



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH DÍLENSKÉHO SLOUPOVÉHO ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ PRO MOTOROVÉ VOZIDLO

SUGGESTION OF A WORKSHOP PILLAR LIFT FOR A MOTOR VEHICLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vladislav Skácel

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Hloušek

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Vladislav Skácel
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. David Hloušek
Akademický rok:	2019/20

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

Návrh dílenského sloupového zvedacího zařízení pro motorové vozidlo

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh zařízení pro zdvih motorového vozidla s těmito technickými parametry:

- minimální výška zdvihu 1000 mm,
- nosnost 3500 kg,
- zdvih hydraulicky.

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše o zařízení tohoto typu a jeho možných alternativách.

Návrh konceptu na základě výchozích parametrů.

Funkční výpočet konstrukce a zdvihového mechanismu.

Pevnostní výpočet.

Výkres celkové sestavy.

Výkresy výrobní dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

NEPRAŽ, František. Modelování systémů s hydraulickými mechanismy. 1. vydání. Brno: Bosch Rexroth, 2002. ISBN 8021421878.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/2020.

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem zvedacího zařízení, který má mít minimální nosnost 3500 kg a minimální zdvih 1000 mm. Cílem práce je rozebrat možná koncepční řešení zvedacích zařízení a navrhnout dvousloupový hydraulický zvedák, který bude vyhovovat zadaným hodnotám.

KLÍČOVÁ SLOVA

zvedací zařízení, dvousloupový, hydraulický

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of a lifting device, which should have a minimum load capacity of 3500 kg and a minimum stroke of 1000 mm. The aim of the work is to analyze possible conceptual solutions of lifting equipment and to design a two-column hydraulic jack that will meet the specified values.

KEYWORDS

lifting device, two-column, hydraulic

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SKÁCEL, Vladislav. *Návrh dílenského sloupového zvedacího zařízení pro motorové vozidlo*. Brno, 2020. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124156>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 65 s. Vedoucí bakalářské práce David Hloušek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Hlouška a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2020

.....

Vladislav Skácel

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu práce Ing. Davidu Hlouškovi za trpělivost a rady, které mi poskytoval při tvorbě mé bakalářské práce. Také bych rád poděkoval mé rodině a přítelkyni. Všichni pro mě byli velkou oporou nejen při psaní bakalářské práce, ale také po celou dobu studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Dílenské zvedáky	12
1.1 Rozdělení dle druhu pohonu	12
1.1.1 Mechanický pohon	12
1.1.2 Hydraulický pohon	12
1.1.3 Pneumatický pohon	12
1.2 Rozdělení dle konstrukce	12
1.2.1 Šroubový zvedák	12
1.2.2 Hřebenový zvedák	13
1.2.3 Sloupový zvedák	13
1.2.4 Nůžkový zvedák	15
1.2.5 Jámový zvedák	17
2 Hydraulické prvky	18
2.1 Hydrogenerátory	18
2.1.1 Zubové hydrogenerátory	18
2.1.2 Lamelové hydrogenerátory	18
2.1.3 Pístové hydrogenerátory	19
2.2 Hydromotory	19
2.2.1 Rotační hydromotory	19
2.2.2 Přímočaré hydromotory	19
2.3 Prvky pro řízení tlaku	20
2.3.1 Tlakové ventily	20
2.3.2 Redukční ventily	21
2.4 Prvky pro hrazení průtoku	21
2.4.1 Uzavírací kohouty	21
2.4.2 Uzavírací ventily	22
2.4.3 Jednosměrné ventily	22
2.4.4 Hydraulické zámky	23
2.5 Rozvaděče	23
2.6 Prvky pro řízení velikosti průtoku	24
2.6.1 Clony a trysky	24
2.6.2 Škrťící ventily	24
2.6.3 Děliče průtoku	25
3 Návrh a konstrukce zvedáku	26
3.1 Výpočet stability	26
3.2 Základní výpočet zatížení	28
3.3 Návrh hydraulického systému	28
3.3.1 Schéma hydraulického obvodu	29
3.3.2 Hydraulický válec	30
3.3.3 Výpočet válce na vzpěr:	30
3.3.4 Výpočet potřebného průtoku	33
3.3.5 Volba rozvaděče	34
3.3.6 Volba jednosměrný ventil	35
3.3.7 Volba škrťícího ventilu	36

3.3.8	Volba děliče průtoku	37
3.3.9	Volba pojistného ventilu	37
3.4	Výpočet šroubu patky	38
3.4.1	Kontrola šroubu patky na tlak	38
3.4.2	Kontrola šroubu patky na vzpěr:	38
3.4.3	Kontrola šířky materiálu ramene u patky	39
3.4.4	Výpočet závitu šroubu patky na otláčení	40
3.5	Výpočet výsuvného ramene	40
3.6	Výpočet vnější části ramene	41
3.7	Výpočet čepu ramen	42
3.8	Kontrola čepu hydraulického válce	43
3.9	Vedení vozíku	43
3.9.1	Výpočet rolen	44
3.10	Výpočet sloupu	46
3.10.1	Výpočet na ohyb	46
3.10.2	Výpočet na vzpěr	47
3.11	Výpočet šroubů konzoly	48
3.11.1	Kontrola závitu na otláčení	49
3.12	Kontrola svaru v uložení hydraulického válce	50
3.12.1	Namáhání smykové	50
3.12.2	Namáhání ohybové	50
3.13	Výpočet svaru na konzole	51
3.13.1	Namáhání smykové	52
3.13.2	Namáhání ohybové	53
3.14	Výpočet svaru na vnějším rameni	53
3.14.1	Namáhání smykové	55
3.14.2	Namáhání ohybové	55
3.15	Návrh zajištění pozice ramene	56
Závěr	57	
Seznam použitých zkratk a symbolů	61	
Seznam obrázků a tabulek	63	
Seznam příloh	65	

ÚVOD

Zvedáky jsou zařízení, které slouží ke zvedání břemen o požadované hmotnosti do požadované výšky. Existují různé typy zvedáku s různými typy pohonů a různými konstrukcemi. Dle požadavků zákazníka je třeba vybrat zvedák, který splňuje vše, co se od něj očekává. Nejběžnější pohony zvedáků jsou hydraulické, pneumatické a mechanické. Nejběžnější konstrukce jsou sloupové a nůžkové.

Cílem této práce je navrhnout dvousloupový zvedák, který bude vyhovovat pro požadované parametry. Sloupové zvedáky mohou být buď mechanické, nebo hydraulické. Nevýhodou mechanických zvedáků je pohybový šroub, který je vysoce namáhán. Pohon zvedáku navrženého v této práci bude hydraulický. Bude zajištěn pomocí teleskopického hydraulického válce.

1 DÍLENSKÉ ZVEDÁKY

1.1 ROZDĚLENÍ DLE DRUHU POHONU

1.1.1 MECHANICKÝ POHON

Tyto zvedáky mohou být poháněny buď ručně, nebo elektromotorem. Zdvih může být dosažen pomocí šroubu nebo ozubeného hřebene. Výhodou těchto zvedáků je jednoduchost a nízká výrobní cena. Nevýhodami zase vyšší opotřebení a nižší nosnosti zvedáků. Používají se například k výměně kol při defektu.

1.1.2 HYDRAULICKÝ POHON

Zvedacím médiem u těchto zvedáků je kapalina, nejčastěji hydraulický olej. Základní částí je hydromotor. K tlakování oleje slouží hydrogenerátor, který může být poháněn ručně nebo motorem. Výhodami zvedáku jsou velká nosnost a velký zdvih, který je možno ještě navýšit při použití teleskopického hydromotoru. Nevýhodami jsou vyšší cena, větší nároky na údržbu, nutnost zajištění čistoty zvedacího média, náročnější utěšňování obvodu a nutnost použití nezávislé brzdy z důvodu možnosti poklesu tlaku v důsledku závady.

1.1.3 PNEUMATICKÝ POHON

Zvedacím médiem u těchto zvedáků je vzduch, který je vtláčován do válce s pístem nebo do vaku. Stlačení vzduchu může zajišťovat kompresor, tlaková láhev nebo ruční pumpa. Tento zvedák se používá pro rychlé zvedání do malých výšek. Jejich nevýhodou je horší stabilita a nutnost záložního zajištění břemene, z důvodu možného poklesu. Toto zajištění se může provádět pevným podložením zdviženého břemene. Účinnost zvedáku bývá 0,8 – 0,9.

1.2 ROZDĚLENÍ DLE KONSTRUKCE

1.2.1 ŠROUBOVÝ ZVEDÁK

Využívá posuvu šroubu v matici, která je pevně spojena se stojanem zvedáku. Závit bývá obvykle lichoběžníkový a musí být samosvorný. Jeho zdvih se může být 100 – 500 mm. Nosnost se pohybuje v rozmezí od 2 do 50 tun. Jeho nevýhodou je nízká účinnost, která se pohybuje od 0,3 % do 0,4 %.



Obr. 1 Šroubový zvedák [1]

1.2.2 HŘEBENOVÝ ZVEDÁK

Je tvořen ozubenou tyčí (hřebenem), která je uložena ve skříní a je poháněna pákou přes ozubený převod. Polohu břemena zajišťuje západka s rohatkou. Tyto zvedáky mohou mít nosnost od 2,5 do 30 tun, zdvih od 300 do 500 mm. Jejich účinnost je 0,6 – 0,8 %.



Obr. 2 Hřebenový zvedák KAT2285 od firmy MONTECO [2]

1.2.3 SLOUPOVÝ ZVEDÁK

Základní částí zvedáku je sloup, na kterém je pomocí nosných kladek uložena nosná plošina. Pohyb plošiny je zajištěn díky šroubovici nebo přímočarému hydromotoru. Výsuvná ramena jsou k plošině přichycena pomocí čepů. Součástí ramen jsou stavitelné patky, které slouží k ustavení vozidla na zvedák. Výhodami těchto zvedáků je velká nosnost, snadná údržba a volný průchod pod vozidlem.

DĚLENÍ SLOUPOVÝCH ZVEDÁKŮ:

a. Jednosloupové:

- Výhodou těchto zvedáků je přístup do kabiny alespoň z jedné strany vozidla a menší velikost
- I. Stabilní**
 - pevně ukotveny v podlaze
 - lepší tuhost než mobilní
- II. Mobilní**
 - Hlavní předností je mobilita – různá místa použití, lepší skladnost



Obr. 3 Jednosloupový mobilní zvedák SF-M2500ES [3]

b. Dvousloupové

- Jeden z nejpoužívanějších typů zvedáků
- Velké množství konstrukčních řešení
- Lepší stabilita a vyšší nosnost než jednosloupové
- Nevýhodou je špatný přístup do kabiny a větší rozměry zvedáku



Obr. 4 Dvousloupový zvedák GOLEMTECH [4]

c. Čtyřsloupové

- Používají se v opravárenství například k seřízení geometrie nebo k výměně kol
- Výhodou je vysoká nosnost, používají se k opravám dodávek a menších nákladních automobilů
- Nevýhodami jsou vyšší cena a velký prostor pro zástavbu



Obr. 5 Čtyřsloupový zvedák GOLMTECH [5]

1.2.4 NŮŽKOVÝ ZVEDÁK

Zvedák je založen na nůžkovém mechanismu (přibližování a oddalování dvou ramen spojených čepy). Na ramenech je uložena plošina. Nůžkový mechanismus bývá jednoduchý nebo dvojitý. U vysokozdvíhacích plošin i vícenásobný. Zdvih zajišťuje trapézový šroub, přímočarý hydromotor nebo tlačný řetěz. Výhodami těchto zvedáků je malá základní výška (možnost zapuštění do podlahy), skladnost a přemístitelnost. Není potřeba kotvení do podlahy. Nevýhodou je, že při práci překáží samotná konstrukce zvedáku. Proto se používá při opravách předních a zadních částí automobilu a k výměně kol.

DĚLENÍ NŮŽKOVÝCH ZVEDÁKŮ**a. Zvedáky pro zvedání za prahy**

- Využití v pneuservisech
- Volná manipulace s koly
- Možný přístup i k podvozku, kromě prahů
- Mohou být statické i mobilní



Obr. 6 Nůžkový zvedák pro zvedání za prahy [6]

b. Zvedáky pro zvedání za kola

- Slouží pro běžné mechanické práce a k měření geometrie kol a náprav
- Možnost doplnit o přízdvihy, které umožňují i sundání kol



Obr. 7 Nůžkový zvedák pro zvedání za kola [7]

1.2.5 JÁMOVÝ ZVEDÁK

Základem tohoto zvedáku je vozík, který umožňuje jeho pohyb v jámě. Na něm je přidělán zvedací mechanismus, který bývá poháněn hydraulicky a to buď ručně, nebo pomocí elektromotoru. Výhodou těchto zvedáků je možnost nadlehčit jen určitý agregát (např. motor nebo převodovku). Nevýhodou je omezená mobilita zvedáku. Používá se například pro zvedání částí nákladních automobilů.



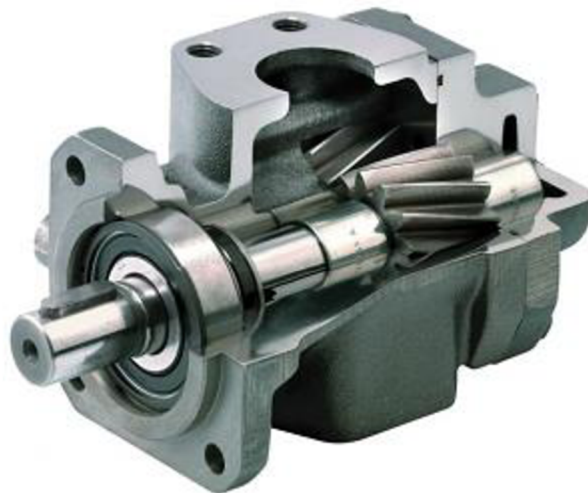
Obr. 8 Jámový zvedák [8]

2 HYDRAULICKÉ PRVKY

2.1 HYDROGENERÁTORY

2.1.1 ZUBOVÉ HYDROGENERÁTORY

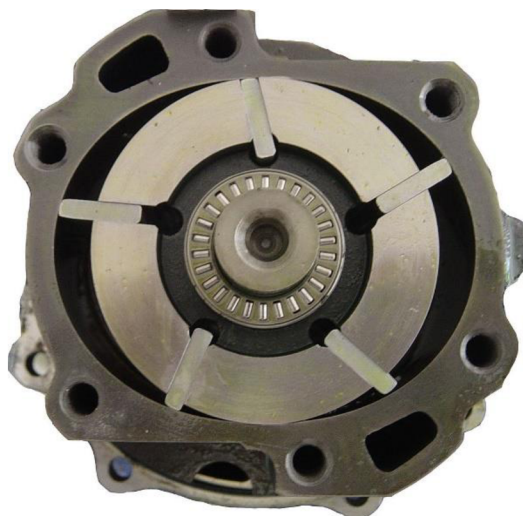
Neregulační, konstrukčně poměrně jednoduché, levné a provozně spolehlivé hydrogenerátory. Obvykle nevyžadují plnění a v sání snesou mírný podtlak. Tvoří je dvojice spoluzabírajících ozubených kol nebo vřeten. Podle uspořádání rozeznáváme zubové hydrogenerátory s vnějším ozubením, s vnitřním ozubením a vřetenové. [12]



Obr. 9 Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením [9]

2.1.2 LAMELOVÉ HYDROGENERÁTORY

Princip činnosti vychází z vytváření proměnlivých pracovních prostorů mezi statorem, rotorem a lamelami. Kapalina je takto vytvořenými výtlačnými prostory unášena od sacího k výtlačnému kanálu. Konstrukčně rozlišujeme lamelové hydrogenerátory s kruhovým statorem nebo s oválným statorem. [12]



Obr. 10 Lamelový hydrogenerátor [10]

2.1.3 PÍSTOVÉ HYDROGENERÁTORY

Základní součástí jsou písty, které konají ve válcích přímočarý vratný pohyb. Válce mohou být uspořádány jednotlivě nebo do tzv. bloku. Tyto hydrogenerátory mohou být jak neregulační, tak i regulační. Podle prostorového uspořádání pístů k ose pohonu se dělí na axiální, radiální a řadové. [12]



Obr. 11 Axiální pístový hydrogenerátor [11]

2.2 HYDROMOTORY

2.2.1 ROTAČNÍ HYDROMOTORY

Konstrukčně se mohou podobat příslušným hydrogenerátorům. Jejich výhodou je, že v porovnání s jinými druhy motorů o stejném výkonu mají malou hmotnost na jednotku přenášeného výkonu, malý moment setrvačnosti a snadnou říditelnost otáček. Podle konstrukčního řešení se dělí na zubové, lamelové a pístové. V praxi rozlišujeme pomaloběžné a rychloběžné rotační hydromotory. [12]

2.2.2 PŘÍMOČARÉ HYDROMOTORY

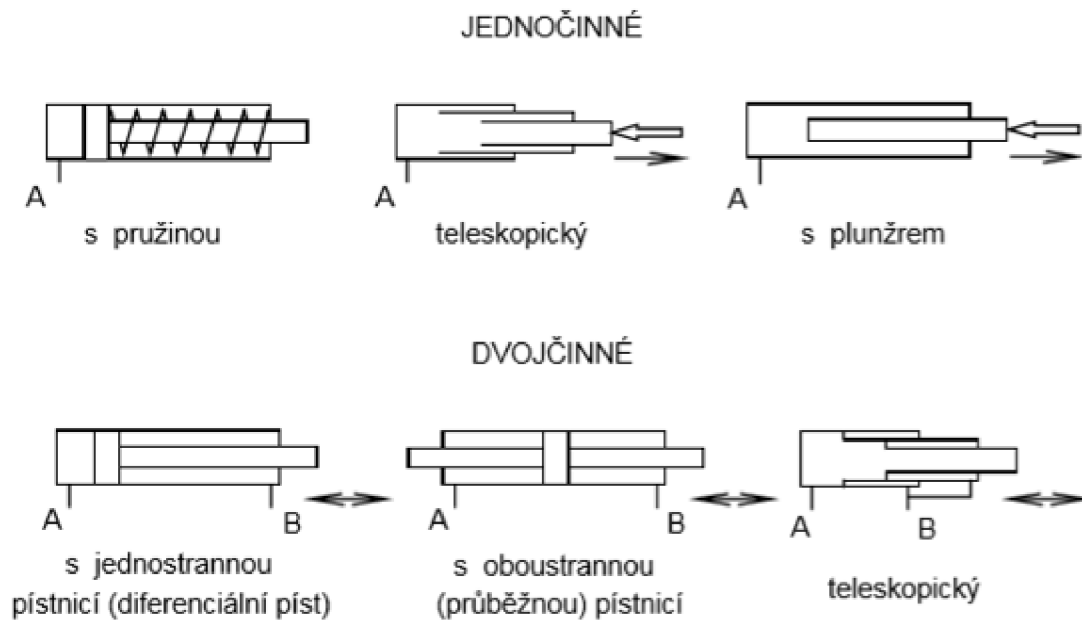
Lze jimi jednoduše docílit přímočarý pohyb při požadované síle a rychlosti. Někdy je označujeme jako hydraulické válce. Dle konstrukce je můžeme dělit na jednočinné, dvojčinné, které mohou být s jednostrannou nebo oboustrannou pístnicí, dále mohou být s plunžrem nebo teleskopické. [12]

a. Jednočinné přímočaré hydromotory:

Pracovní zdvih je realizován přivedením tlakové kapaliny pod píst. Vratný pohyb je vykonán působením vnějších sil. [12]

b. Dvojčinné přímočaré hydromotory:

Pohyby jsou v obou směrech vykonávány přivedením tlakové kapaliny nad nebo pod píst. [12]



Obr. 12 Druhy přímočarých hydromotorů [12]

2.3 PRVKY PRO ŘÍZENÍ TLAKU

Jsou nezbytnou součástí každého hydraulického obvodu. Díky nim můžeme v obvodech udržovat konstantní tlak, omezovat jeho maximální hodnotu, redukovat ho a připojovat nebo odpojovat sériově zapojené prvky. [12]

2.3.1 TLAKOVÉ VENTILY

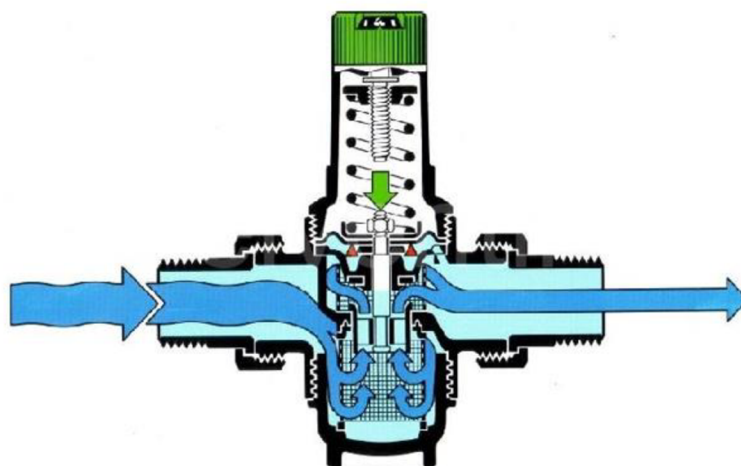
Dle konstrukce je můžeme dělit na jednostupňové a dvoustupňové. Podle funkce v obvodu rozlišujeme pojistné a přepouštěcí tlakové ventily. Tyto ventily jistí nebo omezují maximální hodnotu tlaku v hydraulickém obvodu. Otvírají se jen při překročení přípustného tlaku. Úkolem přepouštěcích ventilů je udržovat tlak v hydraulickém obvodu jsou v činnosti neustále a jistí obvod před přetížením. [12]



Obr. 13 Řez pojistným ventilem [13]

2.3.2 REDUKČNÍ VENTILY

Slouží k vytvoření více tlakových hladin v jednom hydraulickém obvodu. Zapojují se ke zdrojům tlaku a jejich funkce spočívá ve snížení tlaku hlavního obvodu na tlak potřebný např. v řídicím obvodu, v okruhu brzd... Při redukci tlaku dochází vždy k částečné ztrátě energie, která se mění v teplo. Z hlediska konstrukce rozlišujeme jednostupňové a dvoustupňové redukční ventily. [12]



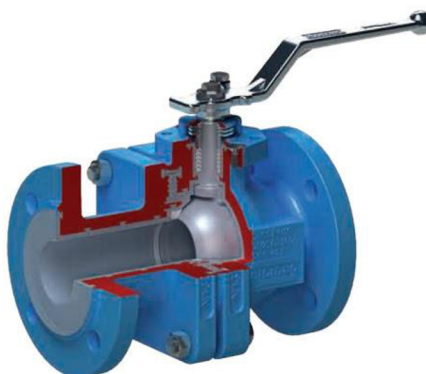
Obr. 14 Řez redukčním ventilem [14]

2.4 PRVKY PRO HRAZENÍ PRŮTOKU

Umožňují hradit nebo řídit směr proudu kapaliny

2.4.1 UZAVÍRACÍ KOHOUTY

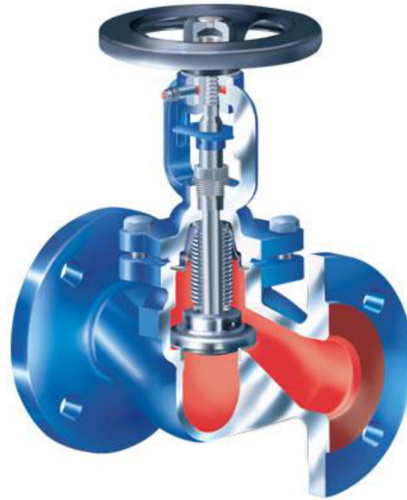
Slouží k uzavírání a otevírání průtoku. Skládá se z válcového, kuželového nebo kulového uzavíracího prvku, který je otočený o 90° a je provrtán průběžným otvorem. Kohout v jedné poloze propouští kapalinu a ve druhé hradí průtok. [12]



Obr. 15 Uzavírací kohout [15]

2.4.2 UZAVÍRACÍ VENTILY

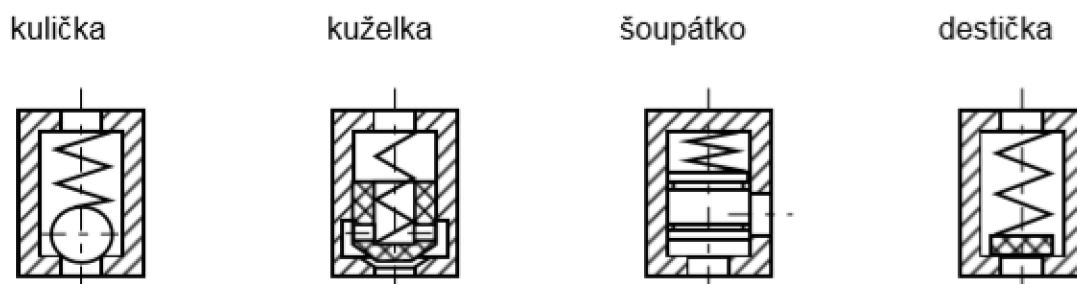
Slouží k uzavírání a otevírání průtoku. Otáčením rukojeti ventilu dochází k posouvání kuželky do sedla a k uzavírání průtoku kapaliny. Často se používají k hrazení průtoku k manometrům pro kontrolu tlaku v obvodu. [12]



Obr. 16 Řez uzavíracím ventilem [16]

2.4.3 JEDNOSMĚRNÉ VENTILY

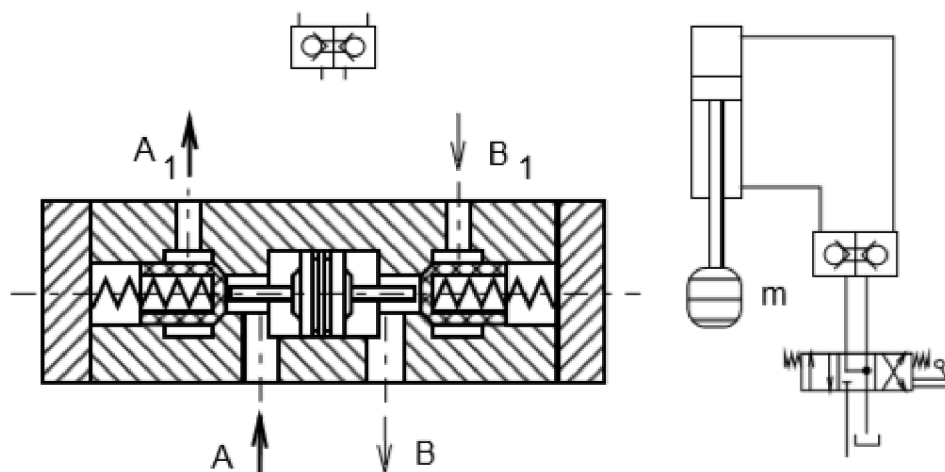
Jsou prvky, které umožňují průtok kapaliny pouze jedním směrem. Požaduje se u nich minimální tlaková ztráta a dokonalá těsnost v opačném směru. Prvky tlačeny do sedla ventilu mohou být kulička, kuželka, šoupátko nebo talířek. Jednosměrné ventily se často využívají jako prvky v obtoku škrtkicích nebo tlakových ventilů v obvodech pro brždění pohybu zatížených hydromotorů. [12]



Obr. 17 Schémata možných konstrukčních řešení jednosměrných ventilů [12]

2.4.4 HYDRAULICKÉ ZÁMKY

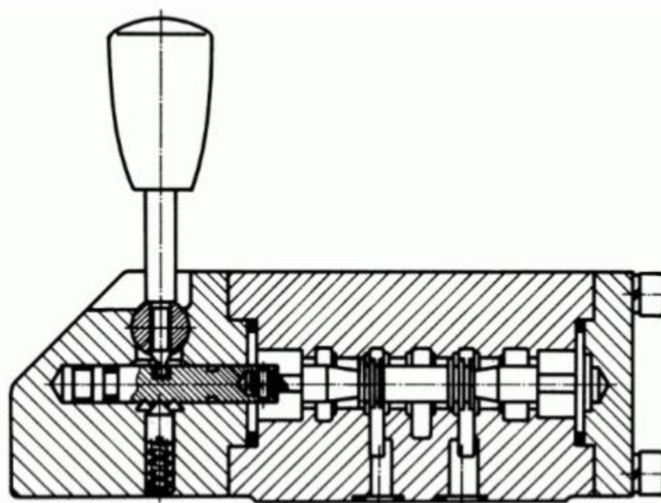
Hydraulický zámek vznikne spojením dvou řízených jednosměrných ventilů. Používá se nejčastěji k fixaci zatíženého přímočarého hydromotoru v požadované poloze.



Obr. 18 Konstrukce, schematická značka a možnost použití hydraulického zámku [12]

2.5 ROZVADĚČE

Nejrozšířenější prvek pro hrazené průtoky v hydraulických obvodech mobilní techniky. Umožňují jednoduché řízení směru nebo zastavení pohybu hydromotorů. Rozvaděče dělíme na šoupátkové s přímočarým nebo rotačním šoupátkem a na ventilové a sedlové. Nejčastěji je používán rozvaděč s přímočarým šoupátkem. Ty se dělí podle počtu poloh konstrukčního prvku, podle počtu cest (podle počtu vstupů a výstupů rozvaděče) a podle způsobu ovládání. To může být ruční, mechanické, elektromagnetické, hydraulické nebo pneumatické. [12]



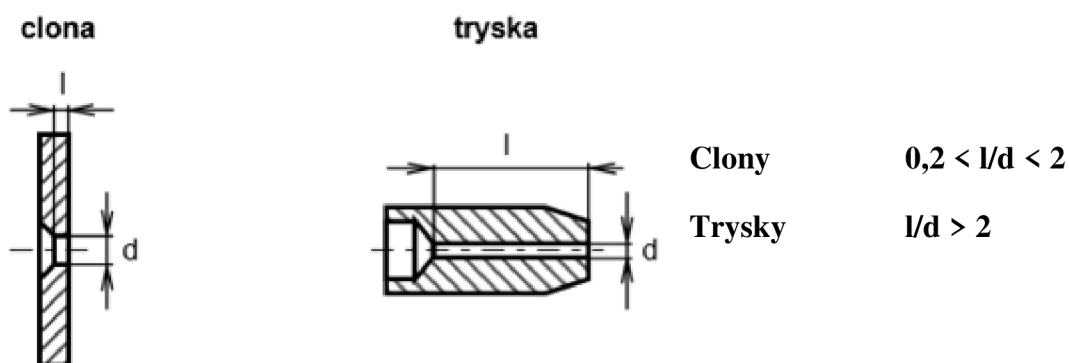
Obr. 19 Ručně ovládaný rozvaděč [12]

2.6 PRVKY PRO ŘÍZENÍ VELIKOSTI PRŮTOKU

Pracují na principu škrcení průtoku. To je doprovázeno částečnou přeměnou tlakové energie na teplo. Důsledkem toho je zvyšování teploty kapaliny. Řízení průtoku je založeno na větvení, obvykle na dvě části: Jedna větev prochází prvkem pro řízení průtoku a druhá přepouštěcím ventilem do zpětného vedení. Škrcení je buď s konstantním odporem (clonky a trysky) nebo s proměnlivým odporem (škrtící ventily a děliče průtoku). [12]

2.6.1 CLONY A TRYSKY

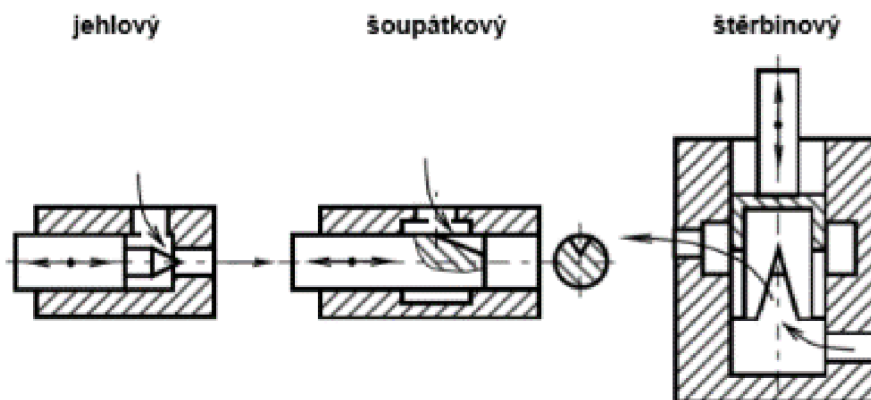
Prvky s konstantním odporem proti pohybu. Řídíme jimi velikost tlakového spádu na základních konstrukčních místech hydraulických prvků, udržujeme konstantní průtok v paralelních větvích hydraulického obvodu... Rozdíl mezi clonkou a tryskou je hlavně v délce škrticího otvoru. Kritérium pro rozlišení clon a trysek je uvedeno na obrázku 27. [12]



Obr. 20 Geometrie clony a trysky a kritérium pro jejich rozlišení [12]

2.6.2 ŠKRTÍCÍ VENTILY

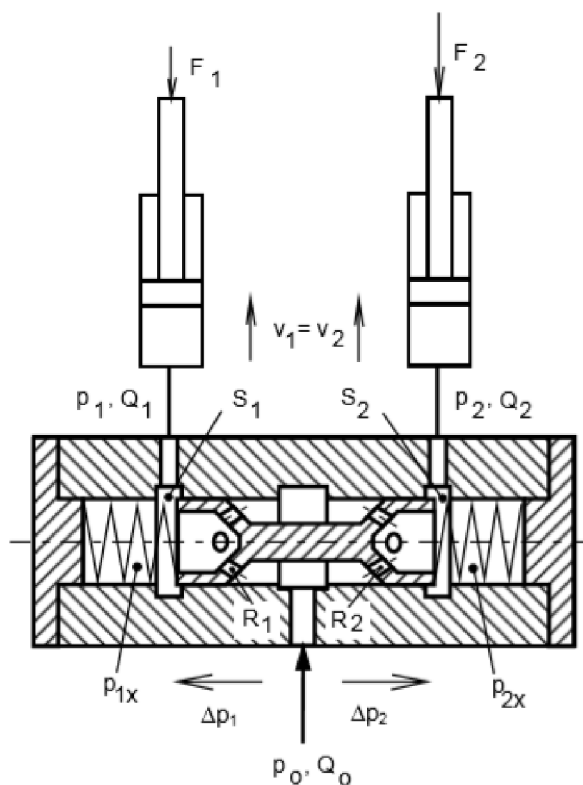
Tyto prvky umožňují změnu průtočné plochy. Podle konstrukce rozeznáváme jehlové, šoupátkové a štěrbinové škrtící ventily. Další dělení je na viskózně závislé (šoupátkový) a viskózně nezávislé (jehlový a štěrbinový). Vliv viskozity kapaliny je tím větší, čím větší dráhu musí kapalina urazit přes škrticí otvor. [12]



Obr. 21 Konstrukční provedení proměnlivého průřezu škrtících ventilů [12]

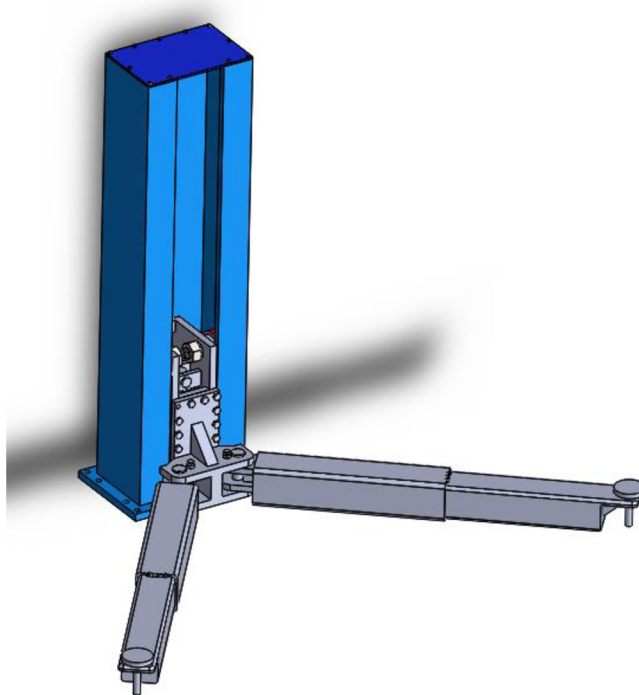
2.6.3 DĚLIČE PRŮTOKU

Slouží k zajištění synchronního chodu a dodržení stejných rychlostí hydromotorů. U mobilní techniky se děliče průtoku často používají jako nápravové a mezinápravové uzavěrky diferenciálů hydrostatických pojezdů. [12]



Obr. 22 Schéma možnosti použití děliče průtoku [12]

3 NÁVRH A KONSTRUKCE ZVEDÁKU



Obr. 23 Navržená koncepce zvedáku [foto autor]

Zvedák bude dvousloupový. Konstrukce je dimenzována na nosnost 3500 kg a pro zdvih, který je minimálně 1000 mm. Hlavní pohyb zvedáku bude vykonávat teleskopický hydraulický válec. Číselné hodnoty zadání jsou vypsány v tabulce 1.

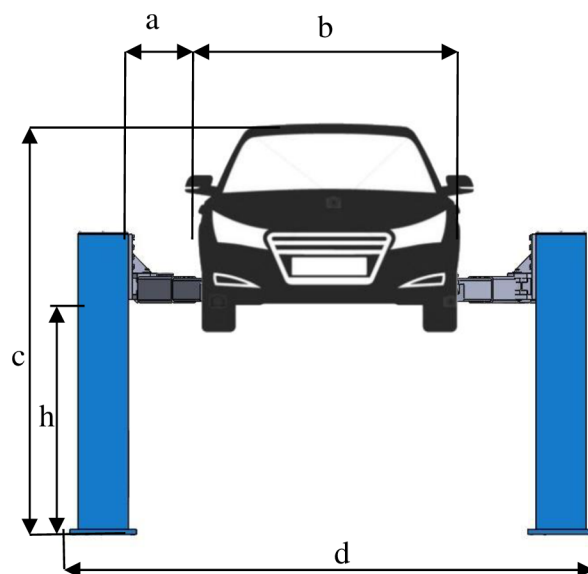
Pojmenování	Index	Hodnota	Jednotka
Maximální hmotnost	m	3500	kg
Minimální zdvih	h_{\min}	1000	mm
Tíhové zrychlení	g	9,81	$m \cdot s^{-2}$

Tab. 1 Zadané hodnoty

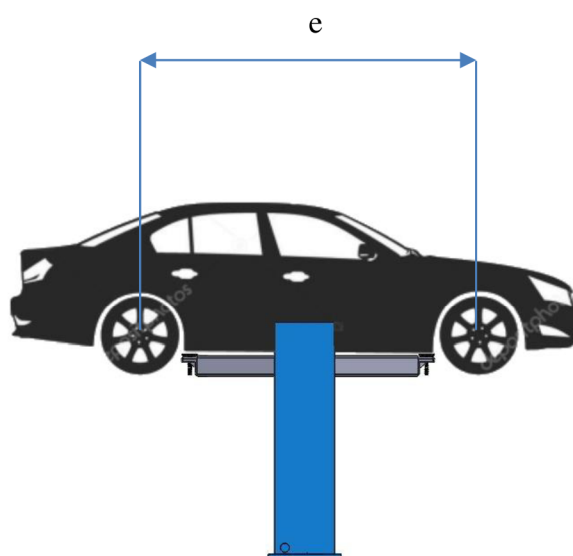
3.1 VÝPOČET STABILITY

U výpočtu stability se musí být zohledněna nerovnoměrnost rozložení sil od zvedaného břemene. Dále musí být zohledněn vliv okolních povětrnostních podmínek. Koeficienty pro výpočet udává norma EN ČSN 1493. Protože bude zvedák umístěn ve vnitřních prostorách, povětrnostní podmínky se zanedbávají. Zvedák bude pevně přichycen k betonové podlaze chemickými kotvami. Zvedák může být použit buď pro osobní automobily, ale i pro dodávková vozidla.

Při výpočtu stability z přední a z boční strany se vychází z předpokladu, že se výslednice sil (těžiště automobilu) nachází mezi podpěrami. Z přední strany je těžiště automobilu uprostřed. Z boční strany je váha na nápravy dle normy EN ČSN 1493 rozložena v poměru 2:3, podle toho, kde má vozidlo motor. Při maximální šířce vozidla b , musí být dodržena vzdálenost vozidla od sloupu a .



Obr. 24 Schéma čelní strany [17]



Obr. 25 Schéma boční strany [17]

Název	Označení	Rozměr
Maximální šířka automobilu	b	2000 mm
Maximální rozvor kol	e	6000 mm
Maximální výška zdvihu	h	2000 mm
Maximální vzdálenost automobilu od sloupu	a	500 mm
Maximální výška se zdviženým automobilem	c	5000 mm
Vzdálenost podpěr od základny	d	2850 mm

Tab. 2 Základní rozměry dle normy

3.2 ZÁKLADNÍ VÝPOČET ZATÍŽENÍ

Základní výpočet síly, která působí na zvedák ve vertikálním směru. Tato síla je vyvozena hmotností vozidla.

$$F_g = m \cdot g = 3500 \cdot 9,81 = 34335 \text{ N} \quad (3.1)$$

Z důvodů bezpečnosti je nutné počítat s tíhou břemene vynásobenou koeficientem statické bezpečnosti 1,5.

$$G = F_g \cdot 1,5 = 34335 \cdot 1,5 = 51502,5 \text{ N} \quad (3.2)$$

Hmotnost automobilu je na ramena rozložena v poměru 3:2. Proto je síla působící na jedno rameno počítána jako 3:5 z hmotnosti požadované pro jeden sloup.

$$F_r = \frac{3 \cdot G}{5 \cdot 2} = \frac{3 \cdot 51502,5}{5 \cdot 2} = 15450,75 \text{ N} \quad (3.3)$$

3.3 NÁVRH HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU

Před výpočtem konstrukce zvedáku je nutno navrhnout komponenta hydraulického obvodu. Nejprve je zapotřebí určit si parametry pro zdvih a klesání zvedáku

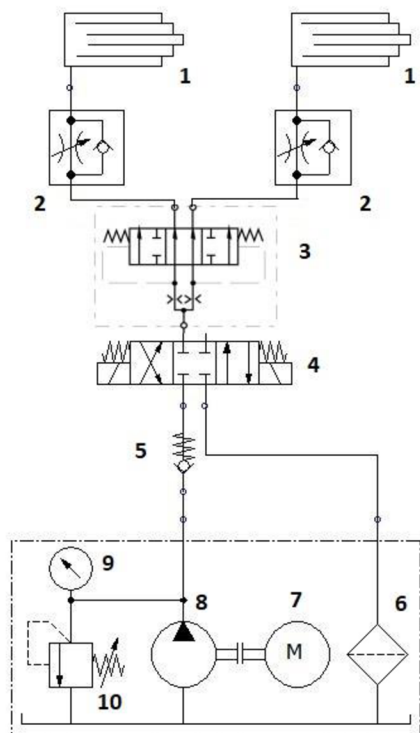
Zadané a zvolené parametry pro hydrauliku:

Maximální hmotnost zvedaného břemene: $m = 3500 \text{ kg}$

Zvolená rychlost zdvihu: $v_z = 5 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Rychlost klesání: $v_k = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ až } 7 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

3.3.1 SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OBVODU



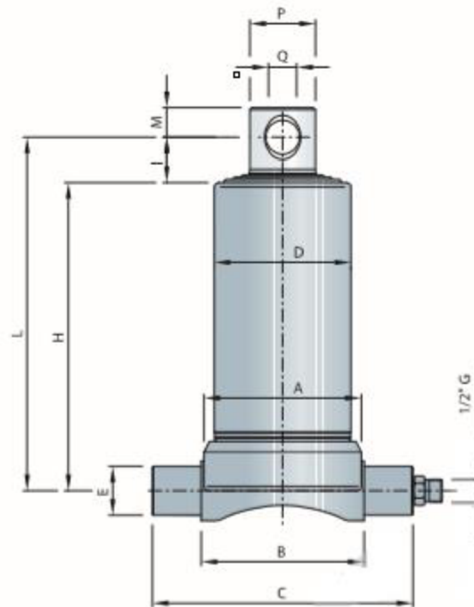
1. Teleskopický hydraulický válec
2. Škrťací a jednosměrný ventil
3. Dělič průtoku
4. Rozvaděč
5. Jedsměrný ventil
6. Filtr
7. Elektromotor
8. Hydrogenerátor
9. Manometr
10. Pojistný ventil

Obr. 26 Schéma hydraulického obvodu [foto autor]

Obvod je navržen pro zvedání konstantním tlakem, který je udržován přepouštěcím ventilem. Rychlost klesání je regulovatelná pomocí škrťacího ventilu. Synchronnost zdvihu je zajištěna děličem průtoku.

3.3.2 HYDRAULICKÝ VÁLEC

Byl zvolen teleskopický hydraulický válec od firmy Fisatech, který má maximální dovolený tlak 20 MPa a maximální rychlost zdvihu $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Maximální dovolené zatížení válce je 8000 kg. Maximální zdvih je 1200 mm.



Obr. 27 Schéma zvoleného hydraulického válce [18]

Rozměry válce:

A	B	C	D	E	H	I	L	M	P	Q
145	150	230	126	45	380	33	421	27	60	31

Průměry jednotlivých členů teleskopického válce jsou 61 mm, 76 mm, 91 mm a 107 mm.

3.3.3 VÝPOČET VÁLCE NA VZPĚR:

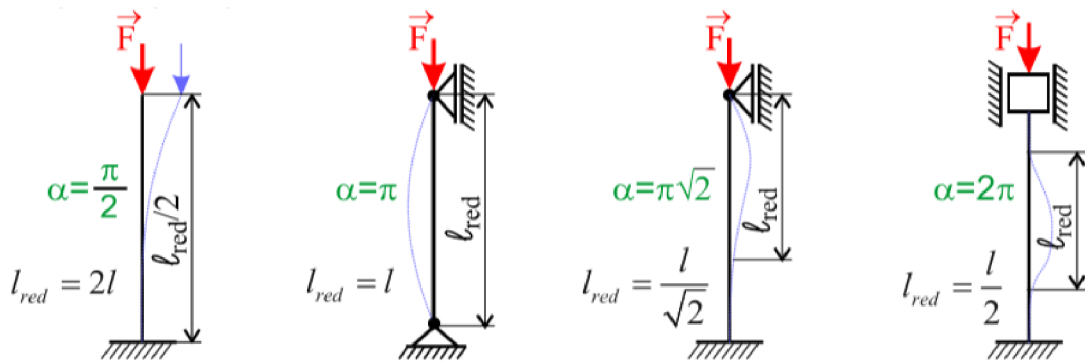
Celková délka vysunutého teleskopického válce, včetně těla, je 1620 mm. Válec je v horní i spodní části uchycen pomocí čepů. Je předpoklad, že je zatížen pouze axiálně. Při výpočtu na vzpěr je válec rozdělen na pět jednotlivých částí, které se počítají každá zvlášť. Materiál pístnice je 13220, která má mez kluzu 390 MPa a modul pružnosti v tahu 210000 MPa. Součinitel bezpečnosti na vzpěr se obvykle volí v rozmezí 3 až 5. Pro tento výpočet je zvolen součinitel $k_{vz}=4$.

Výpočet síly působící na válec:

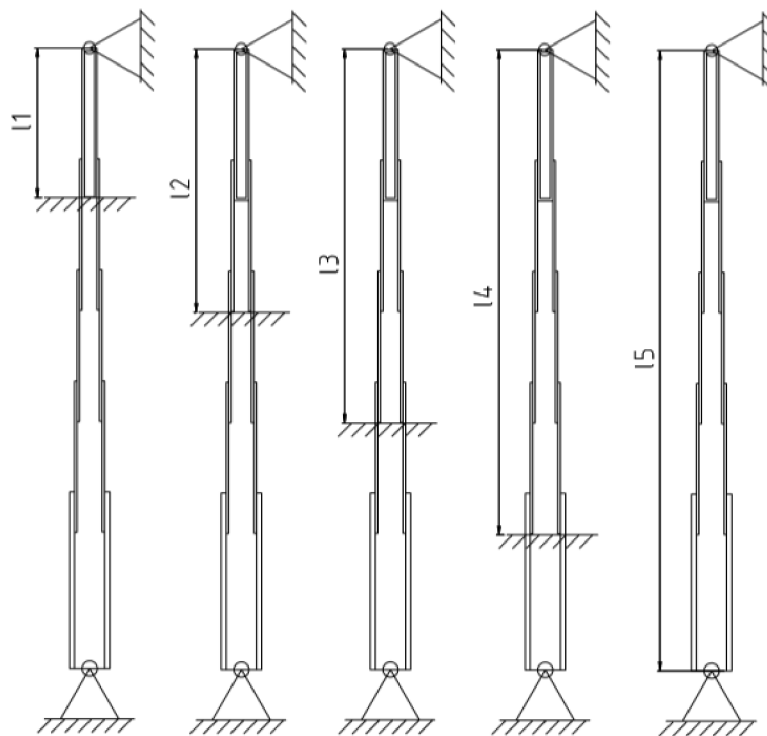
$$F_s = 2 \cdot F_r = 2 \cdot 15450,75 = 30902 \text{ N} \quad (3.4)$$

Určení součinitele α :

Pro všechna vysunutí platí, že jsou dolní části vetknutá a v horní části uložena v rotační vazbě. Je to tedy třetí případ z obrázku 28, proto se alfa určí jako $\alpha = \pi\sqrt{2}$. Pouze statický je na obou koncích uložen v rotačních vazbách. Pro tento případ se alfa vypočte jako $\alpha = \pi$. [28]



Obr. 28 Případy vzpěru dle způsobu uchycení prutu [19]



Obr. 29 Schéma tel. hydromotoru s výpočtovými délkami jednotlivých stupňů [foto autor]

Plocha pístu:

$$S = \pi \cdot \left(\frac{d_{max}^2}{4} - \frac{d_{min}^2}{4} \right) [mm^2] \quad (3.5)$$

Kvadratický moment:

$$J = \pi \cdot \left(\frac{d_{max}^4}{64} - \frac{d_{min}^4}{64} \right) [mm^4] \quad (3.6)$$

Protože jsou známy průměry, byla provedena kontrola štíhlosti s využitím Eulerovy teorie.

Štíhlost prutu:

$$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J}{S}}} \quad (3.7)$$

$$\lambda_1 = \frac{l}{i} = \frac{l_1}{\sqrt{\frac{J_1}{S_1}}} = \frac{340}{\sqrt{\frac{679656,13}{2922}}} = 22,3 \quad (3.8)$$

Kritická štíhlost:

$$\lambda_{kr} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_D}} \quad (3.9)$$

$$\lambda_{kr1} = \alpha_1 \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_D}} = \pi \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{210000}{390}} = 103,1 \quad (3.10)$$

Štíhlost je menší než štíhlost kritická, nacházíme se tedy v oblasti nepružného vzpěru. Je tedy nutné přepočítat kritickou sílu dle Tetmayera.

$$\sigma_{kr} = 335 - 0,62 \cdot \lambda \quad (3.11)$$

$$\sigma_{kr} = 335 - 0,62 \cdot 22,3 = 321,18 \text{ MPa} \quad (3.12)$$

$$F_{kr} = \sigma_{kr} \cdot S \quad (3.13)$$

$$F_{kr1} = \sigma_{kr1} \cdot S_1 = 321,18 \cdot 2922 = 938629,19 \text{ N} \quad (3.14)$$

Bezpečnost se vypočítá jako podíl Kritické síly F_{kr1} a zatěžující síly F .

$$k_{vz} = \frac{F_{kr1}}{F_s} = \frac{938629,19}{30902} = 30,37 \quad (3.15)$$

Dále byl válec zkontrolován ještě na tlak. Při tomto výpočtu uvažujeme ideální kapalinu, která je nestlačitelná. Tlak, který bude v pístu působit, se vypočítá z rovnice 3.16.

$$\sigma_{tl} = \frac{F}{S} = \frac{F_1}{S_1} = \frac{30902}{2922} = 10,57 \text{ MPa} \quad (3.16)$$

Bezpečnost byla vypočtena jako podíl dovoleného k vypočtenému napětí.

$$k_{vz} = \frac{\sigma_d}{\sigma_{tl}} = \frac{390}{10,57} = 12,29 \quad (3.17)$$

Stejný postup byl aplikován i na výpočet zbývajících členů teleskopického válce.

Název	Index	Jednotka	1.vysunutí	2.vysunutí	3.vysunutí	4.vysunutí	Statický válec
Modul pružnosti	E	MPa	210000	210000	210000	210000	210000
Zatěžující síla	F	N	30902	30902	30902	30902	30902
Délka členu	l	mm	340	640	940	1240	1590
Součinitel α	α	-	$\pi \cdot \sqrt{2}$	$\pi \cdot \sqrt{2}$	$\pi \cdot \sqrt{2}$	$\pi \cdot \sqrt{2}$	π
Vnitřní průměr	d_{min}	mm	0	66	81	97	117
Vnější průměr	d_{max}	mm	61	76	91	107	145
Plocha pístu	S	mm ²	2922	1115	1351	1602	5762
Kvadratický moment	J	mm ⁴	679656,13	706241,81	1253114,5	2088683,9	12500686,98
Štíhlost	λ	-	22,3	25,43	30,86	34,34	34,14
Kritická štíhlost	λ_{kr}	-	103,1	103,1	103,1	103,1	72,9
Kontrola na tlak	σ_{tl}	MPa	10,57	27,71	22,88	19,29	5,36
Dovolené napětí v tlaku	σ_d	MPa	130	130	130	130	130
Bezpečnost v tlaku	k_t	-	12,29	4,69	5,68	6,74	24,24
Kontrola dle tetmayera	σ_{kr}	MPa	321,18	319,23	315,86	313,71	313,84
Kritická síla	F_{kr}	N	938629,19	356028,10	426696,95	502625,19	1808223,25
Bezpečnost na vzpěr	k_{vz}	-	30,37	11,52	13,81	16,27	58,52

Tab. 3 Výpočet bezpečnosti hydromotoru

Všechny součásti teleskopického hydraulického válce vyhovují s dostatečnou bezpečností.

3.3.4 VÝPOČET POTŘEBNÉHO PRŮTOKU

Aby bylo možné zvolit vhodný hydrogenerátor pro pohon hydromotoru, je potřeba vypočítat potřebný průtok. Ten je možno zjistit z podílu potřebného objemu pro naplnění válce a doby zdvihu.

$$Q = \frac{V}{t_z} \quad (3.18)$$

Čas vypočteme jako součet časů pro zdvih jednotlivých částí hydromotoru. Protože je rychlost vysouvání konstantní a všechny části hydromotoru jsou stejně dlouhé, bude čas pro zdvih každé části stejný. Celkový čas vznikne součtem těchto elementárních časů.

Výška zdvihu jedné části

$$h_z = 0,3 \text{ mm} \quad (3.19)$$

$$t_{e1-4} = \frac{h_z}{v_z} = \frac{0,3}{0,05} = 6 \text{ s} \quad (3.20)$$

$$t_z = t_{e1-4} \cdot 4 = 24 \text{ s} \quad (3.21)$$

Celkový potřebný objem je vypočten jako součet elementárních objemů, které vzniknou v hydromotoru při jeho maximálním vysunutí.

$$V = S \cdot h_z [mm^3] \quad (3.22)$$

Index	Jednotka	1. vysunutí	2. vysunutí	3. vysunutí	4. vysunutí
d	m	0,061	0,076	0,091	0,107
S	m ²	0,0029	0,0045	0,0065	0,009
V	m ³	0,00088	0,0014	0,0019	0,0027

Tab. 4 Výpočet elementárních objemů

$$Q_1 = \frac{\sum V_i}{t_z} = \frac{0,00088+0,0014+0,0019+0,0027}{24} = 0,000287 m^3 \cdot s^{-1} \quad (3.23)$$

Protože je zvedák dvousloupový, je nutno vypočtený průtok vynásobit dvěma.

$$Q_c = 2 \cdot Q_1 = 2 \cdot 0,000287 = 0,000574 m^3 \cdot s^{-1} = 34,44 l \cdot min^{-1} \quad (3.24)$$



Obr. 30 Zvolený hydrogenerátor GR-2 [20]

Pro tento průtok byl zvolen hydrogenerátor GR-2 [Obr. 30]. Tento hydrogenerátor má při 1500 min⁻¹ průtok 37,5 l.min⁻¹. Maximální tlak, který je schopno čerpadlo vyvodit, je 20 MPa. Jeho maximální otáčky jsou 3000 min⁻¹.

3.3.5 VOLBA ROZVADĚČE

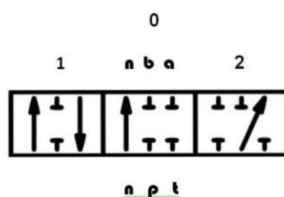
Pro určený průtok a tlak byl zvolen hydraulický rozvaděč **P40 B1 GKZ1**. Jedná se o jednosekční hydraulický rozvaděč jednočinný s tlakově zatížitelným výstupem N. Hodí se na ovládání jednočinných hydraulických válců. Je možné ho dálkově ovládat lanovodem nebo pneumaticky.

Zapojení:

Vstup do čerpadla P

Zpátečka do nádrže T

Výstupy ze sekcí k spotřebičům A, B



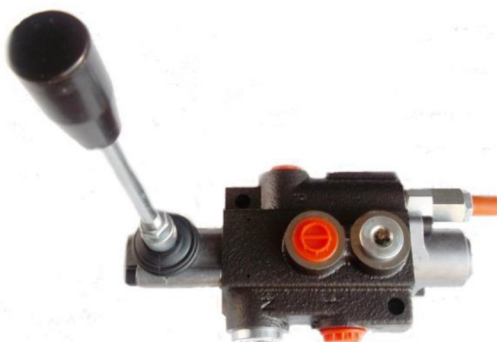
Obr. 31 Schéma zvoleného rozvaděče [21]

Parametry rozvaděče:

Průtok: 40 l/min

Provozní tlak maximálně 30 MPa

Seřiditelný pojistný ventil



Obr. 32 Zvolený rozvaděč P40 B1 GKZ1 [21]

3.3.6 VOLBA JEDNOSMĚRNÝ VENTIL

Pro požadovaný průtok a tlak byl zvolen jednosměrný ventil SC1F-A2, který má maximální průtok 40 l/min a maximální dovolený tlak 42 MPa.



Obr. 33 Zvolený jednosměrný ventil SC1F-A2 [22]

3.3.7 VOLBA ŠKRTÍČÍHO VENTILU

Výpočet časů klesání:

Čas klesání jednoho vysunutí

$$t_{k1} = \frac{h}{v_{k1}} = \frac{0,3}{0,015} = 20 \text{ s} \quad (3.25)$$

$$t_{k2} = \frac{h}{v_{k2}} = \frac{0,3}{0,07} = 4,29 \text{ s} \quad (3.26)$$

Celkový čas klesání

$$t_{c1} = 4 \cdot t_{k1} = 4 \cdot 20 = 80 \text{ s} \quad (3.27)$$

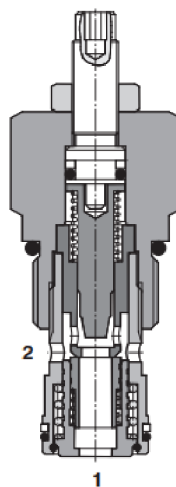
$$t_{c2} = 4 \cdot t_{k2} = 4 \cdot 4,29 = 17,14 \text{ s} \quad (3.28)$$

Výpočet průtoku:

$$Q_{k1} = \frac{\sum V_i}{t_{c1}} = \frac{0,00088 + 0,0014 + 0,0019 + 0,0027}{80} = 8,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 5,16 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.29)$$

$$Q_{k2} = \frac{\sum V_i}{t_{c2}} = \frac{0,00088 + 0,0014 + 0,0019 + 0,0027}{17,14} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 24,1 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.30)$$

Dle vypočtených požadovaných průtoků byl zvolen škrťící ventil s obtokem SF2 C2A – K2/1. Tento ventil má nejvyšší možný průtok 40 l/min. Minimální průtok regulátorem j 4 l/min. Maximální provozní tlak ventilu je 35 MPa.

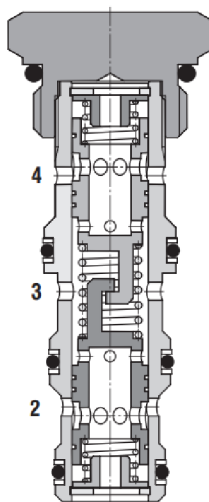


Obr. 34 Schéma zvoleného škrťícího ventilu SF2 C2A – K2/1 [23]

3.3.8 VOLBA DĚLIČE PRŮTOKU

Pro požadované parametry vyhovuje dělič průtoku SFD2F-B4/I. Tento dělič umožňuje maximální průtok 40 l/min a maximální tlak až 35 MPa.

Ventil se skládá z ocelového pouzdra pro vestavbu do bloku a dvou šoupátek tlakových stabilizátorů, jejichž poloha je mechanicky navzájem ovlivňována. Při dělení průtoku vstupuje kapalina od čerpadla do pouzdra radiálními otvory 3, protéká do vnitřních prostorů šoupátek a vystupuje ke spotřebičům otvory 2 a 4. Šoupátka dvoucestných stabilizátorů škracením na hranách výstupních otvorů zajišťují konstantní tlakový spád a tím i konstantní průtok, nezávislý na změně zátěžních tlaků v kanálech 2 a 4. [24]



Obr. 35 Schéma zvoleného děliče průtoku SFD2F-B4/I [24]

3.3.9 VOLBA POJISTNÉHO VENTILU

Pojistný ventil umožňuje nastavení maximálního tlaku, který bude v celém hydraulickém systému. Pro vypočtený průtok je vyhovující pojistný ventil VPP2-04/M(R), který má maximální průtok 40 l/3 a maximální tlaky 32 MPa.

3.4 VÝPOČET ŠROUBU PATKY

Patka bude vyrobena z materiálu 11 523, Mez kluzu tohoto materiálu je $R_e=355$ MPa. Závit bude dimenzován na bezpečnost $k=3$. Dovolené napětí vypočteme dle vzorce:

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{355}{3} = 118,33 \text{ MPa} \quad (3.31)$$

3.4.1 KONTROLA ŠROUBU PATKY NA TLAK

$$\sigma = \frac{k \cdot F_T}{S} \leq \sigma_d \quad (3.32)$$

Předběžný výpočet malého průměru závitu šroubu:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot k \cdot F_T}{\pi \cdot \sigma_d}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 15450,75}{\pi \cdot 118,33}} = 22,33 \text{ mm} \quad (3.33)$$

Pro tento vypočtený malý průměr závitu vyhovuje závit M27x1,5 - 6g [28]

Rozměry zvoleného šroubu:

$$d_3 = 25,160 \text{ mm}$$

$$d_2 = 26,026 \text{ mm}$$

3.4.2 KONTROLA ŠROUBU PATKY NA VZPĚR:

Volím maximální délku vysunutí šroubu $l = 100 \text{ mm}$.

Dle strojnických tabulek se jedná o uložení s jedním koncem vetknutým a druhým volným. Proto se redukovaná délka l_{red} spočítá dle rovnice 7.

$$l_{red} = 2 \cdot l = 2 \cdot 100 = 200 \text{ mm} \quad (3.34)$$

Štíhlost:

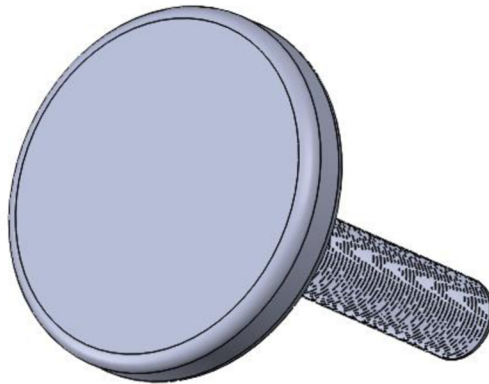
$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} = \frac{l_{red}}{\sqrt{\frac{J}{S_3}}} = \frac{l_{red}}{\sqrt{\frac{4 \cdot \pi \cdot d_3^4}{64 \cdot \pi \cdot d_3^2}}} = \frac{l_{red}}{\sqrt{\frac{d_3^2}{16}}} = \frac{200}{\sqrt{\frac{25,160^2}{16}}} = 31,8 \quad (3.35)$$

Když je $\lambda \leq \lambda_m$, nacházíme se v oblasti nepružného vzpěru – výpočet podle Tetmayera. Když je $\lambda \geq \lambda_m$, nacházíme se v oblasti pružného vzpěru – výpočet dle Eulera. Mezní štíhlost λ_m se liší dle druhu materiálu. Pro tento příklad je uvažována mezní štíhlost $\lambda_m=105$. Protože je $\lambda \leq \lambda_m$, počítáme vzpěr dle Tetmayera.

$$\sigma_{kr} = 335 - 0,62 \cdot \lambda = 335 - 0,62 \cdot 31,8 = 315,284 \text{ MPa}$$

$$F_{kr} = \sigma_{kr} \cdot S_{\xi} = \sigma_{kr} \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = 315,284 \cdot \frac{\pi \cdot 25,16}{4} = 156752 \text{ N}$$

$$k = \frac{F_{kr}}{F_r} = \frac{156750}{15450,75} = 10,15 \quad (3.36)$$



Obr. 36 Navržená patka [foto autor]

3.4.3 KONTROLA ŠÍŘKY MATERIÁLU RAMENE U PATKY

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_d \quad (3.37)$$

$$l_p = 100 \text{ mm}$$

$$b_p = 160 \text{ mm}$$

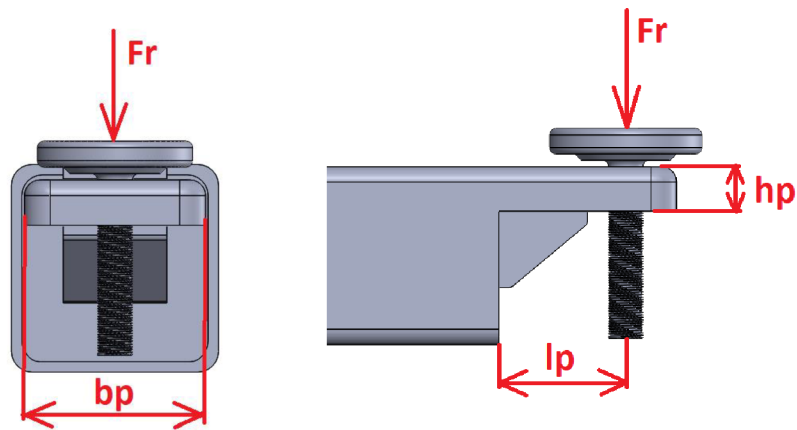
$$h_p = 35 \text{ mm}$$

$$M_{op} = F_r \cdot l_p = 15450,75 \cdot 100 = 1545075 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.38)$$

$$W_{op} = \frac{b_p \cdot h_p^2}{6} = \frac{160 \cdot 35^2}{6} = 32666,67 \text{ mm}^3 \quad (3.39)$$

$$\sigma_{dp} = \frac{M_{op}}{W_{op}} = \frac{1545075}{32666,67} = 47,29 \text{ MPa} \quad (3.40)$$

$$k_p = \frac{\sigma_d}{\sigma_{dp}} = \frac{118,33}{47,29} = 2,51 \quad (3.41)$$



Obr. 37 Rozměry ramene u patky [foto autor]

3.4.4 VÝPOČET ZÁVITU ŠROUBU PATKY NA OTLAČENÍ

Počet závitů:

$$n_p = \frac{h_p}{P} = \frac{35}{1,5} = 23,33 \quad (3.42)$$

$$p_p = \frac{2 \cdot F_r}{\pi \cdot d_2 \cdot P \cdot n_p} = \frac{2 \cdot 15450,75}{\pi \cdot 26,026 \cdot 1,5 \cdot 23,33} = 10,8 \text{ MPa} \quad (3.43)$$

$$p_d = \frac{0,8 \cdot R_e}{k} = \frac{0,8 \cdot 355}{3} = 94,67 \text{ MPa} \quad (3.44)$$

$$k = \frac{p_d}{p_p} = \frac{94,67}{10,8} = 8,77 \quad (3.45)$$

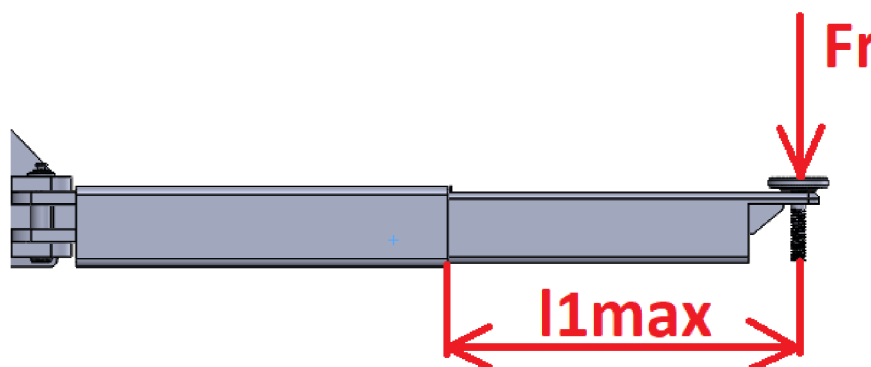
3.5 VÝPOČET VÝSUVNÉHO RAMENE

Pro určení profilu, ze kterého bude rameno vyrobeno je potřeba vypočítat si potřebný průřezový modul W_o , který se poté porovná z hodnotami průřezových modulů v katalogu.

Maximální délka výsuvu ramene: $l_{1max} = 700 \text{ mm}$

Průřezový modul:

$$W_{o1min} = \frac{F_r \cdot l_{1max}}{\sigma_d} = \frac{15450,75 \cdot 700}{118,33} = 91398,81 \text{ mm}^3 \quad (3.46)$$



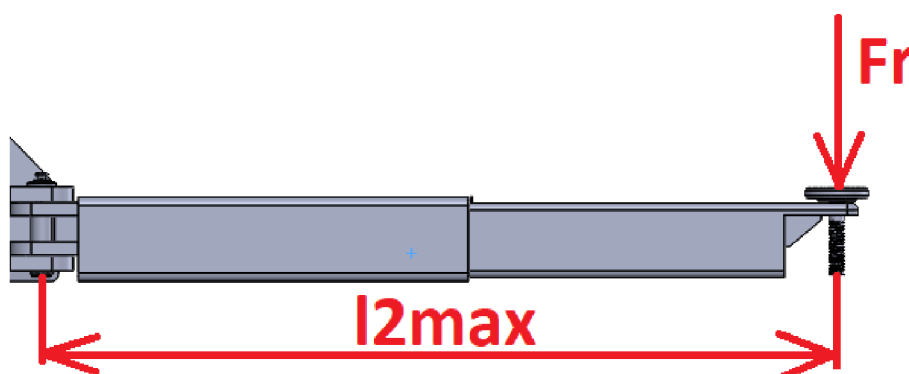
Obr. 38 Výpočtové rozměry výsuvného ramene [foto autor]

Byl zvolen dutý svařovaný profil se čtvercovým průřezem, EN 10219, který má rozměr 140x6 od firmy Feron. Tento profil je vyroben z materiálu S235JRH (1.0039) dle EN 10219-1. Obdobnou ocelí dle ČSN je ocel 11 375. Průřezový modul pro tento rozměr je $W_{o1} = 131490 \text{ mm}^3$.

3.6 VÝPOČET VNĚJŠÍ ČÁSTI RAMENE

Maximální délka ramene: $l_{2max} = 1500 \text{ mm}$

$$W_{o2min} = \frac{F_r \cdot l_{2max}}{\sigma_d} = \frac{15450,75 \cdot 1500}{118,33} = 195854,58 \text{ mm}^3 \quad (3.47)$$

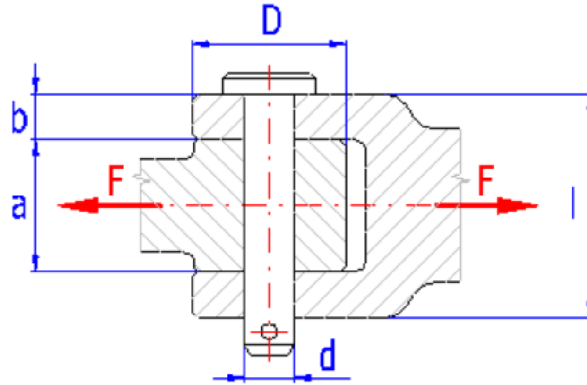


Obr. 39 Výpočtové rozměry vnější části ramene [foto autor]

Stejně jako u výsuvného ramene byl zvolen dutý svařovaný profil se čtvercovým průřezem, EN 10219, který má ale rozměr 160x8. Tento profil je vyroben z materiálu S235JRH (1.0039) dle EN 10219-1. Průřezový modul pro tento rozměr je $W_{o2} = 217650 \text{ mm}^3$.

3.7 VÝPOČET ČEPU RAMEN

Tyto čepy slouží ke spojení nosného ramene s konzolou na sloupu. Čepy ramen budou namáhány na stříh a na otláčení. Nejprve byl zkontrolován zvolený průměr na stříh dle rovnice 3.48 a následně i na otláčení, a to jak v ramenech, tak v konzole.



Obr. 40 Schéma výpočtových rozměrů pro čep [25]

Materiál čepu: 12 060

$$\tau_{d\check{c}} = 190 \text{ MPa}$$

$$p_{d\check{c}} = 105 \text{ MPa}$$

Odhad průměru čepu:

$$d_{\check{c}} = 40 \text{ mm}$$

$$\tau_{\check{c}} = \frac{F_r}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{F_r}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{2}} = \frac{2 \cdot 15450,75}{\pi \cdot 40^2} = 6,15 \text{ MPa} \quad (3.48)$$

$$k_{\tau\check{c}} = \frac{\tau_{d\check{c}}}{\tau_{\check{c}}} = \frac{190}{6,15} = 30,9 \quad (3.49)$$

Kontrola na otláčení čepu:

RAMENO

$$p_{\check{c}r} = \frac{F_r}{d_{\check{c}} \cdot a} = \frac{15450,75}{40 \cdot 50} = 7,73 \text{ MPa} \quad (3.50)$$

$$k = \frac{p_{d\check{c}}}{p_{\check{c}r}} = \frac{90}{7,73} = 11,77 \quad (3.51)$$

KONZOLA

$$p_{\check{c}k} = \frac{F_r}{d_{\check{c}} \cdot 2 \cdot b} = \frac{15450,75}{40 \cdot 2 \cdot 30} = 6,44 \text{ MPa} \quad (3.52)$$

$$k = \frac{p_{d\check{c}}}{p_{\check{c}k}} = \frac{90}{6,44} = 14 \quad (3.53)$$

3.8 KONTROLA ČEPY HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Tyto čepy přenášejí sílu z hydraulického válce na vozík zvedáku. Čepy ramen budou namáhány na stříh a na otačení. Průměr čepu bude 30 mm. Nejprve byl zkontrolován daný průměr na stříh dle rovnice 3.54 a následně i na otačení. Dovolené napětí $\sigma_d = 190 \text{ MPa}$ a dovolená tlak na otačení je $p_d = 90 \text{ MPa}$.

$$\tau_{\check{c}} = \frac{2 \cdot F_r}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{F_r}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{4 \cdot 15450,75}{\pi \cdot 30^2} = 21,86 \text{ MPa} \quad (3.54)$$

$$k_{\tau_{\check{c}}} = \frac{\tau_{d\check{c}}}{\tau_{\check{c}}} = \frac{190}{40,94} = 8,69 \quad (3.55)$$

Vozík

$$p_{\check{c}p} = \frac{2 \cdot F_r}{d_{\check{c}2} \cdot h_p} = \frac{2 \cdot 15450,75}{30 \cdot 40} = 25,75 \text{ MPa} \quad (3.56)$$

$$k = \frac{p_{d\check{c}}}{p_{\check{c}k}} = \frac{90}{25,75} = 3,5 \quad (3.57)$$

VÁLEC

$$p_{\check{c}v} = \frac{2 \cdot F_r}{d_{\check{c}2} \cdot h_v} = \frac{2 \cdot 15450,75}{30 \cdot 60} = 17,17 \text{ MPa} \quad (3.58)$$

$$k = \frac{p_{d\check{c}}}{p_{\check{c}k}} = \frac{90}{17,17} = 5,24 \quad (3.59)$$

3.9 VEDENÍ VOZÍKU

K vedení vozíku ve sloupu budou použity centrické vodící rolny. Tyto rolny jsou určeny pro velká zatížení, jsou vhodné pro posuv těžkých břemen. Rolny i čepy jsou vyrobeny z vysokolegovaných, tvrzených ocelí s broušeným povrchem. Ložiska v rolnách jsou kuželíková a odolávají vysokému axiálnímu i radiálnímu zatížení. Rolny jsou dobře utěsněny a doživotně namazány.



Obr. 41 Vodící rolna [26]

3.9.1 VÝPOČET ROLEN



Obr. 42 Výpočtové rozměry pro rolny [foto autor]

Rozpětí kol:

$$h_k = 270 \text{ mm}$$

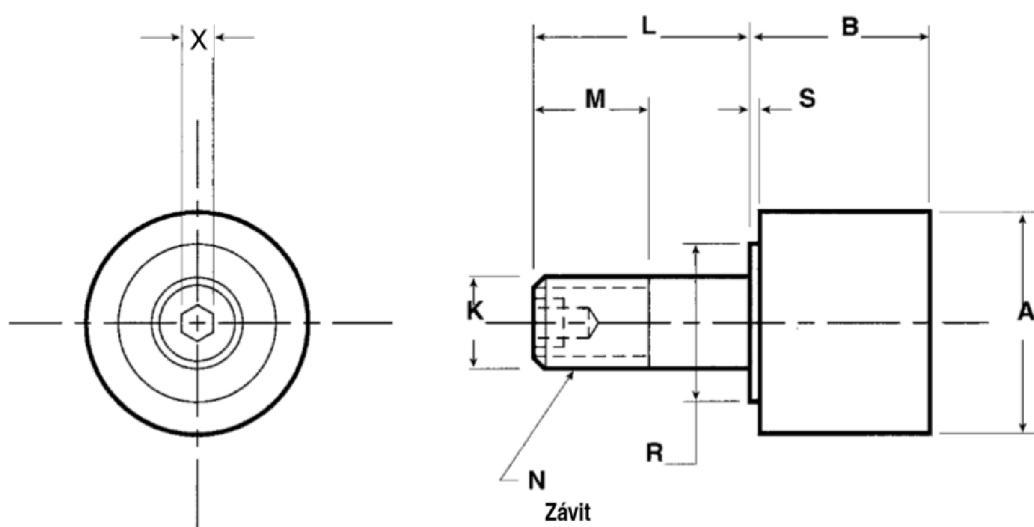
Maximální rameno

$$l_k = 1760 \text{ mm}$$

Síla na jedno kolo:

$$F_k = \frac{1}{2} \cdot \frac{2 \cdot F_r \cdot l_k}{h_k} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2 \cdot 15450,75 \cdot 1760}{270} = 100716 \text{ N} \quad (3.60)$$

Pro vedení vozíku ve sloupu byly zvoleny centrické vodící rolny z katalogu [27], HPC 125. Maximální radiální únosnost jedné rolny je 230800 N. Maximální axiální únosnost je 144600 N. Tento typ rolny navýší bezpečnost, která bude mít hodnotu 2,5. Rolna bude zajištěna pružnou podložkou a maticí.



Obr. 43 Schéma zvolené rolny HPC 125 [27]

TECHNICKÉ ÚDAJE

Obj. číslo	A Rolna Ø	B Šířka rolny	K Čep Ø	L Délka čep	M Délka závitů	N Závit	R Osazení Ø	S Délka osazení	X Vnitřní šesti- hran	Vrtání pro čep rolny Ø	Hmotnost [kg]
	+0,00 -0,02		+0,00 -0,02							+0,00 -0,02	
HPC125	125	76,0	48	105,0	60	M48x5,0	82,5	1,6	12	48,02	8,48

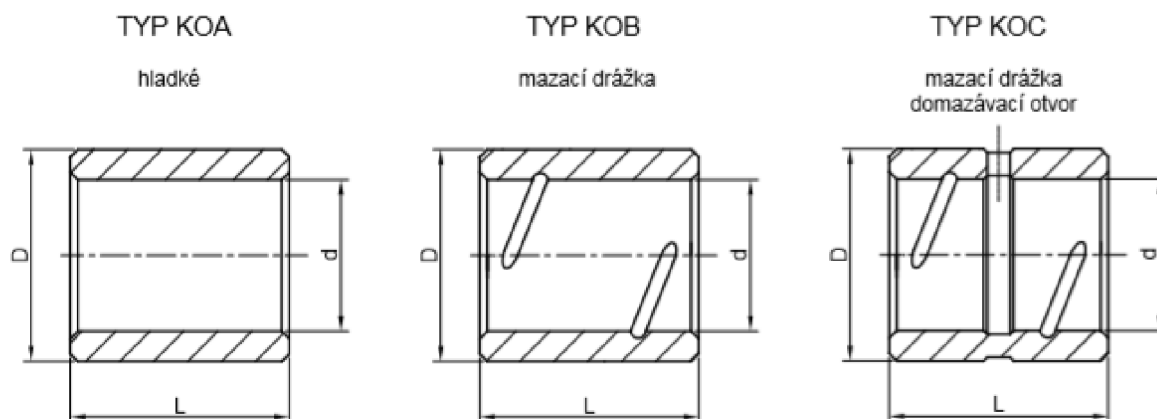
Tab. 5 Rozměry zvolené rolny HPC 125

Rolna bude uložena v kaleném pouzdře, které je vysoce zatížitelné. Parametry pouzdra jsou vypsány v tabulce 6.

Technická data	Jednotky	KO
Materiál		Ocel
Únosnost statická	N/mm ²	>250
Únosnost dynamická	N/mm ²	>150
Pevnost v tahu	N/mm ²	600
Mez kluzu	N/mm ²	410

Tab. 6 Technické údaje kalených pouzder

Typy pouzder:



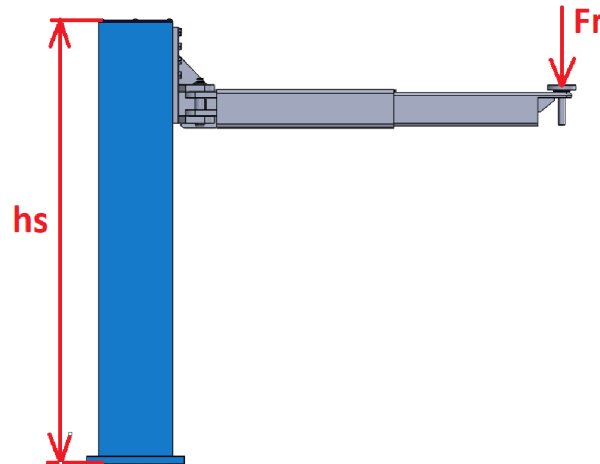
Obr. 44 Typy kalených pouzder [27]

Pro zvedák bylo zvoleno pouzdro A48/58x30 KOA (d=48 mm, D=58 mm, L=30 mm).

3.10 VÝPOČET SLOUPU

Pro zjednodušení je sloup počítán jako uzavřený obdélníkový profil.

3.10.1 VÝPOČET NA OHYB



Obr. 45 Výpočtové rozměry sloupu na ohyb a na vzpěr [foto autor]

Výška sloupu:

$$h_s = 1840 \text{ mm}$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{os} = \frac{2 \cdot F_r \cdot h_s}{\sigma_{ds}} = \frac{2 \cdot 15450,75 \cdot 1840}{110} = 516894,82 \text{ mm}^3 \quad (3.61)$$

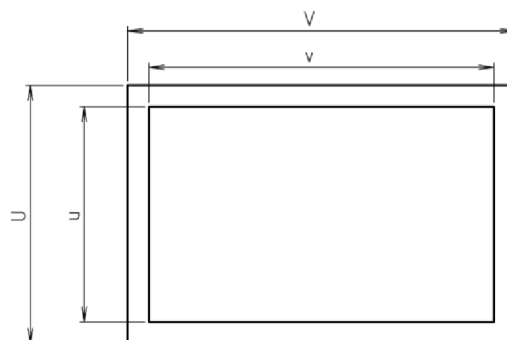
ROZMĚRY SLOUPU:

$$u = 258 \text{ mm}$$

$$v = 420 \text{ mm}$$

$$U = 308 \text{ mm}$$

$$V = 470 \text{ mm}$$



Obr. 46 Rozměry sloupu [foto autor]

$$W_{os} = \frac{1}{6}(U \cdot V^2 - u \cdot v^2) = \frac{1}{6}(308 \cdot 470^2 - 258 \cdot 420^2) = 3754333,33 \text{ mm}^3 \quad (3.62)$$

$$M_{os} = 2 \cdot F_r \cdot h_s = 2 \cdot 15450,75 \cdot 1840 = 56858760 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.63)$$

$$\sigma_{os} = \frac{M_{os}}{W_{os}} = \frac{56858760}{3754333,33} = 15,14 \text{ MPa} \quad (3.64)$$

$$\sigma_{dos} = 110 \text{ MPa} \quad (3.65)$$

$$k = \frac{\sigma_{dos}}{\sigma_{os}} = \frac{110}{15,14} = 7,26 \quad (3.66)$$

3.10.2 VÝPOČET NA VZPĚR

Plocha sloupu:

$$S_s = U \cdot V - u \cdot v = 308 \cdot 470 - 258 \cdot 420 = 36400 \text{ mm}^2 \quad (3.67)$$

Kvadratický moment setrvačnosti:

$$J_s = \frac{1}{12} \cdot (U \cdot V^3 - u \cdot v^3) = \frac{1}{12} \cdot (308 \cdot 470^3 - 258 \cdot 420^3) = 1071898333 \text{ mm}^4 \quad (3.68)$$

Redukovaná délka:

$$l_{red} = 2 \cdot h_s = 2 \cdot 1840 = 3680 \text{ mm} \quad (3.69)$$

Poloměr setrvačnosti:

$$i = \sqrt{\frac{J_s}{S_s}} = \sqrt{\frac{1071898333}{36400}} = 171,6 \text{ mm} \quad (3.70)$$

Štíhlost:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} = \frac{3680}{171,6} = 21,44 \quad (3.71)$$

Mezní štíhlost:

$$\lambda_m = 0,5 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{dov}}} = 0,5 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{110}} = 68,63 \quad (3.72)$$

Štíhlost λ je menší než štíhlost kritická, proto je nutno počítat kritické napětí dle Tetmayera.

Kritické napětí:

$$\sigma_{kr} = 335 - 0,62 \cdot \lambda = 335 - 0,62 \cdot 21,44 = 321,71 \text{ MPa} \quad (3.73)$$

Kritická síla:

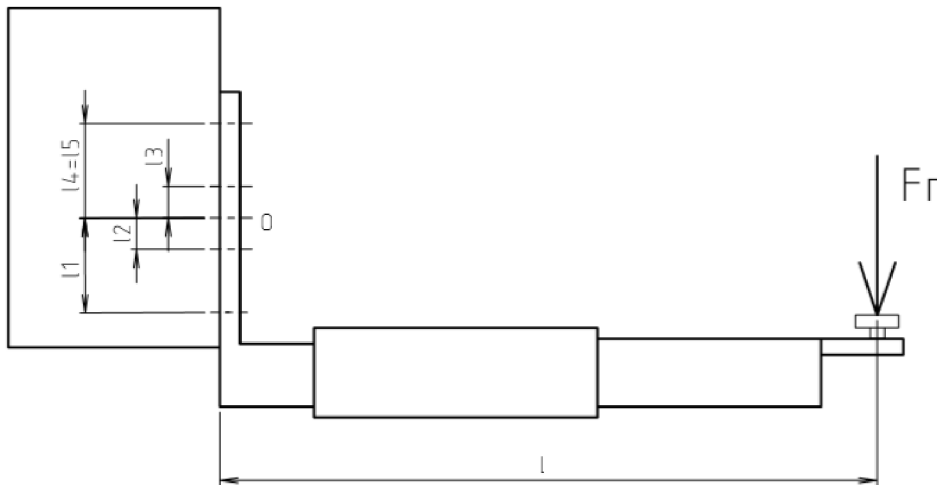
$$F_{kr} = S_s \cdot \sigma_{kr} = 36400 \cdot 321,71 = 11710034 \text{ N} \quad (3.74)$$

Bezpečnost:

$$k_{vz} = \frac{F_{kr}}{2 \cdot F_r} = \frac{11710034}{2 \cdot 15450,75} = 379 \quad (3.75)$$

Bezpečnost na vzpěr vychází hodně vysoká. Nelze ovšem měnit průřez sloupu, protože by nevyhovovaly předchozí výpočty.

3.11 VÝPOČET ŠROUBŮ KONZOLY



Obr. 47 Výpočtové rozměry pro návrh šroubů konzoly [foto autor]

Na šrouby bude působit moment, který je vyvozen silou $2 \cdot F_r$, která působí na rameni l . Budeme uvažovat, že všechny šrouby se podílejí rovným dílem na přenosu zatížení kolmo k jejich ose. Tuto sílu tedy vypočteme jako podíl působící síly a počtu šroubů i .

$$F' = \frac{2 \cdot F_r}{i} = \frac{2 \cdot 15450,75}{8} = 3862,69 \text{ N} \quad (3.76)$$

Dále budeme uvažovat, že zatížení působící v ose šroubů od momentu M je přímo úměrné od fiktivního středu otáčení O . Ten je možno uvažovat v těžišti skupiny šroubů. Nalézá se zde středisko tlakového zatížení O , což je výslednice tlakového zatížení F_O . Pak jsou šrouby namáhány osovými silami F_j ve vzdálenostech l_j od bodu O . [29]

$$F_1'' = \frac{F_r \cdot l \cdot l_1}{\sum_{j=1}^5 l_j} = \frac{15450,75 \cdot 1600 \cdot 90}{90^2 + 90^2 + 30^2 + 30^2 + 90^2} = 85245,51 \text{ N} \quad (3.77)$$

$$l_1 = l_4 = l_5 \Rightarrow F_1'' = F_4'' = F_5'' \quad (3.78)$$

$$F_2'' = \frac{F_r \cdot l \cdot l_2}{\sum_{j=1}^5 l_j} = \frac{15450,75 \cdot 1600 \cdot 30}{90^2 + 90^2 + 30^2 + 30^2 + 90^2} = 28415,17 \text{ N} \quad (3.79)$$

$$l_2 = l_3 \Rightarrow F_2'' = F_3'' \quad (3.80)$$

$$F_{cmax} = \sqrt{F'^2 + F_1'^2} = \sqrt{3862,69^2 + 85245,51^2} = 85333 \text{ N} \quad (3.81)$$

Volím šrouby třídy pevnosti 12.9, které mají mez kluzu $R_e = 1080 \text{ MPa}$.

Dovolené napětí šroubů pro bezpečnost $k = 3$

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{1080}{3} = 360 \text{ MPa} \quad (3.82)$$

Průměr šroubu vypočteme z podmínky z rovnice, kde si vyjádříme průměr.

$$\sigma_d = \frac{F_{cmax}}{S} = \frac{4 \cdot F_{cmax}}{\pi \cdot d^2} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{cmax}}{\pi \cdot \sigma_d}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 85333}{\pi \cdot 360}} = 17,37 \text{ mm} \quad (3.83)$$

Pro spojení konzoly s vozíkem byl zvolen šroub M18 x 1,5 x 45 ISO 8676 – 12.9 .

3.11.1 KONTROLA ZÁVITU NA OTLAČENÍ

$$n_k = \frac{h_k}{P} = \frac{35}{1,5} = 23,3 \quad (3.84)$$

$$p_p = \frac{2 \cdot F_{cmax}}{\pi \cdot d_2 \cdot P \cdot n_k} = \frac{2 \cdot 85333}{\pi \cdot 17,026 \cdot 1,5 \cdot 23,3} = 91,2 \text{ MPa} \quad (3.85)$$

$$p_d = \frac{0,8 \cdot R_e}{k} = \frac{0,8 \cdot 1080}{3} = 288 \text{ MPa} \quad (3.86)$$

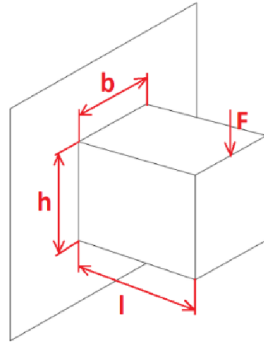
$$k = \frac{p_d}{p_p} = \frac{288}{91,2} = 3,16 \quad (3.87)$$

3.12 KONTROLA SVARU V ULOŽENÍ HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Hydraulický válec je uložen do obdélníkových profilů, které jsou přivařeny na vozík koutovým svarem o velikosti z6. Svar je proveden po celém obvodu obdélníkového profilu. V tomto spojení se vyskytuje namáhání smykem a ohybem.

3.12.1 NAMÁHÁNÍ SMYKOVÉ

Smykové napětí vypočteme dle vzorce 3.88, kde F je působící síla, z je velikost svaru a b a h jsou rozměry svařovaného profilu. [29]



Obr. 48 Výpočtové rozměry svaru [foto autor]

$$\tau' = \frac{F}{S} = \frac{F}{1,414 \cdot z \cdot (b+h)} = \frac{\frac{F_r}{2}}{1,414 \cdot z \cdot (b+h)} = \frac{\frac{15450,75}{2}}{1,414 \cdot 6 \cdot (20+65)} = 10,71 \text{ MPa} \quad (3.88)$$

3.12.2 NAMÁHÁNÍ OHYBOVÉ

Pro zjištění ohybového napětí je nutné nejprve zjistit jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu. Ten vypočteme dle vzorce 3.89. Ten poté dosadíme do vzorce pro výpočet ohybového napětí. [29]

$$J_{zu} = \frac{h^2}{6} \cdot (3 \cdot b + h) = \frac{65^2}{6} \cdot (3 \cdot 20 + 65) = 88020,83 \text{ mm}^3 \quad (3.89)$$

$$c = \frac{l}{2} = \frac{65}{2} = 32,5 \text{ mm} \quad (3.90)$$

$$\tau'' = \frac{M \cdot c}{J_p} = \frac{\frac{F_r}{2} \cdot l \cdot c}{0,707 \cdot z \cdot J_{zu}} = \frac{\frac{15450,75}{2} \cdot 50 \cdot 32,5}{0,707 \cdot 6 \cdot 88020,83} = 33,62 \text{ MPa} \quad (3.91)$$

$$\tau_c = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{10,71^2 + 33,62^2} = 35,29 \text{ MPa} \quad (3.92)$$

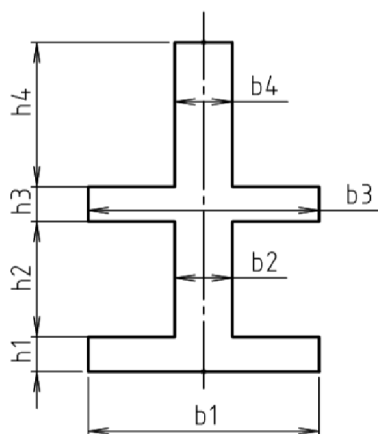
Bezpečnost se vypočítá jako podíl dovoleného napětí a vypočteného celkového napětí. Dovolené napětí zjistíme z meze kluzu, kterou podělíme bezpečností a vynásobíme koeficientem pro koutový svar, který je 0,75. [29]

$$\tau_d = \frac{Re}{k} \cdot 0,75 = \frac{355}{3} \cdot 0,75 = 88,75 \quad (3.93)$$

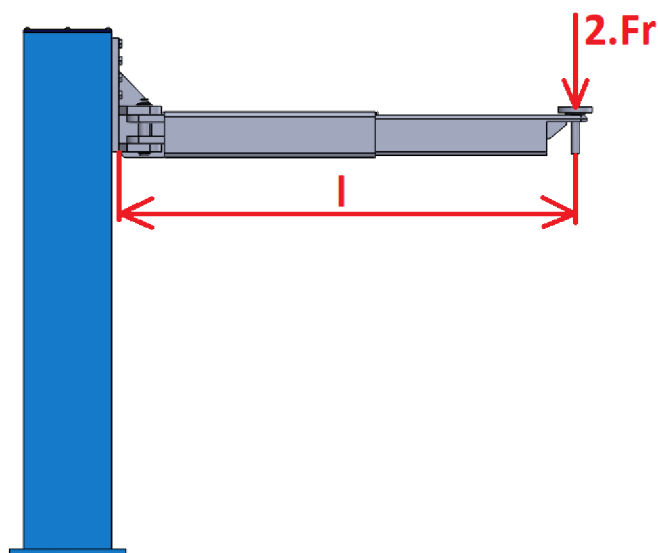
$$k = \frac{\tau_d}{\tau_c} = \frac{88,75}{35,29} = 2,52 \quad (3.94)$$

3.13 VÝPOČET SVARU NA KONZOLE

Na konzolu působí moment od síly $2 \cdot Fr$, která působí na rameni l . Konzola má tvar, který je znázorněn na obrázku 49. Po celém obvodu konzoly je koutový svar o velikosti z6. V tomto spojení se vyskytuje namáhání smykem a ohybem. [29]



Obr. 49 Rozměry svařované konzoly [foto autor]



Obr. 50 Výpočtové rozměry svaru [foto autor]

Výpočet účinné plochy svaru

$$S_{1,3} = 1,414 \cdot z \cdot (b + h) \quad (3.95)$$

$$S_{2,4} = 1,414 \cdot z \cdot h \quad (3.96)$$

Výpočet jednotkového osového kvadratického momentu účinného průřezu

$$J_{zu\ 1,3} = \frac{h^2}{6} \cdot (3 \cdot b + h) \quad (3.97)$$

$$J_{zu\ 2,4} = \frac{h^3}{6} \quad (3.98)$$

Index	Jednotky	1.	2.	3.	4.
h	mm	30	100	30	125
b	mm	200	50	200	50
S	mm ²	1951,32	848,4	1951,32	1060,5
J _{zu}	mm ³	94500	166666,7	94500	325520,8

Tab. 7 Výpočet účinné plochy a jednotkového osového kvadratického momentu

Celková účinná plocha:

$$S = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 = 1951,32 + 848,4 + 1951,32 + 1060,5 = 5811,54 \text{ mm}^2 \quad (3.99)$$

Výpočet těžiště:

Souřadnice těžišť elementárních ploch v ose y.

y1	15 mm
y2	80 mm
y3	145 mm
y4	235 mm

Tab. 8 Souřadnice těžišť částí konzoly

$$T = \frac{\sum S_i \cdot y_i}{S} = \frac{1951,32 \cdot 15 + 848,4 \cdot 80 + 1951,32 \cdot 145 + 1060,5 \cdot 235}{5811,54} = 108,28 \text{ mm} \quad (3.100)$$

Vzdálenosti těžišť elementárních ploch od celkového těžiště

a1	93,28 mm
a2	28,28 mm
a3	36,71 mm
a4	126,72 mm

Tab. 9 Vzdálenost elementárních ploch od těžiště

3.13.1 NAMÁHÁNÍ SMYKOVÉ

Smykové napětí vypočteme dle vzorce 3.101, kde F je působící síla a S je celková účinná plocha svařovaného profilu. [29]

$$\tau' = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot F_r}{S} = \frac{2 \cdot 15450,75}{5811,54} = 5,32 \text{ MPa} \quad (3.101)$$

3.13.2 NAMÁHÁNÍ OHYBOVÉ

Pro zjištění ohybového napětí je nutné nejprve zjistit celkový jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu. Ten vypočteme dle vzorce 3.102. Ten poté dosadíme do vzorce pro výpočet ohybového napětí. [29]

$$J_{zu} = \sum_{i=1}^4 J_{zui} + S_i \cdot a_i^2 = 94500 + 1951,32 \cdot 93,25^2 + 166666,7 + 848,4 \cdot 28,28^2 + 94500 + 1951,32 \cdot 36,71^2 + 325520,8 + 1060,5 \cdot 126,72^2 = 37998990,4 \text{ mm}^3 \quad (3.102)$$

$$c = \frac{T}{2} = \frac{108,28}{2} = 54,14 \text{ mm} \quad (3.103)$$

$$\tau'' = \frac{M \cdot c}{J_p} = \frac{2 \cdot F_T \cdot l \cdot c}{0,707 \cdot z \cdot J_{zu}} = \frac{2 \cdot 15450,75 \cdot 1600 \cdot 54,14}{0,707 \cdot 6 \cdot 37998990,4} = 16,61 \text{ MPa} \quad (3.104)$$

$$\tau_c = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{5,32^2 + 16,61^2} = 17,43 \text{ MPa} \quad (3.105)$$

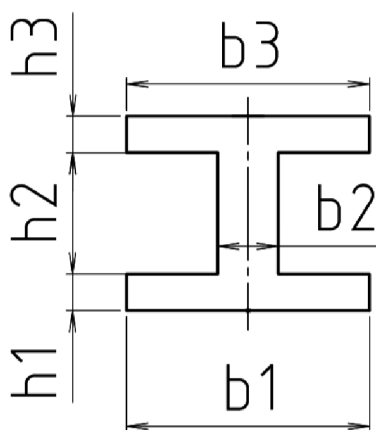
Bezpečnost se vypočítá jako podíl dovoleného napětí a vypočteného celkového napětí. Dovolené napětí zjistíme z meze kluzu, kterou podělíme bezpečností a vynásobíme koeficientem pro koutový svar, který je 0,75. [29]

$$\tau_d = \frac{Re}{k} \cdot 0,75 = \frac{355}{3} \cdot 0,75 = 88,75 \quad (3.106)$$

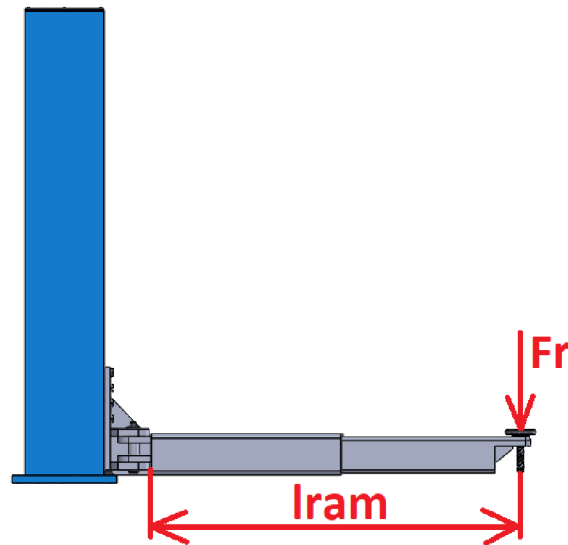
$$k = \frac{\tau_d}{\tau_c} = \frac{88,75}{17,43} = 5,09 \quad (3.107)$$

3.14 VÝPOČET SVARU NA VNĚJŠÍM RAMENI

V místě, kde je na rameni svar, působí moment, který je vyvozen silou, která působí na rameni 1. Svar má tvar, který je znázorněn na obrázku 51. Po celém obvodu je koutový svar o velikosti z8. V tomto spojení se vyskytuje namáhání smykem a ohybem. [29]



Obr. 51 Výpočtové rozměry svaru [foto autor]



Obr. 52 Rozměry svaru [foto autor]

Výpočet účinné plochy svaru

$$S_{1,3} = 1,414 \cdot z \cdot (b + h) \quad (3.108)$$

$$S_2 = 1,414 \cdot z \cdot h \quad (3.109)$$

Výpočet jednotkového osového kvadratického momentu účinného průřezu

$$J_{zu\ 1,3} = \frac{h^2}{6} \cdot (3 \cdot b + h) \quad (3.110)$$

$$J_{zu\ 2} = \frac{h^3}{6} \quad (3.111)$$

Index	Jednotky	1.	2.	3.
h	mm	25	50	25
b	mm	25	50	25
S	mm ²	1640,24	1357,44	1640,24
J _{zu}	mm ³	40104,17	288000	40104,17

Tab. 10 Výpočet účinné plochy a jednotkového osového kvadratického momentu

Celková účinná plocha:

$$S = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 = 1640,24 + 1357,44 + 1640,24 = 4637,92 \text{ mm}^2 \quad (3.112)$$

Výpočet těžiště:

Souřadnice těžišť elementárních ploch v ose y

y1	12,5 mm
y2	50 mm
y3	87,5 mm

Tab. 11 Souřadnice těžišť částí konzoly

$$T = \frac{\sum S_i \cdot y_i}{S} = \frac{1640,24 \cdot 12,5 + 1357,44 \cdot 50 + 1640,24 \cdot 87,5}{4637,92} = 50 \text{ mm} \quad (3.113)$$

Vzdálenosti těžišť elementárních ploch od celkového těžiště

a1	37,5 mm
a2	0 mm
a3	37,5 mm

Tab. 12 Vzdálenost elementárních ploch od těžiště

3.14.1 NAMÁHÁNÍ SMYKOVÉ

Smykové napětí vypočteme dle vzorce 3.114, kde F_r je působící síla a S je celková účinná plocha svařovaného profilu. [29]

$$\tau' = \frac{F_r}{S} = \frac{15450,75}{4637,92} = 3,33 \text{ MPa} \quad (3.114)$$

3.14.2 NAMÁHÁNÍ OHYBOVÉ

Pro zjištění ohybového napětí je nutné nejprve zjistit celkový jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu. Ten vypočteme dle vzorce 3.115. Ten poté dosadíme do vzorce pro výpočet ohybového napětí. [29]

$$J_{zu} = \sum_{i=1}^4 J_{zui} + S_i \cdot a_i^2 = 40104,17 + 1640,24 \cdot 37,5^2 + 288000 + 1357,44 \cdot 0^2 + 40104,17 + 1640,24 \cdot 37,5^2 = 4981383 \text{ mm}^3 \quad (3.115)$$

$$c = \frac{T}{2} = \frac{50}{2} = 25 \text{ mm} \quad (3.116)$$

$$\tau'' = \frac{M \cdot c}{J_p} = \frac{F_r \cdot l_{ram} \cdot c}{0,707 \cdot z \cdot J_{zu}} = \frac{15450,75 \cdot 1500 \cdot 25}{0,707 \cdot 8 \cdot 4981383} = 21,94 \text{ MPa} \quad (3.117)$$

$$\tau_c = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{3,33^2 + 21,94^2} = 22,19 \text{ MPa} \quad (3.118)$$

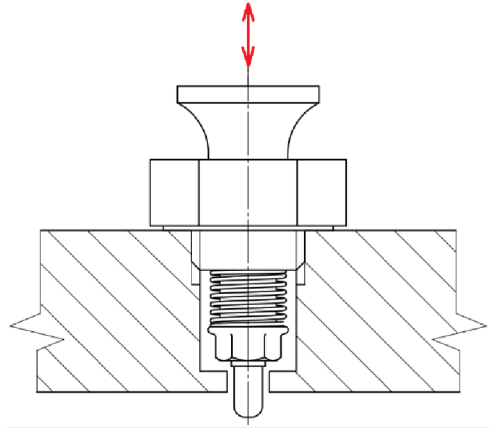
Bezpečnost se vypočítá jako podíl dovoleného napětí a vypočteného celkového napětí. Dovolené napětí zjistíme z meze kluzu, kterou podělíme bezpečností a vynásobíme koeficientem pro koutový svar, který je 0,75. [29]

$$\tau_d = \frac{Re}{k} \cdot 0,75 = \frac{355}{3} \cdot 0,75 = 88,75 \quad (3.119)$$

$$k = \frac{\tau_d}{\tau_c} = \frac{88,75}{22,19} = 4 \quad (3.120)$$

3.15 NÁVRH ZAJIŠTĚNÍ POZICE RAMENE

Rameno bude zajištěno, tak, že kolík bude zapadat do otvorů vyvrtaných v rameni. Kolík bude do ramene přitlačován tlačnou pružinou. Při odjištění bude možné ramenem otáčet.



Obr. 53 Návrh zajištění pozice ramene [foto autor]

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout dvousloupový hydraulický zvedák. Na úvod byla rozebrána různá konstrukční řešení automobilních zvedáků.

Zvedák navržený v této práci, bude poháněn hydraulickým systémem, který je složen ze zubového čerpadla, jednosměrného ventilu, rozvaděče, děliče průtoku, brzdícího ventilu a teleskopického hydraulického válce. Byly zvoleny časy zdvihu a klesání zvedáku, vypočten požadovaný průtok systému a z těchto údajů byly určeny všechny součásti. Hydraulický válec byl zkontrolován na vzpěr. Dále byly zkontrolovány všechny svary a šrouby na zvedáku. Sloup zvedáku byl zkontrolován na vzpěr a na ohyb. Ve sloupu pojíždí vozík, který je pomocí čepu přichycen k hydraulickému válci a na sloup přenáší síly přes vodící rolny, které jsou ve vozíku uloženy v kalených pouzdrech. Na vozík jsou otočně upevněna ramena, která jsou vyrobena z dostupných profilů, které vyhovují pro vypočtené parametry. Dle výpočtů byl vytvořen 3D model a výkresy součástí a sestavy. Maximální zdvih zvedáku bude 1200 mm, což je o 200 mm víc, než je požadovaná výška zdvihu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Šroubový zvedák [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: https://www.mall.cz/vybaveni-garaze/automax-zvedak-nuzkovy-2000kg-100013208413?utm_source=CJ&utm_medium=affiliate&utm_campaign=4103753&utm_content=12374984&utm_term=other&cjevent=f3fbc237a75611ea810b00010a180513
- [2] Hřebenový zvedák. *Monteco* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.monteco.cz/shop/hrebenovy-zvedak-3000-kg/pro2285.html>
- [3] FIRMA FERDUS. Zvedák jednosloupový mobilní SF-M2500ES, 2,5t, s mechanickými západkami a kolečky. *MojeDílna.cz* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.mojedilna.cz/zvedak-jednosloupovy-mobilni-sf-m2500es-25t-s-mechanickymi-zapadkami-a-kolecky>
- [4] FIRMA GOLEMTECH. Dvousloupový zvedák 4 t PROFÍ. *GOLEMTECH: vybavení autoservisů* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/zvedaky-a-hevery/15-dvousloupovy-hydraulicky-zvedak-4000-kg.html>
- [5] FIRMA GOLEMTECH. Parkovací čtyřsloupový zvedák 3,5 t. *GOLEMTECH: vybavení autoservisů* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/zvedaky-a-hevery/53-parkovaci-ctyrsloupovy-zvedak-3500-kg.html>
- [6] AUTOR, NEZNÁMÝ. Nůžkový zvedák NZ 3t - na podlahu. *Autotech* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.autotech-chotebor.cz/produkty/detail/nuzkovy-zvedak-nz-3t-na-podlahu>
- [7] Nůžkový zvedák. *Autotech* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.autotech-chotebor.cz/produkty/detail/nuzkovy-zvedak-za-kola-ee-6603b-5t-na-podlahu>
- [8] Jámový zvedák. *WM autodíly* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.wmvybaveni.cz/jamove-zvedaky/jamovy-zvedak-mc-s15/>
- [9] VOJÁČEK, Antonín. Principy průmyslových čerpadel – 1.díl – zubová čerpadla. *Automatizace.hw.cz* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-1dil-zubova-cerpadla>
- [10] Kategorie: Lopatková čerpadla. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Rotary_vane_pumps
- [11] Category: Axial piston pumps. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Axial_piston_pumps

- [12] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické převody strojů* [online]. Brno: VUT Brno, 2009 [cit. 2020-06-05]
- [13] AUTOR NEZNÁMÝ. Ventil pojistný Prescor B 1/2" x 1/2", 6BAR. *Triker* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://triker.cz/p-258101027100/Ventil-pojistny-prescor-b-1-2-x-1-2-6bar/>
- [14] FIRMA HONEYWELL. Honeywell D06F-1/2A redukční ventil. *ELventil.cz* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.elventil.cz/honeywell-d06f-1/2a-redukcniventil>
- [15] AUTOR NEZNÁMÝ. AKH2.2. *Imaha* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: http://www.imaha.cz/kategorie/kulove-kohouty_1
- [16] Řez uzavíracím ventilem. *JSP Industrial controls* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: http://www.jsp.cz/cz/sortiment/rozsireny_sortiment/ari-armaturen/uzaviraci-ventil-vlnovcovym-tesnenim-ari-faba-plus.html
- [17] *Depositphotos* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://cz.depositphotos.com/vector-images/podm%C3%ADnka.html?qview=110999790>
- [18] Teleskopické hydraulické válce. *Fisatech* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <http://www.fisatech.cz/wp-content/uploads/2017/09/teleskopicke-valce.pdf>
- [19] HORNÍKOVÁ, Jana Ing., Ph.D. *Interaktivní učební text pružnost pevnost* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <http://beta.fme.vutbr.cz/cpp/>
- [20] AUTOR NEZNÁMÝ. *Gr-2 Hydraulické čerpadlo 37,5l pravotočivé* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/gr-2-hydraulicke-cerpadlo-37-5l-pravotocive-30793.html#description>
- [21] AUTOR NEZNÁMÝ. HYDRAULICKÝ ROZVADEČ 1/40 JEDNOČINNÝ. *TECHNIKAPROFARMU: Stroje a mechanizace pro zemědělství* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.technikaprofarmu.cz/rucne-ovladane-40-l-min/hydraulicke-rozvad-1-40-jedno--inne/>
- [22] AUTOR NEZNÁMÝ. Jednosměrný ventil SC1F-A2. *ARGO-HYTOS* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/jednosmerne-ventily/sc1f-a2.html>
- [23] *Vestavný škrticí ventil s dvoucestnou stabilizací tlakového spádu a obtokovým jednosměrným ventilem SF2C2A-K2/I. ARGO-HYTOS* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SF2C2A-K2_I_hc5236_CZ.pdf
- [24] *Dělič a spojovač průtoku* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SFD2F-B4_I_hc5234_CZ.pdf
- [25] *Čepové a kolíkové spoje* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/pins/help/cz/pinstxt.htm>

- [26] Rolny pro velká zatížení. *T.E.A. TECHNIK s.r.o.* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/katalogy/>
- [27] *Kluzná ložiska* [online]. [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://tempwebmiumusersrecovery.blob.core.windows.net/users/113792/assets/18edc75c1516123fe06ec386d82155f4/kalenaocel.pdf>
- [28] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojírenské tabulky*. 5. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [29] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. akademické nakladatelství, VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	vzdálenost těžiště elementární plochy od těžiště celého obrazce
b	[mm]	šířka
d	[mm]	průměr
d ₂	[mm]	střední průměr závitu
d ₃	[mm]	malý průměr závitu
d _č	[mm]	průměr čepu
d _{max}	[mm]	maximální průměr
d _{min}	[mm]	minimální průměr
E	[Pa]	modul pružnosti v tahu
F	[N]	zatěžující síla
F'	[N]	síla kolmá k ose šroubu
F''	[N]	osová síla na šroub
F _g	[N]	tíhová síla
F _K	[N]	Síla na jedno kolo
F _{kr}	[N]	kritická síla
F _r	[N]	síla na jedno rameno
F _s	[N]	síla na jeden sloup
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
G	[N]	maximální síla
h	[mm]	výška
h _{min}	[mm]	minimální výška zdvihu
h _s	[mm]	výška sloupu
h	[mm]	výška zdvihu
i	[mm]	poloměr setrvačnosti
J	[mm ⁴]	kvadratický moment
J _{zu}	[mm ³]	jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu svaru
k	[/]	bezpečnost
k _p	[/]	bezpečnost ramene u patky
k _t	[/]	bezpečnost v tlaku
k _{vz}	[/]	bezpečnost na vzpěr
k _{τč}	[/]	bezpečnost čepu na smyk
l	[mm]	rameno síly
l _{1max}	[mm]	maximální délka vysunutí vnitřního ramene
l _{2max}	[mm]	maximální délka ramene při maximálním vysunutí vnitřního ramene
l _{red}	[mm]	redukovaná délka
m	[kg]	maximální hmotnost
M _o	[N.mm]	ohybový moment
M _{op}	[N.mm]	ohybový moment na rameno u patky
M _{os}	[N.mm]	ohybový moment na sloup
n	[/]	počet závitů
n _k	[/]	počet závitů ve vozíku
n _p	[/]	počet závitů v rameni u patky
P	[mm]	rozteč závitu
p	[MPa]	tlak
p _č	[MPa]	otlačení čepu
p _d	[MPa]	dovolený tlak na otlačení
p _{dč}	[MPa]	dovolený tlak na otlačení čepu

p_p	[MPa]	tlak v závitech
Q	[l.min ⁻¹]	průtok
Q_c	[l.min ⁻¹]	celkový průtok
Q_k	[l.min ⁻¹]	průtok při klesání
Q_1	[l.min ⁻¹]	průtok na jeden sloup
R_e	[MPa]	mez kluzu
S	[mm ²]	plocha
S_s	[mm ²]	účinný průřez svaru
$S_{\dot{s}}$	[mm ²]	průřez šroubu
T	[mm]	těžiště
t_c	[s]	celkový čas
t_k	[s]	čas klesání
t_e	[s]	čas zdvihu jednoho elementu
t_z	[s]	čas zdvihu
V	[mm ³]	objem
v_k	[m.s ⁻¹]	rychlost klesání
v_z	[m.s ⁻¹]	rychlost zdvihu
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
W_{os}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu sloupu
W_{op}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu ramene u patky
W_{o1min}	[mm ³]	minimální potřebný modul průřezu v ohybu pro výsuvné rameno
W_{o2min}	[mm ³]	minimální potřebný modul průřezu v ohybu pro vnější rameno
y	[mm]	souřadnice těžišť
z	[mm]	velikost svaru
α	[/]	součinitel vzpěrné délky
λ	[/]	štíhlost prutu
λ_{kr}	[/]	kritická štíhlost prutu
π	[/]	Ludolfovo číslo
σ	[MPa]	napětí
σ_d	[MPa]	dovolené napětí
σ_{ds}	[MPa]	dovolené napětí na sloup
σ_{kr}	[MPa]	kritické napětí
σ_{tl}	[MPa]	tlak působící v pístu
τ	[MPa]	napětí ve stříhu
τ'	[MPa]	smykové napětí v koutovém svaru
τ''	[MPa]	ohybové napětí v koutovém svaru
$\tau_{\check{c}}$	[MPa]	smykové napětí v čepu
τ_d	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
$\tau_{d\check{c}}$	[MPa]	dovolené napětí ve smyku pro čep

SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Obr. 1 Šroubový zvedák [1]	12
Obr. 2 Hřebenový zvedák KAT2285 od firmy MONTECO [2]	13
Obr. 3 Jednosloupový mobilní zvedák SF-M2500ES [3].....	14
Obr. 4 Dvousloupový zvedák GOLEMTECH [4].....	14
Obr. 5 Čtyřsloupový zvedák GOLMTECH [5].....	15
Obr. 6 Nůžkový zvedák pro zvedání za prahy [6].....	16
Obr. 7 Nůžkový zvedák pro zvedání za kola [7]	16
Obr. 8 Jámový zvedák [8].....	17
Obr. 9 Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením [9]	18
Obr. 10 Lamelový hydrogenerátor [10].....	18
Obr. 11 Axiální pístový hydrogenerátor [11]	19
Obr. 12 Druhy přímočarých hydromotorů [12].....	20
Obr. 13 Řez pojistným ventilem [13].....	20
Obr. 14 Řez redukčním ventilem [14].....	21
Obr. 15 Uzavírací kohout [15].....	21
Obr. 16 Řez uzavíracím ventilem [16]	22
Obr. 17 Schémata možných konstrukčních řešení jednosměrných ventilů [12]	22
Obr. 18 Konstrukce, schematická značka a možnost použití hydraulického zámku [12].....	23
Obr. 19 Ručně ovládaný rozvaděč [12].....	23
Obr. 20 Geometrie clony a trysky a kritérium pro jejich rozlišení [12]	24
Obr. 21 Konstrukční provedení proměnlivého průřezu škrticích ventilů [12]	24
Obr. 22 Schéma možnosti použití děliče průtoku [12].....	25
Obr. 23 Navržená koncepce zvedáku [foto autor].....	26
Obr. 24 Schéma čelní strany [17]	27
Obr. 25 Schéma boční strany [17]	27
Obr. 26 Schéma hydraulického obvodu [foto autor]	29
Obr. 27 Schéma zvoleného hydraulického válce [18].....	30
Obr. 28 Případy vzpěru dle způsobu uchycení prutu [19].....	31
Obr. 29 Schéma tel. hydromotoru s výpočtovými délkami jednotlivých stupňů [foto autor]..	31
Obr. 30 Zvolený hydrogenerátor GR-2 [20].....	34
Obr. 31 Schéma zvoleného rozvaděče [21]	35
Obr. 32 Zvolený rozvaděč P40 B1 GKZ1 [21]	35
Obr. 33 Zvolený jednosměrný ventil SC 1F-A2 [22].....	35
Obr. 34 Schéma zvoleného škrticího ventilu SF2 C2A – K2/1 [23].....	36
Obr. 35 Schéma zvoleného děliče průtoku SFD2F-B4/I [24]	37
Obr. 36 Navržená patka [foto autor].....	39
Obr. 37 Rozměry ramene u patky [foto autor]	40
Obr. 38 Výpočtové rozměry výsuvného ramene [foto autor].....	41
Obr. 39 Výpočtové rozměry vnější části ramene [foto autor]	41
Obr. 40 Schéma výpočtových rozměrů pro čep [25].....	42
Obr. 41 Vodící rolna [26]	43
Obr. 42 Výpočtové rozměry pro rolny [foto autor]	44
Obr. 43 Schéma zvolené rolny HPC 125 [27].....	44
Obr. 44 Typy kalených pouzder [27]	45
Obr. 45 Výpočtové rozměry sloupu na ohyb a na vzpěr [foto autor].....	46
Obr. 46 Rozměry sloupu [foto autor]	46
Obr. 47 Výpočtové rozměry pro návrh šroubů konzoly [foto autor].....	48

Obr. 48 Výpočtové rozměry svaru [foto autor].....	50
Obr. 49 Rozměry svařované konzoly [foto autor]	51
Obr. 50 Výpočtové rozměry svaru [foto autor].....	51
Obr. 51 Výpočtové rozměry svaru [foto autor].....	53
Obr. 52 Rozměry svaru [foto autor].....	54
Obr. 53 Návrh zajištění pozice ramene [foto autor].....	56
Tab. 1 Zadané hodnoty.....	26
Tab. 2 Základní rozměry dle normy.....	28
Tab. 3 Výpočet bezpečnosti hydromotoru	33
Tab. 4 Výpočet elementárních objemů	34
Tab. 5 Rozměry zvolené rolny HPC 125	45
Tab. 6 Technické údaje kalených pouzder	45
Tab. 7 Výpočet účinné plochy a jednotkového osového kvadratického momentu.....	52
Tab. 8 Souřadnice těžišť částí konzoly	52
Tab. 9 Vzdálenost elementárních ploch od těžiště.....	52
Tab. 10 Výpočet účinné plochy a jednotkového osového kvadratického momentu.....	54
Tab. 11 Souřadnice těžišť částí konzoly	55
Tab. 12 Vzdálenost elementárních ploch od těžiště.....	55

SEZNAM PŘÍLOH

- P1 VÝKRES SESTAVENÍ – ZVEDÁK (2-3pSSZ-2020/00)
- P2 VÝKRES SOUČÁSTI – SLOUP (2-3pSSZ-2020/01)
- P3 VÝKRES SOUČÁSTI – KRYT HORNÍ (3-3pSSZ-2020/02)
- P4 VÝKRES SOUČÁSTI – RAMENO VNĚJŠÍ (3-3pSSZ-2020/03)
- P5 VÝKRES SOUČÁSTI – RAMENO VNITŘNÍ (3-3pSSZ-2020/04)
- P6 VÝKRES SOUČÁSTI – PATKA (3-3pSSZ-2020/05)
- P7 VÝKRES SOUČÁSTI – NOSNÁ PLOŠINA (2-3pSSZ-2020/06)
- P8 VÝKRES SOUČÁSTI – VOZÍK (0-3pSSZ-2020/07)
- P9 VÝKRES SOUČÁSTI – DORAZ (4-3pSSZ-2020/08)
- P10 VÝKRES SOUČÁSTI – ČEP HYDROMOTORU (4-3pSSZ-2020/09)
- P11 VÝKRES SOUČÁSTI – ČEP RAMENE (3-3pSSZ-2020/10)
- P12 VÝKRES SESTAVENÍ – SESTAVA ZAJIŠTĚNÍ (4-3pSSZ-2020/11)
- P13 VÝKRES SOUČÁSTI – PÁČKA ZAJIŠTĚNÍ (4-3pSSZ-2020/111)
- P14 VÝKRES SOUČÁSTI – ŠROUB ZAJIŠTĚNÍ (4-3pSSZ-2020/112)