



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh posuvného mechanismu pro
zakrytí otvoru**

**Design of a sliding mechanism for
cover of a hole**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2022

Adam KUBEŠ

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kubeš** Jméno: **Adam** Osobní číslo: **476090**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh posuvného mechanismu pro zakrytí otvoru

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a sliding mechanism for cover of a hole

Pokyny pro vypracování:

Navrhnete systém zakrytí vjezdového otvoru. Součástí návrhu je zavěšení vrat, jejich pojezd a upevnění pojižďecí dráhy. Provedte návrh pohonu a jeho napojení na vrata.

Seznam doporučené literatury:

Švec, V.: Části a mechanismy strojů – Spoje a části spojovací. ČVUT Praha, 1997
Švec, V.: Části a mechanismy strojů – Mechanické převody. ČVUT Praha, 1999
Jančík, L., Zýma, J.: Části a mechanismy strojů. ČVUT Praha 2004

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **06.04.2022** Termín odevzdání bakalářské práce: **03.06.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

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

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem „Návrh posuvného mechanismu pro zakrytí otvoru“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Zdeňka Češpíra, Ph.D. s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze, dne _____

Kubeš Adam

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval panu Ing. Zdeňku Češpírovi, Ph.D. za jeho pomoc, připomínky a doplňující poznatky při vypracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině za jejich důvěru, kterou ve mě vložili.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Adam KUBEŠ
Název BP:	Návrh posuvného mechanismu pro zakrytí otvoru
Anglický název:	Design of a sliding mechanism for cover of a hole
Rok:	2022
Studijní program:	B2341 STROJÍRENSTVÍ
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 45 počet obrázků 45 počet tabulek 7 počet příloh 1
Klíčová slova:	vrata, posuvná vrata, posuvný mechanismus
Keywords:	garage gates, sliding mechanism
Anotace:	Obsahem této bakalářské práce je návrh posuvného mechanismu vrat s pohonem. V teoretické části je provedena rešerše různých druhů vrat a v praktické části jsou provedeny návrhy posuvného mechanismu a pohonu, které jsou podložené výpočty.
Abstract:	The content of this bachelor thesis is a design of a sliding mechanism with drive. The theoretical part contains a research of garage gates and the practical part consists of designs of sliding mechanism which are supported by calculations.

Obsah

Čestné prohlášení	III
Poděkování	IV
Anotační list	V
1. Úvod	1
2. Rozdělení garážových vrat	2
2.1. Sekční vrata	2
2.1.1. Výhody a nevýhody sekčních vrat	3
2.2. Rolovací vrata	3
2.2.1. Výhody a nevýhody rolovacích vrat	4
2.3. Výklopná vrata	4
2.3.1. Výhody a nevýhody výklopných vrat	5
2.4. Křídlová vrata	5
2.4.1. Výhody a nevýhody křídlových vrat	6
2.5. Posuvná vrata	6
2.5.1. Výhody a nevýhody posuvných vrat	6
2.5.2. Další možnosti konstrukce posuvných vrat	7
3. Návrh posuvného mechanismu	9
3.1. Konstrukce vrat	9
3.2. Konstrukce závěsu	10
3.2.1. Návrh tloušťky svaru u konzoly	11
3.2.2. Výpočet závěsového šroubu	12
3.2.3. Návrh závěsového plechu a čepu	13
3.2.3.1. Výpočet čepu na stříh	14
3.2.3.2. Výpočet čepu na otláčení	15
3.2.4. Návrh svařovaného pojezdu	15
3.2.4.1. Volba ložisek	16
3.3. Konstrukce kolejnice a úchytů	17
3.3.1. Výpočet reakcí mezi kolejnicí a svařenci	18
3.3.2. Návrh svaru mezi objímkou a konzolou	20
4. Návrh pohonu posuvného mechanismu	21
4.1. Výpočet výkonu na ložiskách	21
4.2. Návrh elektromotoru	22
4.1. Návrh a konstrukce řemenového převodu	24
4.1.1. Výpočet napínací síly	26
4.1.1.1. Kontrola napínacího šroubu	27
4.1.1.2. Výpočet trvanlivosti ložiska	27
4.2. Konstrukce spojky rámu s řemenem	28
5. Příslušenství vrat	29
6. Závěr	31
Seznam použité literatury	32
Seznam zkratk a symbolů	34
Seznam obrázků	37



Seznam tabulek	38
Seznam příloh.....	38

1. Úvod

Průjezd mezi domy, průchod z jedné místnosti do druhé, zárubeň pokoje, výtahová šachta, vjezd do garáže nebo jakýkoliv jiný otvor. To jsou místa, která jsou někdy potřeba přehradit, uzavřít, zabezpečit za účelem ochrany majetku, tepelně izolovat, ochránit před meteorologickými vlivy nebo zamezit vstupu osob. K tomu slouží vrata nebo dveře. Zatímco dveřmi nazýváme spíše objekty, které se používají pro rozměrově menší otvory (průchod z pokoje do pokoje), vrata se instalují pro zakrytí mnohonásobně větších otvorů. Nejčastějším případem jsou vrata garážová, která uzavírají vjezd do krytého parkovacího místa. Dalším využitím jsou vstupní otvory, například do zemědělských budov, kde je požadavek na dostatečnou výšku a šířku vrat, aby se do objektu dostala zemědělská technika.

Cílem této bakalářské práce je navrhnout posuvný mechanismus garážových vrat s pohonem, která budou sloužit k zakrytí vjezdového otvoru do zemědělského objektu.

2. Rozdělení garážových vrat

Vrata mají mnoho provedení, každá varianta má své výhody, nevýhody, a tak hledáme nejvhodnější možné konstrukční řešení pro danou situaci. Garážová vrata můžeme rozdělit podle konstrukce do několika kategorií:

- sekční vrata,
- rolovací vrata,
- výklopná vrata,
- křídlová vrata,
- posuvná vrata.

K většině druhů garážových vrat lze namontovat pohon skládající se z elektromotoru, převodovky a případného dalšího převodu.

2.1. Sekční vrata

Sekční vrata se skládají z jednotlivých sekcí (segmentů), které pomocí kolejnicového systému zajíždějí pod strop garáže tak, aby co nejméně zasahovaly do otvoru. Díky pantům jsou jednotlivé segmenty spojeny a pohybují se jako celek. Při otevírání garáže, tedy vysouvání vrat vertikálně, se ocelová lanka namotávají na bubínky, která jsou uložena spolu s torzními pružinami na hřídeli a pružiny se při vysouvání odlehčují. Počet pružin se mění v závislosti na hmotnosti a velikosti vrat. Jejich umístění záleží na velikosti nadpraží. Pokud je menší, tak do 23 cm, soustava pružin je pak nainstalována v zadní části kolejnic. [1]



Obr. 1.: Sekční vrata [3]

2.1.1. Výhody a nevýhody sekčních vrat

Výhody:

- nejlépe zabezpečená proti vloupání,
- nejlépe izolovaná od povětrnostních vlivů,
- snadná údržba,
- možnost osazení vchodovými dveřmi – není nutné potom vysunout celá vrata.

Nevýhody:

- vysoká pořizovací cena,
- snížení výšky průjezdu. [1]

2.2. Rolovací vrata

Rolovací vrata pracují na principu navíjení roletových lamel na hřídel, která je umístěna v hliníkovém boxu nad otvorem. Součástí vrat jsou při okrajích vodící lišty, které jsou zpravidla stejně vysoké jako daný otvor. Rovnoměrné navíjení je zajištěno pojezdovými konzolami. Rolovací vrata lze zasadit do jakéhokoliv otvoru a nedojde přitom ke zkrácení jak délky garáže, tak výšky průjezdu. [1]



Obr. 2.: Rolovací vrata [4]

2.2.1. Výhody a nevýhody rolovacích vrat

Výhody:

- lze namontovat před, do i za otvor,
- konstrukce nezasahuje do vnitřní části garáže,
- je možné vyměnit v případě poškození pouze příslušnou lamelu,
- nedojde k zúžení otvoru v případě namontování před otvor.

Nevýhody:

- lamela je užší než segment sekčních vrat,
- lamely se více opotřebují než segmenty sekčních vrat,
- horší zabezpečení v případě namontování před otvor,
- riziko průhybu lamel v případě velké plochy vrat při špatných povětrnostních podmínkách. [1]

2.3. Výklopná vrata

Výklopná vrata se principem příliš neliší od vrat sekčních. I zde najdeme kolejnice, které jsou umístěny po bocích vrat a torzní pružiny pomáhající při vysouvání vrat pod strop garáže. Rozdíl je v konstrukci křídla vrat. To je složeno z jediného segmentu – většinou jednoho kusu plechu, který je vyztužený. Ovládání vrat může být manuální nebo pomocí elektromotoru. [1]



Obr. 3.: Výklopná vrata [5]

2.3.1. Výhody a nevýhody výklopných vrat

Výhody:

- nižší pořizovací cena,
- možnost manuálního ovládnání vrat,
- není potřeba nadpraží.

Nevýhody:

- špatná izolace,
- nutnost prostoru pro kolejnicový systém. [1]

2.4. Křídlová vrata

Křídlová vrata se používají v případech, kdy není možné zvolit jiný typ vrat k osazení otvoru. Díky své konstrukci jsou montována před otvor, tím pádem nedojde k zúžení průjezdu, stejně jako u vrat rolovacích. Křídla se otevírají vždy ven a nedochází tak k úbytku místa v garáži. Ovládnání vrat je většinou manuální, nezávisí tak na přívodu elektrického proudu apod. [1]



Obr. 4.: Křídlová vrata [6]

2.4.1. Výhody a nevýhody křídlových vrat

Výhody:

- vrata lze vsadit téměř do jakéhokoliv otvoru, i před otvor,
- možnost zateplení,
- díky konstrukci nedojde k úbytku místa v garáži.

Nevýhody:

- křídla nelze otevřít do garáže,
- konstrukce nemůže být namontována za otvor. [1]

2.5. Posuvná vrata

Posuvná vrata se konstrukcí podobají sekčním vratům, ale pohybují se horizontálně a tím se liší od všech předchozích typů vrat. Pokud je potřeba, lze vrata otevřít jen z části pro průchod osob a nemusí se tak otevírat celá vrata. Konstrukce je umístěna za otvorem, vrata se mohou skládat z jednoho segmentu nebo více segmentů, které jsou spojeny panty a při otevírání garáže zajíždějí po bok stěny. [2]



Obr. 5.: Posuvná vrata [7]

2.5.1. Výhody a nevýhody posuvných vrat

Výhody:

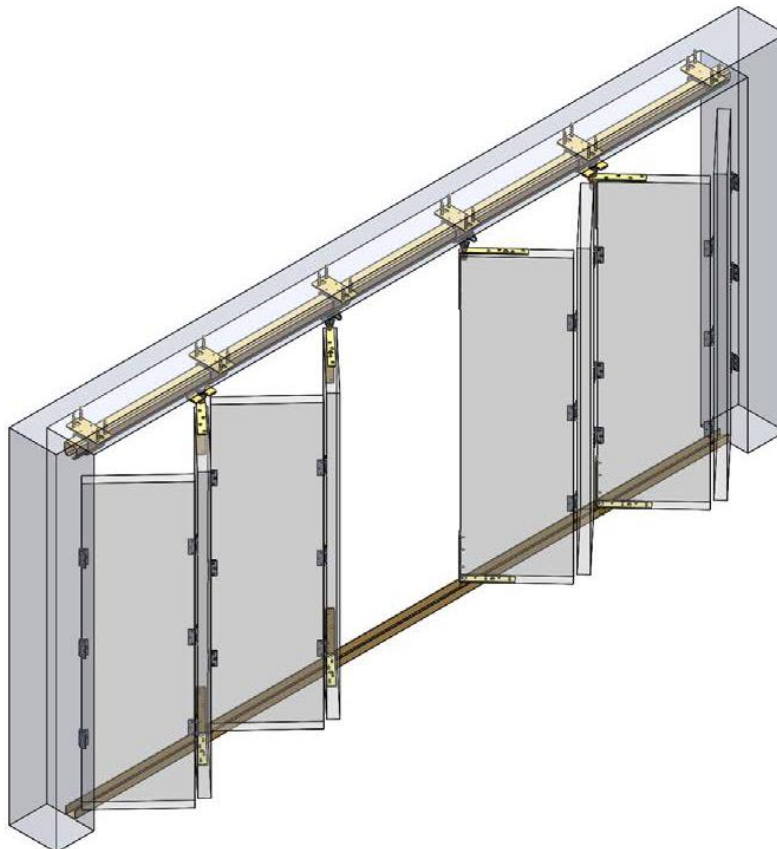
- konstrukce vrat nezabírá žádný prostor před otvorem,
- díky absenci rámu vrat je průjezd nezúžený konstrukcí, ale až otvorem ve stěně.

Nevýhody:

- nutné nadpraží,
- špatná tepelná izolace, hlavně mezi podlahou a křídlem vrat. [2]

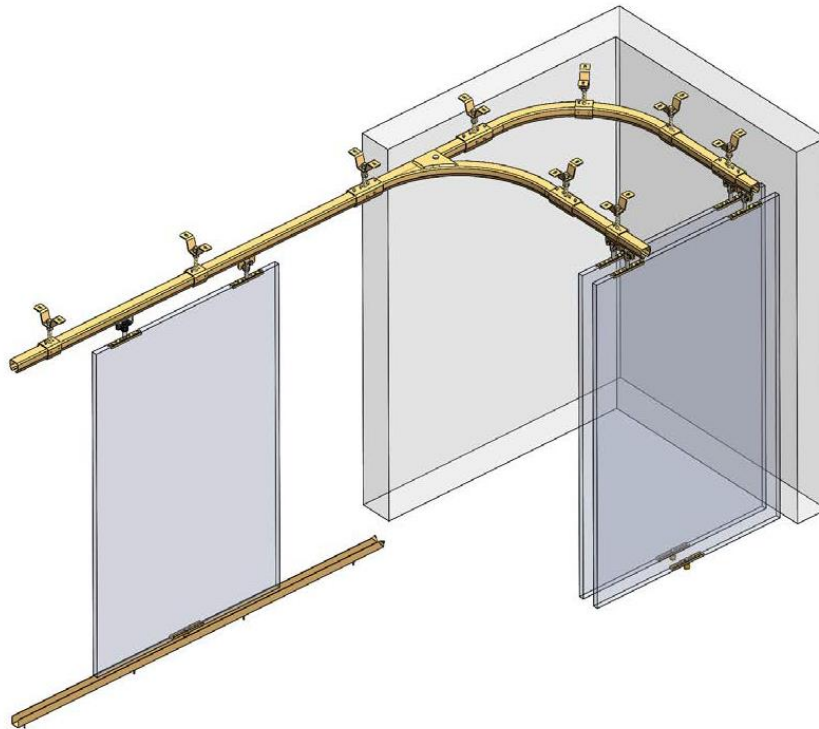
2.5.2. Další možnosti konstrukce posuvných vrat

Výrobci na trhu nabízejí široké spektrum možných konstrukčních řešení posuvných vrat. Díky jednoduchému principu, na kterém pracují, lze navrhnout tento typ vrat pro kterýkoliv otvor.

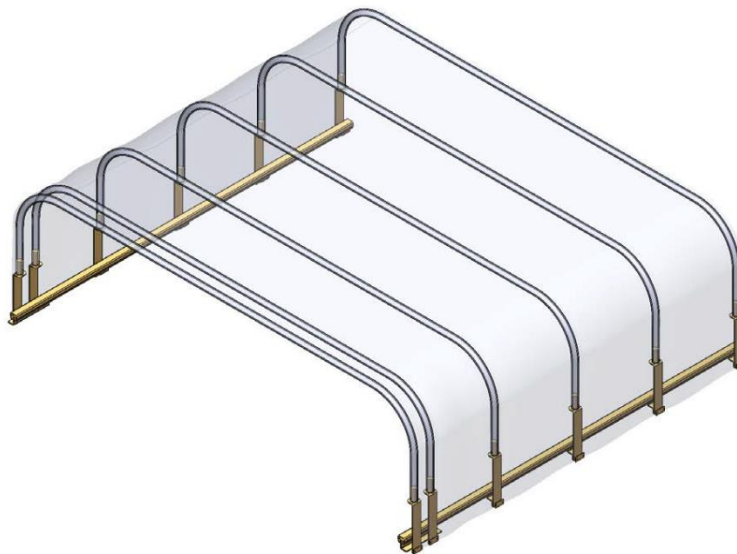


Obr. 6.: Posuvná sekční vrata [8]

Na obr. 6 jsou posuvná sekční vrata, které lze využít i ke komerčním účelům. Jednotlivé segmenty se mohou v krajních polohách složit na sebe a zabírají tak minimum volného prostoru.



Obr. 7.: Panelová posuvná soustava [8]



Obr. 8.: Posuvný kryt [8]

Na obr. 8 je specifický případ posuvných vrat. V nejčastějších případech se tyto jednotlivé segmenty, zajíždějící do sebe, používají k zakrytí různých ploch (bazén, zahradnický záhon).

3. Návrh posuvného mechanismu

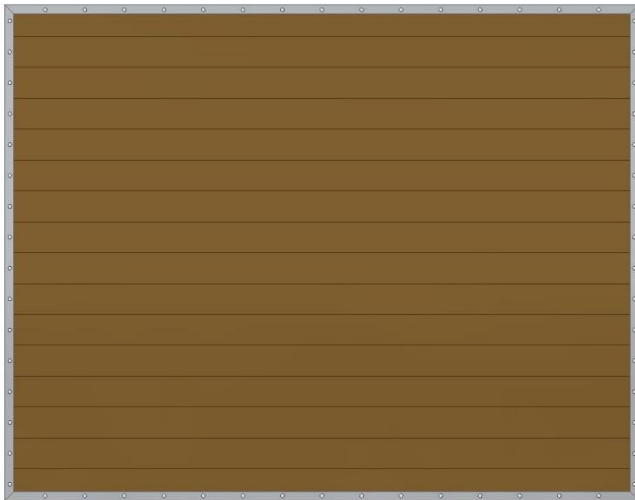
Jak už bylo uvedeno v úvodu, v areálu zemědělské firmy se nachází zděná budova, ve které parkují zejména traktory a další zemědělská technika. Ve stěně se nachází průjezd, který je široký 3980 mm a vysoký 3143 mm. Po prohlédnutí daného místa a provedení rešerše byla vybrána posuvná varianta garážových vrat jako nejoptimálnější řešení.

Vrata budou zkonstruována z jediného segmentu a budou se posouvat horizontálně za otvorem. Tímto řešením dojde k ušetření místa okolo průjezdu.

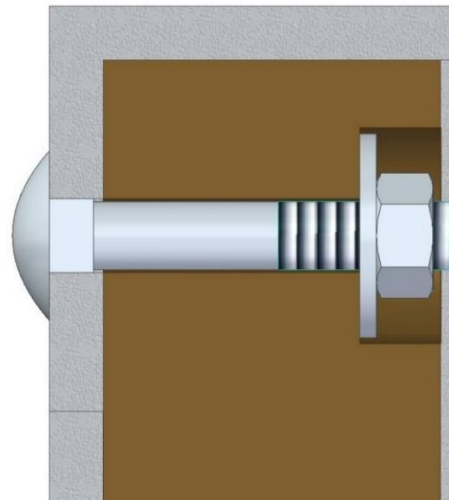
3.1. Konstrukce vrat

Jako rám vrat byl zvolen profil L 60 x 8 mm dle ČSN 42 5541 z oceli 11 373 o délkách 4100 mm a 3200 mm, který je svařen v rozích, kde se jednotlivé části rámu stýkají pod úhlem 45°. Aby bylo možné přichytit výplň vrat k rámu, jsou do L profilů vyříznuty čtvercové díry, do kterých budou zasunuty vratové šrouby M10 dle normy ISO 8677.

Výplň rámu tvoří dřevěná smrková prkna s uvažovanou hustotou $\rho_d = 470 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ (obr. 9). Matice M10 dle normy ISO 4032 s podložkou dle normy ISO 7093 jsou zapuštěny do prken, aby se minimalizovalo riziko kolize spojovacího materiálu s okolním prostředím (obr. 10). [20]



Obr. 9.: Pohled na přední stranu vrat



Obr. 10.: Detailní řez šroubového spoje mezi rámem a výplní

Dalším příslušenstvím pro ochranu vrat je oplechování venkovní dřevěné části konstrukce. To by mělo zabránit proniknutí vody a prodloužit tak životnost výplně. Pro výpočet hmotnosti byl navržen pozinkovaný plech tloušťky 0,5 mm dle ČSN 42 5332. [10]

Pokud by situace vyžadovala tepelné těsnění, je možné vrata na vnitřní straně izolovat samolepící izolací. Hmotnost samolepící izolace je uvažována podle výrobce z [9].

Pro manuální ovládání vrat je potřeba osadit konstrukci madly, proto je ponechána hmotnost 5 kg jako rezerva na tyto doplňky.

V následující tabulce jsou uvedeny jednotlivé hodnoty hmotností, se kterými je třeba počítat při dalším postupu návrhu mechanismu.

Tab. 1.: Hodnoty hmotností jednotlivých součástí v konstrukci vrat

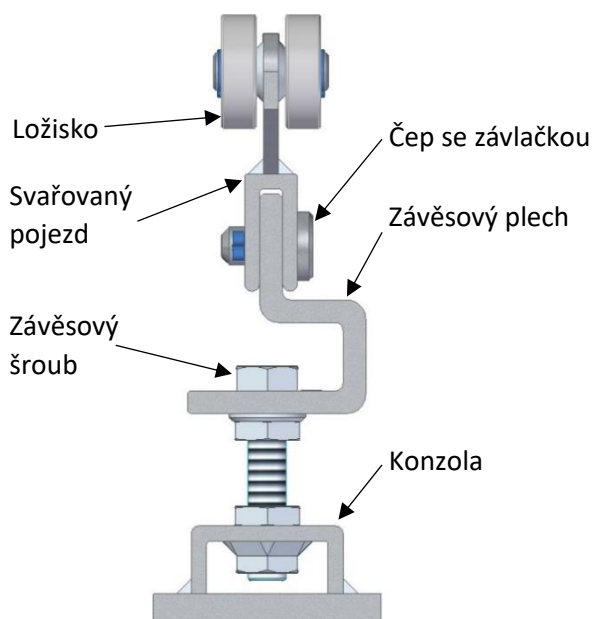
Součást	Hmotnost m [kg]
Rám	101
Dřevěná výplň	305,2
Spojovací materiál	4,5
Oplechování	50
Samolepící izolace	8
Doplňky	5
CELKEM	473,7

Uvedené hodnoty v tab. 1 jsou vypočítané na základě zvoleného materiálu pomocí software programu Solid Edge 2019. Hmotnost vrat je tedy $m_{vrata} = 473,7 \text{ kg}$.

3.2. Konstrukce závěsu

Sestava vrat z podkapitoly 3.1. je zavěšena na dvou závěsech, které se skládají z několika částí (obr. 11). První částí je závěsový šroub s maticí a konzolou, která je přivařena k rámu vrat, druhá se skládá ze závěsového plechu a čepu a poslední část tvoří svařovaný pojezd s upevněnými ložisky, které jezdí v kolejnici na zdi.

Pro správnou funkčnost je segment vrat osazen třemi vodícími kladkami (obr. 12) ve spodní části rámu, které jezdí v liště v podlaze, a součástí návrhu pohonu jsou spojky rámu s řemenem, které se nacházejí přivařené v horní části rámu. Obě konstrukční řešení vnášejí další hmotnost, se kterou je potřeba počítat při návrhu závěsu.



Obr. 11.: Sestava závěsu



Obr. 12.: Vodící kladka

3.2.1. Návrh tloušťky svaru u konzoly

Na horní část rámu je přivařena konzola ve tvaru písmene U, která je vylisována z polotovaru pásu podle ČSN 42 5340 o rozměrech 80 x 4 mm (obr. 13). Materiálem je ocel 11 373, která je dobře svařitelná a levná.

Koutový svar mezi rámem a konzolou je namáhaný silou v závěsu F_G a odporovou silou T_0 , která vzniká v ložiscích při valení, a která bude odvozena později ve 4. kapitole v rovnici (47). Výpočtová šířka svaru a' se pak vyjádří ze vztahu:

$$\tau_v = \sqrt{\left(\frac{\tau_{tah}}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{smyk}}{\alpha_{\tau\parallel}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{F_G}{2a'h \cdot \alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{T_0}{2a'h \cdot \alpha_{\tau\parallel}}\right)^2} \leq \sigma_D = \frac{\sigma_{Kt}}{k_s} \quad (1)$$

Délka svaru h odpovídá délce konzoly, mez kluzu σ_{Kt} je dána svařovaným materiálem a bezpečnost k_s byla zvolena 1,7. Odporová síla vyšla $T_0 = 0,78 \text{ N}$.

Hmotnost vrat se zvýší o hmotnosti tří vodících kladek a dvou spojek, jak bylo uvedeno v úvodu podkapitoly 3.2. Celková tíha G vrat je potom vypočtena ze vztahu:

$$G = m \cdot g = (m_{vrata} + 3 \cdot m_{kladka} + 2 \cdot m_{spojka}) \cdot g \quad (2)$$

$$G = (473,7 + 3 \cdot 0,12 + 2 \cdot 0,318) \cdot 9,81 = 4656,8 \text{ N} \quad (3)$$

Vrata visí na dvou závěsech, hmotnost se proto do nich rozdělí rovnoměrně a to znamená, že síla F_G v jednom závěsu je poloviční celková tíha vrat G .

$$F_G = \frac{(m_{vrat} + 3 \cdot m_{kladka} + 2 \cdot m_{spojka})}{2} \cdot g = \frac{G}{2} = \frac{4656,8}{2} = 2328,4 \text{ N} \quad (4)$$

$$a' \geq \frac{k_s \cdot \sqrt{\left(\frac{F_G}{2 \cdot h \cdot \alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{T_0}{2 \cdot h \cdot \alpha_{\tau\parallel}}\right)^2}}{\sigma_{Kt}} \quad (5)$$

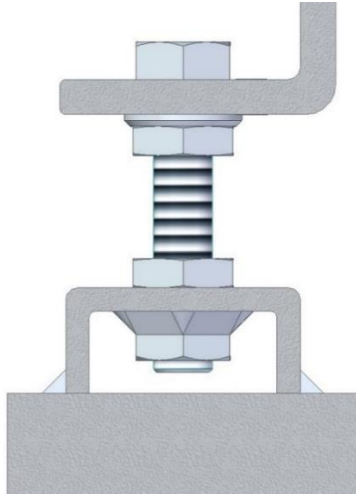
$$a' \geq \frac{1,7 \cdot \sqrt{\left(\frac{2328,4}{2 \cdot 60 \cdot 0,75}\right)^2 + \left(\frac{0,78}{2 \cdot 60 \cdot 0,65}\right)^2}}{340} = 0,13 \text{ mm} \quad (6)$$

Výpočtová šířka svaru vyšla $a' = 0,13 \text{ mm}$, proto byla zvolena návrhová šířka svaru $a = 4 \text{ mm}$ podle tloušťky stěny konzoly. [10], [11]

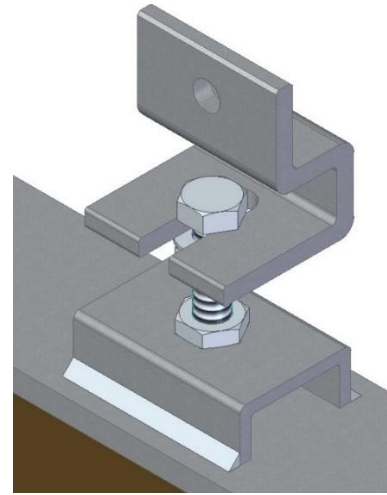
3.2.2. Výpočet závěsového šroubu

Použití závěsového šroubu v konstrukci závěsu umožňuje nastavit celkovou výšku vrat podle toho, jak dlouhý šroub se zvolí. Tím pádem je konstrukce variabilní a lze s ní operovat podle potřeby a vyrovnat tak případné nerovnosti.

Na vnitřní stranu konzoly je přivařena matice M10 ČSN 4032 (obr. 13) a dírou v ploché části je prostrčen závěsový šroub, který je do této matice zašroubován a dimenzován na tah.



Obr. 13.: Detail přivařené konzoly se závěsným šroubem



Obr. 14.: Detail závěsového plechu s drážkou

Ze (4) je známá síla F_G v jednom závěsu, ke které je nutné přičíst hmotnost přivařené konzoly. Šroub je potom namáhán tahovou silou F_{G1} .

$$F_{G1} = F_G + g \cdot m_{konzola1} = 2328,4 + 9,81 \cdot 0,125 = 2329,6 \text{ N} \quad (7)$$

$$\sigma_{max} = \frac{F_{G1}}{S_3} = \frac{F_{G1}}{\frac{\pi \cdot (d'_3)^2}{4}} \leq \sigma_D = \frac{\sigma_{Kt}}{k_s} \quad (8)$$

$$d'_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{G1} \cdot k_s}{\pi \cdot \sigma_{Kt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2329,6 \cdot 1,2}{\pi \cdot 640}} = 2,4 \text{ mm} \quad (9)$$

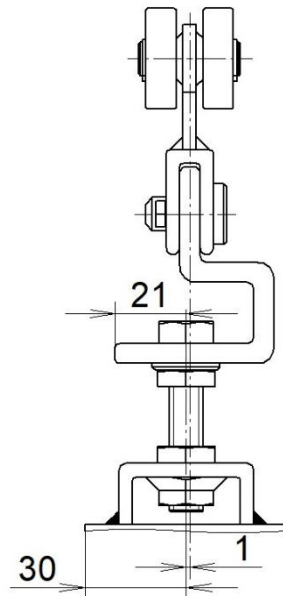
Obvykle se volí nejbližší vyšší průměr d_3 , ale z důvodu vyšší bezpečnosti a funkce je zvolen šroub M10 x 50 dle ISO 4014 pevnostní třídy 8.8, který má průměr $d_3 = 9,571 \text{ mm}$.

Aby nedošlo k samovolnému povolování spoje, je závitová dvojice doplněna dvěma nízkými maticemi M10 dle ISO 4035 a podložkou ISO 7090, která má za úkol lépe rozložit kontaktní tlak mezi dosedací plochou nízké matice a závěsu a zabránit tak vyjetí šroubu z drážky (obr. 13). [10], [11]

3.2.3. Návrh závěsového plechu a čepu

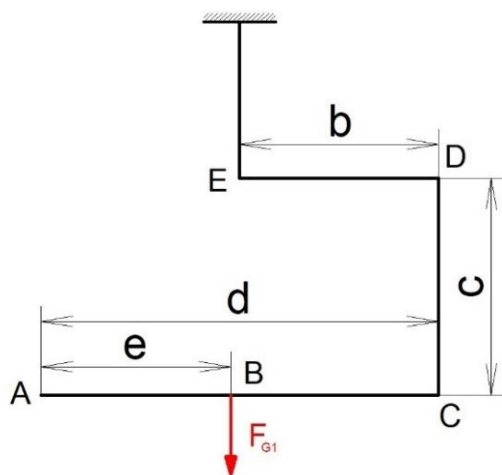
Druhá část závěsu se skládá ze zahnutého závěsového plechu o rozměrech polotovaru 50 x 6 mm dle normy ČSN EN 100 58 z materiálu 11 373 a čepu s hlavou.

V plechu je vyříznuta drážka, do které je zasunutý závěsný šroub (obr. 14). Toto konstrukční řešení umožňuje pohyb a nastavení těžiště segmentu vrat do osy souměrnosti pojezdu v pohledu, který je na obr. 11. Vrata se tak vyváží a nedojde k jejich naklopení.

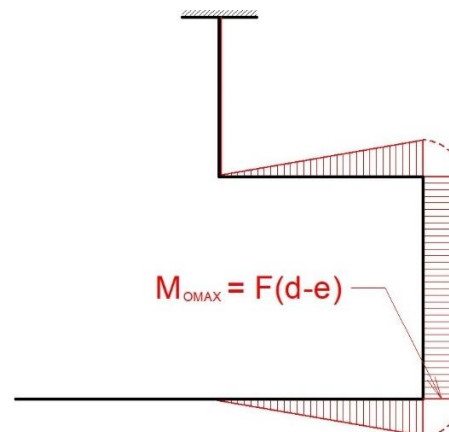


Obr. 15.: Rozměry vyvážení vrat

Z obr. 15 je patrné, že je šroub umístěn díky konzoli uprostřed rámu. Jelikož současný návrh obsahuje L profily, spojovací materiál a další součásti, které posouvají svou hmotností těžiště segmentu vrat mimo osu symetrie závěsového šroubu, je potřeba posunout toto těžiště do osy souměrnosti pojezdu. Programem Solid Edge 2019 bylo vypočítáno, že rozdíl mezi osou symetrie šroubu a těžištěm vrat je 1 mm. Umístěním závěsového šroubu do drážky ve vzdálenosti 21 mm od kraje se těžiště posune do osy pojezdu a k naklopení vrat tak nedojde.



Obr. 16.: Model závěsového plechu



Obr. 17.: Průběh ohybového momentu

Závěsový plech je v místě zatížení silou F_{G1} kontrolován na ohyb. Na obr. 16 je konstrukce převedena na model tenkého zakřiveného prutu zatíženého osamělou silou F_{G1} v místě závěsného šroubu a vetknutého v místě spojení s čepem.

Metodou řezu v jednotlivých částech prutu vychází maximální ohybový moment M_{omax} mezi body C-D. Graficky je průběh ohybového momentu znázorněn na obr. 17.

$$M_{omax} = F_{G1} \cdot (d - e) = 2329,6 \cdot (44 - 21) = 53\,580,8 \text{ Nmm} \quad (10)$$

$$\sigma_{omax} = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{F_{G1} \cdot (d - e)}{\frac{1}{6}ht^2} = \frac{53\,580,8}{\frac{1}{6} \cdot 50 \cdot 6^2} = 178,6 \text{ MPa} \quad (11)$$

$$k = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{omax}} = \frac{340}{178,6} = 1,9 > 1 \quad (12)$$

Návrh závěsového plechu vyhovuje kontrole, kdy bezpečnostní koeficient k je větší jak 1.

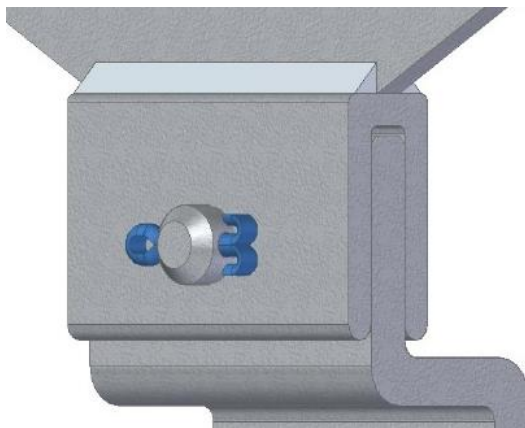
Závěs je spojený s pojezdem pomocí čepu s hlavou, který má jako axiální jištění závlačku (obr 18). Průměr čepu z materiálu 11 500 je počítán na stříh a otláčení. Síla zatěžující čep F_{G2} vychází ze síly F_{G1} zvýšená o hmotnosti závěsového šroubu, matic a závěsu.

3.2.3.1. Výpočet čepu na stříh

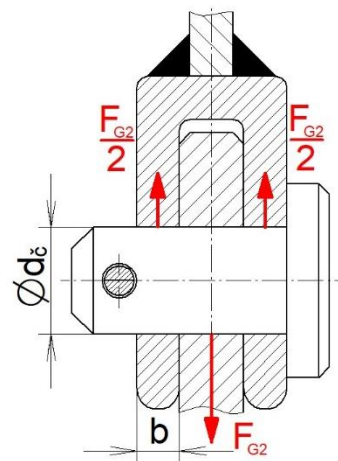
$$F_{G2} = F_{G1} + g \cdot (m_{spoj} + m_{zavěs}) = 2329,6 + 9,81 \cdot (0,0694 + 0,257) = 2332,8 \text{ N} \quad (13)$$

$$\tau = \frac{F_{G2}}{2 \cdot S} = \frac{F_{G2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} \leq \tau_D = \frac{\tau_{Kt}}{k} = \frac{0,58 \cdot \sigma_{Kt}}{k} \quad (14)$$

$$d_{\check{c}}^s \geq \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot F_{G2}}{0,58 \cdot \pi \cdot \sigma_{Kt}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 2332,8}{0,58 \cdot \pi \cdot 470}} = 2,9 \text{ mm} \quad (15)$$



Obr. 18.: Spojení závěsového plechu s pojezdem



Obr. 19.: Výpočtový model čepu

3.2.3.2. Výpočet čepu na otláčení

Rozeř b ve výpočtu odpovídá tloušřce vidlice pojezdu podle obr. 19.

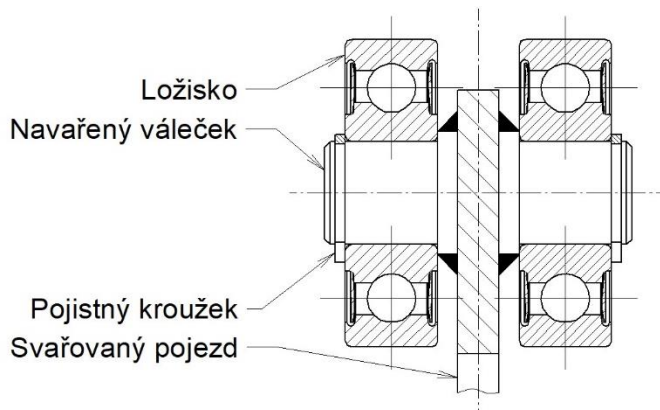
$$\frac{F_{G2}}{2 \cdot S} = \frac{F_{G2}}{2 \cdot b \cdot d_{\check{c}}} \leq p_D \quad (16)$$

$$d_{\check{c}}^o \geq \frac{F_{G2}}{2 \cdot b \cdot p_D} = \frac{2332,8}{2 \cdot 4 \cdot 100} = 2,92 \text{ mm} \quad (17)$$

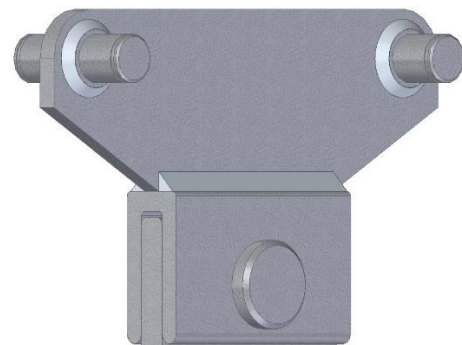
Při dovoleném tlaku $p_d = 100 \text{ MPa}$ vyšel shodně z obou výpočtů minimální průměr řepu $d_{\check{c}} = 2,9 \text{ mm}$. Vzhledem k funkci, kterou plní, je zvolen řep 10 x 20 x 3,2 dle ISO 2341 se zavláčkou 3,2 x 20 podle ISO 1234. [10], [12]

3.2.4. Návrh svařovaného pojezdu

Pojezd se skládá z vidlice, do které je řepem připojený závěsový plech, a pojezdového plechu s navařenými válečky pro nasazení ložisek. Válečky mají osazení, o které se opře bok vnitřního kroužku ložiska (obr. 20). Vidlice a pojezdový plech jsou tvořeny pásy z oceli o rozměrech 50 x 4 mm a 110 x 4 mm dle ČSN 42 5340 z materiálu 11 373. Obě součásti jsou svařené dohromady podle obr. 21 Síla F_{G3} zatěžující svar tahem je síla F_{G2} zvýšená o hmotnost vidlice, spojení je namáháno i smykově odporovou silou T_0 v ložiscích.



Obr. 20.: Řez ložisky pojezdu



Obr. 21.: Svařovaný pojezd

$$F_{G3} = F_{G2} + g \cdot m_{vidlice} = 2332,8 + 9,81 \cdot 0,107 = 2333,8 \text{ N} \quad (18)$$

Výpočet tloušřky svaru a' vychází z (3):

$$a' \geq \frac{k_s \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{G3}}{2 \cdot l \cdot \alpha_{\tau \perp}}\right)^2 + \left(\frac{T_0}{2 \cdot l \cdot \alpha_{\tau \parallel}}\right)^2}}{\sigma_{Kt}} \quad (19)$$

$$a' \geq \frac{1,7 \cdot \sqrt{\left(\frac{2333,8}{2 \cdot 50 \cdot 0,75}\right)^2 + \left(\frac{0,78}{2 \cdot 50 \cdot 0,65}\right)^2}}{340} = 0,16 \text{ mm} \quad (20)$$

Návrhová tloušťka svaru a byla zvolena 4 mm podle šířky svařovaných plechů.

Na svařenci je nutné ještě zkontrolovat svar o návrhové tloušťce $a = 2 \text{ mm}$ u osazení válečků. Průměr osazení je $d_v = 12 \text{ mm}$ a síla v závěsu F_{G4} se rozloží rovnoměrně do všech čtyř ložiskových válečků.

$$F_{G4} = F_{G3} + g \cdot m_{plech} = 2333,8 + 9,81 \cdot 0,138 = 2335,2 \text{ N} \quad (21)$$

$$\tau = \frac{\frac{F_{G4}}{4}}{S} = \frac{\frac{F_{G4}}{4}}{\frac{\pi}{4} [(d_v + a)^2 - d_v^2]} \leq \sigma_D = \frac{\sigma_{Kt}}{k_s} \quad (22)$$

$$\tau = \frac{\frac{2335,2}{4}}{\frac{\pi}{4} [(12 + 2)^2 - 12^2]} \leq \sigma_D = \frac{340}{1,7} \quad (23)$$

$$\tau = 14,3 \leq 200 = \sigma_D \quad (24)$$

Svar o tloušťce $a = 2 \text{ mm}$ vyhovuje pevnostní kontrole. [11]

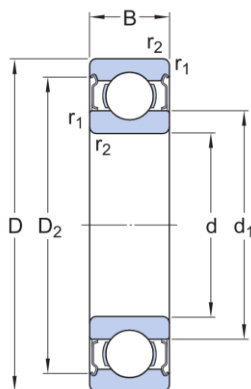
3.2.4.1. Volba ložisek

Ložiska připevněná na válečky obou pojezdů (obr. 23) slouží k pohybu vrat v kolejnici a jsou zatížena silou F_{G4} v závěsu. Vzhledem k funkci, kterou plní, mají ložiska krytí s celoživotní náplní mazání a vyžadují tedy minimální údržbu.

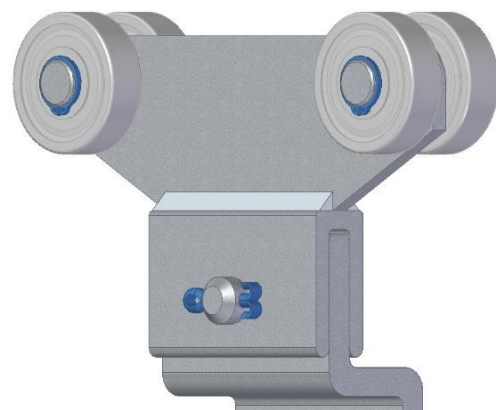
Jsou zvolena kuličková ložiska od firmy SKF řady 6200 – 2Z (obr. 22), která mají následující parametry:

Tab. 2.: Důležité rozměry ložiska 6200 – 2Z [13]

Ložisko 6200 – 2Z	
Základní dynamická únosnost C	5 400 N
Průměr díry d	10 mm
Vnější průměr D	30 mm
Šířka B	9 mm



Obr. 22.: Rozměry ložiska [13]



Obr. 23.: Ložiska s pojezdem [13]

Exponent trvanlivosti p je v případě kuličkových ložisek $p = 3$. Trvanlivost ložiska v milionech otáček je získána ze vztahu:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{\frac{F_{G4}}{4}} \right)^p \cdot 1\,000\,000 = \left(\frac{5400}{\frac{2335,2}{4}} \right)^3 \cdot 1\,000\,000 = 791\,387\,174 \text{ ot} \quad (25)$$

$$n = \frac{s}{O} = \frac{s}{\pi \cdot D} = \frac{4100}{\pi \cdot 30} \doteq 44 \text{ ot} \quad (26)$$

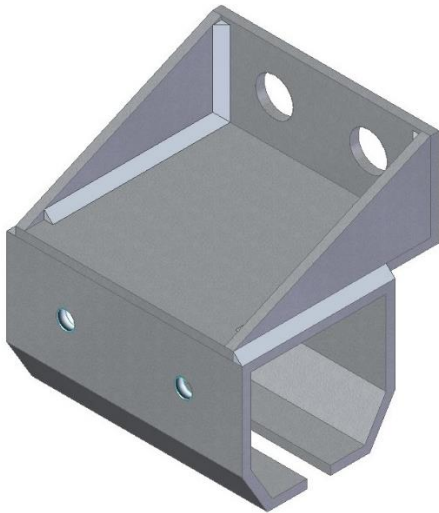
Na dráze 4100 mm se během jednoho přejezdu ložisko otočí 44x. Návrh ložiska počítá průměrně s 8 přejezdy za den. Výsledná trvanlivost L ložiska je potom:

$$L = \frac{L_{10}}{8 \cdot n} = \frac{791\,387\,174}{8 \cdot 44} = 2\,248\,259 \text{ dnů} \doteq 6160 \text{ let} \quad (27)$$

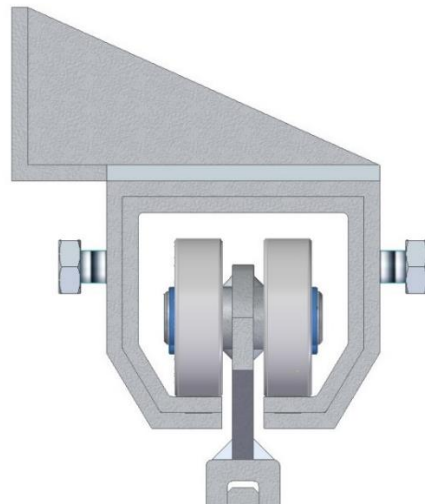
Trvanlivost ložisek 6160 let je dostatečná a k jejich axiálnímu zajištění slouží pojistný kroužek 10 dle ČSN 02 2930 (obr. 23). [10], [14]

3.3. Konstrukce kolejnice a úchytů

Segment vrat se pohybuje na dvou pojezdech v kolejnici, která je pomocí svařenců z objímky a konzoly (obr. 24) uchycená lícovanými šrouby do zdi. Kolejnice je vylisována z pásu ocele o rozměrech 160 x 3 mm z materiálu 11 523 podle ČSN 42 5340. Její délka činí 8 350 mm, proto je navrženo 6 objímek o délce 80 mm.



Obr. 24.: Svařenec objímky a konzoly



Obr. 25.: Boční pohled na pojezd v kolejnici

Aby se nemohla kolejnice uvnitř objímek posouvat v reakci na odvalování ložisek, jsou objímky opatřeny dvěma závity M6 po každé straně a do nich zašroubovány šrouby M6 x 12 dle ISO 4014 (obr. 25). Hlavy šroubů potom generují kontaktní tlak, který brání v pohybu kolejnice. [10]

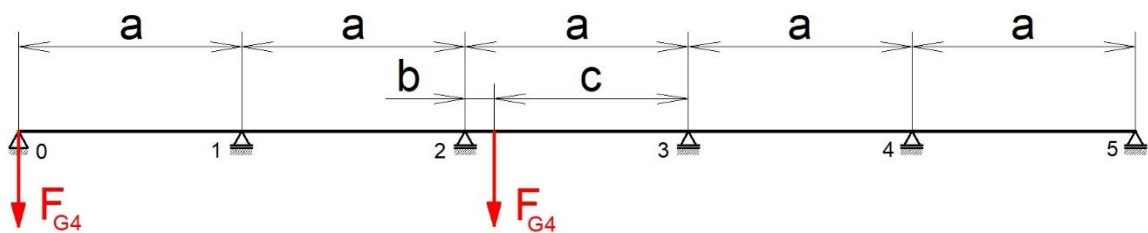


Obr. 26.: Kolejnice s úchyty a vraty v krajní poloze

Na obr. 26 se nachází sestava segmentu vrat, která je v krajní poloze, a kolejnice s úchyty. Polohy úchyťů jsou navrženy tak, aby v obou krajních polohách byl vždy vnější pojezd přímo v objímce úchyty.

3.3.1. Výpočet reakcí mezi kolejnicí a svařenci

Pro dimenzování svarů mezi objímkou a konzolou je nutné zjistit reakce v objímkách. Proto je kolejnice s úchyty převedena na model nosníku a zatížena silami F_{G4} od závěsů (obr. 27). K zjištění reakcí jsou uvažovány, již zmiňované, dvě krajní polohy – vrata jsou otevřena, síla F_{G4} je v podpoře 0 a ve vzdálenosti b od podpory 1, nebo zavřena, síla F_{G4} je v podpoře 5 a ve vzdálenosti b od podpory 4. V obou polohách tedy segment vytváří stejné reakce zrcadlově obrácené. Volné převislé konce nic nepřenášejí, proto nejsou uvažovány.



Obr. 27.: Model kolejnice jako staticky neurčitý nosník

K řešení reakcí v podporách je použita třímomentová rovnice. Nosník je čtyřikrát staticky neurčitý, jsou proto potřeba čtyři třímomentové rovnice:

$$M_0 \cdot l_1 + 2 \cdot M_1 \cdot (l_1 + l_2) + M_2 \cdot l_2 + \frac{6}{l_1} \cdot S_{01} + \frac{6}{l_2} \cdot S_{21} = 0 \quad (28)$$

$$M_1 \cdot l_2 + 2 \cdot M_2 \cdot (l_2 + l_3) + M_3 \cdot l_3 + \frac{6}{l_2} \cdot S_{12} + \frac{6}{l_3} \cdot S_{32} = 0 \quad (29)$$

$$M_2 \cdot l_3 + 2 \cdot M_3 \cdot (l_3 + l_4) + M_4 \cdot l_4 + \frac{6}{l_3} \cdot S_{23} + \frac{6}{l_4} \cdot S_{43} = 0 \quad (30)$$

$$M_3 \cdot l_4 + 2 \cdot M_4 \cdot (l_4 + l_5) + M_5 \cdot l_5 + \frac{6}{l_4} \cdot S_{34} + \frac{6}{l_5} \cdot S_{54} = 0 \quad (31)$$

Nosník je poté rozdělen na pět samostatných staticky určitých nosníků a metodou řezu zjištěn průběh ohybového momentu M_o od síly F_{G4} na nosníku s podporami 2-3. Síla F_{G4} v podpoře 0 negeneruje žádný ohybový moment. V tab. 3 jsou uvedeny hodnoty, kterou budou dosazeny do třímomentových rovnic. [15]

Tab. 3.: Hodnoty pro třímomentové rovnice

Rozměry					
a	1,428 m	b	0,184 m	c	1,244 m
Vzdálenosti l		Podporové momenty M		Statické momenty S k podporám	
l_1	a	M_0	0	S_{01}	0
l_2	a	M_5	0	S_{21}	0
l_3	a			S_{12}	0
l_4	a			S_{43}	0
l_5	a			S_{34}	0
				S_{54}	0

Statické momenty S_{32} a S_{23} k osám podpor 3 a 2 se vypočítají z odvozených vztahů:

$$S_{23} = F_{G4} \frac{a^2 b - b^3}{6} = 143,6 \text{ Nm}^3 \quad (32)$$

$$S_{32} = F_{G4} \frac{2a^2 b - 2a^3 + 3a^2 c - c^3}{6} = 238 \text{ Nm}^3 \quad (33)$$

Po dosazení hodnot mají třímomentové rovnice tvar:

$$4 \cdot M_1 + M_2 = 0 \quad (34)$$

$$M_1 \cdot a + 4 \cdot M_2 \cdot a + M_3 \cdot a + \frac{6}{a} S_{32} = 0 \quad (35)$$

$$M_2 \cdot a + 4 \cdot M_3 \cdot a + M_4 \cdot a + \frac{6}{a} S_{23} = 0 \quad (36)$$

$$M_3 + 4 \cdot M_4 = 0 \quad (37)$$

Řešením čtyř rovnic (34), (35), (36) a (37) o čtyřech neznámých jsou jednotlivé vztahy pro podporové momenty, které jsou vyčísleny v tab. 4:

Tab. 4.: Hodnoty podporových momentů

M_1	42,22 Nm	M_2	168,88 Nm	M_3	67,1 Nm	M_4	16,77 Nm
-------	----------	-------	-----------	-------	---------	-------	----------

Aby bylo možné zjistit reakce v podporách, je nutné každý samostatný staticky určitý nosník uvolnit s uvažováním vnějšího zatížení a podporových momentů. V podporách 1, 2, 3 a 4 potom vznikají vždy dvě reakce, které lze metodou superpozice sečíst a získat tak výsledné reakce uvedené v tab. 5.

Tab. 5.: Hodnoty reakcí v podporách

R_0	2365 N	R_1	177 N	R_2	2253 N	R_3	288 N	R_4	71 N	R_5	12 N
-------	--------	-------	-------	-------	--------	-------	-------	-------	------	-------	------

Nejvyšší hodnota reakce vyšla v podpoře 0. Na tuto hodnotu bude dimenzován svar mezi objímkou a konzolou.

3.3.2. Návrh svaru mezi objímkou a konzolou

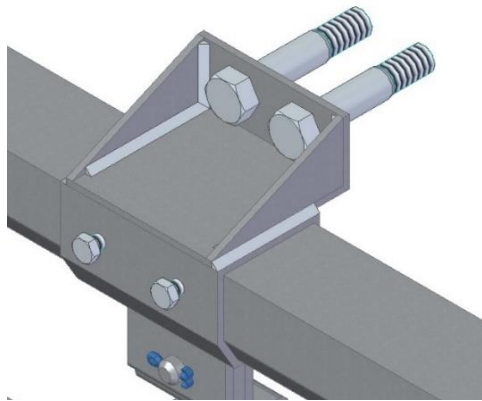
Objímka a konzola jsou z polotovaru pásu oceli o rozměrech 180 x 3 mm a 75 x 3 mm podle ČSN 42 5340. Materiálem byla zvolena zase zaručeně svařitelná ocel 11 373. Svar mezi součástmi z obr. 24 je namáhaný tahovou silou F_{G5} , která se skládá z reakce v podpoře a tíhy od hmotností objímky a kolejničky podělené šesti, protože je navrženo 6 objímek. [10]

$$F_{G5} = R_0 + g \cdot \left(m_{objímka} + \frac{m_{kolej}}{6} \right) = 2365 + 9,81 \cdot \left(0,31 + \frac{28,36}{6} \right) = 2414,4 \text{ N} \quad (38)$$

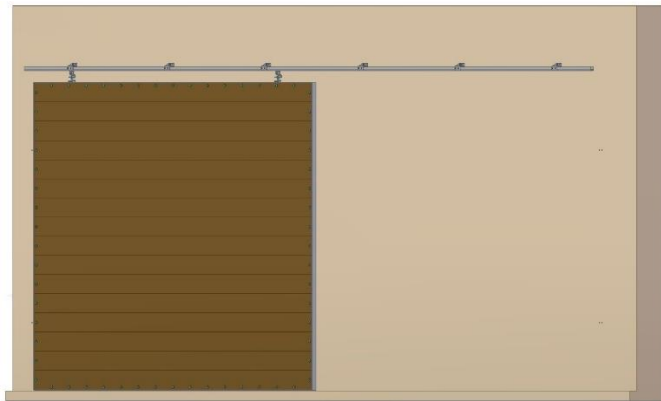
Výpočet svaru vychází zase ze vztahu (1) s tím, že v této situaci je síla vytvářející smykové napětí nulová.

$$a' \geq \frac{k_s \cdot F_{G5}}{\sigma_{Kt} \cdot 2 \cdot j \cdot \alpha_{\tau 1}} = \frac{1,7 \cdot 2414,4}{340 \cdot 2 \cdot 52 \cdot 0,75} = 0,15 \text{ mm} \quad (39)$$

Výpočtová šířka svaru vyšla $a' = 0,15 \text{ mm}$, návrhová šířka svaru byla zvolena $a = 0,3 \text{ mm}$ podle tloušťky svařovaných dílců. [11]



Obr. 28.: Konzola s lícovanými šrouby v sestavě s kolejničí



Obr. 29.: Upevnění kolejničky na zeď s vraty

Do konzoly, která je na obr. 28, jsou vyříznuty dvě díry pro zmiňované lícované šrouby pro uchycení svařence do zdi. Kvůli snížení ohybového momentu v místě svaru s objímkou jsou po stranách konzoly navařeny vždy dvě žebra.

Lícované šrouby jsou zatíženy na střih silou F_{G6} zvýšenou o hmotnost svařované konzoly.

$$F_{G6} = F_{G5} + g \cdot m_{konzola2} = 2414,4 + 9,81 \cdot 0,216 = 2416,5 \text{ N} \quad (40)$$

$$\tau = \frac{F_{G6}}{2 \cdot S} = \frac{F_{G6}}{2 \cdot \frac{\pi d_3'^2}{4}} \leq \tau_D = \frac{0,58 \cdot \sigma_{Kt}}{k_s} \quad (41)$$

$$d_3' \geq \sqrt{\frac{2 \cdot k_s \cdot F_{G6}}{0,58 \cdot \pi \cdot \sigma_{Kt}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 2416,5}{0,58 \cdot \pi \cdot 470}} = 2,9 \text{ mm} \quad (42)$$

Návrhový průměr lícovaného šroubu vyšel $d_3' = 2,9 \text{ mm}$, zvolen byl kvůli vyšší bezpečnosti lícovaný šroub M12 x 62 podle ČSN 02 1111. [10], [12]

Na obr. 29 je výřez zdi budovy, do kterého je přišroubována kolejnice s úchyty a vrata v krajní poloze, která je označena jako zavřená. Otvor ve zdi je přehrazen a není umožněn průjezd.

4. Návrh pohonu posuvného mechanismu

Garážová vrata lze otevírat jak manuálně, tak automaticky díky navrhnutému pohonu. Nejčastějším způsobem pohonu bývá elektromotor s převodovým mechanismem. I nyní je zvolen elektromotor a k němu řemenový převod, protože u řemenových převodů je tažná větev spodní a je konstrukčně jednodušší ji spojit s rámem vrat. Navíc nedochází k prověšení řemenu jako u řetězových převodů, protože je nutné ho napínat. Podle toho, jakým směrem bude řemen chodit, tak se bude segment vrat posouvat.

Spojení rámu s řemenem zajišťují už zmiňované spojky navařené po krajích horního rámu. Pro případ výpadku proudu nebo poruchy elektromotoru lze spojku rozebrat a pohybovat segmentem manuálně.

Předběžnou rychlostí otevírání byla zvolena hodnota $v_{\text{předběžná}} = 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Na dráze dlouhé 4 100 mm se při této rychlosti vrata otevrou přibližně za 14 s, což je přijatelná doba.

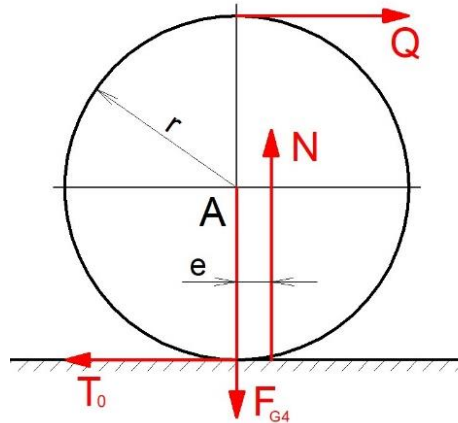
4.1. Výpočet výkonu na ložiskách

Při odvalování vnějšího kroužku ložiska v kolejnici vznikají pasivní odpory, které je potřeba překonat, aby se mechanismus začal pohybovat. Potřebnou sílu Q lze získat podle obr. 30, kdy se uvolní jedno z ložisek a jsou sestaveny rovnice rovnováhy:

$$x: Q - T_0 = 0 \quad (43)$$

$$y: N - F_{G4} = 0 \quad (44)$$

$$M_A: Q \cdot r + T_0 \cdot r - e \cdot N = 0 \quad (45)$$



Obr. 30.: Schéma uvolnění ložiska

Hodnota ramene valivého odporu je $e = 0,005 \text{ mm}$. V pojezdu jsou 4 ložiska o poloměru r , síla v závěsu F_{G4} se tedy rozdělí rovnoměrně do každého z nich.

Z jednotlivých rovnic rovnováhy se vyjádří vztah pro sílu Q na jednom ložisku:

$$Q = \frac{F_{G4} \cdot e}{2 \cdot r} = \frac{2335,2 \cdot 0,005}{2 \cdot 0,015} = 0,097 \text{ N} \quad (46)$$

$$T_0 = 8 \cdot Q = 8 \cdot 0,097 = 0,78 \text{ N} \quad (47)$$

Z rovnice (47) vychází celková odporová síla, která se musí překonat, aby se vrata začala pohybovat. Předběžný výkon P' na povrchu všech ložisek je potom určen rovnicí:

$$P' = T_0 \cdot v = 8 \cdot Q \cdot v_{\text{předběžná}} = 8 \cdot 0,097 \cdot 0,3 = 0,23 \text{ W} \quad (48)$$

Zvolen tedy bude elektromotor s vyšším výkonem, než je předběžný P' . Jelikož se vrata mají pohybovat zvolenou rychlostí $v_{\text{předběžná}}$, je nutné připojit k elektromotoru i převodovku, která bude mít na výstupní hřídeli s řemenicí o výpočtovém průměru d_p odpovídající otáčky a stejný nebo vyšší výkon, než je předběžný.

$$n' = \frac{60 \cdot v_{\text{předběžná}}}{\pi \cdot d_p} = \frac{60 \cdot 0,3}{\pi \cdot 0,05} = 115 \text{ min}^{-1} \quad (49)$$

Předběžné otáčky řemenice vyšly $n' = 115 \text{ min}^{-1}$. Je tedy nutné najít převodovku, která bude mít nejbližší odpovídající otáčky výstupní hřídele. [10], [14]

4.2. Návrh elektromotoru

Po provedení rešerše byl vybrán asynchronní čtyřpólový motor s převodovkou ze skupiny SIMOGEAR Geared Motors od firmy SIEMENS. Kvůli úspoře místa je převodovka kuželová, protože má výstupní hřídel otočenou o 90 stupňů vůči hřídeli motoru a zároveň je u ní možná reverzace. Šneková převodovka má také výstupní hřídel otočenou o 90 stupňů, ale nemožnost reverzace. Když by nastal výpadek proudu a budeme manuálně pohybovat vrata, lze kuželovou převodovku přetlačit. Na obr. 31 je vybraný pohon, kde je

naznačená černou barvou motorová část, modrou převodová část a červeně výstupní hřídel s těsným perem. V tab. 6 jsou uvedeny důležité parametry elektromotoru s převodovkou.

Tab. 6.: Základní parametry elektromotoru s převodovkou [16]

$m_{převodovka} [kg]$	8	$m_{motor} [kg]$	4
$M_k [N \cdot m]$	6,7	$P_{motor} [W]$	90
$n [min^{-1}]$	128	$n_{motor} [min^{-1}]$	1 410

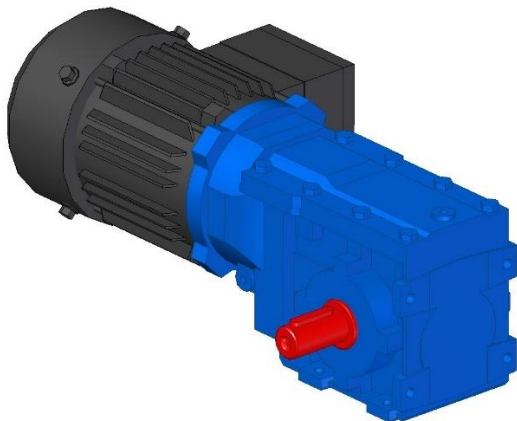
Hodnota otáček výstupní hřídele z převodovky je $n = 128 \text{ min}^{-1}$, lze tedy stanovit konečnou hodnotu rychlosti pohybu vrat v a potřebný výkon na ložiscích P :

$$v = \frac{n \cdot \pi \cdot d_p}{60} = \frac{128 \cdot \pi \cdot 0,05}{60} = 0,34 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (50)$$

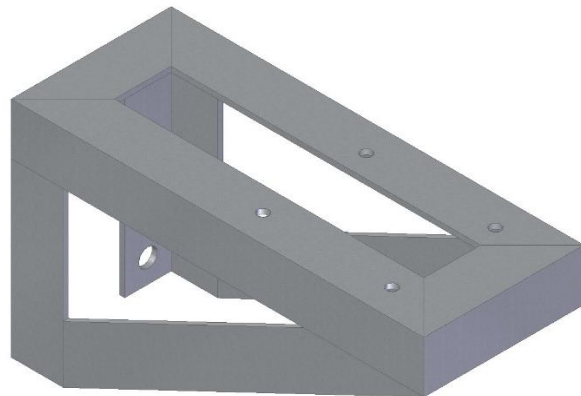
$$P = 8 \cdot Q \cdot v = 8 \cdot 0,097 \cdot 0,34 = 0,26 \text{ W} \quad (51)$$

$$P_{hřídel} = M_k \cdot \omega = M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = \frac{6,7 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 128}{60} = 89,8 \text{ W} \quad (52)$$

Pomocí vztahu (52) bylo ověřeno, že výkon na výstupní hřídeli převodovky $P_{hřídel}$, snížený o ztráty v převodovce, je vyšší než potřebný výkon P pro uvedení ložisek do pohybu. Návrh pohonu tedy vyhovuje. [14]

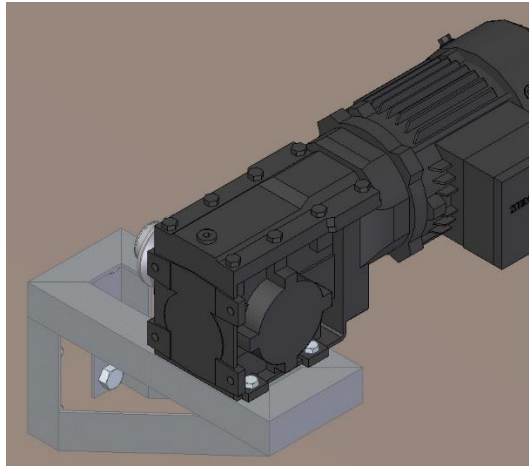


Obr. 31.: Elektromotor s převodovkou [16]

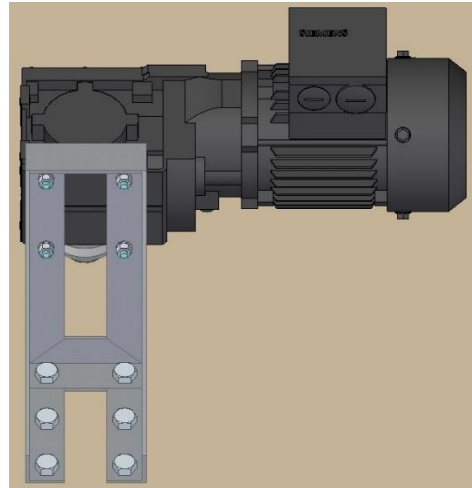


Obr. 32.: Svařovaná konstrukce

Pohon je pomocí svařované konstrukce přišroubován ke zdi. Konstrukce, která je na obr. 32, se skládá z L profilů o rozměrech 30 x 3 mm dle ČSN 42 5541 z materiálu 11 373 a dvou podpůrných pásů z oceli o rozměrech 30 x 3 mm dle ČSN 42 5340 ze stejného materiálu. Ke spojení součástí jsou použity tupé svary. Do L profilů jsou vyříznuty díry pro uchycení do zdi a pro přišroubování vany převodovky. Vana je přišroubována čtyřmi šrouby M6 dle ISO 4014 s maticí M10 ISO 4032 a podložkou 6 ISO 7090. Uchycení do zdi je zajištěno šesticí lícovaných šroubů M10 dle ČSN 02 1111 (obr. 33 a obr. 34). [10]



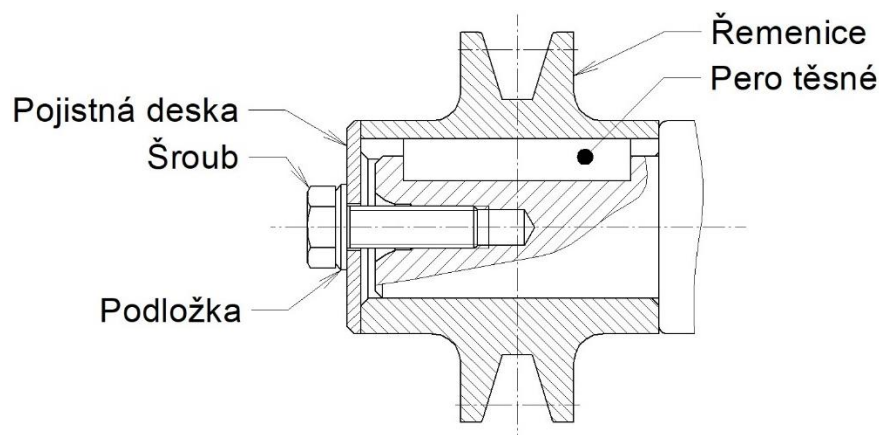
Obr. 33.: Uchycení pohonu ke zdi – pohled 1



Obr. 34.: Uchycení pohonu ke zdi – pohled 2

4.1. Návrh a konstrukce řemenového převodu

Výstupní hřídel převodovky o průměru 20 mm je opatřena těsným perem o rozměrech 6 x 6 x 32 mm podle ČSN 02 2562. Na hřídel je nasunuta osazená řemenice z litiny dle ČSN 42 2415 s drážkou pro pero. Osazení má v axiálním směru přesah (obr. 35), aby bylo zamezeno pohybu řemenice na hřídeli. Jako axiální zajištění je použita kruhová deska s podložkou 6 ISO 7090 a šroubem M6 ISO 4014, který je zašroubován do závitů uvnitř hřídele. Není využito ČSN 02 2703, protože výrobce pohonu pro hřídel o průměru 20 mm použil jiný průměr závitů, než je předepsáno v této normě.

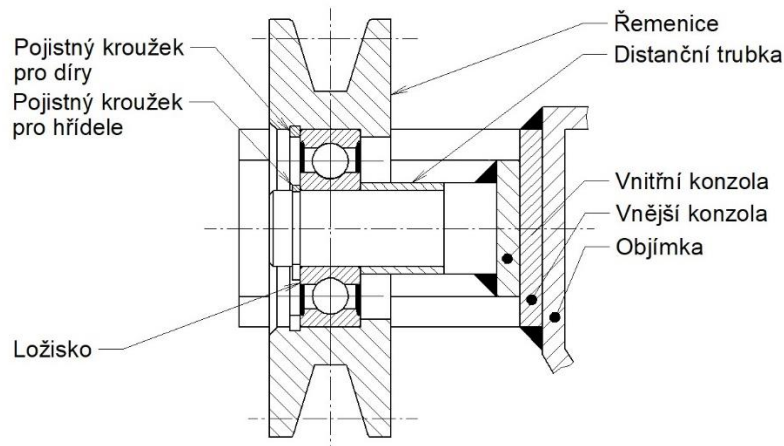


Obr. 35.: Axiální zajištění řemenice na hřídeli převodovky

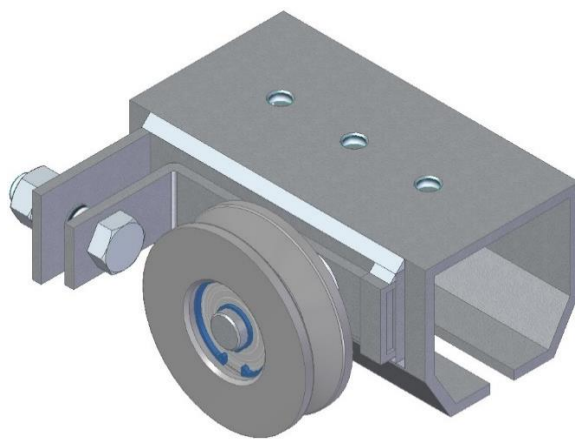
Řemen byl zvolen klínový klasického průřezu s průřezem typu Z dle ČSN 02 3110 a normalizovaný výpočtový průměr řemenic d_p byl vybrán 50 mm. Z důvodu nenormalizované výpočtové délky řemene L_p je stanovena meziosová vzdálenost řemenic a na 8439 mm. Řemen je tedy nutné nechat vyrobit na zakázku přímo pro tento pohon.

Do druhé řemenice je vloženo ložisko od SKF řady 6 000 – ZZ s krytím, které je v ose s drážkou řemenice (obr. 36). Mezi vnitřní kroužek ložiska a osazení napínacího mechanismu je umístěna distanční trubka, která zajišťuje vymezenou polohu celé

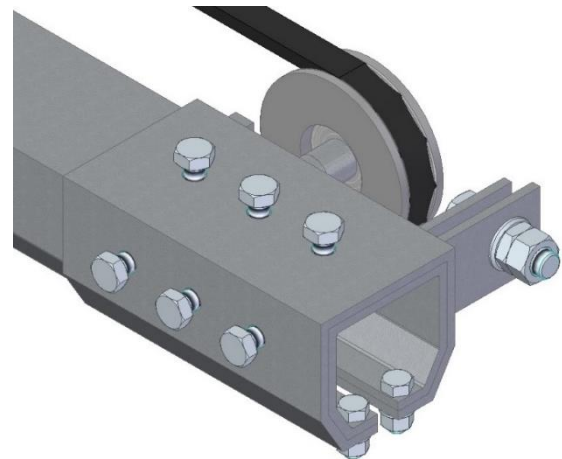
řemenice. Z druhé strany je vnitřní kroužek zajištěn pojistným kroužkem pro hřídele o průměru 10 mm dle ČSN 02 2930. Vnější kroužek ložiska je opřen o vnitřní osazení řemenice a zajištěn pojistným kroužkem pro díry o průměru 26 mm dle ČSN 02 2931. [21]



Obr. 36.: Řez řemenicí s napínacím mechanismem



Obr. 37.: Sestava objímky s napínacím mechanismem [21]



Obr. 38.: Zajištění objímky s napínacím mechanismem na kolejnici

Na obr. 37 se nachází řemenice v sestavě s napínacím mechanismem. Řemen je napínán pomocí pevné a na ní posuvné konzoly ve tvaru L o rozměrech polotovarů 25 x 3 mm a 20 x 3 mm dle ČSN 42 5340. Na vnitřní konzolu je pak přivařena osazená tyč o průměru polotovaru 12 mm dle ČSN 42 5510, kde osazení zajišťuje větší pevnost svaru a místo, o které se může opřít distanční trubka (obr. 36). Aby nedocházelo k případnému oddálení vnitřní konzoly od vnější při napnutí řemenu, je vnější konzola opatřena navařeným okem z tenkého plechu, ve které chodí vnitřní konzola. Tato celá soustava je přes vnější konzolu přivařená k objímce a přichycena na kolejnici. Objímka je opatřena stejně jako u úchytů kolejnice dírami se závitem pro šrouby M6, které mají za úkol zamezit posunutí objímky. Pokud by nastaly rázy nebo nerovnoměrnost chodu motoru a tyto šrouby by byly vystaveny větším silám, než je napínací síla F_N , jsou v kolejnici a objímce vyvrtány díry pro další pojištění dvěma šrouby s maticemi (obr. 38).

Napínací síla se vyvodí utahováním matice M8 ISO 4032 na šroubu M8 ISO 4014, která je pojištěná proti povolování nízkou maticí M8 ISO 4035. Řemen se časem vytahuje a je ho potřeba dopínat. Pokud je prodloužení velké tak, že už nelze řemen napnout, znamená to, že vnitřní konzola se už nemá kam posunout a musí se vyměnit.

Montáž napínacího mechanismu musí být provedena daným pořadím. Nejdříve je nutné prostrčit vnitřní konzolu do oka, poté spojit obě konzoly šroubem s maticemi, a nakonec nasunout distanční trubku s ložiskem a řemenicí a zajistit je pojistnými kroužky. Pro nasazení řemene lze s celou objímkou popojet po kolejnici, řemen bez větších námah nasadit, potom usadit objímku na místo a zajistit ji šrouby. [10]

4.1.1. Výpočet napínací síly

Pro výpočet napínací síly, která se vytvoří klíčem pro šestihrany, jsou zvoleny a konstrukcí určeny parametry v tab. 7.

Tab. 7.: Parametry pro výpočet napínací síly řemenu

f [1]	0,3	β [°]	40
α [°]	180	δ [°]	0

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\beta}{2}} = \frac{0,3}{\sin \frac{40}{2}} = 0,877 \quad (53)$$

$$e^{\alpha \cdot f'} = e^{\frac{180 \cdot \pi}{180} \cdot 0,877} = 15,72 \quad (54)$$

Síla na výpočtovém průměru d_p řemenice se vypočítá ze vztahu:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d_p} = \frac{2 \cdot 6,7}{0,05} = 268 \text{ N} \quad (55)$$

$$F_0 = \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{\alpha \cdot f'} + 1}{e^{\alpha \cdot f'} - 1} = \frac{268}{2} \cdot \frac{15,72 + 1}{15,72 - 1} = 152,2 \text{ N} \quad (56)$$

Z rovnice (55) vychází, že celkové potřebné předpětí F_0 v řemenech je $F_0 = 152,2 \text{ N}$. Za klidu se tato síla docílí napnutím řemenů celkovou napínací silou F_N .

$$F_N = 2 \cdot F_0 \cdot \cos \delta = 2 \cdot 152,2 \cdot \cos 0^\circ = 304,4 \text{ N} \quad (57)$$

Za provozu potom v tažné větvi vzniká síla F_1 a v odlehčované větvi síla F_2 .

$$F_1 = F_0 + \frac{F}{2} = 152,2 + \frac{268}{2} = 286,2 \text{ N} \quad (58)$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F}{2} = 152,2 - \frac{268}{2} = 18,2 \text{ N} \quad (59)$$

$$F_v = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(2 \cdot \delta)} \quad (60)$$

$$= \sqrt{286,2^2 + 18,2^2 + 2 \cdot 286,2 \cdot 18,2 \cdot \cos 0^\circ} = 304,4 \text{ N}$$

Silou F_v o velikosti $F_v = 304,4 \text{ N}$ je zatěžováno ložisko.

$$F_1 = 286,2 \geq 0,78 = T_0 \quad (61)$$

V rovnici (61) jsou pro kontrolu porovnány hodnoty síly vyvozené v tažné větvi a síly potřebné pro překonání odporové síly na ložiscích. Nerovnice je splněna a návrh řemenového pohonu tedy vyhovuje. [11]

4.1.1.1. Kontrola napínacího šroubu

Kontrola napínacího šroubu s pevnostní třídou 8.8 je provedena na tah.

$$\sigma_{max} = \frac{F_v}{S_3} = \frac{F_v}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \sigma_D = \frac{\sigma_{Kt}}{k_s} \quad (62)$$

$$k_s \leq \frac{\sigma_{Kt} \cdot \pi \cdot d_3^2}{4 \cdot F_v} = \frac{640 \cdot \pi \cdot 6,773}{4 \cdot 304,4} = 11,2 \quad (63)$$

Bezpečnostní koeficient šroubu k_s vyšel dostatečně větší, než 1. Návrh šroubu tedy vyhovuje. [11]

4.1.1.2. Výpočet trvanlivosti ložiska

Výpočet trvanlivosti vychází z rovnic (25), (26) a (27) při průměru ložiska $D = 26 \text{ mm}$ a jeho dynamické únosnosti $C = 4\,750 \text{ N}$.

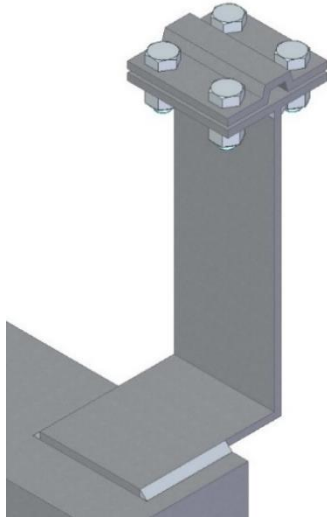
$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_v}\right)^p \cdot 1\,000\,000 = \left(\frac{4\,750}{304,4}\right)^3 \cdot 1\,000\,000 = 3\,799\,678\,790 \text{ ot} \quad (64)$$

$$L = \frac{L_{10}}{8 \cdot n} = \frac{L_{10}}{8 \cdot \frac{s}{\pi \cdot D}} = \frac{3\,799\,678\,790}{8 \cdot \frac{4100}{\pi \cdot 26}} \doteq 9\,462\,290 \text{ dnů} \doteq 26\,000 \text{ let} \quad (65)$$

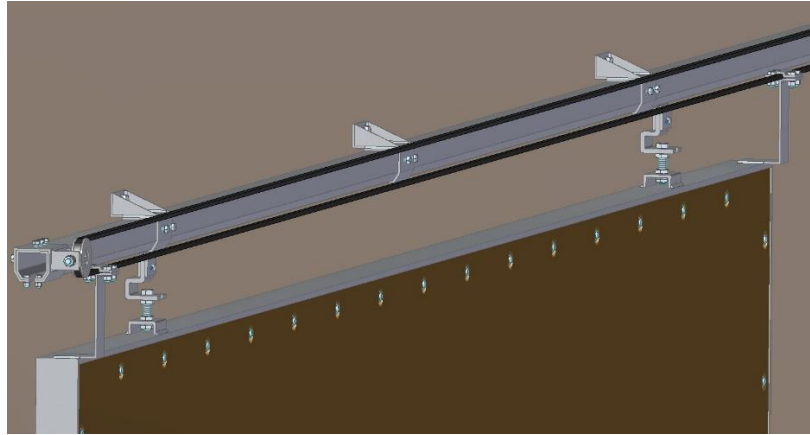
Životnost ložiska v řemenici je dostatečná, společně s ložisky pojezdu mají životnost přes 1000 let, což lze označit za „neomezenou“ životnost. [14], [21]

4.2. Konstrukce spojky rámu s řemenem

Aby se vrata mohla automaticky pohybovat, je potřeba je spojit s řemenem pohonu. K tomu slouží dvě spojky, které jsou svařené ze dvou částí. První část je z pásu oceli ve tvaru L z materiálu 11 373 o rozměrech 45 x 3 mm dle ČSN 42 5340 přivařená k hornímu rámu vrat (obr. 39).



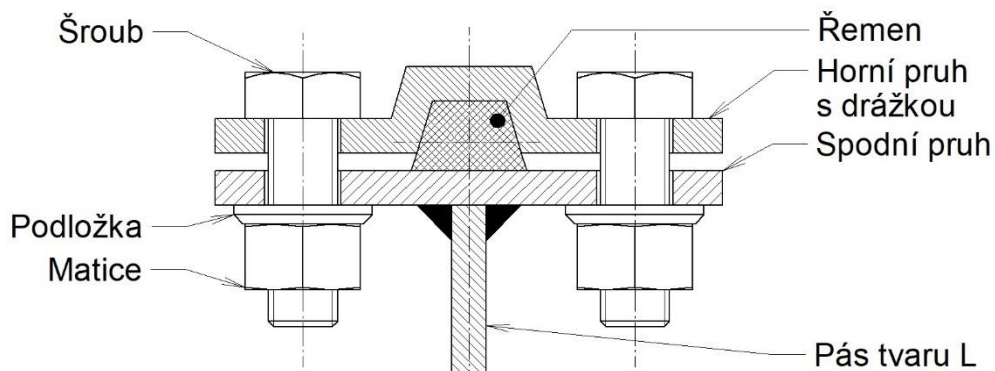
Obr. 39.: Spojka



Obr. 40.: Spojky vrat v sestavě s řemenem pohonu

Druhá část se skládá ze dvou pruhů oceli o rozměrech 45 x 3 mm a 50 x 3 mm ze stejného materiálu a stejné normy, mezi které se vloží řemen. Spodní pruh oceli je přivařen k pásu ve tvaru L a horní část má vytvořenou drážku pro řemen jako řemenice. Pomocí osově síly ve čtyřech šroubech, která se vyvodí utahováním těchto šroubů, se vytvoří dostatečná třecí síla, aby řemen neprokluzoval a vrata se tak pohybovala (obr. 41). Spojení obou pruhů je záměrně z rozebíratelného spoje, aby při poruše motoru bylo možné spojku rozebrat a pohybovat vrata manuálně.

Díky konstrukci je mezi oběma pruhy ponechána vůle 1,5 mm, aby bylo možné vytvořit ve šroubech dostatečné předpětí, protože je předpokládána deformace řemenu.



Obr. 41.: Řez spojkou

Výpočet přítláčné síly $F_{\text{přítláčná}}$ vychází z odvozených vztahů pro klínovou drážku, kde F_1 je síla v tažné větvi řemenového pohonu.

$$F_{\text{přítlačná}} = \frac{F_1 \cdot \sin \frac{\beta}{2}}{f} = \frac{286,2 \cdot \sin \frac{40^\circ}{2}}{0,3} = 326,3 \text{ N} \quad (66)$$

Celková osová síla $F_{\text{přítlačná}}$, která musí být vygenerována ve šroubech, je 326,3 N. Spojení je provedeno šrouby M6 dle ČSN 4014 s jednochodým závitem a průměrem $d_2 = 5,35 \text{ mm}$.

$$\gamma = \arctan \left(\frac{s}{\pi \cdot d_2} \right) = \arctan \left(\frac{P \cdot i}{\pi \cdot d_2} \right) = \arctan \left(\frac{1 \cdot 1}{\pi \cdot 5,35} \right) = 3,4^\circ \quad (67)$$

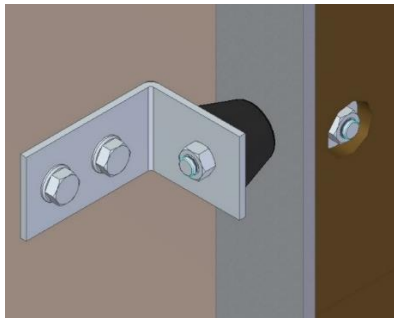
$$\varphi' = \arctan \left(\frac{f}{\cos \beta} \right) = \arctan \left(\frac{0,15}{\cos 30^\circ} \right) = 9,8^\circ \quad (68)$$

$$M_{kl} = \frac{F_{\text{přítlačná}}}{4} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') = \frac{326,3}{4} \cdot \frac{5,35}{2} \tan(3,4 + 9,8) = 51,2 \text{ Nmm} \quad (69)$$

Z rovnice (66) vyšel kroutící moment na klíči $M_{kl} = 51,2 \text{ Nmm}$. Tímto momentem se musí utáhnout každý šroub, aby třecí spoj fungoval. [10], [11]

5. Příslušenství vrat

Při krajních polohách vrat jsou do zdi přišroubovány dva dorazy po každé straně, o které se vrata mohou opřít. Skládají se z gumové hlavy se závitem, která je přišroubována k pruhu z oceli 11 373 o rozměrech 50 x 4 mm dle ČSN 42 5340 maticí M10 dle ISO 4032 a dvou šroubů M10 dle ISO 4014 (obr. 42).

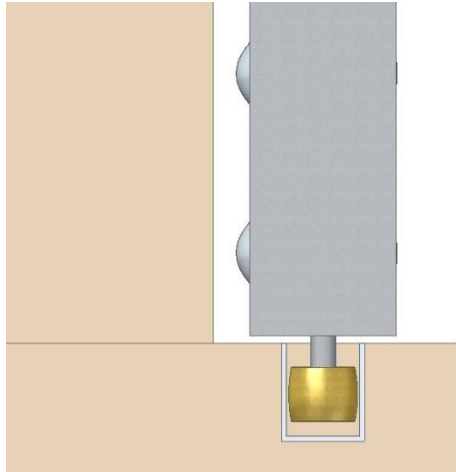


Obr. 42.: Doraz s gumovou hlavou



Obr. 43.: Rozmístění dorazů v krajních polohách

Do podlahy pod vrata je umístěna vodící kolejnice ve tvaru U vytvořená z pásu z ocele z materiálu 11 373 o rozměrech 115 x 2 mm, ve které jezdí tři vodící kladky přišroubované na rám vrat (obr. 44). Mosazné hlavy kladek jsou ve vodící kolejnici umístěny s malou vůlí, aby se předešlo velkému naklápění vrat při povětrnostních vlivech. Tyčky kladek jsou kontrolovány na 9. stupeň rychlosti větru $v_v = 21 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ při uvažování hustoty vzduchu $\rho_v = 1,18 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ při normálním atmosférickém tlaku. [10], [17], [18]



Obr. 44.: Lišta s vodícími kladkami



Obr. 45.: Těsnící kartáč [19]

$$F_p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_{vrata} \cdot v_v^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,18 \cdot 12,5 \cdot 21^2 = 3255 \text{ N} \quad (70)$$

$$\tau = \frac{F}{3 \cdot S} \leq \tau_D = \frac{0,58 \cdot \sigma_{Kt}}{k} \quad (71)$$

$$k \leq \frac{3 \cdot 0,58 \cdot \pi \cdot d_t^2 \cdot \sigma_{Kt}}{4 \cdot F_p} = \frac{3 \cdot 0,58 \cdot \pi \cdot 10^2 \cdot 340}{4 \cdot 3255} = 14,3 \quad (72)$$

Bezpečnost tyček vyšla dostačující i přesto, že je uvažováno zatížení pouze vodících kladek. Ve skutečnosti se silou větru zatíží i horní část vrat a vzniknou tak i reakce v závěsech. Tím pádem se tyčky mírně odlehčí a bezpečnost ještě stoupne. Při vyšších rychlostech větru ale hrozí, že reakce v závěsu budou tak velké, že by mohlo dojít k vysunutí závěsného šroubu z drážky v jednom ze závěsových plechů.

Nevýhodou konstrukčního řešení kolejnice v podlaze je její zanášení nečistotami. Ty by mohly bránit vodícím kladkám v pohybu a hrozila by kolize. Řešením je pravidelné čištění drážky, zejména v časech, kdy jsou počty přejezdů přes vrata nejvyšší.

Kvůli vratovým šroubům je nutné nechat vůli mezi zdí a rámem vrat. Pokud by to situace vyžadovala (přání zákazníka například), je možnost nainstalování kartáče (obr. 45) po bocích vrat, který by vůle odstranil a zmenšil tak únik tepla. [22]

6. Závěr

Provedením rešerše byla vybrána posuvná vrata jako nejvhodnější řešení zakrytí otvoru ve zdi zemědělské budovy. Byl proveden návrh posuvného mechanismu, pomocí kterého se tato vrata pohybují v kolejnici připevněné na zdi. Součástí je i návrh pohonu, který umožňuje automatický pohyb vrat.

V celém návrhu je kladen důraz na co nejširší použití normalizovaných polotovarů nebo dílů. Všechny součásti, například rám segmentu vrat, závěsový plech, svařovaný pojezd nebo kolejnice, jsou vytvořeny z normalizovaných rozměrů polotovarů – v návrhu jsou vždy uvedeny rozměry a norma, podle které je polotovar vyroben. Toto řešení by mělo zaručit, že návrh je ekonomicky přijatelný. To znamená, že není potřeba součásti tolik obrábět a výrobní čas je tedy kratší a součásti levnější.

Celá konstrukce je zatížena výhradně tíhou vlastní hmotnosti. Často byl proveden výpočet součásti nebo svaru na tah, kde byl zvolen průměr, resp. tloušťka několikrát větší z důvodu vyšší bezpečnosti. Předpokládá se totiž, že se kolem vrat budou nacházet často lidé a budou s vraty manipulovat.

Konstrukci lze zpracovat mnohem podrobněji, třeba s využitím různých programů pro MKP, ale jako základní návrh je postačující. Nejvíce namáhané místo je v drážce závěsového plechu, kde je zavěšen závěsový šroub. Zde by bylo taky vhodné konstrukčně vyřešit riziko vysunutí šroubu z drážky, pokud by se do vrat opřel vítr 9. a vyššího stupně.

Nevýhodou pohonu je délka řemenu. Výpočtová délka L_p není normalizována, musí se tedy nechat řemen vyrobit na zakázku a při meziosové vzdálenosti 8439 mm by mohlo dojít i při napnutí k prověšení řemene nebo aspoň k jeho rozkmitání při záběru motoru na tak dlouhé vzdálenosti. Rozkmitáním by mohla hrozit kolize s okolím, proto lze konstrukci doplnit vodícími pouzdry pro vratnou větev, které by byly připevněné na kolejnici.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] iVrata.cz. *Průvodce vrat.* [online]. iVrata.cz. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://www.ivrata.cz/pruvodce-vrat,101.html>
- [2] Montego.cz. *Posuvná vrata.* [online]. Montego.cz. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://www.montego.cz/vrata/posuvna-vrata/>
- [3] Sekční garážová vrata [obrázek]. *Bubík – Vrata, brány, žaluzie, rolety* [online]. Dostupné z: <https://www.bubik-vrata.cz/produkty/garazova-vrata/sekcnigarazova-vrata/>
- [4] Rolovací garážová vrata GARAROL [obrázek]. *HO-PA.cz.* [online]. Dostupné z: <https://www.ho-pa.cz/eshop/p/rolovaci-garazova-vrata-gararol-0-104>
- [5] Výklopná garážová vrata [obrázek]. *JVP System* [online]. Dostupné z: <https://www.jvpsystem.cz/vyklopna-garazova-vrata/>
- [6] Křídlová vrata [obrázek]. *HO-PA.cz.* [online]. Dostupné z: <https://www.ho-pa.cz/eshop/p/kridlova-vrata-0-1128>
- [7] Boční posuvná vrata Hörmann [obrázek]. *GeoPart* [online]. Dostupné z: <https://www.geopart.cz/bocni-posuvna-vrata-hormann,49.html>
- [8] Posuvné dveře a vrata [obrázek]. *Niko.kovani.cz* [online]. Dostupné z: <https://www.niko-kovani.cz/katalogy>
- [9] Nomadem.cz. *E-shop s vybavením pro obytná auta* [online]. Nomadem.cz [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://www.nomadem.cz/shop/>
- [10] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření.* Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [11] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací.* Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01701-x.
- [12] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů.* Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-0300046-7.
- [13] SKF. *6200–2Z Kuličková ložiska.* [online]. SKF. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-6200-2Z>
- [14] KUGL, Otmar. *Projekt: III. ročník.* Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 8001016382.
- [15] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost I.* 3. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04224-3.
- [16] Siemens. *SIMOGEAR Geared Motors* [online]. Siemens. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://new.siemens.com/global/en/products/drives/simogear-gear-motors.html>
- [17] STUDENÍK, Jiří a SVITAVSKÝ Michal. *Energie větru, vody, biomasy.* Brno: Code Creator, 2016. ISBN 978-80-88058-08-3.
- [18] CHYSKÝ, Jaroslav a Karel HEMZAL. *Větrání a klimatizace.* Vyd. 3., zcela přeprac. Praha: Česká Matica technická, 1993. ISBN 9788090157408.
- [19] Kartáč pro utěsnění posuvných vrat [obrázek]. *Probrany.cz.* [online]. Dostupné z: <https://www.probrany.cz/cais-bd-25-kartac-pro-utesneni-posuvnych-vrat>



- [20] *Objemová hmotnost dřeva* [online]. Naše stromy. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <http://www.nasestromy.cz/objemova-hmotnost-dreva/>
- [21] SKF. *6000–2Z Kuličková ložiska SKF* [online]. SKF. [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-6000-2Z>
- [22] Obtékání těles reálnou tekutinou. *Encyklopedie fyziky*. [online]. Fyzika: MEF [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/main.article/view/127-obtekani-teles-realnou-tekutinou>

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

ρ_d	$[kgm^{-3}]$	hustota
g	$[Nms^{-2}]$	tíhové zrychlení
F_G	$[N]$	síla v závěsu
T_0	$[N]$	odporová síla
τ	$[MPa]$	smykové napětí
τ_v	$[MPa]$	výsledné smykové napětí
τ_{tah}	$[MPa]$	smykové napětí vyvolané tahovou silou
τ_{smyk}	$[MPa]$	smykové napětí vyvolané smykovou silou
$\alpha_{\tau\perp}$	$[1]$	součinitel anizotropie pro kolmý směr
$\alpha_{\tau\parallel}$	$[1]$	součinitel anizotropie pro souběžný směr
h	$[mm]$	délka svaru mezi konzolou a rámem
h	$[mm]$	šířka závěsového plechu
j	$[mm]$	délka svaru mezi objímkou a konzolou úchyty
a'	$[mm]$	výpočtová tloušťka svaru
σ_D	$[MPa]$	dovolené napětí
σ_{Kt}	$[MPa]$	mez kluzu materiálu
k_s	$[1]$	bezpečnostní koeficient svaru
k_{ξ}	$[1]$	bezpečnostní koeficient šroubu
G	$[N]$	celková tíha vrat
m_{vrata}	$[kg]$	hmotnost vrat
m_{kladka}	$[kg]$	hmotnost vodící kladky
m_{spojka}	$[kg]$	hmotnost spojky pohonu s vraty
$m_{konzola1}$	$[kg]$	hmotnost přivařené konzoly
$m_{konzola2}$	$[kg]$	hmotnost konzoly svařence úchyty
m_{spoj}	$[kg]$	hmotnost spojovacího materiálu
$m_{závěs}$	$[kg]$	hmotnost závěsového plechu
$m_{vidlice}$	$[kg]$	hmotnost vidlice pojezdu
m_{plech}	$[kg]$	hmotnost pojezdového plechu
$m_{objímka}$	$[kg]$	hmotnost objímky kolejnice
m_{kolej}	$[kg]$	hmotnost kolejnice
$m_{převodovka}$	$[kg]$	hmotnost převodovky
m_{motor}	$[kg]$	hmotnost motoru
a	$[mm]$	návrhová tloušťka svaru
a	$[mm]$	vzdálenost podpor
F_{G1}	$[N]$	síla zatěžující závěsový šroub
F_{G2}	$[N]$	síla zatěžující čep
F_{G3}	$[N]$	síla zatěžující svar mezi vidlicí a pojezdovým plechem
F_{G4}	$[N]$	síla zatěžující ložiskové válečky pojezdu
F_{G5}	$[N]$	síla zatěžující svar mezi objímkou a konzolou
F_{G6}	$[N]$	síla zatěžující lícované šrouby
F_N	$[N]$	napínací síla řemenu
F	$[N]$	síla na výpočtovém průměru řemenice
F_0	$[N]$	celkové potřebné předpětí v řemenech
F_1	$[N]$	síla v tažné větvi
F_2	$[N]$	síla v odlehčované větvi

F_v	[N]	síla zatěžující ložisko
$F_{\text{přítlačná}}$	[N]	síla přitlačující řemen do drážky
F_p	[N]	síla generovaná větrem
σ_{max}	[MPa]	maximální napětí
S_3	[mm ²]	obsah průřezu závěsového šroubu
S	[mm ²]	obsah průřezu čepu
d'_3	[mm]	výpočtový průměr šroubu
d_3	[mm]	návrhový průměr šroubu
M_{omax}	[Nmm]	maximální ohybový moment
d	[mm]	vzdálenost mezi body A-C
e	[mm]	vzdálenost mezi body A-B
e	[mm]	rameno valivého odporu
σ_{omax}	[MPa]	maximální ohybové napětí
W_o	[mm ³]	ohybový modul
t	[mm]	tloušťka závěsového plechu
k	[1]	bezpečnostní koeficient
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu
τ_{Kt}	[MPa]	mez kluzu ve smyku
τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí
$d_{\check{c}}^S$	[mm]	výpočtový průměr čepu na stříh
b	[mm]	šířka vidlice pojezdu
b	[mm]	vzdálenost síly od podpory
c	[mm]	vzdálenost síly od podpory
$d_{\check{c}}^o$	[mm]	výpočtový průměr čepu na otláčení
p_d	[MPa]	dovolený tlak pro otláčení čepu
l	[mm]	délka svaru mezi vidlicí a pojezdovým plechem
d_v	[mm]	průměr osazení u ložiskových válečků
C	[N]	základní dynamická únosnost
d	[mm]	průměr díry ložiska
D	[mm]	průměr vnějšího kroužku ložiska
B	[mm]	šířka ložiska
p	[1]	exponent trvanlivosti ložiska
L_{10}	[10 ⁶]	trvanlivost ložiska v otáčkách
L	[den]	trvanlivost ložiska
n	[1]	počet otočení ložiska
s	[mm]	dráha ložisek
O	[mm]	obvod ložiska
M_i	[Nmm]	podporový moment v i-té podpoře
S_{ii}	[Nm ³]	statický moment k i-té osy podpory
l	[mm]	délka nosníku mezi podporami
R_i	[N]	reakce v i-té podpoře
$v_{\text{předběžná}}$	[ms ⁻¹]	předběžná rychlost otevírání vrat
Q	[N]	síla potřebná pro překonání pasivních odporů
r	[mm]	poloměr ložiska
N	[N]	normálová síla
P'	[W]	předběžný výkon na povrchu ložisek
d_p	[mm]	výpočtový průměr řemenice

n'	$[min^{-1}]$	předběžné otáčky řemenice
M_k	$[Nm]$	kroucí moment na výstupní hřídeli převodovky
n	$[min^{-1}]$	otáčky výstupní hřídele převodovky
n_{motor}	$[min^{-1}]$	otáčky motoru
P_{motor}	$[W]$	výkon motoru
v	$[ms^{-1}]$	výsledná rychlost otevírání vrat
P	$[W]$	výsledný potřebný výkon pro uvedení ložisek do pohybu
$P_{hřidel}$	$[W]$	výkon na výstupní hřídeli převodovky
L_p	$[mm]$	výpočtová délka řemene
a	$[mm]$	meziosová vzdálenost řemenic
f	$[1]$	součinitel tření
β	$[^\circ]$	úhel řemenu
α	$[^\circ]$	úhel opásání řemenice
f'	$[1]$	upravený součinitel tření pro klínovou drážku
d_2	$[mm]$	střední průměr závitu
γ	$[^\circ]$	úhel stoupání
φ'	$[^\circ]$	třecí úhel
s	$[mm]$	stoupání závitu
P	$[mm]$	rozteč závitu
i	$[1]$	počet chodů závitu
M_{kl}	$[Nmm]$	moment na klíči
v_v	$[ms^{-1}]$	rychlost větru
ρ_v	$[kgm^{-3}]$	hustota vzduchu
S_{vrata}	$[mm^2]$	plocha vrat
d_t	$[mm]$	průměr tyčky vodící kladky

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.: Sekční vrata [3]	2
Obr. 2.: Rolovací vrata [4]	3
Obr. 3.: Výklopná vrata [5]	4
Obr. 4.: Křídlová vrata [6]	5
Obr. 5.: Posuvná vrata [7]	6
Obr. 6.: Posuvná sekční vrata [8]	7
Obr. 7.: Panelová posuvná soustava [8]	8
Obr. 8.: Posuvný kryt [8]	8
Obr. 9.: Pohled na přední stranu vrat	9
Obr. 10.: Detailní řez šroubového spoje mezi rámem a vyplní	9
Obr. 11.: Sestava závěsu	10
Obr. 12.: Vodící kladka	10
Obr. 13.: Detail přivařené konzoly se závěsným šroubem	12
Obr. 14.: Detail závěsového plechu s drážkou	12
Obr. 15.: Rozměry vyvážení vrat	13
Obr. 16.: Model závěsového plechu	13
Obr. 17.: Průběh ohybového momentu	13
Obr. 18.: Spojení závěsového plechu s pojezdem	14
Obr. 19.: Výpočtový model čepu	14
Obr. 20.: Řez ložisky pojezdu	15
Obr. 21.: Svařovaný pojezd	15
Obr. 22.: Rozměry ložiska [13]	16
Obr. 23.: Ložiska s pojezdem [13]	16
Obr. 24.: Svařenec objímky a konzoly	17
Obr. 25.: Boční pohled na pojezd v kolejnici	17
Obr. 26.: Kolejnice s úchyty a vraty v krajní poloze	18
Obr. 27.: Model kolejnice jako staticky neurčitý nosník	18
Obr. 28.: Konzola s lícovanými šrouby v sestavě s kolejnicí	20
Obr. 29.: Upevnění kolejnice na zeď s vraty	20
Obr. 30.: Schéma uvolnění ložiska	22
Obr. 31.: Elektromotor s převodovkou [16]	23
Obr. 32.: Svařovaná konstrukce	23
Obr. 33.: Uchycení pohonu ke zdi – pohled 1	24
Obr. 34.: Uchycení pohonu ke zdi – pohled 2	24
Obr. 35.: Axiální zajištění řemenice na hřídeli převodovky	24
Obr. 36.: Řez řemenic s napínacím mechanismem	25
Obr. 37.: Sestava objímky s napínacím mechanismem [21]	25
Obr. 38.: Zajištění objímky s napínacím mechanismem na kolejnici	25
Obr. 39.: Spojka	28
Obr. 40.: Spojky vrat v sestavě s řemenem pohonu	28
Obr. 41.: Řez spojkou	28
Obr. 42.: Doraz s gumovou hlavou	29



Obr. 43.: Rozmístění dorazů v krajních polohách	29
Obr. 44.: Lišta s vodícími kladkami.....	30
Obr. 45.: Těsnící kartáč [19]	30

SEZNAM TABULEK

Tab. 1.: Hodnoty hmotností jednotlivých součástí v konstrukci vrat	10
Tab. 2.: Důležité rozměry ložiska 6200 – 2Z [13]	16
Tab. 3.: Hodnoty pro třímomentové rovnice.....	19
Tab. 4.: Hodnoty podporových momentů	19
Tab. 5.: Hodnoty reakcí v podporách.....	20
Tab. 6.: Základní parametry elektromotoru s převodovkou [16]	23
Tab. 7.: Parametry pro výpočet napínací síly řemenu	26

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1.: 3D model vrat ve formátu PDF