FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh konstrukce tabulových vrat provozní haly

Design of Vertical Lifting Door

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2018

Lukáš HLAVÁČEK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh konstrukce tabulových vrat provozní haly“ vypracoval(a) samostatně pod vedením Ing. Romana Uhlíře, Ph.D. s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze …….. ……

Lukáš Hlaváček

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat panu Ing. Romanovi Uhlířovi, Ph.D., vedoucímu této práce, za vstřícnost a cenné rady. Dále bych rád poděkoval rodině za podporu během mého studia. Za pomoc také děkuji kolegům Janovi Kašparovi, Báře Doležalové a Radkovi Jungmannovi.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Lukáš Hlaváček	
Název BP:	Návrh konstrukce tabulových vrat provozní haly	
Anglický název:	Design of Vertical Lifting Door	
Rok:	2018	
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství	
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový	
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů	
Vedoucí BP:	Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.	
Konzultant:		
Bibliografické údaje:	počet stran	44
	počet obrázků	30
	počet tabulek	7
	počet příloh	2
Klíčová slova:	vrata, výsuvná vrata, svislá vrata	
Keywords:	door, vertical sliding door, vertical door	

Anotace:

Tato bakalářská práce obsahuje návrh konstrukce výsuvných vrat provozní haly. V úvodní části jsou představena možná konstrukční řešení posuvných vrat. Dále práce obsahuje vlastní návrh včetně návrhových a kontrolních výpočtů.

Abstract

This bachelor thesis includes design concept of vertical sliding door. First part contains overview of commonly used sliding door solutions. Main part of the thesis is a design of vertical sliding door, including dimensional and control calculations.

Obsah

PROHLÁŠENÍ II
PODĚKOVÁNÍ III
ANOTAČNÍ LIST IV
1. Úvod 1
2. Přehled možných řešení výsuvných vrat 2
2.1. Vrata posuvná 2
2.1.1. Vrata posuvná jednokřídlová 3
2.1.2. Vrata protiběžná posuvná 3
2.1.3. Vrata teleskopická posuvná 4
2.1.4. Vrata obloukově vodorovně posuvná 5
2.2. Vrata posuvná skládací 5
2.3. Vrata svisle posuvná 6
3. Koncepční návrh 7
4. Rozbor konstrukce 9
4.1.1. Křídlo vrat 9
4.1.2. Vedení křídla 10
4.1.3. Rám 11
4.1.4. Pohon 12
4.1.5. Deska pro uchycení pohonu 12
4.1.6. Protizávaží 13
4.1.7. Řetězový mechanismus 13
4.1.1. Řízení pohybu vrat 15
4.1.2. Bezpečnostní prvky 15
5. Návrhové a kontrolní výpočty 17
5.1. Volba pohonu 17
5.2. Návrh řetězového převodu 19
5.2.1. Určení převodového poměru a počtů zubů 19
5.2.2. Určení diagramového výkonu P_D, volba řetězu 19
5.2.3. Řetězová kola, délka řetězu, osová vzdálenost 22
5.2.4. Obvodová rychlost řetězu, síla v řetězu, výstupní moment 22
5.2.5. Pevnostní kontrola řetězu 23
5.2.6. Vyhodnocení 24
5.3. Návrh kol na hlavním hřídeli 24
5.4. Kontrola řetězu pro výsuv křídla 25
5.5. Výpočet minimálních průměrů hřídelů 26
5.6. Návrh a kontrola těsných per 27
5.6.1. Pero na výstupním hřídeli pohonu 27
5.6.2. Pera na hlavním hřídeli 28
5.7. Návrh čepu 28
5.7.1. Volba rozměrů 28
5.7.2. Kontrola na ohyb 29
5.7.3. Kontrola na smyk 29

5.7.4. Kontrola na tlak 29
5.7.5. Vyhodnocení 29
5.8. Výpočet svaru 30
6. Závěr 32
Použitá literatura 33
Seznam obrázků 35
Seznam tabulek 35
Seznam příloh 36
Seznam zkratek a symbolů 37

1. Úvod

Cílem této bakalářské práce je návrh konstrukce výsuvných vrat provozní haly. V úvodní části jsou představena možná konstrukční řešení výsuvných vrat. Dále práce obsahuje vlastní návrh včetně návrhových a kontrolních výpočtů. Součástí je také 3D model vypracovaný pomocí CAD software Solid Works a výkres sestavy vrat.

Vrata jsou nedílnou součástí všech průmyslových objektů. Vyskytuje se celé spektrum variant jejich konstrukce. O konkrétním řešení rozhoduje celá řada faktorů, jako jsou například prostorová omezení v oblasti uzavíraného stavebního otvoru, umístění vrat (interiér/exteriér), případně požadavky na protipožární ochranu a izolační vlastnosti. Právě velmi rozdílné nároky na provedení jsou důvodem, proč se zejména průmyslová vrata navrhují pro daný účel a stavbu, kde budou osazena.

2. Přehled možných řešení výsuvných vrat

Následující část textu uvede možná řešení vrat dle konstrukce tak, jak je udává norma ČSN EN 12433-1. Vrata jsou v normě definována jako zařízení určené pro uzavření otvoru, který slouží k průjezdu vozidel a průchodu osob. Vrata se dělí dle použití na průmyslová, komerční a garážová. Průmyslová vrata jsou taková, která jsou používaná v průmyslových podnicích a na jejich pozemcích. Komerčních vrat je využíváno v komerčních objektech, jako jsou obchody, banky, nemocnice apod. Garážová vrata slouží k uzavření prostor určených pro parkování vozidel. Dále je možné vrata rozdělit dle konstrukce na:

- Vrata s otočným křídlem
- Vrata kývavá
- Vrata skládací kloubová
- Vrata skládací
- Vrata posuvná skládací
- Vrata posuvná
- Vrata svisle posuvná
- Vrata dělená
- Vrata svinovací

Zadáním této práce je návrh konstrukce výsuvných tabulových vrat. Do této kategorie lze z výše uvedených konstrukčních řešení zařadit vrata posuvná, vrata posuvná skládací, a vrata svisle posuvná. [1]

2.1. Vrata posuvná

Křídlo posuvných vrat je ve svém vedení vodorovně pohyblivé. Dle způsobu vedení a uchycení je lze rozdělit na pojezdová posuvná vrata a samonosná posuvná vrata. [1]

Pojezdová vrata jsou osazena pojezdovými kladkami, které nesou váhu křídla a zajištují vodorovné vedení v kolejnicích. Kolejnicové vedení je pevně uloženo v přilehlé stavební konstrukci. Nejčastěji bývá zhotoveno z O, V a T-profilů. [2] Hlavní výhodou pojezdových vrat je jejich jednoduchá konstrukce, dále pak nízké nároky na výkon pohonu a nízká cena. Nevýhodou může být zanesení kolejnic nečistotami, což znemožňuje jejich správnou funkci.

Křídlo samonosných vrat je připevněno na nosném C-profilu, který se pohybuje po dvou vozících pevně uložených v přilehlé stavební konstrukci. Samotné křídlo tak nemá žádný kontakt s okolím po celé šířce vjezdu, není proto potřeba kolejnic a odpadá tak jejich údržba. Nevýhodou je však náročnější konstrukce, omezená délka křídla a vyšší cena. [2]

2.1.1. Vrata posuvná jednokřídlová

U vrat posuvných jednokřídlových (Obr.1) se jediné křídlo vrat vysouvá horizontálně, kolmo na směr průjezdu. Dominantním rozměrem konstrukce je šířka, tento typ vrat tak nachází uplatnění v objektech s nižší výškou, případně tam, kde je požadavek volného prostoru před a za vraty. Nejčastěji se se využívá varianty pojezdového vedení, kdy kolejnice je umístěna nad nebo pod křídlem, případně z obou stran. [1] [3]

Obr. 1: Vrata posuvná jednokřídlová [3]

2.1.2. Vrata protiběžná posuvná

Vrata protiběžná posuvná (Obr.2) jsou obdobou vrat jednokřídlých, kdy jsou však místo jednoho křídla použita dvě. Vrata se zavírají pohybem křídel proti sobě, při pohybu od sebe se otevírají. [1] Využití nacházejí především u širokých vjezdů, kde by otevírání pouze jednoho křídla trvalo příliš dlouho. V případě elektricky otvíraných dveří je nevýhodou nutnost pohánět dvě křídla.

Obr. 2: Vrata protiběžná posuvná [5]

2.1.3. Vrata teleskopická posuvná

Provedení teleskopických posuvných vrat (Obr.3) umožňuje výrazně snížit šířku potřebného prostoru kolem vrat. Křídlo vrat je rozděleno na několik částí, které se při otevírání a zavírání pohybují vůči sobě. Jednotlivé části jsou tak v otevřeném stavu vedle sebe, případně se vsunou jedna do druhé. Nevýhodou je složitější konstrukce. Teleskopická vrata nacházejí uplatnění především při uzavírání velmi širokých stavebních otvorů, jako jsou například letištní hangáry. [1] [4]

Obr. 3: Vrata teleskopická posuvná [4]

2.1.4. Vrata obloukově vodorovně posuvná

Vrata obloukově vodorovně posuvná (Obr.4) jsou vrata s křídlem složeným z několika menších úseků. [1] Tyto úseky jsou spolu kloubově spojeny, díky čemuž se můžou vůči sobě natáčet. To umožňuje vedení křídla v obloukových kolejnicích. Takto řešené křídlo vrat dokáže být v uzavřené poloze kolmé na směr průjezdu, zatímco při otevření vrat svírá s původní pozicí požadovaný úhel. Díky tomuto způsobu otevírání lze použít posuvná vrata i tam, kde pro vysunutí křídla do stran přímým směrem není prostor. [1]

Obr. 4: Vrata obloukově vodorovně posuvná [6]

2.2. Vrata posuvná skládací

Vrata posuvná skládací (Obr.5) jsou kombinací vrat skládacích a posuvných. Křídlo je děleno na několik sekcí, které jsou spolu kloubově spojené a mohou se tak vůči sobě natáčet. [1] První sekce křídla však na rozdíl od klasických skládacích vrat není upevněna v pevném bodě, celé křídlo se tak může volně posouvat v kolejnicích. Tento typ vrat nachází uplatnění především v budovách s omezeným prostorem v okolí vjezdu, jelikož křídlo ve složeném stavu je rozměrově úsporné.

Obr. 5: Vrata posuvná skládací [7]

2.3. Vrata svisle posuvná

Vrata této konstrukce (Obr.6) bývají osazena jedním nebo více svisle vedenými křídly. [1] Křídlo je možné zasouvat do podlahy, převažuje však varianta výsuvu nad uzavíraný otvor. V případě použití více křídel lze jednotlivá křídla vysouvat teleskopicky, což snižuje celkovou výšku ve složeném stavu. Vrata řešená tímto způsobem jsou úsporná na šířku zastavěné plochy, vyžadují však dostatečnou výšku objektu. Výhodou je možnost výsuvu křídla z jednoho kusu, čehož se využívá zejména z případě protipožárních vrat.

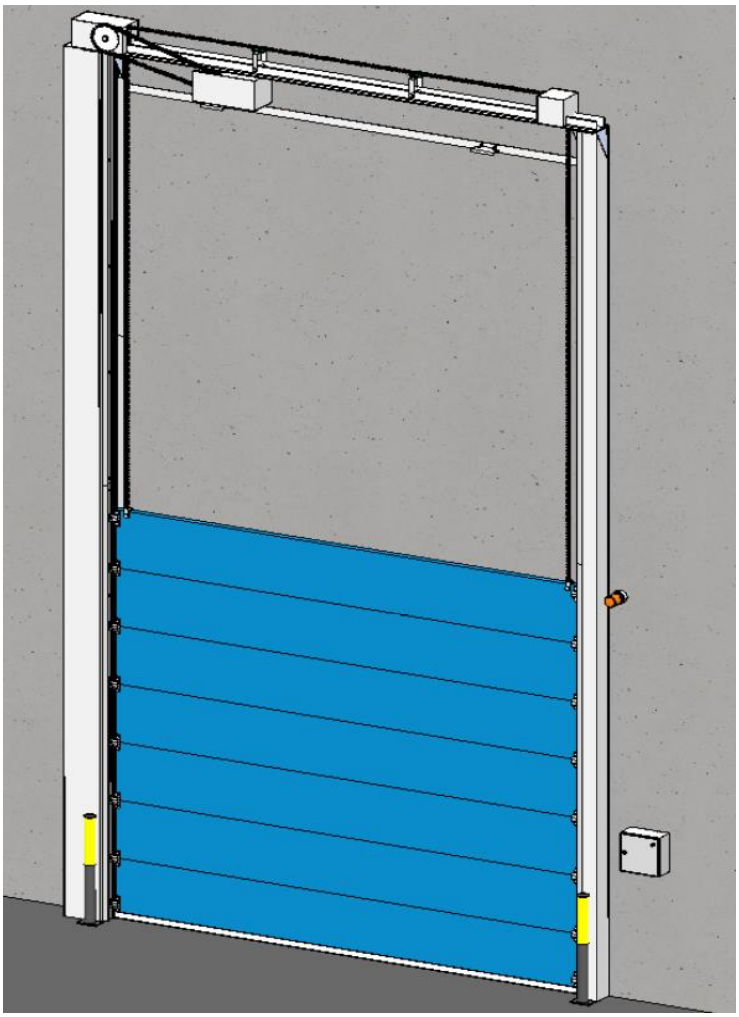
Obr. 6: Vrata svisle posuvná [8]

3. Koncepční návrh

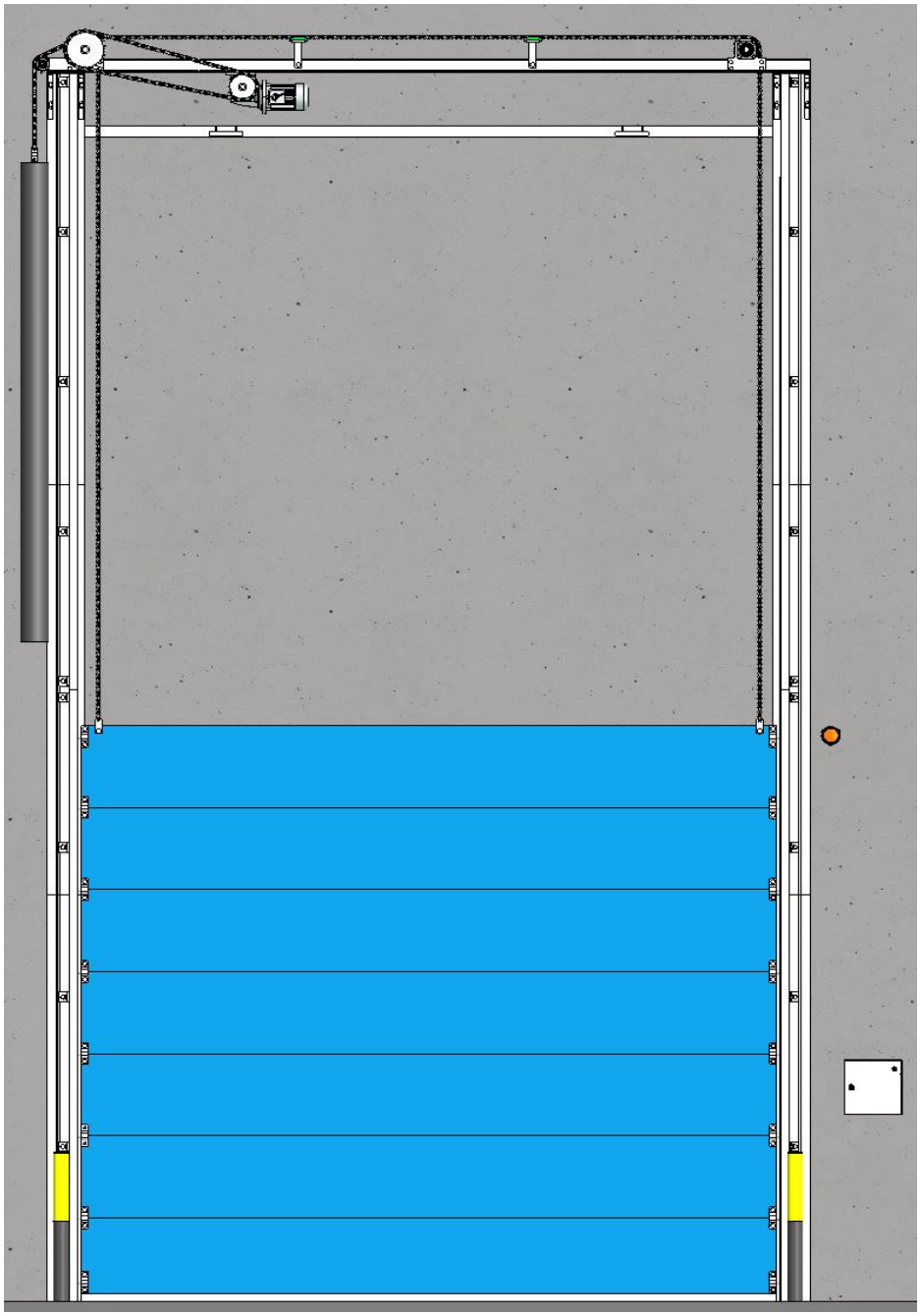
Základním požadavkem na vrata dle zadání je jejich dostatečná velikost, umožňující uzavření vjezdu do větší provozní haly. Jelikož se jedná o průmyslový objekt, je nutné umožnit vjezd i nákladních vozidel. Jako rozměry standartních nákladních vozidel jsou udávány výška přibližně 4 metry a šířka 2,5 metrů. [9] Pro snadný průjezd a manipulaci s nákladem proto stanovuji jako rozměry stavebního otvoru, který je nutné vraty uzavřít, na 4,2 metrů výšky a 4,7 metrů šířky.

Z dříve uvedených možností řešení konstrukce posuvných vrat volím variantu svisle posuvných vrat s jedním křídlem (Obr.7). Výsuv křídla nad vjezd snižuje šířku zastavěné plochy na minimum, což je výhodné především v případě nutnosti umístění více vjezdů vedle sebe. Další výhodou jsou jen minimální zásahy do stavby nutné při instalaci vrat. Výška budovy není v zadání nijak specifikována, předpokládám proto dostatečný prostor pro výsuv nad otvor vjezdu.

Jako pohon výsuvného mechanismu volím elektromotor se šnekovou převodovkou. Rotační pohyb výstupního hřídele pohonu na posuvný pohyb křídla bude převáděn pomocí soustavy řetězových kol a řetězů. Za účelem snížení kroutícího momentu nutného pro chod a rozběh mechanismu bude proti tíze křídla vrat působit protizávaží.



Obr. 7: Sestava vrat



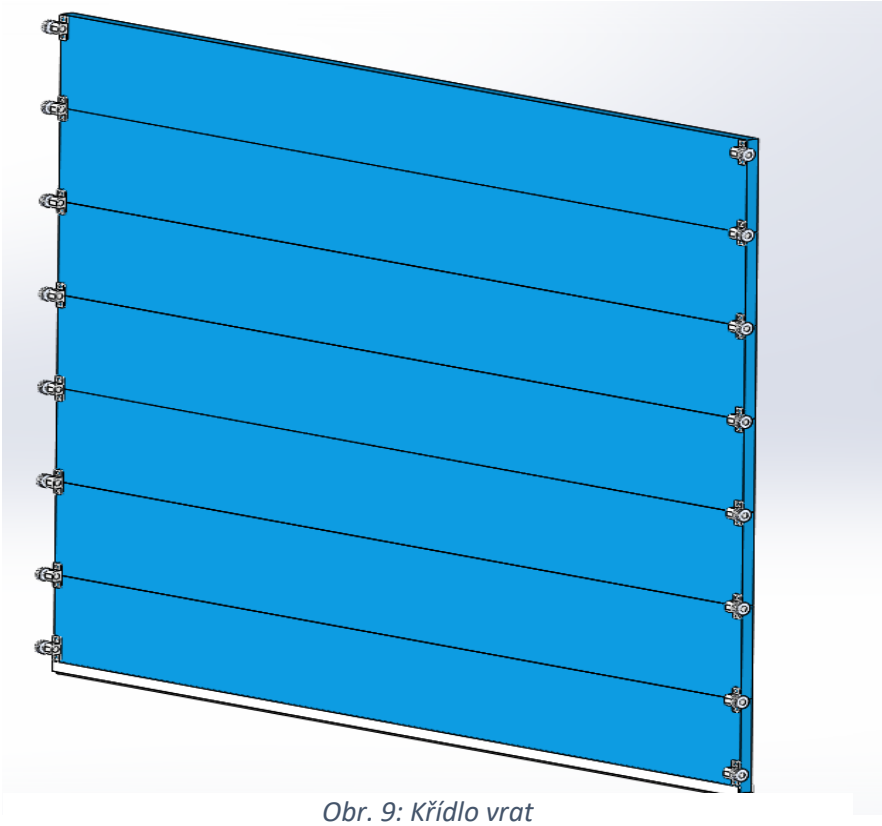
Obr. 8: Sestava vrat bez zakrytování

4. Rozbor konstrukce

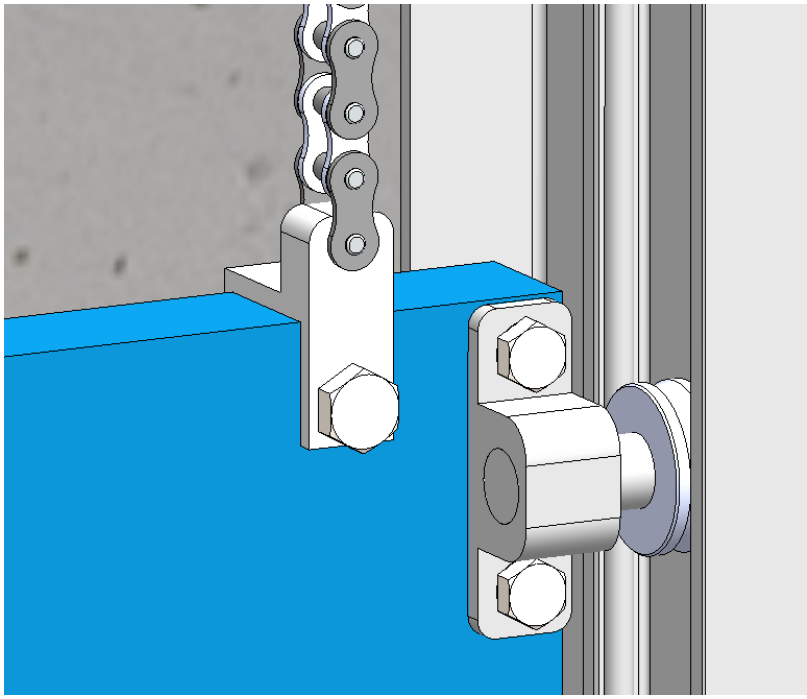
Následující část práce blíže popisuje důležité podsestavy a součásti konstrukce vrat.

4.1.1. Křídlo vrat

Jediné křídlo vrat, výsuvné nahoru, se skládá ze sedmi stejných desek (Obr.9). Plášť desek je zhotoven z hliníku. Jelikož se počítá s instalací vrat jako vjezd do budovy, je pro snížení tepelných ztrát budovy jádro desek vyplněno polyuretanovou izolací. Povrch pláště je eloxován za účelem ochrany před povětrnostními vlivy. Křídlo je na spodní straně, přiléhající k podlaze, opatřeno profilovým pryžovým těsněním. Na krajích vrchní strany jsou umístěny součásti pro upevnění řetězů (Obr.10). Aby vrata plnila svou základní funkci a bránila nedovolenému vstupu a vjezdu, je vhodné křídlo opatřit elektrickým zámkem.



Obr. 9: Křídlo vrat



Obr. 10: Detail připojení křídla k řetězu

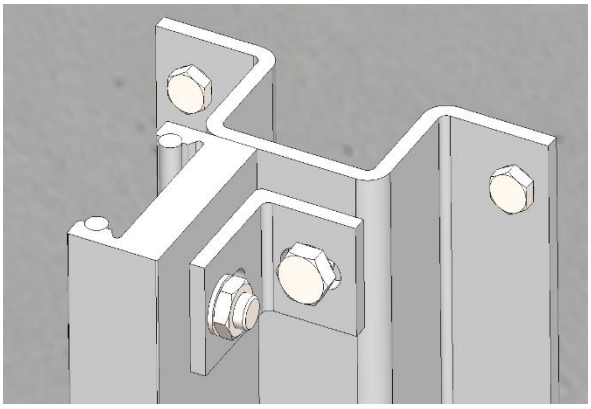
4.1.2. Vedení křídla

Křídlo vrat je vedeno ve svislých kolejnicích s profilem dle Obr.11. Celková délka vedení je 9 metrů, což je dostačující pro výsuv křídla nad vjezd. Vedení je spojeno ze dvou částí o délce 4,5 metrů. Jedná se o kupované kolejnicové vedení LM120 od výrobce Nadella. Přesné vedení v kolejnici je zajištěno prostřednictvím kombinace kolejnicové tyče a profilem k ní odpovídajících koleček s výřezem. Pro zvýšení otěruvzdornosti a životnosti kolejnicových tyčí je jejich povrch chromován. Každá část vedení je opatřena dírami se zahloubením pro upevnění na rám pomocí šroubů s vnitřním šestihranem.

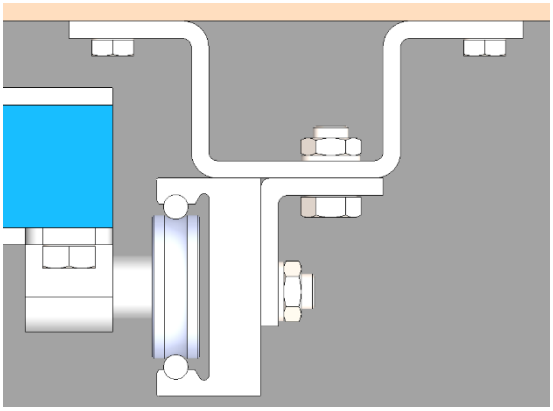
Obr. 11: Kolejnicové vedení - profil

4.1.3. Rám

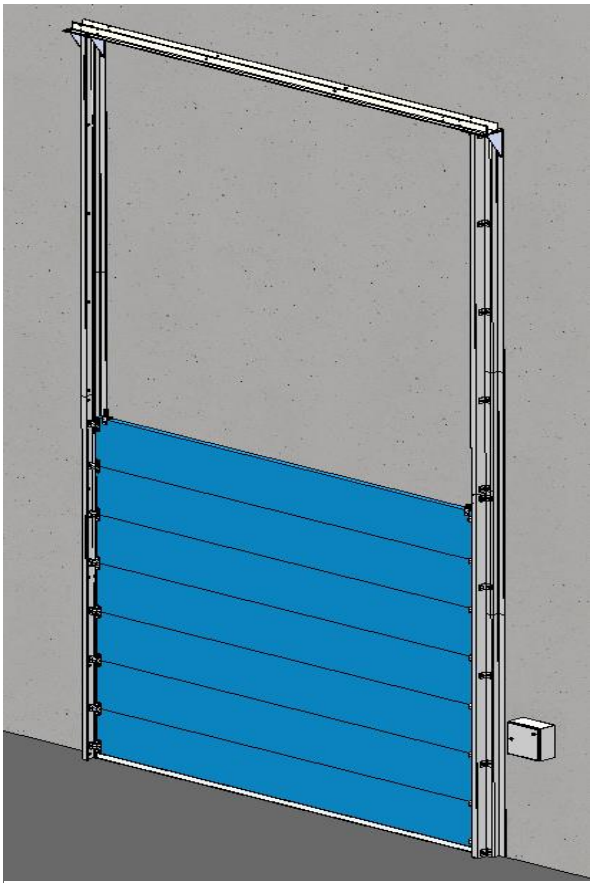
Rám vrat (Obr.14) se skládá ze dvou svislých stojen. Každá z nich je spojena ze tří částí z ohýbaných profilů. Na stojny jsou prostřednictvím kombinace šroubů a pravoúhlých spojek připevněny obě kolejnice (Obr.12). Spojky jsou pro usnadnění montáže a možnost polohování opatřeny oválnými dírami pro šrouby. Svislou část rámu na vrcholu překlenuje nosník ze dvou spojených válcovaných L profilů 100x75x8. Nosník se opírá svou vahou o čela stojen, ke kterým je připevněn pomocí rohových podpěr. Na nosníku je instalován řetězový mechanismus včetně pohonu. Součástí rámu jsou také dojezdové kapsy, zajištující přesné dosednutí křídla vrat v horní poloze.



Obr. 13 Spojení kolejnice s rámem pravoúhlou spojkou



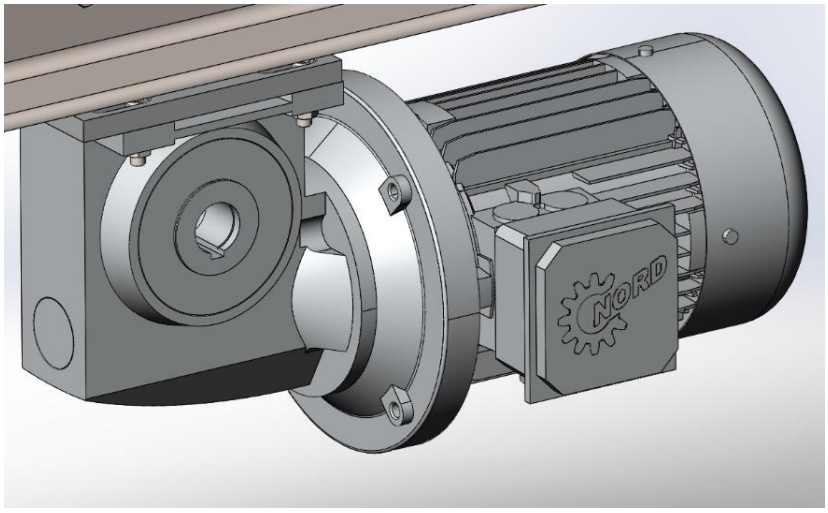
Obr. 12: Detail připojení rámu ke konstrukci stavby a kolejnici



Obr. 14: Celkový pohled na rám

4.1.4. Pohon

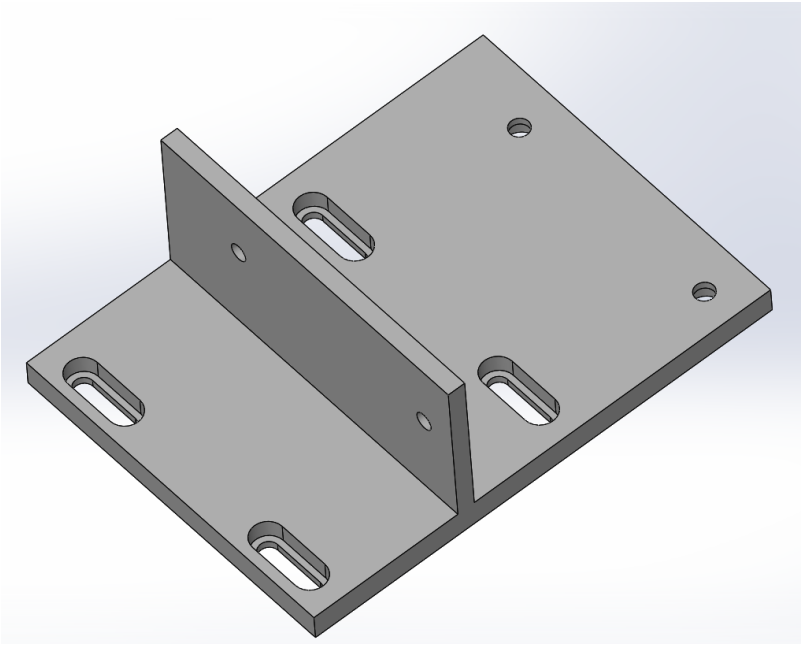
Pohon výsuvu vrat je zajištěn pomocí elektromotoru se šnekovou převodovkou (Obr.15). Volbě pohonu se detailně věnuji v kapitole 5.1.



Obr. 15: Elektromotor se šnekovou převodovkou

4.1.5. Deska pro uchycení pohonu

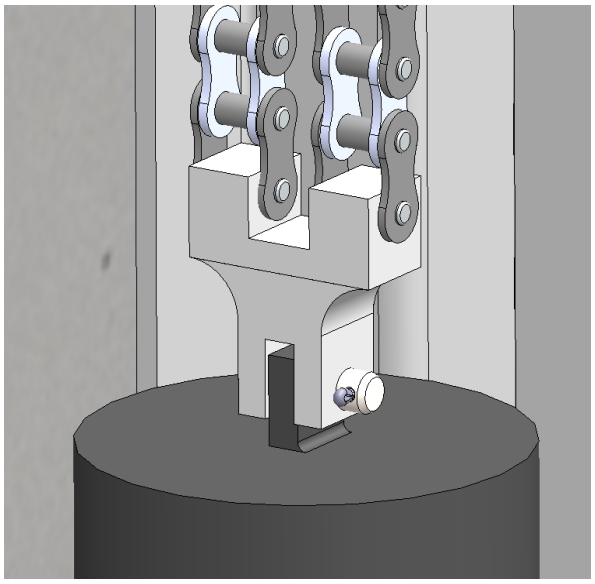
Prostřednictvím této součásti (Obr.16) je připevněna podsestava pohonu k rámu. Kombinace oválných drážek a šroubů s vnitřním šestihranem umožňuje posuv pohonu v případě, že je to nutné pro správné nastavení řetězového převodu.



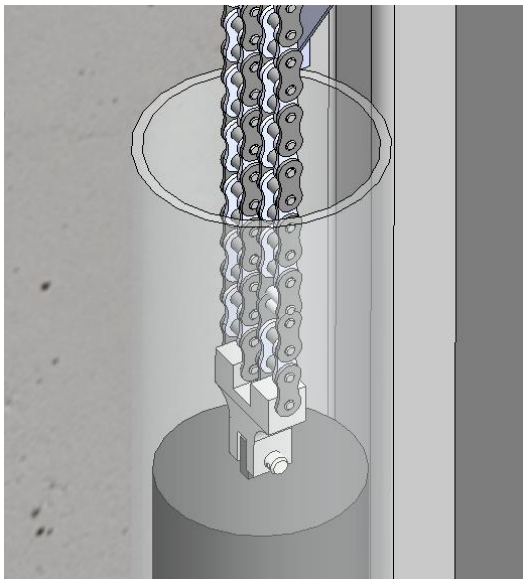
Obr. 16: Deska pro uchycení pohonu

4.1.6. Protizávaží

Protizávaží svou hmotností působí proti hmotnosti křídla. Je připevněno dvěma řetězy, které jsou řetězovým mechanismem dovedeny ke křídlu vrat. Součást pro upevnění řetězů je k víku protizávaží připojena pomocí čepu s hlavou zajištěným závlačkou (Obr.18). Protizávaží je navrženo tak, aby mělo stejnou hmotnost jako křídlo vrat. Je tvořeno ocelovým pláštěm a ocelovým víkem. Vnitřní objem je za účelem snížení nákladů zalit betonem. Vedení protizávaží je vyřešeno pomocí svislé plastové trubky (Obr.17), která je k rámu vrat připevněna prostřednictvím objímek.



Obr. 18: Detail připojení řetězů k protizávaží



Obr. 17: Detail protizávaží ve vedení

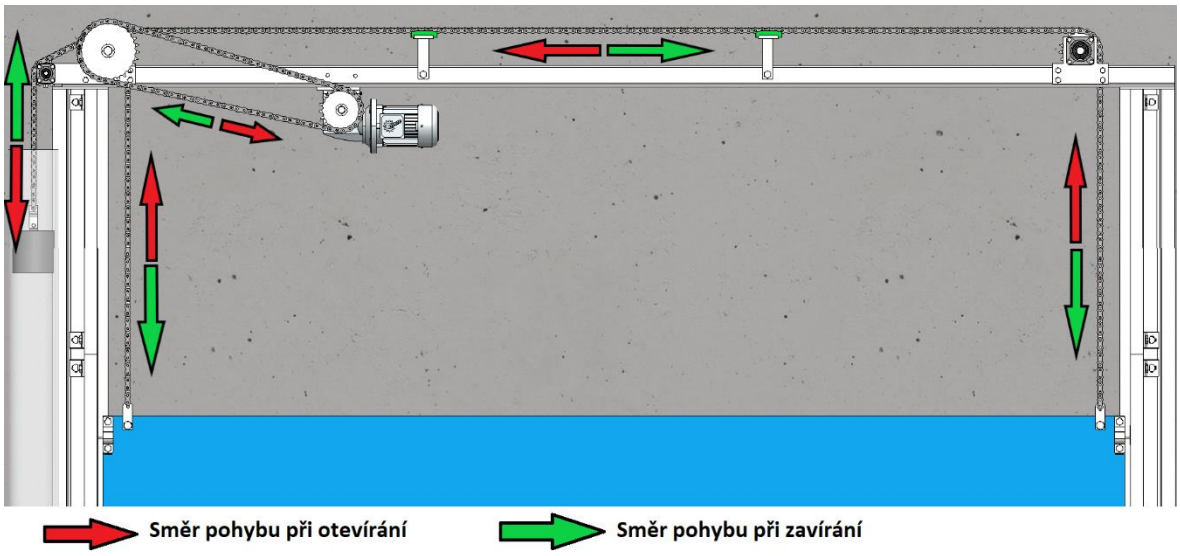
4.1.7. Řetězový mechanismus

O výsuv křídla vrat se stará soustava řetězů a řetězových kol. Klíčovou částí mechanismu je hlavní hřídel osazený jedním větším a dvěma menšími řetězovými koly. K přenosu kroutícího momentu mezi hřídelem a koly je využito těsných per. Na velké kolo je kroutící moment z pohonu přiveden pomocí řetězového převodu. Ten umožňuje umístění pohonu blíže ke konstrukci, což snižuje celkovou šířku vrat. Převod je také využit ke snížení otáček na požadovanou hodnotu.

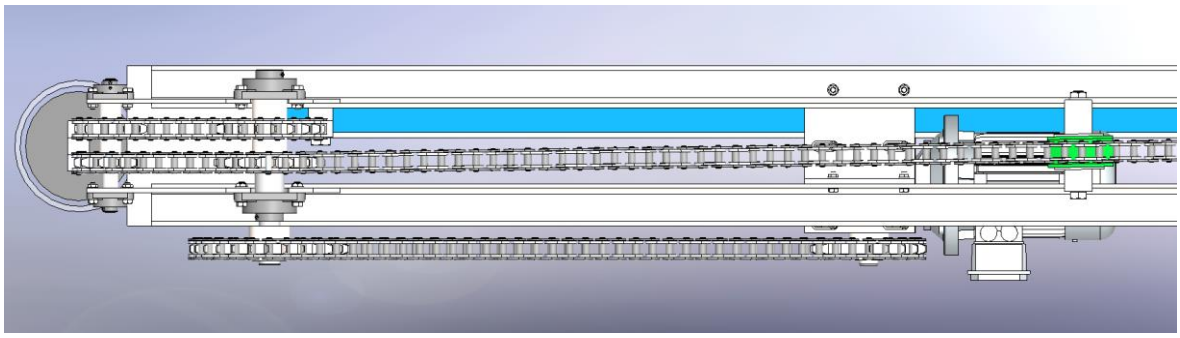
Dvě menší kola pracují na principu pevných kladek, kdy je na každé z nich veden řetěz, natažený mezi křídlem vrat a protizávažím. Řetěz z odlehlejší strany křídla je veden k hlavnímu hřídeli přes další řetězové kolo, upevněné na vedlejším hřídeli. Řetěz je v části mezi koly na hlavním a vedlejším hřídeli křížen (Obr. 19 a Obr. 20). Jedná se o běžně používané řešení u vrat s podobnou konstrukcí. Jeho příklad je uveden v příloze 2 této práce. Řetězová kola a řetěz samotný se kvůli křížení rychleji opotřebovávají. Jelikož ke křížení dochází na poměrně dlouhé vzdálenosti a pouze o malý úhel (přibližně 1,1°), není zvýšení opotřebení tak výrazné.

Hlavní i vedlejší hřídel jsou uloženy v ložiskových jednotkách UCF207 s vnitřním průměrem $d = 35mm$ od výrobce Schaeffler. Ložiskové jednotky jsou osazeny kuličkovými ložisky. Aby nedocházelo k příliš velkému prověšení řetězu, je mezi hlavním a vedlejším hřídelem veden přes dvě kluzné plochy, vytvarované z plastu odolného na otěr od výrobce Murtfeldt.

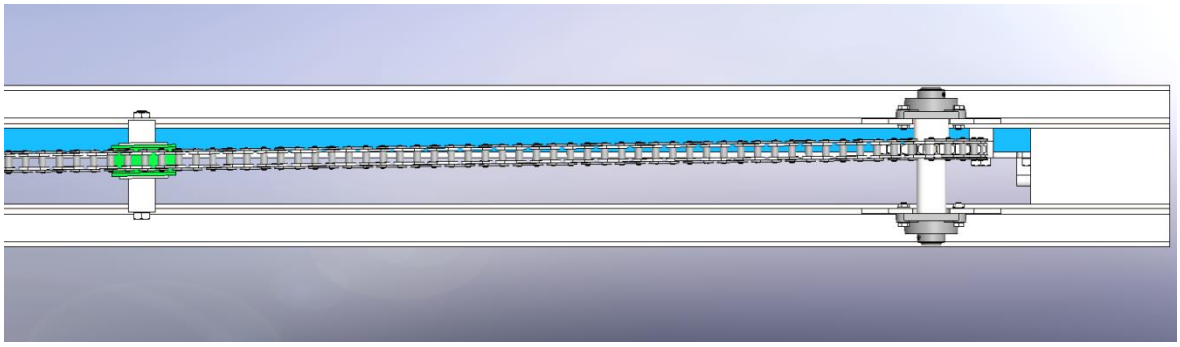
Třetí hřídel s dvěma malými řetězovými koly zajištuje vedení řetězů nad trubku s protizávažím. Princip funkce řetězového mechanismu včetně vyznačení směru pohybu řetězu při otevírání a zavírání vrat je znázorněn níže na Obr. 21.



Obr. 21: Řetězový mechanismus



Obr. 20: Řetězový mechanismus – pohled shora na hlavní hřídel



Obr. 19: Řetězový mechanismus – pohled shora na vedlejší hřídel

4.1.1. Řízení pohybu vrat

Pro snížení namáhání výsuvného mechanismu je vhodné minimalizovat rázy regulací rychlosti rozjezdu a dojezdu křídla vrat. Otáčky výstupního hřídele pohonu a jim odpovídající rychlost výsuvu křídla závisí na okamžitých otáčkách elektromotoru. Při rozjezdu je proto třeba otáčky motoru plynule zvyšovat z nuly na požadovanou hodnotu, a při dojezdu snížit opět na nulu. Řízení rychlosti motoru je možné například změnou počtu pólů, napětí, motorového odporu nebo změnou napájecí frekvence. Jelikož je zvolený elektromotor vybaven frekvenčním měničem, je využíváno k regulaci jeho chodu právě tohoto způsobu řízení rychlosti, a to v kombinaci s generátorickým brzděním. [10]

Pro změnu směru pohybu křídla vrat je potřeba zajistit reverzaci chodu elektromotoru, při které je nutná změna sledu fází. Tu lze realizovat pomocí stykačové automatiky. [10]

Přesné řízení výsuvu také vyžaduje použití snímačů, které slouží k indikaci dosažení krajních poloh křídla vrat. Pro danou aplikaci volím proximitní optický snímač. Ten využívá zdroje světla, které se odráží od snímaného předmětu a je optickou soustavou usměrněno na fotocitlivý prvek. V případě, že je předmět v požadované oblasti, vznikne signál upozorňující na jeho přítomnost. Jako zdroj světla se využívá LED pracující v oblasti infračerveného světla, případně laser. [11]

4.1.2. Bezpečnostní prvky

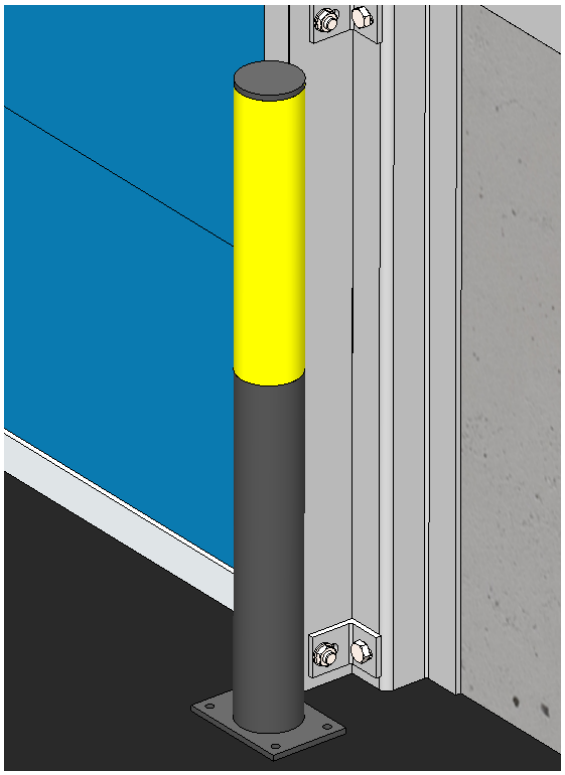
Důležitou součástí každých výsuvných vrat jsou bezpečnostní prvky. Je nutné počítat s nestandartními situacemi, které mohou během provozu nastat a minimalizovat riziko úrazu osob a materiálních škod.

Bezpečnostní prvky lze rozdělit na aktivní a pasivní. Aktivní bezpečnostní prvky se snaží potenciální rizikové situaci předejít, zatímco prvky pasivní bezpečnosti snižují dopady takové situace v případě, že již nastane.

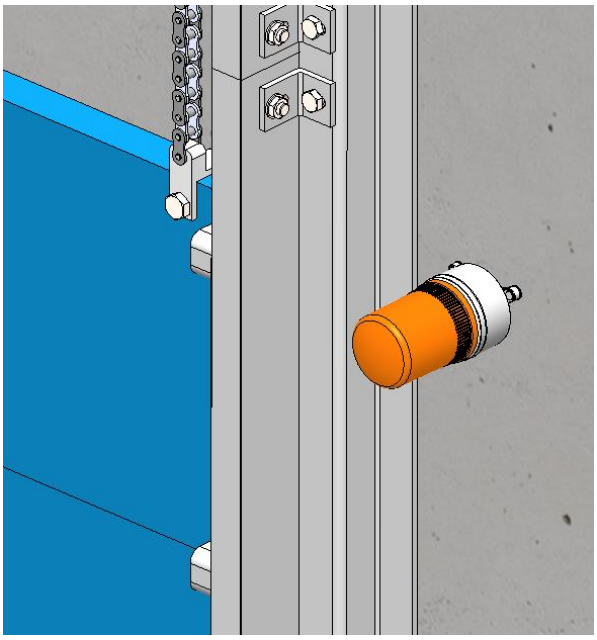
Konstrukce vrat navržených v této práci je vybavena celou řadou prvků zajišťujících bezpečnost jejich provozu. Z prvků aktivní bezpečnosti je to například informační tabule umístěná z obou stran vrat, která upozorňuje jejich uživatele o maximální výšce a šířce průjezdu. Z vnitřní i vnější strany je na konstrukci budovy instalován LED maják (Obr.22), který svým blikáním upozorňuje na pohyb vrat. Maják je možné doplnit i výstražným zvukovým signálem. Na spodní straně křídla je umístěna předsazená světelná závora pro bezkontaktní sledování uzavírací hrany vrat. V případě, že závora zaregistruje překážku, zavírání vrat se zastaví a křídlo se vrátí zpět do polohy „vrata otevřena“. [14]

Aby se snížilo riziko poškození konstrukce vrat, případně samotné budovy při vjezdu vozidel a manipulaci s nákladem, je rám chráněn bezpečnostními sloupky (Obr.23), které jsou připevněny k podlaze budovy.

Nebezpečné pohyblivé části konstrukce jsou zakrytovány kryty z plechů. Snižuje se tím riziko zachycení předmětů a osob při chodu mechanismu. Kryt na rámu je instalován z estetických důvodů.



Obr. 23: Bezpečnostní sloupky



Obr. 22: LED maják

5. Návrhové a kontrolní výpočty

Následující část práce obsahuje návrhové a kontrolní výpočty vybraných konstrukčních uzlů sestavy.

5.1. Volba pohonu

Při volbě pohonu jsem využil koncepčního návrhu. Pomocí CAD programu Solid Works jsem zpracoval 3D model křídla vrat. Po přiřazení materiálu jednotlivým součástem jsem prostřednictvím programu vypočítal hmotnost křídla vrat, která činí přibližně 650kg. Je však třeba uvažovat případné budoucí doplnění konstrukce křídla další výbavou, jako je například přídavná izolace, bezpečnostní prvky apod. Proto do dalších výpočtů uvažuji hmotnost křídla $m_{křídla}$=700kg.

Řetězový výsuvný mechanismus je opatřen protizávažím, které působí proti hmotnosti křídla vrat. Kroutící moment na hnaném hřídeli řetězového mechanismu, stejně jako výkon nutný pro výsuv, je tak díky protizávaží výrazně nižší. Uvažujeme-li ideální stav, kdy $m_{křídla}$=$m_{protizávaží}$, je dostatečný výkon a moment potřebný pro rozběh a chod mechanismu jen o něco vyšší než nula, což by znamenalo možnost použití miniaturního pohonu. Tento stav však v reálné aplikaci nelze realizovat. Je třeba počítat s pasivními odpory ve vedení a hlavně s možnými rázy, které by malý, poddimenzovaný motor nemusel vydržet. Za účelem zvýšení tuhosti a bezpečnosti pohonu navrhuji potřebný výkon bez uvažování protizávaží.

Pro stanovení potřebného výkonu elektromotoru vycházím z délky dráhy výsuvu, požadované doby trvání výsuvu a hmotnosti křídla. K výsuvu vrat je nutné překonat tíhovou sílu a tření ve vedení. Velikost valivého odporu stanovuji jako 5% celkové působící síly, kterou tedy lze vypočítat pomocí vztahu:

$$F = m_{křídla} \cdot g \cdot 1{,}05 = 700 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}05 = 7210N$$

Rychlost výsuvu křídla vrat volím jako $v = 0{,}2m \cdot s^{-1}$, což odpovídá běžně používaným rychlostem výsuvu vrat podobných rozměrů. Délka dráhy výsuvu $s = 4{,}2m$. Přibližnou dobu výsuvu t_v pak lze stanovit snadno dle vztahu:

$$t_v = \frac{s}{v} = \frac{4{,}2}{0{,}2} = 21s$$

Skutečná doba výsuvu se však od té přibližné bude mírně lišit. Může za to proměnlivá rychlost výsuvu při rozjezdu a dojezdu křídla, způsobená řízením vrat. Hodnota t_v tedy slouží jako informační.

Výkon potřebný k výsuvu křídla:

$$P = \frac{F \cdot v}{1000} = \frac{7210 \cdot 0{,}2}{1000} = 1{,}4kW$$

Pro danou aplikaci volím pohon SK 1SMI75AXB – IEC100 – 100LH/4 (Obr.24) od výrobce NORD s parametry dle Tab.1, skládající se z asynchronního elektromotoru a šnekové převodovky. Použití šnekové převodovky umožňuje převod rotačního pohybu mezi dvěma pravoúhlými osami, což je v při daném konstrukčním řešení výhodné. Skříň převodovky je provedena pro montáž pomocí patek s průchozími otvory, které slouží k instalaci skříně k montážní desce prostřednictvím šroubů. Elektromotor je připevněn přímo k převodovce, pro montáž pohonu tak odpadá nutnost použití rámu. Výstupní hřídel převodovky je opatřen drážkou pro pero. [12]

Elektromotor je vybaven frekvenčním měničem, který umožňuje regulaci jeho chodu. Lze tak dosáhnout plynulého rozjezdu a dojezdu výsuvného mechanismu s minimalizací rázů. [10]

Tab. 1: Parametry pohonu [12]

Elektromotor 100LH/4			Převodovka SK1SMI75		
Výkon	2,2	kW	Převod	50	
Otáčky	1445	min^{-1}	Účinnost	0,72	
Frekvence	50	Hz	Výstupní otáčky	30	min-1
Jmenovité napětí motoru	230/400	V	Maximální výstupní moment	218	Nm
Jmenovitý moment	14,5	Nm	Průměr výstupního hřídele	35	mm
Účiník	0,79				

Obr. 24: Zvolený elektromotor se šnekovou převodovkou [12]

Výstupní výkon z převodovky P_P je s uvažováním výkonu motoru P a účinností převodovky η:

$$P_P = P_M \cdot \eta_P = 2{,}2 \cdot 0{,}72 = 1{,}584kW$$

5.2. Návrh řetězového převodu

Převod kroutícího momentu z pohonu na hnanou hřídel výsuvného mechanismu vrat je zprostředkován řetězovým převodem, navrženým pro následující vstupní parametry:

- Otáčky na malém řetězovém kole n_1=30min^{-1}
- Otáčky na velkém řetězovém kole n_2=20,5min^{-1}
- Výkon pohonu P_P=1,584kW

Návrh řetězového převodu byl proveden podle [13]

5.2.1. Určení převodového poměru a počtů zubů

$$i' = \frac{n_1}{n_2} = \frac{30}{20{,}5} = 1{,}46$$

Při volbě počtu zubů malého kola z_1 vycházím z předpokladu nízké obvodové rychlosti $v < 10m \cdot s^{-1}$ převodu, pro kterou se doporučuje volit z_{1min}=13÷19 zubů. [17]

$$z_1 = 19$$
$$z_2 = i' \cdot z_1 = 1{,}46 \cdot 19 = 27{,}46 \rightarrow Volím\ z_2 = 27$$
$$i_{skut} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{27}{19} = 1{,}42$$

5.2.2. Určení diagramového výkonu P_D, volba řetězu

Pro určení diagramového výkonu P_D je nutné odečíst z tabulek provozní součinitele charakterizující provozní podmínky řetězového převodu. Prvním z nich je činitel výkonu $\kappa = 0{,}64$ dle Tab.2. Tabulka platí pro součinitel rázu $Y = 2$ (provoz s lehkými rázy). Dále volím součinitel mazání μ=1, což odpovídá provozu s pečlivou údržbou a při nízkých obvodových rychlostech. [13]

Tab.2 – Činitel výkonu κ [18]

Převodový poměr i	Činitel rázů Y = 2 Počet zubů z_1 malého kola				
	13	17	19	21	≥25
1	(0,28)	0,53	0,60	0,67	0.81
2	(0,36)	0,60	0,68	0,76	0,92
3	0,42	0,65	0,73	0,82	0,99
5	0,47	0,71	0,80	0,89	1,09
≥7	0,49	0,75	0,85	0,95	1,16

Digramový výkon lze poté stanovit dle vztahu:

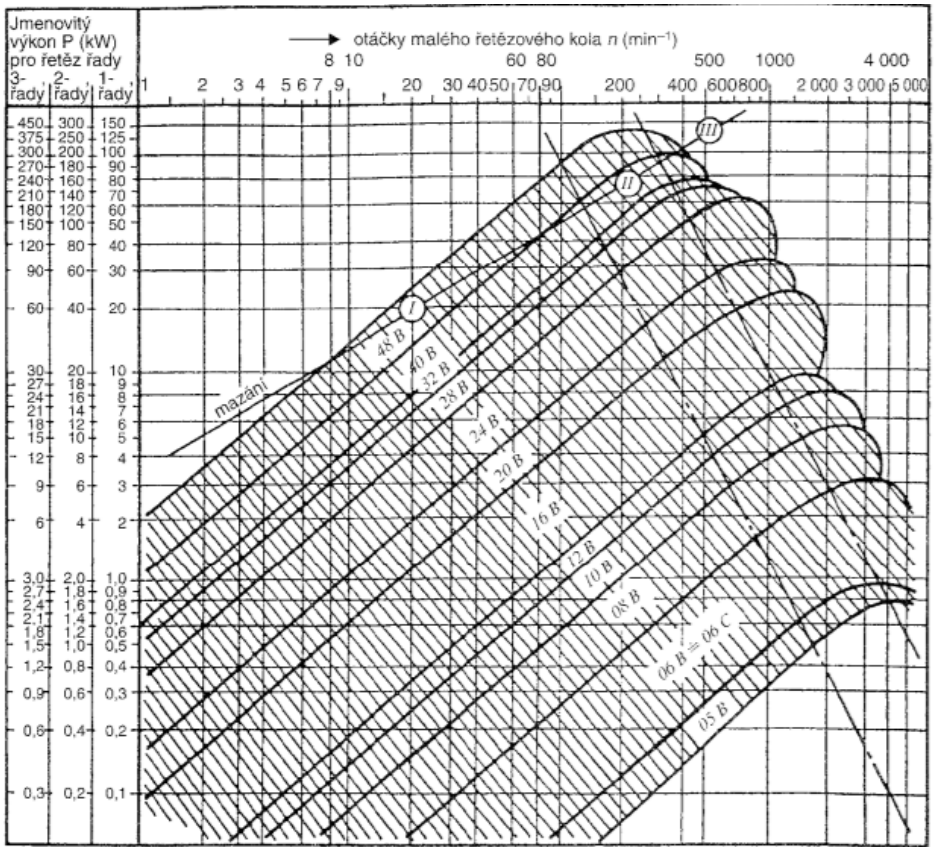
$$P_D = \frac{P_P}{\kappa \cdot \mu} = \frac{1{,}584}{0{,}64 \cdot 1} = 2{,}475kW$$

Osovou vzdálenost řetězových kol a volím dle vztahu $a = 30 \cdot t$, kde t je rozteč řetězu. Jelikož tabulky použité k výpočtu obsahují hodnoty jen pro omezený výběr osových vzdáleností, používám k výpočtům hodnoty součinitelů přibližně odpovídající osové vzdálenosti mnou navrženého řetězového převodu. V tomto případě je nutné diagramový výkon korigovat činitelem osové vzdálenosti $\rho = 0{,}92$ dle tab.3, protože diagramy pro volbu řetězu jsou vyneseny pro $a = 40 \cdot t$. [13]

$$P_D" = \frac{P_D}{\rho} = \frac{2{,}475}{0{,}92} = 2{,}691kW$$

Tab.3 - Činitel osové vzdálenosti ρ [18]

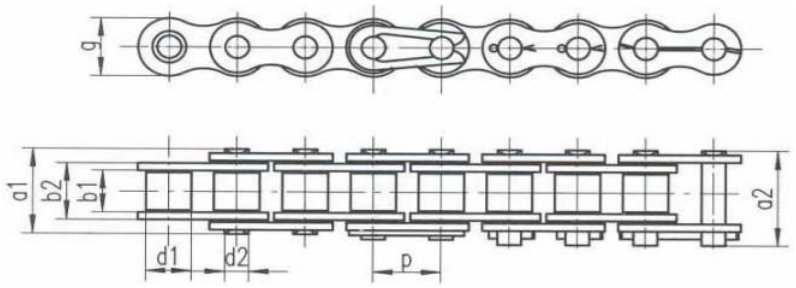
Vzdálenost os	A=20.p	A=40.p	A=80.p	A=160.p
Koeficient δ	0,85	1	1,15	1,3



Obr. 25 – Diagram pro válečkové řetězy typu B [18]

Odečtem z diagramu pro válečkové řetězy typu B volím řetěz 20B. Konkrétně vybírám řetěz (Obr.26) od výrobce TYMA CZ s označením 20B-1 KöBo 1 1/4"3/4 a parametry:

- Rozteč $t = 31{,}75mm$
- Průmět nosné plochy kloubu $S = 295mm^2$
- Hmotnost jednoho metru řetězu $q = 3{,}6kg \cdot m^{-1}$
- Síla na přetržení řetězu $F_{Pt} = 95\ 000N$



Obr. 26 – Válečkový řetěz typu typu B [19]

Tab.4 - Parametry zvoleného řetězu [19]

Označení ISO		pxb$_1$ v palcích/mm	p mm	b$_1$ min. mm	b$_2$ max. mm	d$_1$ max. mm	d$_2$ mm	a$_1$ max. mm	a$_2$ max. mm	g max. mm	Plocha článku cm^2	Síla k přetržení kN	Hmotnost kg/m
20 B - 1	○	1 1/4"x3/4"	31,75	19,56	29,00	19,05	10,19	43,20	49,30	26,40	2,95	95	3,6

5.2.3. Řetězová kola, délka řetězu, osová vzdálenost

Roztečné průměry řetězových kol:

$$d_1 = \frac{t}{\sin\frac{\pi}{z_1}} = \frac{31{,}75}{\sin\frac{\pi}{19}} = 192{,}9mm$$

$$d_2 = \frac{t}{\sin\frac{\pi}{z_2}} = \frac{31{,}75}{\sin\frac{\pi}{27}} = 273{,}5mm$$

Poměrná délka řetězu neboli počet článků řetězu:

$$L_t = 2 \cdot a_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2}\right)^2 \cdot \frac{1}{a_t} = 2 \cdot 30 + \frac{19 + 27}{2} + \left(\frac{27 - 19}{2}\right)^2 \cdot \frac{1}{30} = 83{,}12$$
$$\approx 84 \ \ (u\ sudého\ počtu\ není\ potřeba\ přechodový\ článek)$$

Délka řetězu:

$$L = L_t \cdot t = 84 \cdot 31{,}75 = 2667mm$$

Pro vypočtenou délku řetězu zpětně určuji příslušnou osovou vzdálenost kol:

$$a = \frac{t}{4} \cdot \left[\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2}\right) + \sqrt{\left(L_t + \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}\right]$$
$$= \frac{31{,}75}{4} \cdot \left[\left(84 - \frac{19 + 27}{2}\right) + \sqrt{\left(84 + \frac{19 + 27}{2}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{27 - 19}{2\pi}\right)^2}\right]$$
$$= 1333mm$$

Za účelem přiměřeného prověšení řetězu snižuji osovou vzdálenost na montážní osovou vzdálenost a_M. [13]

$$a_M = 0{,}995 \cdot a = 0{,}995 \cdot 1333 = 1326{,}4mm$$

5.2.4. Obvodová rychlost řetězu, síla v řetězu, výstupní moment

Obvodová rychlost řetězu:

$$v_1 = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60\ 000} = \frac{19 \cdot 31{,}75 \cdot 30}{60\ 000} = 0{,}36m \cdot s^{-1}$$

Obvodová síla na řetězovém kole od přenášeného výkonu:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_P}{v_1} = \frac{1000 \cdot 1{,}584}{0{,}36} = 5251{,}5N$$

Obvodová síla způsobená odstředivou silou:

$$F_v = q \cdot v_1^2 = 3{,}6 \cdot 0{,}36^2 = 0{,}328N$$

Celková tahová síla v řetězu:

$$F_c = F_t + F_v = 5251{,}5 + 0{,}328 \approx 5252N$$

Výsledná síla namáhající hřídele:

$$V = 1{,}15 \cdot F_c = 1{,}15 \cdot 5252 \approx 6040N$$

Výstupní moment na hřídeli velkého kola:

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot \eta_{ř} \cdot i_{skut} = 218 \cdot 0{,}97 \cdot 1{,}42 = 300Nm$$

5.2.5. Pevnostní kontrola řetězu

Kontrola tlaku v kloubech:

$$p_v = \frac{F_c}{S} = \frac{5252}{295} = 17{,}8MPa$$
$$p_D = p \cdot \lambda = 31 \cdot 0{,}62 = 19{,}22MPa$$
$$p \ldots . měrný\ tlak\ v\ kloubu\ řetězu\ (Tab.5)$$
$$\lambda \ldots . součinitel\ tření\ (Tab.6)$$
$$p_v < p_D \ \rightarrow vyhovuje\ kontrole\ na\ tlak\ v\ kloubech$$

Tab. 5 -Měrný tlak v kloubech v kloubech řetězu p [18]

v m.s⁻¹	Z_1				
	17	19	21	23	25
0,1	31,78	31,98	32,47	32,47	32,86
0,2	30,41	30,41	31,00	31,49	31,89
0,4	28,94	29,33	29,63	29,92	30,51
0,6	27,76	28,15	28,45	29,04	29,72

Tab. 6 – Součinitel tření v kloubech řetězu λ [18]

A (mm)	Převodový poměr i				
	1	2	3	5	7
20.p	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04
40.p	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15
80.p	1,00	1,12	1,19	1,27	1,32
160.p	1,24	1,38	1,45	1,53	1,57

Kontrola statické pevnosti v tahu:

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_c} = \frac{95\,000}{5252} = 17{,}9$$
$$k_{sMIN} = 7$$
$$k_s > k_{sMIN} \rightarrow vyhovuje\ kotrole\ na\ statickou\ pevnost\ v\ tahu$$

Kontrola dynamické pevnosti v tahu:

$$k_d = \frac{F_{Pt}}{Y \cdot F_c} = \frac{F_{Pt}}{2 \cdot 5252} = 9{,}1$$
$$k_{dMIN} = 5$$
$$k_d > k_{dMIN} \rightarrow vyhovuje\ kontrole\ na\ dynamickou\ pevnost\ v\ tahu$$

5.2.6. Vyhodnocení

Navrhuji řetězový převod do pomala s převodovým číslem $i = 1{,}42$, opásaný řetězem 20B-1 84 článků KöBo 1 1/4"3/4. Převod vyhovuje všem kontrolám. Za účelem zvýšení bezpečnosti je řetěz výrazně naddimenzován.

5.3. Návrh kol na hlavním hřídeli

Dvě menší řetězová kola na hlavním hřídeli slouží k převodu rotačního pohybu hřídele na posuvný pohyb řetězů. Pro tento účel volím, stejně jako u řetězového převodu, řetěz typu 20B-1 KöBo 1 1/4"3/4 od výrobce TYMA (Tab.4). Při volbě parametrů řetězových kol je nutné počítat s rychlostí výsuvu vrat $v = 0{,}2m \cdot s^{-1}$, pro kterou je výsuvný mechanismus navrhován. Obvodová rychlost na roztečném průměru $v_{Od3,4}$ by se měla rovnat rychlosti výsuvu v . Aby bylo rovnosti dosaženo, je třeba zvolit vhodný počet zubů, na kterém závisí roztečný průměr a tím pádem i obvodová rychlost. Volím počet zubů obou kol $z_{3,4} = 18$. Pro tuto hodnotu lze určit roztečný průměr kol při použití řetězu 20B-1 pomocí vztahu:

$$d_{3,4} = \frac{t}{\sin\frac{\pi}{z_{3,4}}} = \frac{31{,}75}{\sin\frac{\pi}{18}} = 182{,}8mm$$

Při znalosti roztečného průměru kol lze vypočítat obvodovou rychlost na roztečném průměru kol:

$$v_{Od3,4} = \frac{\pi \cdot d_{3,4} \cdot n_2}{60\,000} = \frac{\pi \cdot 182{,}8 \cdot 20{,}5}{60\,000} = 0{,}196m \cdot s^{-1}$$
$$v_{Od3,4} = 0{,}196m \cdot s^{-1} \cong \ v = 0{,}2m \cdot s^{-1}$$

Rychlosti se přibližně rovnají, proto lze použít kola s počtem zubů $z_{3,4} = 18$ a roztečným průměrem $d_{3,4} = 182{,}8mm$.

5.4. Kontrola řetězu pro výsuv křídla

Mezi křídlem vrat a protizávažím jsou pomocí výsuvného řetězového mechanismu vedeny dva řetězy. Stejně jako v případě řetězového převodu je využito válečkových řetězů 20B-1. Řetězy jsou namáhány především tahem, způsobeným hmotností zavěšených břemen. Síla nutná na přetržení řetězu udávaná výrobcem je $F_{Pt} = 95\,000N$. [19]

Při uvažování ideálního stavu se síla způsobená hmotností křídla rozkládá do obou řetězů rovnoměrně. Jakmile je křídlo uvedeno do pohybu, začnou proti směru pohybu působit pasivní odpory způsobené vedením. Při otevírání vrat, tedy při pohybu křídla nahoru, pasivní odpory zvyšují namáhání řetězů. Naopak při zavírání vrat a pohybu křídla dolů pasivní odpory křídlo „brzdí“ a síla v řetězech se mírně sníží. Proto v kontrole řetězu analyzuji pouze situaci během otevírání vrat.

Jelikož velikost pasivních odporů nelze přesně stanovit, uvažuji je jako 5% síly od hmotnosti křídla.

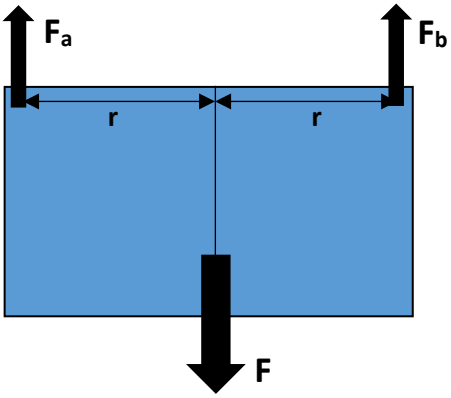
$$F = m_{křídla} \cdot g \cdot 1{,}05 = 700 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}05 = 7210N$$

Síly v řetězu lze určit z rovnováhy sil ve směru osy y a momentové rovnováhy ke středu křídla, kde reakce F_a je síla v jednom a reakce F_b v druhém řetězu (Obr.27)

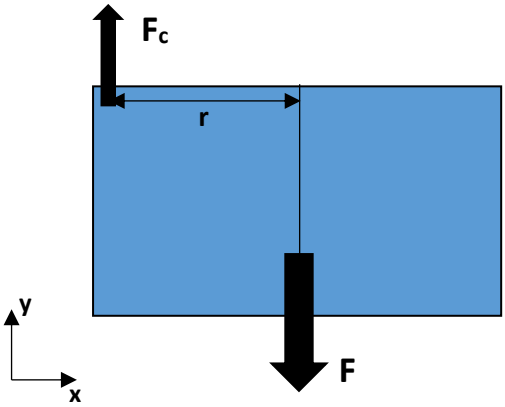
$$y: F_a + F_b = F$$
$$M: F_a \cdot r - F_b \cdot r = 0$$
$$\rightarrow F_a = F_b$$

Z rovnic vyplývá, že v případě, kdy uvažujeme těžiště tíhové síly uprostřed křídla, jsou síly v řetězech v stejné. Jejich velikost je potom:

$$F_a = F_b = \frac{F}{2} = \frac{7210}{2} = 3605N$$



Obr. 27: Síly působící na křídlo za normálního provozu



Obr. 28: Síly působící na křídlo při přetržení jednoho z řetězů

Dále uvažuji situaci, při které by došlo k přetržení jednoho z řetězů (Obr.28). Síla F_c se v tomto případě rovná síle od hmotnosti křídla F.

$$F_c = F = 7210N$$

Síly působící na řetězy jsou v obou uvedených případech výrazně nižší, než síla nutná pro přetržení řetězu. Řetěz 20B-1 KöBo 1 1/4"3/4 pro lze použít i pro výsuv křídla.

$$F_a = F_b = 3605N \ll F_{Pt} = 95\,000N \rightarrow \text{řetěz } vyhovuje$$
$$F_c = 7210N \ll F_{Pt} = 95\,000N \rightarrow \text{řetěz } vyhovuje$$

5.5. Výpočet minimálních průměrů hřídelů

Hřídele v řetězovém mechanismu jsou dominantně namáhány na krut. Napětí v krutu kruhového průřezu lze spočítat dle vztahu [15]:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_{min}{}^3}{16}} \leq \tau_{kD}$$

Vyjádřením z tohoto vztahu je možné při znalosti dovoleného napětí v krutu pro míjivé zatížení materiálu 11 500 $\tau_{kD} = 80MPa$ vypočítat minimální průměr hřídele. [15]

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{kD}}}$$

Pohon je osazen hřídelem o průměru $d_1 = 35mm$. Že výrobce pohonu zvolil hřídel dostatečného průměru lze snadno ověřit:

$$d_{1min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 218 \cdot 10^3}{\pi \cdot 80}} = 24{,}1mm$$

$$d_{1min} \leq d_1 \ \rightarrow Vyhovuje$$

Minimální průměr hlavního hřídele:

$$d_{2min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 300 \cdot 10^3}{\pi \cdot 80}} = 26{,}7mm$$

5.6. Návrh a kontrola těsných per

Kroutící moment mezi řetězovými koly a hřídeli je přenášen prostřednictvím těsných per. Díky protizávaží, působícímu svou hmotností proti hmotnosti křídla vrat, je moment způsobený zavěšenými břemeny minimální. Moment, který budou muset pera přenášet, uvažuji jako výstupní moment pohonu $M_{k1} = 218Nm$.

5.6.1. Pero na výstupním hřídeli pohonu

První pero slouží k přenosu momentu z výstupního hřídele pohonu na malé řetězové kolo řetězového převodu. Průměr výstupního hřídele pohonu je $d_1 = 35mm$, materiál náboje i hřídele je ocel. Dovolený tlak $p_D = 110 \ až \ 120MPa$ a dovolené smykové napětí je $\tau_D = 60 \ až \ 90MPa$. [21] Pro daný průměr hřídele byly podle [20] zjištěny rozměry pera:

$$b_1 = 10mm$$

$$h_1 = 8mm$$

$$l_{1a} = \frac{4 \cdot M_{K1}}{d_1 \cdot h_1 \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 218 \cdot 10^3}{35 \cdot 8 \cdot 110} = 28{,}31mm$$

$$l_{1min} = l_{1a} + b_1 = 28{,}31 + 10 = 38{,}31mm$$

$$\rightarrow Volím\ nejbližší\ vyšší\ normalizovanou\ délku\ pera\ l_1 = 40mm$$

$$l_{N1min} = l_1 + h_1 = 40 + 8 = 48mm$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{K1}}{d_1 \cdot b_1 \cdot (l_1 - b_1)} = \frac{2 \cdot 218 \cdot 10^3}{35 \cdot 10 \cdot (40 - 10)} = 41{,}52N \cdot mm^{-2}$$

$$\tau = 41{,}52N \cdot mm^{-2} \leq \tau_D = 60N \cdot mm^{-2} \ \rightarrow Vyhovuje\ kontrole\ na\ střih$$

Na základě návrhu a kontroly volím PERO ČSN 02 2562 10e7 x 8 x 40

5.6.2. Pera na hlavním hřídeli

Pera pro přenos kroutícího momentu mezi řetězovými koly a hlavním hřídelem řetězového mechanismu navrhuji pro průměr hřídele pod koly $d_2 = 40mm$, materiál kol i hřídele je ocel. Dovolený tlak je $p_D = 110\ až\ 120MPa$ a dovolené smykové napětí je $\tau_D = 60\ až\ 90MPa$. [21] Kroutící moment na tomto hřídeli je $M_{K2} = 300Nm$.

$$b_2 = 12mm$$
$$h_2 = 8mm$$
$$l_{2a} = \frac{4 \cdot M_{K2}}{d_2 \cdot h_2 \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 300 \cdot 10^3}{40 \cdot 8 \cdot 110} = 34{,}12mm$$
$$l_{2min} = l_{2a} + b_2 = 34{,}12 + 12 = 46{,}12mm$$
$$\rightarrow Volím\ nejbližší\ vyšší\ normalizovanou\ délku\ pera\ l_2 = 50mm$$
$$l_{N2min} = l_2 + h_2 = 50 + 8 = 58mm$$
$$\tau = \frac{2 \cdot M_{K2}}{d_2 \cdot b_2 \cdot (l_2 - b_2)} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{40 \cdot 12 \cdot (50 - 12)} = 32{,}92N \cdot mm^{-2}$$
$$\tau = 32{,}92N \cdot mm^{-2} \leq \tau_D = 60N \cdot mm^{-2}\ \rightarrow Vyhovuje\ kontrole\ na\ střih$$

Na základě návrhu a kontroly volím PERO ČSN 02 2562 12e7 x 8 x 50

5.7. Návrh čepu

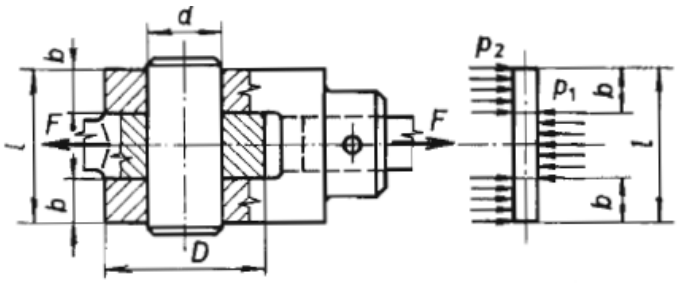
Pro rozebíratelné spojení protizávaží s řetězem je využito čepu s hlavou a dírou pro závlačku. Čep bude přenášet sílu působící kolmo na jeho osu. Materiál spojovaných součástí je ocel 11 343. Jako materiál čepu volím ocel 11 500 s následujícími výpočtovými parametry [15]:

$$\sigma_{Do} = 100MPa$$
$$\tau_D = 60MPa$$

5.7.1. Volba rozměrů

Volím průměr čepu d=18mm. Rozměry spojovaných součástí (Obr. 18) určuji dle empirických vztahů [15]:

$$l \approx 2{,}3 \cdot d = 2{,}3 \cdot 18 = 41{,}4mm$$
$$b \approx 0{,}75 \cdot d = 0{,}75 \cdot 18 = 13{,}5mm$$
$$D = 2{,}5 \cdot d = 2{,}5 \cdot 18 = 45mm$$



Obr. 29: Rozměry a zatížení čepu [15]

5.7.2. Kontrola na ohyb

$$M_o = \frac{1}{8} \cdot F \cdot l = \frac{1}{8} \cdot 7\,210 \cdot 41{,}4 = 37\,314 N \cdot mm$$

$$M_{oD} = \frac{1}{10} \cdot d^3 \cdot \sigma_{Do} = \frac{1}{10} \cdot 18^3 \cdot 100 = 58\,320 N \cdot mm$$

$$M_o \leq M_{oD} \rightarrow Vyhovuje\ kontrole\ na\ ohyb$$

5.7.3. Kontrola na smyk

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{2}} = \frac{7\,210}{\frac{\pi \cdot 18^2}{2}} = 14{,}1 MPa$$

$$\tau \leq \tau_D \rightarrow Vyhovuje\ kontrole\ na\ smyk$$

5.7.4. Kontrola na tlak

$$p_1 = \frac{F}{(l - 2 \cdot b) \cdot d} = \frac{7\,210}{(41{,}4 - 2 \cdot 13{,}5) \cdot 18} = 27{,}8 MPa$$

$$p_2 = \frac{F}{2 \cdot b \cdot d} = \frac{7\,210}{2 \cdot 13{,}5 \cdot 18} = 14{,}8 MPa$$

$$p_1 \leq p_D$$

$$p_2 \leq p_D$$

$$\rightarrow Vyhovuje\ kontrole\ na\ tlak$$

5.7.5. Vyhodnocení

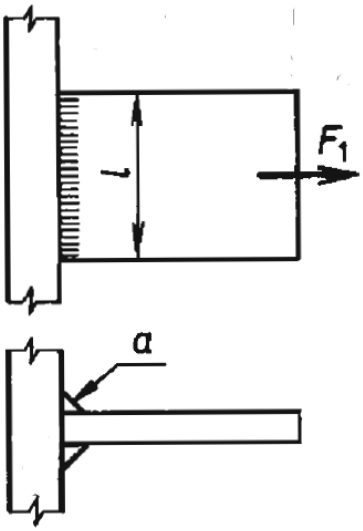
Čep vyhovuje všem kontrolám, volím ČEP ISO 2341 – A – 18x35 s uložením H11/h11.

5.8. Výpočet svaru

Spojení víka protizávaží se součástí pro připevnění řetězu je vyřešeno pomocí koutového svaru (Obr.30). Svar je namáhán tahem od síly v řetězu F. Materiálem svařovaných součástí je ocel 11 373 se zaručenou svařitelností. Tloušťku koutového svaru z volím dle Tab. 7, převodní součinitel pro čelní koutový svar namáhaný smykem je $k_3 = 0{,}9$. [15]

Tab. 7: Doporučená tloušťka svaru dle tloušťky součásti [15]

Tloušťka tlustší součásti *s (mm)*		Tloušťka svaru *z (mm)* dle pevn. třídy mat.	
přes	do	370 a 420MPa	520MPa
5	10	4	6
11	20	6	8
21	30	8	10



Obr. 30: Rozměry součásti a zatížení svaru [15]

$s = 14{,}4mm$
$z = 6mm$
$l_{sv} = 30mm$
$a = 0{,}7 \cdot z = 0{,}7 \cdot 6 = 4{,}2mm$
$F = 7210N$
$\sigma_D = 100MPa$
$k_3 = 0{,}9$
$\tau_{Dsv} = k_3 \cdot \sigma_D = 0{,}9 \cdot 100 = 90MPa$

Smykové napětí od síly F:

$$\tau_{\perp 1} = \frac{F}{2 \cdot a \cdot l_{sv}} = \frac{7210}{2 \cdot 4{,}2 \cdot 30} = 28{,}6MPa$$

$$\tau_{\perp 1} = 28{,}6MPa \leq \tau_{Dsv} = 90MPa \ \rightarrow Svar\ vyhovuje$$

Navrhuji oboustranný koutový svar o tloušťce $a = 4{,}2mm$ a délce l_{sv}=30mm.

6. Závěr

Cílem této práce byl návrh konstrukce výsuvných vrat provozní haly. Nejdříve jsem zpracoval přehled možných konstrukčních řešení posuvných vrat. Na základě zadání a zvolených parametrů jsem zvolil variantu svisle posuvných vrat. Vytvořil jsem vlastní konstrukci vrat, osazenou kupovaným elektromotorem se šnekovou převodovkou. Vypracoval jsem 3D model vrat v CAD software Solid Works včetně výkresu sestavy vrat. Pro vybrané konstrukční uzly jsem provedl návrhové a kontrolní výpočty.

Navržená konstrukce vyniká zejména svou jednoduchostí. Při návrhu jsem kladl důraz na volbu snadno vyrobitelných a dostupných součástí. Redukcí počtu dílů, které je nutné vyrábět, se sníží celková cena vrat. Použitím řetězů místo ocelových lan pro výsuv křídla odpadá nutnost komplikovaného navíjení lan. Při instalaci vrat jsou potřeba pouze minimální zásahy do konstrukce stavby.

Použitá literatura

[1] Norma. ČSN EN 12433-1:2001 „Vrata - Terminologie - Část 1: Typy vrat“

[2] ESAKO SÝKORA. Posuvné brány [on-line] 2018 [cit. 2018-06-23]
Dostupné na internetu:
http://www.esako.cz/ocelove-konstrukce/posuvne-brany

[3] HORMANN. Posuvná vrata [on-line] 2018 [cit. 2018-06-23]
Dostupné na internetu:
https://www.hormann.cz/prumysl-remesla-a-verejny-sektor/prumyslova-vrata/

[4] FLEMING STEEL COMPANY. Horizontal slide doors [on-line] 2018 [cit. 2018-06-23]
Dostupné na internetu:
http://flemingdoors.com/door-types/slide-aircraft/

[5] EUROWIN. Průmyslová vrata [on-line] 2018 [cit. 2018-06-23]
Dostupné na internetu:
http://www.eurowin.cz/prumyslova-vrata/

[6] RYTERNA GARAGE DOORS. Industrial doors [on-line] 2018 [cit. 2018-06-23]
Dostupné na internetu:
https://www.ryternagaragedoors.co.uk/industrial-doors/

[7] BATOR. Falttore und Flügeltore [on-line] 2018 [cit. 2018-06-23]
Dostupné na internetu:
https://www.bator.com/leistungen/tortypen/falttore-und-fluegeltore/

[8] NOR-CAL OVERHEAD. Commercial doors [on-line] 2018 [cit. 2018-06-23]
Dostupné na internetu:
http://norcaloverhead.com/portfolio-view/commercial-insulated-sectional-doors/

[9] Norma. ČSN 73 6056:2011 „Odstavné a parkovací plochy silničních vozidel“

[10] UHLÍŘ, Ivan; NOVÁK, Jaroslav; ŠŤASTNÝ, Jiří; NOVÁK, Lukáš; VLČEK, Josef. ELEKTRICKÉ STROJE A POHONY. Praha 6: Nakladatelství ČVUT, červenec 2007

[11] JENČÍK, Josef; VOLF, Jaromír. TECHNICKÁ MĚŘENÍ. Praha 6: Nakladatelství ČVUT, 2003

[12] NORD. Katalog Šnekové převodovky universal SI+SMI. [on-line] 2018 [cit. 2018-06-23]
Dostupné na internetu:
https://www.nord.com/cms/cz/product_catalogue/geared_motors/worm_geared_motors/pdp_worm_geared_motors_60032.jsp

[13] ŠVEC, Vladimír. ČÁSTI A MECHANISMY STROJŮ. Příklady. Praha 6: Nakladatelství ČVUT, 2008

[14] HORMANN. Katalog Průmyslová sekční vrata. [on-line] 2018 [cit. 2018-06-23]
Dostupné na internetu:
https://www.hormann.cz/fileadmin/_country/kataloge/pdf/86465_Industrie-Sectionaltore_CZ.pdf

[15] BOLEK, Alfred; KOCHMAN, Josef. ČÁSTI STROJŮ. 1.svazek. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1989

[16] HERCULES. Vertical lift doors [on-line] 2018 [cit. 2018-06-23]
Dostupné na internetu:
http://www.herculesdoors.com/Products/Vertical-Lift

[17] ŠVEC, Vladimír. ČÁSTI A MECHANISMY STROJŮ. Mechanické převody. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003

[18] HLOŽANKA, Dušan. ŘETĚZOVÉ PŘEVODY. [on-line] 2018 [cit. 2018-06-23] Dostupné na internetu: https://www.spszengrova.cz/texty/texty/SPS/SPS%203%20%20%C5%98et%C4%9Bzov%C3%A9%20p%C5%99evody-UT.pdf

[19] TYMA. Válečkové řetězy podle DIN 8187 [on-line] 2018 [cit. 2018-06-23] Dostupné na internetu: https://www.tyma.cz/files/doc/retezy-b.pdf

[20] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. STROJNICKÉ TABULKY Páté upravené vydání. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

[21] KUGL, Otmar; HOUKAL, Jiří; TOMEK, Pavel; ZÝMA, Jiří. PROJEKT – III. Ročník. Praha 6: Vydavatelství ČVUT, červenec 2000.

Seznam obrázků

Obr. 1: Vrata posuvná jednokřídlová [3] ... 3
Obr. 2: Vrata protiběžná posuvná [5] ... 4
Obr. 3: Vrata teleskopická posuvná [4] ... 4
Obr. 4: Vrata obloukově vodorovně posuvná [6] ... 5
Obr. 5: Vrata posuvná skládací [7] ... 6
Obr. 6: Vrata svisle posuvná [8] ... 6
Obr. 7: Sestava vrat ... 7
Obr. 8: Sestava vrat bez zakrytování ... 8
Obr. 9: Křídlo vrat ... 9
Obr. 10: Detail připojení křídla k řetězu ... 10
Obr. 11: Kolejnicové vedení - profil ... 10
Obr. 12: Detail připojení rámu ke konstrukci stavby a kolejnici ... 11
Obr. 13 Spojení kolejnice s rámem pravoúhlou spojkou ... 11
Obr. 14: Celkový pohled na rám ... 11
Obr. 15: Elektromotor se šnekovou převodovkou ... 12
Obr. 16: Deska pro uchycení pohonu ... 12
Obr. 17: Detail protizávaží ve vedení ... 13
Obr. 18: Detail připojení řetězů k protizávaží ... 13
Obr. 19: Řetězový mechanismus – pohled shora na vedlejší hřídel ... 14
Obr. 20: Řetězový mechanismus – pohled shora na hlavní hřídel ... 14
Obr. 21: Řetězový mechanismus ... 14
Obr. 22: LED maják ... 16
Obr. 23: Bezpečnostní sloupky ... 16
Obr. 24: Zvolený elektromotor se šnekovou převodovkou [12] ... 18
Obr. 25 – Diagram pro válečkové řetězy typu B [18] ... 21
Obr. 26 – Válečkový řetěz typu typu B [19] ... 21
Obr. 27: Síly působící na křídlo za normálního provozu ... 26
Obr. 28: Síly působící na křídlo při přetržení jednoho z řetězů ... 26
Obr. 29: Rozměry a zatížení čepu [15] ... 29
Obr. 30: Rozměry součásti a zatížení svaru [15] ... 30

Seznam tabulek

Tab. 1: Parametry pohonu [12]
Tab. 2: Činitel výkonu κ [18]
Tab. 3: Činitel osové vzdálenosti ρ [18]
Tab. 4: Parametry zvoleného řetězu [19]
Tab. 5: Měrný tlak v kloubech v kloubech řetězu p [18]
Tab. 6: Součinitel tření v kloubech řetězu λ [18]
Tab. 7: Doporučená tloušťka svaru dle tloušťky součásti [15]

Seznam příloh

Příloha 1: Výkres sestavy vrat
Příloha 2: Ukázka řešení vedení řetězů v reálné aplikaci (výrobce

Seznam zkratek a symbolů

$m_{křídla}$	[kg]	Hmotnost křídla
$m_{protizávaží}$	[kg]	Hmotnost protizávaží
F	[N]	Síla nutná k výsuvu křídla vrat
g	[m.s^{-2}]	Tíhové zrychlení
v	[m.s^{-1}]	Rychlost výsuvu křídla
s	[m]	Dráha výsuvu křídla
t_v	[s]	Doba výsuvu křídla
P	[kW]	Výkon potřebný k výsuvu křídla
P_M	[kW]	Výkon elektromotoru
P_P	[kW]	Výkon dodávaný pohonem
P_D	[kW]	Diagramový výkon
η	[-]	Účinnost šnekové převodovky
n_1	[min^{-1}]	Otáčky na výstupu z pohonu
n_2	[min^{-1}]	Otáčky na hlavním hřídeli
i´	[-]	Předběžný převodový poměr
i_{skut}	[-]	Skutečný převodový poměr
z_1	[-]	Počet zubů malého kola řetězové převodu
z_2	[-]	Počet zubů velkého kola řetězové převodu
$z_{3,4}$	[-]	Počet zubů kol na hlavním hřídeli
κ	[-]	Činitel výkonu
Y	[-]	Činitel rázů
μ	[-]	Součinitel mazání
a	[mm]	Osová vzdálenost
t	[mm]	Rozteč řetězu
ρ	[-]	Činitel osové vzdálenosti
S	[mm^2]	Průmět nosné plochy kloubu řetězu
q	[kg.m^{-1}]	Hmotnost jednoho metru řetězu
F_{Pt}	[N]	Síla nutná k přetržení řetězu
d_1	[mm]	Roztečný průměr malého řetězového kola převodu
d_2	[mm]	Roztečný průměr velkého řetězového kola převodu
$d_{3,4}$	[mm]	Roztečný průměr řetězových kol
L_t	[-]	Počet článků řetězu
a_t	[-]	Poměrná osová vzdálenost
L	[mm]	Délka řetězu
a_M	[mm]	Montážní osová vzdálenost
v_1	[m.s^{-1}]	Obvodová rychlost řetězu převodu
F_t	[N]	Obvodová síla na řetězovém kole převodu
F_v	[N]	Obvodová síla způsobená odstředivou silou
F_c	[N]	Celková tahová síla v řetězu převodu
V	[N]	Výsledná síla namáhající hřídele
M_{k1}	[Nm]	Výstupní kroutící moment pohonu
M_{k2}	[Nm]	Kroutící moment na hřídeli velkého kola
$\eta_{ř}$	[-]	Účinnost řetězového převodu

p	[-]	Měrný tlak v kloubu řetězu převodu
p_v	[MPa]	Tlak v kloubech řetězu převodu
p_d	[MPa]	Dovolený tlak v kloubech řetězu převodu
λ	[-]	Součinitel tření v klubech řetězu
k_{sMIN}	[-]	Minimální statická bezpečnost
k_s	[-]	Statická bezpečnost převodu
k_{dmin}	[-]	Minimální dynamická bezpečnost
k_d	[-]	Dynamická bezpečnost převodu
$v_{Od3,4}$	[$m.s^{-1}$]	Obvodová rychlost na roztečném průměru malých kol na hl. hřídeli
F_a	[N]	Reakce v řetězu 1
F_b	[N]	Reakce v řetezu 2
r	[mm]	Rameno momentu
W_k	[-]	Průřezový modul v krutu
d_{1min}	[mm]	Minimální průměr výstupního hřídele pohonu
d_{2min}	[mm]	Minimální průměr hlavního hřídele
τ_{kD}	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
τ_D	[MPa]	Dovolené smykové napětí
b_1	[mm]	Šířka pera na vstupním hřídeli
b_2	[mm]	Šířka per na hlavním hřídeli
h_1	[mm]	Výška pera na vstupním hřídeli
h_2	[mm]	Výška per na hlavním hřídeli
l_{1a}	[mm]	Funkční délka pera na vstupním hřídeli
l_{2a}	[mm]	Funkční délka per na hlavním hřídeli
l_{1min}	[mm]	Minimální délka pera na vstupním hřídeli
l_{2min}	[mm]	Minimální délka per na hlavním hřídeli
l_{1Nmin}	[mm]	Minimální délka náboje
l_{2Nmin}	[mm]	Minimální délka náboje
d	[mm]	Průměr čepu
l	[mm]	Délka funkční části čepu
b	[mm]	Šířka jedné vidlice
D	[mm]	Průměr kolem čepu
M_o	[N.mm]	Ohybový moment
M_{oD}	[N.mm]	Dovolený ohybový moment
p_1	[MPa]	Dovolený tlak na část 1 čepu
p_2	[MPa]	Dovolený tlak na část 2 čepu
s	[mm]	Tloušťka tlustší ze svařovaných součástí
z	[mm]	Tloušťka svaru
l_s	[mm]	Délka svaru
k_3	[-]	Převodový součinitel koutového svaru
$\tau_{\perp 1}$	[MPa]	Smykové napětí