různých typů konstrukcí zvedacích plošin. Navržením konstrukce několika zvedacích plošin s různými pohony plošiny, s nosností 800 kg a zdvihem 700 mm. A porovnáním těchto řešení. Vybráním vhodné alternativy pohonu firmy Kwapil & Co GmbH. Vypracováním sestavných výkresů navržených alternativ.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Zvedací plošina, lineární akční člen, hydraulický pohon, tlačný řetěz, planetový lineární šroub.

## **ABSTRACT**

This thesis deals with searches different types of lift tables. Create design of several lift tables with different drive of platform for load capacity 800 kg and stroke 700 mm. Compare this solution. Selection suitable alternatives of Kwapil & Co GmbH company. Drafting assembly drawings of several alternatives.

## **KEYWORDS**

Lift table, linear actuator, hydraulic drive, push and pull chain, roller screw.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

DÍTĚ, M. *Zvedací plošina*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 84 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Michal Dítě



## PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odborné rady a připomínky k práci. Dále bych rád poděkoval panu Herve Brebion z firmy Serapid za jeho rady a názory ohledně pohonu zvedací plošiny, panu Milanu Vrbkovy ml. Z firmy ARGO-HYTOS za poskytnutí 3D modelu hydraulického miniagregátu.

Zvláštní poděkování pak patří zejména mé přítelkyni, která mi byla velkou oporou při tvoření práce a dále pak mým rodičům, kteří mě podporovali po celou dobu mého dosavadního studia.



## OBSAH

Úvod.....	10
1 Zvedací plošina .....	11
1.1 Užití zvedacích plošin .....	11
1.2 Typy konstrukcí zvedacích plošin.....	11
1.2.1 Zdroj energie pro zdvih.....	11
1.2.2 Zvedací mechanismus.....	14
1.2.3 Ložná plocha zvedací plošiny.....	17
1.2.4 Uchycení zdvižné plošiny.....	19
1.2.5 Ovládání zvedací plošiny.....	20
1.3 Bezpečnost zvedacích plošin.....	20
2 Návrh konstrukce zvedací plošiny.....	22
2.1 Zadané parametry.....	22
2.2 Statický výpočet pro hydraulický pohon.....	22
2.2.1 Rozbor úlohy.....	22
2.2.2 Úplné uvolnění jednotlivých těles soustavy .....	24
2.2.3 Řešení soustav lineárních rovnic .....	27
2.3 Statický výpočet pro pohon ve vertikálním směru.....	30
2.3.1 Rozbor úlohy.....	30
2.3.2 Úplné uvolnění jednotlivých těles soustavy .....	31
2.3.3 Řešení soustavy lineárních rovnic .....	32
2.4 Statický výpočet pro pohon v horizontálním směru.....	34
2.4.1 Rozbor úlohy.....	34
2.4.2 Úplné uvolnění jednotlivých těles soustavy .....	35
2.4.3 Řešení soustavy lineárních rovnic .....	36
2.5 Průběh vnitřních sil .....	38
2.5.1 Člen 2 v dolní poloze plošiny .....	39
2.5.2 Člen 4 v dolní poloze plošiny .....	43
2.5.3 Člen 5 v dolní poloze plošiny .....	44
2.6 Návrh průřezů.....	45
2.6.1 Kontrola na vzpěr.....	46
2.6.2 Člen 2.....	46
2.7 Pevnostní kontrola čepů .....	47
2.7.1 Středový čep (ve vazbě C).....	47





2.7.2	Čep hydromotoru (ve vazbě D, E) .....	48
2.7.3	Čep ve vazbě A .....	50
2.7.4	Čep ve vazbě B .....	51
2.7.5	Čep ve vazbě F, G .....	52
3	Návrh hydraulického pohonu .....	54
3.1	Volba přímočarého hydromotoru .....	54
3.2	Návrh hydraulického obvodu .....	55
3.2.1	Výpočet hydraulického obvodu .....	57
3.2.2	Volba hydraulického miniagregátu .....	57
4	Návrh pohonu tlačným řetězem SERAPID .....	59
4.1	Přehled použití .....	59
4.2	Výběr pohonu .....	63
4.2.1	Výpočet potřebného výkonu dle firmy Serapid .....	63
4.2.2	Volba elektropřevodovky .....	64
5	Návrh pohonu v horizontálním směru .....	66
5.1	Lineární aktuátor firmy Exlar .....	66
5.2	Výběr pohonu .....	69
6	Porovnání navržených konstrukčních řešení .....	70
	Závěr .....	71
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	74
	Seznam příloh .....	81



## ÚVOD

Dnešní konzumní společnost má za následek zvyšování objemu výroby. A tím se zvedá i potřeba neustálé dopravy a manipulace s materiálem. Zvedací plošina je zařízení, které je schopné tento proces pro člověka zjednodušit, ať už se jedná o zvedání materiálů nebo polotovarů. Polotovary mohou být zvedány a spouštěny dle individuálních potřeb. A právě proto existuje velké množství modelů. Tyto modely se liší především podle velikosti, nosnosti, zdvihu, pohonu a ovládání.

Zvedací plošiny mají v této fázi dopravy a manipulace za úkol proces co nejvíce zrychlit, zjednodušit, zefektivnit a dále jsou přínosem pro obsluhu z hlediska ergonomie práce. I proto patří plošiny k vyhledávaným zařízením především ve skladech, sériové výrobě a též i v servisech a dílnách.

Z hlediska vývoje a pokroku technologií se nabízejí i nová, zajímavá a cenově dostupná řešení pohonu strojů. Těmito možnostmi se zabývá i tato práce, kde jsou vyhledávány a vybrány vhodné alternativy pro pohon dané zvedací plošiny.



# 1 ZVEDACÍ PLOŠINA [10]

Zvedací plošiny jsou zařízení, která umožňují materiálům a polotovarům být zvedány a spouštěny do ergonomických a přístupných výšek pro specifické úkoly či účely. I přes svoji danou funkci se jednotlivé modely liší podle velikosti, kapacity, zdvihu a ovládání.

## 1.1 UŽITÍ ZVEDACÍCH PLOŠIN

Zvedací plošiny nacházejí mnohá uplatnění v dílnách a skladech, kde umožňují pomocí malého zdvihu, či poklesu nastavení objektů do optimální výšky. Poskytují střední cestu pro přemísťování materiálů. Ruční manipulace je náročná a časově neefektivní, výhodnější je použití zdvižné plošiny, která je silnější, stabilnější a oproti vysokozdvižným vozíkům a výtahům zabírá méně místa, ale nenahrazuje jejich funkci.

### Čtyři nejdůležitější aspekty při určování zvedací plošiny:

- nosnost:** maximální hmotnost, kterou lze zvedací plošinu zatížit (zvedací plošiny schopné zvedat pět a více tun jsou běžné)
- velikost:** fyzické rozměry zvedací plošiny
- zdvih:** zvedací schopnost plošiny od staženého do plně roztaženého stavu
- provozní způsob:** zdroj energie a mechanismus poskytující zdvih plošiny

## 1.2 TYPY KONSTRUKCÍ ZVEDACÍCH PLOŠIN

### 1.2.1 ZDROJ ENERGIE PRO ZDVIH

Energie je obvykle dodávána pouze při zvedání plošiny. Klesání se dosahuje pomocí odvzdušňovacího ventilu nebo jiným spouštěcím mechanismem.

### MANUÁLNÍ

Zvedání je poháněno klikou, pumpou nebo pohybovým šroubem (Obr. 1). Energie je dodávána člověkem. Toho se především využívá u lehkých užitkových zvedacích plošin, ale může být použito i pro těžké nebo velkoobjemové zařízení jako záložní zdroj.



Obr. 1 Sloupová zvedací plošina poháněná klikou a čtyřmi samosvornými pohybovými šrouby [24]

### PNEUMATICKÝ

Zvedání je prováděno pomocí pneumatického přímočarého motoru v kombinaci s kompresním mechanismem nebo se též využívá pneumatických pružin nebo měchů (Obr. 2). energii dodává stlačený vzduch, který musí být suchý a čistý. Je třeba zajistit jeho regulovatelnost.



Obr. 2 Zvedací plošina s pneumatickými pružinami [22]

### HYDRAULICKÝ

Tlak hydraulické kapaliny pohání lineární akční člen přímočarý hydromotor, který zprostředkovává zdvih plošiny (Obr. 3). Ten bývá opatřen hydrostatickým zámekem, pro případ poruchy hydraulického obvodu, zastaví pohyb hydromotoru a tím i klesání zvedací plošiny. Nutností tohoto systému je hydraulický agregát.



*Obr. 3 Zvedací plošina s hydraulickými přímočarými motory a čerpadlem [26]*

### **ELEKTRICKÝ**

Elektromotory poskytují rotační zdroj energie, který může pohánět stoupaní plošiny, pomocí různých mechanismů, jako je například pastorek s ozubeným hřebenem nebo tlačným řetězem (Obr. 4). Hlavní výhodou elektrického pohonu představuje stálá připravenost a schopnost provozu. Dále čistota zařízení a snadná a pohodlná obsluha.



*Obr. 4 Zvedací plošina s elektrickým pohonem tlačným řetězem [9]*

### **SAMOZDVIŽNÉ**

Automatické zvedání a spouštění plošiny je závislé na hmotnosti nákladu. Energie pro zdvih je dodávána pružinou (Obr. 5). Nastavením pružiny a hmotnostního voliče je umožněno variabilního rozsahu zařízení bez změny pružiny. Rozsah zatížení u jednotlivých typů plošin může být 30 až 2000 kilogramů. [15]



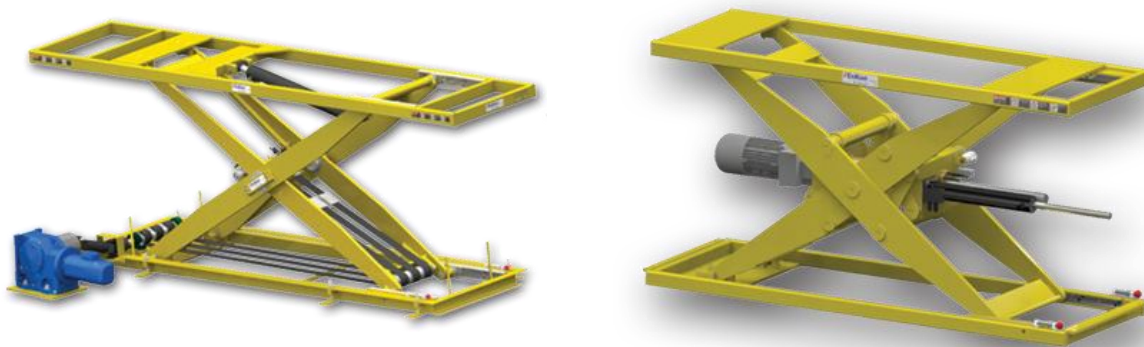
Obr. 5 Samozdvízná zvedací plošina zvedána pružinou [15]

### 1.2.2 ZVEDACÍ MECHANISMUS

Pro stoupání zdvižných plošin se dají využít různé typy mechanismů uvedené níže.

#### NŮŽKOVÝ MECHANIZMUS

Nůžkový mechanismus je zdaleka nejčastější konstrukcí používanou pro zdvižné plošiny. Je tvořen dvěma páry ramen, která jsou spojena čepy, spodním základním rámem, horním rámem s plošinou a pohonnou jednotkou. Pohonná jednotka pro zdvih plošiny může být tvořena několika variantami. Jak už je patrné z obrázků výše pomocí pneumatické pružiny (Obr. 2), pneumatického nebo hydraulického přímočarého motoru (Obr. 3), tlačného řetězu (Obr. 4), pružiny (Obr. 5). Dále se využívá plochého lana či kuličkového pohybového šroubu (Obr. 6).



Obr. 6 Zdvih plošiny pomocí plochých lan (vlevo), pohybového kuličkového šroubu (vpravo)[11]



Nůžkový mechanismus umožňuje velký rozsah pracovní výšky při malé výchozí výšce. Používá se v několika provedeních.

**-Jednonůžkový**

**-Vícenůžkový** (znásobení nůžkového mechanismu ve vertikálním směru)

**-Tandemový** (znásobení nůžkového mechanismu v horizontálním směru) Tato varianta je vhodná pro požadavky na extrémně dlouhé ložné plochy.

### POHYBOVÝ ŠROUB

Otáčení samosvorného pohybového šroubu, který je ve vertikálním směru, dochází ke zvedání plošiny (Obr. 7). Je vhodný pro velmi těžké zatížení a přesné polohování. Je zde dosaženo malého zdvihu a úroveň ložné plochy se nachází vysoko nad zemí při staženém stavu.



*Obr. 7 Zdvih zvedací plošiny pomocí pohybového šroubu [30]*

### PASTOREK A OZUBENÝ HŘEBEN

Vertikální pohyb zajišťuje pohyb ozubeného hřebene a daného pastorku. Rotací pastorku se pohybuje ozubený hřeben podél dané trati.

### PARALELOGRAM

Mechanismu vychází z jednoduchého čtyř-kloubového mechanismu s jedním stupněm volnosti. Horní plošina je propojena rameny pomocí rotačních vazeb (Obr. 8). Nevýhodou tohoto řešení jsou zástavové rozměry přesahující rozměry nosné plošiny.



*Obr. 8 Zvedací plošina s paralelogramem [21]*

### **TELESKOPICKÝ MECHANISMUS**

Lineární akční členy jsou uloženy přímo v dutině teleskopického vnějšího válce, který je tvořen několika sekcemi (Obr. 9). V zatažené podobě disponuje malými rozměry.



*Obr. 9 Teleskopická zdvižná plošina s pneumatickým válcem [12]*

### **KLOUBOVÝ MECHANISMUS**

Kloubové zvedací plošiny jsou spojeny rameny, která jsou rozšiřována pomocí lineárních akčních členů (Obr. 10). Toto řešení nabízí určitý horizontální pohyb navíc k vertikálnímu stoupání.





Obr. 10 Kloubová zvedací plošina [10]

### TLAČNÝ ŘETĚZ SERAPID

Zvedací systém od firmy Serapid poskytující mechanický způsob pro zvedání těžkých břemen (Obr. 4). Princip je založen na zamykání a odemykání flexibilních připojení spojovacích elementů. Při zvedání břemene speciálně tvarovanými řetězy se navzájem zamknou a vytvoří pevné sloupce. Při spouštění břemene se řetězy postupně ve spodní části odemykají a skládají.

#### 1.2.3 LOŽNÁ PLOCHA ZVEDACÍ PLOŠINY

Zvedací plošiny jsou využívány k mnoha specifickým účelům a druhům břemen a k tomu je i přizpůsobena ložná plocha zvedací plošiny.

#### PLNÁ LOŽNÁ PLOCHA

Jedná se o nejčastější a nejuniverzálnější řešení. Ložná plocha je obvykle tvořena plechem, na který se přímo umísťuje zvedané břemeno. Ložná plocha může být vybavena dalšími prvky pro uchycení a zajištění břemena. Například upínací element pro přední kolo, který zajišťuje stabilní polohu u servisních zvedacích plošin pro motocykly.

#### TVAROVÁ LOŽNÁ PLOCHA

Modely nízkoprofilových zvedacích plošin s tvarovou ložnou plochou ve tvaru „U“ nebo „E“ jsou vhodné pro manipulaci s paletami pomocí ručního paletového vozíku. Na Obr. 11 je zobrazena nízkoprofilová zvedací plošina švédské firmy EdmoLift. Ve složeném stavu disponuje výškou 80 mm. Je nabízena velká škála designů a modelů s nosností od 600 kg do 2 tun s rozsahem zdvihu od 630 mm do 970 mm. [26]



*Obr. 11 Nízkoprofilová zvedací plošina ve tvaru U [26]*

### SKLOPNÁ LOŽNÁ PLOCHA

V některých případech manipulace je vhodné ložnou plochu i naklopit (Obr. 12). Tím je dosaženo pohodlnější a ergonomičtější pracovní pozice. Zvyšuje se produktivita práce a redukuje se zranění obsluhy eliminací situací, kde je nutno se cyklicky natahovat, ohýbat či otáčet. Plošiny musí být vybaveny ochranou proti sklouznutí břemene.



*Obr. 12 Zvedací plošina se sklopnou ložní plochou [26]*

### OTOČNÁ LOŽNÁ PLOCHA

Zdvíhací plošina s otočnou ložnou plochou je využívána při nakládání a vykládání palet (Obr. 13). Kde při stohování daných jednotek na paletu není nutné obcházení palety obsluhou, nýbrž jen její otočení. Ve spojení se zvedací plošinou vytváří ideální ergonomické podmínky pro obsluhu a zvyšuje se tím i produktivita práce.



Obr. 13 Zvedací plošina s otočnou ložnou plochou [15]

### LOŽNÁ PLOCHA S VÁLEČKY

Na ložné ploše zvedací plošiny jsou umístěny válečky, po kterých se přemísťuje dané břemeno. Obvykle bývá použito k vyzvednutí nákladu z nízké pozice, který je následně přemísťován pomocí válečkové trati.

#### 1.2.4 UCHYCENÍ ZDVIŽNÉ PLOŠINY

##### STABILNÍ

Stabilní zdvižné plošiny jsou pevně spojeny se zemí kotevními šrouby a nepředpokládá se u nich další přemísťování z místa na místo. Na rozdíl od výtahu, manipulátorů a jeřábů poskytují zvedací plošiny stabilní plochu pro zvedání a spouštění materiálů. Riziko náhodného upuštění zvedaného předmětu je nižší a nehrozí také zasáhnuté obsluhy rozkývaným zavěšeným břemenem. U těchto plošin je důležitým parametrem složená výška zvedací plošiny.

##### MOBILNÍ

Zvedací plošiny jsou často vyráběny s pojízdnými kolečky, umožňující obsluze přepravovat předměty dle vlastního uvážení. Kolečka jsou obvykle polyuretanová. Kolové zdvižné plošiny bývají vybaveny rukojetí pro bezpečné uchopení, stejně tak dočasnou blokovací brzdou pro znemožnění samovolného pohybu.

##### V ŠACHTĚ

Pro okolnosti manipulace a dopravy s materiálem nejsou vyhovující stabilní zvedací plošiny pro jejich nadměrnou složenou výšku a to i u nízkoprofilových zvedacích plošin. Přechází se k řešení, kdy je zvedací mechanismus umístěn v šachtě a ložná plocha zvedací plošiny je ve stejné úrovni s okolní rovinou.



### 1.2.5 OVLÁDÁNÍ ZVEDACÍ PLOŠINY

Výška zdvihu je obvykle ovládána ručně či nožně nebo může být použito elektronického ovládání. Ovládání zdvižné plošiny se dá lehce i automatizovat a může být součástí transportní linky. Nastavitelná rychlost stoupaní a klesání je užitečnou funkcí při práci s dynamickými, nevystředěnými nebo pohyblivými náklady (např. tekutiny).

### 1.3 BEZPEČNOST ZVEDACÍCH PLOŠIN

Zvedací plošiny spadají pod normu ČSN EN 1570-1+A1, podle které by se měli navrhovat. Veškeré konstrukce zvedacích plošin by měli být vybaveny bezpečnostními prvky, aby se zabránilo zranění operujících pracovníků. Zvedací plošiny neslouží k dopravě cestujících. [7]

#### SPOUŠTĚCÍ ARETACE

Použití v případě poruchy, když je plošina rozložena a pro následný servis a opravu zvedací plošiny (Obr. 14). Jedná se ve většině případů o mechanické zajištění.



Obr. 14 Spouštěcí aretace [26]

#### OCHRANA PROTI SKŘÍPNUTÍ

Ochranná hliníková lišta po celém obvodu rámu plošiny napojena na citlivý senzor reagující na tlak (Obr. 15). Pokud při spouštění plošiny dochází k stlačení lišty a tím i senzoru objektem, dochází k odpojení přívodní energie a klesání plošiny se okamžitě zastaví.

Dalším bezpečnostním prvkem je mezera mezi dostatečně velká vzdálenost mezi všemi pohyblivými částmi stoje.



Obr. 15 Ochranná hliníková lišta [26]

### KRYCÍ MĚCH

Obvykle vyráběn z gumy, vinylu, usně (kůže) či nánosovaného textilu. Kryt obklopuje zvedací plošinu, a zabraňuje objektů a prachu průniku do zvedacího mechanismu stroje. To chrání jak obsluhu a také i prodlužuje životnost zvedací plošiny (Obr. 16).



Obr. 16 Krycí měch [8]



## 2 NÁVRH KONSTRUKCE ZVEDACÍ PLOŠINY

### 2.1 ZADANÉ PARAMETRY

V práci bude navrhována níže specifikovaná zdvižná plošina k různým účelům. Ne však k dopravě osob ani zvedání vozidel k servisním účelům, kde obsluha operuje pod zvedaným břemenem. Z výše uvedených typů konstrukcí je pro toto zadání volen jednonůžkový mechanismus, pro svou jednoduchost, spolehlivost a vhodnost pro dané zadání. Ten bude osazen různými druhy a typy pohonů pro zdvih břemene. Ložná plocha pro univerzálnost zvedací plošiny je jednoduše plná, bez tvarových úprav. Bude se uvažovat o stabilním umístění zvedací plošiny, která bude připevněna kotevnými šrouby. Zvedací plošina bude disponovat standardními bezpečnostními prvky.

Maximální nosnost	- 800 kg
Délka	- 2000 mm
Šířka	- 900 mm
Pracovní výška	- 300 – 1000 mm

### RYCHLOST ZDVIHU

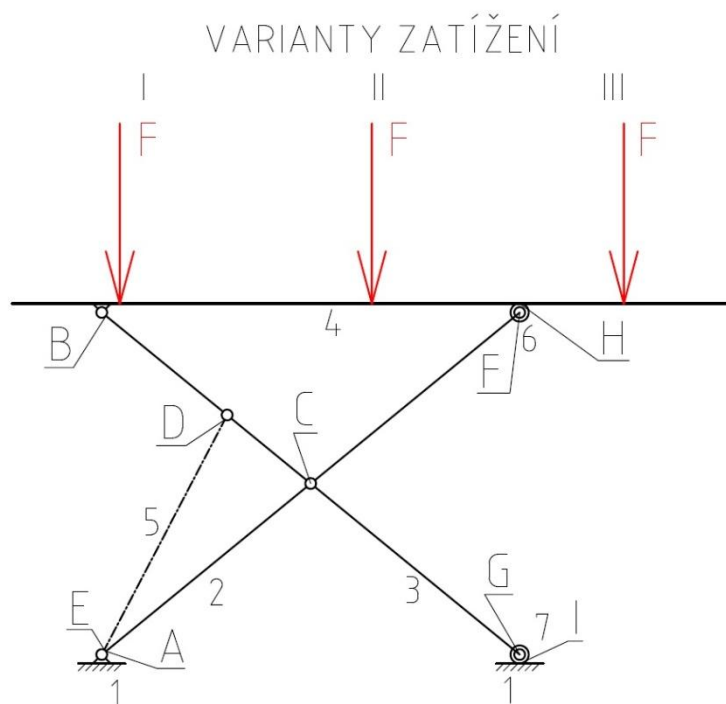
Dle normy ČSN EN 1570-1+A1 by rychlost zvedání neměla přesahovat  $0,15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . [7]

## 2.2 STATICKÝ VÝPOČET PRO HYDRAULICKÝ POHON

### 2.2.1 ROZBOR ÚLOHY

Pro výpočet stykových výsledných sil mechanismu zvedací plošiny je soustava uložena nepohyblivě (staticky určitě). Člen 5 představuje přímočarý akční člen, viz Obr. 17. Akční člen mění svou délku a tím určuje zdvih plošiny. Jedná se o prostorový mechanismus, ale jeho členy jsou uspořádány v rovnoběžných rovinách, proto se soustava může řešit jako rovinná.

Maximální nosnost zvedací plošiny je 800 kg. Toto zatížení se může nacházet různě umístěné na ložné ploše. Vzhledem k poměrně dlouhé délce ložné plochy je zvoleno několik variant možného umístění maximální hmotnosti břemene pro následný výpočet, tyto zvolené varianty jsou znázorněny na Obr. 17. Varianta I se nachází v první třetině ložné plochy stolu nad přímočarým akčním členem. Varianta II je umístěna uprostřed ložné plochy v druhé třetině stolu. Varianta III v třetí třetině ložné plochy, nad volným koncem plošiny.



Obr. 17 Schéma navrhované zdvižné plošiny s jednotlivými variantami zatížení

#### KLASIFIKACE ČLENŮ

Člen 1 – Základní rám

Člen 2 – Rameno mechanismu (vícenásobný nezatížený člen)

Člen 3 – Rameno mechanismu (vícenásobný nezatížený člen)

Člen 4 – Ložná plocha (binární zatížený člen)

Člen 5 – Přímočarý akční člen (binární nezatížený člen)

Člen 6 – Kladka (binární nezatížený člen)

Člen 7 – Kladka (binární nezatížený člen)

#### KLASIFIKACE VAZEB

A, B, C, D, E, F, G – Rotační vazby (odebírají dva stupně volnosti)

H, I – Valivé vazby (odebírají dva stupně volnosti)

#### URČENÍ POČTU STUPŇŮ VOLNOSTI

$$i = (n - 1) \cdot i_v - (\sum \xi_i - \eta) \quad (1)$$

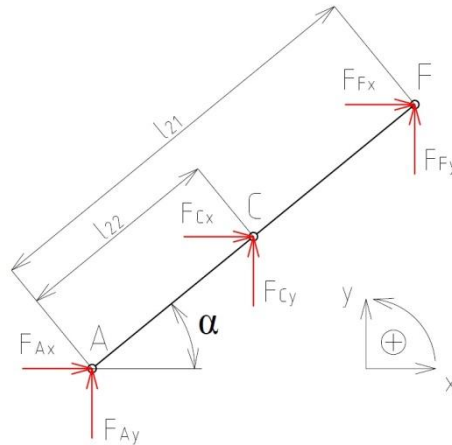
$$i = (7 - 1) \cdot 3 - (18 - 0)$$

$$i = 0$$



## 2.2.2 ÚPLNÉ UVOLNĚNÍ JEDNOTLIVÝCH TĚLES SOUSTAVY

### ČLEN 2 – RAMENO MECHANISMU



Obr. 18 Uvolnění členu 2

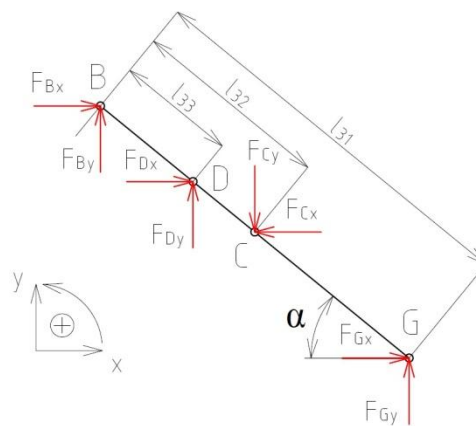
Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Ax} + F_{Cx} + F_{Fx} = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ay} + F_{Cy} + F_{Fy} = 0 \quad (3)$$

$$\sum M_{zA} = 0 \quad -F_{Cx} \cdot l_{22} \cdot \sin \alpha - F_{Fx} \cdot l_{21} \cdot \sin \alpha + F_{Cy} \cdot l_{22} \cdot \cos \alpha + F_{Fy} \cdot l_{21} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (4)$$

### ČLEN 3 – RAMENO MECHANISMU



Obr. 19 Uvolnění členu 3

Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Bx} + F_{Dx} - F_{Cx} + F_{Gx} = 0 \quad (5)$$

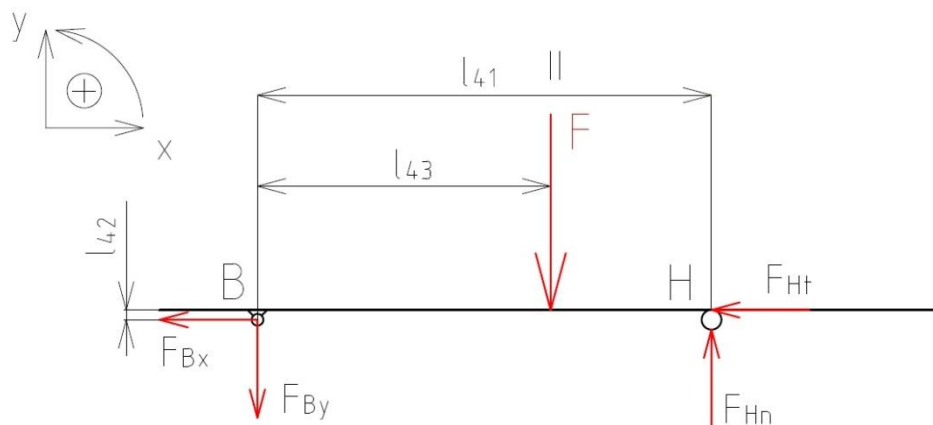
$$\sum F_y = 0 \quad F_{By} + F_{Dy} - F_{Cy} + F_{Gy} = 0 \quad (6)$$

$$\sum M_{zB} = 0 \quad F_{Dx} \cdot l_{33} \cdot \sin \alpha - F_{Cx} \cdot l_{32} \cdot \sin \alpha + F_{Gx} \cdot l_{31} \cdot \sin \alpha + F_{Dy} \cdot l_{33} \cdot \cos \alpha - F_{Cy} \cdot l_{32} \cdot \cos \alpha + F_{Gy} \cdot l_{31} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (7)$$





#### ČLEN 4 – LOŽNÁ PLOCHA



Obr. 20 Uvolnění členu 4

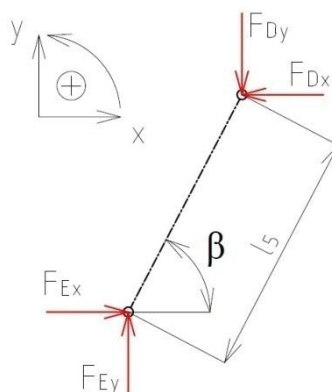
Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Bx} - F_{Ht} = 0 \quad (8)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{By} + F_{Hn} - F = 0 \quad (9)$$

$$\sum M_{zB} = 0 \quad -F \cdot l_{43} + F_{Hn} \cdot l_{41} + F_{Ht} \cdot l_{42} = 0 \quad (10)$$

#### ČLEN 5 – PŘÍMOČARÝ AKČNÍ ČLEN



Obr. 21 Uvolnění členu 5

Podmínky statické rovnováhy:

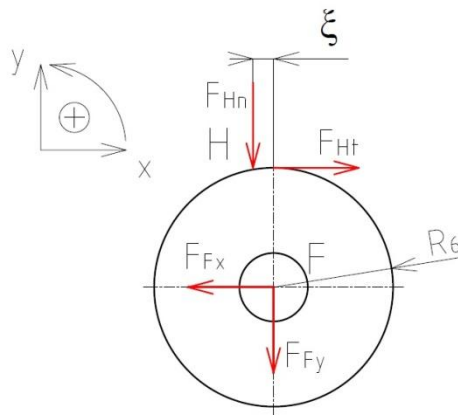
$$\sum F_x = 0 \quad F_{Ex} - F_{Dx} = 0 \quad (11)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ey} - F_{Dy} = 0 \quad (12)$$

$$\sum M_{zE} = 0 \quad F_{Dx} \cdot l_5 \cdot \sin \beta - F_{Dy} \cdot l_5 \cdot \cos \beta = 0 \quad (13)$$



### ČLEN 6 - KLADKA



Obr. 22 Uvolnění tělesa 6

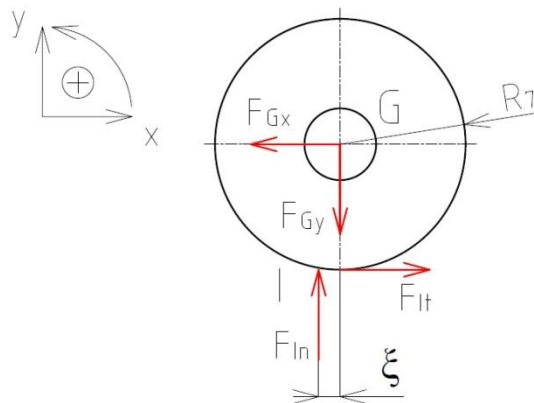
Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Fx} + F_{Ht} = 0 \quad (14)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Fy} - F_{Hn} = 0 \quad (15)$$

$$\sum M_{zF} = 0 \quad F_{Hn} \cdot \xi - F_{Ht} \cdot R_6 = 0 \quad (16)$$

### ČLEN 7 - KLADKA



Obr. 23 Uvolnění tělesa 7

Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Gx} + F_{It} = 0 \quad (17)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Gy} + F_{In} = 0 \quad (18)$$

$$\sum M_{zG} = 0 \quad -F_{In} \cdot \xi + F_{It} \cdot R_7 = 0 \quad (19)$$





## VÝPOČET ZATÍŽENÍ

Maximální nosnost zvedací plošiny je 800 kg. Toto zatížení se může nacházet různě umístěné na ložné ploše. Vzhledem k poměrně dlouhé délce ložné plochy je zvoleno několik variant možného umístění maximální hmotnosti břemene pro následný výpočet, tyto zvolené varianty jsou znázorněny na Obr. 17.

Řešená úloha je rovinná. Za předpokladu rovnoměrného rozložení zatížení do dvou nůžkových mechanismů zvedací plošiny podělíme zatížení dvakrát. Z výsledků matic zjistíme síly působící na jeden nůžkový mechanismus.

Z důvodů bezpečnosti a zatížení mechanismu též od vlastní tíhy rámu ložné plochy je navýšeno zatížení o 200 kg.

$$m_b = 800 \text{ kg}$$

$$m_n = 200 \text{ kg}$$

$$F_C = (m_b + m_n) \cdot g \quad (21)$$

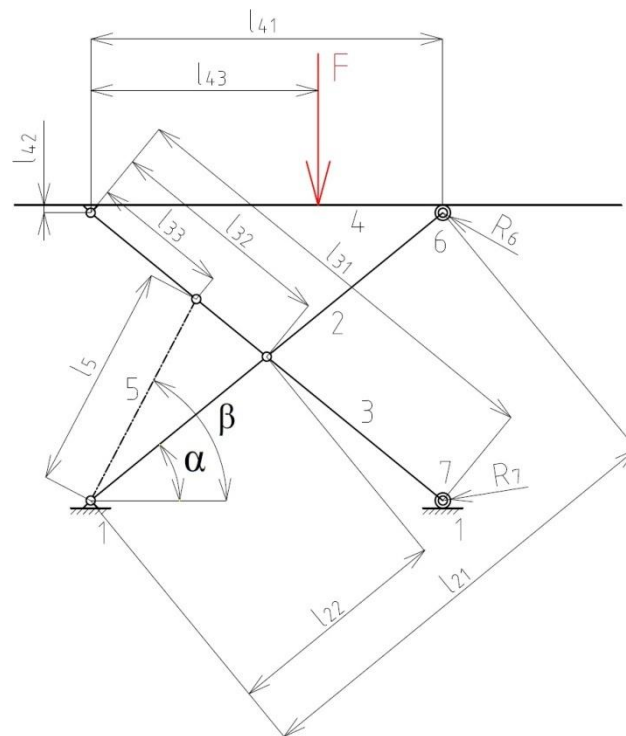
$$F_C = (800 + 200) \cdot 9,81$$

$$F_C = 9810 \text{ N}$$

$$F = \frac{F_C}{2} = \frac{9810}{2} = 4905 \text{ N} \quad (22)$$



## DÉLKOVÉ A ÚHLOVÉ ROZMĚRY MECHANISMU:



Obr. 24 Rozměry mechanismu

$$l_{21} = 1500 \text{ mm}$$

$$l_{22} = 750 \text{ mm}$$

$$l_{31} = 1500 \text{ mm}$$

$$l_{32} = 750 \text{ mm}$$

$$l_{33} = 450 \text{ mm}$$

$$l_{41} = 1161 - 1479 \text{ mm}$$

$$l_{42} = 25 \text{ mm}$$

$$l_{43} = 50 \text{ mm}, 750 \text{ mm}, 1450 \text{ mm} \text{ (varianta I, II, III)}$$

$$l_5 = 477 - 751 \text{ mm}$$

$$R_6 = 25 \text{ mm}$$

$$R_7 = 25 \text{ mm}$$

$$\alpha = 9,6^\circ - 39,3^\circ$$

$$\beta = 21,5^\circ - 62,4^\circ$$

Velikosti délek  $l_{41}$  a  $l_5$  a úhlů  $\alpha$  a  $\beta$  se mění podle výšky zdvihu. Ostatní veličiny jsou konstantní. Dále posuzujeme tři možné stavy uložení břemene na ložnou plochu, jak je znázorněno variantami I, II, III.

## ŘEŠENÍ SOUSTAVY ROVNIC

$$x = A^{-1} \cdot b \quad (23)$$

Výsledky maticového řešení soustav rovnic pro jednotlivé varianty a v horní a dolní poloze zvedací plošiny jsou zapsány do Tab. 1 a tučně jsou vyznačeny maximální hodnoty.



Tab. 1 Výsledky řešení soustav rovnic

Síla [N]	Varianta I		Varianta II		Varianta III	
	Horní poloha	Dolní poloha	Horní poloha	Dolní poloha	Horní poloha	Dolní poloha
$F_{Ax}$	-4507	-21820	-4802	-22050	-5097	<b>-22280</b>
$F_{Ay}$	-3907	-3857	-7200	-6232	<b>-10490</b>	-8607
$F_{Bx}$	-8	-7	-127	-99	<b>-244</b>	-192
$F_{By}$	-4694	<b>-4739</b>	-1739	-2419	1216	-99
$F_{Cx}$	4498	21810	4675	21950	4852	<b>22090</b>
$F_{Cy}$	4118	4023	10370	8718	<b>16610</b>	13410
$F_{Dx}$	4498	21810	4675	21950	4852	<b>22090</b>
$F_{Dy}$	8605	8591	8943	8646	<b>9282</b>	8701
$F_{Ex}$	4498	21810	4675	21950	4852	<b>22090</b>
$F_{Ey}$	8605	8591	8943	8646	<b>9282</b>	8701
$F_{Fx}$	8	7	127	99	<b>244</b>	192
$F_{Fy}$	-211	-166	-3166	-2486	<b>-6121</b>	-4806
$F_{Gx}$	8	7	126	100	<b>244</b>	192
$F_{Gy}$	207	171	3162	2491	<b>6116</b>	4811
$F_{Hn}$	211	166	3166	2486	<b>6121</b>	4806
$F_{Ht}$	8	7	127	99	<b>244</b>	192
$F_{In}$	206	171	3162	2491	<b>6116</b>	4811
$F_{It}$	8	7	126	100	<b>244</b>	192

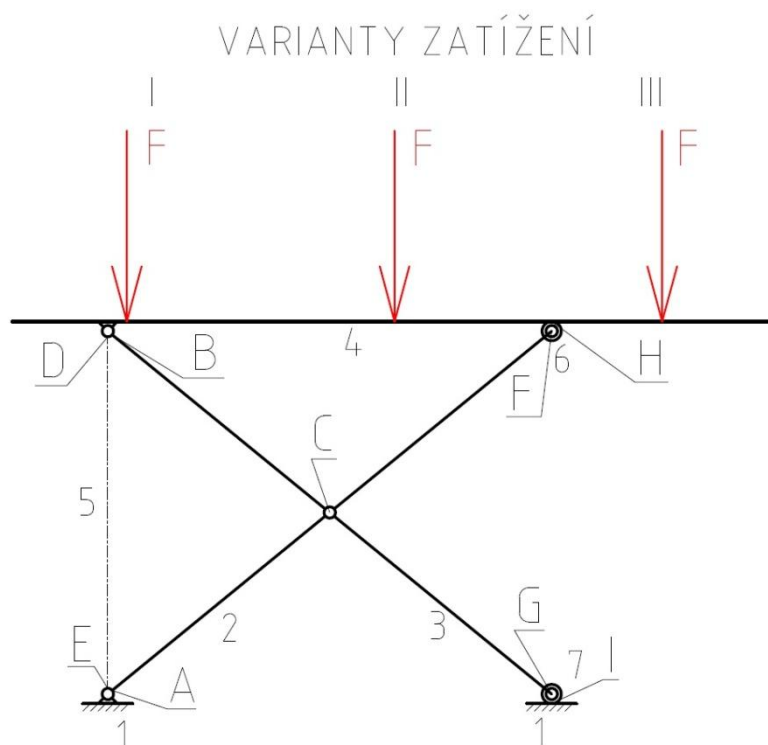
Z výsledků maticového řešení lze konstatovat, že největší síly v horní a dolní poloze plošiny vycházejí pro variantu III. Pouze  $F_{By}$  je vyšší pro variantu I.

## 2.3 STATICKÝ VÝPOČET PRO POHON VE VERTIKÁLNÍM SMĚRU

### 2.3.1 ROZBOR ÚLOHY

Tento výpočet je v podstatě analogický k výpočtu z předchozí kapitoly 2.2. S tím rozdílem, že lineární akční člen 5 nůžkového mechanismů je umístěn ve vertikálním směru viz Obr. 25. Akční člen mění svou délku a tím určuje zdvih plošiny. Tento lineární akční člen 5 představuje tlačný řetěz firmy SERAPID.

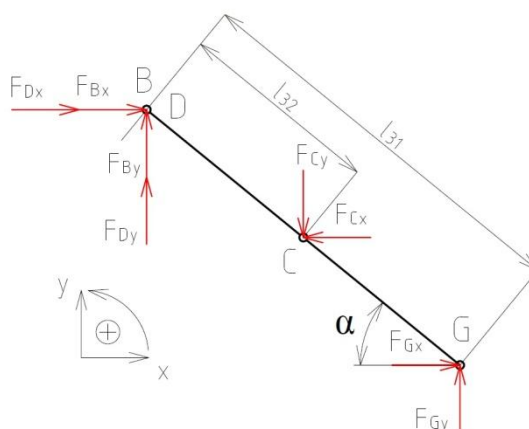
V tomto výpočtu viz kapitola 2.3 jsou uváděny pouze odlišnosti od předchozího výpočtu.



Obr. 25 Schéma zdvižné plošiny s jednotlivými variantami zatížení, člen 5 ve vertikálním směru

### 2.3.2 ÚPLNÉ UVOLNĚNÍ JEDNOTLIVÝCH TĚLES SOUSTAVY

#### ČLEN 3 – RAMENO MECHANISMU



Obr. 26 Uvolnění členu 3

Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Bx} + F_{Dx} - F_{Cx} + F_{Gx} = 0 \quad (24)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{By} + F_{Dy} - F_{Cy} + F_{Gy} = 0 \quad (25)$$

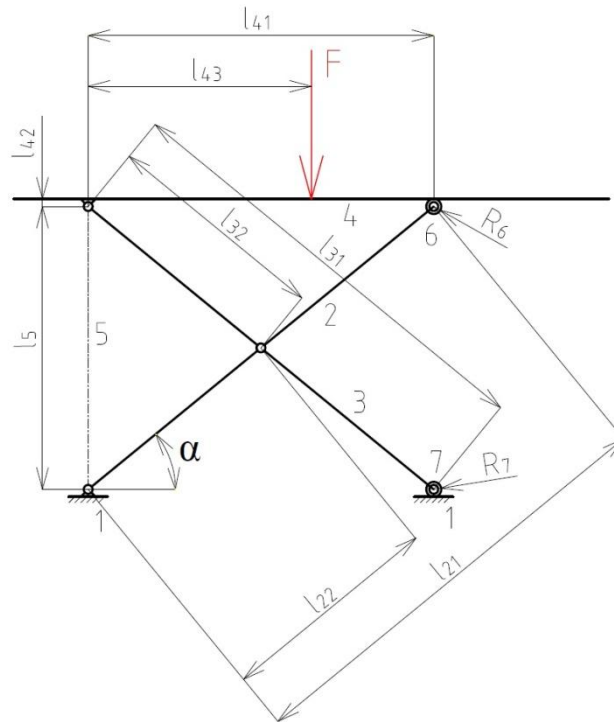
$$\sum M_{zB} = 0 \quad -F_{Cx} \cdot l_{32} \cdot \sin \alpha + F_{Gx} \cdot l_{31} \cdot \sin \alpha - F_{Cy} \cdot l_{32} \cdot \cos \alpha + F_{Gy} \cdot l_{31} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (26)$$







## DÉLKOVÉ A ÚHLOVÉ ROZMĚRY MECHANISMU:



Obr. 28 Rozměry mechanismu

$$l_{21} = 1500 \text{ mm}$$

$$l_{22} = 750 \text{ mm}$$

$$l_{31} = 1500 \text{ mm}$$

$$l_{32} = 750 \text{ mm}$$

$$l_{41} = 1161 - 1479 \text{ mm}$$

$$l_{42} = 25 \text{ mm}$$

$$l_{43} = 50 \text{ mm}, 750 \text{ mm}, 1450 \text{ mm} \text{ (varianta I, II, III)}$$

$$l_5 = 250 - 950 \text{ mm}$$

$$R_6 = 25 \text{ mm}$$

$$R_7 = 25 \text{ mm}$$

$$\alpha = 9,6^\circ - 39,3^\circ$$

Velikosti délek  $l_{41}$  a  $l_5$  a úhlu  $\alpha$  se mění podle výšky zdvihu. Ostatní veličiny jsou konstantní. Dále posuzujeme tři možné stavy uložení břemene na ložnou plochu, jak je znázorněno variantami I, II, III.

## ŘEŠENÍ SOUSTAVY ROVNIC

$$x = A^{-1} \cdot b$$

Výsledky maticového řešení soustav rovnic pro jednotlivé varianty a v horní a dolní poloze zvedací plošiny jsou zapsány do Tab. 2 a tučně jsou vyznačeny maximální hodnoty.



Tab. 2 Výsledky řešení soustav rovnic

Síla [N]	Varianta I		Varianta II		Varianta III	
	Horní poloha	Dolní poloha	Horní poloha	Dolní poloha	Horní poloha	Dolní poloha
$F_{Ax}$	-8	-7	-126	-99	<b>-244</b>	-192
$F_{Ay}$	-225	-168	-3373	-2519	<b>-6521</b>	-4871
$F_{Bx}$	-8	-7	-126	-99	<b>-244</b>	-192
$F_{By}$	-4694	<b>-4739</b>	-1739	-2419	1216	-99
$F_{Cx}$	0	0	0	0	0	0
$F_{Cy}$	435	334	6539	5005	<b>12640</b>	9676
$F_{Dx}$	0	0	0	0	0	0
$F_{Dy}$	4919	4907	5112	4939	<b>5306</b>	4970
$F_{Ex}$	0	0	0	0	0	0
$F_{Ey}$	4919	4907	5112	4939	<b>5306</b>	4970
$F_{Fx}$	8	7	126	99	<b>244</b>	192
$F_{Fy}$	-211	-166	-3166	-2486	<b>-6121</b>	-4806
$F_{Gx}$	8	7	126	99	<b>244</b>	192
$F_{Gy}$	211	166	3166	2486	<b>6121</b>	4806
$F_{Hn}$	211	166	3166	2486	<b>6121</b>	4806
$F_{Ht}$	8	7	127	99	<b>244</b>	192
$F_{In}$	211	166	3166	2486	<b>6121</b>	4806
$F_{It}$	8	7	126	99	<b>244</b>	192

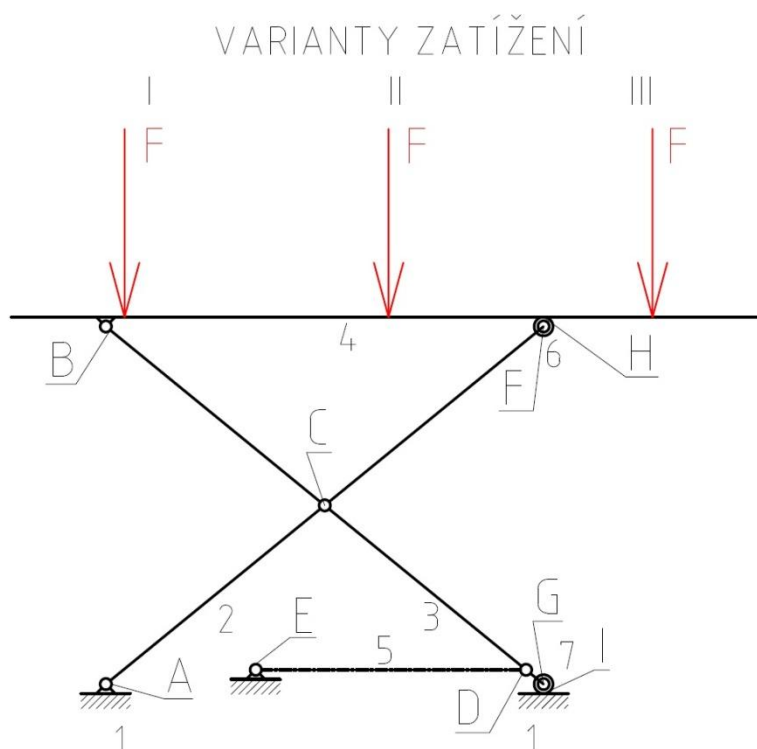
Z výsledků maticového řešení lze konstatovat, že největší síly vycházejí pro variantu III v horní poloze plošiny. Pouze  $F_{By}$  je vyšší pro variantu I v dolní poloze.

## 2.4 STATICKÝ VÝPOČET PRO POHON V HORIZONTÁLNÍM SMĚRU

### 2.4.1 ROZBOR ÚLOHY

Tento výpočet je v podstatě analogický k výpočtu z předcházející kapitoly 2.2. S tím rozdílem, že lineární akční člen 5 nůžkového mechanismů je umístěn v horizontálním směru viz Obr. 29. Akční člen mění svou délku a tím určuje zdvih plošiny. Tento člen 5 představuje lineární pohon umístěný na základním rámu stroje v horizontálním směru.

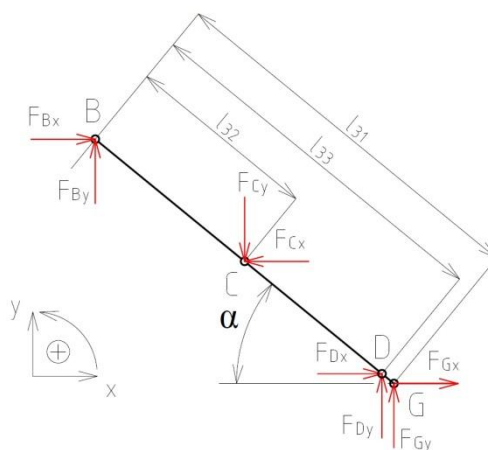
V tomto výpočtu viz kapitola 2.4 jsou uváděny pouze odlišnosti od předcházejícího výpočtu.



Obr. 29 Schéma zdvižné plošiny s jednotlivými variantami zatížení, člen 5 v horizontálním směru

## 2.4.2 ÚPLNÉ UVOLNĚNÍ JEDNOTLIVÝCH TĚLES SOUSTAVY

### ČLEN 3 – RAMENO MECHANISMU



Obr. 30 Uvolnění členu 3

Podmínky statické rovnováhy:

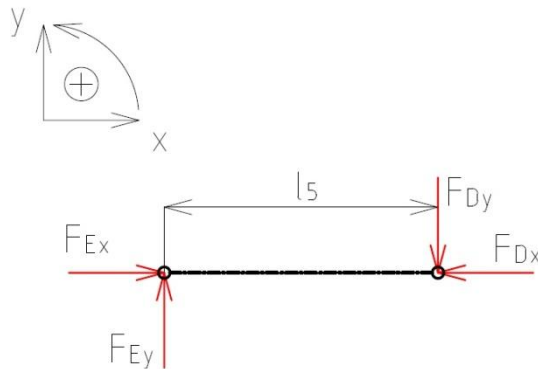
$$\sum F_x = 0 \quad F_{Bx} + F_{Dx} - F_{Cx} + F_{Gx} = 0 \quad (30)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{By} + F_{Dy} - F_{Cy} + F_{Gy} = 0 \quad (31)$$

$$\sum M_{zB} = 0 \quad F_{Dx} \cdot l_{33} \cdot \sin \alpha - F_{Cx} \cdot l_{32} \cdot \sin \alpha + F_{Gx} \cdot l_{31} \cdot \sin \alpha + F_{Dy} \cdot l_{33} \cdot \cos \alpha - F_{Cy} \cdot l_{32} \cdot \cos \alpha + F_{Gy} \cdot l_{31} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (32)$$



**ČLEN 5 – PŘÍMOČARÝ AKČNÍ ČLEN**



Obr. 31 Uvolnění členu 5

Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Ex} - F_{Dx} = 0 \tag{33}$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ey} - F_{Dy} = 0 \tag{34}$$

$$\sum M_{zE} = 0 \quad -F_{Dy} \cdot l_5 = 0 \tag{35}$$

**2.4.3 ŘEŠENÍ SOUSTAVY LINEÁRNÍCH ROVNIC**

**MATICOVÉ ŘEŠENÍ SOUSTAVY ROVNIC**

$$A \cdot x = b$$

Matice A

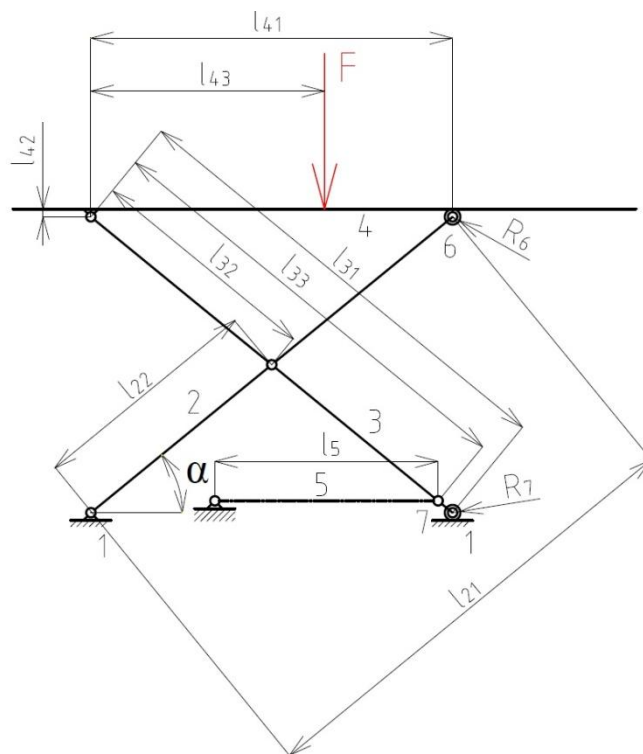
1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	$-l_{22} \cdot \sin \alpha$	$l_{22} \cdot \cos \alpha$	0	0	0	0	$-l_{22} \cdot \sin \alpha$	$l_{22} \cdot \cos \alpha$	0	0	0	0	0	0
0	0	1	0	-1	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
0	0	0	1	0	-1	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0
0	0	0	0	$-l_{32} \cdot \sin \alpha$	$-l_{32} \cdot \cos \alpha$	$l_{33} \cdot \sin \alpha$	$l_{33} \cdot \cos \alpha$	0	0	0	0	$l_{31} \cdot \sin \alpha$	$l_{31} \cdot \cos \alpha$	0	0	0	0
0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0
0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$l_{41}$	$l_{42}$	0	0
0	0	0	0	0	0	-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	-1	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$\xi$	$-R_6$	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	1
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$-\xi$
																	$R_7$

$$x^T = \{F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Bx}, F_{By}, F_{Cx}, F_{Cy}, F_{Dx}, F_{Dy}, F_{Ex}, F_{Ey}, F_{Fx}, F_{Fy}, F_{Gx}, F_{Gy}, F_{Hn}, F_{Ht}, F_{In}, F_{It}\}$$

$$b^T = \{0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, F, F \cdot l_{43}, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0\}$$



## DÉLKOVÉ A ÚHLOVÉ ROZMĚRY MECHANISMU:



Obr. 32 Rozměry mechanismis

$$l_{21} = 1500 \text{ mm}$$

$$l_{22} = 750 \text{ mm}$$

$$l_{31} = 1500 \text{ mm}$$

$$l_{32} = 750 \text{ mm}$$

$$l_{33} = 1440 \text{ mm}$$

$$l_{41} = 1161 - 1479 \text{ mm}$$

$$l_{42} = 25 \text{ mm}$$

$$l_{43} = 50 \text{ mm}, 750 \text{ mm}, 1450 \text{ mm} \text{ (varianta I, II, III)}$$

$$l_5 = 1050 - 1350 \text{ mm}$$

$$R_6 = 25 \text{ mm}$$

$$R_7 = 25 \text{ mm}$$

$$\alpha = 9,6^\circ - 39,3^\circ$$

Velikosti délek  $l_{41}$  a  $l_5$  a úhlu  $\alpha$  se mění podle výšky zdvihu. Ostatní veličiny jsou konstantní. Dále posuzujeme tři možné stavy uložení břemene na ložnou plochu, jak je znázorněno variantami I, II, III.

## ŘEŠENÍ SOUSTAVY ROVNIC

$$x = A^{-1} \cdot b$$

Výsledky maticového řešení soustav rovnic pro jednotlivé varianty a v horní a dolní poloze zvedací plošiny jsou zapsány do Tab. 3 a tučně jsou vyznačeny maximální hodnoty.



Tab. 3 Výsledky řešení soustav rovnic

Síla [N]	Varianta I		Varianta II		Varianta III	
	Horní poloha	Dolní poloha	Horní poloha	Dolní poloha	Horní poloha	Dolní poloha
$F_{Ax}$	6001	29010	6119	29100	6238	<b>29190</b>
$F_{Ay}$	4694	<b>4739</b>	1739	2419	-1216	99
$F_{Bx}$	-8	-7	-126	-99	<b>-245</b>	-192
$F_{By}$	-4694	<b>-4739</b>	-1739	-2419	1216	-99
$F_{Cx}$	-6010	-29010	-6246	-29200	-6482	<b>-29380</b>
$F_{Cy}$	-4483	-4574	1427	66	<b>7336</b>	4706
$F_{Dx}$	-6010	-29010	-6246	-29200	-6482	<b>-29380</b>
$F_{Dy}$	0	0	0	0	0	0
$F_{Ex}$	-6010	-29010	-6246	-29200	-6482	<b>-29380</b>
$F_{Ey}$	0	0	0	0	0	0
$F_{Fx}$	8	7	126	99	<b>245</b>	192
$F_{Fy}$	-211	-165	-3166	-2486	<b>-6121</b>	-4806
$F_{Gx}$	8	7	126	99	<b>245</b>	192
$F_{Gy}$	211	165	3166	2486	<b>6121</b>	4806
$F_{Hn}$	211	165	3166	2486	<b>6121</b>	4806
$F_{Ht}$	8	7	126	99	<b>245</b>	192
$F_{In}$	211	165	3166	2486	<b>6121</b>	4806
$F_{It}$	8	7	126	99	<b>245</b>	192

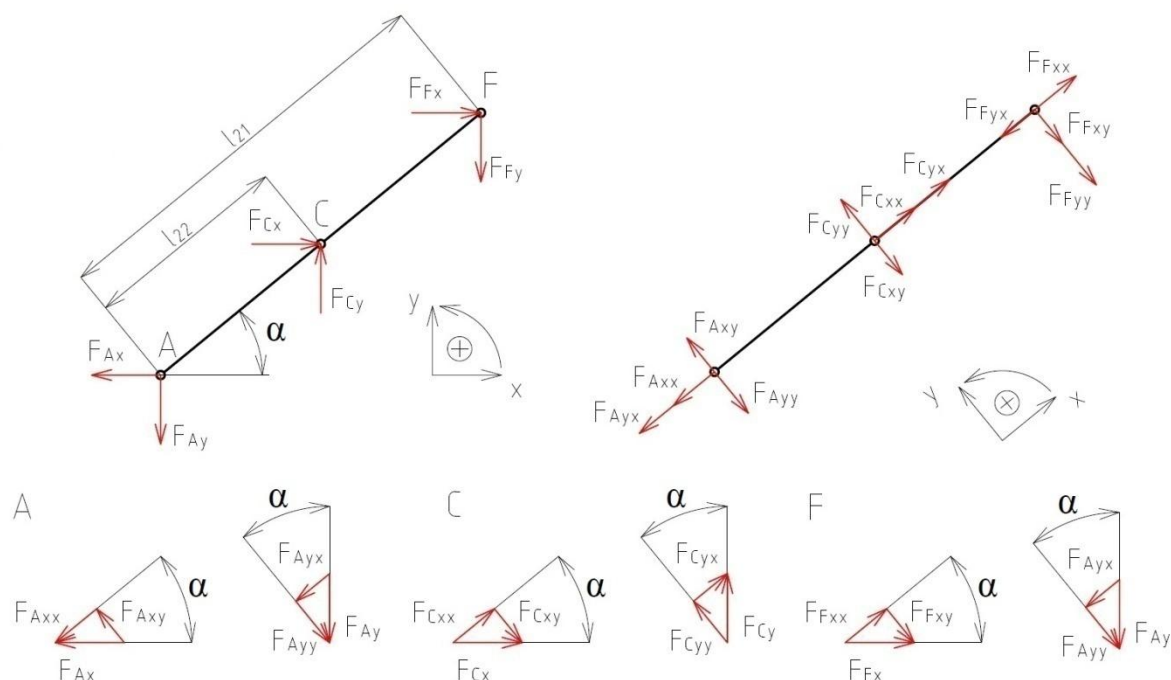
Z výsledků maticového řešení lze konstatovat, že největší síly v horní a dolní poloze plošiny vycházejí pro variantu III. Pouze  $F_{Ay}$  a  $F_{By}$  je vyšší pro variantu I v dolní poloze plošiny.

## 2.5 PRŮBĚH VNITŘNÍCH SIL

Pro výpočet vnitřních se vychází ze statického výpočtu pro hydraulický pohon varianty zatížení III, kde většina jednotlivých sil vychází nejnepříznivěji.

## 2.5.1 ČLEN 2 V DOLNÍ POLOZE PLOŠINY

### SKUTEČNÁ ORIENTACE SIL DLE MATICOVÉHO VÝPOČTU, ROZKLAD SIL DO LOKÁLNÍHO SOUŘADNICOVÉHO SYSTÉMU NA ČLENU 2



Obr. 33 Skutečná orientace sil, rozklad sil do lokálního souřadnicového systému na členu 2

#### VÝPOČET JEDNOTLIVÝCH SIL

$$F_{Axx} = F_{Ax} \cdot \cos(\alpha) = 22280 \cdot \cos(9,6) = 21968 \text{ N} \quad (36)$$

$$F_{Axy} = F_{Ax} \cdot \sin(\alpha) = 22280 \cdot \sin(9,6) = 3716 \text{ N} \quad (37)$$

$$F_{Ayy} = F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) = 8607 \cdot \cos(9,6) = 8486 \text{ N} \quad (38)$$

$$F_{Ayx} = F_{Ay} \cdot \sin(\alpha) = 8607 \cdot \sin(9,6) = 1435 \text{ N} \quad (39)$$

$$F_{Cxx} = F_{Cx} \cdot \cos(\alpha) = 22090 \cdot \cos(9,6) = 21781 \text{ N} \quad (40)$$

$$F_{Cxy} = F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) = 22090 \cdot \sin(9,6) = 3683 \text{ N} \quad (41)$$

$$F_{Cyy} = F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) = 13410 \cdot \cos(9,6) = 13223 \text{ N} \quad (42)$$

$$F_{Cyx} = F_{Cy} \cdot \sin(\alpha) = 13410 \cdot \sin(9,6) = 2236 \text{ N} \quad (43)$$

$$F_{Fxx} = F_{Fx} \cdot \cos(\alpha) = 192 \cdot \cos(9,6) = 188 \text{ N} \quad (44)$$

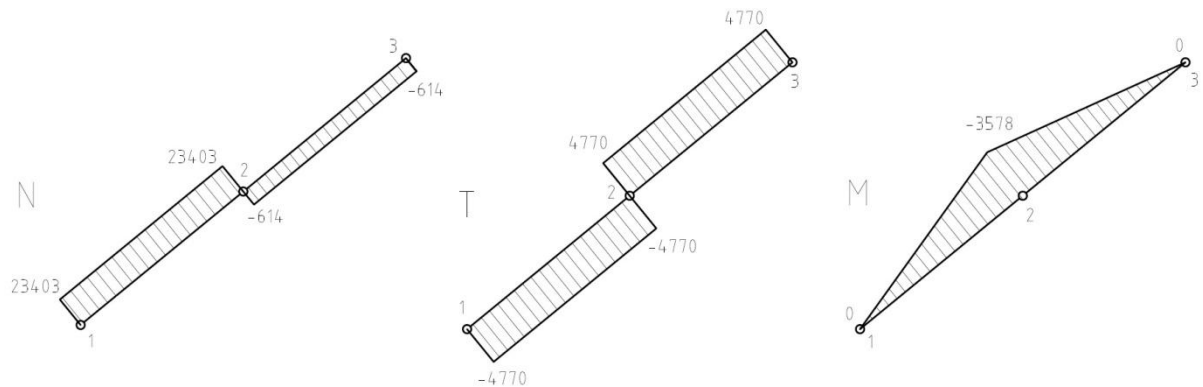
$$F_{Fxy} = F_{Fx} \cdot \sin(\alpha) = 192 \cdot \sin(9,6) = 31 \text{ N} \quad (45)$$

$$F_{Fyy} = F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) = 4806 \cdot \cos(9,6) = 4739 \text{ N} \quad (46)$$

$$F_{Fyx} = F_{Fy} \cdot \sin(\alpha) = 4806 \cdot \sin(9,6) = 802 \text{ N} \quad (47)$$



## VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY



Obr. 34 Normálové síly [N], posouvající síly [N], momenty [N·m] na členu 2

$$N_{21}^L = F_{Ayx} + F_{Axx} = 1435 + 21968 = 23403 \text{ N} \quad (48)$$

$$N_{22}^L = N_{21}^L - F_{Cxx} - F_{Cyx} = 23403 - 21781 - 2236 = -614 \text{ N} \quad (49)$$

$$N_{23}^P = F_{Fxx} - F_{Fyx} = 188 - 802 = -614 \text{ N} \quad (50)$$

$$T_{21}^L = -F_{Ayy} + F_{Axy} = -8486 + 3716 = -4770 \text{ N} \quad (51)$$

$$T_{22}^L = T_{21}^L - F_{Cxy} + F_{Cyy} = -4770 - 3683 + 13223 = 4770 \text{ N} \quad (52)$$

$$T_{23}^P = F_{Fyy} + F_{Fxy} = 4739 + 31 = 4770 \text{ N} \quad (53)$$

$$M_{21}^L = 0 \text{ Nm} \quad (54)$$

$$M_{21}^P = (-F_{Cxy} + F_{Cyy}) \cdot l_{22} + (-F_{Fyy} - F_{Fxy}) \cdot l_{21} \quad (55)$$

$$M_{21}^P = (-3683 + 13223) \cdot 0,75 + (-4739 - 31) \cdot 1,5$$

$$M_{21}^P = 0 \text{ Nm}$$

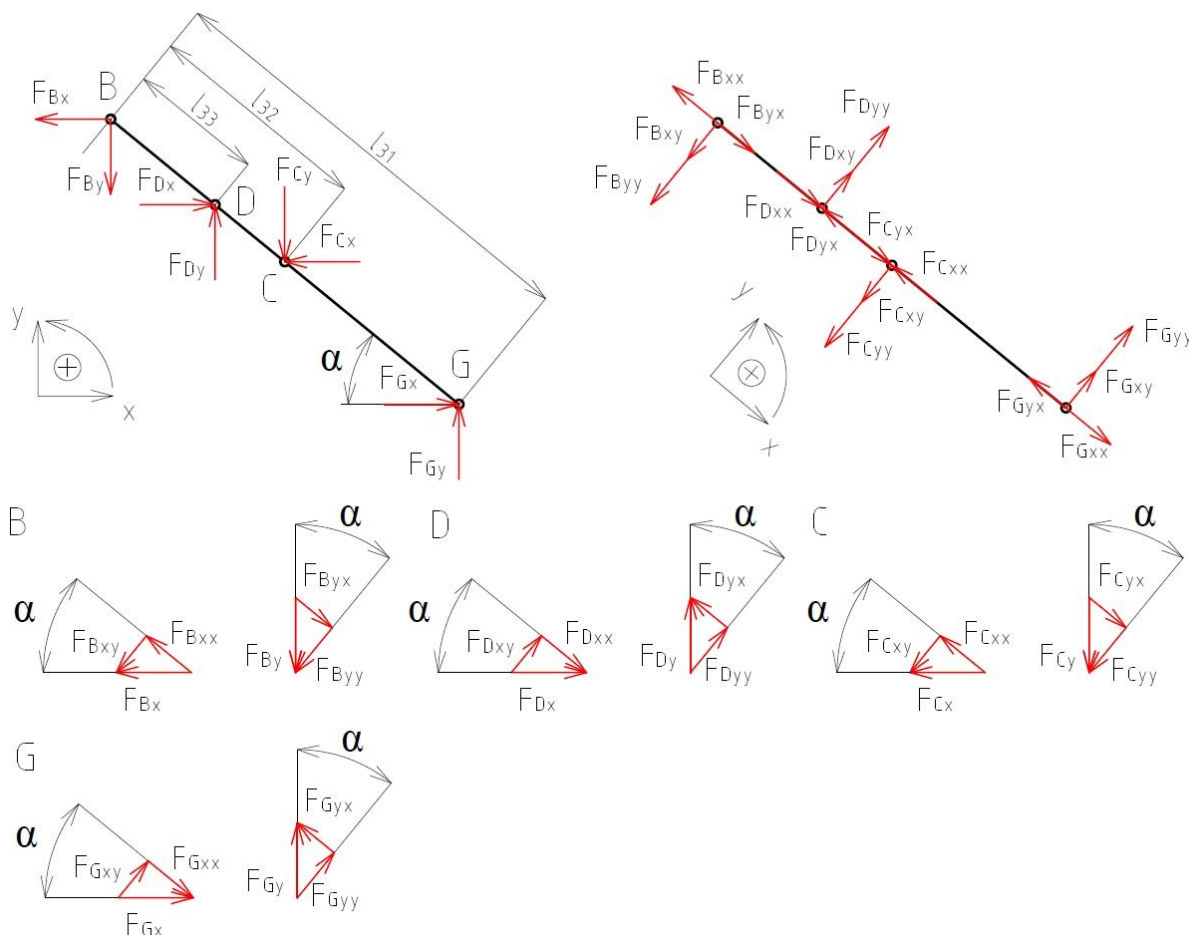
$$M_{22}^L = (-F_{Ayy} + F_{Axy}) \cdot l_{21} = (-8486 + 3716) \cdot 0,75 = -3578 \text{ Nm} \quad (56)$$

$$M_{22}^P = (-F_{Fyy} - F_{Fxy}) \cdot l_{21} = (-4739 - 31) \cdot 0,75 = -3578 \text{ Nm} \quad (57)$$



### ČLEN 3 V DOLNÍ POLOZE PLOŠINY

#### SKUTEČNÁ ORIENTACE SIL DLE MATICOVÉHO VÝPOČTU, ROZKLAD SIL DO LOKÁLNÍHO SOUŘADNICOVÉHO SYSTÉMU NA ČLENU 3



Obr. 35 Skutečná orientace sil, rozklad sil do lokálního souřadnicového systému na členu 3

#### VÝPOČET JEDNOTLIVÝCH SIL

$$F_{Bxx} = F_{Bx} \cdot \cos(\alpha) = 192 \cdot \cos(9,6) = 189 \text{ N} \quad (58)$$

$$F_{Bxy} = F_{Bx} \cdot \sin(\alpha) = 192 \cdot \sin(9,6) = 32 \text{ N} \quad (59)$$

$$F_{Byy} = F_{By} \cdot \cos(\alpha) = 99 \cdot \cos(9,6) = 98 \text{ N} \quad (60)$$

$$F_{Byx} = F_{By} \cdot \sin(\alpha) = 99 \cdot \sin(9,6) = 17 \text{ N} \quad (61)$$

$$F_{Dxx} = F_{Dx} \cdot \cos(\alpha) = 22090 \cdot \cos(9,6) = 21781 \text{ N} \quad (62)$$

$$F_{Dxy} = F_{Dx} \cdot \sin(\alpha) = 22090 \cdot \sin(9,6) = 3684 \text{ N} \quad (63)$$

$$F_{Dyy} = F_{Dy} \cdot \cos(\alpha) = 8701 \cdot \cos(9,6) = 8579 \text{ N} \quad (64)$$

$$F_{Dyx} = F_{Dy} \cdot \sin(\alpha) = 8701 \cdot \sin(9,6) = 1451 \text{ N} \quad (65)$$

$$F_{Gxx} = F_{Gx} \cdot \cos(\alpha) = 192 \cdot \cos(9,6) = 189 \text{ N} \quad (66)$$

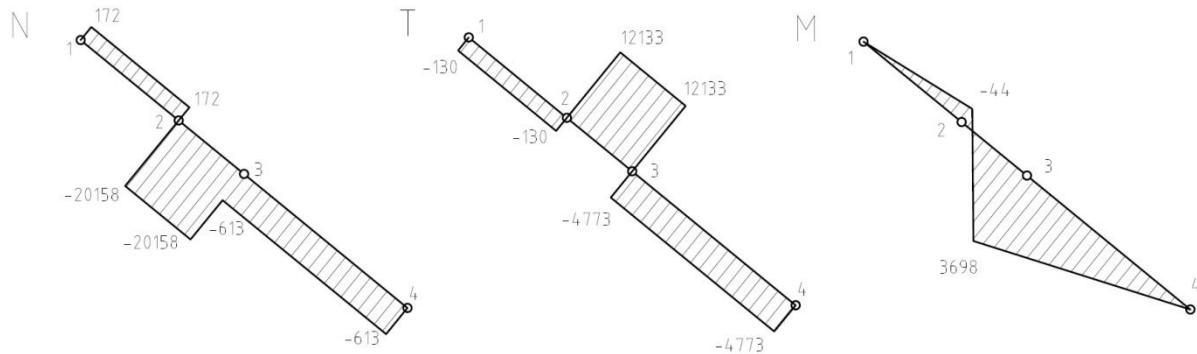
$$F_{Gxy} = F_{Gx} \cdot \sin(\alpha) = 192 \cdot \sin(9,6) = 32 \text{ N} \quad (67)$$



$$F_{Gyy} = F_{Gy} \cdot \cos(\alpha) = 4811 \cdot \cos(9,6) = 4741 \text{ N} \quad (68)$$

$$F_{Gyx} = F_{Gy} \cdot \sin(\alpha) = 4811 \cdot \sin(9,6) = 802 \text{ N} \quad (69)$$

### VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY



Obr. 36 Normálové síly [N], posouvající síly [N], momenty [N·m] na členu 3

$$N_{31}^L = F_{Bxx} - F_{Byx} = 189 - 17 = 172 \text{ N} \quad (70)$$

$$N_{32}^L = N_{31}^L - F_{Dxx} + F_{Dyx} = 172 - 21781 + 1451 = -20158 \text{ N} \quad (71)$$

$$N_{33}^L = N_{32}^L + F_{Cxx} - F_{Cyx} = -20158 + 21781 - 2236 = -613 \text{ N} \quad (72)$$

$$N_{34}^P = F_{Gxx} - F_{Gyx} = 189 - 802 = -613 \text{ N} \quad (73)$$

$$T_{31}^L = -F_{Byy} - F_{Bxy} = -98 - 32 = -130 \text{ N} \quad (74)$$

$$T_{32}^L = T_{31}^L + F_{Dxy} + F_{Dyy} = -130 + 3684 + 8579 = 12133 \text{ N} \quad (75)$$

$$T_{33}^L = T_{32}^L - F_{Cyy} - F_{Cxy} = 12133 - 13223 - 3683 = -4773 \text{ N} \quad (76)$$

$$T_{34}^P = -F_{Gyy} - F_{Gxy} = -4741 - 32 = -4773 \text{ N} \quad (77)$$

$$M_{31}^L = 0 \text{ Nm} \quad (78)$$

$$M_{31}^P = (F_{Dxy} + F_{Dyy}) \cdot l_{33} + (-F_{Cyy} - F_{Cxy}) \cdot l_{32} + (F_{Gxy} + F_{Gyy}) \cdot l_{31} \quad (79)$$

$$M_{31}^P = (3684 + 8579) \cdot 0,45 + (-13223 - 3683) \cdot 0,75 + (32 + 4741) \cdot 1,5$$

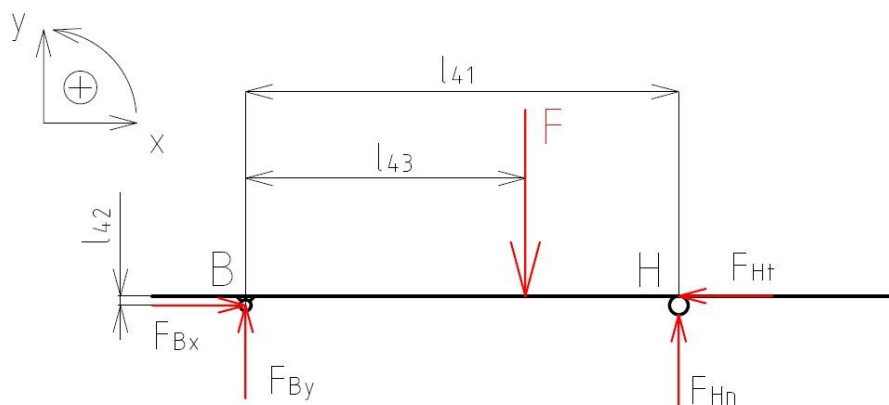
$$M_{31}^P = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{32}^L = (-F_{Byy} - F_{Bxy}) \cdot l_{33} = (-98 - 32) \cdot 0,45 = -44 \text{ Nm} \quad (80)$$

$$M_{33}^P = (F_{Gyy} + F_{Gxy}) \cdot l_{32} = (4741 + 189) \cdot 0,75 = 3698 \text{ Nm} \quad (81)$$

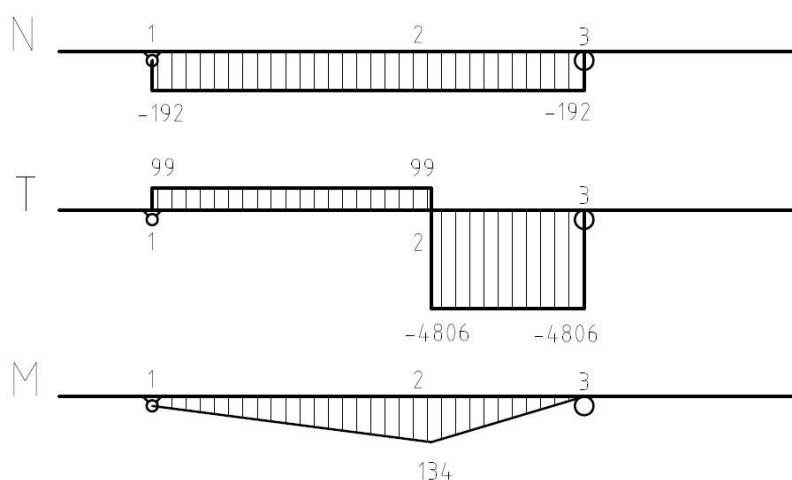
## 2.5.2 ČLEN 4 V DOLNÍ POLOZE PLOŠINY

## SKUTEČNÁ ORIENTACE SIL DLE Maticového výpočtu na členu 3



Obr. 37 Skutečná orientace sil na členu 4

## VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY



Obr. 38 Normálové síly [N], posouvající síly [N], momenty [N·m] na členu 4

$$N_{41}^L = -F_{Bx} = -192 \text{ N} \quad (82)$$

$$N_{43}^P = -F_{Ht} = -192 \text{ N} \quad (83)$$

$$T_{41}^L = F_{By} = 99 \text{ N} \quad (84)$$

$$T_{42}^L = T_{42}^L - F = 99 - 4905 = -4806 \text{ N} \quad (85)$$

$$T_{43}^P = -F_{Hn} = -4806 \text{ N} \quad (86)$$

$$M_{41}^L = 0 \text{ Nm} \quad (87)$$

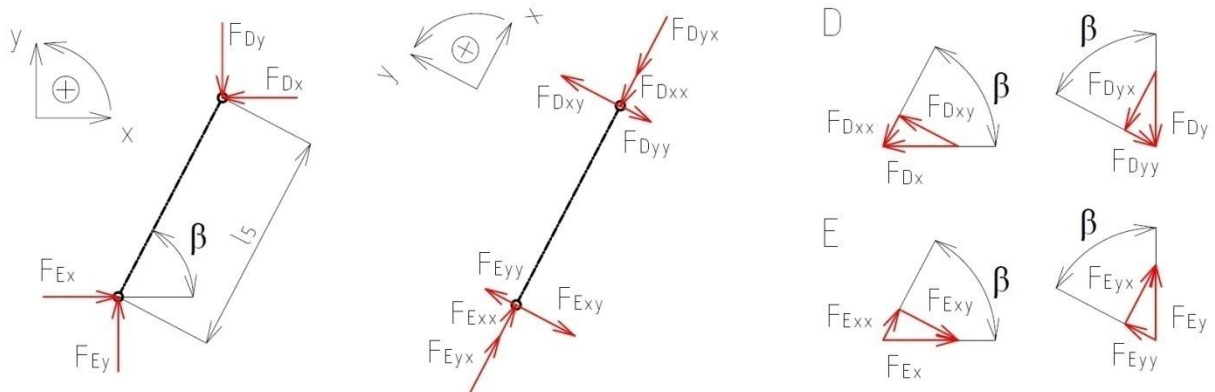


$$M_{42}^L = -F_{Bx} \cdot l_{42} + F_{By} \cdot l_{43} = -192 \cdot 0,05 + 99 \cdot 1,45 = 134 \text{ Nm} \quad (88)$$

$$M_{43}^P = 0 \text{ Nm} \quad (89)$$

### 2.5.3 ČLEN 5 V DOLNÍ POLOZE PLOŠINY

SKUTEČNÁ ORIENTACE SIL DLE MATICOVÉHO VÝPOČTU, ROZKLAD SIL DO LOKÁLNÍHO SOUŘADNICOVÉHO SYSTÉMU NA ČLENU 5



Obr. 39 Skutečná orientace sil, rozklad sil do lokálního souřadnicového systému na členu 5

#### VÝPOČET JEDNOTLIVÝCH SIL

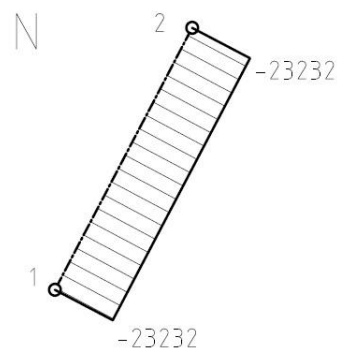
$$F_{Exx} = F_{Ex} \cdot \cos(\alpha) = 22090 \cdot \cos(9,6) = 21781 \text{ N} \quad (90)$$

$$F_{Exy} = F_{Ex} \cdot \sin(\alpha) = 22090 \cdot \sin(9,6) = 3683 \text{ N} \quad (91)$$

$$F_{Eyy} = F_{Ey} \cdot \cos(\alpha) = 8701 \cdot \cos(9,6) = 8579 \text{ N} \quad (92)$$

$$F_{Eyx} = F_{Ey} \cdot \sin(\alpha) = 8701 \cdot \sin(9,6) = 1451 \text{ N} \quad (93)$$

#### VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY



Obr. 40 Normálové síly na členu 5 [N]

$$N_{51}^L = -F_{Eyx} - F_{Exx} = -1451 - 21781 = -23232 \text{ N} \quad (94)$$



$$N_{52}^P = -F_{Dyx} - F_{Fxx} = -1451 - 21781 = -23232 \text{ N} \quad (95)$$

Z výpočtu je patrné, že přímočarý hydromotor je zatížen pouze normálovou silou.

## 2.6 NÁVRH PRŮŘEZŮ

Z výsledných vnitřních účinků sil na jednotlivých členech mechanismu jsou určeny maximální hodnoty zatížení, dle kterých jsou navrženy dané průřezy.

### MATERIÁL

Pro členy mechanismu je volen materiál: S235JRH (1.0039) dle EN 10219-1 (obdoba 11 375)

Dle [3]

$$R_e = 235 \text{ MPa}$$

$$R_m = 450 \text{ MPa}$$

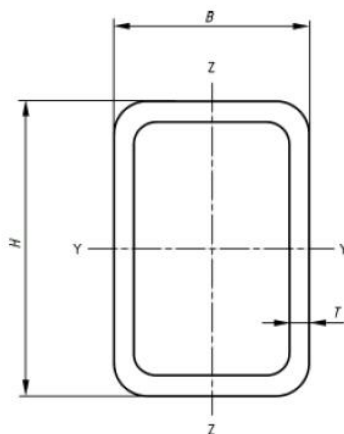
$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{235}{1,4} = 168 \text{ MPa} \quad (96)$$

$$\tau_{dov} = 0,8 \cdot \sigma_{dov} = 0,8 \cdot 168 = 134 \text{ MPa} \quad (97)$$

### ZVOLENÝ PROFIL

Je volen profil TR OBD 80 x 50 x 5 ČSN EN 10219-1



Obr. 41 Zvolený profil [14]

Tab. 4 Charakteristiky daného profilu [14]

H [mm]	B [mm]	T [mm]	S [mm <sup>2</sup> ]	I <sub>y</sub> [mm <sup>4</sup> ]	I <sub>z</sub> [mm <sup>4</sup> ]	W <sub>oy</sub> [mm <sup>3</sup> ]
80	50	5	1 136	891 900	423 600	22 300



### 2.6.1 KONTROLA NA VZPĚŘ

Dle uložení [2]

$$\alpha = \pi$$

$$l_{red} = l$$

$$\lambda_d = 60 - \text{štíhlost prostého tlaku [3]}$$

#### POLOMĚR OSOVÉHO KVADRATICKÉHO MOMENTU

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{423600}{1136}} = 19,3 \text{ mm} \quad (98)$$

#### ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{750}{19,3} = 38,9 \quad (99)$$

#### KRITICKÁ ŠTÍHLOST PRUTU

$$\lambda_{kr} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{235}} = 93,9 \quad (100)$$

$$\lambda \leq \lambda_{kr} \quad (101)$$

Štíhlost je menší než štíhlost prostého tlaku ( $\lambda_d$ )  $\rightarrow$  řešení v oblasti prostého tlaku

### 2.6.2 ČLEN 2

#### TAH / TLAK

$$N_{2max} = 23403 \text{ N}$$

$$\sigma_{t2max} = \frac{N_{2max}}{S} = \frac{23403}{1136} = 20,6 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (102)$$

#### SMYK

$$T_{2max} = 4770 \text{ N}$$

$$\tau_{2max} = \frac{T_{2max}}{S} = \frac{4770}{1136} = 4,2 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (103)$$

#### OHYB

$$M_{o2max} = 3578 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{o2max} = \frac{M_{o2max}}{W_o} = \frac{3578000}{22300} = 160,4 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (104)$$

**ČLEN 3****TAH / TLAK**

$$N_{3max} = 20158 \text{ N}$$

$$\sigma_{t3max} = \frac{N_{3max}}{S} = \frac{20158}{1136} = 17,7 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (105)$$

**SMYK**

$$T_{3max} = 12133 \text{ N}$$

$$\tau_{3max} = \frac{T_{3max}}{S} = \frac{12133}{1203} = 10,1 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (106)$$

**OHYB**

$$M_{o3max} = 3698 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{o3max} = \frac{M_{o3max}}{W_o} = \frac{3698000}{22300} = 165,8 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (107)$$

**2.7 PEVNOSTNÍ KONTROLA ČEPŮ****MATERIÁL**

Pro všechny čepy je volen materiál: C10E (1.1121) dle ČSN EN 10084  
(obdoba 12 010)

Dle [3]

$$R_e = 325 \text{ MPa}$$

$$R_m = 600 \text{ Mpa}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{325}{1,5} = 216 \text{ MPa} \quad (108)$$

$$\tau_{dov} = 0,8 \cdot \sigma_{dov} = 0,8 \cdot 216 = 173 \text{ MPa} \quad (109)$$

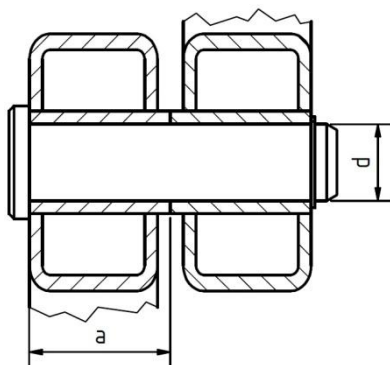
$$p_{dov} = 0,66 \cdot R_e = 0,66 \cdot 325 = 215 \text{ MPa} \quad (110)$$

**2.7.1 STŘEDOVÝ ČEP (VE VAZBĚ C)**

Uložení čepu dle Obr. 42.

$$d_C = 30 \text{ mm}$$

$$a_C = 55 \text{ mm}$$



Obr. 42 Kótované výpočtové rozměry uložení čepu

### SÍLA NA ČEP

Čep je nejvíce namáhán v dolní poloze při variantě zatížení III, pro pohon v horizontálním směru viz Tab. 3.

$$F_{Cmax} = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{29380^2 + 4706^2} = 29755 \text{ N} \quad (111)$$

### PLOCHA ČEPU

$$S_C = \frac{\pi \cdot d_C^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 706,9 \text{ mm}^2 \quad (112)$$

### KONTROLA NA SMYK

$$\tau_C = \frac{F_{Cmax}}{S_C} = \frac{29755}{706,9} = 42,1 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (113)$$

### KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

$$p_C = \frac{F_{Cmax}}{a_C \cdot d_C} = \frac{29755}{30 \cdot 55} = 18 \text{ MPa} \leq p_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (114)$$

## 2.7.2 ČEP HYDROMOTORU (VE VAZBĚ D, E)

Uložení čepu dle Obr. 43.

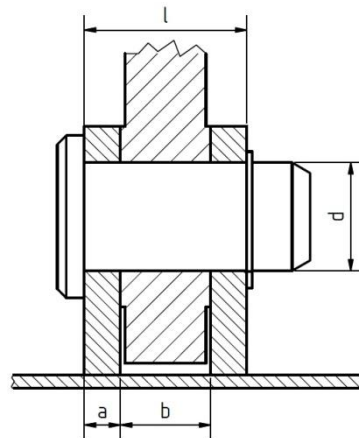
$$d_D = 24 \text{ mm}$$

$$l_D = 36 \text{ mm}$$

$$a_D = 8 \text{ mm}$$

$$b_D = 20 \text{ mm}$$





Obr. 43 Kótované výpočtové rozměry uložení čepu

**SÍLA NA ČEP**

Čep je nejvíce namáhán v dolní poloze při variantě zatížení III, pro hydraulický pohon viz Tab. 1.

$$F_{Dmax} = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{22090^2 + 8701^2} = 23742 \text{ N} \quad (115)$$

**OHYBOVÝ MOMENT**

$$M_{oD} = \frac{1}{8} \cdot F_{Dmax} \cdot l_D = \frac{1}{8} \cdot 23742 \cdot 36 = 106839 \text{ Nmm} \quad (116)$$

**KONTROLA NA OHYB**

$$\sigma_{oD} = \frac{M_{oD}}{W_o} = \frac{M_{oD}}{\frac{\pi \cdot d_D^3}{32}} = \frac{106839}{\frac{\pi \cdot 24^3}{32}} = 78,7 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (117)$$

**PLOCHA ČEPU**

$$S_D = \frac{\pi \cdot d_D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 24^2}{4} = 452,4 \text{ mm}^2 \quad (118)$$

**KONTROLA NA SMYK**

$$\tau_D = \frac{F_{Dmax}}{2 \cdot S_D} = \frac{23742}{2 \cdot 452,4} = 26,2 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (119)$$

**REDUKOVANÉ NAPĚTÍ**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{oD}^2 + 3 \cdot \tau_D^2} = \sqrt{78,7^2 + 3 \cdot 26,2^2} = 90,8 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (120)$$

**KONTROLA ČĚPU NA OTLAČENÍ**

$$p_D = \frac{F_{Dmax}}{a_D \cdot d_D} = \frac{23742}{8 \cdot 24} = 123,7 \text{ MPa} \leq p_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (121)$$

**2.7.3 ČEP VE VAZBĚ A**

Uložení čepu dle Obr. 43.

$$d_A = 24 \text{ mm}$$

$$l_A = 72 \text{ mm}$$

$$a_A = 8 \text{ mm}$$

$$b_A = 56 \text{ mm}$$

**SÍLA NA ČEP**

Čep je nejvíce namáhán v dolní poloze při variantě zatížení I, pro pohon v horizontálním směru viz Tab. 3.

$$F_{Amax} = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{29010^2 + 4739^2} = 29395 \text{ N} \quad (122)$$

**OHYBOVÝ MOMENT**

$$M_{oA} = \frac{1}{8} \cdot F_{Amax} \cdot l_A = \frac{1}{8} \cdot 29395 \cdot 72 = 264555 \text{ Nmm} \quad (123)$$

**KONTROLA NA OHYB**

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{oA}}{W_o} = \frac{M_{oA}}{\frac{\pi \cdot d_A^3}{32}} = \frac{264555}{\frac{\pi \cdot 24^3}{32}} = 195 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (124)$$

**PLOCHA ČĚPU**

$$S_A = \frac{\pi \cdot d_A^2}{4} = \frac{\pi \cdot 24^2}{4} = 452,4 \text{ mm}^2 \quad (125)$$

**KONTROLA NA SMYK**

$$\tau_A = \frac{F_{Amax}}{2 \cdot S_A} = \frac{29395}{2 \cdot 452,4} = 32,5 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (126)$$

**REDUKOVANÉ NAPĚTÍ**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{oA}^2 + 3 \cdot \tau_A^2} = \sqrt{195^2 + 3 \cdot 32,5^2} = 203 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (127)$$

**KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ**

$$p_A = \frac{F_{Amax}}{a_A \cdot d_A} = \frac{29395}{8 \cdot 24} = 153,1 \text{ MPa} \leq p_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (128)$$

**2.7.4 ČEP VE VAZBĚ B**

Uložení čepu dle Obr. 43.

$$d_B = 12 \text{ mm}$$

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

$$a_B = 5 \text{ mm}$$

$$b_B = 40 \text{ mm}$$

**SÍLA NA ČEP**

Čep je nejvíce namáhán v dolní poloze při variantě zatížení I, pro pohon ve vertikálním směru viz Tab. 2.

$$F_{Bmax} = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{7^2 + 4739^2} = 4739 \text{ N} \quad (129)$$

**OHYBOVÝ MOMENT**

$$M_{oB} = \frac{1}{8} \cdot F_{Bmax} \cdot l_B = \frac{1}{8} \cdot 4739 \cdot 50 = 29619 \text{ Nmm} \quad (130)$$

**KONTROLA NA OHYB**

$$\sigma_{oB} = \frac{M_{oB}}{W_o} = \frac{M_{oB}}{\frac{\pi \cdot d_B^3}{32}} = \frac{29619}{\frac{\pi \cdot 12^3}{32}} = 174,6 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (131)$$

**PLOCHA ČEPU**

$$S_B = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2}{4} = 113,1 \text{ mm}^2 \quad (132)$$

**KONTROLA NA SMYK**

$$\tau_B = \frac{F_{Bmax}}{2 \cdot S_B} = \frac{4739}{2 \cdot 113,1} = 21 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (133)$$

**REDUKOVANÉ NAPĚTÍ**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{oB}^2 + 3 \cdot \tau_B^2} = \sqrt{174,6^2 + 3 \cdot 21^2} = 178 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (134)$$

**KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ**

$$p_B = \frac{F_{Bmax}}{a_B \cdot d_B} = \frac{4739}{5 \cdot 12} = 79 \text{ MPa} \leq p_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (135)$$

**2.7.5 ČEP VE VAZBĚ F, G**

Uložení čepu dle Obr. 43.

$$d_F = 14 \text{ mm}$$

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

$$a_F = 5 \text{ mm}$$

$$b_F = 40 \text{ mm}$$

**SÍLA NA ČEP**

Čep je nejvíce namáhán v horní poloze při variantě zatížení III, pro pohon v horizontálním směru viz Tab. 3.

$$F_{Fmax} = \sqrt{F_{Fx}^2 + F_{Fy}^2} = \sqrt{245^2 + 6121^2} = 6126 \text{ N} \quad (136)$$

**OHYBOVÝ MOMENT**

$$M_{oF} = \frac{1}{8} \cdot F_{Fmax} \cdot l_F = \frac{1}{8} \cdot 6126 \cdot 50 = 38288 \text{ Nmm} \quad (137)$$

**KONTROLA NA OHYB**

$$\sigma_{oF} = \frac{M_{oF}}{W_o} = \frac{M_{oF}}{\frac{\pi \cdot d_F^3}{32}} = \frac{38288}{\frac{\pi \cdot 14^3}{32}} = 142,1 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (138)$$

**PLOCHA ČEPU**

$$S_F = \frac{\pi \cdot d_F^2}{4} = \frac{\pi \cdot 14^2}{4} = 153,9 \text{ mm}^2 \quad (139)$$

**KONTROLA NA SMYK**

$$\tau_F = \frac{F_{Fmax}}{2 \cdot S_F} = \frac{6126}{2 \cdot 153,9} = 20 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (140)$$

**REDUKOVANÉ NAPĚTÍ**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{oF}^2 + 3 \cdot \tau_F^2} = \sqrt{142,1^2 + 3 \cdot 20^2} = 146 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (141)$$

**KONTROLA ČĚPU NA OTLAČENÍ**

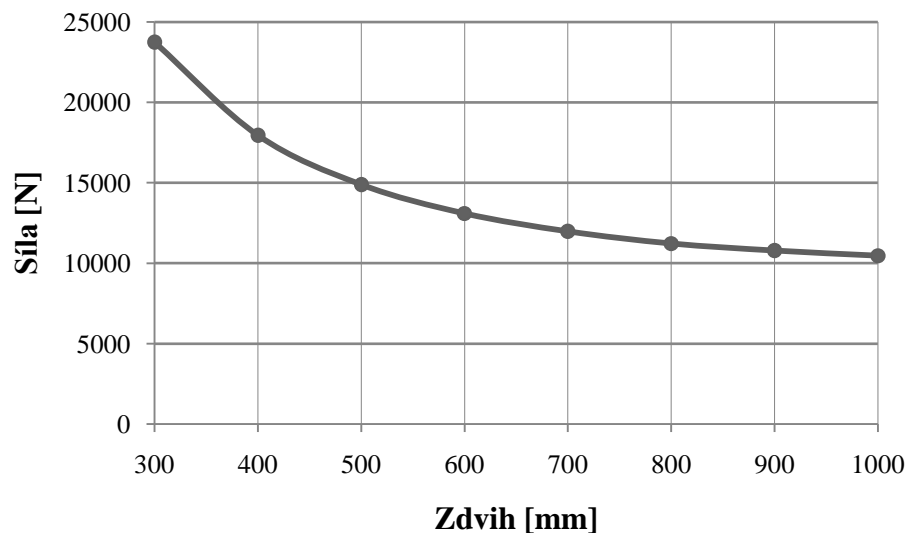
$$p_F = \frac{F_{Fmax}}{a_F \cdot d_F} = \frac{6126}{5 \cdot 14} = 87,5 \text{ MPa} \leq p_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (142)$$



### 3 NÁVRH HYDRAULICKÉHO POHONU

#### 3.1 VOLBA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Ze statického výpočtu je stanovena potřebná síla ke zdvihu břemene a vytvořena závislost síly na přímočarý akční člen vzhledem k výšce zdvihu. Z Obr. 44 je patrné, že maximální síla působící na přímočarý akční člen je při sklopeném stavu zvedací plošiny. Se vzrůstajícím zdvihem síla postupně klesá.



Obr. 44 Graf závislosti síly na přímočarý akční člen vzhledem k výšce zdvihu

#### VÝPOČET PRŮMĚRU PÍSTU

Jmenovitý tlak pro přímočarý hydromotor je stanoven na 20 MPa. Pro zdvih plošiny je užito dvou přímočarých hydromotorů. Maximální síla na jeden nůžkový mechanismus, tedy na jeden hydromotor vychází 23 232 N.

$$P = \frac{F}{S} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot P_n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 23232}{\pi \cdot 20}} = 38,46 \text{ mm} \quad (143)$$

Volím průměr pístu přímočarého hydromotoru  $d = 40 \text{ mm}$

#### ZDVIH

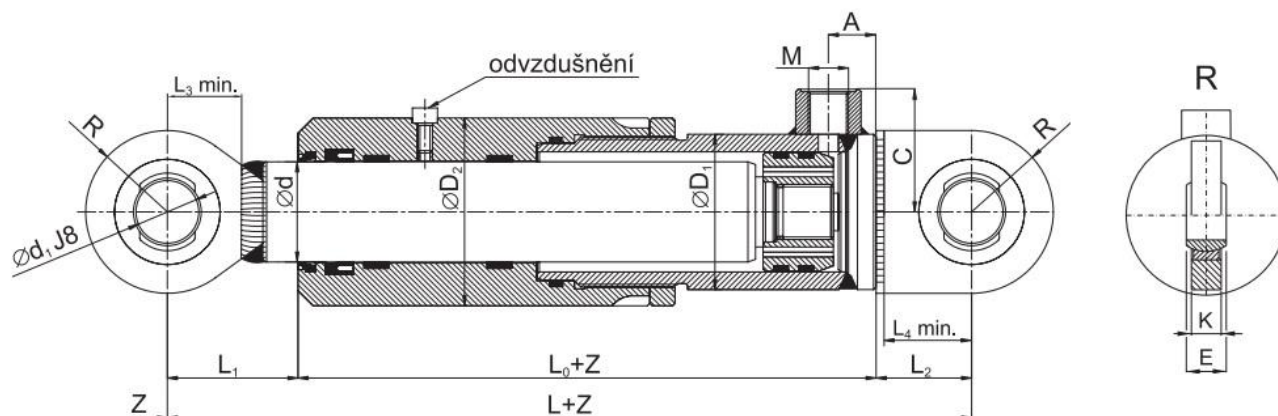
Zdvih hydromotoru je dán rozdílem maximální a minimální hodnoty délky na členu 5 nůžkového mechanismu.

$$z = l_{5max} - l_{5min} = 751 - 477 = 274 \text{ mm} \quad (144)$$



Pro daný hydromotor je maximální doporučený zdvih dle zvoleného průměru pístní tyče roven 940 mm viz Tab. 5. V daném případě je výsledná hodnota zdvihu rovna 274 mm a z toho důvodu není potřeba provádět kontrolu na vzpěrnou pevnost. [17]

Pro daný případ je vybrán jednočinný přímočarý hydromotor vyráběn firmou HYDRAULICS s.r.o. série ZH-PL1 viz Obr. 45.



Obr. 45 Přímočarý hydromotor ZH-PL1 [17]

Tab. 5 Rozměry hydromotoru dle katalogu [17]

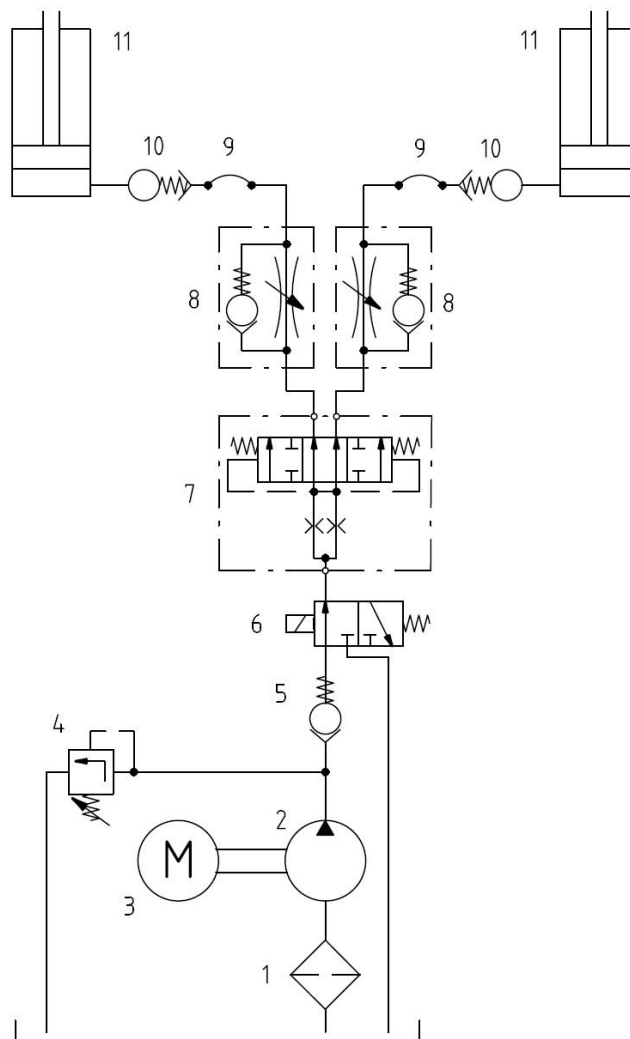
Rozměry [mm]																Hmotnost	
Ød	L	L <sub>0</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	ØD <sub>1</sub>	ØD <sub>2</sub>	Ød <sub>1</sub>	E	K	R	M	A	C	Max. doporučené zdvihy	m [kg]
40	185	95	52	38	33	33	55	70	24	20	18	32,5	16x1,5	19	45,5	940	8,6

### TECHNICKÉ PARAMETRY HYDROMOTORU [17]

Pracovní kapalina	- hydraulický minerální olej (OH-HM 32, OH-HM 46, OH-HM 64)
Požadovaná filtrace	- min. 40 µm, doporučená 25 µm
Teplotní rozsah	- kapalina -20° C - +80° C, okolí -20° C - +70° C
Klimatická odolnost	- mírné klima WT
Jmenovitý tlak	- 20 MPa
Maximální tlak	- 25 MPa
Zkušební tlak	- 32 MPa
Pracovní rychlost	- maximální 0,5 m·s <sup>-1</sup>

### 3.2 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU

Mechanismus se skládá ze dvou nůžkových mechanismů, přičemž každý je poháněn jedním jednočinným, přímočarým hydromotorem. Pro tento účel je navrženo schéma zapojení hydraulického obvodu, viz Obr. 46.



Obr. 46 Schéma hydraulického obvodu

### PRVKY OBVODU

- 1 Sací filtr
- 2 Hydrogenerátor
- 3 Elektromotor
- 4 Pojistný ventil
- 5 Zpětný ventil
- 6 Elektromagneticky ovládaný rozváděč 3/2
- 7 Dělič průtoku
- 8 Brzdící ventil
- 9 Hydraulické hadice
- 10 Bezpečnostní ventil
- 11 Jednočinný přímočarý hydromotor Hydraulics ZH-PL1





### 3.2.1 VÝPOČET HYDRAULICKÉHO OBVODU

#### OBJEM HYDROMOTORŮ

$$V_{HV} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z = \frac{\pi \cdot 0,04^2}{2} \cdot 0,274 = 6,89 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (145)$$

#### TLAK NA JEDEN HYDRAULICKÝ VÁLEC

$$P = \frac{F_P}{S_{HV}} = \frac{F_P}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{23232}{\frac{\pi \cdot 40^2}{4}} = 18,5 \text{ MPa} \quad (146)$$

#### PRŮTOK HYDRAULICKÝMI VÁLCI

$$Q = v_{HV} \cdot 2 \cdot S_{HV} = 0,03 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} = 7,54 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 4,52 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (147)$$

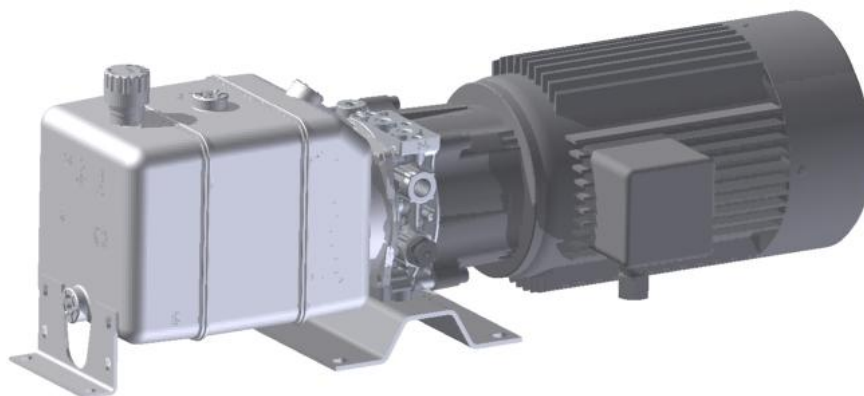
$v_{HV} = 0,03 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  - volím s ohledem na max. rychlost zdvihu, viz str. 22

#### POTŘEBNÝ VÝKON HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU

$$P_{HA} = Q \cdot P = 7,54 \cdot 10^{-5} \cdot 18,5 \cdot 10^6 = 1395 \text{ W} \quad (148)$$

### 3.2.2 VOLBA HYDRAULICKÉHO MINIAGREGÁTU

Pro napájení hydraulického systému tlakovou kapalinou, její uchování a rozvod je použit hydraulický miniagregát firmy ARGO HYTOS (Obr. 47), který je vybrán dle předběžných návrhových výpočtů v předchozí kapitole.



Obr. 47 Hydraulický miniagregát ARGO HYTOS

**PARAMETRY HYDRAULICKÉHO MINIAGREGÁTU [16]**

Elektromotor	- trojfázový elektromotor, 400 V, 1425 min <sup>-1</sup> , 2,2 kW
Průtok hydrogenerátorem $Q_G$	- 4,7 l·min <sup>-1</sup> = 7,83 · 10 <sup>-5</sup> m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup>
Jmenovitý tlak $P_{Gn}$	- 20 MPa
Maximální tlak $P_{Gmax}$	- 25 MPa
Typ hydraulického čerpadla	- zubové čerpadlo
Nádrž	- plastová, pracovní objem 3 l
Typový klíč	- SMA 05 – 36/17. 0 – A – 64 S. F – 0 0 0/23050

**ČAS ZDVIHU**

$$t_{HV} = \frac{V_{HV}}{Q_G} = \frac{6,89 \cdot 10^{-4}}{7,83 \cdot 10^{-5}} = 8,8 \text{ s} \quad (149)$$



## 4 NÁVRH POHONU TLAČNÝM ŘETĚZEM SERAPID

### 4.1 PŘEHLED POUŽITÍ [28]

Výrobků firmy Serapid se užívá v mnohých odvětvích:

- Jevištní zařízení
- Průmyslová zařízení
- Stavební dynamika

#### PRŮMYSLOVÁ ZAŘÍZENÍ

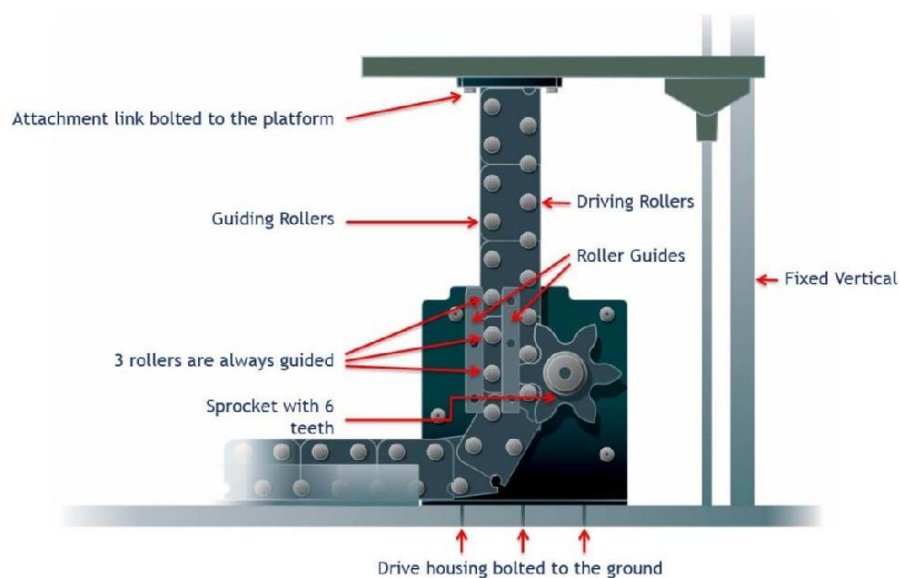
Zde se využívá tlačných řetězů k vertikálnímu pohybu platform, nůžkových zvedacích plošin, teleskopických stožárů a dalších specifických využití. Dá se užít i k zprostředkování horizontálního pohybu.

Pro vertikální pohyb firma nabízí několik variant produktů:

- LinkLift
- Chain Lift
- HD Lift
- RigiBelt

#### LINKLIFT

Jedná se o tlačný řetěz mechanického pohonu, navrženého speciálně pro vertikální pohyb těžkých břemen.



Obr. 48 Základní komponenty řetězu LinkLift [27]



Na Obr. 48 jsou uvedeny základní komponenty řetězu LinkLift a jeho názorná aplikace z hlediska funkčnosti. Je vyroben z jednotlivých bloků s tvarovým spojením a čtvercovým průřezem, zajišťujícím polohu těžiště v geometrickém středu sloupce. Jednotlivé bloky se vzájemně zamykají pod zatížením a tvoří pevný a stabilní zvedací sloupec. V neaktivním stavu, je možné řetěz ohnout což umožňuje efektivní skladování. Tento systém nefunguje samostatně, ale vyžaduje vedení na zatížení, např.: použití nástěnného nebo nůžkového vedení. Linklift je poháněn elektro-mechanicky a má výborné akustické vlastnosti. Je standardem v nosnosti, výšce zdvihu, tak i bezpečnosti, spolehlivosti a flexibilitě. Tato technologie umožňuje vysoce výkonné řešení, při snadném zavedení i v komplexních projektech a náročných prostředích.

**Vlastnosti a výhody:**

- Schopnost přijímat vnější tlačné síly (např.: seismické vlny, námořní prostředí)
- Schopnost čelit drsným podmínkám
- Nízká hlučnost a nároky na údržbu
- Standardní rychlost zdvihu až  $300 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ , zatížení až 150 kN dynamického zatížení a zdvih až 8 m

**Aplikace:**

- Zvedací plošiny
- Zvedací parkovací systémy
- Zvedání letadel při údržbě

**CHAIN LIFT**

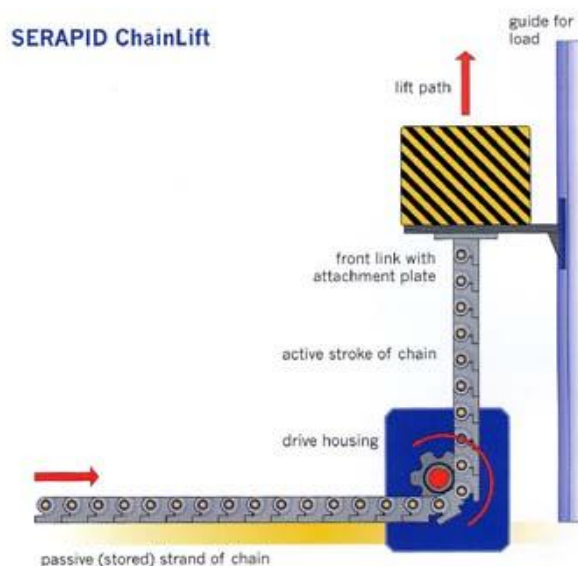
Tento řetěz je určen pro aplikace s průměrnou frekvencí používání, 5 až 15 pracovních cyklů za hodinu. Je sestaven ze speciálně navržených článků řetězu tak, aby se spojili dohromady, pokud na ně působí zátěž a vytvořili pevný sloupec Obr. 49. Řetěz je veden v hnací skříní skrz centrální váleček, který se nachází mezi dvěma plochami článku řetězu. Jmenovitá životnost je 250 000 cyklů. Nutnost údržby mazáním v pravidelných intervalech.

**Vlastnosti a výhody:**

- Odolnost vůči drsným podmínkám
- Vysoká stabilita sloupce a osová odolnost
- Nízká hlučnost
- Zatížení až 20 kN při zdvihu 2 m

**Aplikace:**

- Zdvih konzole
- Otevírání pecních dveří



Obr. 49 Princip funkce řetězu ChainLift [29]

## HD LIFT

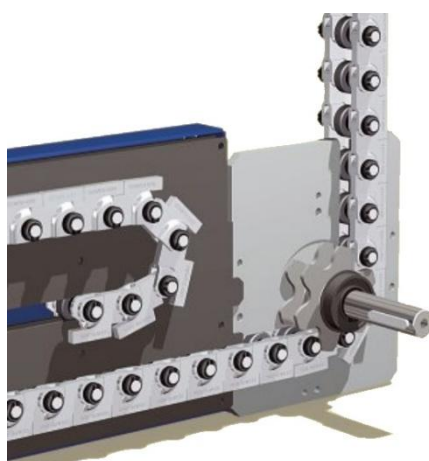
Tyto řetězy těžké řady jsou určeny pro použití s vysokým počtem provozních cyklů (více než 15 cyklů za hodinu). Zaručená minimální životnost při maximálním zatížení je milion cyklů. Tyto typy jsou stále mazány olejem v hnací skříni. Na Obr. 50 je znázorněn mechanismus pohonu těchto řetězů.

### Vlastnosti a výhody:

- Pro aplikace s dvaceti a více pracovními cykly za hodinu
- Permanentní mazací systém
- Zatížení až 50 kN při zdvihu 2,5 m

### Aplikace:

- Paletové zdviže
- Zvedací parkovací systémy
- Vysoko cyklové výrobní zvedací plošiny

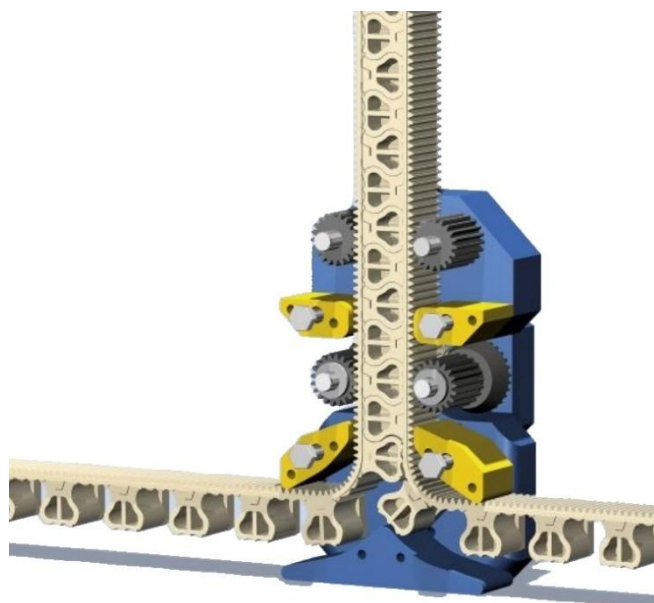


Obr. 50. Detail hnacího mechanismu [28]

## RIGIBELT

Tento lineární pohon se skládá ze dvou ozubených řemenů vyrobených z vyztuženého plastu, které se spojí a zamknou podobně jako u zipu a vytváří tuhý sloupec, viz Obr. 51.

Pohyb je plynulý a zcela mechanický, šetrný k životnímu prostředí a je tak vhodný pro práci v čistých podmínkách. Je zcela nemagnetický. Lze použít i materiály jako je hliník nebo nerezová ocel, takže tento systém může být použit v mnoha prostředích, jako je lékařské nebo potravinářské.



Obr. 51 Znáznornění pohonu a funkce RigiBelt [28]

### Vlastnosti a výhody:

- Silné flexibilní, lehké nemagnetické pásy
- Maximální statické zatížení až 5 kN, zdvih až 2 m

**Aplikace:**

- Vojenské a letecké
- Stoly magnetické rezonance

**4.2 VÝBĚR POHONU**

V emailové komunikaci s firmou Serapid, konkrétně s panem Herve Brebion, mi bylo doporučeno několik variant v závislosti na počtu provozních cyklů. Jedná se o LinkLift 30 s 30 nebo 250 tisíci provozními cykly, dále pak ChainLift 40, též s 250 tisíci cykly nebo pro náročné provozy HD Lift 60 s 1 milionem provozních cyklů.

Vzhledem k zadání, kde není specifikován druh provozu, a tudíž je uvažováno s univerzálností, je zvolen pohon LinkLift 30 s 250 tisíci provozními cykly. Výška zdvižné plošiny ve složeném stavu je 300 mm, viz zadání práce, lze tedy využít jedné řetězové stanice umístěné pod ložnou plochou tak, že nebude zasahovat do okolního prostoru plošiny.

**TECHNICKÉ SPECIFIKACE**

Model	- LinkLift 30
Maximální statické/dynamické zatížení	- 20/10 kN
Maximální zdvih	- 1,9 m
Jmenovitá rychlost až	- 200 mm·s <sup>-1</sup>
Účinnost systému	- 80 %
Rozteč řetězu	- 30 mm
Minimální výška	- 190 mm
Váha	- 23 kg

**4.2.1 VÝPOČET POTŘEBNÉHO VÝKONU DLE FIRMY SERAPID**

Maximální síla na lineární akční člen 5 ve vertikální poloze vychází 5 306 N pro jeden nůžkový mechanismus viz kapitola 2.3. Jelikož je pro zdvih použito pouze jedené řetězové stanice musíme tuto sílu vynásobit dvěma.

**ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA**

$$F_Z = 2 \cdot F_{Dy} \quad (150)$$

$$F_Z = 2 \cdot 5306$$

$$F_Z = 10612 \text{ N}$$

**ZATÍŽENÍ OD VÁHY ŘETĚZU**

Váha řetězu stanovena výrobcem na 15 kg · m<sup>-1</sup>

$$F_L = z \cdot m_L \cdot g \quad (151)$$



$$F_L = 0,7 \cdot 15 \cdot 9,81$$

$$F_L = 103 \text{ N}$$

**CELKOVÁ SÍLA**

$$F_C = F_Z + F_L \quad (152)$$

$$F_C = 10612 + 103$$

$$F_C = 10715 \text{ N}$$

**VÝPOČET POTŘEBNÉHO MOMENTU**

$$M_L = \frac{F_C \cdot p \cdot 10^{-3}}{\eta_L} \quad (153)$$

$$M_L = \frac{10715 \cdot 30 \cdot 10^{-3}}{0,8}$$

$$M_L = 402 \text{ N} \cdot \text{m}$$

**OTÁČKY HŘÍDELE**

$$n_L = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot p \cdot 10^{-3}} \quad (154)$$

$$n_L = \frac{0,1 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 30 \cdot 10^{-3}}$$

$$n_L = 31,8 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$v = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- volím s ohledem na max. rychlost zdvihu, viz str. 22

**POTŘEBNÝ VÝKON**

$$P_L = M_L \cdot \omega = \frac{M_L \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_L}{60} \quad (155)$$

$$P_L = \frac{402 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 31,8}{60}$$

$$P_L = 1,34 \text{ kW}$$

**4.2.2 VOLBA ELEKTROPŘEVODOVKY**

Pro pohon řetězové stanice je vybrána kuželočelní elektropřevodovka firmy NORD Drivesystems (Obr. 52), dle předběžných návrhových výpočtů v předchozí kapitole.

**PARAMETRY PŘEVODOVKY [23]**

Typ - SK9022.1-90L/4

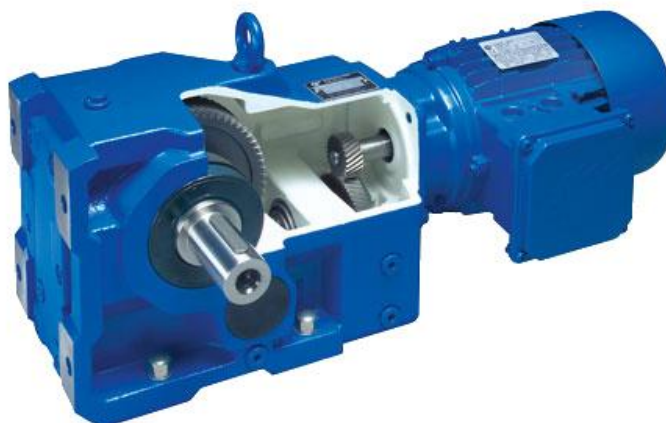
Výkon převodovky  $P_E$  - 1,5 kW

Otáčky  $n_E$  - 31 ot · min<sup>-1</sup>





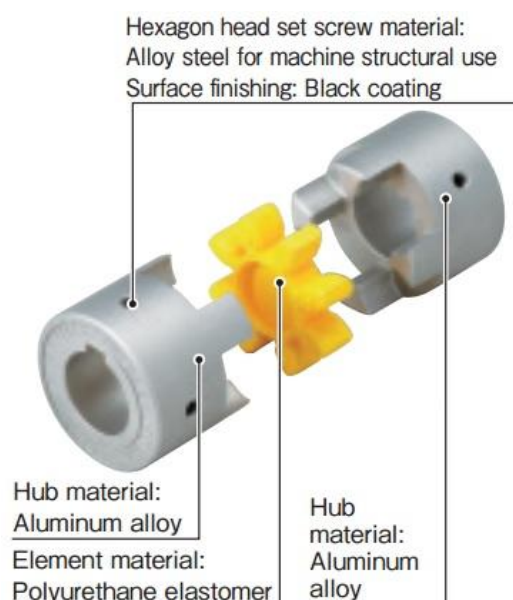
Moment $M_E$	- 462 Nm
Hmotnost $m_E$	- 52 kg
Převodový poměr $i_E$	- 44,71
Výstupní hřídel $d_E$	- Ø 35 x 70 mm
Množství oleje	- 1,3 l



Obr. 52 Elektropřevodovka NORD Drivesystems [23]

### VOLBA HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Pro spojení elektropřevodovky a řetězové stanice je použita hřídelová spojka Miki Pulley Starflex (Obr. 53) typ ALS-080-R-30-35 vstupních průměrů 30 a 35 mm, jmenovitého momentu 325 N·m a maximálního 650 N·m.



Obr. 53 Hřídelová spojka Starflex [19]



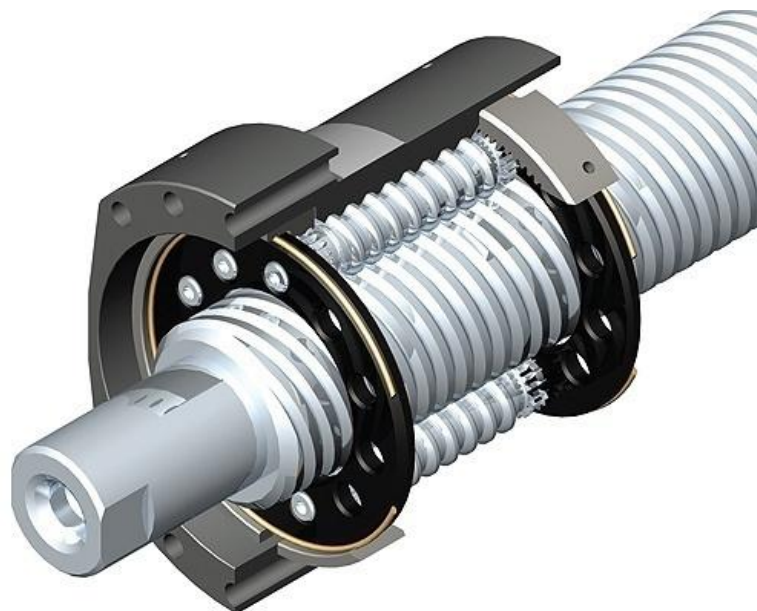
## 5 NÁVRH POHONU V HORIZONTÁLNÍM SMĚRU

### 5.1 LINEÁRNÍ AKTUÁTOR FIRMY EXLAR

Při posuzování pohonů firmy Kwapil & Co GmbH [18] se většina jeví jako nedostatečná z hlediska nedosažení potřebných sil a momentů, kterých je zapotřebí pro zdvih této konkrétní plošiny. Je zde však nalezena a vybrána jedna zajímavá alternativa americké firmy Exlar. Jedná se o lineární aktuátor s planetovým lineárním šroubem.

#### PLANETOVÝ LINEÁRNÍ ŠROUB [13]

Planetový lineární šroub (Obr. 54) převádí točivý moment na lineární pohyb podobně jako např. kuličkový šroub. Ale na rozdíl od těchto konvečních prvků dokáže planetové uspořádání přenášet výrazně vyšší mechanické zátěže bez silně negativního dopadu na životnost. Tato vlastnost pak vytváří z planetového šroubu ideální řešení pro náročné aplikace s trvale vysokou mechanickou zátěží. Jednotlivé válečky jsou vyrobeny s velkou mechanickou přesností a jsou uspořádány v planetovém rozložení okolo centrálního šroubu, který převádí točivý pohyb servomotoru na lineární. Planetové uspořádání tak má k dispozici mnohem více styčných bodů pro přenos mechanické zátěže, což zvyšuje životnost (až 15x delší než u běžných kuličkových šroubů).



Obr. 54 Znárodnění klasického uspořádání planetového lineárního šroubu [25]

Tento mechanismus je využíván i v převráceném provedení viz Obr. 55, kdy pro uskutečnění lineárního pohybu není otáčeno šroubem, nýbrž vnitřním závitem válce (maticí). Uvnitř válce je sada válečkových šroubů v planetovém uspořádání spojených s výstupním



hřídelem. Toho se dá využít k sestavení kompaktního lineárního pohonu, kdy je tento válec součástí rotoru.



Obr. 55 Znárodnění převráceného uspořádání planetového lineárního šroubu [25]

Planetové lineární šrouby jsou vhodnou náhradou hydraulických lineárních pohonů, protože zachovávají schopnost přenosu velké mechanické zátěže a mají oproti hydraulice zásadní výhody. Porovnání s dalšími lineárními pohony znázorňuje Tab. 6 Porovnání lineárních pohonů Tab. 6.

Tab. 6 Porovnání lineárních pohonů [13]

	<b>Planetový šroub Exlar</b>	<b>Lichoběžníkový šroub</b>	<b>Kuličkový šroub</b>	<b>Hydraulický válec</b>	<b>Pneumatický válec</b>
<b>Únosnost</b>	Velmi vysoká	Vysoká	Vysoká	Velmi vysoká	Vysoká
<b>Životnost</b>	Velmi vysoká, mnohonásobně větší než kuličkový šroub	Velmi nízká, vzhledem k vysokému tření a opotřebení	Střední	Dlouhá za předpokladu řádné údržby	Dlouhá za předpokladu řádné údržby
<b>Rychlost</b>	Velmi vysoká	Nízká	Střední	Střední	Velmi vysoká
<b>Zrychlení</b>	Velmi vysoké	Nízké	Střední	Velmi vysoké	Velmi vysoké
<b>Polohování</b>	Jednoduché	Střední	Jednoduché	Těžké	Velmi těžké
<b>Tuhost</b>	Velmi vysoká	Velmi vysoká	Střední	Velmi vysoká	Velmi nízká
<b>Rázová zatížení</b>	Velmi vysoká	Velmi vysoká	Střední	Velmi vysoká	Vysoká
<b>Relativní nároky na prostor</b>	Minimální	Střední	Střední	Vysoké	Vysoké
<b>Tření</b>	Nízké	Vysoké	Nízké	Vysoké	Střední



<b>Účinnost</b>	>90%	Cca 40%	>90%	<50%	<50%
<b>Údržba</b>	Velmi nízká	Vysoká vzhledem k opotřebení	Střední	Velmi vysoká	Vysoká
<b>Dopad na životní prostředí</b>	Minimální	Minimální	Minimální	Hydraulické netěsnosti a likvidace kapalin	Vysoká hladina hluku

Tento typ lineárních pohonů disponuje vysokou rychlostí, oproti kuličkovým šroubům, a tím zvyšuje jejich efektivitu a produktivitu. Tyto planetové lineární šrouby mohou efektivně fungovat až při  $6\,000\text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$ . I při vysokých rychlostech se tento pohon chová velice tiše.

## PŘEHLED STANDARDNÍCH NABÍZENÝCH MODELŮ

### Tritex II

Kompletní samostatné řešení pohonu s AC nebo DC napájením. Kombinace bezkartáčového servomotoru, servozesilovače a servokontroleru v jednom průmyslově řešeném pouzdře s dobrým krytím pro náročná prostředí.

- Trvalá síla až 14 kN
- Rychlost až  $852\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$
- Zdvih až 450 mm

### GSX/M Série

Kompaktní konstrukce zahrnuje patentovaný převrácený válcový planetový lineární modul s integrovaným bezkomutátorovým servomotorem a zpětnou vazbou. S konektory a kabeláží nakonfigurovanou tak, aby byl kompatibilní téměř s jakoukoli značkou regulátoru polohy, viz Obr. 56.

- Trvalá síla až 51 kN
- Rychlost až  $952\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$
- Zdvih až 450 mm

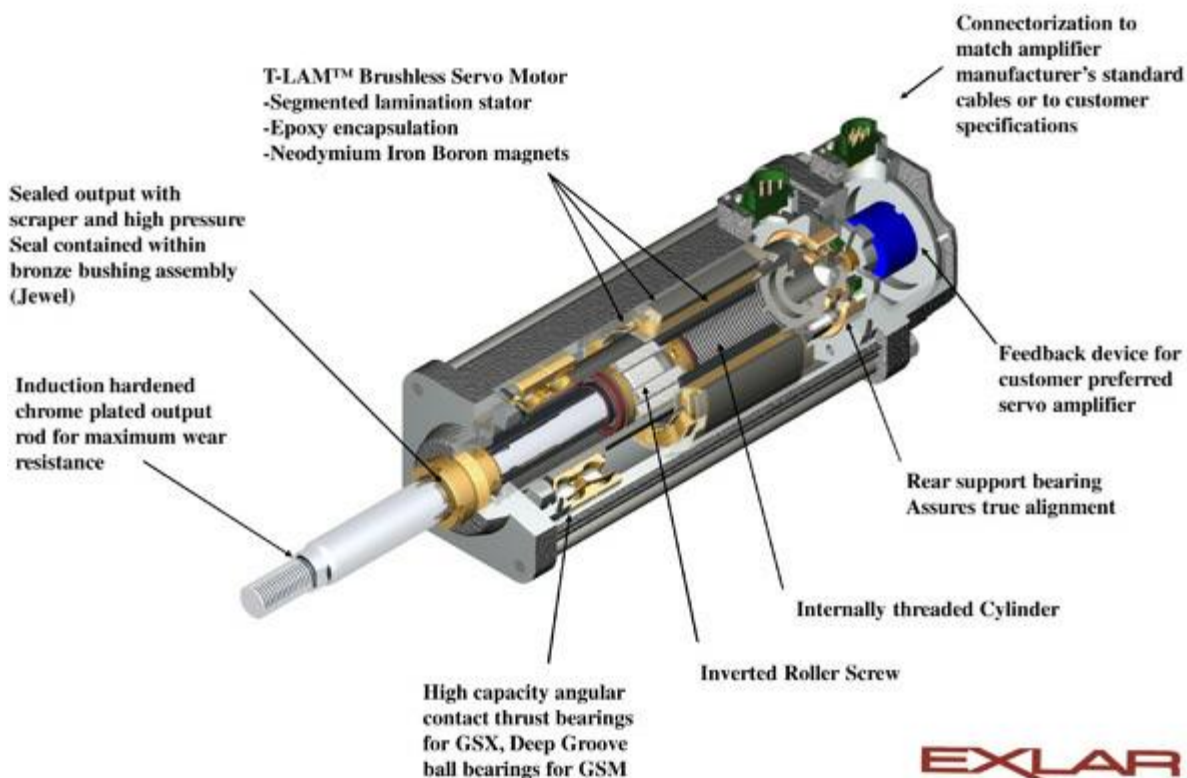
### FT/K Série

Elektrický pohon řešený s lineárním válečkovým planetovým šroubem. Jedná se o flexibilní variantu vzhledem délce zdvihu, zakončení tyče, výběru motoru, montážní variantě, případně dalších možnostech.

- Trvalá síla až 177 kN
- Rychlost až  $1500\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$



- Zdvih až 1219 mm



Obr. 56 Znáznornění uspořádání jednotlivých komponent modulu GSX/M [13]

## 5.2 VÝBĚR POHONU

Maximální vypočtená síla na lineárním akčním členu 5 v horizontální směru vychází 29 380 N na jeden nůžkový mechanismus viz kapitola 2.4.

Pro dané parametry zdvižné plošiny je volen modul GSX50 vzhledem k jeho kompaktnosti co se týče rozměrů, tak i z hlediska, že se jedná o uskupený celek, kde je pohon aktuátoru (motor) zároveň i jeho součástí.

### TECHNICKÉ SPECIFIKACE [13]

Model	- GSX50
Typ	- 1401 IFA 238 24
Stoupání závitu	- 2,54 mm
Trvalá síla	- 31 802 N
Maximální rychlost	- 101,6 mm·s <sup>-1</sup>
Zpětná hnací síla	- 3500 N
Zdvih	- 350 mm
Váha	- 43 kg
Integrovaný elektromotor	- 230 V; 2400 ot·min <sup>-1</sup> ; 20,3 N·m



## 6 POROVNÁNÍ NAVRŽENÝCH KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ

V práci jsou navržena tři řešení zvedacích plošin s různými druhy pohonu, v různých směrech jejich uložení. Dle požadovaných parametrů je navržena zvedací plošina s nůžkovým mechanismem. Tato základní koncepce zvedací plošiny je dále přizpůsobována jednotlivým druhům pohonu. Jednotlivé plošiny jsou též vybaveny bezpečnostními prvky, jako je bezpečnostní spínací lišta nebo spouštěcí aretace.

U všech návrhů se zdařilo uspořádat pohon i jeho prvky do prostoru pod ložnou plochu, kdy je plošina v dolní poloze, takže pohon nikterak nezasahuje do okolního prostoru a tím je umožněn přístup k plošině ze všech stran. Též to přináší možnost užití krycího měchu pro zvýšení bezpečnosti a životnosti.

Z hlediska vlastností navržených koncepcí vychází jako nejlehčí varianta zvedací plošina s hydraulickým pohonem (cca 225 kg), jako druhá zvedací plošina s pohonem tlačným řetězem (cca 248 kg), nejtěžší je varianta s pohonem firmy Exlar (286). Dalším hlediskem je rychlost zdvihu jednotlivých plošin, ta je navržena s ohledem na normu ČSN EN 1570-1+A1 kdy teoreticky maximální rychlost zdvihu pro dané zadání vychází 4,7 s. U daných plošin nebyla maximální rychlost zdvihu zásadním kritériem a pohony jsou tak navrženy na rychlost zdvihu plošin cca 8 s. Nespornou výhodou je pak navržený pohon firmy Exlar, jehož rychlost zdvihu a přesnost polohování je možno jednoduše řídit pokud by to daná aplikace plošiny vyžadovala.

Životnost jednotlivých pohonů plošin je poměrně dostačující z hlediska univerzálnosti použití. Pohon firmy Serapid udává hodnotu 250 000 cyklů. Planetový lineární šroub firmy Exlar udává až 15x delší životnost než u běžných kuličkových šroubů, pokud by se uvažovalo jejich použití. Hydraulické pohony též prokazují dlouhou životnost, avšak za předpokladu řádné a pravidelné údržby.

Z hlediska účinnosti je nejvýhodnější pohon firmy Exlar jež udává účinnost větší než 90%. Účinnost hydraulického obvodu bude zaručeně nižší než planetového lineárního šroubu a u pohonu firmy Serapid musí být brán zřetel na užití elektropřevodovky pohánějící řetězovou stanicí.

Co se týče údržby, tak pohon firmy Exlar je prakticky bezúdržbový, planetový lineární šroub je mazán tuhým mazivem, které by mělo vydržet po celou dobu životnosti pohonu. U pohonu zvedací plošiny tlačným řetězem je požadováno mazat komponenty pohonu po určitém počtu cyklů, nesmíme zde opomenout potřebnou údržbu elektropřevodovky. Hydraulický pohon vyžaduje zřejmě nejvíce údržby, jelikož je třeba kontrolovat stav hydraulické kapaliny.

Zvedací plošina s pohonem Exlar je vhodná i pro práci v prostředí s nebezpečím výbuchu, kde by například hydraulický pohon nemohl být užit.



## ZÁVĚR

V úvodu práce je věnována pozornost přehledu existujících řešení zvedacích plošin, které se podařilo vyhledat. Jsou zde uvedeny různé typy koncepcí zvedacích plošin a jejich rozdělení z různých hledisek jako je například zdroj energie nebo typ zvedacího mechanismu plošiny. Je zde věnována pozornost i použití bezpečnostních prvků.

Poté je přistoupeno k samotnému návrhu konstrukce plošiny, dle zadaných parametrů, pro kterou je zvolen jednonůžkový mechanismus, pro svou jednoduchost, spolehlivost a vhodnost pro dané zadání. Dále je proveden statický výpočet, kde je soustava řešena jako rovinná úloha. Tento výpočet je aplikován pro tři různá uložení přímočarého akčního členu (pohonu). Nejprve je uvažováno s nejběžnější koncepcí pohonu a to hydraulickými válci, dále pak pro pohon v horizontálním a vertikálním směru. Navazuje výpočet výsledných vnitřních účinků na základních členech mechanismu. Z nichž je dále navrhován průřez ramen mechanismu, který je volen z uzavřených obdélníkových profilů. Pak je přistoupeno k pevnostní kontrole čepů v jednotlivých bodech mechanismu.

Jako první je navržen pohon jednočinným přímočarým hydromotorem, který lze zapojit dle navrženého hydraulického obvodu. Pro přívod tlakové kapaliny je volen hydraulický miniagregát firmy ARGO-HYTOS.

K pohonu ve vertikálním směru je užít tlačný řetěz francouzské firmy Serapid. Je zde uveden přehled různých typů konstrukcí a použití tlačných řetězů vyráběných touto firmou. V e-mailové komunikaci s firmou mi bylo doporučeno několik alternativ, z nichž je vybrán LinkLift 30. Pro tuto variantu je zvolena elektropřevodovka firmy NORD Drivesystems.

Dále je uvažováno o pohonu v horizontálním směru. Kde při posuzování pohonů firmy Kwapil & Co GmbH je vybrána zajímavá alternativa americké firmy Exlar. Jedná se o aktuátor s lineárním planetovým šroubem. Je zde uveden princip funkce tohoto šroubu a přehled vyráběných modelů a výhod tohoto řešení.

Na závěr je sepsáno porovnání jednotlivých řešení pohonů, z kterého plyne, že každý druh pohonu by byl v hodný pro danou specifikaci použití závislou na ceně, druhu prostředí ve kterém by měla být plošina provozována a požadavku na spolehlivost a nutnost údržby.

Souběžně s touto prací jsou vytvářeny 3D modely těchto navržených variant řešení v programu Autodesk Inventor Professional. Ilustrace těchto vypracovaných modelů jsou uvedeny v přílohách A, B a C. V příloze D jsou pak vypracovány sestavné výkresy jednotlivých variant řešení zvedacích plošin s různými pohony.

Tato práce dosáhla všech požadovaných cílů s ohledem na zadané parametry. Existuje a vyvíjí se i mnoho dalších druhů pohonů a typů konstrukcí zvedacích plošin, které by bylo zajímavé zpracovat pro dané zadání, například založených na principu viz Obr. 6 nebo Obr. 7, ale bylo by to již nad rámec této práce.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

### LITERATURA:

- [1] HÁJEK, O. *Alternativy řešení plošinového zvedáku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 135 s. Vedoucí diplomové práce doc. Jiří Malášek, Ph.D.
- [2] HORNÍKOVÁ, Jana. *Pružnost a pevnost: Interaktivní učební text*. Brno: CERM, 2003. ISBN 80-720-4268-8.
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [4] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 3. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-7204-636-2.
- [5] SVOBODA, Pavel. *Základy konstruování*. Vyd. 3., upr. a dopl. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-7204-633-1.
- [6] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů*. Brno, 2009. VUT.

### NORMY:

- [7] ČSN EN 1570-1+A1. *Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly – Část 1: Zdvihací stoly sloužící do úrovně dvou pevných nakládacích míst*. Překlad. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.

### OSTATNÍ ZDROJE:

- [8] AKON [online]. USA: AKON LLC, 2015 [cit. 2016-03-14]. Dostupné z: <http://skirting-and-bellows.com/scissor-lift-table-covers/>
- [9] Direct industry [online]. Francie: Direct industry, 2016 [cit. 2016-03-14]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/laweco/product-13903-58419.html>
- [10] Engineering 360 [online]. USA: IHS, 2016 [cit. 2016-03-02]. Dostupné z: [http://www.globalspec.com/learnmore/material\\_handling\\_packaging\\_equipment/material\\_handling\\_equipment/lift\\_tables](http://www.globalspec.com/learnmore/material_handling_packaging_equipment/material_handling_equipment/lift_tables)
- [11] EnKon [online]. USA: EnKon Systems, 2013 [cit. 2016-03-14]. Dostupné z: <http://www.enkon.pro/belt-drive-scissor-lift-tables.html>
- [12] Ergo-Help [online]. USA: Ergo-Help, 2016 [cit. 2016-03-14]. Dostupné z: [http://www.ergo-help.net/lifters\\_\\_lift\\_tables.html](http://www.ergo-help.net/lifters__lift_tables.html)
- [13] Exlar Electric Actuators [online]. USA: Exlar Actuation Solutions, 2016 [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: <http://exlar.com>
- [14] Feron [online]. Praha: Feron, 2016 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/index.php>





- [15] *Global* [online]. USA: Global Equipment Company, 2016 [cit. 2016-03-08]. Dostupné z: <http://www.globalindustrial.com/g/material-handling/lift-tables/mobile-work-positioning/bishamon-mobileleveler-self-elevating-work-positioners>
- [16] *Hydraulické agregáty* [online]. Switzerland: ARGO HYTOS, 2016 [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: <http://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/hydraulicke-agregaty/sma-05.html>
- [17] *Hydraulics* [online]. Sehradice: Hydraulics, 2011 [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://www.hydraulics.cz>
- [18] *Kwapil & Co* [online]. Brno: Kwapil & Co, 2014 [cit. 2016-05-04]. Dostupné z: <http://www.kwapil.cz>
- [19] *Miki Pulley* [online]. Japonsko: Miku Pulley, 2016 [cit. 2016-04-29]. Dostupné z: <http://www.mikipulley.co.jp/EN/Products/FlexibleCouplings/STARFLEX/ALS-R/index.html>
- [20] *Mini bezpečnostní spínací lišty* [online]. Břeclav: Teprostroj, 2013 [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://www.teprostroj.com/index.php/zastoupeni-firem/33-bezpecnostni-komponenty-pro-stroje/mini-bezpecnostni-spinaci-listy/885-mini-bezpecnostni-spinaci-listy>
- [21] *Motomoclos* [online]. Itálie: Motomoclos, 2016 [cit. 2016-03-14]. Dostupné z: <http://www.motomoclos.it/root/eng/catalogo/sinistra.php?categoria=1&lang=en&id=0>
- [22] *Nationwide Industrial Supply* [online]. USA: Nationwide Industrial Supply, 2015 [cit. 2016-03-08]. Dostupné z: <http://www.nationwideindustrialsupply.com/lift-table/>
- [23] *NORD Drivesystems* [online]. Praha: NORD Drivesystems, 2015 [cit. 2016-04-28]. Dostupné z: [https://www.nord.com/cms/cz/product\\_catalogue/geared\\_motors/geared-motors.jsp](https://www.nord.com/cms/cz/product_catalogue/geared_motors/geared-motors.jsp)
- [24] *Presto* [online]. USA: Presto, 2016 [cit. 2016-03-08]. Dostupné z: <http://prestolifts.com/products/post-lift-tables/mechanical-hand-crank>
- [25] *Roller Screw Actuators* [online]. USA: WTWH Media, 2016 [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: <http://www.designworldonline.com/roller-screw-actuators-benefits-selection-and-maintenance/>
- [26] *RPJ service* [online]. Lodenice: RPJ service, 2016 [cit. 2016-03-14]. Dostupné z: <http://www.rpjl.sk/katalog/logistika/zvedaci-plosiny>
- [27] *Serapid* [online]. 2015 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <https://www.linkedin.com/biz/1769270/feed?start=10>
- [28] *Serapid* [online]. Francie: Serapid, 2016 [cit. 2016-04-26]. Dostupné z: <http://www.serapid.com/en>
- [29] *Serapid* [online]. Německo: Serapid, 2016 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: [http://www.serapid.de/gb/new\\_products/tutorial\\_vertical0.html](http://www.serapid.de/gb/new_products/tutorial_vertical0.html)
- [30] *Warm Gear Screw Jacks* [online]. USA: Thomson Industries, 2015 [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: [http://www.thomsonlinear.com/downloads/actuators/Worm\\_Gear\\_Screw\\_Jacks\\_ctuk.pdf](http://www.thomsonlinear.com/downloads/actuators/Worm_Gear_Screw_Jacks_ctuk.pdf)



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a_A$	[mm]	Délka čepu ve vazbě A v krajním pouzdře
$a_B$	[mm]	Délka čepu ve vazbě B v krajním pouzdře
$a_C$	[mm]	Délka středového čepu v jednom pouzdře
$a_D$	[mm]	Délka čepu hydromotoru v krajním pouzdře
$a_F$	[mm]	Délka čepu ve vazbě F, G v krajním pouzdře
$b_A$	[mm]	Délka čepu ve vazbě A ve středovém pouzdře
$b_B$	[mm]	Délka čepu ve vazbě B ve středovém pouzdře
$b_D$	[mm]	Délka čepu hydromotoru ve středovém pouzdře
$b_F$	[mm]	Délka čepu ve vazbě F, G ve středovém pouzdře
$d_A$	[mm]	Průměr čepu ve vazbě A
$d_B$	[mm]	Průměr čepu ve vazbě B
$d_C$	[mm]	Průměr středového čepu
$d_D$	[mm]	Průměr čepu hydromotoru
$d_F$	[mm]	Průměr čepu ve vazbě F, G
$d_p$	[mm]	Průměr pístu přímočarého hydromotoru
$E$	[MPa]	Modul pružnosti
$F$	[N]	Zatěžující síla na jeden nůžkový mechanismus
$F_{Amax}$	[N]	Maximální výsledná síla v bodě A
$F_{Ax}$	[N]	Síla v podpoře A ve směru osy x
$F_{Axx}$	[N]	Rozklad síly $F_{Ax}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Axy}$	[N]	Rozklad síly $F_{Ax}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Ay}$	[N]	Síla v podpoře A ve směru osy y
$F_{Ayx}$	[N]	Rozklad síly $F_{Ay}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Ayy}$	[N]	Rozklad síly $F_{Ay}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Bmax}$	[N]	Maximální výsledná síla v bodě B
$F_{Bx}$	[N]	Síla v podpoře B ve směru osy x
$F_{Bxx}$	[N]	Rozklad síly $F_{Bx}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Bxy}$	[N]	Rozklad síly $F_{Bx}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{By}$	[N]	Síla v podpoře B ve směru osy y
$F_{Byx}$	[N]	Rozklad síly $F_{By}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Byy}$	[N]	Rozklad síly $F_{By}$ do lokálního souřadnicového systému



$F_C$	[N]	Celková zatěžující síla
$F_C$	[N]	Celková zatěžující síla
$F_{Cmax}$	[N]	Maximální výsledná síla v bodě C
$F_{Cx}$	[N]	Síla v podpoře C ve směru osy x
$F_{Cxx}$	[N]	Rozklad síly $F_{Cx}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Cxy}$	[N]	Rozklad síly $F_{Cx}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Cy}$	[N]	Síla v podpoře C ve směru osy y
$F_{Cyx}$	[N]	Rozklad síly $F_{Cy}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Cyy}$	[N]	Rozklad síly $F_{Cy}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Dmax}$	[N]	Maximální výsledná síla v bodě D
$F_{Dx}$	[N]	Síla v podpoře D ve směru osy x
$F_{Dxx}$	[N]	Rozklad síly $F_{Dx}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Dxy}$	[N]	Rozklad síly $F_{Dx}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Dy}$	[N]	Síla v podpoře D ve směru osy y
$F_{Dyx}$	[N]	Rozklad síly $F_{Dy}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Dyy}$	[N]	Rozklad síly $F_{Dy}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Ex}$	[N]	Síla v podpoře E ve směru osy x
$F_{Exx}$	[N]	Rozklad síly $F_{Ex}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Exy}$	[N]	Rozklad síly $F_{Ex}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Ey}$	[N]	Síla v podpoře E ve směru osy y
$F_{Eyx}$	[N]	Rozklad síly $F_{Ey}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Eyy}$	[N]	Rozklad síly $F_{Ey}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Fmax}$	[N]	Maximální výsledná síla v bodě F, G
$F_{Fx}$	[N]	Síla v podpoře F ve směru osy x
$F_{Fxx}$	[N]	Rozklad síly $F_{Fx}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Fxy}$	[N]	Rozklad síly $F_{Fx}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Fy}$	[N]	Síla v podpoře F ve směru osy y
$F_{Fyx}$	[N]	Rozklad síly $F_{Fy}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Fyy}$	[N]	Rozklad síly $F_{Fy}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Gx}$	[N]	Síla v podpoře G ve směru osy x
$F_{Gxx}$	[N]	Rozklad síly $F_{Gx}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Gxy}$	[N]	Rozklad síly $F_{Gx}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Gy}$	[N]	Síla v podpoře G ve směru osy y



$F_{Gyx}$	[N]	Rozklad síly $F_{Gy}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Gyy}$	[N]	Rozklad síly $F_{Gy}$ do lokálního souřadnicového systému
$F_{Hn}$	[N]	Síla v podpoře H ve směru osy y
$F_{Ht}$	[N]	Síla v podpoře H ve směru osy x
$F_{In}$	[N]	Síla v podpoře I ve směru osy y
$F_{It}$	[N]	Síla v podpoře I ve směru osy x
$F_L$	[N]	Zatížení od váhy řetězu
$F_p$	[N]	Nejvyšší síla na jeden hydraulický válec
$F_Z$	[N]	Zatěžující síla
$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
$i$	[-]	Stupeň volnosti
$i$	[mm]	Poloměr osového kvadratického momentu
$I_{min}$	$[mm^4]$	Minimální kvadratický moment průřezu
$i_v$	[-]	Počet stupňů volnosti v rovině
$k$	[-]	Bezpečnost
$l$	[mm]	Délka volného prutu
$l_{21}$	[m]	Délka členu 2
$l_{22}$	[m]	Délka na členu 2
$l_{31}$	[m]	Délka členu 3
$l_{32}$	[m]	Délka na členu 3
$l_{33}$	[m]	Délka na členu 3
$l_{41}$	[m]	Délka na členu 4
$l_{42}$	[m]	Délka na členu 4
$l_{43}$	[m]	Délka na členu 4
$l_5$	[m]	Délka členu 5
$l_A$	[mm]	Délka čepu ve vazbě A
$l_B$	[mm]	Délka čepu ve vazbě B
$l_D$	[mm]	Délka čepu hydromotoru
$l_F$	[mm]	Délka čepu ve vazbě F, G
$l_{red}$	[mm]	Redukovaná délka prutu
$M_{21}$	$[N \cdot m]$	Ohybový moment na členu 2 v bodě 1
$M_{22}$	$[N \cdot m]$	Ohybový moment na členu 2 v bodě 2
$M_{31}$	$[N \cdot m]$	Ohybový moment na členu 3 v bodě 1



$M_{32}$	[N · m]	Ohybový moment na členu 3 v bodě 2
$M_{33}$	[N · m]	Ohybový moment na členu 3 v bodě 3
$M_{41}$	[N · m]	Ohybový moment na členu 4 v bodě 1
$M_{42}$	[N · m]	Ohybový moment na členu 4 v bodě 2
$M_{43}$	[N · m]	Ohybový moment na členu 4 v bodě 3
$m_b$	[kg]	Hmotnost břemene
$m_L$	[kg · m <sup>-1</sup> ]	Váha řetězu na metr délky
$M_L$	[N · m]	Požadovaný moment převodovky
$m_n$	[kg]	Navýšená hmotnost břemene
$M_{o2max}$	[N · m]	Maximální ohybový moment na členu 2
$M_{o3max}$	[N · m]	Maximální ohybový moment na členu 3
$M_{oA}$	[N · m]	Ohybový moment na čepu ve vazbě A
$M_{oB}$	[N · m]	Ohybový moment na čepu ve vazbě B
$M_{oD}$	[N · m]	Ohybový moment na čepu hydromotoru
$M_{oF}$	[N · m]	Ohybový moment na čepu ve vazbě F, G
$n$	[-]	Počet členů soustavy
$N_{21}$	[N]	Normálová síla na členu 2 v bodě 1
$N_{22}$	[N]	Normálová síla na členu 2 v bodě 2
$N_{23}$	[N]	Normálová síla na členu 2 v bodě 3
$N_{2max}$	[N]	Maximální normálová síla na členu 2
$N_{31}$	[N]	Normálová síla na členu 3 v bodě 1
$N_{32}$	[N]	Normálová síla na členu 3 v bodě 2
$N_{33}$	[N]	Normálová síla na členu 3 v bodě 3
$N_{34}$	[N]	Normálová síla na členu 3 v bodě 4
$N_{3max}$	[N]	Maximální normálová síla na členu 3
$N_{41}$	[N]	Normálová síla na členu 4 v bodě 1
$N_{43}$	[N]	Normálová síla na členu 4 v bodě 3
$N_{51}$	[N]	Normálová síla na členu 5 v bodě 1
$N_{52}$	[N]	Normálová síla na členu 5 v bodě 2
$n_L$	[ot · min <sup>-1</sup> ]	Požadované otáčky převodovky
$P$	[MPa]	Tlak na jeden hydraulický válec
$p$	[mm]	Vzdálenost čepů tlačného řetězu
$p_A$	[MPa]	Stykový tlak na čep ve vazbě A



$p_B$	[MPa]	Stykový tlak na čep ve vazbě B
$p_C$	[MPa]	Stykový tlak na středový čep
$p_D$	[MPa]	Stykový tlak na čep hydromotoru
$p_{dov}$	[MPa]	Dovolený stykový tlak
$p_F$	[MPa]	Stykový tlak na čep ve vazbě F, G
$P_{Gmax}$	[MPa]	Maximální tlak miniagregátu
$P_{Gn}$	[MPa]	Jmenovitý tlak miniagregátu
$P_{HA}$	[W]	Potřebný výkon hydraulického agregátu
$P_L$	[W]	Požadovaný výkon převodovky
$P_n$	[MPa]	Jmenovitý tlak
$Q$	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	Průtok v hydraulickém válci
$Q_G$	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	Průtok generátoru
$R_6$	[m]	Poloměr horní kladky
$R_7$	[m]	Poloměr dolní kladky
$R_e$	[MPa]	Minimální mez kluzu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha příčného průřezu
$S_A$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu čepu ve vazbě A
$S_B$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu čepu ve vazbě B
$S_C$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu středového čepu
$S_D$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu čepu hydromotoru
$S_F$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu čepu ve vazbě F, G
$S_{HV}$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha hydraulického válce
$T_{21}$	[N]	Posouvající síla na členu 2 v bodě 1
$T_{22}$	[N]	Posouvající síla na členu 2 v bodě 2
$T_{23}$	[N]	Posouvající síla na členu 2 v bodě 3
$T_{2max}$	[N]	Maximální posouvající síla na členu 2
$T_{31}$	[N]	Posouvající síla na členu 3 v bodě 1
$T_{32}$	[N]	Posouvající síla na členu 3 v bodě 2
$T_{33}$	[N]	Posouvající síla na členu 3 v bodě 3
$T_{34}$	[N]	Posouvající síla na členu 3 v bodě 4
$T_{3max}$	[N]	Maximální posouvající síla na členu 3
$T_{41}$	[N]	Posouvající síla na členu 4 v bodě 1



$T_{42}$	[N]	Posouvající síla na členu 4 v bodě 2
$T_{43}$	[N]	Posouvající síla na členu 4 v bodě 3
$t_{HV}$	[s]	Čas zdvihu
$v$	$[m \cdot s^{-1}]$	Navržená rychlost zdvihu
$V_{HV}$	$[m^3]$	Objem přímočarých hydromotorů
$v_{HV}$	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost vysunutí hydraulického válce
$W_o$	$[mm^3]$	Modul průřezu v ohybu
$z$	[mm]	Zdvih přímočarého akčního členu
$\alpha$	$[^\circ]$	Úhel sklonu ramena nůžkového mechanismu
$\alpha$	[-]	Součinitel závislí na typu uložení
$\beta$	$[^\circ]$	Úhel sklonu přímočarého akčního členu
$\eta$	[-]	Počet předpokládaných deformačních parametrů
$\eta_L$	[-]	Účinnost řetězového systému
$\lambda$	[-]	Štíhlost prutu
$\lambda_d$	[-]	Štíhlost prostého tlaku
$\lambda_{kr}$	[-]	Kritická štíhlost prutu
$\mu$	[-]	Neznámé parametry
$\mu_F$	[-]	Neznámé silové parametry
$\mu_M$	[-]	Neznámé momentové parametry
$v$	[-]	Použitelné podmínky rovnováhy
$v_F$	[-]	Použitelné silové podmínky rovnováhy
$v_M$	[-]	Použitelné momentové podmínky rovnováhy
$\xi$	[m]	Rameno valivého odporu
$\xi_i$	[-]	Počet odebraných stupňů volnosti od vazeb
$\sigma_{dov}$	[MPa]	Dovolené napětí
$\sigma_o$	[MPa]	Napětí v ohybu na čepu ve vazbě F, G
$\sigma_{o2max}$	[MPa]	Maximální napětí v ohybu na členu 2
$\sigma_{o3max}$	[MPa]	Maximální napětí v ohybu na členu 3
$\sigma_{oA}$	[MPa]	Napětí v ohybu na čepu ve vazbě A
$\sigma_{oB}$	[MPa]	Napětí v ohybu na čepu ve vazbě B
$\sigma_{oD}$	[MPa]	Napětí v ohybu na čepu hydromotoru
$\sigma_{red}$	[MPa]	Redukované napětí
$\sigma_{t2max}$	[MPa]	Maximální napětí v tahu/tlaku na členu 2



$\sigma_{t3max}$	[MPa]	Maximální napětí v tahu/tlaku na členu 3
$\tau_{2max}$	[MPa]	Napětí ve smyku na členu 2
$\tau_{3max}$	[MPa]	Napětí ve smyku na členu 3
$\tau_A$	[MPa]	Napětí ve smyku na čepu ve vazbě A
$\tau_B$	[MPa]	Napětí ve smyku na čepu ve vazbě B
$\tau_C$	[MPa]	Napětí ve smyku na středovém čepu
$\tau_D$	[MPa]	Napětí ve smyku na čepu hydromotoru
$\tau_{dov}$	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
$\tau_F$	[MPa]	Napětí ve smyku na čepu ve vazbě F, G
$\omega$	[rad · s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost





## SEZNAM PŘÍLOH

### PŘÍLOHA A:

3D Model zvedací plošiny s hydraulickým pohonem

### PŘÍLOHA B:

3D Model zvedací plošiny s pohonem tlačným řetězem firmy Serapid

### PŘÍLOHA C:

3D Model zvedací plošiny s pohonem lineárním aktuátorem firmy Exlar

### PŘÍLOHA D:

#### Výkresy sestav

Zvedací plošina s hydraulickým pohonem 01\_000\_0000

Zvedací plošina s pohonem tlačným řetězem 02\_000\_0000

Zvedací plošina s pohonem lineárním aktuátorem 03\_000\_0000

#### Seznamy položek

01\_000\_0000 – 1/2

01\_000\_0000 – 2/2

02\_000\_0000 – 1/2

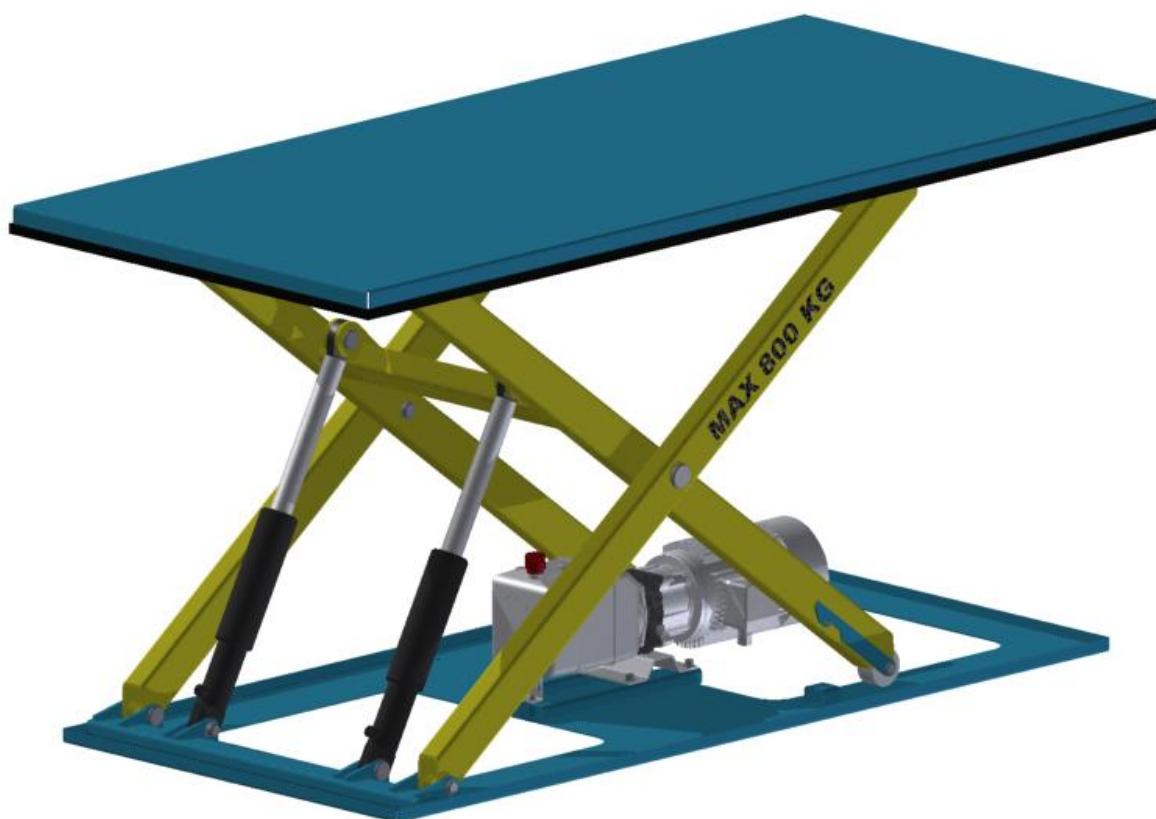
02\_000\_0000 – 2/2

03\_000\_0000 – 1/2

03\_000\_0000 – 2/2



## PŘÍLOHA A



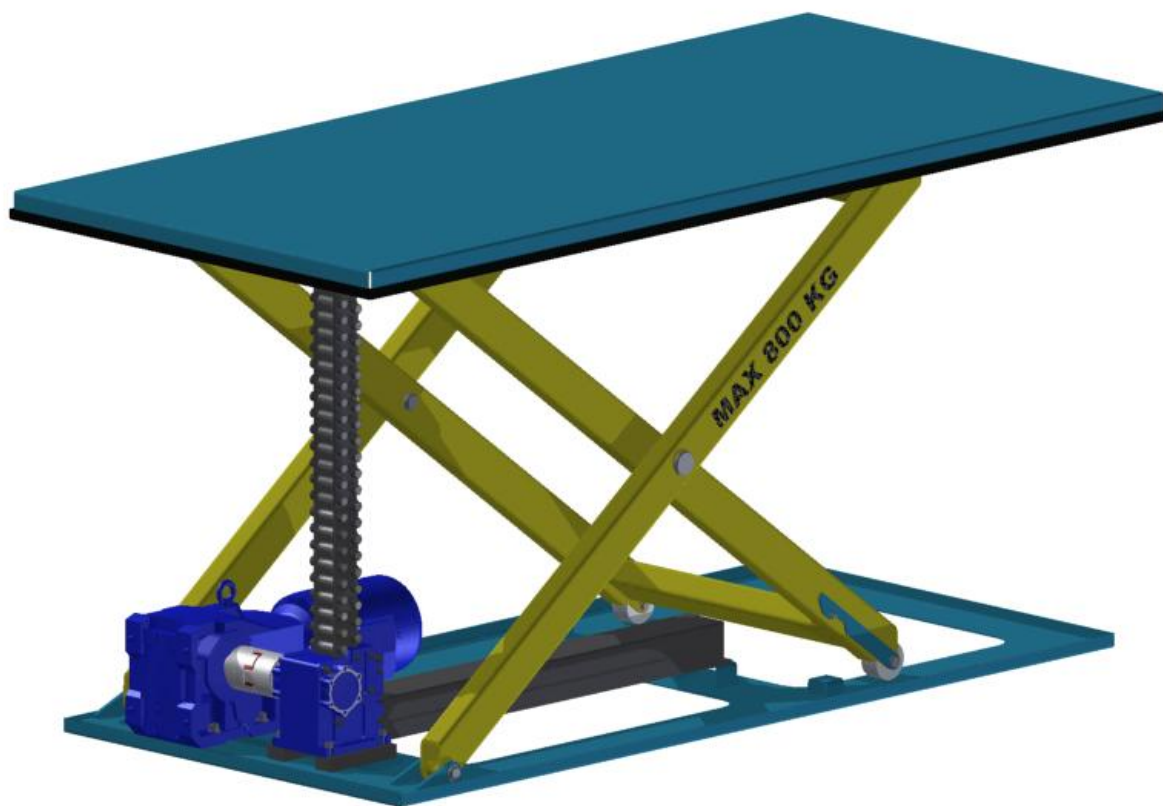
*Obr. 1 Zvedací plošina s hydraulickým pohonem v horní poloze*



*Obr. 2 Zvedací plošina s hydraulickým pohonem v dolní poloze*



## PŘÍLOHA B



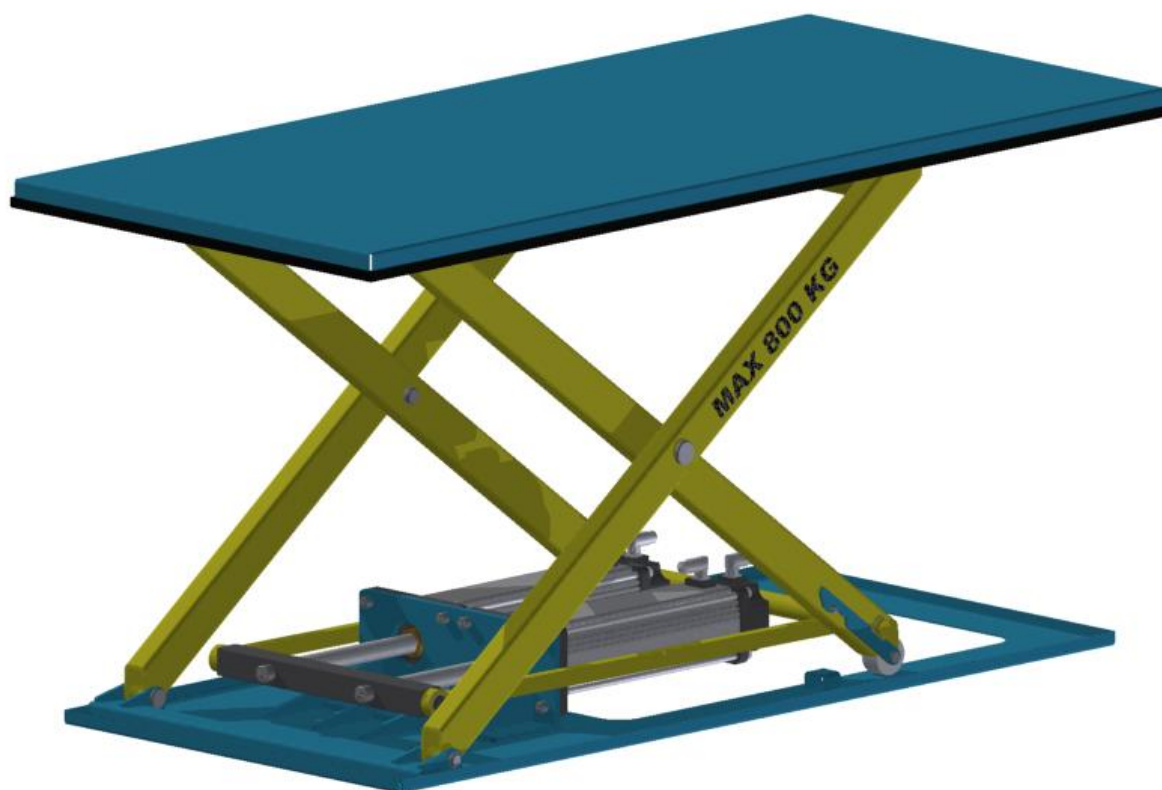
*Obr. 1 Zvedací plošina s pohonem tlačným řetězem firmy Serapid v horní poloze*



*Obr. 2 Zvedací plošina s pohonem tlačným řetězem firmy Serapid v dolní poloze*



## PŘÍLOHA C



*Obr. 1 Zvedací plošina s pohonem lineárním aktuátorem firmy Exlar v horní poloze*



*Obr. 2 Zvedací plošina s pohonem lineárním aktuátorem firmy Exlar v dolní poloze*