



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TECHNOLOGIE PRO MANIPULACI DŘEVĚNÉ KULATINY

LOG HANDLING TECHNOLOGY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Skřivánek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Tomáš Skřivánek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok: 2022/23

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

Technologie pro manipulaci dřevěné kulatiny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kritická rešerše dopravníkových technologií pro manipulaci dřevěné kulatiny v dřevařských závodech. Návrh šikmého podavače kulatiny ze zásobníku na hřeblový dopravník.

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše dopravníkových technologií pro manipulaci dřevěné kulatiny.
Porovnání jednotlivých způsobů manipulace dle různých hledisek.
Koncepční návrh šikmého podavače kulatiny ze zásobníku na hřeblový dopravník.
Zdůvodněná koncepce navrženého řešení.
Základní funkční a kapacitní výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent.
Orientační pevnostní kontrola.
Celková sestava zařízení.

Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6

SHIGLEY Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

ŠKOPÁN, Miroslav. Hydraulické pohony strojů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2009. [cit. 1. 10. 2018]. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se v první části zabývá rešerší používaných dopravníků na dřevěnou kulatinu. Jsou zde popsány hlavní rozdíly a vysvětleny důvody pro použití vybraných dopravníků. Druhá část se zabývá návrhem šikmého podavače kulatiny, který je konstruován na kulatinu o průměru do 80 cm a délky do 5 metrů. Nejdříve je popsán koncepční návrh, kde se odůvodňuje postup při konstrukci hlavních prvků podavače. Poté se práce zabývá funkčním a kapacitním výpočtem, určením pohonu a výběrem řetězu. Další výpočty jsou věnovány návrhu výšky svaru, kontrole průhybu roštů a pevnostní kontrole hřídele.

KLÍČOVÁ SLOVA

kulatina, řetězový dopravník, konstrukce dopravníku, dřevoprůmysl

ABSTRACT

The first part of this bachelor's thesis deals with the analysis of used conveyors for wooden logs. There are described the main differences and reasons for using selected conveyors. The second part deals with the design of an inclined log feeder, which is designed for logs with a diameter of up to 80 cm and a length of up to 5 meters. First, the conceptual design is described, where the procedure for the construction of the main elements of the feeder is justified. After that, the work deals with functional and capacity calculation, choosing the drive unit and selecting the chain. Further analysis are devoted to the design of the weld dimension, checking the beam deflection and checking the strength of the shaft.

KEYWORDS

log, chain conveyor, conveyor construction, wood industry

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SKŘIVÁNEK, Tomáš. *Technologie pro manipulaci dřevěné kulatiny*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/150899>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Miroslav Škopán.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. května 2023

.....

Tomáš Skřivánek

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za jeho rady při vypracování této bakalářské práce. Poděkování také patří mé rodině a blízkým za podporu po celou dobu studia.

OBSAH

Úvod.....	10
1 Dopravníky na dřevo.....	11
2 Válečkový dopravník.....	12
2.1 Využití ve dřevozpracujícím průmyslu.....	12
2.2 Dopravník se spirálovými válci	13
2.3 Dopravník s kónusovými válci	14
3 Přísunový dopravník	15
3.1 Jednořetězový dopravník	15
3.2 Dvouřetězový dopravník.....	16
4 Rozjednovací dopravník	17
5 Navalovací dopravník.....	18
6 Kaskádový dopravník	19
7 Koncepční návrh šikmého podavače kulatiny	20
7.1 Návrh konstrukce	20
7.2 Volba řetězu	21
7.3 Napínání řetězu	21
7.4 Unášče.....	22
7.5 Pohon dopravníku	22
8 Vstupní hodnoty.....	24
8.1 Výpočet délky roštu	25
8.2 Silový rozbor.....	26
9 Výběr řetězů a řetězových kol	27
9.1 Výpočet pro maximální možnou délku kulatiny.....	27
9.2 Výpočet pro maximální možnou délku kulatiny při přesunu 2 unáščeí	29
9.3 Volba dopravního řetězu.....	31
9.4 Kontrola řetězu	31
9.5 Tahová síla v dopravním řetězu.....	34
9.6 Tahová síla ve válečkovém řetězu	34
9.7 Výběr řetězových kol pro válečkový řetěz	35
9.8 Výběr řetězových kol pro dopravní řetěz	35
10 Výpočet příkonu a volba pohonu	36
10.1 Odpory vedení	36
10.2 Odpory zvedání materiálu	36
10.3 Setrvačné odpory.....	37
10.4 Výpočet příkonu.....	37
10.5 Volba pohonu	38

11 Pevnostní kontrola	40
11.1 Volba nosníku a kontrola průhybu	40
11.2 Volba hřídele a svaru.....	43
11.2.1 Návrh svaru pro řetěz pohonu	43
11.2.2 Návrh svaru pro dopravní řetězy	45
11.2.3 Kontrola hnací hřídele	46
Vizualizace dopravníku.....	50
Závěr	52
Použité informační zdroje.....	53
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	55
Seznam příloh	59

ÚVOD

Dřevo bylo pro lidstvo vždy velmi důležitým materiálem pro jeho účely, jako jsou stavebnictví, nábytek, papír, palivo a mnoho dalších. Dřevo se liší podle druhu stromu, ze kterého pochází a podle způsobu, jakým bylo zpracováno. Například měkké dřevo jako smrk, borovice nebo jedle se používá především pro konstrukce a řezivo, zatímco tvrdé dřevo jako dub, jasan, javor nebo mahagon se používá pro nábytek, podlahy a řemeslné výrobky.

Dopravníky na dřevo jsou zařízení používaná k přepravě dřeva nebo dřevních produktů v průmyslu, lesnictví a zemědělství. Existuje několik typů dopravníků na dřevo, které se liší konstrukcí a použitím. Mezi nejčastěji používané patří válečkové a řetězové dopravníky. Také se používají posuvné a příčné dopravníky, ty však patří mezi méně používané. Výběr správného typu dopravníku na kulatinu závisí na mnoha faktorech, jako jsou velikost a tvar kulatin, vzdálenost přepravy, rychlost přepravy a další.

1 DOPRAVNÍKY NA DŘEVO

Dopravníky na dřevo jsou zařízení sloužící k přepravě dřeva na určité místo. Mohou být různých typů a velikostí v závislosti na konkrétní aplikaci. Jsou používány v průmyslových provozech, kde je potřeba přepravovat velké množství dřeva rychle a efektivně. Tato zařízení mohou být napájena různými zdroji energie, jako jsou elektrické motory nebo pomocí hydrauliky. Mezi nejčastěji používané typy patří například pásové dopravníky, řetězové dopravníky nebo válečkové dopravníky. Každá z těchto technologií má své výhody a nevýhody a volba konkrétního druhu dopravníku závisí na mnoha faktorech, jako jsou například množství a typ kulatiny.

Dopravníky i zařízení určená pro dopravu kulatiny se vyznačují svojí robustností, odolností vůči nárazům a dlouhou životností. Kvalitní provedení konstrukce zabezpečí plynulou funkčnost dopravníkových linek i v náročných podmínkách, kterým jsou během svojí činnosti pod vlivy venkovních prostředí vystaveny.

Při použití dopravníků na pilu je důležité zajistit bezpečnost při manipulaci s kulatinou. Zaměstnanci musí být řádně zaškoleni v používání dopravníků a musí být dodržována všechna bezpečnostní opatření.

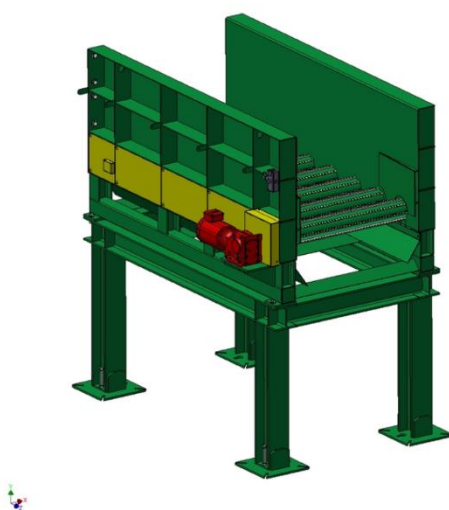


Obr. 1 Dopravníková linka [7]

2 VÁLEČKOVÝ DOPRAVNÍK

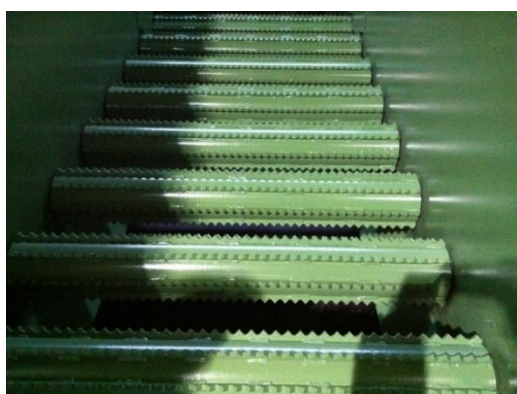
2.1 VYUŽITÍ VE DŘEVOZPRACUJÍCÍM PRŮMYSLU

Tento typ dopravníku je v transportu dřevěné kulatiny zařazen hlavně kvůli odstranění kamenů a nečistot. Často se nachází za víceřetězovým dopravníkem a pokračuje do řezačky. Jednotlivé válečky mají stanovenou rozteč, aby i větší kameny byly schopny propadnout. Pod válečky je umístěn redlerový dopravník, který odpad odsouvá. Oproti válečkovému dopravníku, popsaném v první části, vyniká robustnou konstrukcí, která je tvořena ze svařených plechů, ta zabezpečí dlouhodobou životnost. [1]



Obr. 2 Válečkový dopravník [1]

Dalším důležitým rozdílem je konstrukce válečků, ty jsou vyrobeny z oceli, aby na ně mohly být přivařeny sady trnů, které zajistí dostatečný záběr při posouvání kmene. Válečky jsou poháněny přímým skupinovým pohonem přes předlokový hřídel jediným motorem. Rychlost motoru je regulována frekvenčním měničem, zpravidla závisí na rychlosti posuvu řezačky. Návrh výkonu motoru závisí na množství přepravovaného materiálu. Délka dopravníku nepřesahuje délku 3 metrů a šířku 1 metru. [1]



Obr. 3 Ocelové trny na válečkách [1]

2.2 DOPRAVNÍK SE SPIRÁLOVÝMI VÁLCI

Princip dopravníku se nemění, mění se pouze typ válečku, který má spirálovitý profil. Spirálová konfigurace válců umožňuje dopravníku přepravovat materiály jak po vodorovné rovině, tak i po sklonu. V tomto případě může být dopravník použit pro dopravu kulatiny a její zarovnání do jedné linie nebo se může využít při odstraňování otřepů na dřevěných trámech či hranolech.



Obr. 4 Válečky se spirálovým profilem [Pila Olomučany, 2023]

2.3 DOPRAVNÍK S KÓNUSOVÝMI VÁLCI

Jedná se o stejný typ dopravníku, který má ovšem jiný typ válců. Slouží pro podélný transport kmene stromu do pily, kdy pila zajede mezi válci, čímž oddělí jednotlivé kusy kmene za pomoci integrovaných vyřazecích ramen. Nejčastěji je používán při změně z příčného na podélný posuv a z toho plyne, že je používán za rozjednovacím dopravníkem nebo kaskádou. Základem je jednoduchá robustná konstrukce na které jsou umístěny kónusové válce, ty jsou nejčastěji poháněny přes řetěz od elektromotoru. Délka dopravníku bývá od 6 do 25 metrů. Velikost válců závisí na velikosti přepravovaných kmenů, obecně se však průměr kmene pohybuje od 10 do 60 centimetrů, délka od 4 po 12 metrů. [2]



Obr. 5 Konstrukce dopravníku s kónusovými válci [2]

Je oblíbený především kvůli jeho jednoduché konstrukci, dobrému vyrovnání a zajištění kulatiny díky speciální konfiguraci válců. Jelikož jsou válce namontovány na ložiskách, tak zajišťují snadné otáčení i při relativně velkém zatížení a výrazně tak snižují spotřebu energie.

3 PŘÍSUNOVÝ DOPRAVNÍK

3.1 JEDNOŘETĚZOVÝ DOPRAVNÍK

Je používán na kratší kulatinu od 2 do 6 metrů nebo na kulatinu menším průměrem. Jednořetězové dopravníky jsou podstatně levnější než dvouřetězové provedení. Lze využít na dopravu pro velké vzdálenosti od 6 do 200 metrů. Unášče nacházející se na řetězu mohou být celokovové s hardoxovým vedením nebo kombinované s technickým plastem PE1000. [3]



Obr. 6 Jednořetězový dopravník [3]

Samotný pohyb řetězu je realizován pomocí řetězového kola nacházejícího se pouze na začátku a konci dopravníku. Jelikož není použito žádných dalších podpůrných elementů mezi předním a zadním řetězovým kolem, jako je například u pásového dopravníku, je tedy nutnost využít proti prověšení řetězu unášče, které se smýkají po ocelové konstrukci dopravníku. To je na jednu stranu efektivní a jednoduché využití konstrukce, na druhou stranu tento systém bude mít velké ztráty při tření jednotlivých unáščů a přibude nutnost pravidelného mazání. To s sebou může nést problémy s údržbou, jelikož se kůra a třísky mohou nabalit na mazivo.

3.2 DVOUŘETĚZOVÝ DOPRAVNÍK

Slouží stejně jako jednořetězový k podélnému transportu kulatiny do pily nebo do skladu. Nejčastěji je využíván pro kulatinu délky od 8 do 24 metrů. Díky dvou řetězům je konstrukce dopravníku podstatně širší oproti jednořetězovému. Konstrukce je zpravidla robustní a jednoduchá, což zajišťuje dlouhou životnost. Základem dopravníku jsou dva podélné řetězy, na kterých jsou přivařeny či přimontovány unašeče. Délka dopravníku se pohybuje 6 do 50 metrů. [4]



Obr. 7 Dvouřetězový dopravník [Pila Olomučany, 2023]

Oproti jednořetězovému dopravníku je větší, dokáže přesouvat kulatinu většího průměru. Podle dopravované hmotnosti se mohou použít buď klasické válečkové řetězy, nebo speciální dopravní řetězy s unašeči. Napínání je nejčastěji řešeno mechanicky, ale může být i hydraulické.

4 ROZJEDNOVACÍ DOPRAVNÍK

Slouží k rozjednocení kulatiny a překonávání většího výškového rozdílu. Většinou se nachází za navalovacím dopravníkem. Délka dopravníku se pohybuje od 2 do 4 metrů. Pod dopravníkem se může nacházet redlerový dopravník sloužící k úklidu od kůry. [5]



Obr. 8 Rozjednovací dopravník [Pila Olomučany, 2023]

Konstrukce se skládá z ocelových profilů a základem dopravníku jsou příčné řetězové dráhy, které jsou identické a mezi sebou mají daný rozstup. Možná délka přepravované kulatiny se odvíjí od počtu řetězových drah. Obvykle to však bývá maximálně 12 metrů. Samotné řetězové dráhy jsou mezi sebou svařeny k ocelové konstrukci. Pohyb jednotlivých řetězových drah je realizován pomocí hnacích kol, všechna tato kola jsou poté spojena přes jeden hřídel, jehož pohon je zajištěn elektrickým motorem. Prostor mezi dráhami může, ale nemusí být zakrytován pro lepší úklid od kůry. Nejčastěji jsou používány dopravní řetězy s pevným čepem. Napínání je řešeno mechanicky. Na článek řetězu je přivařen unašeč ve tvaru trojúhelníku, jehož nejvzdálenější bod od článku udává možnou přepravovanou velikost kulatiny. Tento typ dopravníku není zpravidla využíván pro přepravu na velké vzdálenosti, jeho hlavním účelem je rozjednocení a překonání relativně velké výšky mezi jinými dopravníky.

5 NAVALOVACÍ DOPRAVNÍK

Jeden z dalších typů dopravníků je navalovací dopravník, ten slouží k přísunu kulatiny na pilu nebo i částečně na chvilkové skladování. Kapacita dopravníku je obvykle od 20 do 60 tun, jeho délka bývá od 5 do 12 metrů. Nejčastěji je používám pro přepravu kulatiny do délky 24 metrů. [6]



Obr. 9 Navalovací dopravník [Pila Olomučany, 2023]

Základem konstrukce dopravníku jsou robustní ocelové nosníky, do kterých jsou zakomponovány řetězové dráhy. Počet řetězových drah je dán požadavkem na celkovou délku kulatiny. Velikost řetězů se určí podle hmotnosti přepravovaného materiálu. Jelikož je dopravník využíván pro přepravu v horizontálním směru, nebývá řetěz opatřen unašeči tak, jak je to u jiných typů. K zajištění pohybu řetězu je nejčastěji využíváno hnaného řetězového kola a elektromotoru. Dopravník je uzpůsoben pro vnitřní i venkovní použití, ovšem při venkovním použití je nutné zakrytí elektromotoru. U venkovního použití je dále nutné vzít v potaz vliv teplotních rozdílů, ty vedou k nutnosti úpravy napnutí nebo povolení řetězu. Navalovací dopravník se markantně tolik neliší od rozjednovacího dopravníku, pokud vyřadíme překonávání výškového rozdílu a nutnost unašečů, jsou oba typy principiálně stejné.

6 KASKÁDOVÝ DOPRAVNÍK

Kaskádový dopravník je speciální typ dopravníku, který se používá k přepravě kulatinových dřevěných polen. Může posloužit při rozjednocování nebo při překonávání malého výškového rozdílu. Na výstupu musí být zajištěno, že při každém cyklu pohybu se musí dopravit pouze jeden kus kulatiny. Rozdíl v průměru kulatiny by neměl přesáhnout 30 %. Délka přepravované kulatiny se pohybuje v rozmezí 2,5 do 8 metrů. Jako následující dopravník se často používá přísunový řetězový dopravník. [7]



Obr. 10 Kaskádový dopravník [7]

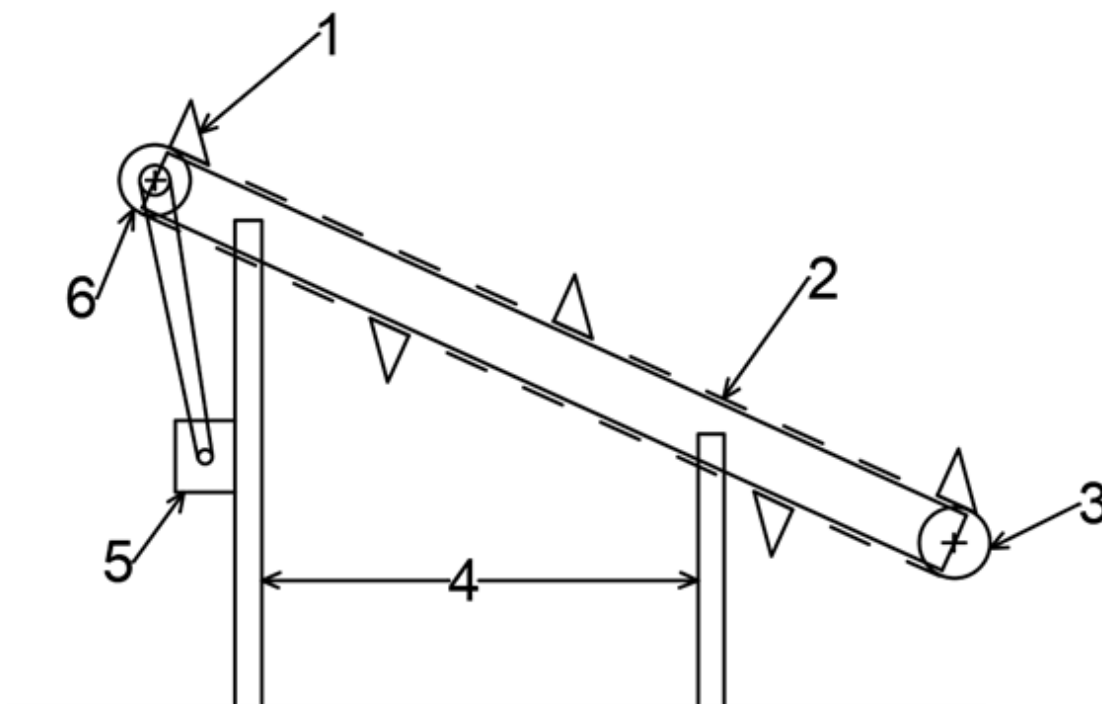
Dopravník je nazván podle toho, jakým způsobem kulatiny putují po celé trase dopravníku. Dřevěná polena se posouvají po dopravníku díky silovému působení gravitace a sklonu podpěr, které jsou kaskádovitě umístěny. Konstrukce je tvořena několika páry vozíků, které se při pohybu navzájem míjejí. Vozíky jsou tvořeny z ocelových profilů, které velikostí závisí na průměru kulatiny. Každý vozík má minimálně tři, optimálně čtyři úrovně, po kterých se kulatina postupně posouvá. Pohyb vozíků je zajištěn pomocí klikového mechanismu, který je posouvá přímočarým pohybem. Klikový mechanismus je použit v případě pohonu elektromotorem. Délka dopravníku je závislá na dopravované délce kulatiny, ovšem v případě použití kaskády s pohyblivým vozíkem je nutné, aby počet schodů byl vždy sudý. Díky svému efektivnímu způsobu přepravy dřeva je kaskádový dopravník nezbytnou součástí většiny moderních zpracovatelských zařízení pro dřevo.

7 KONCEPČNÍ NÁVRH ŠIKMÉHO PODAVAČE KULATINY

Následující kapitola slouží k znázornění postupu při návrhu šikmého podavače kulatiny. Jelikož se většina konstrukčních prvků odvíjí od dopravované hmotnosti, je kapitola spíše informativní a k samotným výpočtům budou věnovány další kapitoly.

7.1 NÁVRH KONSTRUKCE

Tato koncepce šikmého podavače kulatiny se bude skládat z roštů, které se budou nacházet v určitém úhlu k horizontální rovině. Na koncích roštu budou umístěna řetězová kola, jelikož se vyžaduje robustní a jednoduchá konstrukce, není na dopravníku použito podpěrných kol. Řetěz se tedy bude smýkat po roštu, což sníží výrobní náklady, nevýhodou tohoto řešení jsou relativně velké odpory důsledkem tření. Hnací kola jednotlivých roštů se budou nacházet v horní části dopravníku, ty pak budou spojena přes jeden hřídel, který bude pohánět hnací kola. V dolní části se budou u každého kola nacházet samostatné hřídele kvůli napínacímu mechanismu. Hřídele v horní i dolní části se upevní do ložiskových domků. Pro přenos krouticího momentu mezi hřídelem a elektromotorem bude použito řetězového převodu.



Obr. 11 Koncepce podavače kulatiny; 1-Unašeč, 2-Řetěz, 3-Hnané kolo, 4-Podpěry, 5-Elektromotor s převodovkou, 6-Hnací kolo

Rošty budou tvořeny z ocelových profilů, na které budou navařeny kolejničky vyrobené z Hardoxu 400, ve kterých bude veden řetěz. Jednotlivé rošty budou mezi sebou spojeny dutými profily. K dutým profilům budou přivařeny ocelové H profily, které budou sloužit, jako podpěry.

7.2 VOLBA ŘETĚZU

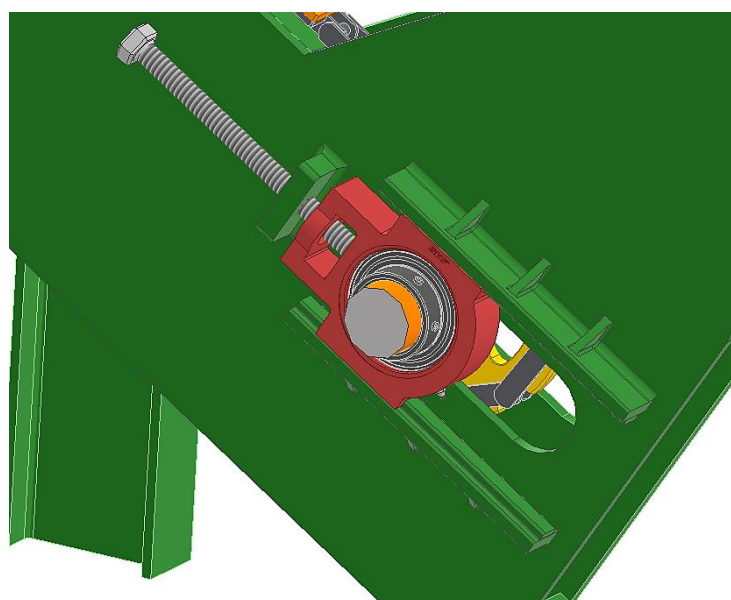
Existují různé typy řetězů, ovšem pro tuto aplikaci se nejlépe hodí využít dopravní řetěz. Ty jsou konstruovány buď jako pouzdrové nebo s různými typy kladek. Díky své konstrukci jsou prakticky bezúdržbové, s minimálním prodloužením v tahu. Tyto řetězy mohou mít nanýtované, či navařeny unašeče.



Obr. 12 Dopravní řetěz [8]

7.3 NAPÍNÁNÍ ŘETĚZU

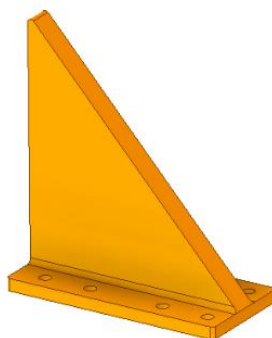
Poněvadž se jedná o dopravník, který bude přepravovat velké hmotnosti, bude i přes použití řetězu s minimálním prodloužením v tahu docházet k prověšování. Tento problém lze řešit použitím manuálního napínání řetězu, které se bude nacházet u hnaného kola ve spodní části. To bude řešeno pomocí napínacích ložiskových jednotek firmy SKF, které budou vedeny v drážkách boční části a polohovány podle potřeb pomocí šroubů.



Obr. 13 Mechanismus napínání řetězu

7.4 UNAŠEČE

Dopravní řetězy s unašeči jsou druhem řetězů, které se používají k přepravě různých materiálů a předmětů v průmyslových a výrobních procesech. Řetězy s unašeči jsou tvořeny řetězy a přídatnými prvky v podobě jehlanu nebo trojbokého hranolu, které se nazývají unašeče. Řetěz je obvykle poháněn elektromotorem a jednotlivé unašeče jsou umístěny na řetězu v pravidelných intervalech.



Obr. 14 Ukázka typu unašeče

Návrh unašečů se odvíjí od velikosti přepravované kulatiny. Zpravidla by ale měla výška jehlanu dosahovat alespoň do jedné třetiny velikosti průměry kulatiny. Tím se zajistí, že nedojde k přepadávání materiálu.

7.5 POHON DOPRAVNÍKU

Pohon dopravníku bude zajištěn asynchronním elektromotorem. Tento typ motoru je nejčastěji používán v průmyslu díky jeho jednoduché konstrukci, vysoké účinnosti a relativně nízké ceně. Výkon motoru bude záležet především na hmotnosti kulatiny, od které se bude odvíjet volba konstrukčních částí dopravníku. Při volbě je nutné vzít v potaz i vhodnost motoru k venkovním použití a případné zakrytování. Motor se bude regulovat pomocí frekvenčního měniče, ten se používá tam, kde je třeba regulovat otáčky motoru. Jelikož motor bude provozován přetržitě na několik málo sekund, použitím měniče se také dosáhne snížení proudových a momentových rázů vyvolaných při rozběhu.



Obr. 15 Elektromotor 1AL [9]

K přenosu výkonu z elektromotoru na hnací hřídel lze použít šnekovou převodovku. Její předností je jednoduchá údržba, kompaktnost a v neposlední řadě velký výběr podle žádaných parametrů. Přebodovka s elektromotorem bude ke konstrukci přišroubována.



Obr. 16 Šneková převodovka WGM 150 [10]

8 VSTUPNÍ HODNOTY

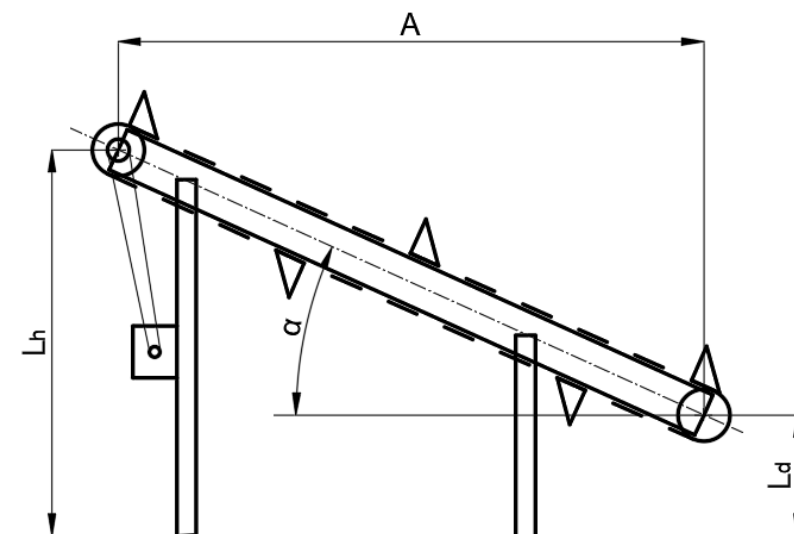
Cílem této kapitoly bude navázat na koncepční návrh konstrukce a doplnit jej o výpočty podloženou částí, kdy se volba jednotlivých komponent následně okomentuje. Aby bylo možné začít s výpočty, je nutné si definovat vstupní hodnoty.

Podavač bude konstruován pro kulatinu dlouhou 5 metrů, při řezání se počítá s odchylkou 2%, počítáno bude tedy s délkou 5,1 metru o průměru 0,8 metru. Pro kulatinu dlouhou 5,1 metru bude nutné použít 5 roštů s odstupem 1,1 metru. Dopravovaný materiál bude z dubu letního, který má objemovou hmotnost 1000 kg/m^3 při čerstvém stavu.

Tab. 1 Hustoty dřevin [11]

Dřevina	kg/m^3		
	Čerstvé	Na vzduchu vyschlé	Uměle dosušené
Borovice lesní	700	520	510
Jedle	1000	460	420
Dub letní/zimní	1000	760	660
Smrk	740	470	440
Lípa	730	520	420

Dub letní se v českých lesích vyskytuje hojně a mezi běžně známými stromy má jednu z největších objemových hmotností. Při výpočtech bude počítáno s čerstvým, nevyschlým dřevem, proto je brána hodnota v levém sloupci (Tab. 1). Na obrázku 16 se nachází schéma, ve kterém jsou znázorněny výšky hnacího a hnaného kola, ty budou důležité především ve výpočtu sklonu. Od něj se bude odvíjet rozklad sil a jejich rozložení v nakloněné rovině.



Obr. 17 Schéma velikosti podavače

$$L_d = 0,5 \text{ m}$$

$$L_h = 3,5 \text{ m}$$

$$A = 4,8 \text{ m}$$

8.1 VÝPOČET DÉLKY ROŠTU

Úhel sklonu

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(L_h - L_d)}{A} \quad [^\circ] \quad (1)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(4 - 1)}{4,8}$$

$$\alpha = 32^\circ$$

Délka roštu

$$L = \frac{A}{\cos \alpha} \quad [m] \quad (2)$$

$$L = \frac{4,80}{\cos 34}$$

$$L = 5,78 \text{ m}$$

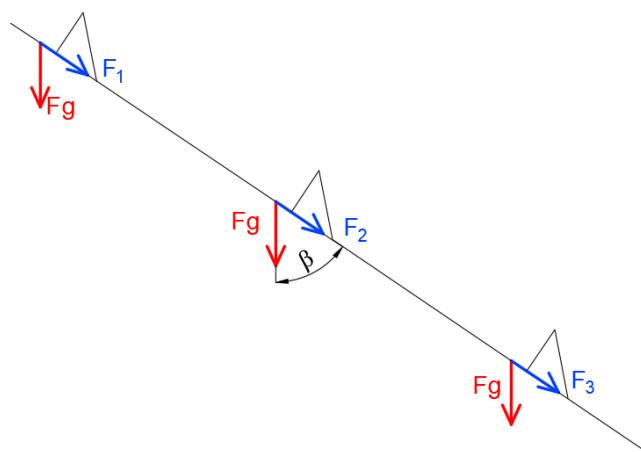
Kde (1) a (2):

L_d	[m]	výška osy hnaného kola
L_h	[m]	výška osy hnacího kola
A	[m]	rozteče kol
α	[°]	úhel stoupání
L	[m]	rozteče kol

8.2 SILOVÝ ROZBOR

Dopravník bude konstruován tak, že se budou nacházet při dostatečné zásobě materiálu vždy tři kulatiny. V horní části se bude nacházet první, druhá uprostřed a třetí u zásobníku pro další kulatiny na konci podavače.

Úhel sklonu mezi gravitační silou a dopravníkem:



Obr. 18 Silový rozbor konstrukce

Úhel sklonu mezi gravitační silou

$$\beta = 90 - \alpha \quad [^\circ] \quad (3)$$

$$\beta = 90 - 32$$

$$\beta = 58^\circ$$

9 VÝBĚR ŘETĚZŮ A ŘETĚZOVÝCH KOL

Pro výběr řetězu je nutné vypočítat přibližnou hodnotu maximální tahové síly, nejdříve proběhne výpočet hmotnosti a gravitační síly, poté pomocí goniometrické funkce převést velikost síly do dané roviny a síly sečíst, aby výsledek zahrnoval všechny kusy kulatiny. Je také nutné zmínit, že mazivo použité u obou řetězových převodů by mělo být biologicky odbouratelné.

9.1 VÝPOČET PRO MAXIMÁLNÍ MOŽNOU DÉLKU KULATINY

Objem jedné kulatiny

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h_1 \quad [m^3] \quad (4)$$

$$V_1 = \frac{\pi \cdot 0,8^2}{4} \cdot 5,1$$

$$V_1 = 2,56 \text{ m}^3$$

Hmotnost jedné kulatiny

$$m_1 = V_1 \cdot \rho \quad [kg] \quad (5)$$

$$m_1 = 2,56 \cdot 1000$$

$$m_1 = 2560,0 \text{ kg}$$

Kde (4) a (5):

V_1	$[m^3]$	objem jedné kulatiny při délce h_1
d	$[m]$	průměr kulatiny
h_1	$[m]$	maximální délka kulatiny $h_1 = 5,1 \text{ m}$
ρ	$[kg/m^3]$	objemová hmotnost materiálu
m_1	$[kg]$	Hmotnost jedné kulatiny při délce h_1

Gravitační síla jedné kulatiny

$$F_{g1} = m_1 \cdot g \quad [N] \quad (6)$$

$$F_{g1} = 2560,0 \cdot 9,81$$

$$F_{g1} = 25 \text{ 113,6 N}$$

Síla v nakloněné rovině

$$F_{a1,2,3} = \cos \beta \cdot F_{g1} \quad [N] \quad (7)$$

$$F_{a1,2,3} = \cos 58 \cdot 25113,6$$

$$F_{a1,2,3} = 13\,308,2 \text{ N}$$

Celková síla všech kulatin

Složky sil F_{a1} , F_{a2} a F_{a3} jsou stejné, tudíž je lze sečíst:

$$F_{Ta1} = F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} \quad [N] \quad (8)$$

$$F_{Ta1} = 3 \cdot F_{a1}$$

$$F_{Ta1} = 3 \cdot 13308,2$$

$$F_{Ta1} = 39\,924,6 \text{ N}$$

Síla v jednom řetězu

$$F_{Tb1} = \frac{F_{Ta1}}{5} \quad [N] \quad (9)$$

$$F_{Tb1} = \frac{39924,6}{5}$$

$$F_{Tb1} = 7984,9 \text{ N}$$

Kde (6), (7), (8) a (9):

F_{g1}	[N]	gravitační síla od kulatiny při délce h_1
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení; voleno $g = 9,81 \text{ m·s}^{-2}$
$F_{a1,2,3}$	[N]	složky sil v tažné větvi při délce h_1
F_{Ta1}	[N]	síla v tažné větvi při délce h_1
F_{Tb1}	[N]	síla v tažné větvi při délce h_1 v jednom řetězu

Sílu F_{Ta1} je nutné vydělit pěti, protože na podavači se bude nacházet 5 roštů s řetězovými dráhami. Síla F_{Tb1} tedy vyjadřuje maximální tahovou sílu v jednom řetězu při maximální délce kulatiny 5,1 metru.

9.2 VÝPOČET PRO MAXIMÁLNÍ MOŽNOU DÉLKU KULATINY PŘI PŘESUNU 2 UNAŠEČI

Analogicky se provede výpočet maximální tahové síly pro délku 3,2 metru, jelikož se jedná o nejdelší možnou délku kulatiny při nejmenším počtu unašečů, které drží kulatinu.

Objem jedné kulatiny

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h_2 \quad [m^3] \quad (10)$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot 0,8^2}{4} \cdot 3,2$$

$$V_2 = 1,61 \text{ m}^3$$

Hmotnost jedné kulatiny

$$m_2 = V_2 \cdot \rho \quad [kg] \quad (11)$$

$$m_2 = 1,61 \cdot 1000$$

$$m_2 = 1610,0 \text{ kg}$$

Kde (10) a (11):

V_2	$[m^3]$	objem jedné kulatiny při délce h_2
m_2	$[kg]$	hmotnost jedné kulatiny při délce h_2
d	$[m]$	průměr kulatiny
h_2	$[m]$	maximální délka kulatiny, $h_2 = 3,2 \text{ m}$

Gravitační síla jedné kulatiny

$$F_{g2} = m_2 \cdot g \quad [N] \quad (12)$$

$$F_{g2} = 1610,0 \cdot 9,81$$

$$F_{g2} = 15\,794,1 \text{ N}$$

Síla v nakloněné rovině

$$F_{b1,2,3} = \cos \beta \cdot F_{g2} \quad [N] \quad (13)$$

$$F_{b1,2,3} = \cos 58 \cdot 15794,1$$

$$F_{b1,2,3} = \mathbf{8369,6 \text{ N}}$$

Celková síla všech kulatin

$$F_{Ta2} = F_{b1} + F_{b2} + F_{b3} \quad [N] \quad (14)$$

$$F_{Ta2} = 3 \cdot F_{b1}$$

$$F_{Ta2} = 3 \cdot 8369,6$$

$$F_{Ta2} = \mathbf{25\,107,0 \text{ N}}$$

Síla v jednom řetězu

$$F_{Tb2} = \frac{F_{Ta2}}{2} \quad [N] \quad (15)$$

$$F_{Tb2} = \frac{25107,0}{2}$$

$$F_{Tb2} = \mathbf{12\,553,5 \text{ N}}$$

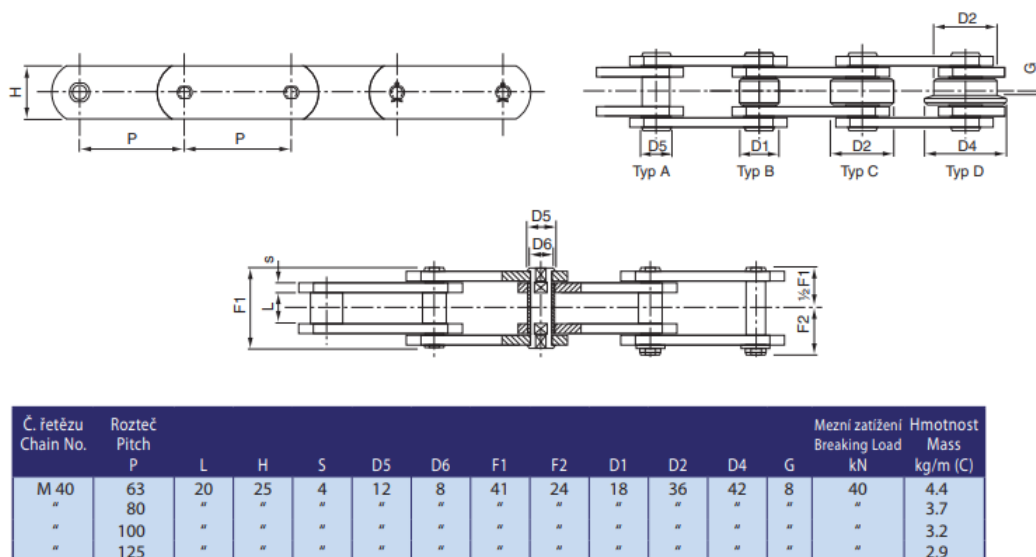
Kde (12), (13), (14) a (15):

F_{g2}	[N]	gravitační síla od kulatiny při délce h_2
$F_{b1,2,3}$	[N]	složky sil v tažné větvi při délce h_2
F_{Ta2}	[N]	síla v tažné větvi při délce h_2
F_{Tb2}	[N]	síla v tažné větvi při délce h_2 v jednom řetězu

Výpočtem bylo zjištěno, že největší tahová síla v řetězu nastane v druhém případě, při délce kulatiny $h_2 = 3,2$ metru.

9.3 VOLBA DOPRAVNÍHO ŘETĚZU

Nyní je známa přibližná síla v tažné části řetězu, ta je důležitá pro předběžný výběr řetězu. Z katalogu firmy Moravia Řetězy, byl vybrán řetěz s pevným čepem série M DIN 8167 s číslem M 40 s roztečí $P_{\check{r}} = 100 \text{ mm}$. [12] Na něj je možné od stejného výrobce přidat unášče, podle užití se zvolí počet montážních děr, orientace a frekvence výskytu unášců. Volba řetězu je důležitá, protože je známa hmotnost připadající na metr řetězu, která bude použita v dalších výpočtech.



Obr. 19 Produktový list firmy MoraviaŘetězy [12]

9.4 KONTROLA ŘETĚZU

Jelikož je známa hmotnost, lze vypočítat sílu v tažné větvi, do které jsou zahrnuty koeficienty tření i samotná váha řetězu.

Délka řetězu

$$L_{\check{r}} = 2 \cdot L + \pi \cdot d_k \quad [m] \quad (16)$$

$$L_{\check{r}} = 2 \cdot 5,78 + \pi \cdot 0,3$$

$$L_{\check{r}} = 12,5 \text{ m}$$

Hmotnost řetězu

$$m_{\check{r}} = 5 \cdot C \cdot L_{\check{r}} \quad [kg] \quad (17)$$

$$m_{\check{r}} = 5 \cdot 3,7 \cdot 12,5$$

$$m_{\check{r}} = 231,3 \text{ kg}$$

Kde (16) a (17):

$L_{\check{r}}$	[m]	délka řetězu mezi koly
$m_{\check{r}}$	[kg]	přibližná hmotnost řetězů
d_K	[m]	předběžný průměr řetězových kol, voleno $d_K = 0,3$ m
C	[kg/m]	hmotnost jednoho metru řetězu

Součinitel tření

Součinitel tření představuje hodnotu, která definuje sílu, která je nezbytná k překonání odporu při pohybu dvou částí, které jsou ve styku. [13]

Tab. 2 Součinitelé tření [13]

<i>Dotýkající se tělesa</i>	<i>součinitel smykového tření "fr" suchý povrch</i>	<i>součinitel smykového tření "fr" mazaný povrch</i>
Ocelové řetězy na vedení z tvrdého dřeva	0,44	0,29
Ocelové řetězy na ocelových vedeních	0,30	0,20
Ocelové řetězy na drsných, nerovných nebo zrezivělých vedeních	0,35	0,25
Ocelové řetězy na vedeních z polyethylenu o vysoké hustotě a o velmi vysoké molekulové váze	0,18	0,05

Řetěz bude veden na ocelových vedení na mazaném povrchu, volíme tedy z Tab. 2:

$$f_r = 0,20 [-]$$

Součinitel provozu

Jedná se o korekční součinitel tahové síly. Tento korekční součinitel se aplikuje na tahovou sílu, která závisí na podmínkách a provozních charakteristikách dopravníku. Následující tabulka uvádí hodnoty součinitele provozu F_S , které se týkají nejobvyklejších aplikací. [13]

Tab. 3 Součinitelé provozu [13]

Podmínky provozu	F_S
Poloha nákladu - vystředěná - nevystředěná	1,0 1,5
Charakteristiky zatížení materiálem - stejnoměrné: Výskyt přetížení méně než 5% - s mírnými změnami, kolísáním: Výskyt přetížení 5-20% - s velkými změnami, kolísáním: Výskyt přetížení 20-40%	1,0 1,2 1,5
Frekvence rozběhu – zastavování pod zatížením - méně než 5 krát za den - od 5 krát za den až do 2 krát za hodinu - častěji než 2 krát za hodinu	1,0 1,2 1,5

Řetěz bude v pracovní době spouštěn několikrát během hodiny, tudíž je nutné zvolit nejvyšší součinitel provozu podle Tab. 3:

$$F_S = 1,5 \text{ [-]}$$

Součinitel rychlosti

Jedná se o korekční součinitel, který se aplikuje na tahovou sílu. Tento korekční součinitel závisí na rychlosti posuvného pohybu řetězu v poměru k počtu zubů hnacích a vodících kol. [13]

Tab. 4 Součinitelé rychlosti [13]

rychlost m/min.	Počet zubů ozubeného kola						
	6	7 - 8	9 - 10	11 - 12	13 - 16	17 - 20	21 - 24
3,0	0,9	0,8	0,8	0,8	0,7	0,7	0,7
7,5	1,0	0,9	0,8	0,8	0,8	0,8	0,7
15,0	1,4	1,0	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8
30,0	2,0	1,3	1,1	1,0	0,9	0,9	0,8
60,0	4,4	2,0	1,4	1,2	1,1	1,0	0,9

U součinitele rychlosti je potřebné zvolit obvodovou rychlost a počet zubů ozubeného kola. Volíme rychlost $v = 0,2 \text{ m/s} = 12 \text{ m/min}$, počet zubů $z = 6$, výsledný součinitel z Tab. 4 volíme:

$$F_V = 1,0 \text{ [-]}$$

9.5 TAHOVÁ SÍLA V DOPRAVNÍM ŘETĚZU

$$T_1 = 9,81 \cdot \frac{[\cos \alpha \cdot (3 \cdot m_1 + m_{\text{ř}}) \cdot f_r + \sin \alpha \cdot m_1] \cdot F_S \cdot F_V}{n_{\text{ř}}} \quad [N] \quad (18)$$

$$T_1 = 9,81 \cdot \frac{[\cos 32 \cdot (3 \cdot 2560,0 + 231,3) \cdot 0,20 + \sin 32 \cdot 2560,0] \cdot 1,5 \cdot 0,9}{5}$$

$$T_1 = 7941,6 \text{ N}$$

Kde (18), dle [13]:

f_r	[-]	součinitel tření
F_S	[-]	součinitel provozu
F_V	[-]	součinitel rychlosti
$n_{\text{ř}}$	[ks]	počet řetězových drah na dopravníku

Výpočtem bylo ověřeno, že zvolený dopravní řetěz při provozu nepřesáhne mezní hodnotu zatížení danou výrobcem $F_{B1} = 40 \text{ kN}$.

9.6 TAHOVÁ SÍLA VE VÁLEČKOVÉM ŘETĚZU

Tato podkapitola se bude zabývat výběrem řetězu vhodného k přenosu krouticího momentu z převodovky na hřídel. Jako vhodné řešení se jeví použít dvě sady jednořadých válečkových řetězů, které zmenší velikost svaru nutného k propojení kola a hřídele. Jelikož k výpočtu tahové síly je potřeba znát výkon, bude se počítat s výkonem motoru 11 kW, což je opodstatněno v kapitole 10.5.

$$T_2 = \frac{P_M}{v} \quad [N] \quad (19)$$

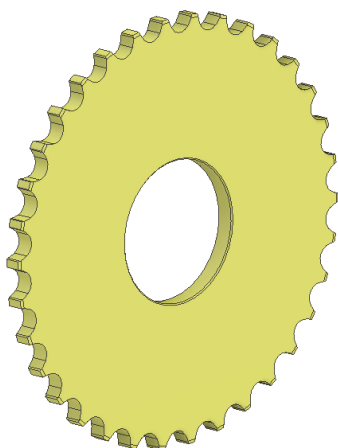
$$T_2 = \frac{11000,0}{0,2 \cdot 2}$$

$$T_2 = 27\,500,0 \text{ N}$$

Velikost síly T_2 je minimální hodnota, kterou musí vydržet jeden řetěz. Je volen jednořadý válečkový řetěz firmy Moravia Řetězy typ SIMPLEX 12B-1, který má minimální pevnost v tahu $F_{B2} = 29 \text{ kN}$. [12]

9.7 VÝBĚR ŘETĚZOVÝCH KOL PRO VÁLEČKOVÝ ŘETĚZ

Volba řetězových kol se odvíjí od válečkového řetězu zmíněného v kapitole 9.7. Jako hnací řetězová kola jsou volena řetězová kola bez náboje typ SIMPLEX 32B, firmy Moravia Řetězy s počtem zubů $z_k = 9$. Pro hnané řetězové kolo se na požadované parametry nehodí žádná varianta, lze ale u stejného výrobce nechat zakázkově vyrobit podle zadaných parametrů.



Obr. 20 Ukázka řetězového kola

9.8 VÝBĚR ŘETĚZOVÝCH KOL PRO DOPRAVNÍ ŘETĚZ

Pro dopravní řetěz je nutné vybrat správné řetězové kolo, rozměry se budou odvíjet od vybraného řetězu a Firma Moravia řetězy bohužel nemá katalog na řetězová kola pro tento typ kol, ale existuje zde možnost výroby na zakázku. Je nutné zmínit, že materiál kola by měl být dostatečně tvrdý a svařitelný. Pro toto použití se hodí využít ocel 12 010 nebo 12 020.



Obr. 21 Ukázka řetězového kola na dopravní řetěz

10 VÝPOČET PŘÍKONU A VOLBA POHONU

Pro správný návrh dopravníku je třeba stanovit příkon pro pohon řetězu. Velikost nutného příkonu je především dána přemáháním pasivních odporů plynoucích z provozu řetězu a příkonu nutného ke zvedání materiálu do určité výšky u šikmých dopravníků. Tyto odpory jsou dány velikostí a vahou dopravovaného materiálu. [14]

10.1 ODPORY VEDENÍ

Hmotnost řetězů

$$H = 5 \cdot L \cdot C \quad [kg] \quad (20)$$

$$H = 5 \cdot 5,78 \cdot 3,7$$

$$H = 106,9 \text{ kg}$$

Síla odporů vedení

$$F_V = (H + 3 \cdot m_1) \cdot f_V \cdot \cos \alpha \quad [N] \quad (21)$$

$$F_V = (106,9 + 3 \cdot 2560,0) \cdot 0,50 \cdot \cos 32$$

$$F_V = 1130,8 \text{ N}$$

Kde (20) a (21), dle [14], str. 113:

H	[kg]	vlastní hmotnost řetězů na délce dráhy
f_V	[-]	součinitel tření pro řetěz; voleno pro suché povrchy $f_V = 0,50$
F_V	[N]	síla odporů vedení

10.2 ODPORY ZVEDÁNÍ MATERIÁLU

Tato síla je potřebná ke zvedání materiálu do určité výšky a tvoří největší část odporů. Při výpočtu je potřebné vzít v potaz, že provoz sice bude přetržitý, nicméně příkon se musí vypočítat pro provoz nepřetržitý.

$$F_G = 3 \cdot m_1 \cdot g \cdot \cos \beta \quad [N] \quad (22)$$

$$F_G = 3 \cdot 2560,0 \cdot 9,81 \cdot \cos 58$$

$$F_G = 39\,924,5 \text{ N}$$

10.3 SETRVAČNÉ ODPORY

Při výpočtech je nutné vzít v potaz i síly působící při rozjezdu motoru v důsledku 1. Newtonova pohybového zákona. Pro výpočet je nutné volit zrychlení motoru.

Volíme: $a = 1 \text{ m/s}^{-2}$

$$F_R = 3 \cdot m_1 \cdot \cos \beta \cdot a \quad [N] \quad (23)$$

$$F_R = 3 \cdot 2560,0 \cdot \cos 58 \cdot 1$$

$$F_R = 4069,8 \text{ N}$$

10.4 VÝPOČET PŘÍKONU

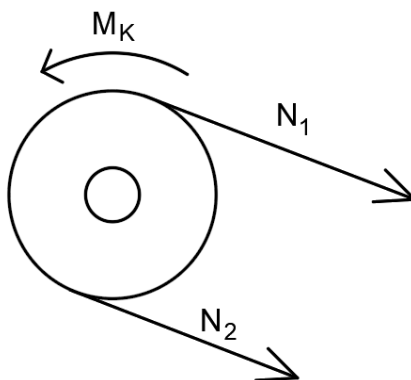
Cílem výkonového výpočtu je vypočítat výkon potřebný k pohonu dopravníku, když je známa celková obvodová hnací síla. Kromě obvodové síly je ve výpočtu užita obvodová rychlost a celková účinnost pohonu.

Napínací sílu volíme dle [18], str. 167:

$$N_2 = 2000 \text{ N}$$

Účinnost s ohledem na řetězové převody volíme:

$$\eta = 0,90$$



Obr. 22 Síly působící na řetězové kolo

Celková obvodová síla

$$F_C = N_1 - N_2 \quad [N] \quad (24)$$

$$F_C = (F_V + F_G + F_R) - N_2$$

$$F_C = 1130,8 + 39924,5 + 4069,8 - 2000$$

$$F_C = 43\,125,1 \text{ N}$$

Minimální nutný příkon

$$P = \frac{F_C \cdot v}{\eta} \quad [W] \quad (25)$$

$$P = \frac{43125,1 \cdot 0,2}{0,90}$$

$$P = 9583,4 \text{ W}$$

10.5 VOLBA POHONU

Výpočty použité v této kapitole jsou potřebné pro správný výběr elektromotoru a převodovky. Při výběru je nutné zohlednit výstupní otáčky, podle kterých se musí vybrat nejvhodnější převodový poměr. Jako vhodný typ převodovky se nabízí šneková převodovka, která zároveň bude plnit funkci brzdy, protože převod je samosvorný. Převodový poměr mezi převodovkou a řetězovým kolem na hřídeli volíme $i_h = 2$.

Přepočítání obvodové rychlosti na teoretické výstupní otáčky

$$n_t = \frac{v \cdot i_h \cdot 60}{\pi \cdot d_K} \quad [min^{-1}] \quad (26)$$

$$n_t = \frac{0,2 \cdot 2 \cdot 60}{\pi \cdot 0,3}$$

$$n_t = 25,5 \text{ min}^{-1}$$

Výpočet teoretického převodového poměru převodovky

$$i_{pt} = \frac{n_1}{n_t} \quad [-] \quad (27)$$

$$i_{pt} = \frac{970}{25,5}$$

$$i_{pt} = 38$$

Podle vypočítaných parametrů byl vybrán přírubový elektromotor firmy VYBO Electric a.s. typu 1AL160L-6 a šneková převodovka od stejné firmy, typ WGM 150. V tabulce č. 5 jsou vypsány jejich základní parametry. Více parametrů lze vyčíst z katalogových listů P4 a P5.

Tab. 5 Základní parametry motoru a převodovky [9], [10]

Základní parametry			
Výkon motoru	P_M	11	[kW]
Jmenovité otáčky motoru	n_1	970	[min ⁻¹]
Výstupní otáčky převodovky	n_2	24	[min ⁻¹]
Převodový poměr	i_p	40	[-]
Krouticí moment	M_K	4377	[N·m]
Vstupní hřídel převodovky	d_l	42	[mm]
Výstupní hřídel převodovky	d_h	50	[mm]
Celková hmotnost	m_m	222	[kg]

11 PEVNOSTNÍ KONTROLA

11.1 VOLBA NOSÍKU A KONTROLA PRŮHYBU

Jednou z dalších důležitých věcí při konstrukci dopravníku je potřeba zvolit správný typ a rozměr profilů. Řetězové dráhy budou tvořeny z ocelových profilů tvaru I válcovaných za tepla. Profil bude kontrolován na ohyb a počítáno bude pouze s kulatinou v prostřední poloze, protože zbylé dvě kulatiny se budou nacházet nad podporami, tudíž zde nebude vznikat ohybový moment. Při výpočtech se bude brát v potaz možnost v kapitole 9.2, kdy je počítáno s maximální možnou délkou kulatiny h_2 při přesunu dvěma unašeči. Síla se bude dělit pouze mezi dvěma rošty, tím pádem bude vznikat větší ohybový moment.

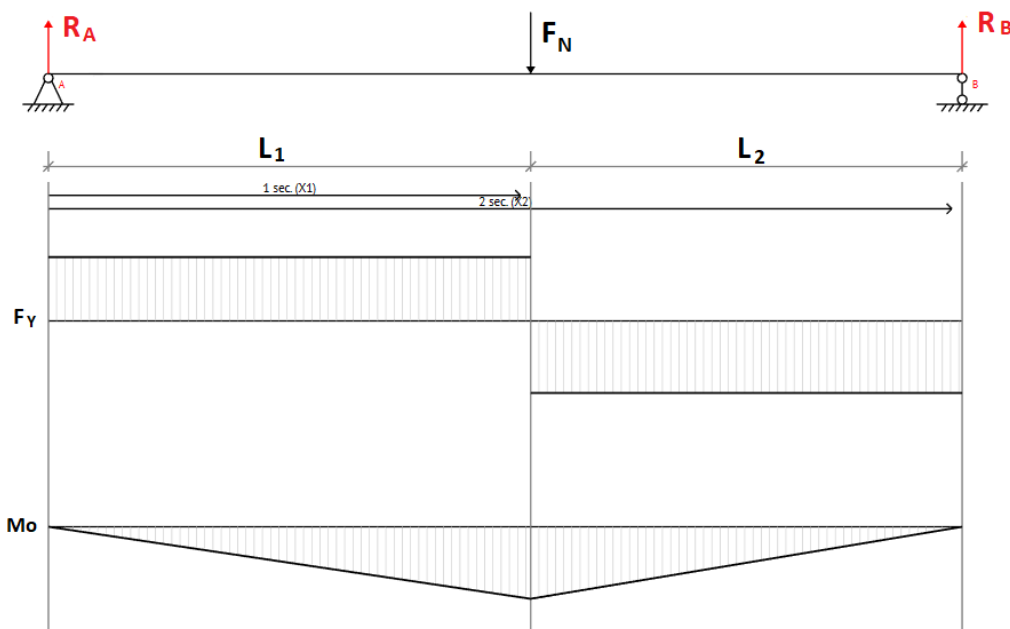
Síla působící na jeden profil

$$F_N = \frac{F_{g2}}{2} \cdot \sin \beta \quad [N] \quad (28)$$

$$F_N = \frac{15794,10}{2} \cdot \sin 56$$

$$F_N = 6546,9 \text{ N}$$

Výsledné vnitřní účinky



Obr. 23 Výsledné vnitřní účinky nosníku

$$L_1 = 1,99 \text{ m}$$

$$L_2 = 1,78 \text{ m}$$

Výpočet vazbových sil

$$R_A = \frac{F_N \cdot L_2}{(L_1 + L_2)} \quad [N] \quad (29)$$

$$R_A = \frac{6546,9 \cdot 1,78}{(1,78 + 1,99)}$$

$$R_A = 3091,1 \text{ N}$$

$$R_B = \frac{F_N \cdot L_1}{(L_1 + L_2)} \quad [N] \quad (30)$$

$$R_B = \frac{6546,9 \cdot 1,99}{(1,78 + 1,99)}$$

$$R_B = 3455,8 \text{ N}$$

Výpočet maximálního ohybového momentu

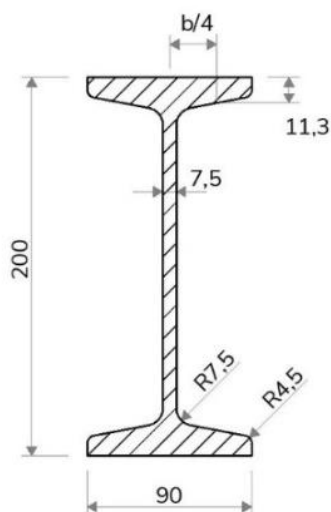
$$M_{O \text{ MAX}} = R_A \cdot L_1 \quad [N \cdot m] \quad (31)$$

$$M_{O \text{ MAX}} = 3091,1 \cdot 1,99$$

$$M_{O \text{ MAX}} = 6151,3 \text{ N} \cdot m$$

Volba profilu

Z katalogu firmy Feron byl zvolen profil I 200 válcovaný za tepla, ČSN EN 10365 – 11 375



Obr. 24 Profil I 200

Tab. 6 Parametry dané výrobcem [15]

Základní parametry			
Výška průřezu	h	200	[mm]
Šířka průřezu	b	90	[mm]
Tloušťka příruby	t	11,3	[mm]
Tloušťka stojiny	s	7,5	[mm]
Kvadratický moment	I_x	21 400 000	[mm ⁴]
Modul pružnosti	E	210 000	[MPa]
Modul průřezu v ohybu k ose x	W_x	278 000	[mm ³]

Výpočet průhybu

$$w = \frac{F_N \cdot L_1^2 \cdot L_2^2}{3 \cdot E \cdot I_x \cdot (L_1 + L_2)} \quad [mm] \quad (32)$$

$$w = \frac{6546,9 \cdot 1,99^2 \cdot 1,78^2}{3 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 0,0000214 \cdot (1,99 + 1,78)}$$

$$w = 1,61 \text{ mm}$$

Kde (29), (30) a (32), dle [16], str. 45:

L_1	[m]	délka ramene v levé části nosníku
L_2	[m]	délka ramene v pravé části nosníku
w	[mm]	průhyb profilu

Kontrola ohybového napětí v nosníku

$$\sigma_o = \frac{M_{o \text{ MAX}}}{W_x} \quad [MPa] \quad (33)$$

$$\sigma_o = \frac{6151,3 \cdot 10^3}{278000}$$

$$\sigma_o = 22,1 \text{ MPa}$$

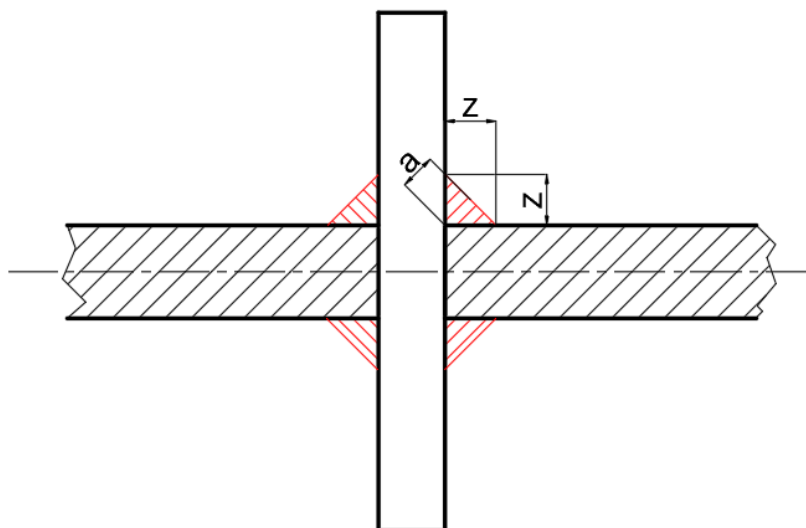
Výpočtem bylo stanoveno, že průhyb u zvoleného profilu v nejkritičtějším místě dosahuje hodnoty 1,61 mm, což je zanedbatelné. Napětí v ohybu je výrazně menší, než mez kluzu pro danou ocel, což je také vyhovující.

11.2 VOLBA HŘÍDELE A SVARU

Hřídel bude namáhána na krut, kdy kritické místo se bude nacházet u řetězového převodu spojující hřídel a převodovku s elektromotorem. Jako snadnější a nenákladné řešení se jeví řetězová kola spojit s hřídelí svarem, pokud by byla snaha použít tvarový spoj, tak by se musely použít dlouhá pera nebo poměrně nákladné drážkované spoje. Je nutné nejdříve volit průměr hřídele, od kterého se odvíjí veličiny použité ve výpočtu tloušťky svaru. Je volena za tepla válcovaná kruhová tyč o průměru $d_T = 80 \text{ mm}$, ČSN 42 5510.12 – 11 523. Konstrukční ocel 11 523 má zaručenou svařitelnost s minimální mezí kluzu $R_{e \min} = 330 \text{ MPa}$. Svary budou počítány v souladu s normou ČSN EN ISO 15609-1.

11.2.1 NÁVRH SVARU PRO ŘETĚZ POHONU

Jelikož na hřídel se bude přenášet velký krouticí moment, použije se při konstrukci sada dvou řetězových kol, jejichž použitím se zmenší rozměry svaru.



Obr. 25 Zobrazení rozměrů svaru na hřídeli

Výpočet obvodové síly u svaru

$$F_{OBV} = \frac{2 \cdot M_K \cdot i_h}{d_T} \quad [N] \quad (34)$$

$$F_{OBV} = \frac{2 \cdot 4377 \cdot 2}{0,08}$$

$$F_{OBV} = 218\,850,0 \text{ N}$$

Výběr elektrody

Byla vybrána elektroda pro svařování nelegovaných ocelí s označením E70 dle [17] str. 520, která má dovolené smykové napětí svaru:

$$\tau_{EL} = 145 \text{ MPa}$$

Jednotkový osový kvadratický moment pro kruhový průřez

$$J_P = 0,707 \cdot \pi \cdot r_T^3 \cdot z \quad (35)$$

Výpočet výšky svaru

$$\tau_{EL} \geq \frac{M_K}{W_K} \quad [\text{MPa}] \quad (36)$$

$$\tau_{EL} \geq \frac{F_{OBV} \cdot d_T \cdot r_T}{J_P}$$

$$\tau_{EL} \geq \frac{F_{OBV} \cdot d_T^2}{2 \cdot 2 \cdot 0,707 \cdot \pi \cdot r_T^3 \cdot z_1}$$

$$z_1 \geq \frac{2 \cdot F_{OBV}}{d_T \cdot \tau_{EL} \cdot \pi \cdot 0,707} \cdot \frac{1}{4} \quad [\text{mm}]$$

$$z_1 \geq \frac{2 \cdot 218850,0}{0,08 \cdot 145 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,707} \cdot \frac{1}{4}$$

$$z_1 \geq 4,23 \text{ mm} \rightarrow 5 \text{ mm}$$

Účinný průřez svaru

$$a_1 = z_1 \cdot \cos 45^\circ \quad [\text{mm}] \quad (37)$$

$$a_1 = 5 \cdot \cos 45^\circ$$

$$a_1 = 3,5 \text{ mm}$$

Kde (35) a (36), dle [17], str. 511:

J_P	[mm ⁴]	jednotkový osový kvadratický moment
d_T	[mm]	průměr hřídele
r_T	[mm]	poloměr hřídele
a_1	[mm]	účinný průřez svaru kola pohonu
z_1	[mm]	výška svaru řetězového kola pohonu

Pro daný krouticí moment u řetězového převodu pohonu je volena minimální výška svaru 5 mm a minimální průřez svaru je 3,5 mm.

11.2.2 NÁVRH SVARU PRO DOPRAVNÍ ŘETĚZY

Analogicky se provede výpočet výšky svaru u řetězových kol dopravních řetězů. V důsledku rozložení obvodové síly mezi dvě kola se zmenší tedy i rozměry svaru. Vzorec se vydělí 5, jelikož je 5 řetězových drah se svarem na jedné straně kola.

Výpočet výšky svaru

$$z_2 \geq \frac{2 \cdot F_{OBV}}{d_T \cdot \tau_{EL} \cdot \pi \cdot 0,707} \cdot \frac{1}{5} \quad [mm] \quad (38)$$

$$z_2 \geq \frac{2 \cdot 217850,0}{0,08 \cdot 145 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,707} \cdot \frac{1}{5}$$

$$z_2 \geq 3,38 \text{ mm} \rightarrow 4 \text{ mm}$$

$$a_2 = z_2 \cdot \cos 45^\circ \quad [mm] \quad (39)$$

$$a_2 = 4 \cdot \cos 45^\circ$$

$$a_2 = 2,8 \text{ mm}$$

Kde (38), dle [17], str. 511:

z_2	[mm]	výška svaru řetězových kol
a_2	[mm]	účinný průřez svaru řetězových kol

U řetězových kol pro dopravní řetěz je volena výška svaru 4 mm a minimální průřez svaru je 2,8 mm.

11.2.3 KONTROLA HNACÍ HŘÍDELE

Rozměry hřídele byly voleny v kapitole 11.2, nyní je potřeba zkontrolovat, zda napětí nepřesáhne dovolenou hodnotu. Kontrolován bude úsek, kde se nachází poháněné řetězové kolo, jelikož zde bude maximální napětí v důsledku ohybového momentu a krouticího momentu. Redukované napětí bude počítáno podle podmínky $\max \tau$ a poté se posoudí bezpečnost vůči mezi kluzu.

Výpočet síly na hnaném řetězovém kolu od převodovky

$$F_M = \frac{2 \cdot M_K \cdot i_h}{d_K} \quad [N] \quad (40)$$

$$F_M = \frac{2 \cdot 4377 \cdot 2}{0,3}$$

$$F_M = 59\,160,0 \text{ N}$$

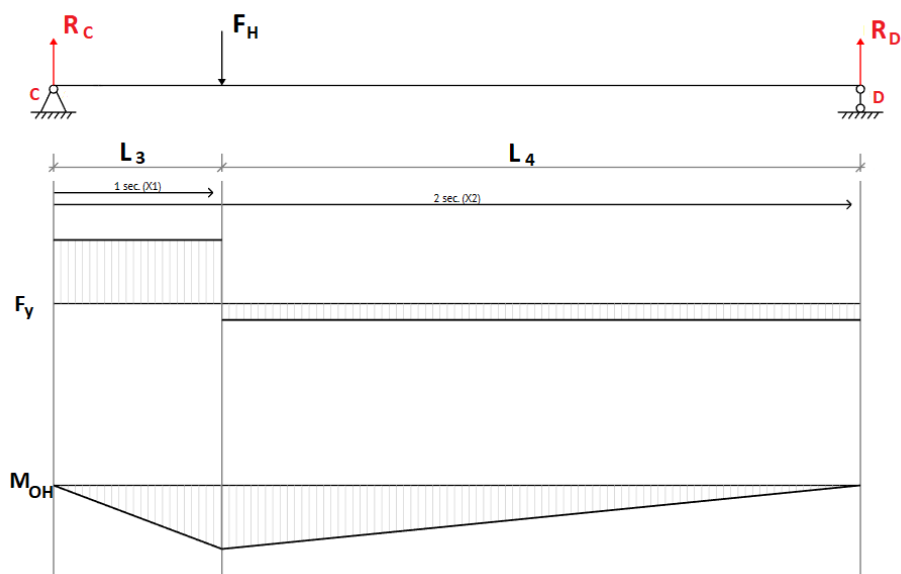
Zatěžující síla působící na hřídel

$$F_H = F_M + N_2 \quad [N] \quad (41)$$

$$F_H = 59160,0 + 2000$$

$$F_H = 61\,160,0 \text{ N}$$

Výsledné vnitřní účinky



Obr. 26 Výsledné vnitřní účinky v hřídeli

$$L_3 = 0,12 \text{ m}$$

$$L_4 = 0,45 \text{ m}$$

Výpočet vazbových sil

$$R_C = \frac{F_H \cdot L_4}{(L_3 + L_4)} \quad [N] \quad (42)$$

$$R_C = \frac{61160,0 \cdot 0,45}{(0,12 + 0,45)}$$

$$\mathbf{R_C = 48\,284,2 \text{ N}}$$

$$R_D = \frac{F_H \cdot L_3}{(L_3 + L_4)} \quad [N] \quad (43)$$

$$R_D = \frac{61160,0 \cdot 0,12}{(0,12 + 0,45)}$$

$$\mathbf{R_D = 12\,875,8 \text{ N}}$$

Výpočet ohybového momentu na hřídeli

$$M_{OH\,MAX} = R_D \cdot L_4 \quad [N \cdot m] \quad (44)$$

$$M_{OH\,MAX} = 12875,8 \cdot 0,45$$

$$\mathbf{M_{OH\,MAX} = 5794,1 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Kde (42) a (43), dle [16], str. 45:

L_3 [m] délka ramene v levé části hřídele

L_4 [m] délka ramene v pravé části hřídele

Modul průřezu v ohybu hřídele

$$W_O = \frac{\pi \cdot d_T^3}{32} \quad [mm^3] \quad (45)$$

$$W_O = \frac{\pi \cdot 80^3}{32}$$

$$W_O = 50\,265,5 \text{ mm}^3$$

Modul průřezu v krutu hřídele

$$W_K = \frac{\pi \cdot d_T^3}{16} \quad [mm^3] \quad (46)$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot 80^3}{16}$$

$$W_K = 100\,530,9 \text{ mm}^3$$

Kde (45) a (46), dle [16], str. 40

Ohybové napětí v místě svaru

$$\sigma_{OH} = \frac{M_{OH\,MAX}}{W_O} \quad [MPa] \quad (47)$$

$$\sigma_{OH} = \frac{5794,1 \cdot 10^3}{50265,5}$$

$$\sigma_{OH} = 115,3 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu v místě svaru

$$\tau_K = \frac{M_K \cdot i_h}{W_K} \quad [MPa] \quad (48)$$

$$\tau_K = \frac{4377 \cdot 2 \cdot 10^3}{100530,9}$$

$$\tau_K = 87,1 \text{ MPa}$$

Kde (33), (47) a (48), dle [16], str. 35:

σ_O	[MPa]	ohybové napětí v nosníku
σ_{OH}	[MPa]	ohybové napětí v hřídeli
τ_K	[MPa]	napětí v krutu v hřídeli

Redukované napětí podle podmínky max τ

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{OH}^2 + 4 \cdot \tau_K^2} \quad [MPa] \quad (49)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{115,3^2 + 4 \cdot 87,1^2}$$

$$\sigma_{red} = 208,9 \text{ MPa}$$

Kde (49), dle [17], str. 295

Bezpečnost vůči mezi kluzu

$$k = \frac{R_{e \min}}{\sigma_{red}} \quad [-] \quad (50)$$

$$k = \frac{330}{208,7}$$

$$k = 1,58 > 1 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

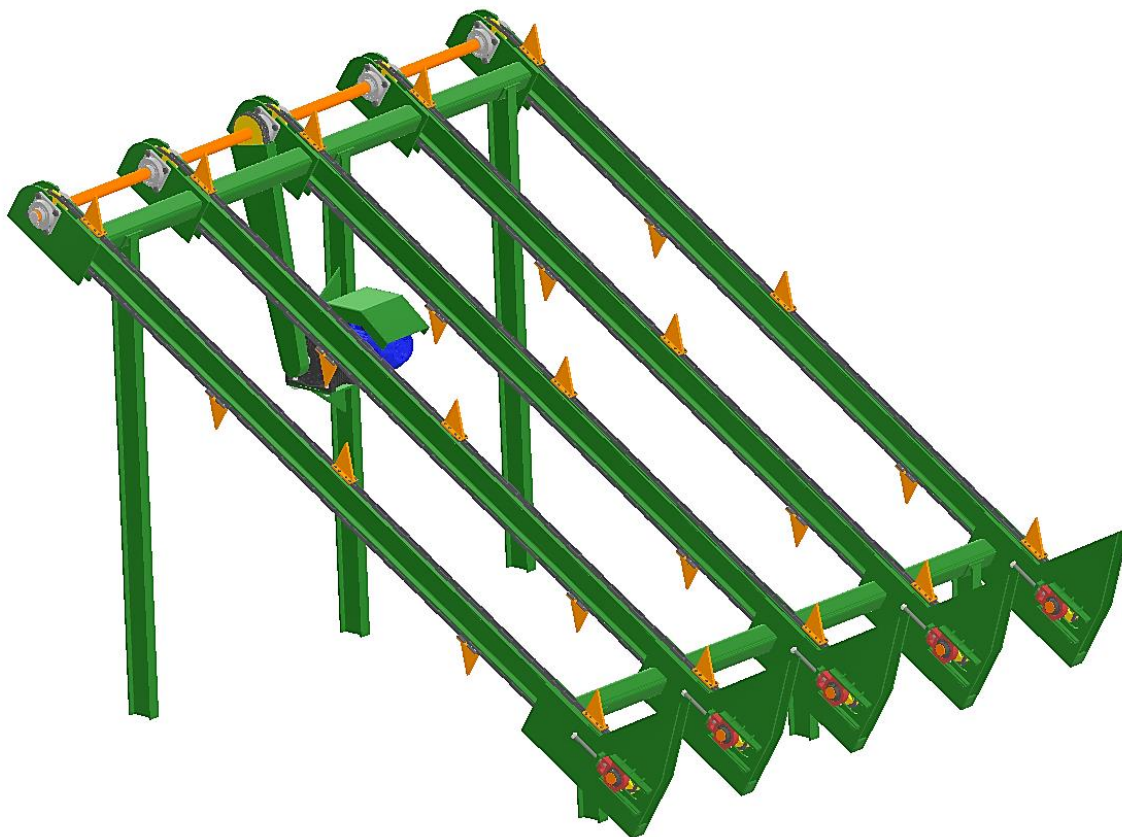
Kde (50), dle [17], str. 278:

$R_{e \min}$	[MPa]	minimální mez kluzu pro ocel 11 523
--------------	-------	-------------------------------------

Napětí v hřídeli pro daný průměr nepřesahuje minimální mez kluzu pro danou ocel. Při volbě průměru hřídele byl brán ohled na vlastnosti oceli, použití a svařitelnost.

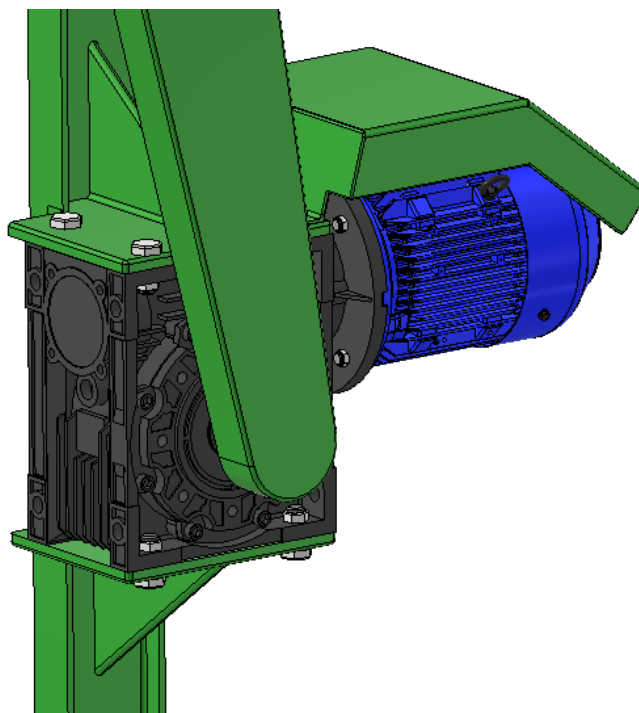
VIZUALIZACE DOPRAVNÍKU

Model dopravníku byl vytvořen v programu Autodesk Inventor Professional 2023.

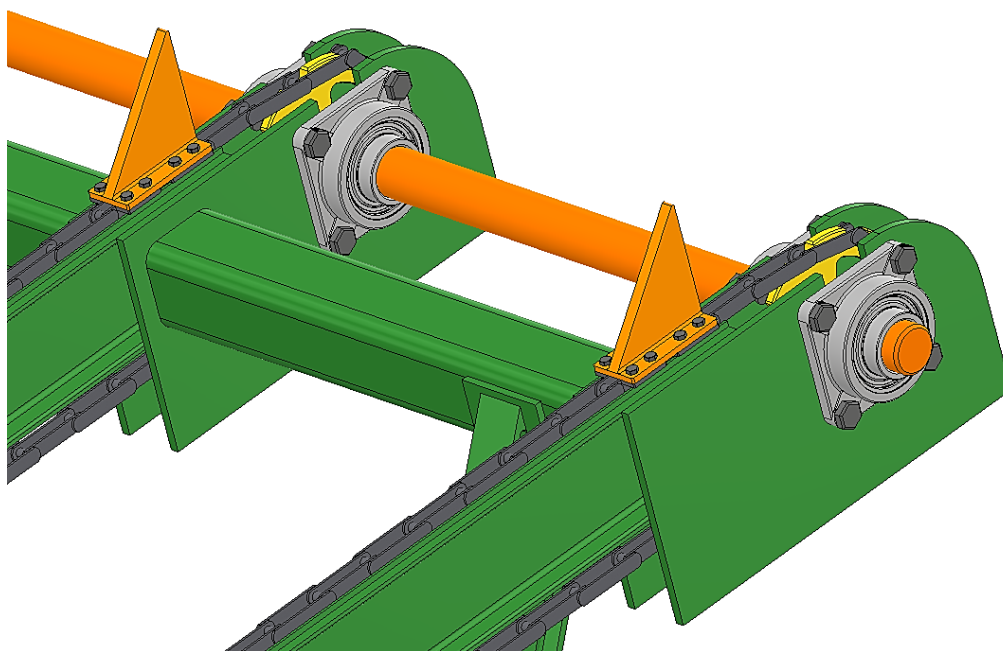


Obr. 27 3D model dopravníku

Model byl tvořen postupně, nejdříve podle vstupních hodnot a poté se při kontrole následných konstrukčních uzlů dokončoval. Jedná se o variantu bez zakrytování prostorů mezi jednotlivými rošty. Jako časově nejnáročnější prvek při tvoření modelu jsou řetězy, kdy si samotné uspořádání a správné vazbení vyžádalo v poměru s ostatními prvky hodně času.



Obr. 28 Detail pohonu dopravníku



Obr. 29 Detail horní části dopravníku

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce byla kritická rešerše dopravníků na přepravu dřeva, které jsou popsány v první části. Druhá část se věnuje návrhu šikmého podavače kulatiny, který je konstruován na kulatinu daných rozměrů.

V druhé části byl nejdříve popsán koncepční návrh podavače, kde jsou znázorněny a odůvodněny hlavní prvky konstrukce. Tato kapitola sloužila spíše jako informativní, při modelování a tvorbě výkresové dokumentace se rozměry upravovaly podle potřeby. V kapitole vstupních hodnot jsou zadány velikosti a váha kulatiny, od kterých se poté odvíjí konstrukční prvky. Velká kapitola je dále věnována řetězům, kde jsou voleny dva typy řetězů, které jsou následně zkontrolovány proti přetržení. Dále jedním z důležitých prvků je volba pohonu, ten se skládá z asynchronního elektromotoru a šnekové převodovky. Podle vypočítaných odporů byl vybrán elektromotor o výkonu 11 kW. V neposlední řadě byla provedena pevnostní kontrola hnacího hřídele a nosníků, které tvoří jednotlivé rošty.

Při modelování se vycházelo z již osvědčených konstrukcí různých výrobců, ale vyskytují se zde také některé odlišnosti. Mezi tyto například patří použití čelní převodovky místo šnekové, zakrytování prostorů mezi jednotlivými řetězovými drahami, umístění elektromotoru a jiné. Je nutné zmínit, že při návrhu je počítáno s maximální velikostí kulatiny a se dřevem s velkou objemovou hmotností, tudíž pro některé použití může být podavač značně naddimenzován.

Bakalářská práce mě bavila a zároveň mě posunula vpřed v ohledu konstrukce strojů, kdy jsem si osvojil práci v programu Autodesk Inventor. Z modelu vychází výkresová dokumentace, která byla vytvořena v programu Autodesk Autocad. Tvorba této výkresové dokumentace mě v mnohém posunula a prohloubila mé znalosti.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *M-TEC: VALČEKOVÝ DOPRAVNÍK* [online]. [cit. 2022-11-20]. Dostupné z: <http://www.mtec.sk/index.php?zobraz=ehtml&idmenu=93http://www.mtec.sk/index.php?zobraz=ehtml&idmenu=93&pcode=126#kotvastart>
- [2] *M-TEC: DOPRAVNÍK S KONUSOVÝMI VALCAMI* [online]. [cit. 2022-11-30]. Dostupné z: <http://www.mtec.sk/index.php?zobraz=ehtml&idmenu=93&pcode=111#kotvastart>
- [3] *M-TEC: PRÍSUNOVÝ DOPRAVNÍK – JEDNOREŤAZOVÝ* [online]. [cit. 2023-03-24]. Dostupné z: <http://www.mtec.sk/index.php?zobraz=ehtml&idmenu=93&pcode=107#kotvastart>
- [4] *M-TEC: PRÍSUNOVÝ DOPRAVNÍK – DVOJREŤAZOVÝ* [online]. [cit. 2023-02-06]. Dostupné z: <http://www.mtec.sk/index.php?zobraz=ehtml&idmenu=93&pcode=106#kotvastart>
- [5] *M-TEC: ROZJEDNOCOVAČÍ DOPRAVNÍK* [online]. [cit. 2022-12-10]. Dostupné z: <http://www.mtec.sk/index.php?zobraz=ehtml&idmenu=93&pcode=103#kotvastart>
- [6] *M-TEC: NAVALOVACÍ DOPRAVNÍK* [online]. [cit. 2023-02-13]. Dostupné z: <http://www.mtec.sk/index.php?zobraz=ehtml&idmenu=93&pcode=101#kotvastart>
- [7] *M-TEC: KASKÁDA* [online]. [cit. 2023-02-20]. Dostupné z: <http://www.mtec.sk/index.php?zobraz=ehtml&idmenu=93&pcode=102#kotvastart>
- [8] *MoraviaŘetězy: Dopravníkový řetěz s nosnými deskami* [online]. In: . [cit. 2023-02-28]. Dostupné z: <https://www.moravia-retezy.cz/vyroba-retezy-pohony/retezove-prevody/dopravni-retezy>
- [9] Elektromotor 11 kW 1AL160L-6. In: *Elektromotory Č.r* [online]. [cit. 2023-03-05]. Dostupné z: <https://www.elektro-motor.cz/obchod/elektromotor-11-kw-1a160l-6-960-ot-min-1/>
- [10] Šneková elektropřevodovka WGM150. *Elektromotory Č.r* [online]. [cit. 2023-03-05]. Dostupné z: <https://www.elektro-motor.cz/obchod/snekova-elektroprevodovka-wgm150/>
- [11] Objemová hmotnost dřeva. *Drevorubec.cz* [online]. [cit. 2023-03-06]. Dostupné z: <https://www.drevorubec.cz/c/22/objemova-hmotnost-dreva>
- [12] *MoraviaŘetězy* [online]. In: . [cit. 2023-02-28]. Dostupné z: <https://www.moravia-retezy.cz/>
- [13] Retezy-Vam. : *Volba dopravního řetězu* [online]. [cit. 2023-03-14]. Dostupné z: https://www.retezyam.com/images/PDF/vypocet_dopravního_retezu.pdf?fbclid=IwAR1mr1TTK7_8lxezgbQwxVx6N7QCqDky9AfMp0r__BJ39gvGAqiJE0NIsUQ
- [14] MARTÍNEK, Karel. *Abeceda průmyslové dopravy*. Praha, 1955.
- [15] Profil I: I200. *Ferona online* [online]. [cit. 2023-03-30]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/27741/profil-i-valcovany-za-tepla-en-10365-i-200>

- [16] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [17] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 2010. Brno: Vysoké učení technické v Brně.
- [18] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Vysoké učení technické v Brně: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[m]	Rozteče kol
a	[m·s ⁻²]	Zrychlení motoru
a ₁	[mm]	Účinný průřez svaru řetězových kol
a ₂	[mm]	Účinný průřez řetězových kol
b	[mm]	Šířka průřezu
C	[kg/m]	Hmotnost jednoho metru řetězu
d	[m]	Průměr kulatiny
d _h	[mm]	Výstupní hřídel převodovky
d _k	[m]	Předběžný průměr řetězových kol
d _T	[mm]	Průměr hřídele
d _l	[mm]	Vstupní hřídel převodovky
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
F _{a1,2,3}	[N]	Složky sil v tažné větvi při délce h ₁
F _{B1}	[N]	Mezní hodnota zatížení dopravního řetězu
F _{B2}	[N]	Mezní hodnota zatížení válečkového řetězu
F _{b1,2,3}	[N]	Složky sil v tažné větvi při délce h ₂
F _C	[N]	Celková obvodová síla
F _G	[N]	Síla potřebná ke zvedání materiálu
F _{g1}	[N]	Gravitační síla od kulatiny při délce h ₁
F _{g2}	[N]	Gravitační síla od kulatiny při délce h ₂
F _H	[N]	Zatěžující síla působící na hřídel
F _M	[N]	Síla na hnaném řetězovém kolu
F _N	[N]	Síla působící na jeden profil
F _{OBV}	[N]	Obvodová síla v místě svaru
F _R	[N]	Síla od setrvačných odporů
f _r	[-]	Součinitel tření řetězu
F _S	[-]	Součinitel provozu
F _{Ta1}	[N]	Síla v tažné větvi při délce h ₁
F _{Ta2}	[N]	Síla v tažné větvi při délce h ₂
F _{Tb1}	[N]	Síla v tažné větvi při délce h ₁ v jednom řetězu

F_{Tb2}	[N]	Síla v tažné větvi při délce h_2 v jednom řetězu
F_V	[N]	Síla od tření řetězu
F_v	[-]	Součinitel rychlosti
f_v	[-]	Součinitel tření pro řetěz
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
H	[kg]	Vlastní váha řetězů na délce dráhy
h	[mm]	Výška průřezu
h_1	[m]	Maximální délka kulatiny $h_1 = 5,1$ m
h_2	[m]	Maximální délka kulatiny $h_2 = 3,2$ m
i_h	[-]	Převodový poměr mezi hřídelí a převodovkou
i_p	[-]	Převodový poměr šnekové převodovky
i_{pt}	[-]	Teoretický převodový poměr převodovky
I_X	$[mm^4]$	Kvadratický moment k ose ohybu x
J_P	$[mm^4]$	Jednotkový osový kvadratický moment
k	[-]	Bezpečnost vůči mezi kluzu
L	[m]	Délka roštu
L_d	[m]	Výška osy hnaného kola
L_h	[m]	Výška osy hnacího kola
$L_{\dot{r}}$	[m]	Délka řetězu mezi koly
L_1	[m]	Délka v levé části nosníku
L_2	[m]	Délka v pravé části nosníku
L_3	[m]	Délka ramene v levé části hřídele
L_4	[m]	Délka ramene v pravé části hřídele
M_K	$[N \cdot m]$	Krouticí moment pohonu
m_m	[kg]	Celková hmotnost motoru a převodovky
$M_{O \text{ MAX}}$	$[N \cdot m]$	Maximální ohybový moment nosníku
$m_{\dot{r}}$	[kg]	Přibližná hmotnost řetězu
$M_{OH \text{ MAX}}$	$[N \cdot m]$	Maximální ohybový moment na hřídeli
m_1	[kg]	Hmotnost jedné kulatiny při délce h_1
m_2	[kg]	Hmotnost jedné kulatiny při délce h_2
N_1	[N]	Součet sil odporů

N_2	[N]	Napínací síla
$n_{\dot{r}}$	[ks]	Počet řetězových drah na dopravníku
n_t	[min ⁻¹]	Teoretické výstupní otáčky
n_1	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky motoru
n_2	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky převodovky
P	[W]	Minimální potřebný příkon
P_M	[W]	Výkon elektromotoru
$P_{\dot{r}}$	[mm]	Rozteč dopravního řetězu
R_A	[N]	Vazbová síla v místě A
R_B	[N]	Vazbová síla v místě B
R_C	[N]	Vazbová síla v místě C
R_D	[N]	Vazbová síla v místě D
$R_{e \min}$	[MPa]	Minimální mez kluzu pro ocel 11 523
r_T	[mm]	Poloměr hřídele
s	[mm]	Tloušťka stojiny
T_1	[N]	Tahová síla v dopravním řetězu
T_2	[N]	Tahová síla ve válečkovém řetězu
t	[mm]	Tloušťka příruby
V_1	[m ³]	Objem jedné kulatiny při délce h_1
V_2	[m ³]	Objem jedné kulatiny při délce h_2
v	[m·s ⁻¹]	Dopravní rychlost
w	[mm]	Průhyb profilu
W_K	[mm ³]	Modul průřezu v krutu hřídele
W_O	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu hřídele
W_X	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu k ose x
z_k	[-]	Počet zubů válečkového řetězu
z_1	[mm]	Výška svaru řetězového kola pohonu
z_2	[mm]	Výška svaru řetězového kola pohonu
α	[°]	Úhel stoupání
β	[°]	Úhel sklonu mezi gravitační silou a dopravníkem
η	[-]	Účinnost mechanického převodu

ρ	[kg/m ³]	Objemová hmotnost
σ_0	[MPa]	Ohybové napětí nosníku
σ_{0H}	[MPa]	Ohybové napětí v hřídeli
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
τ_{EL}	[MPa]	Dovolené smykové napětí elektrody
τ_K	[MPa]	Napětí v krutu v hřídeli

SEZNAM PŘÍLOH

Katalogové listy

- P1 – Katalogový list dopravního řetězu
- P2 – Katalogový list válečkového řetězu
- P3 – Katalogový list řetězového kola
- P4 – Katalogový list elektromotoru
- P5 – Katalogový list šnekové převodovky

Výkresová dokumentace

Výkres sestavy	ŠIKMÝ PODAVAČ KULATINY	BP-3PSSZ2-1
Seznam položek	ŠIKMÝ PODAVAČ KULATINY	BP-3PSSZ2-2 (3 listy)
Výkres sestavy	POHON	BP-3PSSZ2-3
Výkres součásti	HNACÍ HRÍDEL	BP-3PSSZ-4

P1 – Katalogový list dopravního řetězu



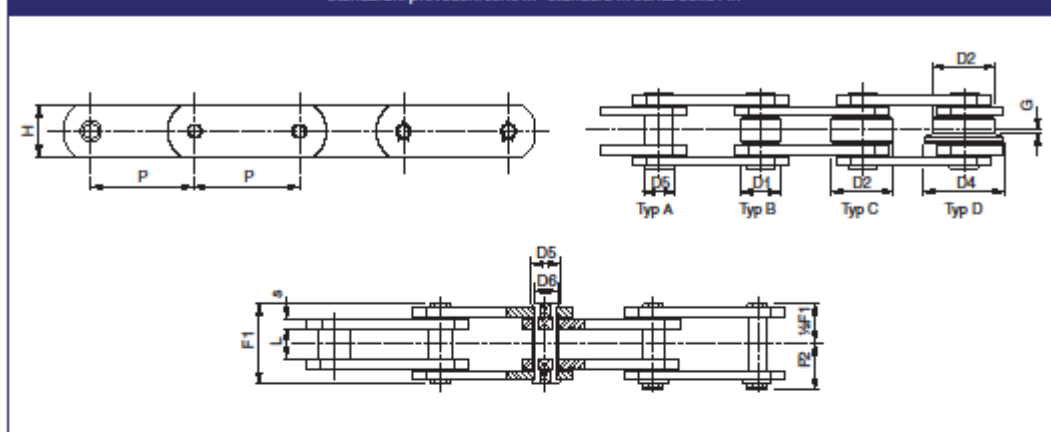
Řetězové pohony - Chain Drives

Dopravní řetězy - Conveyor Chains

Série M - M series

Dopravní řetězy metrické - Metric Conveyor Chains (DIN 8167)

Standardní provedení serie M - Standard M Series Solid Pin



Standardní provedení - Standard Solid Pin

Č. řetězu Chain No.	Rozteč Pitch P	L	H	S	D5	D6	F1	F2	D1	D2	D4	G	Mezní zatížení Breaking Load kN	Hmotnost Mass kg/m (C)
M 40	63	20	25	4	12	8	41	24	18	36	42	8	40	4.4
"	80	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	3.7
"	100	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	3.2
"	125	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	2.9
M 56	63	24	30	4	15	10	49	27	21	42	50	10	56	6.8
"	80	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	5.7
"	100	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	5.0
"	125	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	4.4
"	160	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	3.9
M 80	80	28	35	5	18	12	57	31	25	50	60	12	80	9.2
"	100	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	7.9
"	125	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	6.9
"	160	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	6.0
"	200	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	5.3
M 112	80	32	40	6	21	15	65	36	30	60	70	15	112	14.0
"	100	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	12.0
"	125	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	10.4
"	160	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	9.0
"	200	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	7.9
M 160	100	37	50	7	25	18	77	43	36	70	85	18	160	18.9
"	125	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	16.3
"	160	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	14.0
"	200	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	12.2
"	250	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	11.0
M 224	125	43	60	8	30	21	84	50	42	85	100	21	224	25.8
"	160	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	22.0
"	200	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	19.0
"	250	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	16.7
"	315	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	14.9
M 315	160	48	70	10	36	25	97	60	50	100	120	25	315	33.3
"	200	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	28.7
"	250	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	25.2
"	315	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	22.3
"	400	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	20.0

vyšlo v rámci veškeré péče v čemž zajišťujeme, aby údaje uvedené v tomto katalogu byly správné, společnost Moravia Řetězy neručí za jakoukoli nepřesnost nebo zpoždění škody.
 every effort has been taken to ensure that the data listed in this catalogue is correct, Moravia Řetězy accepts no liability for any inaccuracies or damage caused.

všechny rozměry jsou v milimetrech, pokud není uvedeno jinak.
 all dimensions in millimetre unless otherwise stated.

D1

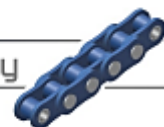
MR-2014-03

P2 – Katalogový list válečkového řetězu

Řetězové pohony

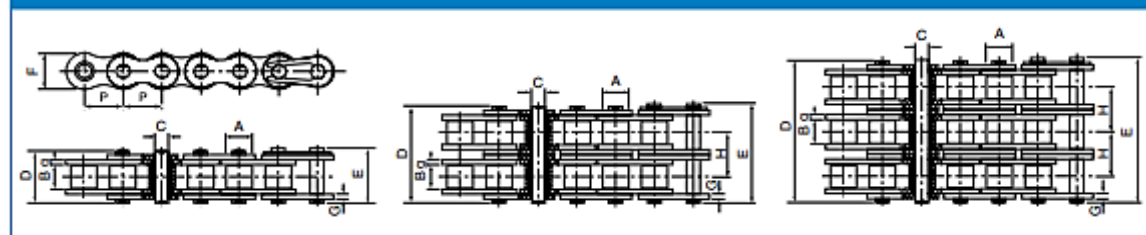
Válečkové řetězy

MoraviaŘetězy



BS (Britský standard) Válečkové řetězy – standardní provedení BS228, ISO R606, DIN 8187

Série BS Válečkové řetězy



ISO Č.řetězu	Rozteč P	Průměr válečku A	Šířka mezi vnitřními destičkami B	Průměr čepu C	Délka čepu		Výška vnitřní destičky F	Tloušťka destičky g/G	Příčná rozteč H	Minimální pevnost v tahu kN	Průměrná pevnost v tahu kN	Hmotnost kg/m
					D	E						
SIMPLEX												
04B-1	6.000	4.00	2.80	1.85	6.80	7.80	5.00	0.60	-	3.00	3.20	0.11
05B-1	8.000	5.00	3.00	2.31	8.20	8.90	7.10	0.80	-	5.00	5.90	0.20
*06B-1	9.525	6.35	5.72	3.28	13.15	14.10	8.20	1.30	-	9.00	10.40	0.41
08B-1	12.700	8.51	7.75	4.45	16.70	18.20	11.80	1.60	-	18.00	19.40	0.69
10B-1	15.875	10.16	9.65	5.08	19.50	20.90	14.70	1.70	-	22.40	27.50	0.93
12B-1	19.050	12.07	11.68	5.72	22.50	24.20	16.00	1.85	-	29.00	32.20	1.15
16B-1	25.400	15.88	17.02	8.28	36.10	37.40	21.00	4.15/3.1	-	60.00	72.80	2.71
20B-1	31.750	19.05	19.56	10.19	41.30	45.00	26.40	4.5/3.5	-	95.00	106.70	3.70
24B-1	38.100	25.40	25.40	14.63	53.40	57.80	33.20	6.0/4.8	-	160.00	178.00	7.10
28B-1	44.450	27.94	30.99	15.90	65.10	69.50	36.70	7.5/6.0	-	200.00	222.00	8.50
32B-1	50.800	29.21	30.99	17.81	66.00	71.00	42.00	7.0/6.0	-	250.00	277.50	10.25
40B-1	63.500	39.37	38.10	22.89	82.20	89.20	52.96	8.5/8.0	-	355.00	394.00	16.35
48B-1	76.200	48.26	45.72	29.24	99.10	107.00	63.80	12.0/10.0	-	560.00	621.60	25.00
56B-1	88.900	53.98	53.34	34.32	114.60	123.00	77.80	13.5/12.0	-	850.00	940.00	35.88
64B-1	101.600	63.50	60.96	39.40	130.00	138.50	90.17	15.0/13.0	-	1120.00	1240.00	46.50
DUPLEX												
05B-2	8.000	5.00	3.00	2.31	13.90	14.50	7.10	0.80	5.64	7.80	10.20	0.33
*06B-2	9.525	6.35	5.72	3.28	23.40	24.40	8.20	1.30	10.24	16.90	18.70	0.77
08B-2	12.700	8.51	7.75	4.45	31.20	32.20	11.80	1.60	13.92	32.00	38.70	1.34
10B-2	15.875	10.16	9.65	5.08	36.10	37.50	14.70	1.70	16.59	44.50	56.20	1.84
12B-2	19.050	12.07	11.68	5.72	42.00	43.60	16.00	1.85	19.46	57.80	66.10	2.31
16B-2	25.400	15.88	17.02	8.28	68.00	69.30	21.00	4.15/3.1	31.88	106.00	133.00	5.42
20B-2	31.750	19.05	19.56	10.19	77.80	81.50	26.40	4.5/3.5	36.45	170.00	211.20	7.20
24B-2	38.100	25.40	25.40	14.63	101.70	106.20	33.20	6.0/4.8	48.36	280.00	319.20	13.40
28B-2	44.450	27.94	30.99	15.90	124.60	129.10	36.70	7.5/6.0	59.56	360.00	406.80	16.60
32B-2	50.800	29.21	30.99	17.81	124.60	129.60	42.00	7.0/6.0	58.55	450.00	508.50	21.00
40B-2	63.500	39.37	38.10	22.89	154.50	161.50	52.96	8.5/8.0	72.29	630.00	711.90	32.00
48B-2	76.200	48.26	45.72	29.24	190.40	198.20	63.80	12.0/10.0	91.21	1000.00	1130.00	50.00
56B-2	88.900	53.98	53.34	34.32	221.20	229.60	77.80	13.5/12.0	106.60	1600.00	1760.00	71.76
64B-2	101.600	63.50	60.96	39.40	249.90	258.40	90.17	15.0/13.0	119.89	2000.00	2200.00	93.00
TRIPLEX												
05B-3	8.000	5.00	3.00	2.31	19.50	20.20	7.10	0.80	5.64	11.10	13.80	0.48
*06B-3	9.525	6.35	5.72	3.28	33.50	34.60	8.20	1.30	10.24	24.90	30.10	1.16
08B-3	12.700	8.51	7.75	4.45	45.10	46.10	11.80	1.60	13.92	47.50	57.80	2.03
10B-3	15.875	10.16	9.65	5.08	52.70	54.10	14.70	1.70	16.59	66.70	84.50	2.77
12B-3	19.050	12.07	11.68	5.72	61.50	63.10	16.00	1.85	19.46	86.70	101.80	3.46
16B-3	25.400	15.88	17.02	8.28	99.80	101.20	21.00	4.15/3.1	31.88	160.00	203.70	8.13
20B-3	31.750	19.05	19.56	10.19	114.20	117.90	26.40	4.5/3.5	36.45	250.00	290.00	10.82
24B-3	38.100	25.40	25.40	14.63	150.10	154.60	33.20	6.0/4.8	48.36	425.00	493.00	20.10
28B-3	44.450	27.94	30.99	15.90	184.20	188.70	36.70	7.5/6.0	59.56	530.00	609.50	24.92
32B-3	50.800	29.21	30.99	17.81	183.20	188.20	42.00	7.0/6.0	58.55	670.00	770.50	31.56
40B-3	63.500	39.37	38.10	22.89	226.80	233.80	52.96	8.5/8.0	72.29	950.00	1092.50	48.10
48B-3	76.200	48.26	45.72	29.24	281.60	289.40	63.80	12.0/10.0	91.21	1500.00	1710.00	75.00
56B-3	88.900	53.98	53.34	34.32	327.80	336.20	77.80	13.5/12.0	106.60	2240.00	2240.00	107.64
64B-3	101.600	63.50	60.96	39.40	369.80	378.30	90.17	15.0/13.0	119.89	3000.00	3300.00	139.50

* Řetěz s rovnými bočními destičkami

Standardní délky v balení jsou 5 m. K dispozici speciální délky.

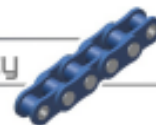
Všechny rozměry jsou v milimetrech, pokud není uvedeno jinak.

P3 – Katalogový list řetězového kola

Řetězová kola

Řetězové disky

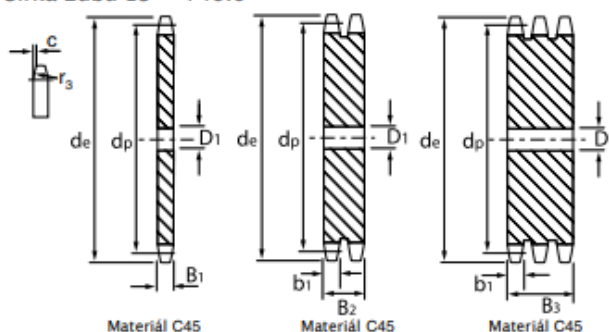
MoraviaŘetězy



BS Standardní řetězová kola bez náboje

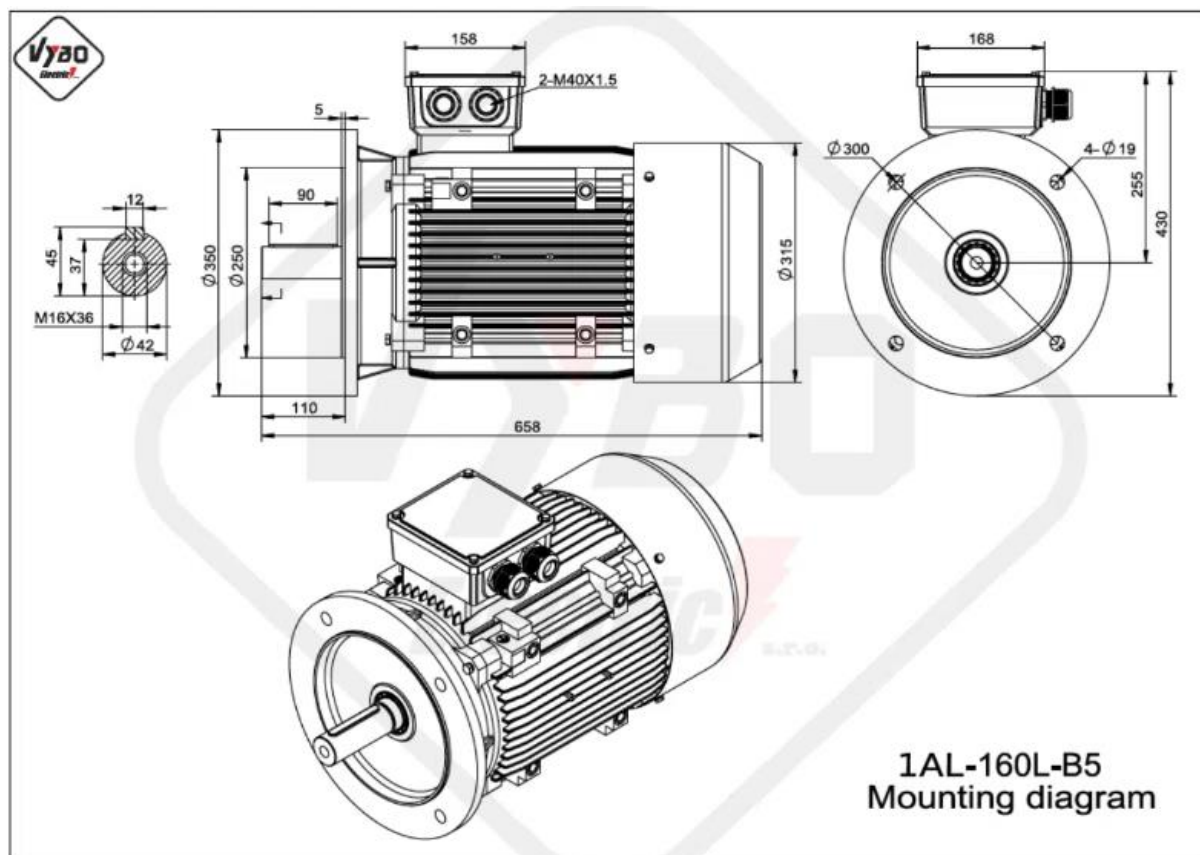
32B 2" x 1.1/4"

ŘETĚZOVÉ KOLO	mm	CHAIN	mm
Poloměr zubu r_3	51.0	Rozteč	50.800
Poloměr c	6.0	Šířka mezi vnitřními destičkami	30.990
Šířka zubu B1	29.4	Průměr válečku	29.210
Šířka zubu b1	28.8		
Šířka zubu B2	87.4		
Šířka zubu B3	146.0		



Zuby	Vnější prům. de	Průměr rozteče dp	Simplex	Duplex	Triplex
			Vývrt D1	Vývrt D1	Vývrt D1
8	153.2	132.74	25	25	25
9	169.0	148.54	25	25	25
10	185.0	164.39	25	25	25
11	200.8	180.31	30	35	35
12	216.8	196.29	30	35	35
13	232.8	212.29	30	35	35
14	248.8	228.29	30	35	35
15	264.8	244.30	30	35	35
16	280.9	260.40	30	40	40
17	296.9	276.46	30	40	40
18	313.0	292.55	30	40	40
19	329.1	308.66	30	40	40
20	345.2	324.71	30	40	40
21	361.3	340.82	40	40	-
22	377.5	356.98	40	40	-
23	393.6	373.08	40	40	-
24	409.7	389.18	40	40	-
25	425.8	405.33	40	40	-
26	441.9	421.44	40	40	-
27	458.1	437.58	40	-	-
28	474.2	453.69	40	-	-
30	506.5	486.00	40	-	40
32	538.8	518.27	40	-	40
35	589.5	566.71	40	-	40

P4 – Katalogový list elektromotoru



Elektrické data

Výkon 50Hz (kW)	11,00
Výkon 60Hz (kW)	13,20
Frekvence (Hz)	50/60
Napětí 50Hz (V)	400/690
Napětí 60Hz (V)	460/795
Napětí/tolerance frekvence (neplatné v rozsahu napětí)	Rozsah B
Typ obvodu	Δ/Y
Počet pólů	6
Efektivnost 100% 50Hz (%)	88,7
Efektivnost 75% 50Hz (%)	89,0
Efektivnost 50% 50Hz (%)	86,9
Efektivnost 100% 60Hz (%)	90,2
Efektivnost 75% 60Hz (%)	89,0
Efektivnost 50% 60Hz (%)	86,9
Faktor výkonu	0,78
Startovací proud (I_a/I_n)	6,9
Startovací točivý moment (M_a/M_n)	2,1
Faktor naklápění (M_k/M_n)	2,1
Jmenovitý proud 50Hz (A)	22,95/13,30

Mechanické data

Točivý moment (Nm)	108,3/108,3
Rychlost (rpm)	970/1164
Ložisko (DE side)	6309.ZZ.C3
Ložisko (NDE side)	6309.ZZ.C3
Životnost ložiska (h)	20000
Přípustné radiální zatížení (X/2) (N)	3437
Přípustné radiální zatížení (X0) (N)	3850
Přípustné radiální zatížení (Xmax) (N)	3025
Přípustné radiální zatížení (N)	3375
Přípustné radiální zatížení (V1) (N)	3295
Moment setrvačnosti (kgm^2)	0,115

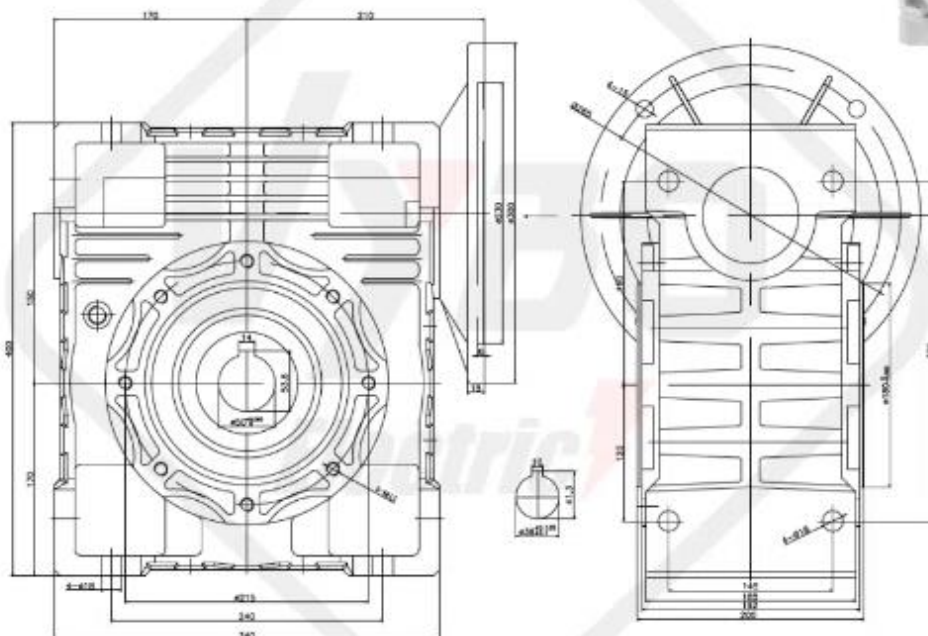
Faktory


Zatížení	S1
Teplota okolí (°C)	-65 až +40
Inšalační nadmořská výška	do 1000m

P5 – Katalogový list šnekové převodovky



WGMX 150 132B5



M_{2n} [Nm]	n_1 [r/min]	i	P_{1n} [kW]	n_2 [r/min]	F_{r2} [N]	F_{r1} [N]	
650	900	7.5	9.3	120	4511	1390	WGMH5130
713	900	10	7.7	90	4965	1700	
759	900	15	5.7	60	5684	1700	
725	900	20	4.1	45	6256	1700	
759	900	25	3.5	36	6739	1700	
840	900	30	3.5	30	7161	1700	
794	900	40	2.5	22.5	7882	1700	
748	900	50	2.0	18	8491	1700	
682	900	60	1.6	15	9023	1700	
567	900	80	1.1	11.3	9931	1700	
515	900	100	0.82	9	10320	1700	
880	900	7.5	12.4	120	5901	1740	WGMH5150
960	900	10	10.4	90	6494	2100	
1060	900	15	7.8	60	7434	2100	
1040	900	20	5.9	45	8182	2100	
1050	900	25	4.9	36	8814	2100	
1170	900	30	4.8	30	9366	2100	
1100	900	40	3.5	22.5	10309	2100	
1050	900	50	2.8	18	11105	2100	
940	900	60	2.1	15	11801	2100	
860	900	80	1.6	11.3	12989	2100	
780	900	100	1.2	9	13500	2100	