



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh podvěsného řetězového dopravníku

Overhead Chain Conveyor Design

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2018

Michal MĚSTECKÝ

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
Konzultant: Ing. Zdeněk Mužný, Ing. František Lopot, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem Návrh podvěsného řetězového dopravníku vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Mrázka, Ph.D. s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použitých informačních zdrojů.

V Praze 4. 6. 2018

Michal Městecký

Poděkování

Rád bych touto cestou vyjádřil poděkování Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za jeho cenné rady, metodické vedení a trpělivost, které mi věnoval při vedení mé diplomové práce. Rovněž bych chtěl poděkovat Ing. Zdeňkovi Mužnému za jeho vstřícnost při tvorbě mé diplomové práce a Ing. Františkovi Lopotovi, Ph.D. za ochotu při konzultaci mé diplomové práci.

Anotační list

Jméno autora: Michal MĚSTECKÝ
Název DP: Návrh podvěsného řetězového dopravníku
Anglický název: Overhead Chain Conveyor Design
Rok: 2018
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*
Vedoucí BP: *Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.*
Konzultant: *Ing. Zdeněk Mužný, ing. František Lopot, Ph.D.*
Bibliografické údaje: počet stran 135
počet obrázků 78
počet tabulek 10
počet příloh 6
Klíčová slova: podvěsný dopravník, řetězový dopravník, hnací jednotka
Keywords: overhead conveyor, chain conveyor, drive unit

Anotace: V první části práce je vysvětlen pojem a vývoj podvěsných dopravníků, popsán princip fungování zařízení a jejich jednotlivé části. Dále jsou zde uvedeny a porovnány druhy podvěsných dopravníků, a to na základě rešerše odborných zdrojů. Druhá část práce obsahuje vlastní koncepční návrh zařízení na dopravu svařenců, která vychází ze zpracování odborných zdrojů a vlastních úvah na základě výpočtů konkrétních parametrů jednotlivých částí zařízení. Práce je doplněna 78 obrázky a schémata, 10 tabulkami, 1 koncepčním výkresem sestavy zařízení a 3D koncepčním CAD modelem vlastního konstrukčního návrhu zařízení.

Abstract: The diploma thesis reviews overhead conveyor as a term and also for its importance. In the first section of the text, the author describes a functioning principle of overhead conveyors, their components and compares types of overhead conveyors on the basis of the searches of technical sources. The second section of the text consists of author's own conceptual design of the overhead chain conveyor based on processing technical sources and personal thesis documented by calculations concrete parameters of particular components of the unit. The text is completed with 78 illustrations, 10 tables, 1 conceptual designs and 3D conceptual CAD model of own construction design of the unit.

Úvod.....	- 1 -
1 Charakteristika podvěsných dopravníků.....	- 4 -
1.1 Podvěsný dopravník.....	- 4 -
1.2 Vývoj podvěsných dopravníků	- 6 -
1.3 Druhy podvěsných dopravníků.....	- 7 -
1.3.1 Vodorovné dopravníky.....	- 10 -
1.3.2 Vlnité dopravníky	- 10 -
1.3.3 Prostorové dopravníky.....	- 11 -
1.3.4 Prosté dopravníky	- 12 -
1.3.5 Technologické dopravníky.....	- 12 -
1.3.6 Jednodráhové dopravníky	- 13 -
1.3.7 Dvoudráhové dopravníky	- 13 -
1.3.8 Speciální dopravníky	- 15 -
1.3.8.1 Dopravníky s gumovým pásem.....	- 15 -
1.3.8.2 Dopravníky s břemeny umístěnými nad osou tažného elementu	- 16 -
1.4 Konstrukční řešení částí podvěsných dopravníků	- 17 -
1.4.1 Nosná konstrukce.....	- 18 -
1.4.2 Tažný element	- 18 -
1.4.3 Jezdec.....	- 19 -
1.4.3.1 Jezdec pro vnější pojezd po dráze.....	- 19 -
1.4.3.1.1 Vliv přesnosti montáže jezdce na vznik přídatného momentu	- 21 -
1.4.3.1.2 Jezdec veden uvnitř uzavřené dráhy	- 22 -
1.4.3.2 Jezdec veden uvnitř uzavřené dráhy	- 22 -
1.4.4 Dráha dopravníku	- 22 -
1.4.4.1 Otevřený profil dráhy	- 23 -
1.4.4.2 Uzavřený profil dráhy.....	- 24 -
1.4.4.2.1 Jezdci uvnitř dráhy bez tažného elementu.....	- 24 -
1.4.4.2.2 Jezdci s tažným elementem uvnitř dráhy.....	- 24 -
1.4.4.3 Vedení řetězu obloukem dráhy	- 26 -
1.4.5 Závěs dráhy	- 27 -
1.4.6 Bezpečnostní zařízení	- 28 -
1.4.7 Napínací jednotka dopravníku.....	- 29 -
1.4.8 Hnací jednotka dopravníku.....	- 30 -
1.4.8.1 Přímý pohon dopravníku	- 32 -
1.4.8.2 Nepřímý pohon dopravníku	- 32 -

1.4.8.3 Několikanásobné pohony	- 34 -
1.4.8.3.1 Způsoby řešení několikanásobných pohonů	- 35 -
1.4.8.3.1.1 Sdružený pohon	- 35 -
1.4.8.3.1.2 Společně pracující hnací jednotky	- 36 -
1.4.8.3.1.2.1 Princip pohonů se společně pracujícími jednotkami.....	- 37 -
1.5 Výrobci závěsných dopravníků.....	- 38 -
2 Metodika návrhu a výpočtu podvěsného dopravníku	- 41 -
2.1 Metodika výpočtu tahu v řetězu podvěsného dopravníku	- 42 -
3 Cíle práce	- 44 -
4 Koncepční návrh podvěsného dopravníku	- 46 -
4.1 Základního uspořádání dopravníku	- 46 -
4.2 Předběžný návrh hlavního řetězu	- 46 -
4.2.1 Rozteč dopravovaných břemen	- 47 -
4.2.2 Počet závěsů břemen.....	- 49 -
4.2.3 Celková délka dráhy	- 49 -
4.3 Určení dopravní rychlosti.....	- 49 -
4.4 Tah v řetězu	- 50 -
4.4.1 Výpočet celkové tažené hmotnosti.....	- 50 -
4.4.2 Stanovení počtu redukovaných oblouků	- 50 -
4.4.3 Výpočet tahu v řetězu	- 51 -
4.5 Dráha dopravníku	- 52 -
4.5.1 Kontrola zatížení dráhy.....	- 53 -
4.5.2 Průhyb dráhy	- 54 -
4.6 Konstrukce hlavního řetězu dopravníku.....	- 55 -
4.6.1 Závěs unášeče břemen.....	- 57 -
4.6.2 Unášeč břemen	- 58 -
4.7 Nosná konstrukce dopravníku.....	- 58 -
4.7.1 Návrh nosných sloupů	- 59 -
4.7.2 Kotvení nosných sloupů do základu.....	- 62 -
4.7.3 Sestava nosných sloupů	- 65 -
4.7.4 Napínací rám dopravníku	- 67 -
4.8 Hnací jednotka dopravníku.....	- 70 -
4.8.1 Potřebný výkon motoru.....	- 70 -
4.8.2 Volba motoru	- 71 -

4.8.3 Celkový převod	- 72 -
4.8.4 Volba převodovek	- 74 -
4.8.4.1 Kontrola radiálního zatížení výstupní hřídele převodovky	- 78 -
4.8.5 Sestava hnací jednotky	- 80 -
4.8.6 Korekce celkového převodu a výpočet otáček motoru	- 82 -
4.8.7 Hnací řetězový okruh	- 84 -
4.8.7.1 Výpočet trvanlivosti ložisek	- 90 -
5 Bezpečnost dopravníku	- 92 -
6 Simulace průběhu napětí a deformací záběrového prvku s využitím MKP	- 95 -
7 Celkový pohled na sestavu navrženého dopravníku	- 102 -
8 Závěr	- 106 -
Seznam použitých informačních zdrojů	- 108 -
Seznam obrázků	- 112 -
Seznam tabulek	- 115 -
Seznam příloh	- 116 -
Přílohy	- 117 -
Seznam použitých zkratk a symbolů	- 123 -

Úvod

Moderní výrobní procesy vyžadují maximalizaci využití výrobních zařízení i lidských zdrojů. Pracovní proces je složitější a klade vysoké nároky na výrobní zařízení, zvětšuje se počet a různorodost jeho částí a také vyžaduje větší prostory pro výrobu a ukládání součástek i výrobků (montážní a skladovací prostory). Zvyšuje se počet manipulačních a dopravních operací, které tak ovlivňují průběh, délku, a tím i náklady celého výrobního procesu a kvalitu jeho výsledků. Významně se podílejí také na utváření pracovních podmínek.

Podvěsné dopravníky jako mechanizovaná zařízení na dopravu břemen se ve výrobním procesu začaly využívat na začátku 20. století, kdy bylo potřeba vyrábět velké množství výrobků v souvislosti se zhromadňováním výroby za účelem snižování výrobních nákladů a ceny, a tím zvyšování zisku. Podvěsný dopravník (využívající nosník I profilu jako dráhu) byl vyvinut pro využití v automobilové výrobě ve firmě Henryho Forda s cílem soustředit roztráštěný montážní proces při výrobě automobilů do jediné synchronizované linky, a tím tento proces zefektivnit a zlevnit. Zlepšování organizace výrobního (i jiných) procesu umožňuje zvýšit jeho efektivitu, neboť jednotlivé operace na sebe plynule časově i prostorově navazují. Zároveň je ale nutno větší efektivitě výroby přizpůsobit i průběh ostatních navazujících procesů (činností), které by jinak výrobní proces zpomalovaly. Jde jednak o dodávky materiálu, dopravu výrobků mezi pracovišti (dílnami a dalšími částmi výrobního procesu), manipulační činnosti, a také další činnosti (např. technologické). [1] Podvěsné dopravníky nacházejí využití při dopravě podobných druhů výrobků při hromadné produkci. Umožňují zejména zkrátit čas při manipulaci, a tím zvýšit počet vyrobených výrobků.

Znatelným přínosem zavedení podvěsných dopravníků je také efektivní využití prostoru. Maximalizují využití továrních prostor tím, že se využije dosud nevyužívaných prostor ve volném prostoru (nad hlavou, nad podlahou), a tím uvolňují podlahové plochy pro jiné operace a také pro pracující personál.

Současná konstrukční řešení umožňují využít typizovaných dílů, a tím vytvářet stavebnicová řešení v jeden provozní celek (dopravníkové systémy), který pracuje automaticky, je stavebně i provozně pružný a dostatečně spolehlivý. Standardní komponenty se dají jednoduše přizpůsobit daným potřebám. Lze tak vyřešit i náročné požadavky, přičemž návrh i samotná instalace nejsou složité. Systémy se staví na míru podle požadavků zákazníků a zohledňují cenu, výkonnost, umístění, skladovací a třídící nároky atp. V případě potřeby je možné je doplňovat o další prvky, či měnit bez velkých nákladů a v krátkém čase. Použitím komponentů s vysokou životností, systémem řízení a organizací materiálových toků, minimalizací provozních časů nutných ke splnění úkolu výrazně ovlivňuje životnost investice. Snižují se tak investice do rozšíření výrobních nebo skladových prostor. Dále se také snižují provozní náklady na spotřebu energie, mzdové náklady, na opravy a další. [1]

Výhodou je možnost všestranného přizpůsobení tvaru dráhy místním prostorovým podmínkám, uspořádání výrobní technologie a dalším požadavkům. Dráhu dopravníku lze rozvětvit do více směrových linií, libovolně nastavovat, stáčet do oblouků, vést šikmo nebo opatřit výhybkami a jinak upravovat. Chod dopravníku je řízen počítačem jako ostatní součásti linek. Instalaci podvěsných dopravníků lze provést na vlastní opěrnou konstrukci dopravníku nebo do nosného systému objektu. Jejich konstrukce je celkově menší, neboť využívají menší poloměry zatáček (horizontální i vertikální) než jiné typy (pásové, válečkové).

Dalším přínosem je ulehčení fyzicky namáhavé práce při manipulaci s břemeny. Logické uspořádání materiálových toků vylučuje kolizi při manipulaci a snižuje tak rizika úrazu obsluhy či poškození výrobního zařízení. Bezpečnost zvyšují také prvky umožňující přerušit činnost dopravníku. Dále se zlepšuje pracovní prostředí a pracovní podmínky obsluhujícího personálu. Současná konstrukční řešení umožňují maximálně eliminovat negativní dopady na obsluhu (hlučnost, riziko úrazu) a zohledňovat požadavky ergonomie. Tím se snižuje zátěž pracovníků a zvyšuje výkonnost. Výrobci se snaží vyhovět i požadavkům na precizní technické provedení a design.

Značné rozšíření podvěsných dopravníků je dáno jejich univerzálností a přizpůsobivostí. Používají se všude tam, kde přepravovaný předmět není možno z technických důvodů přepravit na jiném typu dopravníku.

Podvěsné dopravníky lze uplatnit v mnoha oblastech, jako je strojírenství (např. při výrobě automobilů), potravinářský průmysl (jotka), při skladování. Jejich nasazení je dále účelné zejména v extrémních provozních podmínkách, jednak z důvodů větší výkonnosti a také ke zvýšení bezpečnosti a ochrany zdraví pracovníků, neboť některé technologické procesy mají na lidský organismus velmi negativní vliv. [2] Jedná se např. o povrchové úpravy materiálů (lakování, broušení), vysoušení (vypalování), prudké zchlazování (zamrazení). Existují i speciální závěsné dopravníky (gravitační, kumulační aj.).

1 Charakteristika podvěsných dopravníků

V následujících podkapitolách jsou shrnuty charakteristika, stručný vývoj, základní části a druhy podvěsných dopravníků.

1.1 Podvěsný dopravník

Podvěsné dopravníky jsou dopravní zařízení vedená prostorem určená převážně pro dopravu kusového materiálu v pravidelných dávkách. Podvěsný dopravník dopravuje materiál tak, že těžiště materiálu je pod dráhou dopravníku. [1]

Podvěsné dopravníky jsou využívány k dopravě uvnitř dílen i mezi nimi nebo jinými částmi závodu k přemísťování břemen nebo k vykonávání operací výrobních, montážních, mezioperačních, skladových i manipulačních. Uplatňují se zejména u větších dopravních výkonů, které lze jinými manipulačními zařízeními (např. plošinovými vozíky) zvládnout jen obtížně. Podvěsné dopravníky slouží téměř výhradně ke spojitě, výjimečně také k přerušované dopravě kusového materiálu nebo sypkých hmot umístěných v přepravních nádobách. Velikost a počet dávek jsou dány technologickým procesem. [1]

Tažný element (řetěz) dopravníku tvoří uzavřený okruh, což umožňuje ve většině případů použít menší počet pohonných jednotek. Dále z této vlastnosti vyplývá, že odpadá nutnost kontroly změny směru dopravovaných předmětů, neboť jejich dráha je pevně dána a tím i jejich pohyb. Dpravované předměty se nemohou samovolně odchýlit od požadovaného směru pohybu. V případě, že celý výrobní (manipulační, technologický, apod.) proces obstará jeden dopravník, je riziko poškození produktu (např. při překládce na jiný dopravník) minimální. Pořadí a pozice jednotlivých břemen na dopravníku jsou určeny jejich postupným zavěšováním (tzv. systém FIFO - First In, First Out), tudíž jsou snadno kontrolovatelná.

Podvěsné dopravníky lze využívat velmi flexibilně. Je možné je vzájemně propojovat a navazovat například výhybkami. Celkově lze vytvořit dopravník o délce i několika tisíc metrů řetězu. Také lze přepravovat nejen samostatné předměty, ale i jejich soubory pomocí kazet či krabic, do kterých se ukládají (zejména u malých předmětů). [1]

Podvěsné dopravníky umožňují velmi efektivní využití pracovních prostorů, neboť je lze přizpůsobit daným podmínkám konkrétního provozu, které jsou velmi různorodé. Mohou překonávat výškové rozdíly, podcházet překlady, obcházet sloupy, překračovat hrazení mezi pracovišti a vyhýbat se všem překážkám v prostoru. Při dopravě materiálu podvěsným způsobem nezabírají žádné podlahové plochy a umožňují dopravu i napříč vybudovanými dopravními cestami, které překračují, popř. i podcházejí. [1]

Podmínkou úspěšného využití dopravníků je zajištění dokonalé prostorové a časové návaznosti souvisejících manipulačních procesů. Jedním z předpokladů je vypracování studie pohybu (cest) materiálu a zajištění úprav navazujících pracovišť, aby bylo možné synchronizovat jednotlivé operace. Důležité je zejména sladění nakládky a vykládky s dalšími činnostmi. „Instalace dopravníku nejen umožňuje zlepšení organizace práce, ale i velmi důrazně to vyžaduje. Bez změny a zlepšení organizace práce nelze očekávat, že samotný dopravník odstraní všechny nedostatky.“ [1, str. 17] Jinak může být reálný přínos instalace dopravníku výrazně nižší než očekávaný. [1]

Při dodržení základních principů provozu vydrží tyto dopravníky fungovat poměrně dlouho (řádově několik generací předmětů, které mají dopravovat). Není neobvyklé, že závěsný dopravník je schopný provozu 8 až 10 let nebo i více, přičemž náklady na údržbu a servis jsou v jeho celé životnosti malé. Také náklady na opravy jsou nízké, neboť poruchovost těchto zařízení je při jejich správném využívání obvykle malá.

1.2 Vývoj podvěsných dopravníků

Podvěsný dopravník byl vyvinut přibližně před 100 lety s tratí využívající nosník I profilu jako dráhu (viz Úvod). Takto konstruované dopravníky se používaly téměř pro všechny aplikace v průmyslu – od dopravy plastových částí až po dopravu celých automobilů.

Výhodou je vysoká hmotnostní kapacita těchto dopravníků, která je dána vysokou nosností profilu I. Zároveň má také ale mnohé nevýhody, které přímo vyplývají z použití výše zmíněného profilu dráhy. Velké výškové rozměry tohoto profilu (zvláště při dopravě předmětů s velkou hmotností) znamenají, že celková konstrukce dopravníku bude značně rozměrná. Navíc při použití takového dopravníku v technologických procesech (např. pro dopravu předmětů do vypalovací pece) se úměrně musí zvětšit rozměry této pece, a tím se zvyšuje její pořizovací cena.

Další nevýhodou je skutečnost, že téměř všechny části dopravníku (např. dráha, řetěz, závěs) jsou přímo vystaveny všem procesům, které dopravník zajišťuje. Konkrétní proces může části dopravníku zanechat (např. barvou či lakem, vodou, sazemí, prachem). To samotné může znamenat poškození řetězu či ložisek jezdce, ale také může dojít k uvolnění ulpěných nečistot ze řetězu, které následně poškodí či znehodnotí dopravované předměty. V těchto případech je nutné exponované části přidavně chránit a pravidelně je čistit, což zvyšuje provozní náklady.

Tyto skutečnosti vedly počátkem 60. let minulého století k návrhu nového dopravníku, který výše zmíněné nevýhody odstraní. Základní myšlenkou bylo vést řetěz uvnitř kruhového nebo čtvercového profilu a ochránit ho tak před přímým působením negativních vlivů. Při navrhování se objevily další výhody, jako např. nízká výška profilu (nízká výška dráhy), což vede ke zmenšení celého dopravníku a zmenšení zařízení, která jsou využita pro technologické operace. Dále bylo možné spojit tažný element (řetěz) dopravníku a jezdce v jeden celek, neboť řetěz je nutné uvnitř profilu vést.

Použití uzavřeného profilu dráhy mělo za následek výrazné zvýšení bezpečnosti provozu závěsných dopravníků, protože se redukuje počet částí, které jsou v přímém styku s pracovníky.

Již v 70. letech minulého stol. byly dopravníky s uzavřenými profily drah běžně vyráběny a používány. Od začátku 21. stol. je již přímo patrný trend v upouštění od používání nosníku I profilu při konstrukci dráhy.

Nyní se převážně využívají dopravníky, které mají tažný element spojený s jezdcí v jeden celek, a tento řetěz je veden uvnitř uzavřeného profilu. Mají totiž v porovnání s použitím I profilu jako dráhy značné výhody. Je zde výrazně menší (téměř nulové, záleží na konkrétním profilu dráhy) riziko úrazů pracovníků, způsobených kontaktem s pohyblivým se řetězem a jezdcí. Tažný element (řetěz) je chráněn proti vniknutí nežádoucích předmětů a nečistot. Odpadá nutnost použití vodících kol nebo podpůrných válečků při vedení řetězu v obloucích dráhy. Dále některé profily drah umožňují obrácenou polohu závěsu břemene, kdy oko pro závěs vyčnívá z dráhy nad řetězem, tím je ještě více zajištěna bezpečnost pracovníků, protože profil dráhy je kompletně uzavřen ze stran a ze spodní části.

Použití uzavřeného profilu dráhy přináší též větší flexibilitu na trati dopravníku, což je dáno jeho lepší prostorovou přizpůsobivostí v porovnání s profilem I. Odpadá nutnost dráhu navazovat jejím svařováním, dráha se spojuje šroubovými spoji jako stavebnice. Ze zmíněného plyne, že při poruše jednoho úseku dráhy, kterou tvoří uzavřený profil, se daná část jednoduše vymění za novou.

1.3 Druhy podvěsných dopravníků

Je nutné zmínit, že dříve používaná kategorizace podvěsných dopravníků je značně nejednoznačná a zastaralá. Jediná literatura, která se u nás touto problematikou zabývá, je publikace z roku 1964 [1]. Kolektiv autorů v ní podává přehled jednotlivých typů podvěsných řetězových dopravníků, které byly vyráběny,

popř. vyvíjeny v ČSSR. „Kniha neobsahuje popis dopravníků vyráběných v zahraničí, protože jejím účelem je seznámit konstruktéry a projektanty se zařízeními běžnými a dosažitelnými v ČSSR.“ [1, str. 7] Dle autorů byly zejména dvoudráhové dopravníky a nově připravované typy dopravníků v dané době ve stadiu vývoje a také docházelo k úpravám dosavadních typů dopravníků. Je tudíž zřejmé, že publikace pojednává jen částečným způsobem o změnách v konstrukci podvěsných dopravníků, které proběhly v období 60. a 70. let minulého století, a to i proto, že tento vývoj probíhal hlavně mimo ČSSR. Kniha samozřejmě též nezahrnuje vývoj po roce 1964.

Publikace používá pro uvedený typ dopravníku jako nejširší označení závěsné dopravníky a rozděluje je podle způsobu vedení řetězu po dráze na podvěsné a prostorové, podle počtu drah na jednodráhové a dvoudráhové. Dále podvěsné dopravníky dělí na vodorovné (dráha ve vodorovné rovině) a vlnité (dráha obsahuje úseky se stoupáním a klesáním), oba typy využívají jako dráhu nosník I profilu.

Dle autorů je odlišnost prostorového dopravníku v tom, že jeho řetěz je veden uvnitř (uzavřeného) profilu dráhy pomocí kladiček uspořádaných ve vodorovné i svislé rovině, čímž je vhodný i pro svislou dopravu. Nicméně v dnešní době využívají uzavřený profil dráhy jak dopravníky podvěsné, tak prostorové a toto dělení není jednoznačné. Též je nemožné přesně rozlišit, kdy dopravník vlnitý (se schody na dráze) přechází do dopravníku prostorového (svislá doprava) a naopak.

V současné době se tato kategorizace závěsných dopravníků nepoužívá, neboť jakýkoliv závěsný dopravník, využívající I profil dráhy nebo dráhu uzavřenou, lze uzpůsobit tak, aby obsahoval libovolný počet úseků ve vodorovné rovině a úseků s různým stoupáním a klesáním. I podvěsné a vlnité dopravníky (podle rozdělení v [1]) mohou mít profil dráhy uzavřený, čímž se ztrácí jakákoliv vymezující definice pro jednotlivé typy. Různorodost použití a částí závěsných dopravníků umožňuje sestavit mnoho typů dopravníků, které nelze přesně vymezit definicemi.

Zahraniční i tuzemští výrobci těchto dopravníků (viz kap. 1.5) užívají jednotný název podvěsný dopravník, neboť lze jeho části libovolně navrhnout a přizpůsobit tak, aby odpovídal požadavkům zákazníků.

V této práci se snažím rámcově následovat rozdělení dle [1], nicméně s úpravami, které reflektují současnou konstrukci podvěsných dopravníků. Využívám proto také zdroje zveřejněné některými výrobci. Též přidávám další dělení podle způsobu využití dopravníku, podle využití pohonu a speciální typy dopravníku.

Na základě výše uvedených skutečností můžeme podle způsobu vedení dráhy rozlišit závěsné dopravníky na podvěsné a prostorové, podle použití na prosté a technologické, podle počtu drah na jednodráhové a dvoudráhové.

Dále je možno dělit dopravníky podle využití pohonu na poháněné a nepoháněné nebo podle profilu dráhy na dopravníky s otevřeným profilem dráhy (nejčastěji nosník I profilu) a dopravníky s uzavřeným profilem trati. V neposlední řadě je možné dělit závěsné dopravníky podle toho, zda je řetěz spojen s jezdcem v jeden celek, nebo nikoliv.

Poháněné dopravníky se využívají nejvíce ve strojírenství. Jako pohon je nejčastěji použit elektromotor, ať už jeden, nebo více za sebou. Nepoháněné, konstrukčně jednoduché akumulární dopravníky slouží například na jatkách, což obvykle vyžaduje ruční manipulaci. [3]

Dále v této práci nebudu striktně rozlišovat mezi pojmy závěsný a podvěsný dopravník a pro výše popsané dopravníky budu užívat jednotný pojem podvěsný dopravník.

1.3.1 Vodorovné dopravníky

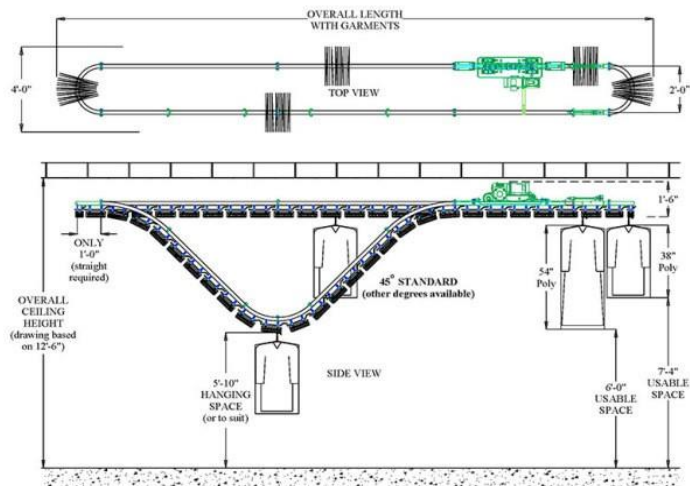
Trajektorie vodorovného podvěsného dopravníku leží v horizontální rovině (viz obr. 1). Dopravovaná břemena nekonají pohyb ve svislé rovině. Vodorovný dopravník může být proveden jako jednodráhový (viz kap. 1.3.6) nebo dvoudráhový (viz kap. 1.3.7).



Obr. 1: Vodorovný dopravník [4]

1.3.2 Vlnité dopravníky

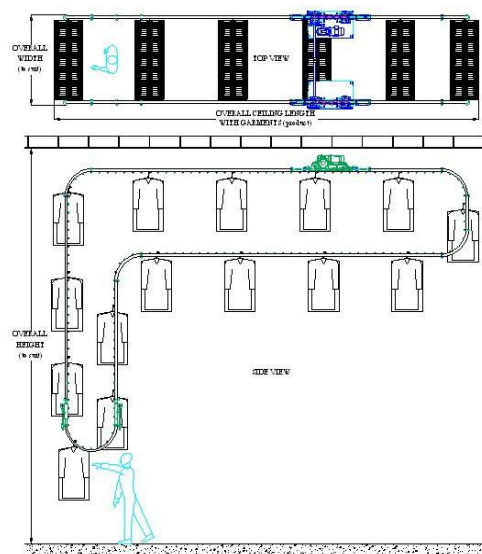
V případě, že dráha podvěsného dopravníku obsahuje úseky se stoupáním a klesáním (dráha se po skončení úseku navrácí do stejné vodorovné roviny), (viz obr. 2), můžeme takový dopravník nazvat podvěsný vlnitý. Tyto úseky umožňují překonávat výškové rozdíly při pohybu břemen ve svislé rovině. Vlnitý dopravník může být proveden jako jednodráhový (viz kap. 1.3.6) nebo dvoudráhový (viz kap. 1.3.7).



Obr. 2: Schéma vlnitého dopravníku [5]

1.3.3 Prostorové dopravníky

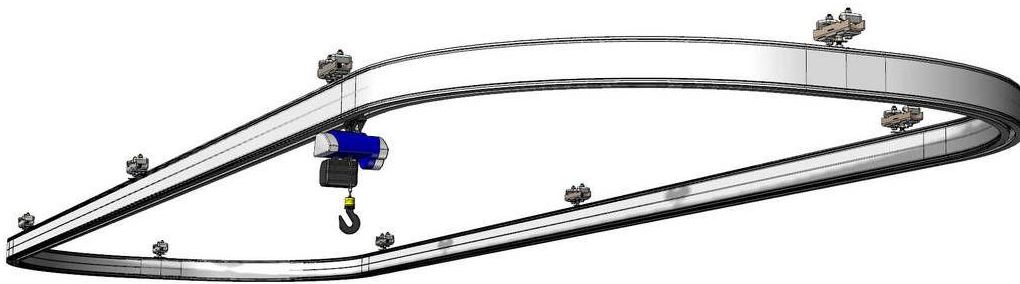
Prostorový podvěsný dopravník má ve srovnání s dopravníkem vlnitým více úseků se stoupáním a klesáním, které se nemusejí navracet do stejné roviny. Jsou proto výhodnější pro členitou dráhu s velkým počtem oblouků. Vedení řetězu s jezdcí je obvykle uvnitř uzavřeného profilu dráhy a zajišťuje dobrou stabilitu článku řetězu v dráze. Schéma takového dopravníku je zobrazeno na obr. 3. Prostorový dopravník může být proveden jako jednodráhový (viz kap. 1.3.6) nebo dvoudráhový (viz kap. 1.3.7).



Obr. 3: Schéma prostorového dopravníku [6]

1.3.4 Prosté dopravníky

Prosté podvěsné dopravníky slouží pouze k přemísťování břemen, neprochází technologickými úseky. Nejčastěji se tento typ dopravníku využívá při velkém počtu přepravovaných kusů, zejména k ulehčení přepravy značného množství materiálu. Tyto dopravníky bývají pouze jednodráhové. Pokud je dopravník veden u stropu výrobní haly, zvýší se tím využitelnost celkové zastavěné plochy. [3]



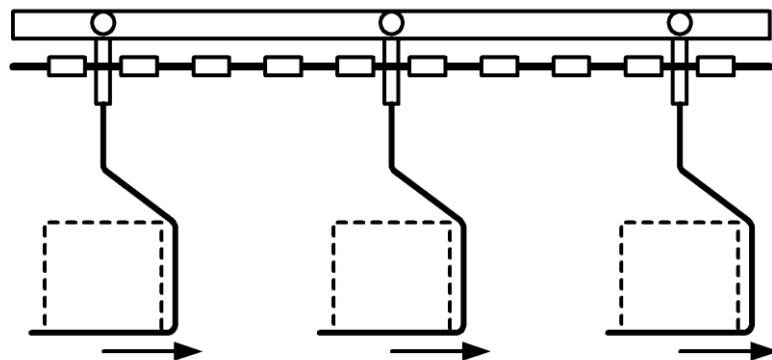
Obr. 4: Prostý závěsný dopravník [7]

1.3.5 Technologické dopravníky

Technologické podvěsné dopravníky se využívají pro různé technologické operace, zejména při povrchových úpravách materiálu (lakování, máčení, odrezování, sušení, chlazení, ohřevu materiálu atd.). Materiál je dopravován stříkacími kabinami, mořícími lázněmi, sušičkami, chladicími boxy apod., kde je upravován bez nebo s přímou účastí člověka. Dále lze tyto dopravníky využít také jako montážní, skladové a v řadě jiných činností. [3] Ukázka technologického dopravníku je zobrazena na obr. 1, kdy je v jedné části haly umístěna stříkací kabina, kudy disky projíždějí. Technologický dopravník může být proveden jako jednodráhový (viz kap. 1.3.6) nebo dvoudráhový (viz kap. 1.3.7).

1.3.6 Jednodráhové dopravníky

Jednodráhový podvěsný dopravník využívá pro oběh břemen jedinou dráhu na uzavřeném okruhu o délce až několika set metrů. Tažný člen (např. řetěz) je přímo spojen se závěsy. Jde tedy o přepravu materiálu s konstantní roztečí mezi břemeny, a proto tento dopravník nelze využít jako akumulční, tedy k hromadění materiálu v určitém úseku dráhy. Ukázka jednodráhového dopravníku je zobrazena na obr. 5. Z tohoto obrázku je patrné, že jezdec obsahuje pojezdová kolečka, která ho vedou v dráze nebo na ní. [1]



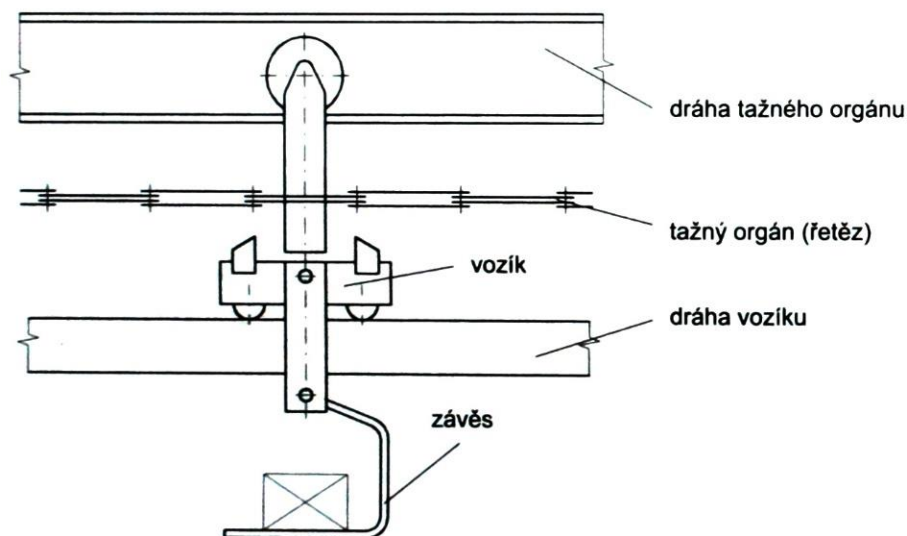
Obr. 5: Schéma jednodráhového dopravníku [8]

1.3.7 Dvoudráhové dopravníky

Dvoudráhový podvěsný dopravník má dvě dráhy, přičemž délky jednotlivých poháněných okruhů bývají zpravidla kratší než u dopravníků jednodráhových. Jedna dráha slouží pouze k vedení a nesení tažného prostředku (většinou řetězu) a druhá k vedení a nesení závěsných vozíků (viz obr. 6). Závěsné vozíky se mohou pomocí výhybek pohybovat nezávisle na první dráze po samostatných odstavných úsecích. To umožňuje propojení většího počtu okruhů, po kterých se předměty mohou pohybovat bez překládání. [1]

U dvoudráhového dopravníku lze využít akumulace materiálu, tedy jeho hromadění v určitých úsecích dráhy pomocí speciálních závěsů. Tyto závěsy jsou schopny se odpojit od hnacího členu a následně se zase připojit. [3]

Břemena mohou být zavěšena na jiných doplňovacích (cirkulačních) drahách či úsecích a také je možné kontrolovat jejich rychlost, protože každý unášec (závěs) břemena se může na libovolném místě odpojit od dráhy pomocí výhybky, tím je možné řídit mezery a pořadí mezi břemeny, protože dochází k řízenému uvolňování z těchto vedlejších okruhů na hlavní. Tohoto principu se využívá zvláště při sekvenování břemen např. při procesu kompletace finálního produktu, při kterém dojde k setkání jednotlivých částí výrobku z různých úseků výrobního procesu v požadovaném pořadí při montáži. Z výše popsaného lze usoudit, že při použití dvoudráhových dopravníků pracují jednotlivé úseky nezávisle na sobě.



Obr. 6: Schéma dvoudráhového dopravníku [9]

1.3.8 Speciální dopravníky

Jako tažný člen mohou být kromě řetězu využita i lana, gumové pásy apod. Tyto tažné členy umožňují dopravu zatáčkami s menším poloměrem a navíc mohou snižovat hlučnost a v některých případech i zjednodušovat údržbu. Dalším speciálním typem podvěsného dopravníku je aplikace, kdy se dopravovaná břemena nacházejí nad osou tažného elementu (tzv. vozíkový dopravník).

1.3.8.1 Dopravníky s gumovým pásem

Při použití gumového pásu (viz obr. 7 a 8) lze využít jeho ohebnosti a ohnutím vytvořit uzavřený pás. Je tak možno přepravovat sypký materiál bez potřeby přídavné závěsné nádoby pro tento materiál. Pás se otevře pouze při nakládce a vykládce a sníží se tak prašnost při dopravě (viz obr. 8). [3]



Obr. 7: Ukázka dopravníku s tažným gumovým členem [10]



Obr. 8: Ukázka dopravníku s ohnutým gumovým pásem [10]

1.3.8.2 Dopravníky s břemeny umístěnými nad osou tažného elementu

Objevují se i taková konstrukční řešení podvěsných dopravníků, kdy je dráha zabudována do podlahové plochy haly (viz obr. 9). Břemena jsou v tomto použití dopravována nad trajektorií tažného členu. Jako nosný prvek jsou použity vozíky, na kterých břemena leží. Nejčastější použití těchto dopravníků je v montážních a kompletačních provozech. Někdy bývá tento typ podvěsného dopravníku nazýván vozíkový.



Obr. 9: Ukázka dopravníku s břemenem nad osou tažného členu [11]

1.4 Konstrukční řešení částí podvěsných dopravníků

Podvěsný dopravník je samostatně nepohyblivé zařízení určené k dopravování materiálu pomocí mechanického pohonu. Je tvořen nosnou konstrukcí a pohyblivými dopravními částmi, které udělují nucený pohyb dopravovanému břemenu, nebo se s tímto břemenem pohybují. Pohon zajišťuje nepohyblivá, zpravidla ústřední hnací jednotka. [1]

Podvěsný dopravník se může jevit jako jednoduché zařízení, protože slouží k plnění jednoduché funkce. Nicméně konstrukční řešení je v některých případech složité, protože je nutno vzít v úvahu mnoho požadavků a vyhovět často i protichůdným provozním podmínkám. Ty se liší z hlediska např. prostorových možností, průběhu a vedení drah, jejich délek a výškových rozdílů či velikosti a hmotnosti dopravovaných předmětů. [1]

Dopravníky, které jsou zkonstruované výlučně pro určitý případ výroby nelze jednoduše použít v jiných případech. Proto byl omezen počet vhodně odstupňovaných typů, aby bylo možno použít co největší množství unifikovaných společných dílů k vytváření stavebnicových konstrukcí. Byly vykonstruovány univerzální stavebnicové díly, které splňují co nejvíce podmínek daných technologií výroby a umožňují sestavení potřebné dráhy. Tím se odstranila nesourodost a nejednotnost vývoje těchto zařízení, která ztěžovala jejich využitelnost v širším okruhu případů. Sjednocením postupů byly konstrukční a projektové práce usnadněny a urychleny. Zvýšením hospodárnosti výroby došlo i ke snížení ceny a doby návratnosti investic do těchto zařízení, a tím se zvýšila jejich rentabilita. Jednotlivé díly je také možné snáze vyměňovat při opravách nebo změnách požadavků na konstrukci dopravníku. [1]

1.4.1 Nosná konstrukce

Dopravník je nutné po jeho celé délce vhodně ukotvit. Slouží k tomu nosná konstrukce, na které jsou upevněny jednotlivé stavebnicové prvky dopravníku. Nosná konstrukce (viz obr. 10) nese dráhu dopravníku i dráhu dopravovaného materiálu. Skládá se ze závěsů, podpěr, konzol, sloupů, příchytok a dalších dílů podle potřeby. [1]



Obr. 10: Ukázka nosné konstrukce dopravníku [12]

1.4.2 Tažný element

Jako tažný prostředek bývá nejčastěji použit řetěz (viz obr. 11 a 12). Řetěz je tažný prostředek, sloužící k přenosu hnací síly z hnací jednotky na jezdce nebo vozíky dopravníku. Je buď článkový svařovaný, spojovaný ve vhodných místech spojovacími články, nebo kovaný, popř. lisovaný, rozebíratelný v kterémkoli článku.



Obr. 11: Dopravníkový řetěz – beznýtové spojení článků [13]



Obr. 12: Dopravníkový řetěz – kardanový [14]

1.4.3 Jezdec

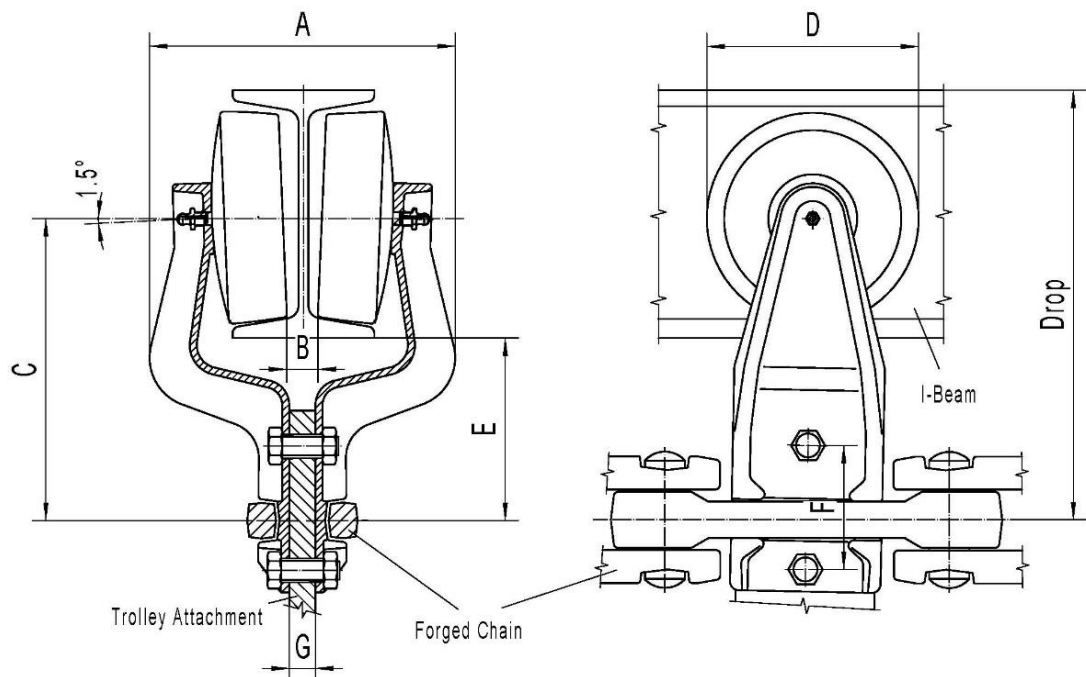
Jezdec je část podvěsného dopravníku, která unáší dopravovaný materiál. Je spojen s tažným členem. Zajištění pohybu jezdce po dráze je řešeno pomocí různě tvarovaných kol. [3]

1.4.3.1 Jezdec pro vnější pojezd po dráze

Jezdec, který je určen pro dopravník a otevřenou dráhou, (viz obr. 13.), je spojen s některým článkem řetězu buď pevně, nebo výkyvně. Obvykle

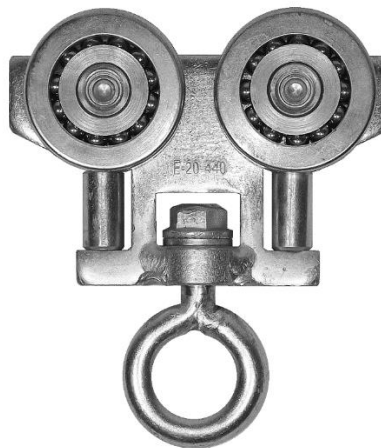
je vyráběn jako odlitek. Podle funkce můžeme rozlišit jezdce vodící, nosné a unášecí. Vodící jezdec slouží pouze k vedení a nesení řetězu. Nosný jezdec vede a nese řetěz a současně nese závěs s materiálem. Unášecí jezdec se používá pouze u dvoudráhových dopravníků (viz kap. 1.3.7); vede a nese řetěz a současně tlačí a unáší jednotlivé vozíky.

Závěsný vozík se vyskytuje pouze u dvoudráhových dopravníků (viz obr. 6). Nese závěs s materiálem, pohybuje se po vozíkové dráze a je unášen na sdružené dráze unášecími jezdci.



Obr. 13: Konstrukční náčrt jezdce dopravníku pro dráhu profilu I [15]

Jezdec může být zdvojen (viz obr. 14), k zajištění jeho větší nosnosti. Toto řešení se obvykle používá pro nepoháněné dopravníky, které vyžadují ruční manipulaci. Pro manuální pohon břemen je možné tento typ jezdce umístit i do uzavřeného profilu.

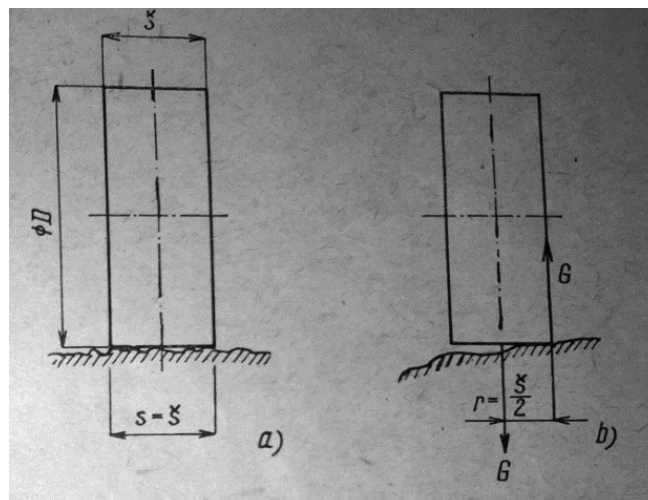


Obr. 14: Zvojený jezdec dopravníku [16]

1.4.3.1.1 Vliv přesnosti montáže jezdce na vznik přidavného momentu

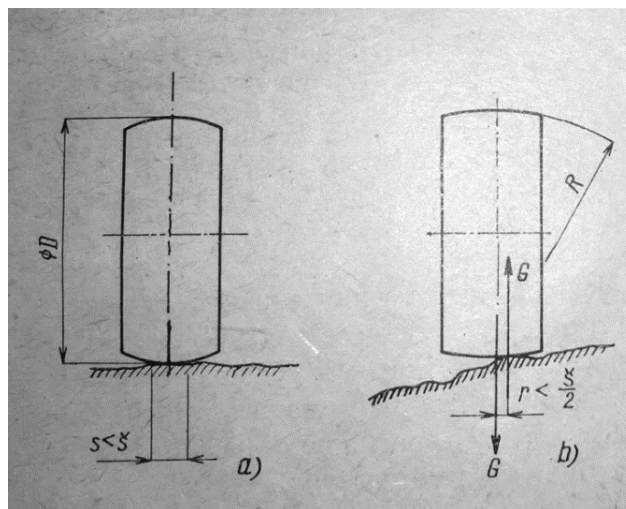
Šířka stopy koleček jezdce závisí na typu koleček a na typu povrchu, po kterém se odvalují.

Pro kolečka válcovitého typu se při správné montáži šířka stopy rovná šířce kolečka (viz obr. 15 a). Nerovnosti se postupně uhlazují a nečistoty se při malém měrném tlaku na dosedací ploše spíše nanášejí, než vytlačují. Při nesprávné montáži (viz obr. 15 b) dosedá kolečko okrajem a vzniká klopný moment, který se rovná součinu tíhové síly G a ramenu vyosení r (polovina šíře válcovitého kolečka). [1]



Obr. 15: Šířka stopy válcovitých koleček povrchu dráhy [1]

Pro kolečka soudkovitého typu závisí šířka stopy mnohem méně na správné montáži a je vždy menší než šířka kolečka viz obr. 16 a). Velký měrný tlak na dosedací ploše vytlačuje nečistoty a urychluje zabíhání. Při nesprávné montáži viz obr. 16 b) nedosedá kolečko okrajem. Rameno vyosení r je vždy menší než polovina šířky stopy soudkovitého kolečka, tedy než u válcovitých koleček, tím i moment vyvolaný uložením mimo osu je v případě použití soudkovitých koleček menší. [1]



Obr. 16: Šířka stopy soudkovitých koleček na povrchu dráhy [1]

1.4.3.2 Jezdec veden uvnitř uzavřené dráhy

Při spojení jezdců s tažným elementem v jeden celek, který je veden uvnitř profilu dráhy, přechází funkce jezdce pouze do vedení řetězu v dráze. Dochází k odstranění nosné části jezdce, kolečka jezdce jsou spojena s řetězem čepy umístěnými ve středech koleček (viz obr. 12). Závěsy břemen jsou pak spojeny přímo s články řetězu.

1.4.4 Dráha dopravníku

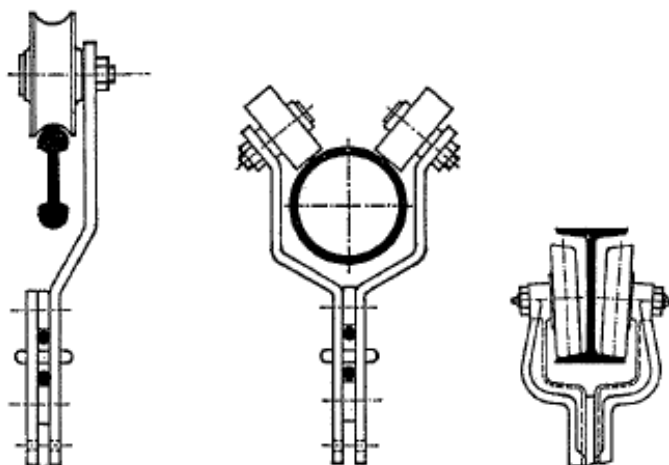
Je nejdůležitějším prvkem závěsného dopravníku, jehož funkcí je utvářet trasu pohybu. Skládá se z přímých úseků, vodorovných oblouků a svislých oblouků. Jednotlivé části dráhy se vyrábějí v různých typizovaných délkách,

obloucích apod. Každá dráha je pak podle konkrétních požadavků sestavena stavebnicovým způsobem. Tím se ulehčuje montáž a přeprava dopravníku, neboť odpadá manipulace s velkými kusy. Dráha se zpravidla upevňuje přímo na konstrukci haly, případně na podpůrnou konstrukci (viz kap. 1.4.1). [3] Dráha dopravníku je vytvořena z profilového materiálu. Je vyráběna především válcováním. Může být jednoduchá, nebo sestavena z několika profilů.

Základní dělení dráhy podvěsného dopravníku je podle způsobu vedení jezdců. Jezdci mohou být vedeni vně dráhy, pak se jedná o tzv. otevřený profil dráhy. Druhý způsob je vedení jezdců uvnitř profilu dráhy, pak se jedná o tzv. uzavřený profil.

1.4.4.1 Otevřený profil dráhy

Při tomto způsobu konstrukce dráhy jsou jezdcí zavěšeni vně dráhy (viz obr. 17) a pojíždějí po daném profilu, ze kterého je dráha tvořena. Nejpoužívanějším profilem otevřené dráhy dopravníku je nosník I. Pro každý profil je nutné zvolit jiné jezdece, aby bylo zaručeno, že z daného profilu nesjedou. [3]



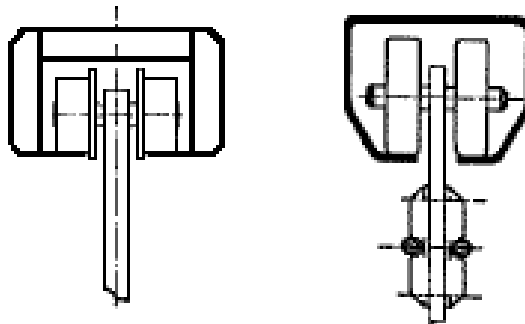
Obr. 17: Otevřený profil dráhy - jezdec dopravníku vně profilu – různé typy [17]

1.4.4.2 Uzavřený profil dráhy

Toto označení dráhy znamená, že jezdci pojíždějí uvnitř uzavřeného profilu. Dále je možné tuto aplikaci rozdělit podle toho, zda se uvnitř dráhy nacházejí pouze jezdci, nebo jezdci spojeni s tažným prvkem.

1.4.4.2.1 Jezdci uvnitř dráhy bez tažného elementu

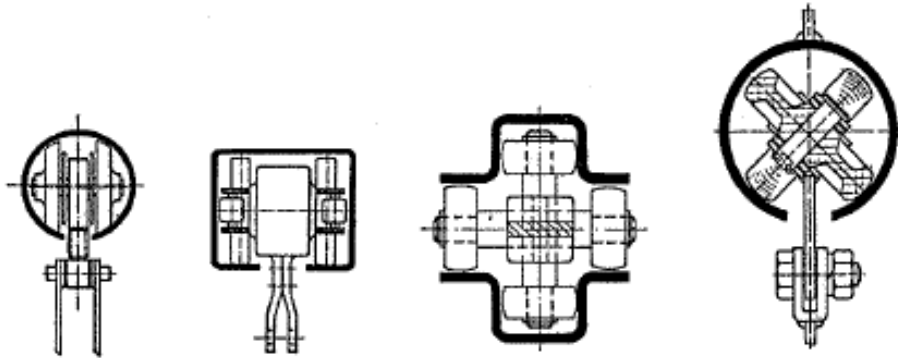
Při tomto konstrukčním řešení jsou jezdci vedeni uvnitř uzavřeného profilu dráhy, ale tažný element umístěn uvnitř dráhy není (viz obr. 18). Pro každý profil je nutné zvolit jiný typ jezdců, aby bylo zaručeno, že se jezdci budou pohybovat dráhou plynule. Kolečka jezdce jsou ukryta v příslušném profilu, ze kterého vystupuje jeho část pro spojení s tažným elementem. Tato aplikace se používá jen výjimečně, neboť vedení jezdců spojených s tažným elementem v jeden celek uvnitř dráhy přináší mnohé další výhody v porovnání s tímto způsobem.



Obr. 18: Uzavřený profil dráhy – vedení jezdce uvnitř uzavřeného profilu [17]

1.4.4.2.2 Jezdci s tažným elementem uvnitř dráhy

Konstrukční řešení, jež bylo vyvinuto v druhé polovině minulého století (viz kap 1.2), je ve dnešní době nejvíce používaným typem dráhy podvěsných dopravníků. Jezdec i tažný člen jsou spojeny v jeden celek a umístěny uvnitř uzavřeného profilu dráhy a vystupuje pouze oko pro závěs břemene (viz obr. 19 a 20).



Obr. 19: Uzavřený profil dráhy – jezdec a řetěz uvnitř uzavřeného profilu – různé typy [17]



Obr. 20: Uzavřený profil dráhy – jezdec a řetěz uvnitř kruhového profilu [18]

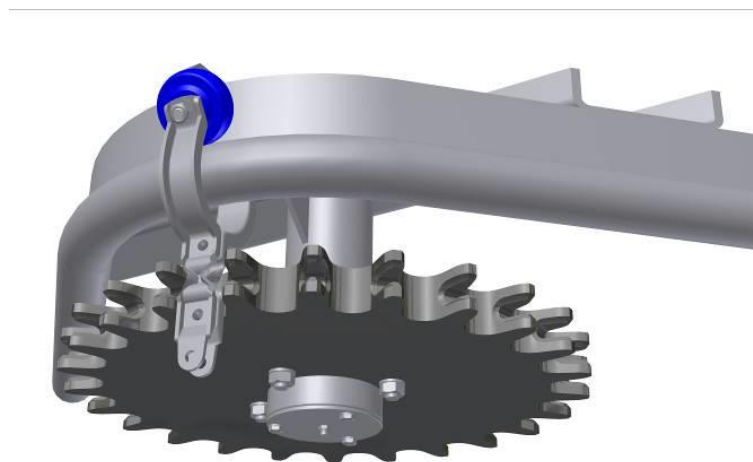
Vedení řetězu (spojeného s jezdcí) uvnitř dráhy zajišťuje lepší stabilitu článků. Proto je toto konstrukční řešení vhodné pro svislou dopravu, neboť při svislé dopravě se zvyšuje vliv hmotnosti břemena na namáhání řetězu. Uzavřený profil dráhy výrazně snižuje ohybové napětí na články řetězu (přenesením na profil dráhy). To je způsobeno klopným momentem, který vzniká při vyložení břemen, aby břemena nenarážela do dráhy dopravníku.

1.4.4.3 Vedení řetězu obloukem dráhy

U podvěsných dopravníků, které mají tažný člen umístěný pod vodící dráhou pro jezdce, není řetěz ve vodorovné rovině veden. Z tohoto důvodu je nutné, aby v každém oblouku byla vodící kola či podpůrné válečky zajišťující správné vedení řetězu obloukem ve vodorovné rovině. Kola mohou být hladká (viz obr. 21) nebo s profilem (viz obr 22). Lze využít také soustavy podpůrných válečků (viz obr. 23), o které se řetěz opírá. Při vedení řetězu s jezdcem uvnitř uzavřeného profilu dráhy (viz kap. 1.4.4.2.2) odpadá nutnost instalace vodících kol a podpůrných válečků, proto je toto řešení vhodné pro dráhy s velkým počtem oblouků.



Obr. 21: Opěrné vodící kolo hladké [19]



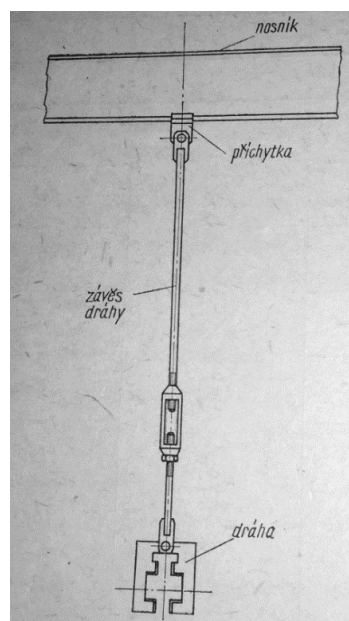
Obr. 22: Opěrné vodící kolo pro tažný člen profilované [20]



Obr. 23: Opěrné vodící kolo se soustavou podpůrných válečků [19]

1.4.5 Závěs dráhy

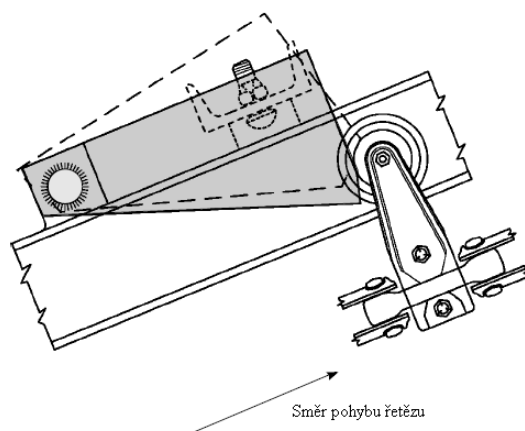
Závěs dráhy je část dopravníku, která je pomocí příchyttek připevněna k nosníku, jež je nejčastěji ukotven ke stropu. Samotná dráha dopravníku je pak uchycena ve spodní části závěsu (viz obr. 24). V některých případech není použití závěsu nutné. Závěsy se liší podle přepravovaného materiálu a podle způsobu namáhání. V některých případech musí závěsy zachytit i tlakové síly, pak je nutné navrhnout závěs na vzpěr. [1]



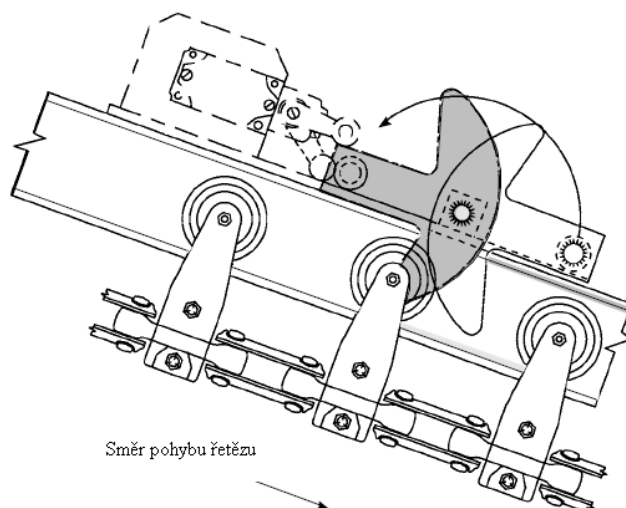
Obr. 24: Schéma závěsu dráhy dopravníku [1]

1.4.6 Bezpečnostní zařízení

V místech stoupání nebo klesání dráhy je vhodné použít záchytná zařízení. V případě poruchy zachytí jezdce (tažný člen) a nedovolí břemenu a řetězu pohyb způsobený tíhovým zrychlením. Tyto zachycovače jsou kvůli tlumení hlučnosti většinou pogumovány. Těmito zařízeními se vybavují obvykle jen šikmé úseky s výškovým rozdílem nejméně 3 m. [1] Ukázka zachycovače pro stoupání dráhy je na obr. 25, pro klesající dráhu na obr. 26.



Obr. 25: Schéma záchytného zařízení pro stoupání dráhy [19]

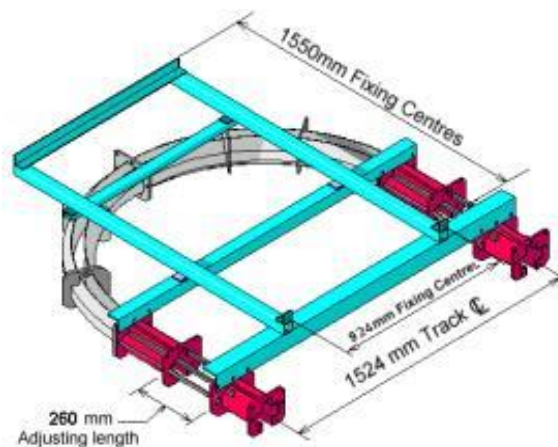


Obr. 26: Schéma záchytného zařízení pro klesání dráhy [19]

1.4.7 Napínací jednotka dopravníku

Napínací jednotka, nazývaná někdy nepřesně napínací stanice, je zařízení k udržování potřebného minimálního tahu v řetězu v odlehčených místech. Je umístěna vždy ve vodorovném oblouku dráhy o úhlu 180°. [1]

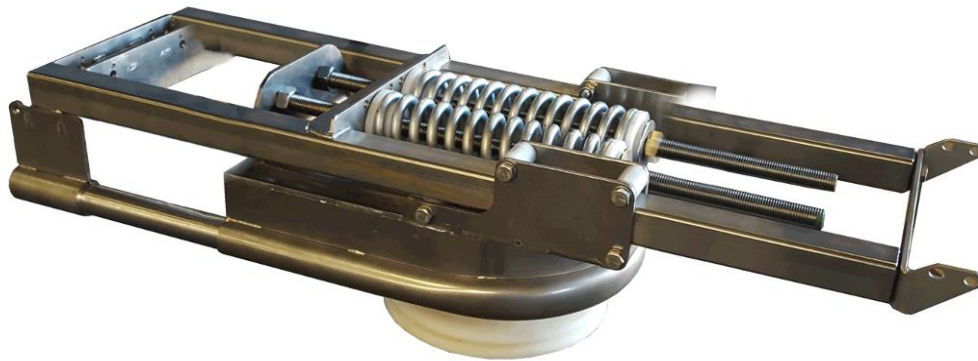
Vyvolání potřebného předpětí k zajištění minimálního tahu v řetězu je možné řešit několika způsoby. Napínací jednotka se obvykle skládá z úseku dráhy, který je možné posouvat ve vedení (např. rámu) (viz obr. 27) tak, aby v řetězu bylo vyvolané potřebné předpětí.



Obr. 27: Schéma posuvného vedení dráhy [21]

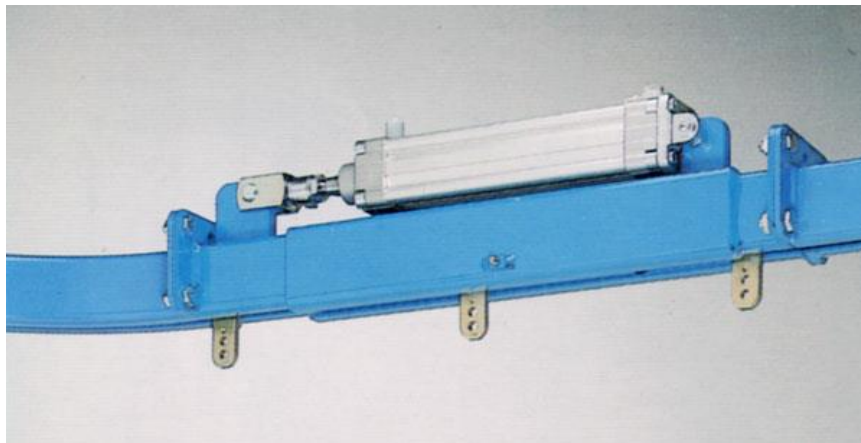
Posun může být zajištěn gravitačně, tj. umístěním závaží, které je spojeno s pohyblivým úsekem dráhy, a vlivem tíhové síly působící na závaží napíná řetěz. Tento typ napínací jednotky neumožňuje plynule regulovat velikost předpětí.

Dalším řešením je možnost, kdy je změna osově délky řetězu způsobena mechanicky (tzv. vrátkem). V tomto případě je pohyblivý úsek dráhy vybaven prvkem se závitem (závitovou tyčí), (viz obr. 28) a jeho utahováním je vyvoláno potřebné předpětí v řetězu. Při využití tohoto typu napínací jednotky je možné plynule regulovat hodnotu tahu v řetězu.



Obr. 28: Napínání řetězu s využitím prvků se závitem [22]

Zvětšení osově délky řetězu je možné zajistit i tzv. hydraulickým či pneumatickým způsobem. Volný úsek dráhy je pak v rámu posouván s využitím hydraulických či pneumatických válců (viz obr. 29). Toto řešení je využíváno, neboť je možné regulovat válce automaticky a nevyžaduje zásah obsluhy pro svoji činnost.

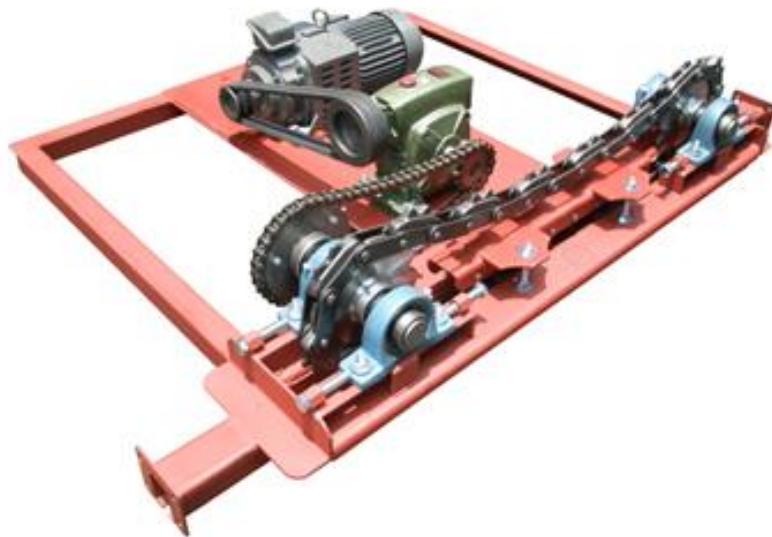


Obr. 29: Napínání řetězu s využitím hydraulického válce [23]

1.4.8 Hnací jednotka dopravníku

Hnací jednotka, nazývaná někdy méně správně poháněcí stanice, je hnací zařízení upevněné na konstrukci nebo na dráze dopravníku. Může mít přímý nebo nepřímý pohon, rychlost konstantní, odstupňovanou nebo plynule regulovatelnou. Rychlost může být nastavována ručně, předvolbou nebo podle programu. Jeden dopravník může využívat více hnacích jednotek. [1]

Jako hnací jednotky dopravníků se nejčastěji používají asynchronní elektromotory ve spojení s různým řešením převodu. Z důvodu, že obvyklé dopravní rychlosti jsou menší než rychlost chůze, je obvykle nutné využít více druhů převodů spojených za sebou k docílení požadované rychlosti hnacího prvku. Téměř všechny pohonné jednotky využívají alespoň jednu šnekovou převodovku, často i dvě. V jiných případech je využito např. spojení řemenového, řetězového převodu a šnekové převodovky (viz obr. 30).



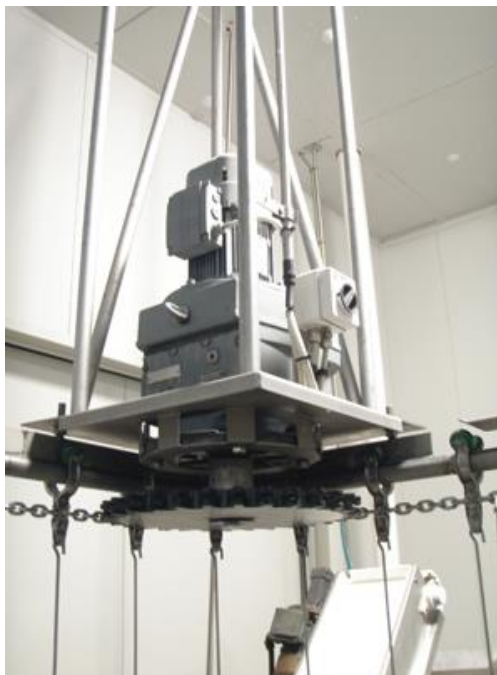
Obr. 30: Hnací jednotka dopravníku využívající nepřímý pohon [24]

V případě rychlého zastavení dopravníku mohou být na výstupní hřídel převodovky vlivem setrvačnosti břemen přiváděny rázy, které by mohly poškodit či zničit převodovku. Proto je nutné použít nastavitelnou brzdu. [3]

Plynulý rozjezd a dojezd dopravníku umožňuje frekvenční měnič vybavený tzv. soft-starterem, který je v současné době nejčastěji umístěn přímo na motoru, pokud je to konstrukčně možné. Frekvenční měnič dále umožňuje řídit dopravní rychlost tak, že reguluje otáčky elektromotoru. [3]

1.4.8.1 Přímý pohon dopravníku

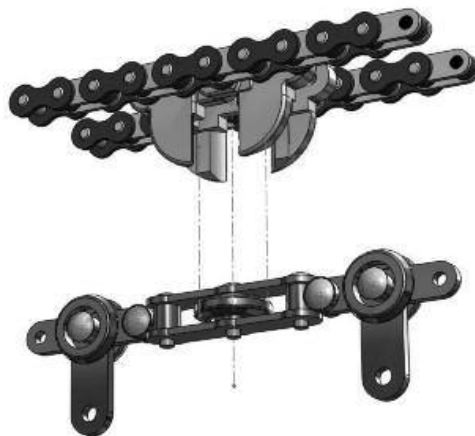
Hnací jednotka s přímým pohonem má profilované kolo (buben) ve vodorovném oblouku dráhy o úhlu obvykle 90° , které je v přímém kontaktu s tažným elementem (viz obr. 31). Využití přímého pohonu v obloucích dráhy o větším úhlu se nedoporučuje, neboť na větším obvodu bubnu se při záběru nepříznivě projeví výrobní nepřesnosti řetězu. [1] Takových hnacích jednotek může být na dráze více.



Obr. 31: Hnací jednotka dopravníku s přímým pohonem [25]

1.4.8.2 Nepřímý pohon dopravníku

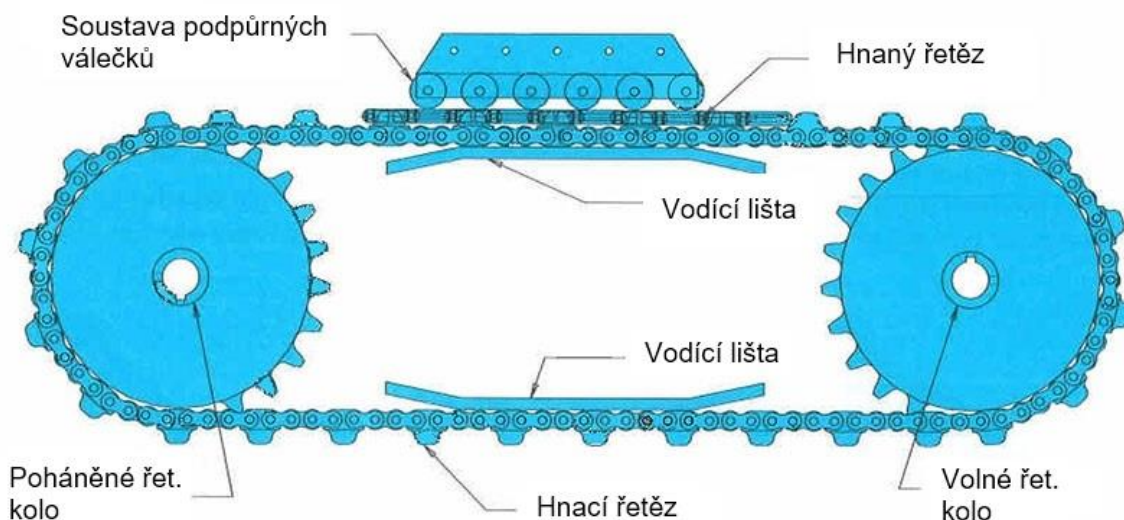
Tento typ pohonu je charakteristický vloženým hnacím řetězovým okruhem jako mezičlánkem pohonu (viz obr. 30). Řetězové kolo pohonu vystupující z převodovky není v přímém kontaktu s tažným elementem dopravníku, ale pohání pouze vložený řetězový okruh. Tento hnací okruh teprve pohání tažný element dopravníku. Princip přenosu hnací síly je ve tvarovém styku hnacího a hnaného řetězu, které do sebe zapadají (viz obr. 32), a tak je přenášena hnací síla.



Obr. 32: Tvarový styk nepřímého pohonu [26]

Toto řešení zaručuje dostatečný úhel opásání a rozměry hnacího řetězového kola pro takové uspořádání mohou být několikrát menší, než kdyby bylo toto kolo umístěno v oblouku dráhy jako buben přímého pohonu. Takových hnacích jednotek může být na dráze více.

Konstrukční řešení bývá opatřeno soustavou podpůrných válečků a vodící lištou k zajištění lepšího vedení řetězů (viz obr. 33). Profil tvarových částí (tzv. kamenů) hnacího řetězu se odvíjí od daného typu hnaného řetězu.



Obr. 33: Schéma nepřímého pohonu [27, upraveno]

1.4.8.3 Několikanásobné pohony

Provozy s hromadnou či sériovou výrobou často vyžadují velmi dlouhé dopravníky, které způsobují značné zatížení tažného prvku. Tento požadavek nelze vyřešit jedním velmi dlouhým dopravníkem s jedním pohonem, protože by byl překročen hlavní parametr dopravníku, tj. dovolený tah řetězu. Rozdělit celý dopravní okruh na několik samostatných úseků také není vhodným řešením, protože se tím přeruší plynulost dopravního toku. Bylo by nutno vytvořit složitý přechod závěsu nebo překládat břemena z jednoho dopravníku na druhý. Konstrukce dopravníku by tak byla příliš složitá, vznikly by časové ztráty a vzrostly nároky na manipulaci při překládání.

V takových případech je nejvhodnějším řešením jak z hlediska konstrukčního, tak ekonomického dopravník s několikanásobným pohonem. Hlavní parametr takového dopravníku je zde určen nosností jezdce a řetězu. Počet hnacích jednotek závisí na požadované délce dopravníku a na hodnotě dovoleného tahu použitého řetězu. Zatížení nosných a opěrných konstrukcí dopravníku v místech vodorovných a svislých oblouků je přímo úměrné tahu řetězu, a proto se při použití několikanásobného pohonu se zmenší. Sníží se také spotřeba elektrické energie, díky zapojení několika menších elektromotorů, oproti použití jednoho velkého. [1]

Několikanásobným pohonem lze řešit dopravní problémy nezávisle na délce dopravníku. Dostačují k tomu jeden až dva typy typizovaných řetězů, jezdců, obloukových jednotek a nosných konstrukcí. Již používané dopravníky je také možné prodloužit pomocí stejného řetězu a profilu dráhy.

Několikanásobný pohon umožňuje realizovat dopravníky značné délky, bez překročení hodnoty dovoleného tahu tažného prostředku. Dopravníky s několikanásobným pohonem mohou mít délku 1,5 až 2,5 km.

Z výpočtových hodnot v příloze 1 plynou velké přednosti několikanásobného pohonu ve spotřebě energie a zajištění plynulého dopravního toku. Výrazně klesá spotřeba materiálu, neboť díky snížení hodnoty maximálního tahu v řetězu je použit menší a lehčí řetěz s menší roztečí, a také se snižuje mohutnost nosné konstrukce. [1]

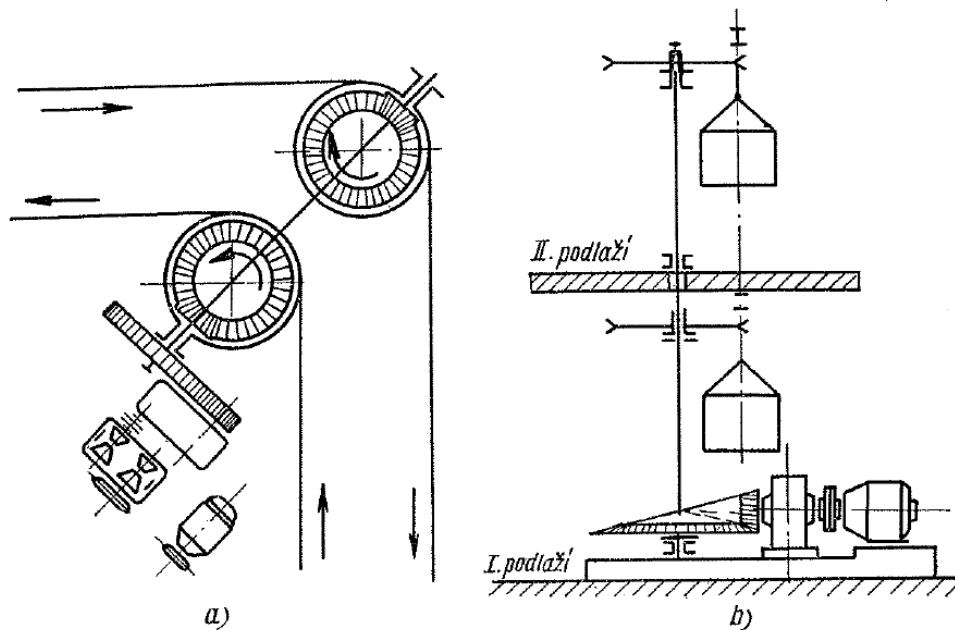
1.4.8.3.1 Způsoby řešení několikanásobných pohonů

Několikanásobné pohony lze podle konstrukčního uspořádání rozdělit na dva typy. Prvním typem je sdružený pohon. Druhým typem je pohon se společně pracujícími hnacími jednotkami.

1.4.8.3.1.1 Sdružený pohon

Nejde o několikanásobný pohon v pravém slova smyslu. Při tomto způsobu jsou jednotlivá hnací řetězová kola (dvě nebo tři) spojena běžnými mechanickými převody s jedním hnacím elektromotorem. Takové uspořádání je možné pouze, pokud jsou větve dopravníku umístěné paralelně a blízko sebe v jedné rovině, nebo je-li jedna větev pod druhou ve svislé rovině (viz obr. 34). [1]

Při větších vzdálenostech nebo větším výškovém rozdílu mezi větvemi dopravníku je konstrukce hnací jednotky obtížná. Je nutno využít přídavné převody a nosné konstrukce, a proto sdružený pohon za těchto podmínek není vhodný. Oblast jeho využití je tedy značně omezena. Sdružený pohon je určený pro krátké dopravníky, instalované na malé ploše, kde dochází ke značnému zatížení jednoho jezdce (např. dopravníky horizontálních sušiček, zkušebních stanic apod.) [1]



Obr. 34: Schéma sdruženého pohonu [1]

1.4.8.3.1.2 Společně pracující hnací jednotky

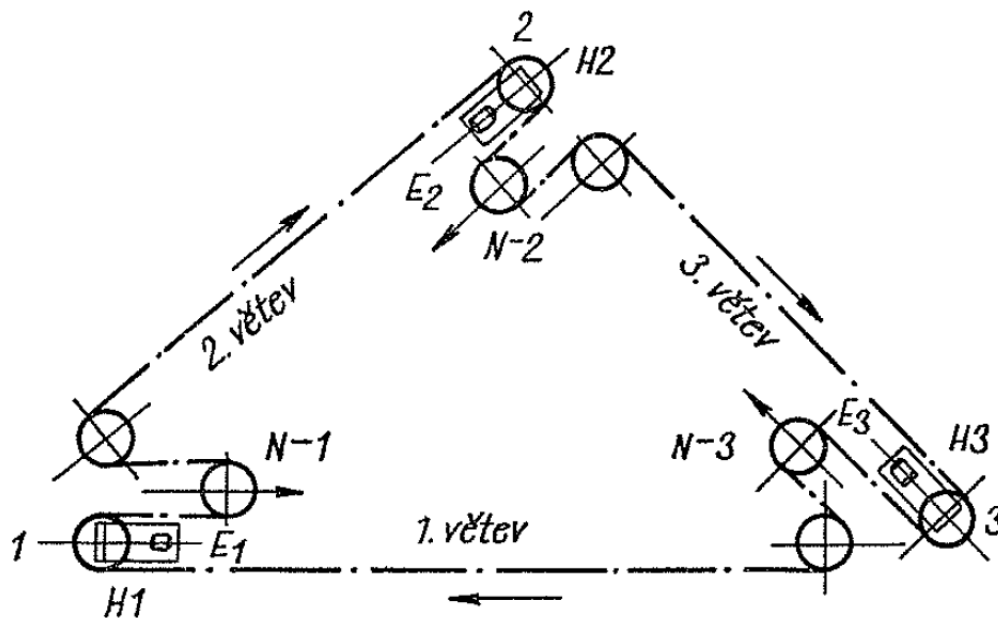
V okruhu dopravníku je zapojeno několik hnacích jednotek s asynchronními elektromotory, které nejsou navzájem nijak vázány (elektricky ani mechanicky), ale pouze spojeny společným tažným řetězem. Ten zajišťuje synchronizaci jejich otáček a je v záběru s hnacími prvky jednotlivých hnacích jednotek. Hnací jednotky tohoto systému lze řešit několika různými způsoby. [1]

Všechny hnací jednotky mají stejný teoretický počet otáček. Hnací jednotky mohou k pohonu využívat hnací řetězové kolo (buben s úhlem opásání 90°), nebo pomocný hnací řetěz. Lze kombinovat různé typy pohonu a také sdružený pohon s některým z jiných pohonů. Hlavním předpokladem správného fungování dopravníku je dodržení stálé a předepsané rychlosti u všech částí řetězu. V krátkodobých intervalech se okamžité rychlosti jednotlivých elektromotorů mohou nepatrně lišit vlivem funkce napínavích jednotek a pružnosti řetězu. Určená střední rychlost řetězu však musí být stálá. Synchronizačním činitelem k vyrovnávání rychlostí jednotlivých elektromotorů je tažný řetěz spojující hnací řetězová kola jednotlivých hnacích jednotek. Vlastnosti asynchronního

elektromotoru zajišťují při stálé rychlosti dopravníku stejné točivé momenty všech elektromotorů hnacích jednotek. Tyto točivé momenty jsou nezávislé na zatížení příslušných úseků dopravníku. Tomu odpovídají stejné obvodové síly na hnacích řetězových kolech. Literatura uvádí maximální odchylky až 6 % a při normálních podmínkách 1 %. [1]

1.4.8.3.1.2.1 Princip pohonů se společně pracujícími jednotkami

Několik hnacích jednotek spojených jedním tažným řetězem je výhodné využít, pokud je zatížení jednotlivých oddělených větví dopravníku nerovnoměrné. Asynchronní elektromotory své otáčky automaticky přizpůsobují zatížení, při větším zatížení se počet otáček elektromotoru snižuje a naopak. Tato vlastnost umožňuje u všech hnacích jednotek nezávisle na velikosti zatížení oddělených větví dopravníku vyrovnávat zatížení a ustálit chod elektromotorů na stejné hodnotě krouticího momentu [1]. Schéma trojnásobného pohonu je na obr. 35.



Obr. 35: Schéma trojnásobného pohonu závěsného dopravníku [1]

1.5 Výrobci závěsných dopravníků

Na tradiční výrobu dopravních systémů dřívější Transporty a firmy Tramo Chrudim navazuje podnik Tramonta Chrudim. Vyrábí pásové, deskové, podlahové, podvěsné, řetězové dopravníky, radlery i elevátory, na míru dodává i shrnovače, násypky, zásobníky a jiné doplňky. Zajišťuje kompletní řešení od návrhu konstrukce, jeho realizaci až po servis dopravníků. Nabízí standardní prefabrikované komponenty, které snižují náklady na instalaci a umožňují přizpůsobit dopravníky konkrétním požadavkům. Zaručuje dodržení standardů kvality podle norem ISO 9001-2009, ČSN EN 1090-1, ČSN EN 1090-2. Tramonta dodává kompletní řešení např. pro Škodu Mladá Boleslav, montáže zajišťuje např. pro firmy Strojírny Podzimek, Asamer, VCES Praha, a další podniky nejen v České republice, ale i ve Velké Británii, v Rusku nebo na Kypru. [28]

K předním českým výrobcům a dodavatelům dopravníků a dopravníkových systémů patří také již déle než 26 let firma TMT Chrudim, spol. s r. o. TMT projektuje, konstruuje, vyrábí a dodává transportní, manipulační a dopravníkovou techniku, vhodnou pro technologickou i mezioperační dopravu sypkých a kusových materiálů do většiny průmyslových odvětví a oborů. Vyrábí dále zařízení pro skladová a logistická centra. Dopravníkové systémy, zahrnující pásové, šnekové, řetězové a článkové dopravníky, korečkové elevátory (pásové či řetězové), válečkové dopravníky, zdvihací úseky apod. jsou dodávány obvykle včetně řídicích systémů, nosných ocelových konstrukcí (podpěrných či závěsných) a dalších částí (váhy, detektory, čtečky, manipulátory a roboty, baličky apod.) formou dodávky, tzv. „na klíč“, včetně zprovoznění v místě instalace a následného servisu. Podnik nabízí jednodráhové podvěsné dopravníky i víceúrovňové a speciální, např. gravitační, kumulační aj. Užívají se při dopravě podobných druhů výrobků při hromadné produkci. Výrobky firmy nacházejí uplatnění v potravinářství, stavebnictví, strojírenství, papírenském průmyslu, chemickém, zpracovatelském i automobilovém průmyslu. Firma využívá systém řízení jakosti podle ČSN ISO 9001:2009. [29]

ATES, spol. s r. o., Vigantice (Rožnov p. Radhoštěm) zajišťuje výrobu a konstrukci dopravníků (pásové, válečkové, článkové, modulární, řemenové, řetězové, chladící, gravitační). Spolupracuje s velkými zahraničními partnery, jako je Eisenmann, ABB atd. [30]

Firma BESTO, spol. s r. o., Košice je dodavatelem dopravních a manipulačních zařízení, montážních linek a skladových technologií pro automobilový, farmaceutický, potravinářský, elektrotechnický a hutnický průmysl. Poskytuje komplexní řešení zakázek od návrhu, přes konstrukci, výrobu a testování zařízení, dále přepravu, montáž a uvedení do provozu a následný servis. Podvěsné dopravníky nabízí v následujících standardních technických parametrech: nosnost dráhy 100 kg/1 m, dopravní rychlost od 0,1 do 15 m/min (konstantní nebo plynule měnitelná), úhly oblouků a sklon dráhy (15°, 30°, 45°, 60°, 90°). [31]

Haberkorn Ulmer, spol. s r. o., Mokré Lazce, člen mezinárodní skupiny Haberkorn Group, vyrábí několik typů dopravníků v mnoha variantách dle požadavků zákazníka. Jsou určeny pro dopravu kusového materiálu o teplotě +10 až +120 °C v interiérech při běžných provozních podmínkách (teplota +10 až +60 °C, relativní vlhkost do 60 %, nevýbušné prostředí). Dopravníky využívají komponenty stavebnicového systému německé firmy Item Industrietechnik und Maschinenbau. Normalizované díly umožňují různorodé kombinace a technická řešení, jednoduchou manipulaci a snadnou montáž či demontáž. Lze provádět změnu směru, výšky i rychlosti toku dopravovaného materiálu. Přímo na dopravníku mohou probíhat technologické operace (ofukování, odmašťování, odkapávání oleje do vany pod dopravníkem atd.) Firma nabízí také příslušenství dopravníků, tzv. strojní elementy, jako hliníkové profily, rámy a kryty strojů, lineární vedení, kryty strojů i mechanické pohony. [32]

Předním světovým výrobcem dopravníkových systémů je firma Pacline Overhead Conveyors Corporation, Mississauga s tradicí více než 35 let. Výrobní program firmy zahrnuje dopravníkové systémy pro širokou škálu využití, například

v montážních linkách, u technologických operací (stříkání, ponorné lakování, pokovování, e-lakování, práškové lakování, pískování a čištění), v manipulačních procesech, při automatizaci obsluhy skleníků i v zábavním průmyslu v aplikacích pro televizní reklamy a filmy. Dopravníky této firmy jsou velmi univerzální a snadno se instalují. Všechny dopravníky vydrží teploty až do 600 °C. Jejich výhodou je maximální flexibilita v malých prostorech, nejmenší horizontální poloměry oblouků dráhy dopravníků jsou už od 9 palců (tj. 22 cm).

PACLINE nabízí uzavřenou trať nebo trať s využitím l-nosníků, jednokolejné dopravníky a dvoukolejné. Dvoukolejné se využívají u produktů, které mají být směrovány do několika směrů nebo tam, kde je potřeba je akumulovat. PACLINE nabízí vynikající kvalitu l-nosníků, dále vozíky s nízkým třením s velkou přesností nosných kol. Jezdci jsou přizpůsobitelní různým velikostem l-nosníků a mají nosnosti do 1 tuny. [33]

2 Metodika návrhu a výpočtu podvěsného dopravníku

Základem výpočtu jsou provozní požadavky zadavatele. Z nich pak vychází výpočet technických parametrů dopravníku. U prostého dopravníku je to převážně počet přepravovaných kusů, který je základem pro výpočet dopravního výkonu. Prostorový dopravník obsahuje několik oblouků a také zajišťuje potřebné stoupání a klesání. Z těchto důvodů je nutné provést kontrolu rozteče přepravovaných kusů, aby nedošlo k jejich vzájemné kolizi při pohybu. Výchozím výpočtem pro všechny dopravníky je hodnota tahu v řetězu. Výpočet dále obsahuje návrh hnacího a napínacího zařízení a pevnostní výpočet pro závěsy materiálu. [2]

Metodika výpočtu parametrů podvěsného dopravníku není jednotně uvedena v žádné normě. Publikace [1] sice uvádí kompletní výpočet řetězového dopravníku, nicméně v dnešní době není prakticky použitelná. Autoři u tohoto výpočtu volí mnoho koeficientů, které jsou získány výpočtem i měřením na různých (skutečných) drahách příslušných typů řetězových dopravníků a které jsou pro výpočet současných podvěsných dopravníků nepraktické a značně zkreslují získané výsledky. Při následování uvedeného výpočtu je obvyklé, že takto navrhnutý dopravník bude značně předimenzovaný, neboť některé kroky výpočtu dávají řádově vyšší hodnoty, než jaké se ve skutečné aplikaci vyskytují.

Současná metodika návrhu podvěsných dopravníků značně zpřesňuje hodnoty získané výpočtem a zároveň celý proces zjednodušuje. Výrobci podvěsných dopravníků vytvořili publikace ([34], [35], [36]), podle kterých počítají a navrhují celou konstrukci dopravníku. Stěžejním parametrem je hodnota tahu v řetězu, od které se dále odvíjí výběr příslušných částí dopravníku (dráhy, hnací jednotky, atd.) podle katalogu.

2.1 Metodika výpočtu tahu v řetězu podvěsného dopravníku

Hodnota tahu v řetězu je nejdůležitějším parametrem při návrhu podvěsného dopravníku. Tato hodnota ovlivňuje výběr téměř všech částí dopravníku, neboť tažný element je páteří celé jeho konstrukce.

Knih [1] rozděluje výpočet tahu v řetězu na orientační a podrobný. Orientační výpočet slouží k rychlému informativnímu posouzení dopravníku a zjišťuje maximální tah v řetězu na okruhu dopravníku (v místě náběhu řetězu na hnací kolo) a kontroluje minimální tah v řetězu, v nejvíce odlehčeném místě řetězu (v místě vybíhání řetězu z hnacího kola). Vypočtený maximální tah v řetězu smí dosáhnout nejvýše hodnoty, která je dovolená pro daný řetěz dopravníku, se zřetelem na průběh dráhy dopravníku. Nejmenší tah, nutný k správnému chodu dopravníku, nesmí klesnout pod hodnotu okolo 500 N.

Při podrobném výpočtu se uvažuje počet oblouků, sklonů a výškových rozdílů dráhy i hmotnost dopravovaných předmětů. Tímto výpočtem lze stanovit tah v řetězu v kterémkoliv místě dráhy nezávisle na jiném místě. Tah v řetězu je počítán vždy pro dopravník, který pracuje v čistém (neprašném) prostředí. U dopravníků, které jsou používány v nepříznivých podmínkách je výsledek tahu v řetězu násoben součinitelem provozu za ztížených podmínek. [1, str. 46]

Autoři pro zjednodušení výpočtu stanovují určité zjednodušující předpoklady, které sice nejsou v plném souladu se skutečností, avšak podstatně zjednodušují metodiku výpočtu a vzniklá chyba je zanedbatelná. S přihlédnutím k tomu, že součinitelé se vždy volí s určitou nejistotou, není ani přesný teoretický výpočet úplně správný, protože nevylučuje chyby způsobené odhadem součinitelů. Jsou-li nepřesnosti způsobené zjednodušením metody menší než nepřesnosti způsobené volbou součinitelů, výpočet plně vyhovuje. [1]

Tah v řetězu v libovolném místě lze dle autorů určit jako součet jednotlivých navzájem nezávislých složek tahu v řetězu. První složka je vyvolána odpory nezávislými na délce řetězu, počtu kol a koleček (základní odpor koleček jezdců); druhá složka je vyvolána počátečním tahem v řetězu (nebo tahem v řetězu v předešlém úseku dráhy), poslední složka tahu je vyvolána valivými odpory hmotnosti taženého materiálu. [1]

Moderní způsoby výpočtu tahu v řetězu vycházejí ze stanovení celkové tažené hmotnosti ve vodorovných úsecích dráhy a úsecích se stoupáním. Dále se stanoví členitost dráhy, tedy počet oblouků ve vodorovné a svislé rovině. Tyto vstupní hodnoty jsou použity pro následný výpočet tahu v řetězu. Ve vodorovných úsecích dráhy jsou odpory proti pohybu způsobeny převážně valivým třením odvalujících se koleček, v úsecích stoupání dráhy je nutné překonat odpory přímo úměrné tíze břemen. Pro vodorovné úseky jsou na základě typu dráhy, počtu oblouků a pracovního prostředí stanovené třecí koeficienty, které se obvykle pohybují v rozmezí 2 až 7,5 %. [36, str. 5]

Výše popsaná metoda výpočtu tahu v řetězu je okrajově zmíněna i v knize [1, str. 204 až 206]. Autoři uvádějí, že tento postup výpočtu byl vyvinut ve společnosti Kovotechna, nicméně toto tvrzení nelze ověřit.

Pro dopravníky se značně členitou dráhou (s velkým počtem oblouků v horizontální rovině i ve vertikální rovině, s technologickými úseky, s více hnacími jednotkami) je nezbytné provést detailní výpočet, který je rozdělen do více kroků, a zahrnuje vliv jednotlivých úseků dráhy. Postupnými kroky jsou zjišťovány přírůstky odporové síly na koncích jednotlivých úseků. Příklad detailního výpočtu je uveden v [1, str. 215], [35, str. 15] .

3 Cíle práce

Předmět diplomové práce

Předmětem zadání diplomové práce je návrh podvěsného jednodráhového řetězového dopravníku. Tento dopravník ve dvou identických vyhotoveních bude využit v poloautomatickém svařovacím procesu, kde se vyrábí centrální nosné konstrukce palubních částí automobilů. Svařované konstrukce slouží k uchycení palubních desek a příslušenství automobilů. Vyhotovují se jak v pravostranné verzi, tak v levostranné verzi. Dopravník musí být zavěšen na samostatné ocelové konstrukci, nelze využít kotvení ke stavebním částem budov. Zmíněné dopravníky mají nejen dopravovat břemena k dalším částem výrobních operací, ale též slouží jako chladicí a vyrovnávací část výrobní linky. Dále také plní zásobní funkci pro další operace. Dopravní rychlost dopravníku musí být plynule regulovatelná ve zvoleném rozsahu rychlostí, který odpovídá proměnnému taktu výrobní linky s ohledem na ruční zavěšování a svěšování břemen (svařovaných konstrukcí). Schéma svařované konstrukce (břemene) s vyznačenými rozměry je uvedeno v příloze č. 2. Náčrty půdorysu výrobní haly s vyznačeným umístěním dopravníků (pozice AFO 30.1) je uveden v příloze č. 3.

Zadané technické parametry dle požadavků zákazníků

- osová délka dráhy dopravníku v rozmezí 4 000 až 5 000 mm
- osová šířka dráhy dopravníku v rozmezí 1 100 až 1 400 mm
- osový rádius dráhy dopravníku 400 mm
- maximální počet zavěšovaných břemen 20
- maximální hmotnost jednoho břemene 6,5 kg
- napínání hlavního řetězu mechanické (vrátkem)
- reverzní chod dopravníku
- takt výrobní linky je v rozmezí 130 až 190 s

Specifikaci technických parametrů, ze kterých ve své práci vycházím, vypracoval za firmu Fapros družstvo Brušperk jako výrobce podvěsného dopravníku konzultant mé diplomové práce ing. Zdeněk Mužný. V praktické části této práci se soustředím zejména na:

- koncepční návrh vhodné varianty řešení dopravníku
- návrh a základní výpočet hlavního řetězu dopravníku
- návrh profilu dráhy
- návrh a základní výpočet ocelové konstrukce dopravníku
- koncepční návrh a základní výpočet převodového pohonu

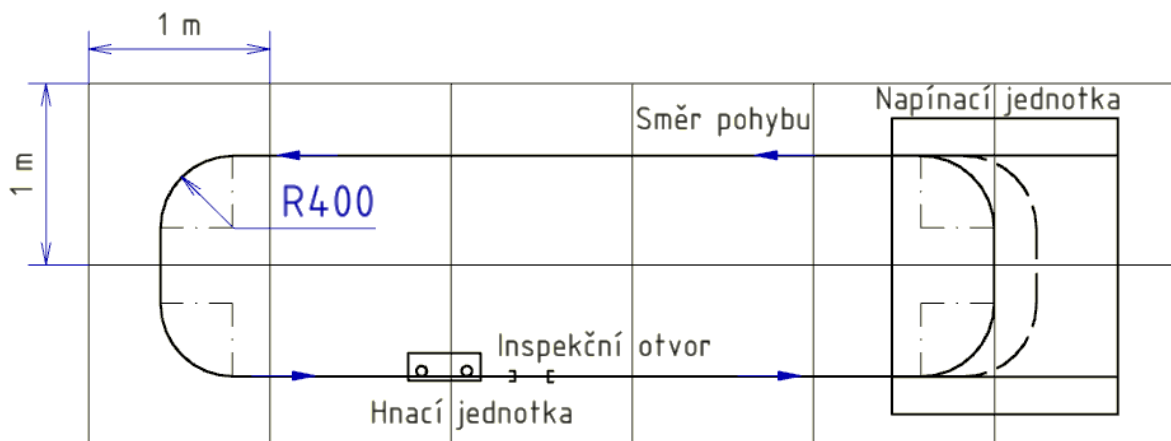
Výstupem této diplomové práce bude koncepční zpracování 3D CAD modelu sestavy zařízení navržené konstrukce a 2D dokumentace v rozsahu koncepčního výkresu sestavy dopravníku.

4 Koncepční návrh podvěsného dopravníku

V této kapitole popisují vlastní koncepční návrh podvěsného dopravníku dle zadaných parametrů.

4.1 Základního uspořádání dopravníku

Prvním krokem návrhu podvěsného dopravníku je základní nákres schématu jeho uspořádání v největším možném měřítku. Vzniklé schéma je třeba umístit do půdorysu haly (viz příloha 2, pozice AFO 30.1), ve které bude umístěn, neboť v dráze dopravníku se nesmí objevit žádné překážky (např. sloupy, stěny, stroje, pracovní plochy a komunikační spoje). V nákresu uspořádání dopravníku musí být vyznačeno umístění hnacích a napínacích jednotek, horizontálních a vertikálních oblouků (viz obr. 36).



Obr. 36: Základní rozložení podvěsného dopravníku

4.2 Předběžný návrh hlavního řetězu

V této části je nutné předběžně navrhnout hlavní řetěz dopravníku. Profil dráhy dopravníku je uzavřený, tudíž je nutné navrhnout řetěz tak, aby byl s jezdcí spojen v jeden celek. Hodnota rozteče hlavního řetězu určuje i hodnotu rozteče závěsů břemen, neboť musí být jejím násobkem. Též je tato hodnota nezbytná pro další

návrhové výpočty a případně i návrh hnacího řetězu. Předběžně volím dopravníkový řetěz s roztečí $t = 139,7$ mm. Při použití vloženého hnacího řetězového okruhu s normalizovaným řetězem je nutné, aby rozteč hlavního řetězu byla násobkem rozteče hnacího řetězu.

4.2.1 Rozteč dopravovaných břemen

Při přepravě břemen dopravníkem je velmi důležitou veličinou rozteč dopravovaných předmětů. Její hodnota se odvíjí podle rozteče použitého řetězu (rozteče závěsů) a rozměrů zavěšovaných břemen. Je nutné, aby v žádném úseku dráhy nedocházelo ke kolizi přepravovaných předmětů. Dle literatury [1] se nesmí přepravované předměty přiblížit na méně než 0,1 m. Tuto hodnotu nelze považovat za univerzální, neboť např. velké zrychlení resp. zpomalení tažného členu může vyvolat rozkmit břemen, a tím jejich vzájemné přiblížení, což se u tohoto konkrétního dopravníku nestane, protože dopravní rychlost je velmi malá, a tím pádem je i hodnota jeho zrychlení malá. Rozteč břemen není vhodné volit příliš velkou, aby mezery mezi břemeny nebyly zbytečně velké. V tomto případě by narůstaly rozměry dopravníku a provoz by byl nevhodný. Minimální přípustnou hodnotu mezery mezi břemeny uvažují 100 mm, maximální pak 150 mm.

Z výše uvedeného vyplývá rovnice (1) s podmínkou $z_i \in N^+$

$$z_i = \frac{t_b}{t} \quad (1)$$

kde z_i je násobek rozteče hlavního řetězu, t je rozteč hlavního řetězu, t_b je rozteč břemen.

Rozteč břemen t_b se skládá z hloubky tělesa H (viz příloha č. 2) a mezery mezi břemeny A (viz obr. 37). Rovnici (1) lze upravit do tvaru

$$z_i = \frac{H+A}{t} \quad (2)$$

Pro hodnoty násobku rozteče hlavního řetězu z_i je možné psát s podmínkou $A \in \langle 100, 150 \rangle$ mm následující nerovnice (3) a (4)

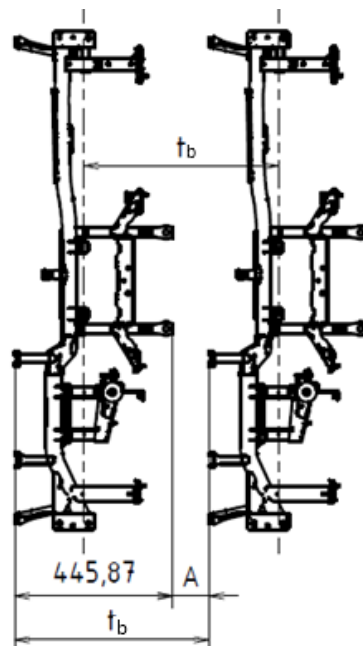
$$z_i \geq \frac{445,87+100}{139,7} \doteq 3,91 \quad (3)$$

$$z_i \leq \frac{445,87+150}{139,7} \doteq 4,27 \quad (4)$$

Z výsledného intervalu daného nerovnicemi (3) a (4) plyne pro $z_i \in N^+$ jediné řešení $z_i = 4$. Rozteč dopravovaných břemen (rozteč závěsů) je tedy

$$t_b = z_i \cdot t = 4 \cdot 139,7 = 558,8 \text{ mm} \quad (5)$$

V obloucích dráhy je výpočet mezery mezi břemeny značně ztížen, neboť svařenec (břemeno) má nepravidelné rozměry. Z tohoto důvodu byl průjezd obloukem zkoušen na prototypu dopravníku. Ze zkoušky plyne, že při průjezdu břemen oblouky dráhy nenastává vzájemná kolize. Samotná výroba prototypu (zkušebního zařízení) je nedílnou součástí vývojového procesu, která následně umožňuje ověřit reálné vlastnosti a chování výrobku či jeho části.



Obr. 37: Znázornění mezery A mezi břemeny při pohybu v přímém úseku dráhy

4.2.2 Počet závěsů břemen

Z požadavků zadavatele (viz kap. 3) plyne, že maximální počet přepravovaných předmětů je 20 kusů. Maximální hmotnost jednoho kusu činí 6,5 kg, nebude tedy nutné závěsy zdvojit a jejich počet odpovídá počtu břemen.

4.2.3 Celková délka dráhy

Celková jmenovitá osová délka dráhy se skládá ze součtu délek rovných úseků a součtu délek oblouků ve vodorovné rovině (viz obr. 36), neboť dráha dopravníku neobsahuje úseky se stoupáním či klesáním, a rovná se jmenovité délce hlavního řetězu.

Jmenovitá délka hlavního řetězu (jmenovitá osová délka dráhy) se vypočítá jako součin počtu závěsů břemen (viz kap. 4.2.2) a jejich rozteče (viz vztah (5)).

$$l_t = i_z \cdot t_b = 20 \cdot 558,8 = 11\,176 \text{ mm} \quad (6)$$

kde l_t je celková jmenovitá délka řetězu, i_z je počet závěsů břemen, t_b je rozteč břemen.

4.3 Určení dopravní rychlosti

Rychlost pohybu dopravníku je dána požadavkem na takt linky, který je v rozmezí od 130 s do 190 s. Takt linky je doba, za kterou se zavěšené břemeno posune o jednu rozteč závěsu t_b . Z těchto hodnot vyplývá minimální a maximální hodnota dopravní rychlosti v $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$.

$$v_{min} = \frac{t_b}{t_{max}} = \frac{0,558\,8}{3,167} \doteq 0,176 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (7)$$

a

$$v_{max} = \frac{t_b}{t_{min}} = \frac{0,5588}{2,167} \doteq 0,258 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (8)$$

kde v_{min} a v_{max} je nejmenší resp. největší hodnota dopravní rychlosti, t_b je rozteč břemen, t_{min} a t_{max} je nejmenší resp. největší požadovaný takt linky (viz kap. 3).

Zdroj [35] uvádí, že pro dopravníky s uzavřenou tratí je maximální povolená rychlost pohybu dopravníku $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, nicméně provoz při této rychlosti nedoporučuje vzhledem ke snížení životnosti dopravníku. Jako nejvyšší optimální hodnotu rychlosti udává $9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Tato rychlost umožňuje snadné nakládání a vykládání břemen a také snižuje opotřebení dopravníku.

4.4 Tah v řetězu

4.4.1 Výpočet celkové tažené hmotnosti

Celková hmotnost tažená řetězem je složená z hmotností všech dopravovaných předmětů, závěsů a řetězů, tj. všech částí dopravníku, které jsou na daném dopravovaném okruhu v pohybu (tažené řetězem).

$$Q = q_{\check{r}} \cdot l_t + i_z \cdot G_z + i_m \cdot G_m = 6 \cdot 11,176 + 20 \cdot 1 + 20 \cdot 6,5 \doteq 217 \text{ kg} \quad (9)$$

kde Q je celková tažená hmotnost, $q_{\check{r}}$ je hmotnost hlavního řetězu na 1 metr délky, l_t je jmenovitá délka hlavního řetězu, i_z je počet závěsů materiálu, G_z je hmotnost jednoho závěsu materiálu, i_m je počet kusů materiálu na dopravníku, G_m je hmotnost jednoho kusu materiálu.

4.4.2 Stanovení počtu redukovaných oblouků

U podvěsných řetězových dopravníků se určuje redukovaný oblouk rovný oblouku o úhlu 90° . I když odpory v oblouku nejsou přímo úměrné úhlu oblouku (u oblouků o úhlech nad 90° se již podstatně nezvětšují), předpokládá se přímá

závislost. Při různých úhlech oblouků větších a menších se tyto chyby částečně eliminují. U řetězových dopravníků s řetězem vedeným kolečky upevněnými na člancích řetězu uvnitř dráhy přepočítáváme oblouky opět na redukované oblouky o úhlu 90° . [1]

Pro konstruovaný dopravník platí, že všechny oblouky dráhy jsou o úhlu 90° , tedy počet redukovaných oblouků je dán přímo jejich počtem.

$$n = \frac{\sum \alpha_v}{90^\circ} = \frac{4 \cdot 90^\circ}{90^\circ} = 4 \quad (10)$$

kde n je počet redukovaných oblouků, $\sum \alpha_v$ je součet úhlů oblouků ve vodorovné rovině v počítaném úseku dráhy (ve stupních).

4.4.3 Výpočet tahu v řetězu

Tah v řetězu je síla, kterou je nezbytné vynaložit, aby se veškerá tažená hmotnost pohybovala určenou dopravní rychlostí. Výpočet vychází z předpokladu, že v horizontální rovině je odpor proti pohybu způsoben valivým odporem odvalujících se koleček (ložisek).

Na základě typu dráhy, počtu redukovaných oblouků a pracovního prostředí jsou stanovené třecí koeficienty (viz tab. 1), které jsou použity při výpočtu tahu v řetězu.

Normální provozní podmínky se vyznačují dostatečným mazáním řetězu, čistým pracovním prostředím a normálními teplotami. Ztížené provozní podmínky zahrnují vlivy nedostatečného mazání řetězu, znečištěného pracovního prostředí, nízké či vysoké teploty při provozu dopravníku. Konstruovaný dopravník bude provozován při normálních provozních podmínkách.

Tab. 1: Hodnoty třecích koeficientů f pro výpočet tahu v řetězu [36, upraveno]

Typ dopravníku, počet oblouků	Normální provozní podmínky	Ztížené provozní podmínky
Vodorovný s nejvýše 8 vodorovnými oblouky 90°	2,0 %	3,0 %
Prostorový s nejvýše 16 vodorovnými oblouky 90° a nejvýše 4 vertikálními oblouky	2,5 %	3,5 %
Prostorový s nejvýše 32 vodorovnými oblouky 90° a nejvýše 8 vertikálními oblouky	3,5 %	5,0 %
Prostorový s nejvýše 64 vodorovnými oblouky 90° a nejvýše 16 vertikálními oblouky	5,5 %	7,5 %

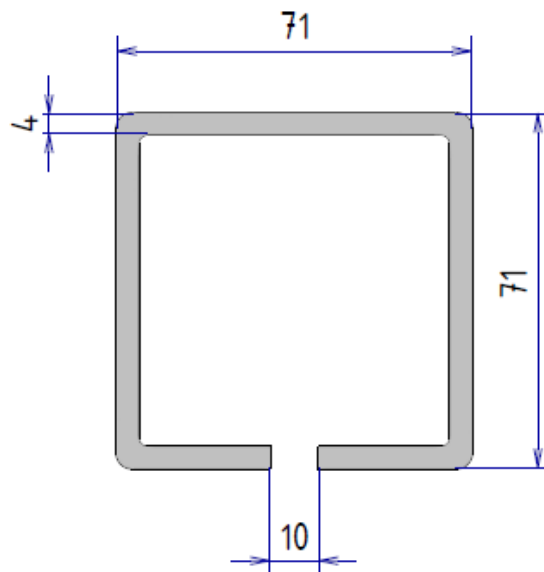
Na základě výše uvedeného je výpočet tahu v řetězu dán vztahem

$$T = Q \cdot g \cdot f = 217 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \doteq 50 \text{ N} \quad (11)$$

kde T je tah v řetězu, Q je celková tažená hmotnost, g je intenzita gravitačního pole, f je třecí koeficient (viz tab. 1).

4.5 Dráha dopravníku

Uzavřených profilů dráhy dopravníku existuje mnoho (viz kap. 1.4.4.2.2). Danému typu dráhy musí následně odpovídat i další části dopravníku, zvláště řetěz, závěsy dráhy, závěsy břemen, spojovací příruby dráhy (viz obr. 39). Profil zvolené dráhy je uveden na obr. 38. Ocel, ze které je dráha vyrobena, je S235JR (11 375).



Obr. 38: Profil dráhy dopravníku s vyznačenými rozměry

4.5.1 Kontrola zatížení dráhy

Je nutné provést kontrolu zatížení dopravníku na 1 metr délky. Tato hodnota je určující pro umístění podpěr dráhy.

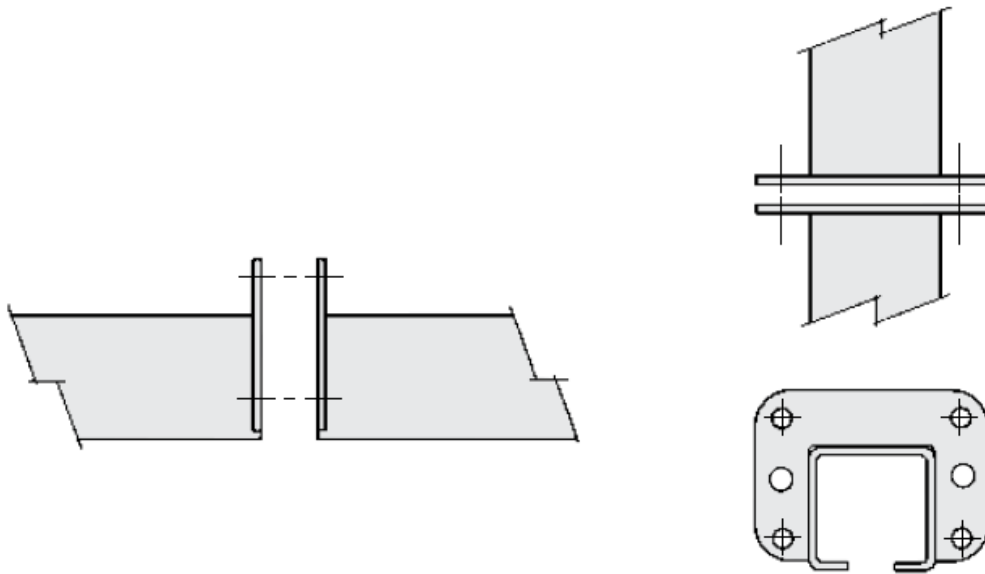
$$q_c = \frac{Q}{l_t} = \frac{217}{11,176} \doteq 19,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (12)$$

kde q_c je zatížení dráhy dopravníku na 1 metr délky, Q je celková tažená hmotnost, l_t je jmenovitá délka hlavního řetězu.

Tab. 2: Rozpětí podpěr dráhy pro dané zatížení dráhy na 1 metr délky [35, upraveno]

Zatížení dráhy dopravníku na 1 m délky q_c [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]	22	37	52	74	90	110
Rozpětí podpěr B [m]	4,5	4	3,8	3,5	3,2	3

Z tab. č. 2 pro hodnotu q_c (viz vztah 12) plyne, že největší nepodepřená délka dráhy může být $B = 4,5$ m.



Obr. 39: Šroubové spojení přírub dráhy [35]

4.5.2 Průhyb dráhy

Pro rozpětí podpěr $B = 4,5$ m a spojitě zatížení $q_c \doteq 19,4$ kg \cdot m⁻¹ je hodnota maximálního průhybu dráhy podle vztahu (13) [37]

$$y_{max} = \frac{5 \cdot q_c \cdot B^4}{384 \cdot E \cdot I} = \frac{5 \cdot 0,194 \cdot 4\,500^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 804\,560} \doteq 6,13 \text{ mm} \quad (13)$$

kde y_{max} je hodnota maximálního průhybu dráhy, E je modul pružnosti v tahu, I je kvadratický moment plochy průřezu dráhy vzhledem k ose ohybu.

Při namáhání prostým ohybem je rozhodující podmínka dovoleného průhybu, která je přísnější než podmínka dovoleného namáhání. [1] Dle normy ČSN 27 0101 je dovolená hodnota maximálního průhybu y_{dov} rovna rozpětí podpěr v mm děleno pěti sty [38].

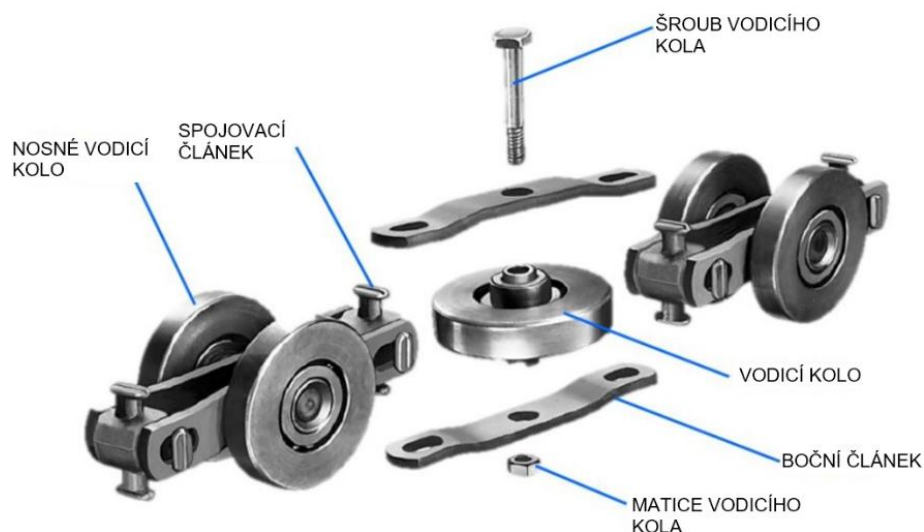
$$y_{dov} = \frac{1000 \cdot B}{500} = \frac{4\,500}{500} = 9 \text{ mm} \quad (14)$$

Porovnáním hodnoty dovoleného průhybu a hodnoty maximálního průhybu vyplývá, že podmínka dle normy ČSN 27 0101 je splněna. Nicméně zmíněná norma platí pro pojízďející kočku jeřábu po nosníku profilu I.

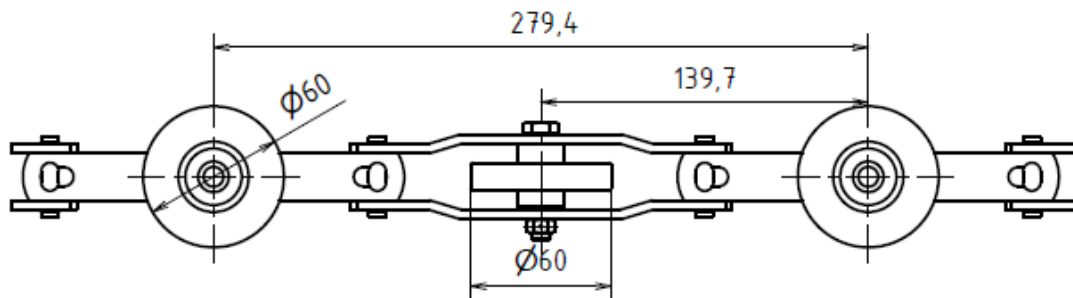
Při návrhu podvěsných dopravníků se obvykle skutečný průhyb úseků dráhy nepočítá, neboť hodnoty rozpětí podpěr v tab. 2 již tuto podmínku zohledňují. Pružná deformace dráhy dopravníku nezpůsobuje komplikace, pohyb řetězu uvnitř dráhy není průhybem nijak omezen a tah v řetězu není výrazně ovlivněn.

4.6 Konstrukce hlavního řetězu dopravníku

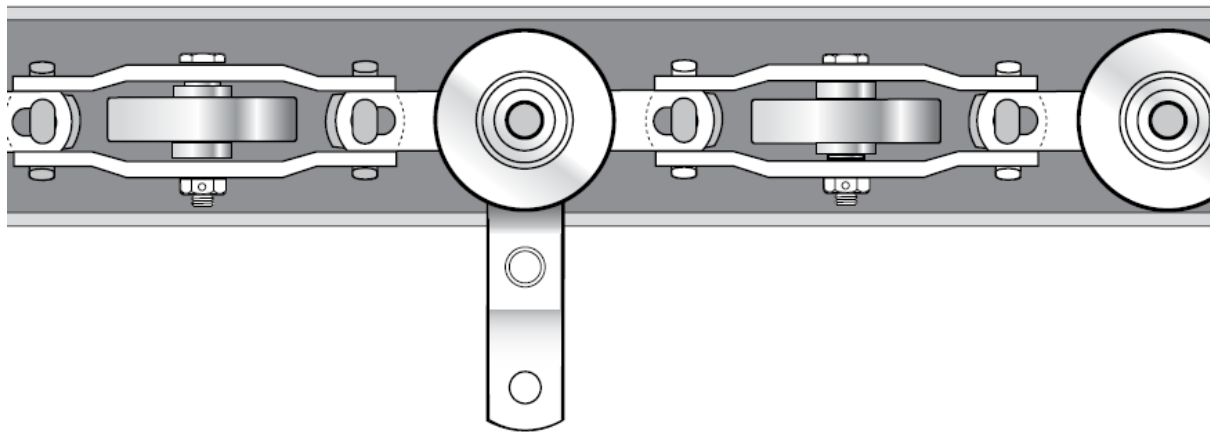
Hlavní řetěz (viz obr. 40) se skládá z bočních článků, které jsou spojeny spojovacími články. Uprostřed bočních článků jsou otvory pro upevnění vodících kol a nosných vodících kol. Nosná vodící kola jsou spojena čepy. Vodící kola jsou se články spojena šroubem, neboť tento spoj je rozebíratelný a umožňuje snadnou montáž či výměnu libovolného článku řetězu při natočení bočního článku o 90°. Základní rozměry jsou uvedeny na obr. 41. Tahové zatížení na mezi pevnosti je nejméně 45 kN. [35]



Obr. 40: Části hlavního řetězu dopravníku [35, upraveno]



Obr. 41: Hlavní řetěz dopravníku s vyznačenými rozměry

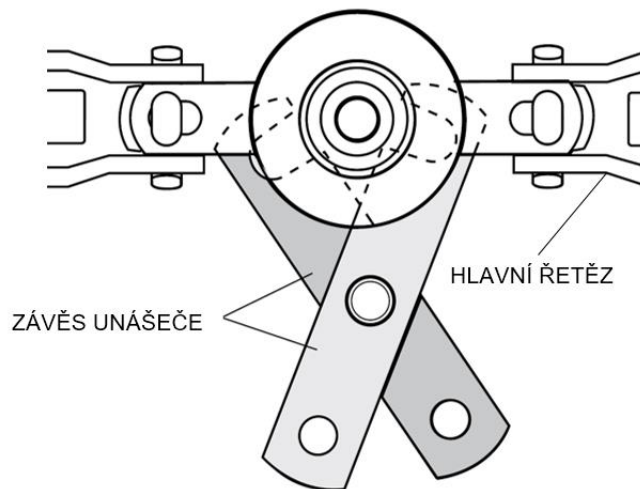


Obr. 42: Umístění hlavního řetězu dopravníku uvnitř dráhy [35]

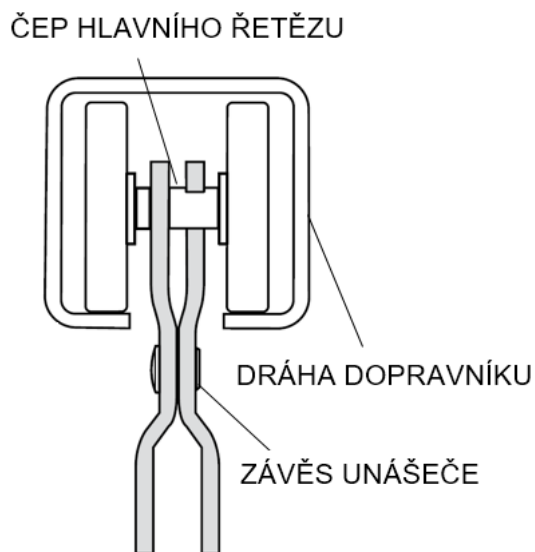
Aby byl zajištěn plynulý chod řetězu uvnitř dráhy, musí být mezi vodicími kolečky a vnitřními stěnami dráhy vůle (viz obr. 42). V případě, že by kolečka neměla vůli, došlo by při kontaktu se stěnami dráhy k částečnému smýkání. Velikost vůle je řádově v milimetrech, obvykle v rozmezí 1 až 3 milimetry. V některých aplikacích se průměr koleček ve vodorovné a vertikální rovině liší a také hodnota vůle ve vodorovné a vertikální rovině může být odlišná. Vnější rozměry dráhy jsou 71 mm a tloušťka stěny 4 mm (viz obr. 38). Vnitřní rozměry jsou pak 63 mm, takže oboustranná vůle ve vodorovné rovině je 1,5 mm a v horizontální rovině je vůle 3 mm.

4.6.1 Závěs unášeče břemen

Navrhují použít závěsy unášečů břemen dle obr. 43 a 44. Jsou to plechové čelisti spojené čepem, který umožňuje jejich rozevření a tím zavěšení na čepy řetězu. Po zavěšení na čep řetězu se závěsy spojí s unášečí šroubem ve spodní části závěsů a tím se uzamkne jejich rozevírání. Tato konstrukce umožňuje snadnou montáž i výměnu závěsů v případě opotřebení.



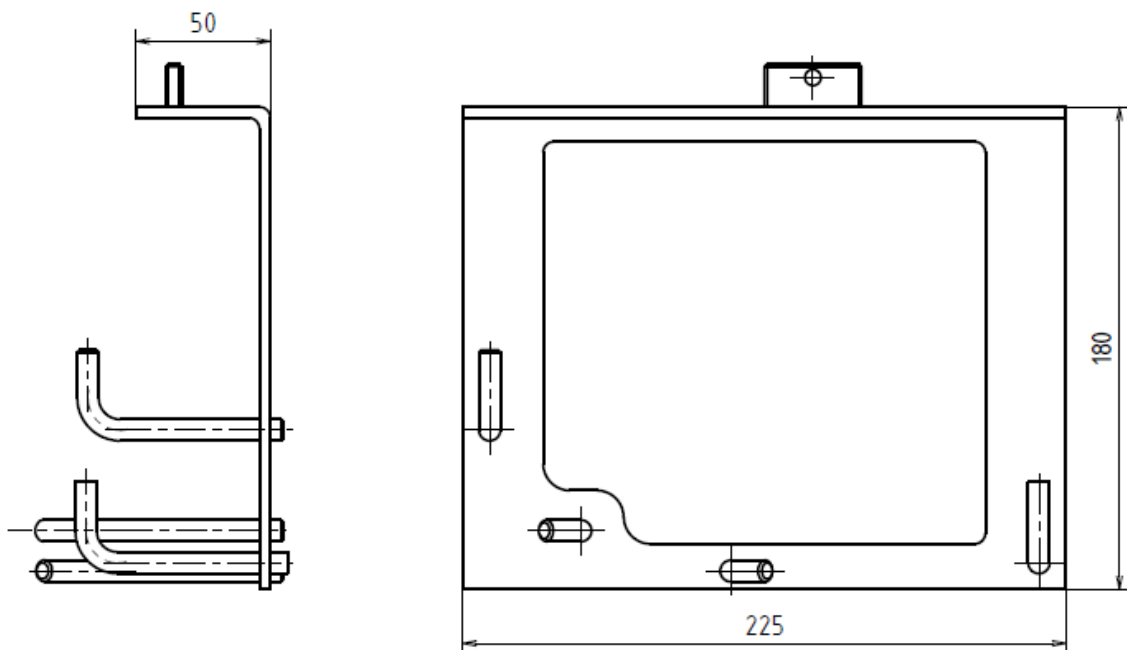
Obr. 43: Schéma konstrukce a upevnění závěsu unášeče 1 [35, upraveno]



Obr. 44: Schéma konstrukce a upevnění závěsu unášeče 2 [35, upraveno]

4.6.2 Unášeč břemen

Unášeč břemen slouží k nesení dopravovaných břemen a je spojen se závěsem unášeče. V tomto případě, kdy je dopravovaný svařenec značně nepravidelných rozměrů, je nutné přizpůsobit jeho tvar tak, aby umožnil snadné naložení i vyložení břemena a jeho nesení. Unášeč (viz obr. 45) je vyroben z ohýbaného plechu a je vybaven ohnutými prvky (dráty) tak, aby jejich poloha a velikost odpovídala rozměrům svařenců.



Obr. 45: Konstrukce a unášeče s vyznačením základních rozměrů

4.7 Nosná konstrukce dopravníku

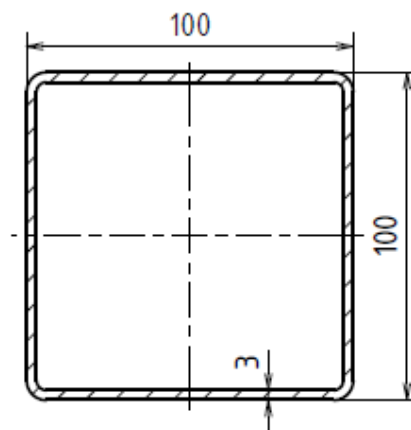
Trať dopravníku nelze na základě zadání zadavatele (viz kap. 3) ukotvit na stavební části výrobní haly, ve které bude dopravník umístěn, ale je nutné, aby byla ukotvena na samostatné ocelové konstrukci.

Základními prvky nosné konstrukce pro dopravní tratě jsou sloupy a rámy, příp. další díly (ocelové profily, příchytky).

4.7.1 Návrh nosných sloupů

Při návrhu nosných sloupů dráhy dopravníku je nutné vycházet ze zatížení, které na sloupy působí. Prvním silovým účinkem je tíha nesených částí konstrukce (ocelových profilů, dráhy dopravníku, hlavního řetězu, jezdců, závěsů břemen, zavěšovaných svařenců, spojovacích prvků, sestavy pohonu, napínacího rámu). Vzhledem k faktu, že se jedná o dlouhý prut, bude rozhodující podmínka návrhu ztráta stability, protože k deformaci dochází podstatně dříve, než napětí přesáhne dovolené napětí materiálu. V případě, že tíhové zatížení nebude souměrné podle podélné osy dopravníku (nestejnoměrné zatížení dopravníku břemeny, umístění poháněcí stanice), dojde k přídatnému namáhání sloupů na ohyb.

Předběžným návrhem nosných sloupů je sloup dutého čtvercového uzavřeného profilu (viz obr. 46) o vnějším rozměru 100 mm, tloušťce stěny 3 mm, délky $L_s = 2\,200$ mm, z oceli S235JR (11 375) (nelegovaná konstrukční ocel, mez kluzu $R_e = 235$ N·mm⁻² pro tloušťky výrobků do 16 mm [39]).



Obr. 46: Průřez profilem sloupu s vyznačením rozměrů

Tíha nesených částí konstrukce při plném zatížení dopravníku činí $F_N = 6$ kN (hodnota zaokrouhlena na tisíce nahoru vzhledem k bezpečnosti).

Pro posouzení únosnosti sloupů je nutné najít sílu, při jejímž překročení ztratí prut stabilitu. Tato síla se nazývá kritická síla na mezi vzpěrné pevnosti. Kritériem pro výpočet na vzpěr je štíhlost prutu, která je definovaná následujícím vztahem

$$\lambda = \frac{L_{red}}{\sqrt{\frac{I_x}{S}}} = \frac{L_S \beta}{\sqrt{\frac{I_x}{S}}} = \frac{2\,200 \cdot 2}{\sqrt{\frac{1\,770\,000}{1\,140}}} = 111,7 \quad (15)$$

kde L_{red} je vzpěrná délka, β je součinitel vzpěrné délky (viz [37, str. 36]), I_x je kvadratický moment plochy průřezu sloupu vzhledem k ose kolmé na vybočení (viz [37, str. 41], S je obsah kolmého průřezu prutu.

Tuto hodnotu je nutné porovnat s hodnotou mezní štíhlosti prutu, která je dána následujícím vztahem

$$\lambda_m = \pi \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{235}} = 93,9 \quad (16)$$

Vidíme, že platí $\lambda > \lambda_m$, tedy namáhání se nachází v oblasti pružného vzpěru a kritická síla se vypočítá podle Eulerova vztahu

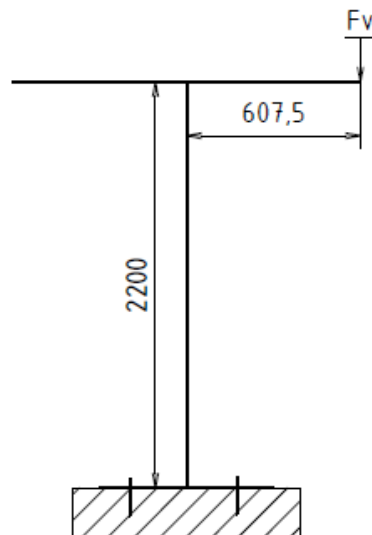
$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_x}{L_{red}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1\,770\,000}{(2\,200 \cdot 2)^2} \doteq 190 \text{ kN} \quad (17)$$

Porovnáním kritické síly a zátěžné síly na jeden sloup dostáváme koeficient bezpečnosti proti ztrátě stability

$$k_{vz} = \frac{F_{krit}}{F_N^1} = \frac{190}{3} \doteq 63 \quad (18)$$

kde $F_N^1 = \frac{F_N}{2}$ je osová tlaková síla působící na jeden sloup.

Ohybové namáhání sloupu je způsobeno nestejným zatížením dopravníku břemeny a umístěním hnací jednotky mimo podélnou osu dopravníku. Výpočtový model je uveden na obr. 47.



Obr. 47: Výpočtový model sloupu s vyznačením rozměrů a síl 1

Jedná se tedy o vetknutý nosník o délce L_s , který je zatížen ohybovým momentem

$$M_o = F_V \cdot a = 1\,000 \cdot 607,5 = 607\,500 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (19)$$

kde $F_V = 1\,000 \text{ N}$ je tíhová síla (působící na jeden sloup) rovná rozdílu zatížení na levé a pravé straně dopravníku, $a = 607,5 \text{ mm}$ je rameno vyosení síly F_V (polovina osové šířky dráhy dopravníku).

Ohybové napětí, vzniklé působením momentu M_o , se vypočítá z následujícího vztahu

$$\sigma_o = \frac{M_o \max}{W_o} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{607\,500}{35\,400} = 17,16 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (20)$$

kde $M_{o\ max}$ je maximální hodnota ohybového momentu, který na nosník působí, a je rovna M_o , protože průběh ohybového momentu po celé délce nosníku je konstantní; W_o je průřezový modul v ohybu.

Průřezový modul v ohybu profilu nosníku (viz obr. 46) je dán následujícím vztahem

$$W_o = \frac{I_x}{a_{vk}} = \frac{1\ 770\ 000}{50} = 35\ 400\ \text{mm}^3 \quad (21)$$

kde I_x je kvadratický moment průřezu (viz vztah 15), a_{vk} je vzdálenost krajního namáhaného vlákna profilu nosníku (polovina jmenovitého vnějšího rozměru profilu).

Dovolené napětí při namáhání statickým ohybem je dle [37, str. 54] v rozmezí

$$\sigma_{Do} = (110 \div 165)\ \text{N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (22)$$

Porovnáním ohybového napětí (viz vztah 20) a dovolených hodnot napětí (viz vztah 22) plyne, že nedojde k jejich překročení.

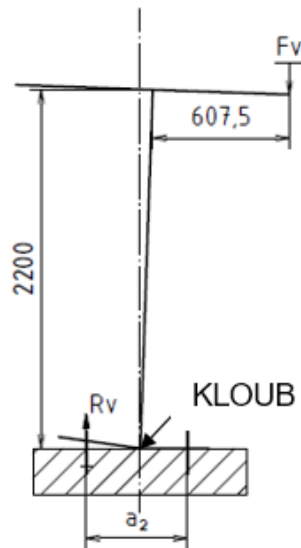
Pozn.: Publikace [37] uvádí hodnoty dovoleného napětí pro součinitele bezpečnosti 1,5 až 2.

4.7.2 Kotvení nosných sloupů do základu

Navrhuji využít nejčastější metodu kotvení, a sice pomocí patky. Patka (viz obr. 50 a 51) sloupu tvoří přechod mezi sloupem a základem a přenáší namáhání z ocelového sloupu na betonový základ. Patky se kotví do základu kotevními šrouby, které se utahují předepsaným utahovacím momentem.

Při nesteromném zatížení nosných sloupů (viz kap. 4.7.1) dojde k tahovému namáhání kotev, jak je patrné z výpočtového modelu uvedeného na obr. 48.

Výpočtový model vznikl na základě konzultací s prof. Dr. Ing. Tomášem Vampolou, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky Fakulty strojní ČVUT.



Obr. 48: Výpočtový model sloupu s vyznačením rozměrů a sil 2

Z výpočtového modelu je zřejmé, že místo spojení sloupu a patky se chová jako kloub, a tudíž namáhání přenáší pouze polovina kotev (jeden sloup je kotven čtyřmi kotevními šrouby).

K místu tohoto kloubu je možné psát momentovou nerovnici, ze které lze vyjádřit maximální velikost síly působící na jednu kotvu (reakce R_V), tedy minimální hodnotu pevnosti zvolené kotvy.

$$R_V \cdot \frac{a_2}{2} \geq F_V \cdot 607,5 \cdot \frac{1}{2} \quad (23)$$

a po úpravě dostáváme

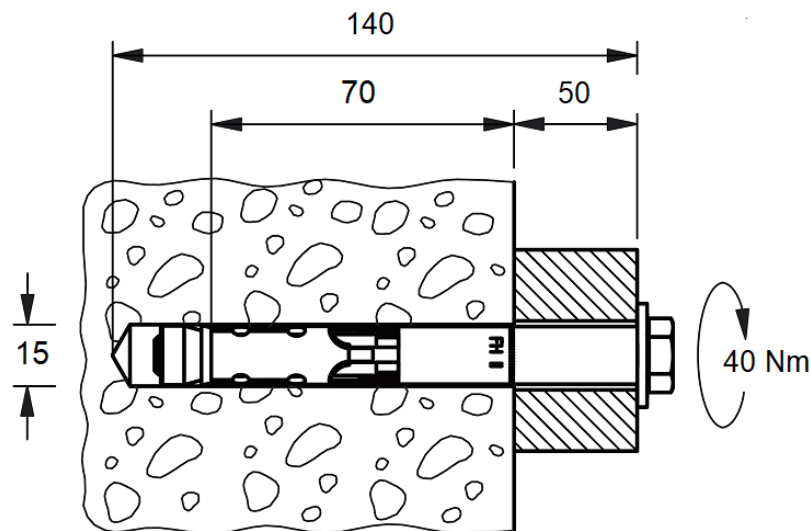
$$R_V \geq \frac{F_V \cdot 607,5}{a_2} = \frac{1\,000 \cdot 607,5}{370} \doteq 1\,650 \text{ N} \quad (24)$$

kde a_2 je osová rozteč kotevních šroubů patky sloupu v rovině určené vektory sil R_V a F_V .

Pozn.: Násobení pravé strany nerovnice (23) číslem $\frac{1}{2}$ respektuje poloviční počet kotev jednoho sloupu, které přenášejí tahové namáhání.

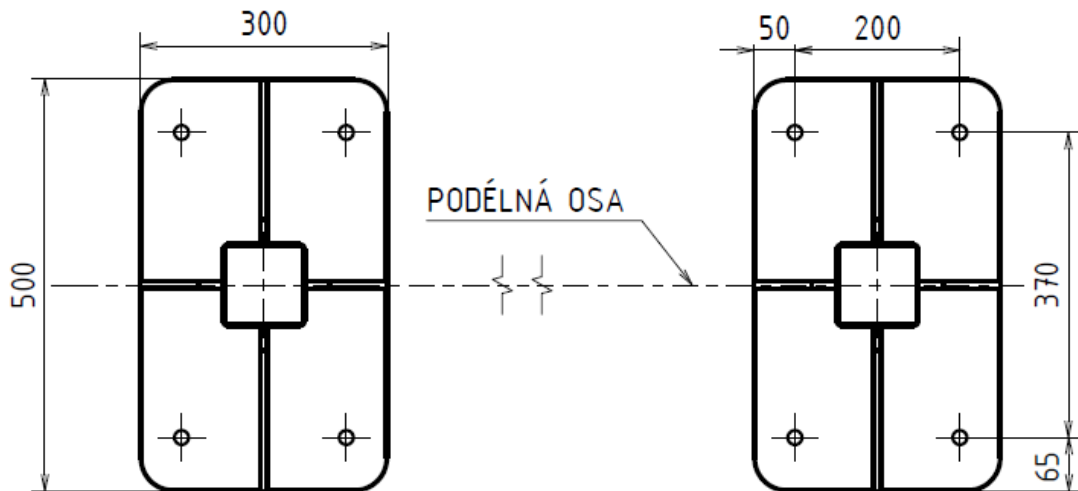
Z výpočtu je patrné, že kotva musí mít pro zvolenou rozteč hodnotu garantovaného zatížení alespoň 1,65 kN.

Navrhuji použít ocelové kotvy výrobce Fischer typ FH II 15/50 S (viz obr. 49), které mají hodnotu garantovaného tahového zatížení v betonu bez trhlin 13 kN. [40]



Obr. 49: Ocelová kotva FH II 15/50 S [40, upraveno]

Schéma uvedené na obr. 49 zobrazuje kotvení pomocí ocelové kotvy. Výrobce pro tento typ kotvy uvádí následující rozměry: průměr vrtané díry 15 mm, maximální užitná délka 50 mm, efektivní kotevní hloubka 70 mm, minimální hloubka vrtané díry 140 mm, velikost šestihranného klíče 17, podložka průměr 25 mm a tloušťka 3 mm utahovací moment 40 Nm. Další údaje viz katalog výrobce. [40]

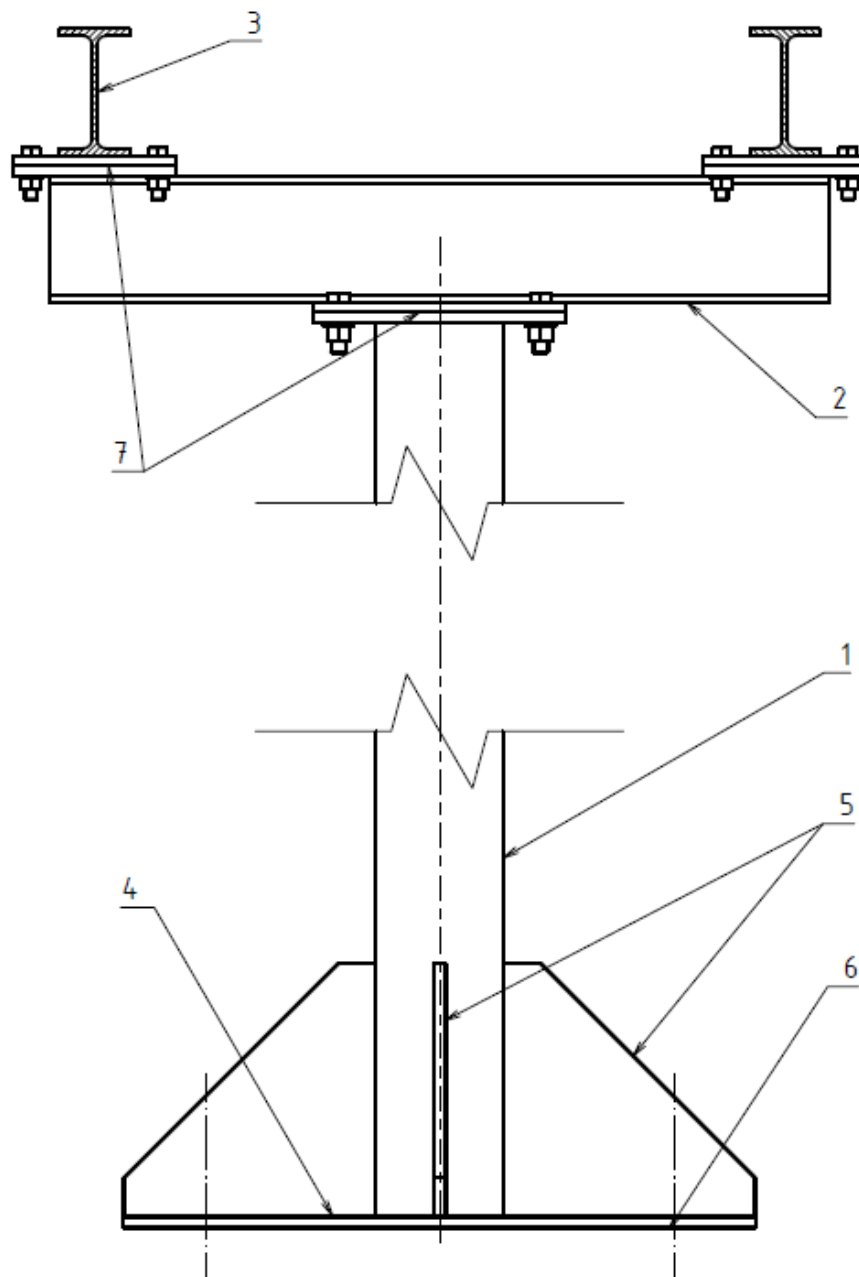


Obr. 50: Kotvení patních desek sloupů s vyznačením umístění kotevních šroubů

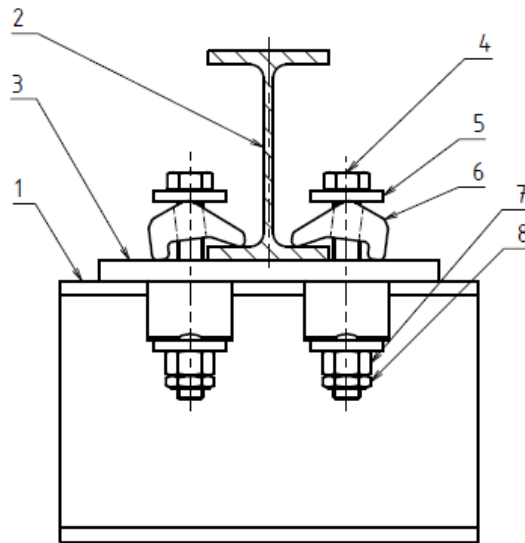
4.7.3 Sestava nosných sloupů

Na základě provedených výpočtů (viz kap. 4.7.1 a 4.7.2) jsem zvolil sloup dutého čtvercového uzavřeného profilu 100x100x3 (viz obr. 46). Sloupy jsou vybaveny patními deskami a kotveny do betonového základu kotevními šrouby (viz kap. 4.7.2). Pro zvýšení tuhosti celku jsou přidány ocelové výztuhy po bocích sloupů (viz obr. 51 pozice 5). Celkový počet nosných sloupů je dva a jsou přepaženy dvěma nosníky profilu I (viz obr. 51 pozice 3). Propojení sloupů a nosníků přepažení je zajištěno pomocí vloženého krátkého nosníku (viz obr. 51 pozice 2). Spojení je zajištěno šroubovými spoji přivařených spojovacích desek (viz obr. 51 pozice 7), tudíž je nosná konstrukce dopravníku snadno smontovatelná a rozebíratelná.

Nosníky (obr. 51 pozice 3), které tvoří přepažení nosných sloupů, slouží k upevnění dalších pomocných prvků (profily L, I), ke kterým je připojena samotná dráha dopravníku, sestava pohonu a napínací rám. Spojení pomocných nosníků a přepažení nosných sloupů je vytvořeno šroubovými spoji s využitím nosných svorek a jeho schéma je zobrazeno na obr. 52. Využití přepažení nosných sloupů je řešení, které je výhodné zejména proto, že reakční síly vznikající od vyvolaného předpětí v hlavním řetězu a reakční síly od pohonu se nepřenáší na nosné sloupy.



*Obr. 51: Schéma sestavy nosného sloupu – 1 – sloup, 2 – nosník pro přepažení sloupů,
3 – nosník přepažení, 4 – ocelová patní deska sloupu, 5 – boční výztuhy sloupu, 6 – umístění
kotev do betonového základu, 7 – spojovací desky*



Obr. 52: Spojení nosných prvků dráhy a pohonu s přepažením nosných sloupů –
 1 – nosník přepažení, 2 – nosný prvek dráhy (pohonu), 3 – spojovací deska,
 4 – spojovací šroub, 5 – podložka, 6 – nosná svorka, 7 – matice, 8 – nízká matice

4.7.4 Napínací rám dopravníku

Ze zadání zadavatele (viz kap. 3) plyne, že napínání hlavního řetězu musí být mechanické. Navrhuji sestavit pohyblivý napínací rám (viz obr. 53 pozice 1), ke kterému bude upevněna volná část dráhy (obr. 53 pozice 2). Posunování napínacího rámu bude s využitím závitových tyčí (obr. 53 pozice 6) a umožní tak změnu osové délky dráhy dopravníku (viz obr. 54), a tím vyrovná prodloužení hlavního řetězu (či v něm vyvolá potřebné předpětí), ke kterému za provozu dojde. Též je umožněna snadná montáž řetězu, protože osovou délku dráhy je za tímto účelem možné libovolně zmenšit.

Dle dostupných zdrojů [37] je relativní prodloužení hlavního dopravníkového řetězu v průběhu jeho životnosti 4 %. Na základě tohoto údaje je nutné navrhnout maximální posuv napínacího rámu tak, aby umožnil vyrovnat prodloužení řetězu. Maximální skutečné prodloužení hlavního řetězu se vypočte z následující rovnice

$$\Delta_{lr \max} = l_t \cdot \varepsilon_{r \max} = 11\,176 \cdot 0,04 \doteq 447 \text{ mm} \quad (25)$$

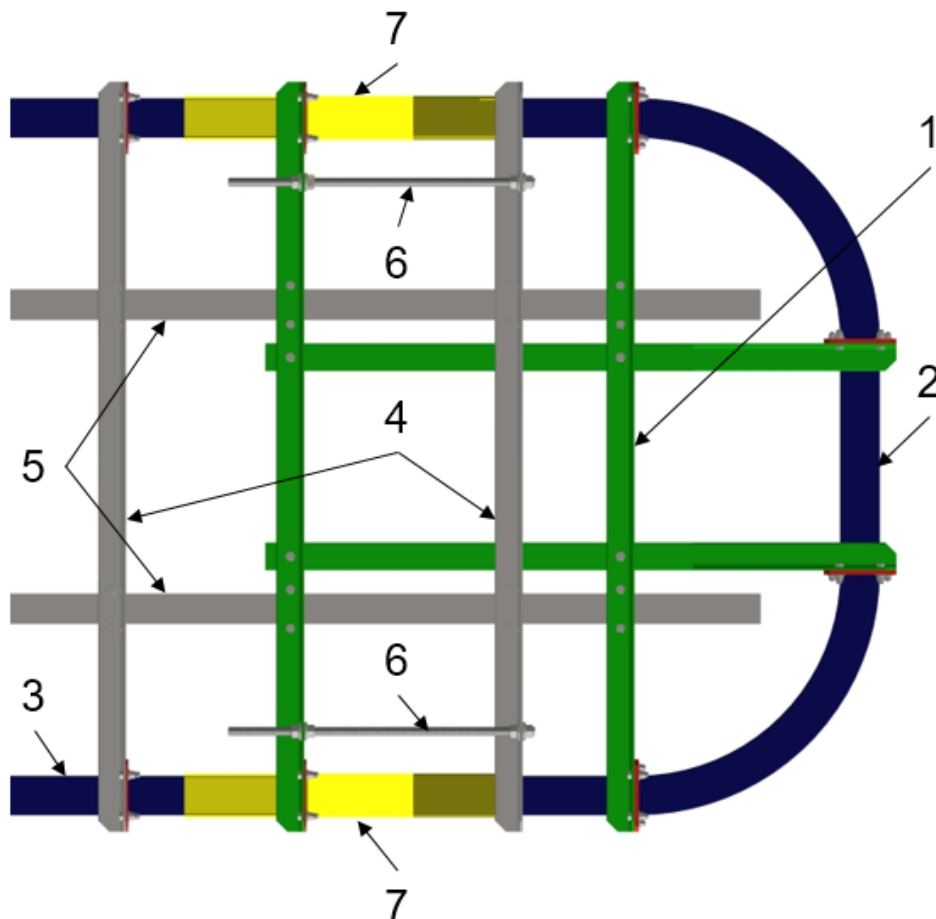
kde l_t je celková jmenovitá délka hlavního řetězu, $\varepsilon_{r \max}$ je maximální hodnota relativního prodloužení řetězu.

Protože se řetěz napíná ve dvou rovných úsecích dráhy, maximální kladný posuv napínacího rámu bude poloviční

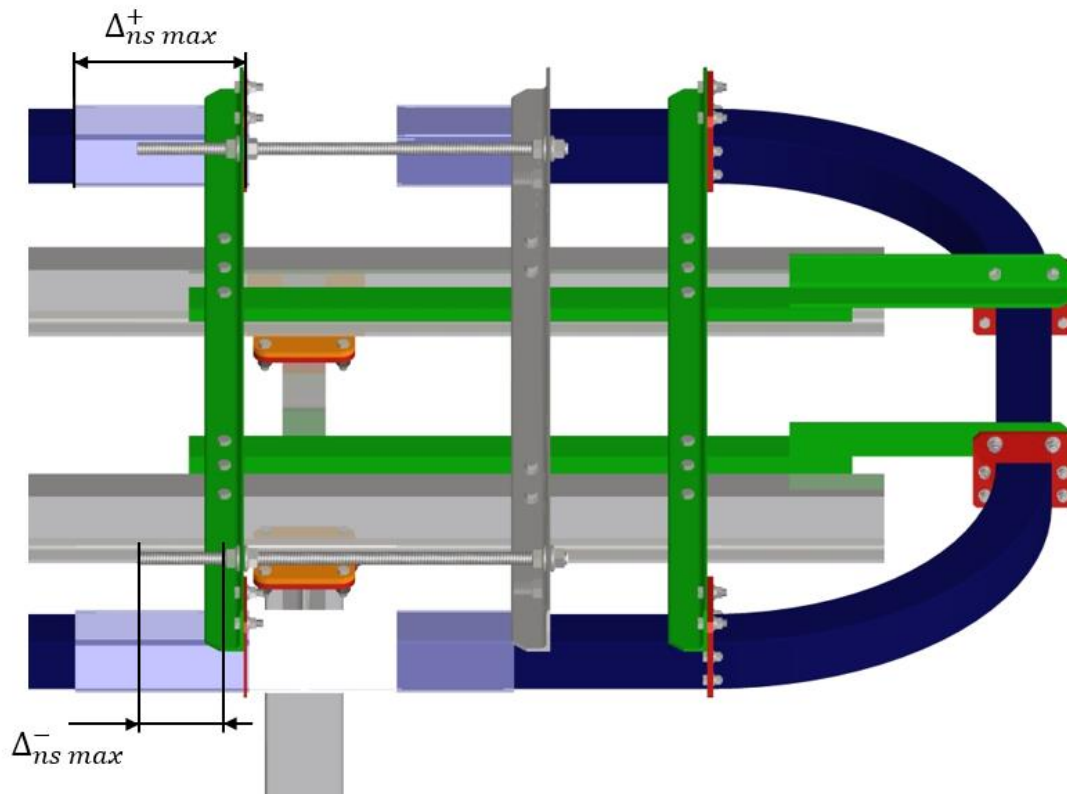
$$\Delta_{ns \max}^+ = \frac{\Delta_{tr \max}}{2} = \frac{447}{2} = 223,5 \text{ mm} \quad (26)$$

Pro snadnou montáž hlavního řetězu navrhuji hodnotu maximálního záporného posuvu napínacího rámu (osová délky dráhy se zmenší dvojnásobně)

$$\Delta_{ns \max}^- = 150 \text{ mm} \quad (27)$$



Obr. 53: Umístění napínacího rámu – 1 – pohyblivý rám, 2 – pohyblivá část dráhy, 3 – nepohyblivá část dráhy, 4 – pevné spojení dráhy, 5 – přepažení sloupů, 6 – závitová tyč, 7 – propojovací převleky dráhy



Obr. 54: Napínací rám – vyznačení maximálních hodnot posuvů napínacího rámu

Pro takto navržený napínací rám platí, že závitové tyče jsou při zvětšování osově délky řetězu namáhány tahovými silami (reakce od utahovacích sil). Je to obecně vhodnější řešení, než případy ve kterých jsou závitové prvky napínacích rámu namáhány tlakovými silami, neboť závitové tyče jsou štíhlé pruty, u kterých by v těchto případech hrozila ztráta stability.

Pro posouvání rámu je nejprve nutné povolit spoje (viz obr. 52), kterými jsou spojeny nosné profily dráhy k nosníkům, které tvoří přepažení sloupů. Poté je možné posouvat rámem pomocí matic, které jsou umístěny na závitových tyčích.

Mezera mezi pohyblivou a pevnou částí dráhy je z vnějšku překryta převlekm (viz obr. 53 pozice 7), který v tomto úseku nahrazuje dráhu řetězu. Vnitřní rozměry převleku odpovídají vnějším rozměrům dráhy (s vůlí). Převlek nekoná relativní pohyb vůči pohyblivé části dráhy, protože je spojen s napínacím rámem; koná relativní pohyb (nasouvá a vysouvá se) vůči pevnému úseku dráhy (viz obr. 53 pozice 3).

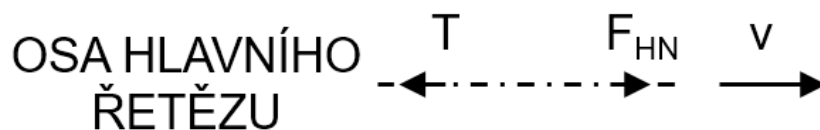
4.8 Hnací jednotka dopravníku

Při návrhu hnací jednotky dopravníku vycházím z požadavků na dopravní rychlost (viz kap. 4.3) a celkovou taženou hmotnost (viz kap. 4.4.1). Dopravní rychlost přímo ovlivňuje celkový převod, kterého je mezi hnacím elektromotorem a hnaným řetězem nutné dosáhnout, a celková tažená hmotnost je určující pro odporovou sílu (viz kap. 4.4.3), kterou je nezbytné při chodu dopravníku překonávat.

Navrhuji pro pohon hlavního řetězu dopravníku použít vložený hnací řetězový okruh jako mezičlánek pohonu. Princip přenosu točivého momentu je ve tvarovém styku hnacího a hnaného řetězu. Toto řešení umožňuje zmenšit rozměry hnacího řetězového kola (snížit celkový převod), než v případě použití přímého pohonu (pomocí bubnu) v oblouku dráhy. Pro realizaci celkového převodu navrhuji použít spojení dvou šnekových převodovek, čímž odpadne nutnost použití dalších převodových mechanismů (řetězového, klínového).

4.8.1 Potřebný výkon motoru

Při rovnoměrném pohybu hlavního řetězu dopravníku je nutné překonávat třecí odpor (tah v řetězu – viz obr. 55), který jsem vypočítal v kap. 4.4.3.



Obr. 55: Znázornění sil při rovnoměrném pohybu dopravníku – T – odporová síla,
 F_{HN} – hnací síla, v – rychlost pohybu hlavního řetězu

Pro potřebný výkon na řetězu za podmínky rovnosti odporové a hnací síly platí následující rovnice

$$P^* = T \cdot v \quad (28)$$

Nicméně rovnice (28) neuvažuje ztráty vznikající v převodové soustavě, je tedy nutné ji upravit do následujícího tvaru

$$P_{M \min} = \frac{T \cdot v_{\max}}{\eta_d} \quad (29)$$

kde $P_{M \min}$ je minimální výkon motoru, v_{\max} je nejvyšší dopravní rychlost, η_d je celková výpočtová účinnost převodové soustavy.

Dosazením do vztahu (29) dostáváme hodnotu minimálního výkonu motoru pro uvažovanou celkovou účinnost šnekových převodovek 0,1.

$$P_{M \min} = \frac{50 \cdot 0,258}{0,1 \cdot 60} = 2,15 \text{ W} \quad (30)$$

Minimální potřebný výkon motoru je dán součinem dvou malých hodnot, a sice odporové síly a dopravní rychlosti. Hodnota odporové síly (tahu v řetězu) je malá, protože dopravník neobsahuje úseky se stoupáním, které řádově zvětšují požadavky na výkon, dále proto, že jeho dráha je poměrně krátká a celková tažená hmotnost je nízká. Nejvyšší dopravní rychlost řetězu je též nízká, a to v řádu milimetrů za sekundu. Vztah (30) uvažuje účinnost převodovek pouze 0,1, což je na straně bezpečnosti, protože tato hodnota odpovídá dvěma spojeným šnekovým převodovkám, které mají výsledný převod 10 000. Se snižujícím se celkovým převodovým poměrem hodnota celkové účinnosti stoupá, a tudíž hodnota minimálního potřebného výkonu klesá.

4.8.2 Volba motoru

Na základě výše uvedeného výpočtu volím pro pohon dopravníku 8-pólový elektromotor 1LE1002-0CD22. Parametry elektromotoru jsou uvedeny v tab. 3. Při výběru elektromotoru jsem se řídil hodnotami minimálního potřebného výkonu a také jeho jmenovitými otáčkami. Při volbě elektromotoru s vyššími jmenovitými otáčkami

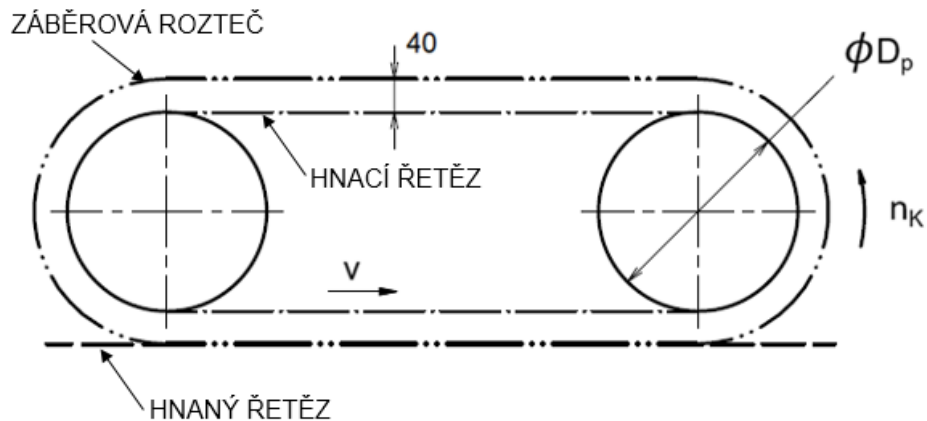
(6-pólový, 4-pólový) by výrazně narůstala hodnota celkového převodu, kterého je nutné dosáhnout pro požadované dopravní rychlosti.

Tab. 3: Parametry elektromotoru pro frekvenci napájení 50 Hz

1LE1002-0CD22	
Výrobce	SIEMENS
Výkon P_{Mj} [kW]	0,09
Otáčky n_M [min^{-1}]	635
Osová velikost [mm]	71
Točivý moment M_{Mj} [N·m]	1,4
Hmotnost [kg]	5
Počet pólů	8
Průměr hřídele [mm]	14
Velikost příruby	85
Přídavné chlazení	ano

4.8.3 Celkový převod

V tomto kroku je nutné předběžně zvolit velikost řetězových kol vloženého okruhu a velikost tvarových prvků (kamenů), protože převodové číslo je přímo závislé na rameni záběru. Pro předběžný návrh hnacího řetězového okruhu se jako vhodný jeví válečkový řetěz 16B-1; pro počet zubů $z_k = 17$ řetězového kola je průměr roztečné kružnice řetězového kola $\phi D_p = 138,232$ mm. Záběr tvarového prvku uvažuji ve vzdálenosti 40 mm od roztečné kružnice řetězového kola. Schéma záběru hnacího řetězového okruhu je znázorněno na obr. 56.



Obr. 56: Schéma hnacího řetězového okruhu – D_p – průměr roztečné kružnice řetězového kola, n_k – otáčky řetězového kola, v – rychlost pohybu hlavního řetězu

Obvodová rychlost tvarových prvků na záběrové kružnici musí být shodná s rychlostí pohybu hlavního (hnaného) řetězu, tedy platí následující rovnice

$$v = O_k \cdot n_k \quad (31)$$

kde O_k je délka obvodu záběrové kružnice pro průměr $D_k = D_p + 80$, n_k jsou otáčky řetězového kola.

Rovnici (31) je možné upravit do tvaru

$$n_k = \frac{v}{O_k} \quad (32)$$

Převodové číslo, které vyjadřuje celkový převod mezi elektromotorem a řetězovým okruhem, je dáno vztahem (33)

$$i_c = \frac{n_M}{n_k} \quad (33)$$

Vzhledem k regulovatelné rychlosti pohybu dopravníku je vhodné vyjádřit rozsah (minimální a maximální hodnotu) celkového převodového čísla, protože od něj se odvíjí volba jednotlivých šnekových převodovek.

Vztah (34) nejdříve vyjadřuje rozsah otáček řetězového kola hnacího okruhu.

$$n_k = (n_{k \min} \div n_{k \max}) = \left(\frac{v_{\min}}{\pi \cdot D_k} \div \frac{v_{\max}}{\pi \cdot D_k} \right) = \left(\frac{0,176}{\pi \cdot 0,218\,232} \div \frac{0,258}{\pi \cdot 0,218\,232} \right) \doteq$$

$$(0,256\,71 \div 0,376\,31) \text{ min}^{-1} \quad (34)$$

Následující vztah (35) udává již rozmezí celkového převodového čísla.

$$i_c = (i_{c \min} \div i_{c \max}) = \left(\frac{n_M}{n_{k \max}} \div \frac{n_M}{n_{k \min}} \right) = \left(\frac{635}{0,376\,31} \div \frac{635}{0,256\,71} \right) \doteq$$

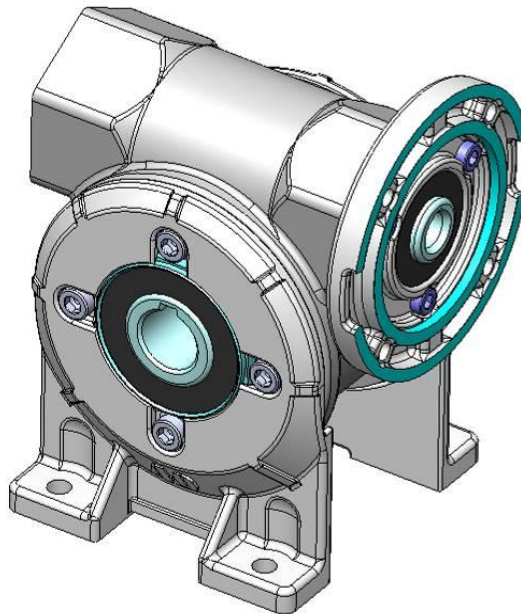
$$(1\,687 \div 2\,474) \quad (35)$$

Přibližná střední hodnota celkového převodového čísla je 2 080. Z této střední hodnoty vycházím při volbě šnekových převodovek, neboť celkové převodové číslo je součinem převodových čísel obou převodovek. Ovládání rychlosti dopravníku bude regulací otáček elektromotoru frekvenčním měničem. V tomto případě bude snížení, resp. zvýšení jmenovitých otáček téměř symetrické.

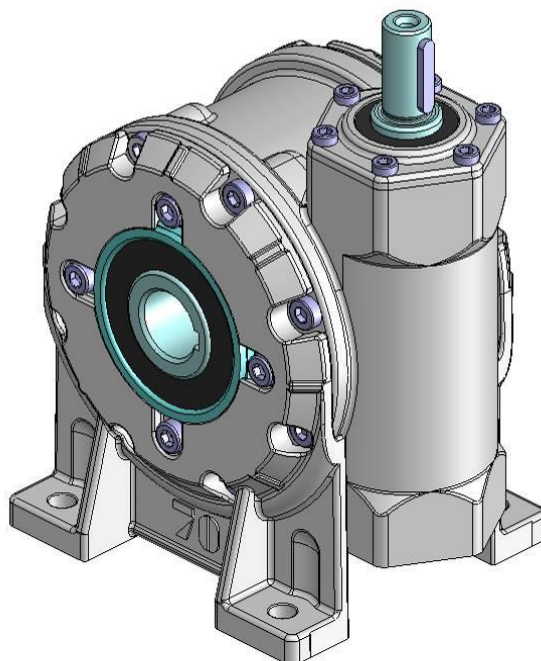
4.8.4 Volba převodovek

Z katalogu výrobce šnekových převodovek [41] vybírám kombinaci převodovek MRT40AxRT70A. První převodovka MRT40A (viz obr. 57) (patkové provedení A) s převodovým číslem $i_{\text{MRT40A}} = 70$ je určena k montáži na zvolený elektromotor (viz tab. 3), protože má odpovídající připojovací rozměry příruby a vstupní hřídele. Druhá převodovka RT70A (viz obr. 58) (patkové provedení V) s převodovým číslem $i_{\text{RT70A}} = 30$ je vybavena hřídelí a přírubou na vstupu, aby mohla být napojena na

výstupní hřídel první převodovky, a obsahuje jednostrannou výstupní hřídel o průměru 28 mm. V tab. 4 jsou uvedeny parametry kombinace zvolených převodovek.



Obr. 57: Šneková převodovka MRT40A patkové provedení A [41]



Obr. 58: Šneková převodovka RT70A patkové provedení V, hřídel na vstupu [41]

Tab. 4: Parametry kombinace šnekových převodovek [41]

MRT40AxRT70A	
Výkon motoru P_{Mj} [kW]	0,09
Výstupní otáčky pro jmenovité otáčky elektromotoru [min^{-1}]	0,3
Celková účinnost η_{dc} [1]	0,25
Max. výst. moment $M_{2 \max}$ [N·m]	300

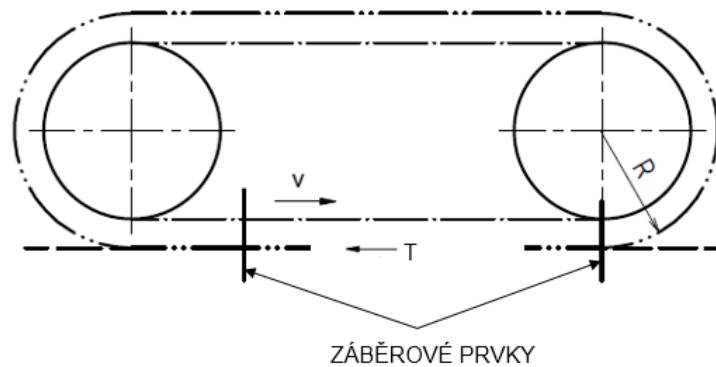
Nyní je nutné vypočítat hodnotu maximálního momentu na výstupu z převodovek, neboť jejich výrobce stanovil, že moment nesmí překročit hodnotu uvedenou v tab. 4.

Ze schématu na obr. 59 vyplývá, že potřebný provozní točivý moment na řetězovém kole (výstupu z převodovky) při rovnoměrném pohybu je dán součinem odporové síly proti pohybu a ramene této síly. Hnací síla F_{HN} , kterou působí pohon, musí překonávat sílu odporů T (viz. obr. 55).

$$M_p = T \cdot \frac{D_k}{2} \doteq T \cdot R = 50 \cdot 0,11 = 5,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (36)$$

kde M_p je potřebný provozní točivý moment na výstupu z převodovky, T je odporová síla proti pohybu (hodnota tahu v řetězu), R (zaokrouhleno) je rameno odporové síly T (polovina průměru záběrové kružnice D_k).

Potřebný provozní moment (viz vztah 36) je řádově menší než hodnota maximálního výstupního momentu $M_{2 \max}$ převodovky RT70A (viz tab. 4).



Obr. 59: Schéma záběru tvarových prvků – R – rameno odporové síly T, v – rychlost pohybu hlavního řetězu

Při zaseknutí všech koleček hlavního řetězu dojde k jejich smýkání uvnitř dráhy dopravníku a zvětšení odporové síly proti rovnoměrnému pohybu dle vztahu (37).

$$T_z = Q \cdot g \cdot f_z = 217 \cdot 9,81 \cdot 0,2 \doteq 426 \text{ N} \quad (37)$$

kde T_z odporová síla při zaseknutí koleček hlavního řetězu, Q je celková tažená hmotnost, g je intenzita gravitačního pole, f_z je součinitel smykového tření za sucha [37, str. 34].

Pro tuto hodnotu odporové síly se zvětší i potřebný točivý moment dle následujícího vztahu

$$M_{pz} = T_z \cdot R = 426 \cdot 0,11 = 46,86 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (38)$$

Jako maximální hodnotu výstupního momentu převodovky, při které dojde k automatickému zastavení pohonu, uvažují

$$M_{pz \max} = 40 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (39)$$

Pro tuto hodnotu stanovuji servisní faktor převodovky jako

$$S_f = \frac{M_{2 \max}}{M_{pz \max}} = \frac{300}{40} = 7,5 \quad (40)$$

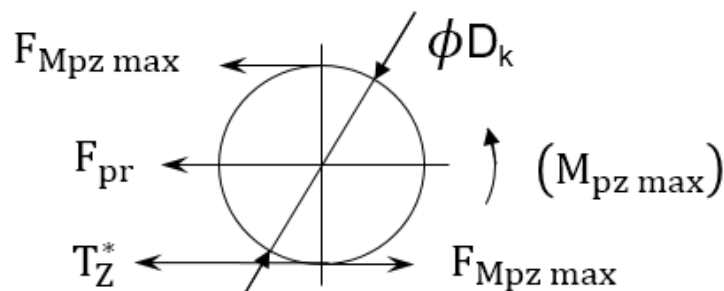
Pro zaručení provozní bezpečnosti se určuje typ pohonu s ohledem na provozní součinitel, který je dán způsobem zatížení, průměrnou denní provozní dobou a počtem sepnutí za hodinu viz příloha 4. Odečítám hodnotu provozního součinitele

$$S_m = 1,2 \quad (41)$$

Pro konkrétní převodovku pak platí, že provozní součinitel S_m musí být menší než servisní faktor převodovky S_f , což je splněno, protože provozní součinitel je 1,2 a servisní faktor je 7,5.

4.8.4.1 Kontrola radiálního zatížení výstupní hřídele převodovky

Při provozu dopravníku nesmí dojít k překročení maximální přípustné radiální síly na výstupní hřídeli šnekové převodovky RT70A. Na výsledné radiální síle na hřídeli převodovky se podílejí síly od přenášeného hnacího momentu a síla od potřebného vypnutí řetězu. Schéma sil je zobrazeno na obr. 60.

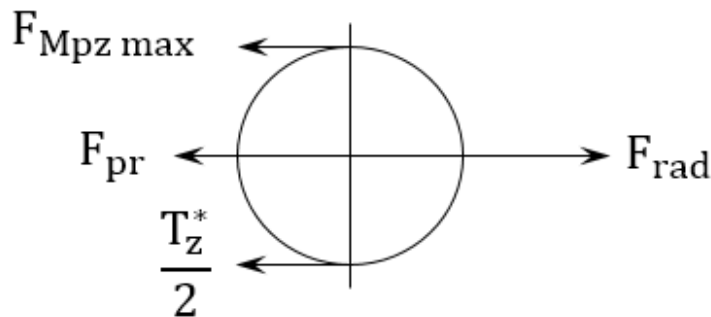


Obr. 60: Schéma silových poměrů na výstupní hřídeli převodovky RT70A a –
 ϕD_k – záběrová kružnice, $M_{pz \max}$ – maximální hodnota výstupního momentu převodovky,
 $F_{Mpz \max}$ – rozložené obvodové síly od momentu $M_{pz \max}$, F_{pr} – předepínací síla řetězového
okruhu, T_z^* – odporová síla při vypnutí pohonu.

Vzhledem ke vzájemnému vztahu odporové síly T_z^* a maximální hodnoty výstupního momentu $M_{pz\ max}$ (součin T_z^* a $\frac{D_k}{2}$ tvoří $M_{pz\ max}$) a při rozložení tohoto momentu na obvodové síly $F_{Mpz\ max}$ na průměru D_k platí, že

$$T_z^* = 2F_{Mpz\ max} \quad (42)$$

Po přičtení síly $F_{Mpz\ max}$ k síle T_z^* dostáváme situaci, která je zobrazena na obr. 61. Toto schéma již vede k výpočtu radiální síly F_{rad} .



Obr. 61: Schéma silových poměrů na výstupní hřídeli převodovky RT70A b

Pro velikost radiální síly na výstupní hřídeli převodovky RT70A platí následující vztah

$$F_{rad} = F_{Mpz\ max} + F_{pr} + \frac{T_z^*}{2} \quad (43)$$

Dosazením rovnice (42) do vztahu (43) obdržíme vztah

$$F_{rad} = F_{Mpz\ max} + F_{pr} + F_{Mpz\ max} = 2F_{Mpz\ max} + F_{pr} \quad (44)$$

Tato rovnice je shodná se vztahem (45)

$$F_{rad} = \frac{M_{pz\ max}}{\frac{D_k}{2}} + F_{pr} \quad (45)$$

Při uvažování předepínací síly v řetězovém okruhu v rozmezí do 500 N má výsledná radiální síla zatěžující výstupní hřídel převodovky RT70A velikost

$$F_{rad} \doteq \frac{40\,000}{\frac{220}{2}} + 500 \doteq 860 \text{ N} \quad (46)$$

Výrobce udávaná hodnota přípustného radiálního zatížení je uvedena v tab. 5.

Tab. 5: Přípustné radiální zatížení převodovky RT70A [41, upraveno]

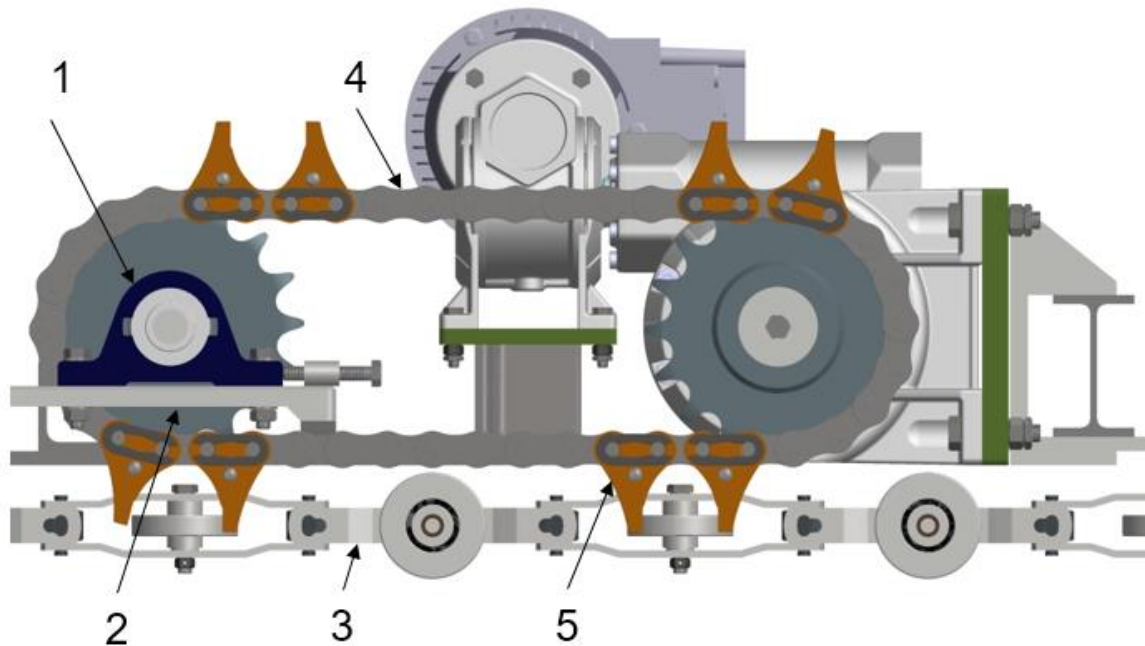
typ	i_{RT70A}	$F_{rad\ max} \text{ [N]}$
RT70A	30	3 300

Přípustná hodnota radiálního zatížení je více jak třikrát větší než maximální provozní hodnota radiálního zatížení.

Jednostranná výstupní hřídel převodovky RT70A má průměr 28 mm a drážku pro pero. Výrobce ji dodává spolu s převodovkou, z tohoto důvodu není třeba provádět kontrolní výpočet hřídele nebo pera.

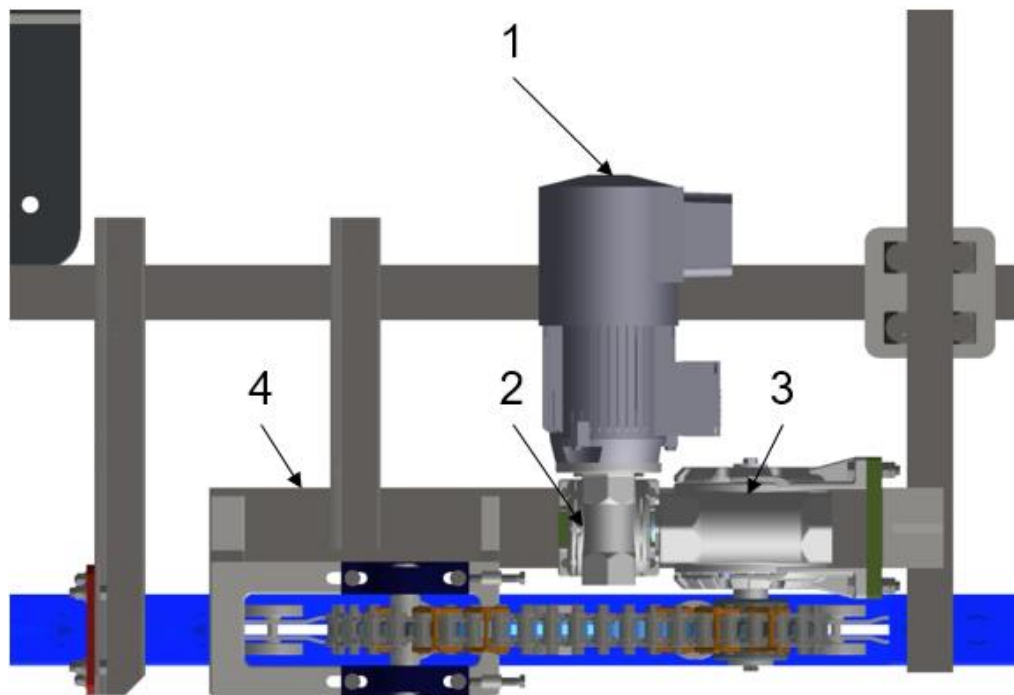
4.8.5 Sestava hnací jednotky

Na obr. 62 a 63 jsou znázorněny prvky sestavy hnací jednotky dopravníku. Pozice 2 na obr. 62 znázorňuje přípravek pro osovou přestavitelnost jednoho řetězového kola díky umožněnému pohybu ložiskových jednotek pomocí šroubů.



Obr. 62: Hnací jednotka dopravníku a – 1 – ložisková jednotka, 2 – přípravek pro vypínání hnacího řetězu, 3 – hlavní řetěz dopravníku, 4 – hnací řetěz, 5 – tvarový prvek (kámen) záběru hnacího a hnaného (hlavního) řetězu

Záběrové prvky (obr. 62 pozice 5) jsou upevněny na prodloužených čepech hnacího řetězu pomocí pružných pérek. Dále jsou nýtovány k sobě, aby při záběru nedocházelo k jejich příčnému rozevírání. V místech záběru je jejich tvar upraven zkosením a zaoblením, aby vzájemný styk s kolečky hlavního řetězu byl plynulý. Při nabíhání tvarových prvků na řetězová kola dochází k jejich rozevírání ve směru pohybu, které napomáhá při zabíhání a vybíhání ze záběru. Umístění tvarových prvků umožňuje dopředný i zpětný pohyb hlavního řetězu, což je jeden z požadavků zadavatele.

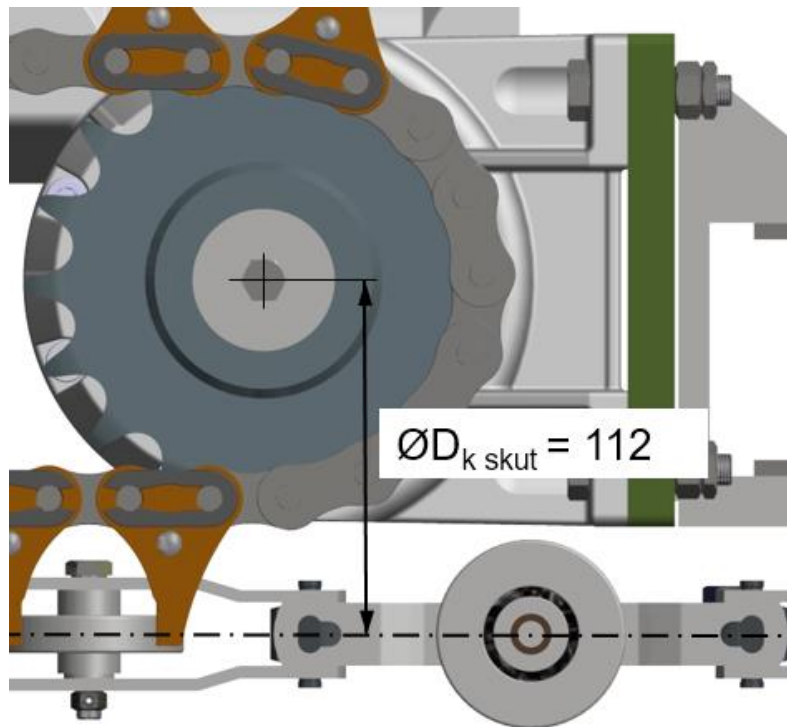


*Obr. 63: Hnací jednotka dopravníku b – 1 – elektromotor, 2 – šneková převodovka MRT40A,
3 – šneková převodovka RT70A, 4 – upevňovací rám pohonu*

Na obr. 63 pozice 4 znázorňuje rám pohonu, na kterém jsou upevněny všechny části hnací jednotky. Tento rám je pak upevněn na nosné konstrukci dopravníku. V místě záběru hnacího a hnaného řetězu je upraven úsek dráhy odříznutím vrchní části tak, aby tvarové prvky mohly zabíhat dovnitř dráhy. Pohyblivé části hnací jednotky (řetězový převod) je nutné vybavit krytem, který zabrání možnému kontaktu obsluhy s těmito částmi.

4.8.6 Korekce celkového převodu a výpočet otáček motoru

Skutečná velikost záběrové rozteče $\phi D_{k\text{skut}}$ je znázorněna na obr. 64. Předpokládaná hodnota, se kterou jsem v dosavadních výpočtech pracoval, byla 218,232 mm. Skutečná hodnota průměru záběrové kružnice $\phi D_{k\text{skut}}$ je tedy 224 mm. Nyní přepočítám rozmezí hodnot celkového převodového čísla a následně vyjádřím přesné rozmezí potřebných otáček elektromotoru, ve kterém bude pracovat.



Obr. 64: Znáornění záběrové vzdálenosti hnacího řetězu

$$\begin{aligned}
 n_{k \text{ skut}} &= (n_{k \text{ skut min}} \div n_{k \text{ skut max}}) = \left(\frac{v_{\min}}{\pi \cdot D_{k \text{ skut}}} \div \frac{v_{\max}}{\pi \cdot D_{k \text{ skut}}} \right) = \left(\frac{0,176}{\pi \cdot 0,224} \div \frac{0,258}{\pi \cdot 0,224} \right) \\
 &\doteq (0,250 \ 1 \div 0,366 \ 7) \text{ min}^{-1}
 \end{aligned} \tag{47}$$

$$\begin{aligned}
 i_{c \text{ skut}} &= (i_{c \text{ skut min}} \div i_{c \text{ skut max}}) = \left(\frac{n_M}{n_{k \text{ skut max}}} \div \frac{n_M}{n_{k \text{ skut min}}} \right) = \left(\frac{635}{0,366 \ 7} \div \frac{635}{0,250 \ 1} \right) \\
 &\doteq (1 \ 732 \div 2 \ 539)
 \end{aligned} \tag{48}$$

kde $n_{k \text{ skut}}$ je rozmezí skutečných provozních otáček řetězového kola, $n_{k \text{ skut min}}$ je minimální hodnota skutečných otáček řetězového kola, $n_{k \text{ skut max}}$ je maximální hodnota otáček řetězového kola, $i_{c \text{ skut}}$ je rozmezí skutečného celkového převodového čísla, $i_{c \text{ skut min}}$ je minimální hodnota skutečného celkového převodového čísla, $i_{c \text{ skut max}}$ je maximální hodnota skutečného převodového čísla, $D_{k \text{ skut}}$ je skutečná velikost průměru záběrové kružnice.

Hodnota jmenovitých otáček elektromotoru (viz tab. 3) je pro frekvenci napájení 50 Hz. Následující vztahy (49) a (50) uvádějí hodnotu otáček elektromotoru pro minimální a maximální dopravní rychlost.

$$n_{M \min} = \frac{i_{c \text{ skut min}}}{i_{c \text{ prev}}} \cdot n_M = \frac{1\,732}{2\,100} \cdot 635 \doteq 524 \text{ min}^{-1} \quad (49)$$

a

$$n_{M \max} = \frac{i_{c \text{ skut max}}}{i_{c \text{ prev}}} \cdot n_M = \frac{2\,539}{2\,100} \cdot 635 \doteq 768 \text{ min}^{-1} \quad (50)$$

kde $n_{M \min}$ je minimální hodnota otáček elektromotoru, $n_{M \max}$ je maximální hodnota otáček elektromotoru, $i_{c \text{ prev}}$ je hodnota celkového převodového čísla použitých převodovek.

4.8.7 Hnací řetězový okruh

Vložený hnací řetěz (viz obr. 62 a 63) bude namáhán od maximálního přenášeného točivého momentu (viz vztah 39). Z tohoto důvodu je zřejmé, že jej není třeba kontrolovat výpočtem, neboť maximální hodnota přenášeného momentu je relativně malá. Též je i při maximálních otáčkách řetězového kola (počet zubů 17) menších než 0,5/min malá obvodová rychlost, která je zlomkem dovolené hodnoty. Nicméně i přesto provedu kontrolní výpočet řetězu podle normy ČSN 01 4809.

Použitý řetěz je 16B-1-44. Počet článků hnacího řetězu se odvíjí od rozteče hlavního řetězu (viz kap. 4.2). Horizontální záběrová kolečka hlavního řetězu jsou od sebe vzdálena vždy 2 rozteče, tedy 279,4 mm. Tato vzdálenost je 11násobkem rozteče použitého hnacího řetězu (rozteč řetězu 16B je $P = 25,4$ mm). Proto i celkový počet článků hnacího řetězu musí být násobkem 11.

Nejvyšší hodnota přenášeného výkonu řetězem odpovídá situaci, ve které pohon dodává nejvyšší hnací moment (hodnota stanovena ve vztahu (39)), a je dána následujícím vztahem

$$P_{max} = M_{pz\ max} \cdot \omega_{k\ max} = 40 \cdot \frac{2\pi \cdot n_{k\ skut\ max}}{60} = 40 \cdot \frac{2\pi \cdot 0,366\ 7}{60} = 0,001\ 5\ \text{kW} \quad (51)$$

kde P_{max} je maximální přenášený výkon, $M_{pz\ max}$ je maximální hodnota výstupního momentu převodovky, $\omega_{k\ max}$ je maximální úhlová rychlost řetězového kola, $n_{k\ skut\ max}$ je maximální hodnota otáček řetězového kola.

Nyní je nutné vzít v úvahu provozní podmínky řetězu, tedy upravit hodnotu přenášeného výkonu na hodnotu danou vztahem (52)

$$P_D = \frac{P_{max}}{\mu \cdot \varphi \cdot \chi} = \frac{0,001\ 5}{1 \cdot 1 \cdot 0,53} \doteq 0,003\ \text{kW} \quad (52)$$

kde P_D je hodnota přepočítaného výkonu, μ (viz tab. 7) je součinitel mazání řetězu, φ je součinitel provedení řetězu (pro řetězy typu B je roven 1), χ (viz tab. 8) je součinitel výkonu řetězu (závisí na součiniteli rázů Y viz příloha č. 5)

Tab. 6: Hodnoty součinitele vzdáleností os p [42]

a = 20p	a = 40p	a = 80p	a = 160 p
0,85	1,00	1,15	1,30

Tab. 7: Hodnoty součinitele mazání μ [42, upraveno]

Rozmezí výkonu	Rychlost řetězu v ms^{-1}	Činitelé mazání μ pro			
		bez-vadné mazání	nedostatečné mazání bez se znečištění(m)		bez mazání
I	do 4	1	0,6	0,3	0,15
II	do 7		0,3	0,15	nepřípustné
III	do 12		nepřípustné		
	přes 12				

 Tab. 8: Hodnoty součinitele výkonu χ [42, upraveno]

Převodový poměr i	Činitel rázů $Y = 1$ Počet zubů z_1 malého kola					Činitel rázů $Y = 2$ Počet zubů z_1 malého kola					Činitel rázů $Y = 3$ Počet zubů z_1 malého kola					Činitel rázů $Y = 4$ Počet zubů z_1 malého kola				
	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25
	1	(0,39)	0,73	0,83	0,93	1,11	(0,28)	0,53	0,60	0,67	0,81	(0,24)	0,42	0,52	0,58	0,70	(0,21)	0,34	0,43	0,53
2	0,50	0,82	0,93	1,04	1,26	(0,36)	0,60	0,68	0,76	0,92	(0,30)	0,50	0,59	0,66	0,80	(0,26)	0,44	0,52	0,61	0,73
3	0,57	0,88	1,00	1,12	1,36	0,42	0,65	0,73	0,82	0,99	(0,35)	0,55	0,63	0,71	0,86	(0,29)	0,51	0,58	0,65	0,79
5	0,64	0,96	1,09	1,22	1,49	0,47	0,71	0,80	0,89	1,09	0,40	0,61	0,69	0,77	0,94	(0,33)	0,57	0,63	0,71	0,86
≥ 7	0,67	1,02	1,15	1,30	1,59	0,49	0,75	0,85	0,95	1,16	0,42	0,64	0,73	0,82	1,00	(0,35)	0,59	0,67	0,75	0,92

Hodnotu přepočítaného výkonu P_D je ještě třeba upravit pomocí součinitele vzdálenosti os na hodnotu

$$P'_D = \frac{P_D}{\rho} = \frac{0,003}{0,85} \doteq 0,004 \text{ kW} \quad (53)$$

kde P'_D je korigovaný přepočítaný výkon, ρ (viz tab. 6) je součinitel vzdálenosti os.

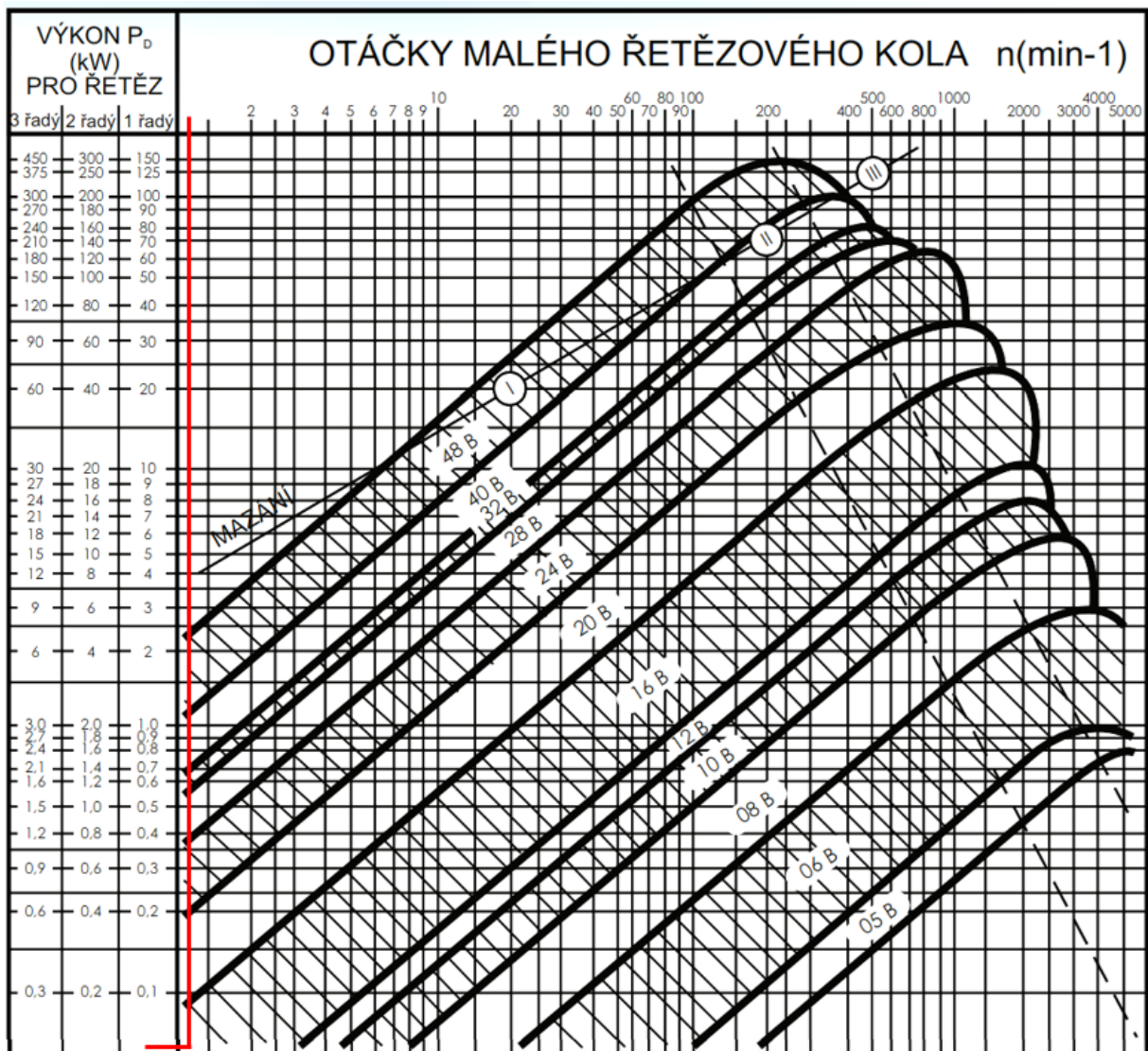
S takto korigovaným výkonem zkontroluji, že řetěz 16B vyhovuje. Potřebné údaje jsou uvedeny v diagramu na obr. 65.

Dalším kritériem pro kontrolu řetězu jsou dovolená obvodová rychlost, dovolený tlak v kloubu a pevnost řetězu proti přetržení.

Nejvyšší obvodová rychlost řetězu se stanoví dle následující rovnice

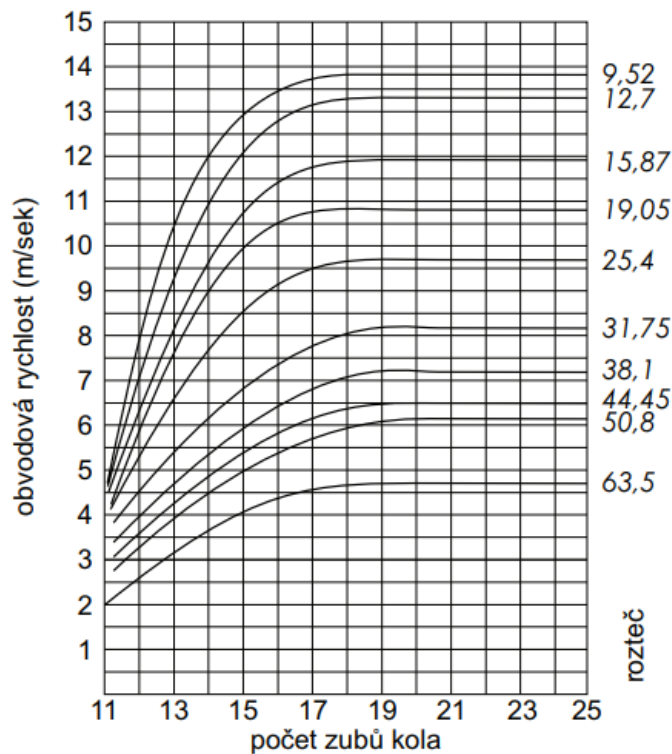
$$v_o = \frac{\phi D_p \cdot n_{k \text{ skut max}}}{19\,100} = \frac{138,232 \cdot 0,366\,7}{19\,100} \doteq 0,003 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (54)$$

kde ϕD_p je průměr roztečné kružnice řetězového kola, $n_{k \text{ skut max}}$ jsou maximální otáčky řetězového kola.



Obr. 65: Diagram určení typu řetězu z řady B (vyznačen výkon a otáčky) [42, upraveno]

Přípustné obvodové rychlosti jsou uvedeny v diagramu na obr. 66. Pro řetěz 16B s roztečí $P = 25,4$ mm a počtem zubů řetězového kola $z_k = 17$ je hodnota dovolené obvodové rychlosti rovna $v_{o\text{ dov}} = 9,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Nejvyšší provozní obvodová rychlost (viz vztah 54) je řádově menší než rychlost dovolená, protože otáčky řetězového kola jsou relativně nízké.



Obr. 66: Diagram přípustných obvodových rychlostí řetězů [42]

V tomto kroku je nutné stanovit celkovou tahovou sílu působící na řetěz. Tato veličina je nezbytná pro další kontrolní výpočty. Celková tahová síla se skládá z obvodové síly od přenášeného výkonu a obvodové síly způsobené účinkem odstředivé síly. Výpočet je dle následující rovnice

$$F_t = F_o + F_{oc} = \frac{1000 \cdot P_{max}}{v_o} + q_{hř} \cdot v_o^2 = \frac{1000 \cdot 0,0015}{0,003} + 2,75 \cdot 0,003^2 \doteq 500 \text{ N} \quad (55)$$

kde F_t je celková tahová síla v řetězu, F_o je obvodová síla na řetězovém kole od přenášeného výkonu, F_{oc} je obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly, $q_{hř}$ je hmotnost hnacího řetězu na 1 metr délky [37, str. 560]

Hodnotu výpočtového tlaku v kloubu řetězu stanovují dle následujícího vzorce

$$p_p = \frac{F_t}{S_k} = \frac{500}{210} \doteq 2,4 \text{ MPa} \quad (56)$$

kde p_p je hodnota výpočtového tlaku v kloubu řetězu, S_k je plocha kloubu ($S_k = b_{\zeta 2} \cdot d_{\zeta 2}$; $b_{\zeta 2}$ je vnější šířka vnitřního članku řetězu, $\phi d_{\zeta 2}$ je průměr čepu řetězu).

Dovolený tlak v kloubu řetězu se odvíjí od směrného tlaku v kloubu řetězu p_1 (viz příloha č. 6) a vypočítá se dle vztahu

$$p_d = p_1 \cdot \lambda_t = 31,78 \cdot 0,5 = 15,89 \text{ MPa} \quad (57)$$

kde p_d je dovolený tlak v kloubu řetězu, λ_t součinitel tření řetězu (viz tab. 9).

Tab. 9: Hodnoty součinitele tření λ_t [42, upraveno]

Čini- tel rázů Y	Řetězy podle ČSN	Činitel tření λ_t																			
		$a = 20 \cdot p$					$a = 40 \cdot p$					$a = 80 \cdot p$					$a = 160 \cdot p$				
		i					i					i					i				
		1	2	3	5	7	1	2	3	5	7	1	2	3	5	7	1	2	3	5	7
1	02 3311, 02 3321	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15	1,00	1,12	1,19	1,27	1,32	1,24	1,38	1,45	1,53	1,57
	02 3315	0,55	0,64	0,70	0,78	0,82	0,66	0,74	0,80	0,87	0,92	0,80	0,90	0,95	1,02	1,06	0,99	1,10	1,16	1,22	1,26
2	02 3311, 02 3321	0,50	0,58	0,64	0,72	0,76	0,60	0,68	0,73	0,79	0,84	0,73	0,82	0,87	0,93	0,97	0,91	1,01	1,06	1,12	1,15
	02 3315	0,40	0,46	0,51	0,58	0,61	0,48	0,55	0,58	0,63	0,67	0,58	0,66	0,70	0,75	0,78	0,73	0,81	0,85	0,90	0,92
3	02 3311, 02 3321	0,44	0,50	0,55	0,62	0,66	0,52	0,59	0,63	0,69	0,73	0,63	0,71	0,75	0,80	0,83	0,78	0,87	0,92	0,96	0,99
	02 3315	0,35	0,40	0,44	0,49	0,52	0,42	0,47	0,50	0,55	0,57	0,50	0,56	0,60	0,64	0,66	0,62	0,69	0,73	0,77	0,79
4	02 3311, 02 3321	0,40	0,46	0,51	0,57	0,61	0,48	0,54	0,58	0,63	0,67	0,58	0,65	0,69	0,74	0,77	0,72	0,80	0,84	0,89	0,91
	02 3315	0,32	0,37	0,40	0,45	0,48	0,38	0,43	0,45	0,50	0,53	0,46	0,52	0,55	0,59	0,61	0,58	0,64	0,67	0,71	0,73

Porovnáním výpočtové hodnoty tlaku v kloubu řetězu a dovolené hodnoty plyne, že podmínka $p_p < p_d$ je splněna.

V této chvíli je možné stanovit součinitele bezpečnosti proti přetržení řetězu při statickému a dynamickému zatížení.

Součinitel bezpečnosti proti přetržení řetězu při statickém zatížení

$$k_{\check{r}s} = \frac{F_B}{F_t} = \frac{58\,000}{500} \doteq 116 \quad (58)$$

kde F_B je pevnost řetězu při přetržení [37, str. 560].

Součinitel bezpečnosti proti přetržení řetězu při dynamickém zatížení

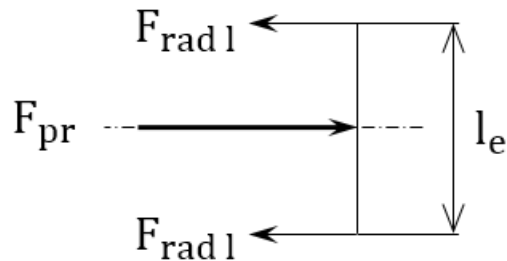
$$k_{\check{r}d} = \frac{F_B}{Y \cdot F_t} = \frac{58\,000}{2 \cdot 500} \doteq 58 \quad (59)$$

kde F_B je pevnost řetězu při přetržení [37, str. 560], Y je součinitel rázů (viz příloha č. 5).

Životnost řetězu je určena maximální dovolenou hodnotou jeho prodloužení. Velikost prodloužení je dána normou ČSN 01 4809 tak, aby řetěz zaručoval přenos síly. Válečkové řetězy pro všeobecné prodloužení mají podle [42] dovolenou hodnotu prodloužení 2 %. Po překročení této hodnoty se musí řetěz vyměnit.

4.8.7.1 Výpočet trvanlivosti ložisek

Osa nepoháněného řetězového kola je symetricky oboustranně uložena v ložiskových jednotkách (viz obr. 62 a 63). Jednotky jsou vybaveny ložisky YAR204-2F. Na tato ložiska působí radiální síla, která vzniká jako reakce na sílu od předepnutí řetězu. Schéma je zobrazeno na obr. 67.



Obr. 67: Schéma silového působení na nepoháněném řetězovém kole –
 F_{pr} – předepínací síla, $F_{rad l}$ – radiální síla působící ve středu ložisek,
 l_e – vzdálenost středů ložisek

Velikost radiálních sil působících na ložiska lze vyjádřit ze silové rovnováhy

$$F_{pr} - 2F_{rad l} = 0 \quad (60)$$

a po úpravě a dosazení číselné hodnoty F_{pr}

$$F_{rad l} = \frac{F_{pr}}{2} = \frac{500}{2} = 250 \text{ N} \quad (61)$$

Na ložiska nepůsobí axiální síly, proto je jeho dynamické ekvivalentní zatížení rovno radiální síle $F_{rad l}$. Nyní je nutné dosadit tuto hodnotu spolu s hodnotou otáček ložiska do vztahu pro jeho trvanlivost

$$L_h = \left(\frac{C}{F_{rad l}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{k skut max}} = \left(\frac{12\,700}{250} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 0,3667} \gg 1\,000\,000 \text{ h (5\,958\,390\,692)} \quad (62)$$

kde L_h je trvanlivost ložiska v hodinách, C je základní dynamická únosnost ložiska YAR204-2F [43], $n_{k skut max}$ je maximální hodnota otáček ložiska.

5 Bezpečnost dopravníku

„Bezpečnost strojních zařízení je v moderní vyspělé společnosti nejdůležitější částí každého stroje, zařízení a systému, kde nějaká jeho část vykonává mechanický pohyb“ [44]. „Strojní zařízení musí být navrženo a konstruováno s přihlédnutím k výsledkům posouzení rizika“ [45].

Konkrétně ze statistik Výzkumného ústavu bezpečnosti práce vyplývá, že nejrizikovější druh transportních zařízení jsou dopravníky pásové, neboť jejich podíl na celkové úrazovosti provozu je více jak třetinový. Podvěsné dopravníky se na celkové úrazovosti podílejí v 9 % případů. Nicméně na smrtelné úrazovosti transportních zařízení se pásové dopravníky podílejí největším podílem (58,2 % všech úmrtí), kdežto dopravníky podvěsné spolu s dopravními tratěmi se na smrtelné úrazovosti podílejí nejméně (1,5 % všech úmrtí). [46]

Ačkoliv tedy provoz podvěsných dopravníků vykazuje menší podíl na celkové úrazovosti v rámci všech typů transportních zařízení a na smrtelné úrazovosti vykazuje spolu s dopravními tratěmi dokonce podíl nejmenší, přesto je jakýkoliv výskyt úrazovosti nepřijatelný. Z tohoto důvodu je nutné, aby každé zařízení bylo provozováno v souladu s požadavky předpisů k zajištění bezpečnosti a ochrany zdraví při práci. Dále je nutné, aby z konstrukčního hlediska bylo vybaveno opatřeními pro zamezení kontaktu jakékoliv části lidské obsluhy během jeho provozu [46].

Tab. 10 zobrazuje zkrácený seznam rizik, jejich identifikace a opatření k odstranění při provozu podvěsného dopravníku s ohledem na konkrétní konstrukční návrh, neboť konstruktér přímo návrhem konstrukce daného zařízení ovlivňuje bezpečnost zařízení. Seznam z tohoto důvodu neobsahuje rizika spojená s neplněním povinností vedoucích pracovníků, obsluhy, pracovníků údržby, opravářů, seřizovačů atd.

Tab. 10: Rizika při provozu podvěsných dopravníků [47, upraveno]

Nebezpečí	Kdo a čím je ohrožen	Opatření ke snížení nebezpečí
Mechanická nebezpečí	Zaměstnanci provádějící obsluhu dopravníků, resp. ostatní zaměstnanci pracující na tomto pracovišti, zraněním v důsledku <ul style="list-style-type: none"> – přímým kontaktem s pohybujícím se zařízením, – zasažením částmi porouchaného zařízení, – dopravovanými nebo vykládanými materiály 	<ul style="list-style-type: none"> – Zakrytování nebo zajištění všech pohyblivých částí dopravníku tak, aby nemohlo dojít ke kontaktu s částmi těl pracovníků. – Pokud vykládka vyžaduje obsluhu, musí být uzpůsobena tak, aby nemohlo dojít k zavalení, pracovníka dopravovaným materiálem. – Při přerušení dodávky elektrické energie a jejímu opětovnému obnovení musí být zamezeno automatickému opětovnému spuštění zařízení. – Řetězová nebo kladičkové dráha níže než 2,5 m od podlahy musí být chráněna v místech přístupných pracovníkům.
Nebezpečí stlačení a stříhu	– pohybujícími se částmi ohrožujícími zaměstnance pohybující se na lávkách nebo v průchodových uličkách dopravníku	– Poučit všechny pracovníky o tom, že vstupovat na dopravník, přelézat, podlézat nebo jej za chodu, mimo místa zvlášť k tomu určená je zakázáno.
Nebezpečí navinutí, vtažení nebo zachycení	v místech pohonu.	– Všechny rotující nebo jiné pohyblivé části zařízení, jakož i všechna sbíhavá místa v nichž hrozí nebezpečí vtažení části těla do zařízení, musí být v místech přístupných obsluze bezpečně chráněny.
Zakopnutí, uklouznutí, pád při chůzi, sestupování, vystupování	Zaměstnanci provádějící obsluhu dopravníků, resp. ostatní zaměstnanci pracující na tomto pracovišti, ohrožení zraněním v důsledku <ul style="list-style-type: none"> – komunikačních překážek na pracovišti – nepořádku na pracovišti – uklouznutím na kluzké podlaze – nedostatečného osvětlení pod dopravníkem, v okolí konců dopravníků a v místech, kde je materiál vykládán 	<ul style="list-style-type: none"> – Určit zaměstnance zodpovědné za úklid na pracovišti. – Odstranit z pracoviště jakékoliv komunikační překážky o které by bylo možné zakopnout. – Udržovat podlahy čisté a suché. – Zajistit dostatečné osvětlení pracoviště.

Zasažení elektrickým proudem	Zaměstnanci provádějící obsluhu dopravníků, resp. ostatní zaměstnanci pracující na tomto pracovišti, ohrožení zasažením elektrickým proudem v důsledku <ul style="list-style-type: none"> – neodborného zacházení s el. zařízením – špatného technického stavu el. zařízení – provádění zakázané, neprovedení předepsané, manipulace s el. zařízením – poškozených ovládacích prvků el. zařízení 	<ul style="list-style-type: none"> – Zajistit, aby práci na el. zařízení neprováděli zaměstnanci bez elektrotechnické kvalifikace. – Soustavně kontrolovat technický stav el. zařízení, zajistit odstranění zjištěných závad. – Neprovádět zakázanou, provést předepsanou, manipulaci s el. zařízením. – Dbát, aby nebyly poškozeny ovládací prvky el. zařízení.
Neočekávané uvedení zařízení do chodu	Zaměstnanci provádějící obsluhu dopravníků, resp. ostatní zaměstnanci, pracující na tomto pracovišti, ohrožení zraněním v důsledku náhlého zapnutí přívodu el. proudu.	<ul style="list-style-type: none"> – Při přerušení přívodu el. proudu přepnout ovládací páku jeho spínače do polohy „vypnuto“.

Za vhodná konstrukční opatření ke zvýšení bezpečnosti navrženého dopravníku považuji především zakrytování pohyblivých částí pohonné jednotky a instalování ochranného pletiva všude po vnějším obvodu dopravníku tak, aby pouze místa nakládky a vykládky byla k těmto účelům přístupná. Použitý uzavřený profil dráhy s pouze desetimilimetrovým otvorem (viz obr. 38) zabraňuje možnosti kontaktu s částmi těl pracovníků, a tím významně přispívá ke zvýšení bezpečnosti dopravníku.

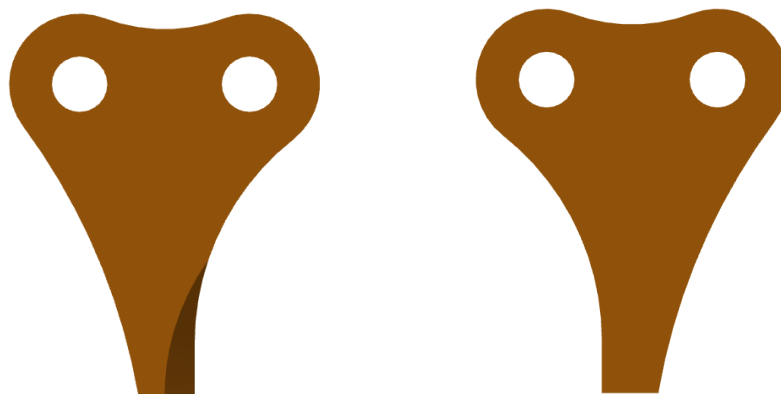
Dalšími nezbytnými opatřeními ke zvýšení bezpečnosti zařízení jsou zamezení znovuspuštění dopravníku při přerušení dodávky elektrické energie a automatické vypnutí pohonu při zvýšení odporu proti pohybu nad stanovenou hodnotu. Toto zvýšení odporu může nastat při přeložení dopravníku břemeny či dopravováním břemen, pro která tento dopravník není navržen. Další příčinou by mohla být kolize dopravovaných břemen s předměty, které jsou umístěny příliš blízko dráze dopravníku. Z tohoto důvodu je nutné, aby byly tyto překážky odstraněny. V neposlední řadě je nezbytné, aby obsluha u místa nakládky a vykládky měla k dispozici ovládací prvky pro zastavení dopravníku, např. při potížích s nakládkou či vykládkou břemen.

6 Simulace průběhu napětí a deformací záběrového prvku s využitím MKP

Cílem této kapitoly je základní simulace napětí a deformací záběrového prvku hnacího řetězového okruhu s využitím metody konečných prvků a následné posouzení únosnosti této součásti. Záběrové prvky (kameny), které jsou upevněny na čepech hnacího řetězu, jsou při záběru v kontaktu s vodorovnými vodicími koly hlavního řetězu (viz obr. 62, 63, 64). Při svém kontaktu přenášejí hnací sílu, která překonává sílu odporovou (viz obr 55).

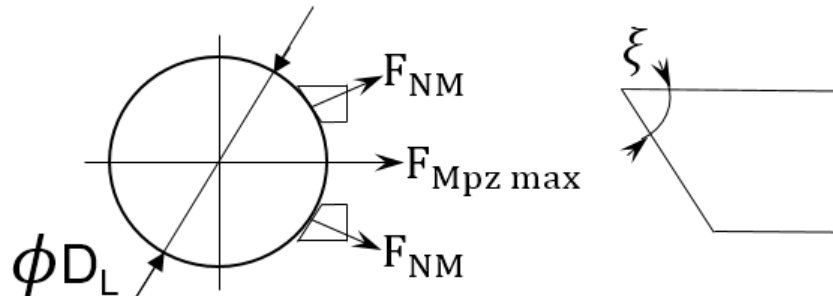
Kapitola si nebere za cíl detailní zkoumání sestavy hnacího řetězu, záběrového prvku a hlavního řetězu dopravníku a jejich vzájemných kontaktů při provozu dopravníku. V souladu s tímto faktem proto zavádím několik předpokladů. Prvním předpokladem je, že články spodní větve hnacího řetězu leží v jedné rovině (nenaklánějí se). Druhým předpokladem je, že záběrový prvek je pevně ukotven na prodloužených čepech hnacího řetězu (pevná poloha děr záběrových prvků).

Hlavními ukazateli únosnosti součásti jsou globální deformace a redukovaná napětí v nejvíce namáhaných částech. Schéma záběrového prvku v nezátíženém stavu je zobrazeno na obr. 68.



Obr. 68: Schéma záběrového prvku v nezátíženém stavu – 2 pohledy

Jelikož kontaktní plocha záběrového prvku je zkosena pod úhlem ξ , tak celková výsledná síla F_{NM} , která na kontaktní plochu jednoho kamenu působí, je zvětšena klínovým efektem. Silové schéma tohoto efektu je zobrazeno na obr. 69.



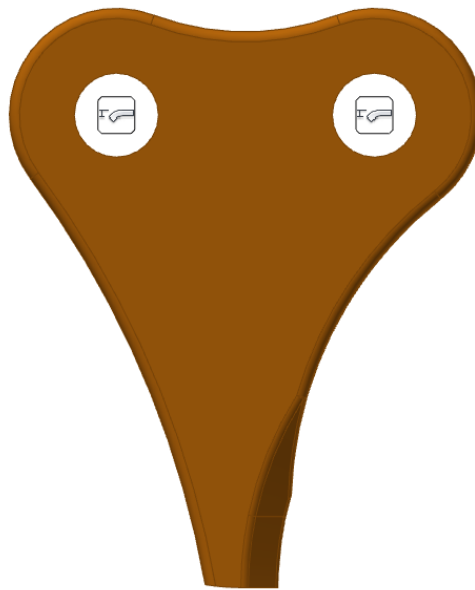
Obr. 69: Schéma silového působení při záběru tvarového prvku – ϕD_L – průměr vodícího kolečka hlavního řetězu – F_{NM} – silové působení na plochu záběrového prvku – $F_{Mpz max}$ – odporová síla proti pohybu – ξ – úhel sklonu plochy

Výpočet výsledné síly působící na jednu plochu záběrového prvku se vypočítá z následující rovnice

$$F_{NM} = \frac{F_{Mpz max}}{2 \cdot \cos \xi} = \frac{426}{2 \cdot \cos 45^\circ} \doteq 300 \text{ N} \quad (63)$$

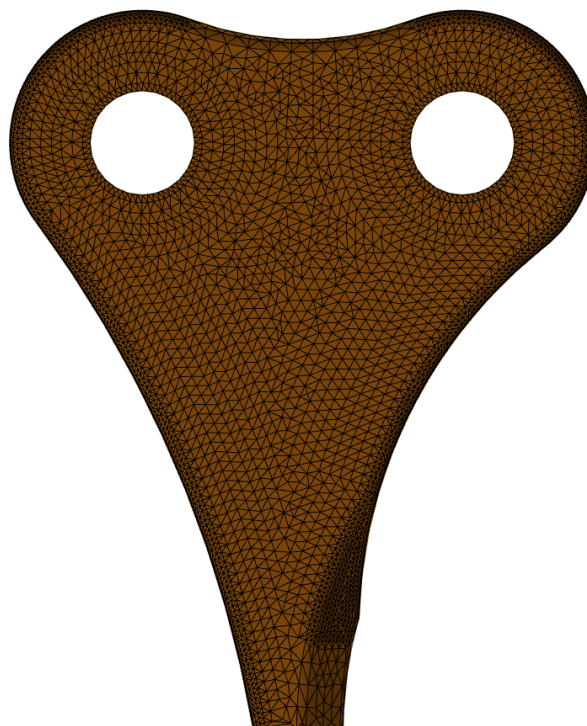
Jinými slovy lze říct, že výsledná síla je zvětšená cosinem úhlu ξ .

V této chvíli, kdy je zatížení záběrového prvku známé, je nutné stanovit okrajové podmínky úlohy. Okrajové podmínky musí splňovat stavy reálných uložení a kontaktů daného dílu. Tato konkrétní úloha je založena na zkoumání únosnosti záběrového prvku při zatížení odporovou silou proti pohybu, proto se jako vhodné okrajové podmínky jeví nulová posunutí a natočení válcových ploch děr (viz obr. 70).



Obr. 70: Znázornění okrajových podmínek úlohy

Na obr. 71 a 72 je zobrazena tvorba sítě daného prvku. Obr. 72 zobrazuje řízení místní sítě na hranách záběrového prvku, tedy její zjemnění v těchto místech.

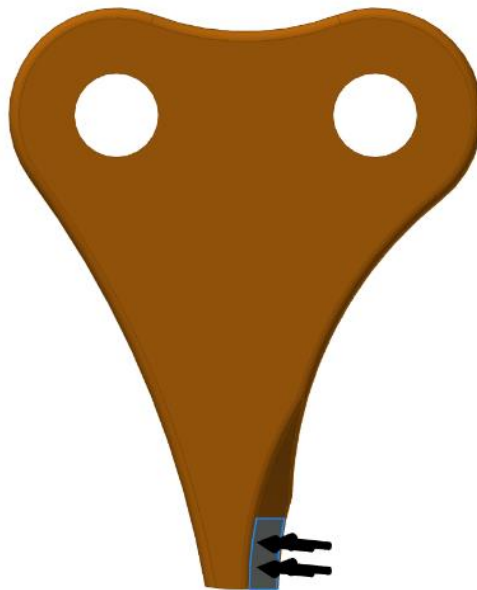


Obr. 71: Pohled sítě 1

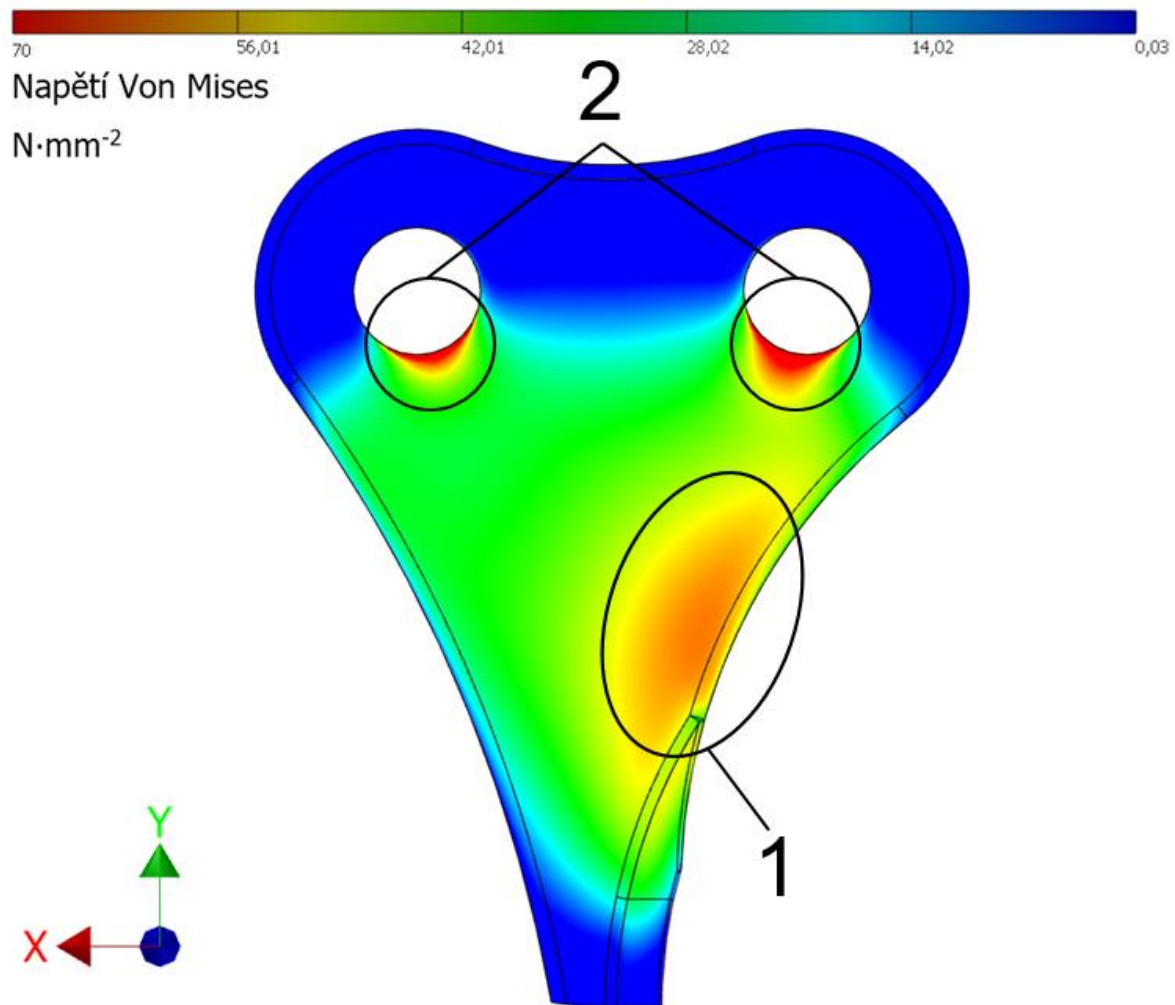


Obr. 72: Pohled sítě 2 – řízení místní sítě

Působíště zatěžující síly je možné svázat s hranou či plochou v záběrové části prvku nebo ji též aplikovat jako tlakové působení odpovídající velikosti na danou plochu (viz obr. 73). Nyní je možné přistoupit k samotné simulaci.

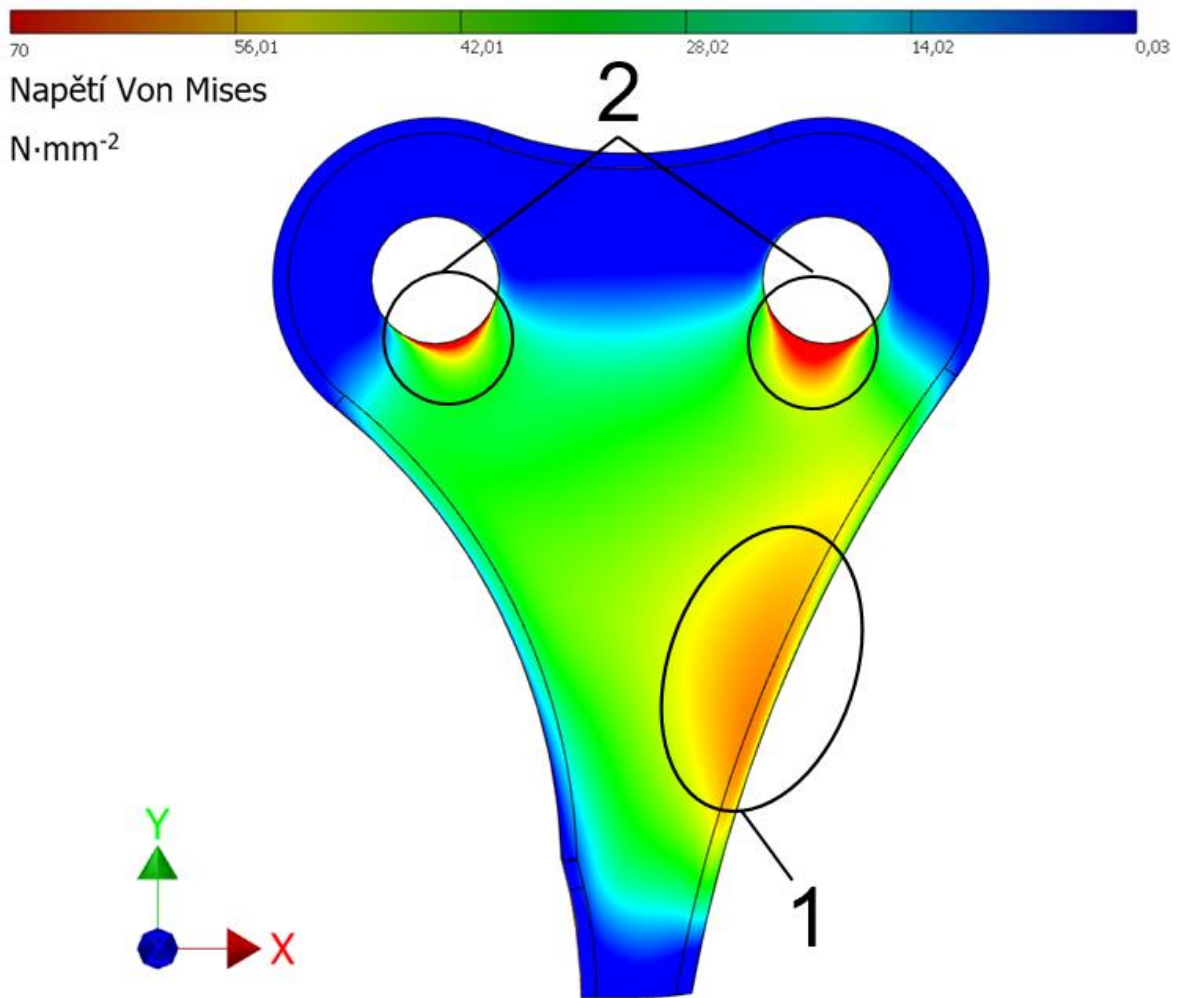


Obr. 73: Aplikace zatížení



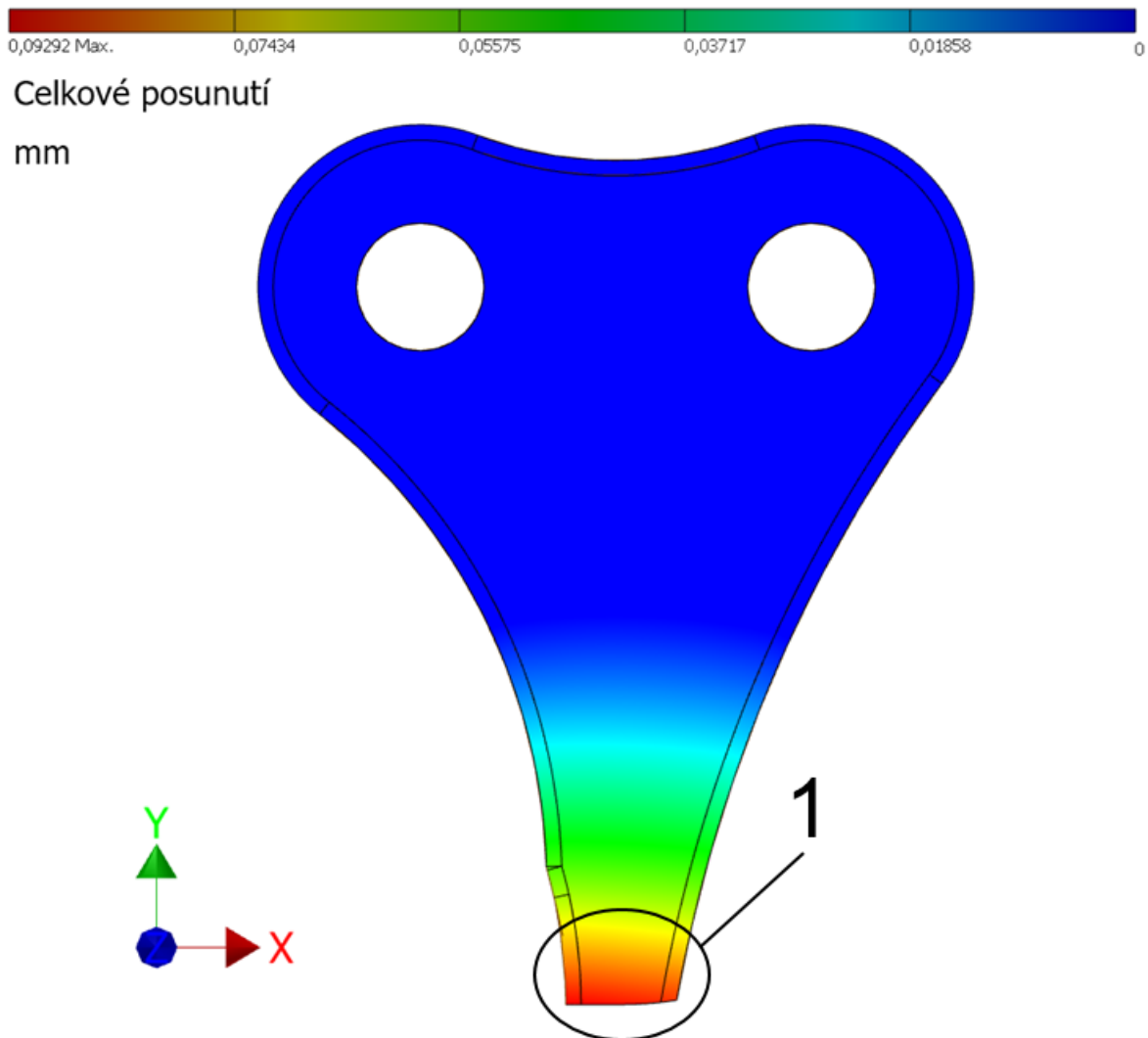
Obr. 74: Simulace průběhu napětí záběrového prvku – pohled zepředu

Na přiloženém obr. 74 (pohled zepředu) je zobrazen průběh redukovaného napětí dle teorie HMH v záběrovém prvku. Barevná škála je nastavena v rozmezí od 0 do $70 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$, což znamená, že místa s vyšším napětím (obr. 74 pozice 2) než toto maximum jsou výrazně červená. V ohraničených oblastech označenými pozicí 2 jsou maximální hodnoty napětí přibližně $150 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$. Tyto oblasti nicméně nevypovídají o únosnosti dílu, protože jejich napjatost je převážně způsobena kontaktním tlakem a souvisí s volbou okrajových podmínek. Naproti tomu oblast označená pozicí 1 na obr. 74 má vypovídající hodnotu o únosnosti záběrového prvku. Jedná se o místo ovlivněné úbytkem materiálu (zkosením) a je namáhané zatěžující silou, která svírá s osou x úhel ξ , a tím šikmo ohýbá záběrový prvek v rovině x-z. Maximální hodnota redukovaného napětí v oblasti 1 je přibližně $65 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$.



Obr. 75: Simulace průběhu napětí záběrového prvku – pohled zezadu

Obr. 75 (pohled zezadu) dává podobnou informaci o průběhu redukovaného napětí jako obr. 74 (pohled zepředu). Napětí v místech označených pozicí 2 je opět způsobeno převážně kontaktními tlaky a jeho hodnota nepřevyšuje $150 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$. Oblast označená pozicí 1 je znovu namáhána šikmým ohybem od působícího zatížení a nejvyšší hodnota napětí v tomto místě nepřesahuje asi $61 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$.



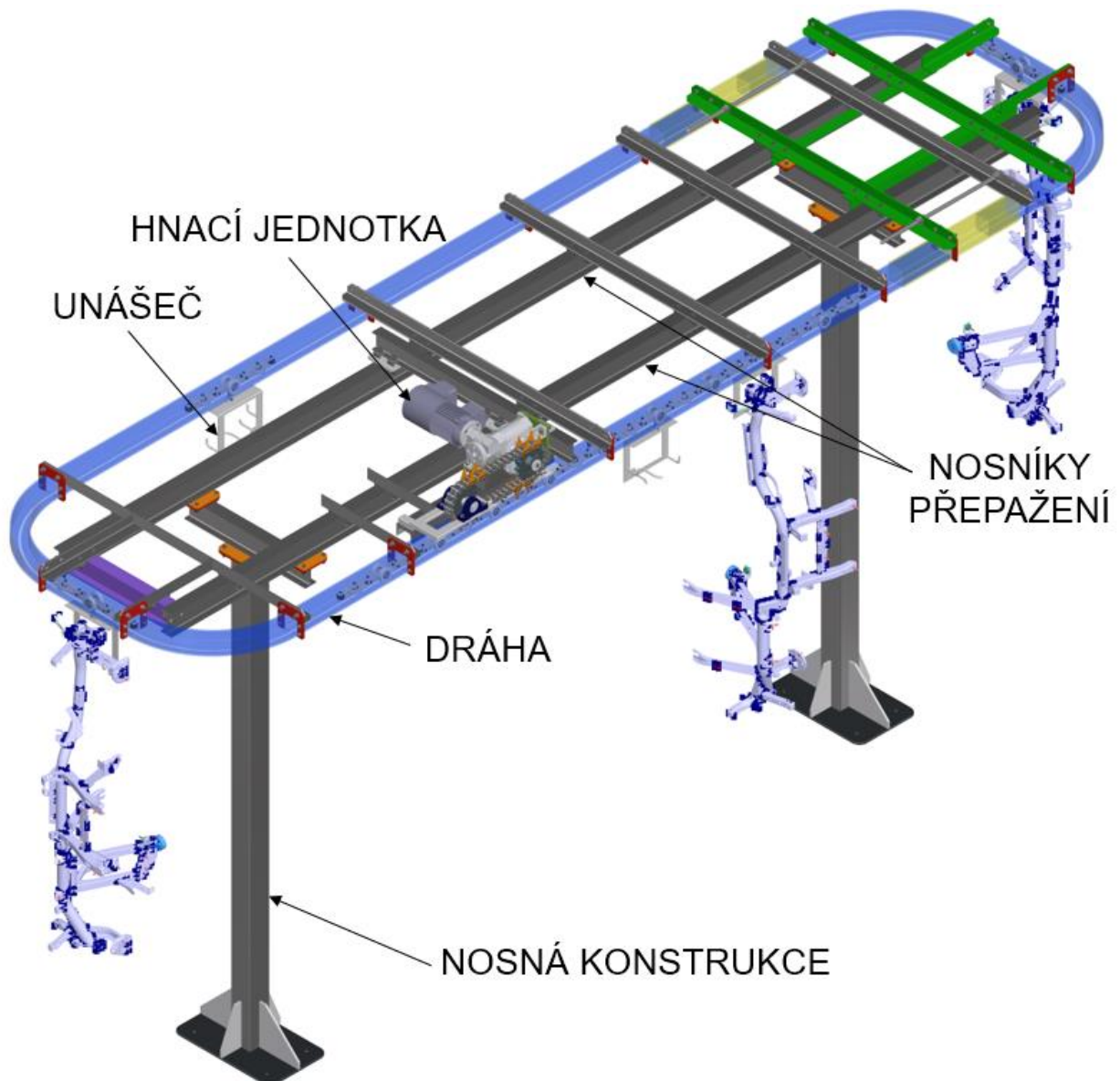
Obr. 76: Simulace celkové deformace záběrového prvku – pohled zepředu

Hodnoty průběhu celkové deformace jednotlivých bodů záběrového prvku jsou uvedeny na obr. 76. Je patrné, že největší hodnota posunutí přísluší spodní hraně (koncovému bodu) zkosení záběrového prvku. Celková deformace každého bodu součásti je funkcí posuvů ve směrech x, y a z (odmocninou součtu druhých mocnin těchto posuvů). Na celkové deformaci koncového bodu zkosení se nejvíce podílí posuv ve směru osy z, což je vzhledem k působení zatěžující síly logické. Nejvyšší hodnota celkové deformace je méně než 0,1 mm.

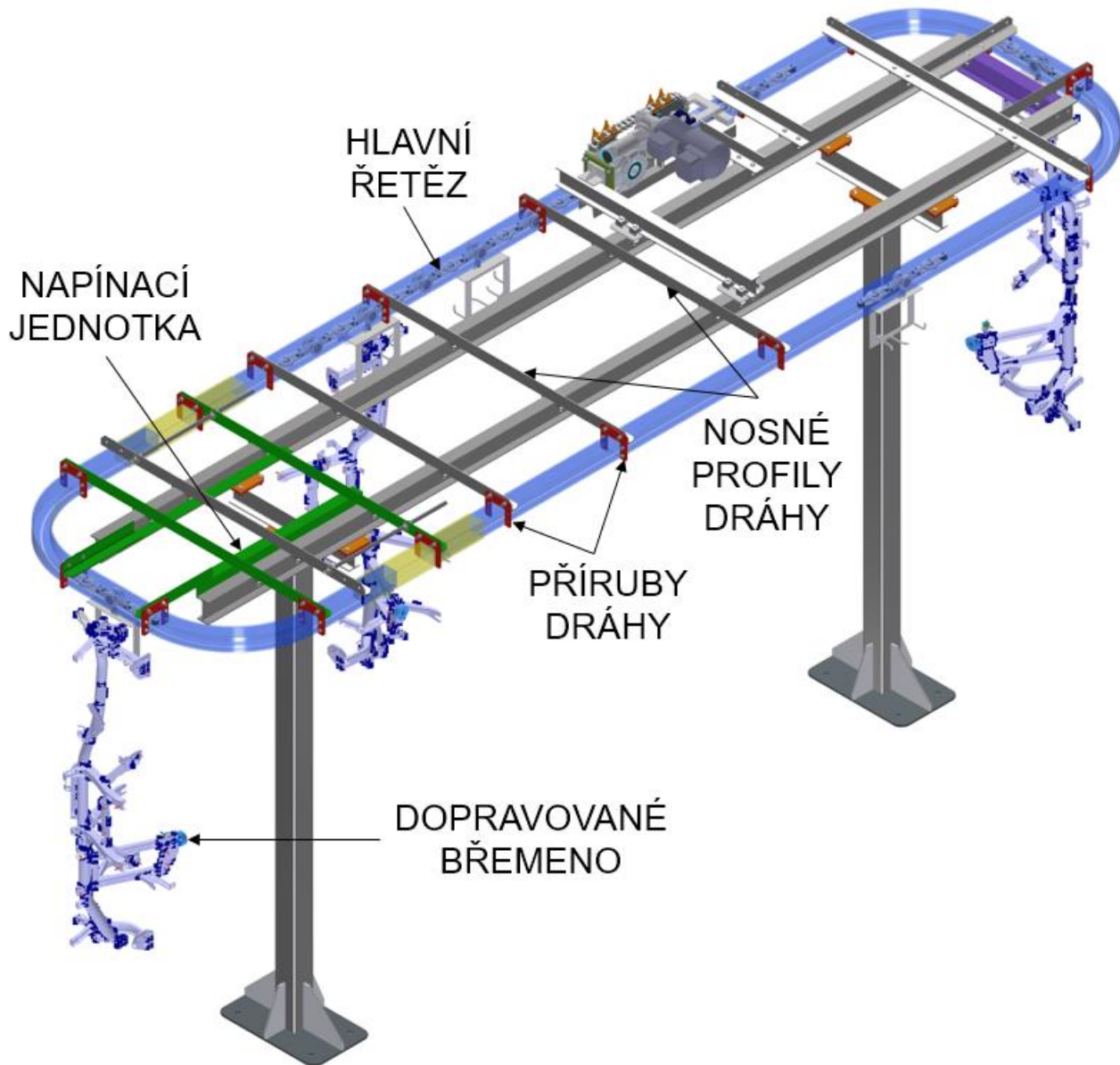
Z provedené simulace napětí a deformací záběrového prvku pomocí metody konečných prvků plyne, že únosnost dílu je dostatečná.

7 Celkový pohled na sestavu navrženého dopravníku

V této kapitole uvádím celkový pohled na sestavu navrženého dopravníku s vyznačením jeho hlavních částí. Pohled zepředu (viz obr. 77) a pohled zezadu (viz obr. 78) ilustrují dopravník jako celek a dávají přehled o krocích návrhu tak, jak je uveden v kap. 4.



Obr. 77: Sestava dopravníku – pohled zepředu



Obr. 78: Sestava dopravníku – pohled zezadu

Detailní popis sestavy dopravníku je uveden v 2D koncepčním výkresu formátu A0, který je přiložen na CD, a také v 3D CAD modelu zařízení, který je též přiložen na CD.

Při návrhu konstrukčního řešení jednotlivých prvků dopravníku jsem zvažoval nejen technické hledisko, ale také požadavky a případná omezení daná prostorovými, finančními a personálními možnostmi zadavatele. Zároveň musí být zajištěny požadované funkce dopravníku. Například návrh uspořádání dopravníku bylo nutné

přizpůsobit půdorysu haly, ve které bude umístěn, a zohlednit případné překážky, které by bránily jeho bezpečnému provozu. Stejně také návrh ukotvení nosné konstrukce, délky dráhy a dalších konstrukčních prvků jsem posuzoval z výše uvedených hledisek a podle nich vybral optimální variantu. U návrhu hlavního řetězu je možné volit mezi jeho zakázkovou (ať už vlastní nebo zadanou) výrobou, nebo výběrem z běžně dostupné nabídky výkonnostních řad a velikostních typů. Druhá varianta bude levnější, ale je určitým kompromisem mezi požadavky zákazníka a nabídkou výrobců, zákazník si bude muset vybrat z nabízených řešení takové, které se jeho požadavkům nejvíce přibližuje, protože přesně odpovídat bude pouze v ojedinělých případech.

Na volbě použitých částí bude také značně záviset cena podvěsného dopravníku. Při použití velkého množství nakupovaných částí značně stoupá. Naopak tomu je v případě jejich samovýroby, ale v tomto případě je nutné zvážit náklady na návrh a případné zkoušení prototypů. Je například možné pořídit si celou pohonnou jednotku jako nakoupený kus. V tomto případě odpadá návrh a výroba této části a dráha dopravníku se přímo navrhuje na osazení touto jednotkou. Obdobně je tomu i u dalších částí, např. dráhy, hlavního řetězu, výhybek atd. Celkové pořizovací náklady podvěsného dopravníku jsou přímo úměrné jeho velikosti, což je dáno větší spotřebou materiálu na jeho konstrukci, potřebou větších pohonů či jejich většího množství apod.

Současné technické a technologické možnosti konstrukce podvěsných dopravníků hodnotím pozitivně. Výhodou v navrhování konstrukce podvěsných dopravníků je vytváření maximálního množství typizovaných částí dopravníků, aby bylo možné jakýkoliv podvěsný dopravník z těchto dílů složit. Mezi ně patří například obrovská škála vodorovných a svislých oblouků dráhy, kde typizovaným parametrem je rádius. Katalogy výrobců dále nabízejí velmi široké spektrum dopravníkových řetězů různé konstrukce i velikosti. Také proto se navržené dopravníky jako samostatné funkční celky mohou přizpůsobit prostorovým možnostem výrobních závodů téměř bez výjimky a jejich provoz plní zadané účely. Velká část současných dopravníků funguje automaticky či poloautomaticky. Do budoucna lze očekávat, že veškeré

poháněné podvěsné dopravníky budou plně automatické, tj. včetně nakládky a vykládky různých druhů dopravovaných břemen.

Za další možný směr zpracování zadaného tématu považuji zabývat se kinematickými poměry záběrových prvků. Jejich optimalizací lze zlepšit fungování záběrových prvků a zároveň zvýšit odolnost proti otěru a prodloužit dobu použitelnosti. Tvarová optimalizace záběrových prvků hnacího řetězu by měla zejména zohledňovat kinematické poměry při nabíhání a vybíhání záběrového prvku z/do vodících koleček hlavního řetězu. Na jejím základě by měl být vytvořen detailní návrh tvarových ploch, které se na záběru podílejí. Při nabíhání/vybíhání ze záběru s vodícími kolečky hlavního řetězu dopravníku dochází při kontaktu ke vzájemnému otěru, který je přímo úměrný skluzové rychlosti. Z tohoto důvodu je též vhodné zabývat se volbou vhodného materiálu a jeho úpravou, ze kterého budou záběrové prvky vyrobeny. Konkrétně pro tuto konstrukci je jistě možné zvážit výrobu záběrových prvků z např. dubového či bukového dřeva pro jejich příznivou odolnost proti otěru, též je možné je vyrobit z plastu. Z plastu je možné vyrobit i vnější kroužky hlavního řetězu, neboť neprochází žádným technologickým úsekem, kde by byl vystaven příliš vysoké teplotě. Toto řešení vede ke snížení hmotnosti hlavního řetězu, a tím ke snížení celkové tažené hmotnosti, která je přímo určující pro potřebný výkon pohonné jednotky. Další výhodou plastových koleček hlavního řetězu je tlumící účinek při přejíždění nerovností, a tím tišší chod dopravníku.

Z návrhových výpočtů je patrné, že hlavní řetěz by bylo možné volit menší bez vlivu na jeho stávající funkčnost, čemuž by odpovídalo i zmenšení dráhy dopravníku. Tímto krokem je dále možné snížit celkovou taženou hmotnost, a tím hodnotu odporů proti pohybu, která je přímo určující pro výpočet potřebného výkonu hnací jednotky.

Jako další krok navrhuji vytvoření prototypu hnací jednotky, kde je mimo jiné účelné sledovat průhyb hnacího řetězu v místě záběru. V případě, že při záběru dochází k naklápění jednotlivých článků hnacího řetězu, je vhodným řešením tohoto jevu instalace vodících lišt a podpůrných válečkových úseků. Tato opatření zajistí lepší vedení řetězu a oporu jednotlivých článků při záběru.

8 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout podvěsný jednodráhový řetězový dopravník podle zadaných parametrů.

V první části práce podávám charakteristiku podvěsných dopravníků, popisují jejich vývoj, druhy a konstrukční řešení jednotlivých částí. Vycházím přitom z poznatků uvedených v odborné literatuře a ze zdrojů zveřejňovaných výrobci.

Dále se věnuji metodice návrhu a výpočtu podvěsného dopravníku, jejím východiskům a přístupům z hlediska literatury a praxe výrobců. Podrobněji se zaměřuji na metodiku výpočtu tahu v řetězu jako nejdůležitějšího parametru při návrhu podvěsného dopravníku.

V další kapitole specifikuji předmět zadání diplomové práce uvedením podrobnější charakteristiky, funkce a technických parametrů podvěsného dopravníku zadaných podle požadavků zákazníků. Vycházím zde z údajů získaných od výrobce podvěsných dopravníků Fapros družstvo Brušperk, které mi poskytl konzultant mé diplomové práce ing. Zdeněk Mužný. Z těchto parametrů vycházím také v praktické části mé práce.

Hlavní body praktické části mé práce jsou zaměřeny na koncepční návrh vhodné varianty řešení dopravníku, návrh a základní výpočet hlavního řetězu dopravníku, návrh profilu dráhy, návrh a základní výpočet ocelové konstrukce dopravníku a koncepční návrh a základní výpočet převodového pohonu.

Nad rámec zadání jsem se zabýval počítačovou simulací napětí a deformací záběrového prvku hnacího řetězového okruhu pomocí metody konečných prvků, protože je důležité ověřit, zda napětí a deformace vyvolané provozními silovými účinky splňují podmínku k následnému posouzení únosnosti této součásti. Na základě provedené simulace jsem došel k závěru, že navrhovaná základní únosnost je dostatečná.

Dále jsem se navíc zaměřil na bezpečnost dopravníku, neboť ji považuji za velmi důležitou oblast, která by měla být při návrhu jeho konstrukce zohledněna. Formou tabulky jsem zpracoval seznam nejčastějších možných mechanických rizik, jejich identifikaci a opatření k odstranění při provozu podvěsného dopravníku. Z tabulky je patrné, že mnoha rizikům je možno předejít výběrem vhodného opatření již při konstrukci dopravníku, například zakrytím rizikových částí (zvolením uzavřeného profilu dráhy), nastavením vhodné rychlosti a možností ji regulovat, možností zastavit provoz při nežádoucím průběhu (automaticky či mechanicky), zamezením automatického spuštění dopravníku, vhodným ukotvením břemen, stanovením správné rozteče břemen. Kromě toho je samozřejmě nutné eliminovat obecná rizika dodržováním všeobecných zásad bezpečnosti a ochrany zdraví při práci se strojním zařízením podle platných předpisů.

Výstupem této diplomové práce je také koncepční zpracování 3D CAD modelu sestavy zařízení navržené konstrukce a 2D dokumentace v rozsahu koncepčního výkresu sestavy dopravníku.

Při zpracování diplomové práce jsem zjistil, že k tématu není dostatek aktuální odborné literatury. Dostupná publikace [1] byla vydána v roce 1964 a obsahuje již zastaralé poznatky. Ostatní odborné zdroje jsou převážně ve formě firemních katalogů a jsou zaměřeny pouze na určitou oblast z hlediska praxe. Chybí tak ucelené a uspořádané zpracování dané problematiky. V zahraniční literatuře jsou zpracovány ve světě používané metody návrhu a výpočtu podvěsných dopravníků, které se dají velmi snadno aplikovat pro předběžný návrh. Tyto metody nejsou uvedeny v žádné normě, která se jednotně zabývá návrhem podvěsných dopravníků, neboť taková česká norma neexistuje.

Seznam použitých informačních zdrojů

- [1] DAŠEK, M.; JEŘÁBEK, F.; BAAR, J.: *Závěsné řetězové dopravníky*. Státní nakladatelství technické literatury, Praha, 1964, 238 s., ISBN 04-263-34.
- [2] GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Vysoké učení technické v Brně, redakce VN MON, Brno 1988. 277 s.
- [3] BAŇKA, Z.: *Koncepční popis návrhu závěsného dopravníku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 54 s. Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
- [4] STAARTECHNO EQUIPMENTS. *Overhead conveyor* [online]. [cit. 2016-11-23]. Dostupné z: <http://staartechno.com/Over-HeadConveyor.html>.
- [5] ALPHA CONVEYOR. *V-Dip conveyor* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.alphaconveyor.com/conveyors>.
- [6] ALPHA CONVEYOR. *Vertical conveyor* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.alphaconveyor.com/conveyors>.
- [7] MECALUX LOGISMARKET. *Kurvenbahn* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <https://www.logismarket.de/eeapos/kurvenbahn/2095878164-875851242-p.html>.
- [8] TECH GURU TIPS. *Trolley Conveyor* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://tech-guru-tips.blogspot.cz/2012/08/types-of-conveyors.html>.
- [9] UČÍME V PROSTORU. *Podvěsný dvoudráhový dopravník* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2128.
- [10] KONEX-NIMMRICHTER. *Unikon-K Conveyor* [online]. [cit. 2017-11-19]. Dostupné z: <http://nimmrichter.cz/dopravniky/unikon-k/>.
- [11] RSI INCORPORATED. *Custom Finishing and Material Handling Systems* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.rsisystemsinc.net/assemblylineconveyors.htm>.
- [12] AUTOMATION & CONTROL. *Overhead Conveyor Systems* [online]. [cit. 2017-11-19]. Dostupné z: <http://www.industrialautomationafrica.com/overhead-conveyor-systems/>.

- [13] TIEN YUEN MACH. *Caterpillar Chain* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: http://www.tycchain.com.tw/productsList.php?product_class_id=153.
- [14] ENTECOMS SYSTEMS. *Planar Chains* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.entecomsystems.eu/conveyor-chains/bi-planar-chain>.
- [15] ZIME CONVEYORS. *4inch trolley for I beam track* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.china-conveyors.com/pid17119945/4-inch-Trolley-for-I-Beam-track.htm>.
- [16] 1st SOURCE PRODUCTS. *Four Wheel Retread Trolley* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <https://www.1stsourceproducts.com/store/products/four-wheel-retread-trolley-e-20-440>.
- [17] SALZER, G.; *Stetigförderer: Teil 2*. KG Krausskopf-Verlag für Wirtschaft GmbH & Co Mainz, 1967. 600 s.
- [18] BASTIAN SOLUTIONS. *Overhead conveyor Enclosed Track* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <https://www.bastiansolutions.com/solutions/technology/conveyor-systems/overhead-conveyor/enclosed-track>.
- [19] DAIFUKU. *Technical Selection Guide for Conveyor Components* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.daifuku.com/us/company/resourcelibrary/brochure/>.
- [20] BFE SERVICES. *Overhead conveyor* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.bfeservices.com.au/machines/pipe-track.html>.
- [21] RDM INDUSTRIAL SERVICES LIMITED. *Conveyor information* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.rdmengineering.co.uk/conveyormaster.htm>.
- [22] PLUCK AND PLAY SOLUTIONS. *Spring-Loaded Tensioner* [online]. [cit. 2017-11-19]. Dostupné z: <https://www.dutch-poultry-tech.com/product/overhead-conveyor/spring-loaded-line-tensioner/>.
- [23] MFT MOEHLMANN FOERDERTECHNIK. *Overhead Single Conveyor* [online]. [cit. 2017-11-19]. Dostupné z: <http://www.mft-conveyor.de/html/single-conveyor.html>.
- [24] CHALLENGE HARDWARE INC. *Enclosed Track conveyor* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.challenge-hardware.com/s/2/product-c57644/Enclosed-Track-Conveyor.html>.

- [25] BOS FABRICATION ENGINEERING SERVICES. *Drive Unit* [online]. [cit. 2017-11-19]. Dostupné z: http://www.bfeservices.com.au/machines/drive_units.html.
- [26] PACLINE. *Enclosed Track Overhead Conveyor Installation Manual* [online]. [cit. 2017-11-19]. Dostupné z: <https://www.pacline.com/media/brochures/>.
- [27] U.S. TSUBAKI. *Caterpillar Drive Chain* [online]. [cit. 2017-11-19]. Dostupné z: <https://www.pacline.com/media/brochures/>.
- [28] TRAMONTA CHRUDIM, spol. s r. o. *Podvėsnné a řetězové dopravníky* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.tramontachrudim.cz/podvesne-retezove-dopravniky-chrudim.php>.
- [29] TMT, spol. s r. o. *O společnosti* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.tmt.cz/cz/o-spolecnosti>.
- [30] ATES, spol. s r. o. *Řetězové dopravníky* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.ates.cz/-et-zove-dopravniky-.html>.
- [31] BESTO, spol. s r. o. *Podvesné dopravníky* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: http://www.besto.sk/sk/podvesne_dopravniky.php.
- [32] HABERKORN ULMER, spol. s r. o. *Profil firmy* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/profil-firmy/>.
- [33] PACLINE OVERHEAD CONVEYORS. *Company Profile* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <https://www.pacline.com/company-profile/>.
- [34] HANDLING SYSTEMS AND CONVEYORS. *Overhead Conveyor Design Guide* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.hsc-lr.com/>.
- [35] DAIFUKU COMPANY, LTD. *Unibilt Enclosed Track Conveyor Design* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://industrialconveyor.com/media/Unibilt%20Electronic%20Brochures/>.
- [36] PACLINE. *Guidelines for Preparing your Conveyor* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <https://www.pacline.com/products/enclosed-track-overhead-conveyors/>.
- [37] LIENVEBER, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. ALBRA, Úvaly. 2008, 914 s., ISBN 978-80-7361-051-7.

- [38] ČSN 27 0101. *Jeřáby: navrhování ocelových konstrukcí jeřábů, výpočet podle mezních stavů*. Praha: Československý normalizační institut, 1961.
- [39] BOHDAN BOLZANO, spol. s r. o. *Přehled vlastností oceli S235JR (dříve S235JRG2)* [online]. [cit. 2017-11-23]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s235jrdrive-s235jrg2>.
- [40] BECHYNĚ, o. s. *Ocelové kotvy* [online]. [cit. 2017-11-19]. Dostupné z: <http://www.bechyneos.cz/wp-content/uploads/2013/04/ocelove-kotvy.pdf>.
- [41] TOS ZNOJMO, a. s. *Šnekové převodovky RT/MRT* [online]. [cit. 2017-11-19]. Dostupné z: <http://d2.tos-znojmo.cz/cze/produkce/prevodovky/snekove-prevodovky/>.
- [42] ČZ ŘETĚZY, spol. s r. o. *Výpočet řetězových převodů* [online]. [cit. 2017-11-19]. Dostupné z https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf.
- [43] SKF CZ, a. s. *Vkládací ložiska YAR 204-2F* [online]. [cit. 2017-11-19]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/insert-bearings/insert-bearings/index.html?designation=YAR%20204-2F>.
- [44] VOJÁČEK, A.: *Bezpečnost strojů - 1. díl: úvod, normy, posouzení rizika* [online]. [cit. 2017-11-19] Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/bezpecnost-stroju/bezpecnost-stroju-1-dil-normy-rizika.html>.
- [45] BLAŽKOVÁ, I.: *Bezpečnost strojních zařízení: posouzení rizika - předpisy* [online]. [cit. 2017-11-19] Dostupné z: <http://www.bozpinfo.cz/bezpecnost-strojnich-zarizeni-posouzeni-rizika-predpisy>.
- [46] DUŠÁTKO, A.: *Bezpečnost práce při používání transportních zařízení*. Výzkumný ústav bezpečnosti práce, v.v.i., Praha. 2010, 13 s.
- [47] TRAIVA, spol. s r. o. *Rizika – dopravník podvěsný* [online]. [cit. 2017-11-19] Dostupné z: <https://www.traiva.cz/bozp/rizika-dopravnik-podvesny.htm>.

Seznam obrázků

- Obr. 1: Vodorovný dopravník
- Obr. 2: Schéma vlnitého dopravníku
- Obr. 3: Schéma prostorového dopravníku
- Obr. 4: Prostý závěsný dopravník
- Obr. 5: Schéma jednodráhového dopravníku
- Obr. 6: Schéma dvoudráhového dopravníku
- Obr. 7: Ukázka dopravníku s tažným gumovým členem
- Obr. 8: Ukázka dopravníku s ohnutým gumovým pásem
- Obr. 9: Ukázka dopravníku s břemenem nad osou tažného členu
- Obr. 10: Ukázka nosné konstrukce dopravníku
- Obr. 11: Dopravníkový řetěz – beznýtové spojení článků
- Obr. 12: Dopravníkový řetěz – kardanový
- Obr. 13: Konstrukční nákres jezdce dopravníku pro dráhu profilu I
- Obr. 14: Zdvojený jezdec dopravníku
- Obr. 15: Šířka stopy válcovitých koleček povrchu dráhy
- Obr. 16: Šířka stopy soudkovitých koleček na povrchu dráhy
- Obr. 17: Otevřený profil dráhy - jezdec dopravníku vně profilu – různé typy
- Obr. 18: Uzavřený profil dráhy – vedení jezdce uvnitř uzavřeného profilu
- Obr. 19: Uzavřený profil dráhy – jezdec a řetěz uvnitř uzavřeného profilu – různé typy
- Obr. 20: Uzavřený profil dráhy – jezdec a řetěz uvnitř kruhového profilu
- Obr. 21: Opěrné vodící kolo hladké
- Obr. 22: Opěrné vodící kolo pro tažný člen profilované
- Obr. 23: Opěrné vodící kolo se soustavou podpůrných válečků
- Obr. 24: Schéma závěsu dráhy dopravníku
- Obr. 25: Schéma záchytného zařízení pro stoupání dráhy
- Obr. 26: Schéma záchytného zařízení pro klesání dráhy
- Obr. 27: Schéma posuvného vedení dráhy
- Obr. 28: Napínání řetězu s využitím prvků se závitem
- Obr. 29: Napínání řetězu s využitím hydraulického válce
- Obr. 30: Hnací jednotka dopravníku využívající nepřímý pohon

- Obr. 31: Hnací jednotka dopravníku s přímým pohonem
Obr. 32: Tvarový styk nepřímého pohonu
Obr. 33: Schéma nepřímého pohonu
Obr. 34: Schéma sdruženého pohonu
Obr. 35: Schéma trojnásobného pohonu závěsného dopravníku
Obr. 36: Základní rozložení podvěsného dopravníku
Obr. 37: Znárodnění mezery A mezi břemeny při pohybu v přímém úseku dráhy
Obr. 38: Profil dráhy dopravníku s vyznačenými rozměry
Obr. 39: Šroubové spojení přírub dráhy
Obr. 40: Části hlavního řetězu dopravníku
Obr. 41: Hlavní řetěz dopravníku s vyznačením rozměrů
Obr. 42: Umístění hlavního řetězu dopravníku uvnitř dráhy
Obr. 43: Schéma konstrukce a upevnění závěsu unášeče 1
Obr. 44: Schéma konstrukce a upevnění závěsu unášeče 2
Obr. 45: Konstrukce a unášeče s vyznačením základních rozměrů
Obr. 46: Průřez profilem sloupu s vyznačením rozměrů
Obr. 47: Výpočtový model sloupu s vyznačením rozměrů a sil 1
Obr. 48: Výpočtový model sloupu s vyznačením rozměrů a sil 2
Obr. 49: Ocelová kotva FH II 15/50 S
Obr. 50: Kotvení patních desek sloupů s vyznačením umístění kotevních šroubů
Obr. 51: Schéma sestavy nosného sloupu
Obr. 52: Spojení nosných prvků dráhy a pohonu s přepažením nosných sloupů
Obr. 53: Umístění napínacího rámu
Obr. 54: Napínací rám – vyznačení maximálních hodnot posuvů napínacího rámu
Obr. 55: Znárodnění sil rovnoměrném pohybu dopravníku
Obr. 56: Schéma hnacího řetězového okruhu
Obr. 57: Šneková převodovka MRT40A patkové provedení A
Obr. 58: Šneková převodovka RT70A patkové provedení V, hřídel na vstupu
Obr. 59: Schéma záběru tvarových prvků
Obr. 60: Schéma silových poměrů na výstupní hřídeli převodovky RT70A a
Obr. 61: Schéma silových poměrů na výstupní hřídeli převodovky RT70A b
Obr. 62: Hnací jednotka dopravníku a

- Obr. 63: Hnací jednotka dopravníku b
- Obr. 64: Znázornění záběrové vzdálenosti hnacího řetězu
- Obr. 65: Diagram určení typu řetězu z řady B (vyznačen výkon a otáčky)
- Obr. 66: Diagram přípustných obvodových rychlostí řetězů
- Obr. 67: Schéma silového působení na nepoháněném řetězovém kole
- Obr. 68: Schéma záběrového prvku v nezatíženém stavu – 2 pohledy
- Obr. 69: Schéma silového působení při záběru tvarového prvku
- Obr. 70: Znázornění okrajových podmínek úlohy
- Obr. 71: Pohled sítě 1
- Obr. 72: Pohled sítě 2 – řízení místní sítě
- Obr. 73: Aplikace zatížení
- Obr. 74: Simulace průběhu napětí záběrového prvku – pohled zepředu
- Obr. 75: Simulace průběhu napětí záběrového prvku – pohled zezadu
- Obr. 76: Simulace celkové deformace záběrového prvku – pohled zepředu
- Obr. 77: Sestava dopravníku – pohled zepředu
- Obr. 78: Sestava dopravníku – pohled zezadu

Seznam tabulek

- Tab. 1: Hodnoty třecích koeficientů f pro výpočet tahu v řetězu
- Tab. 2: Rozpětí podpěr dráhy pro dané zatížení dráhy na 1 metr délky
- Tab. 3: Parametry elektromotoru pro frekvenci napájení 50 Hz
- Tab. 4: Parametry kombinace šnekových převodovek
- Tab. 5: Přípustné radiální zatížení převodovky
- Tab. 6: Hodnoty součinitele vzdálenosti os ρ
- Tab. 7: Hodnoty součinitele mazání μ
- Tab. 8: Hodnoty součinitele výkonu χ
- Tab. 9: Hodnoty součinitele tření λ_t
- Tab. 10: Rizika při provozu podvěsných dopravníků

Seznam příloh

Příloha 1 – porovnání parametrů dopravníku s jedním a se třemi hnacími jednotkami.

Příloha 2 – svařovaná konstrukce – břemeno (pravostranné provedení).

Příloha 3 – náčrt půdorysu výrobní haly.

Příloha 4 – tabulka hodnot provozního součinitele S_m .

Příloha 5 – tabulka hodnot součinitele rázů Y .

Příloha 6 – tabulka směrných tlaků v kloubu p_1 .

Přílohy

Příloha 1 – porovnání parametrů dopravníku s jedním a se třemi hnacími jednotkami.

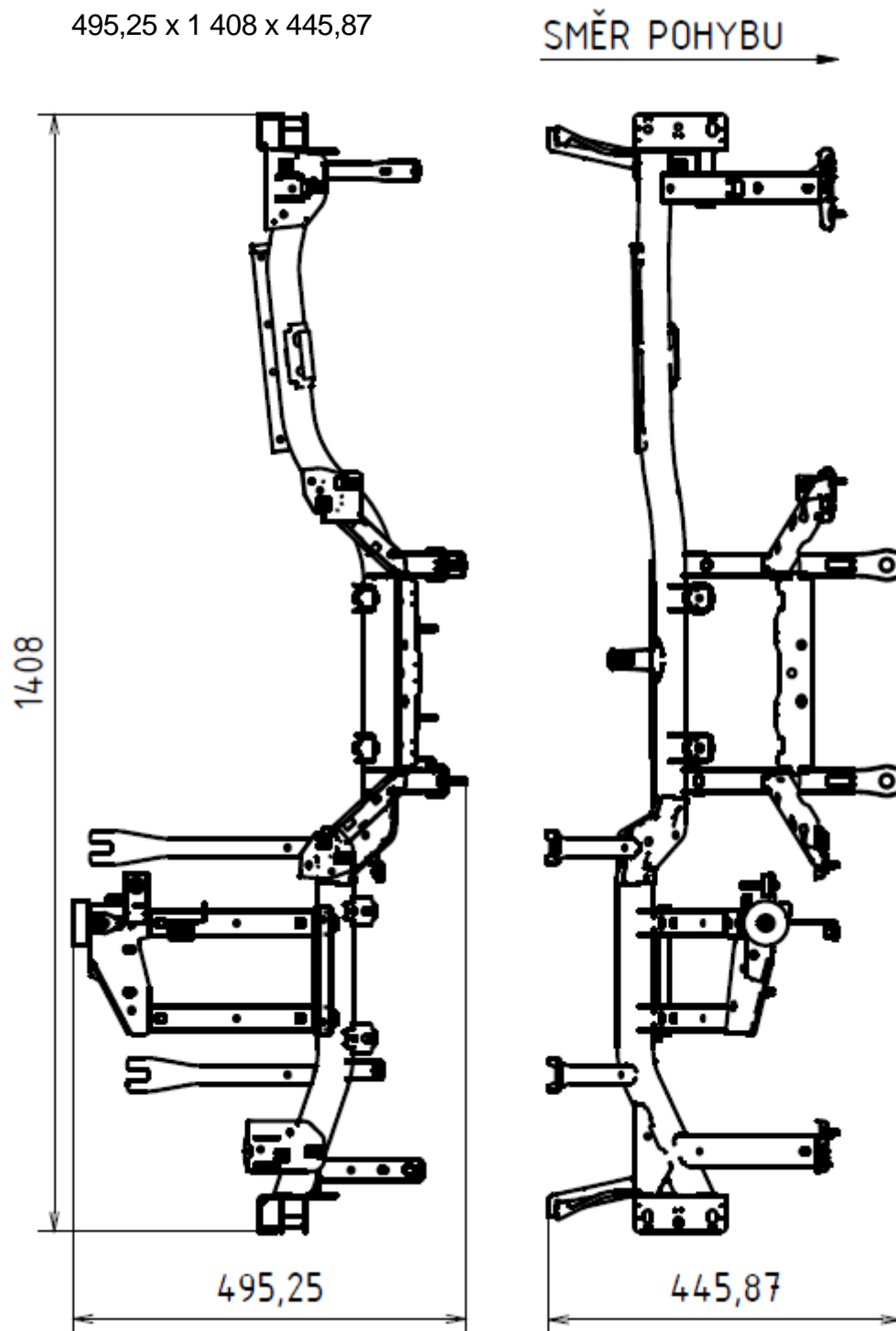
Převzato z [1, str. 63], upraveno

Výpočtové hodnoty	Dopravník s jednou hnací jednotkou	Dopravník se třemi hnacími jednotkami	Poměr parametrů dop. s jednou a se třemi hnac. jed.
Všeobecné hodnoty dopravníku:			
Dopravované množství v t/h	25,2	25,2	1
Celková délka dopravníku v m	753,0	753,0	1
Rozteč závěsů břemene v m	1,5	1,5	1
Rychlost dopravníku v m/min	3	3	1
Rozteč jezdců v m	0,5 a 1,0	0,5	0,67
Dráha a řetěz:			
Rozteč řetězu v mm	250	125	0,5
Hmotnost 1 m řetězu v kg/m	24	7,8	0,326
Přípustný tah řetězu v kg	10 000	2 500	0,25
Hmotnost jezdce v kg	30	10	0,33
Hmotnost 1 m zatíženého dopravníku v kg	230	194	0,84
Tahy řetězu a zatížení:			
Maximální tah v řetězu v kg	8 000	2 300	0,29
Celková hmotnost pohybujících se částí dopravníku v kg	9 400	8 200	0,87
Hnací jednotka:			
Celkový potřebný příkon v kW	6,4	$3 \cdot 1,5 = 4,5$	0,7
Průměr hnacího řetězového kola v mm	1 291,2	645,6	0,5
Točivý moment na hnacím řetězovém kole v Nm	50 500	5900	0,117

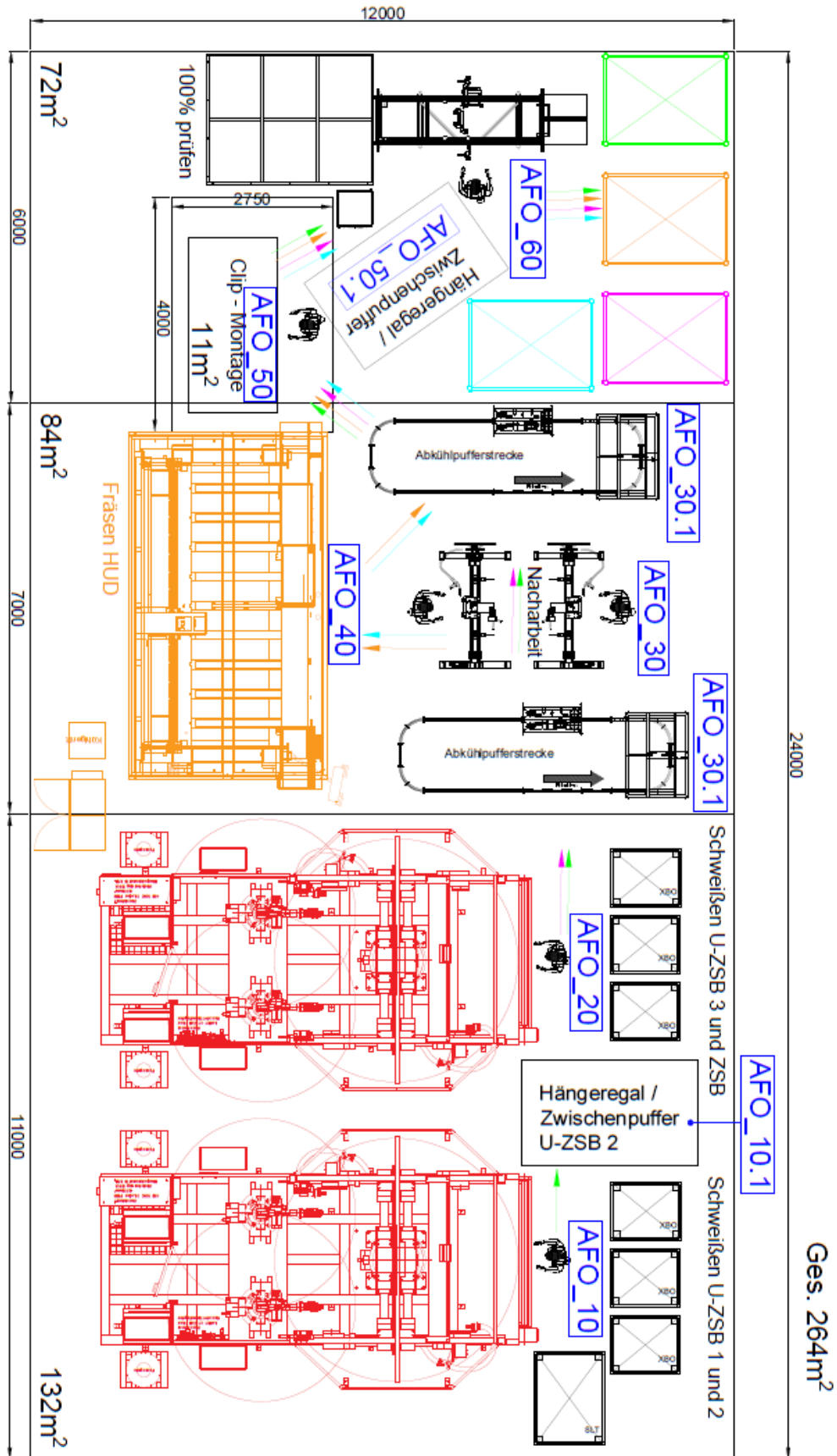
Příloha 2 – svařovaná konstrukce – břemeno (pravostranné provedení).

Š x V x H [mm]

495,25 x 1 408 x 445,87



Příloha 3 – náčres půdorysu výrobní haly.



Příloha 4 – tabulka hodnot provozního součinitele S_m . [41]

typ zatížení	počet sepnutí za hodinu	průměrný denní provoz [hod]			
		< 2	2 až 8	9 až 16	17 až 24
normální rozběh bez rázu, malá urychlovaná hmota (ventilátory, zubová čerpadla, montážní pásy, dopravní šneky, míchačky tekutin, plnicí a balicí stroje)	< 10	0,8	1	1,2	1,3
rozběh, s mírnými rázy, nerovnoměrný provoz, střední urychlovaná hmota (transportní pásy, výtahy, navijáky, hnětací míchací stroje, dřevoobráběcí, tiskařské a textilní stroje)	< 10	1,0	1,3	1,5	1,6
	10 až 50	1,2	1,4	1,7	1,9
	50 až 100	1,3	1,6	2,0	2,1
	100 až 200	1,5	1,9	2,3	2,4
ne stejnoměrný provoz, silné rázy, velká urychlovací hmota (míchačky betonu, sací čerpadla, kompresory, buchary, válcová stolice, přepravníky pro těžké zboží, ohýbací a lisovací stroje, stroje se střídavým pohybem)	< 10	1,2	1,5	1,8	2,0
	10 až 50	1,4	1,7	2,1	2,2
	50 až 100	1,6	2,0	2,3	2,5
	100 až 200	1,8	2,3	2,7	2,9

Příloha 5 – tabulka hodnot součinitele rázů Y . [42]

Uvedené hodnoty jsou střední hodnoty při vzdálenosti os $a = 40 p$. Za nepříznivých podmínek je třeba počítat s přídávky.		Hnací stroje										
		Elektrické motory	Spalovací motory					Vodní turbíny		Parní turbíny	Pístové parní stroje	Transmise hnací (skupinový pohon)
			pomalo-běžné		rychlloběžné			rychlé	pomalé			
			1 válec	2 válec	do 2 válců	4 válec	6 válců a více					
Soustruhy, vrtačky		1,4										
Frézky		1,5										
Hoblovky		2,3										
Obrázečky		2										
Tažné stroje		1,8										
Lisy	hydraulické	1,8			2,8	2,5	2,2					
	výstředníkové	2,5										
	pákové	2										
Stroje na opracování dřeva		1,8	4,5	4	3,7	3	2,5	2,5	3,5		3,5	1,8
Tkalcovské stavy		2										2
Stávkové stroje	otočné	1,5										
	vrtané	2										
Spřádací stroje		1,5										1,5
Pístové kompresory	jednostupňové	2,5		5	4,5	4	3,5					
	dvoustupňové	2		4,5	4	3,5	3					
Odstředivé kompresory	jednostupňové	1,6	4	3,2	3	2,5	2					
	dvoustupňové	1,3	3	2,7	2,5	2	1,6					
Dmyhadla		1,5		3	2,7	2,5	2					
Ventilátory		2,5		3,7							3,5	2,5
Pístová čerpadla	jednoválcová	2	5	4	3,5	3	2,6	2,5	3,5			
	dvouválcová	1,8	4	3,5	3	2,7	2,3	2,2	2,7			
Odstředivá čerpadla		1,5	3	2,8	2,5	2,2					2,5	
Válcovací tratě	převodované	2,5										
	přímé	3										
Drtící válce		2										2
Kulové mlýny		1,8										1,8
Troubové mlýny		2										2
Kladivové mlýny		2,5		5	4,5	4	3,5					2,5
Hladicí stroje (kalandry)	převodované	2,5										
	přímé	3										
Brusiče na celulózu		1,8						3,2	3		3,5	1,8
Nátrásná síta		2		4	3,5	3,2	2,8				4	2
Pěchovačky		2	5	4	3,5	3,2						
Mísicí bubny		1,7	4	3,2	3	2,5	2					
Bagry		3			5	4,5	4				5	
Půdní frézy				5	4,5	4						
Mísiče		1,6										1,6
Dopravníky pro sypký materiál		1,5	3	2,8	2,5	2,2	2				2,8	1,5
Dopravníky pro kusový materiál		2	4	3,5	3	2,7	2					
Zdvihadla		2,5	5	4	3,5	3	2,6					
Vídlicové zdvihací vozíky		3			4,5	3,5						
Důlní rumpály		2,5										
Generátory	velké zařízení	1		2				1,2	1,5	1	1,8	1
	malé zařízení	1,5		2,8				1,7	2,5	1,5	2	1,5
Transmise hnané		1,5				2,3	2	2	2,5	1,5	2,5	1,5

Příloha 6 – tabulka směrných tlaků v kloubu p_1 . [42]

Rychlost řetězu v $m\ s^{-1}$	Tlak v kloubu řetězu p_1 [$N\ cm^{-2}$] při počtu zubů malého kola															
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	≥ 25	
0,1	3129	3129	3129	3139	3139	3149	3178	3198	3198	3208	3247	3247	3247	3247	3286	
0,2	2796	2923	3002	3012	3021	3021	3041	3041	3041	3071	3100	3119	3149	3169	3189	
0,4	2590	2708	2757	2825	2845	2865	2894	2914	2933	2943	2963	2972	2992	3021	3051	
0,6	2413	2511	2609	2678	2708	2737	2776	2786	2815	2835	2845	2865	2904	2943	2972	
0,8	2246	2384	2453	2531	2570	2619	2659	2678	2708	2727	2757	2776	2796	2835	2855	
1,0	2129	2266	2335	2413	2472	2541	2560	2590	2639	2668	2678	2708	2746	2766	2796	
1,5	1864	2001	2119	2207	2276	2335	2403	2433	2462	2492	2521	2551	2580	2600	2619	
2,0	1668	1805	1933	2029	2109	2178	2217	2276	2325	2364	2394	2423	2453	2482	2511	
2,5	1511	1658	1795	1893	1982	2050	2090	2148	2188	2227	2266	2305	2345	2347	2413	
3,0	1364	1521	1648	1756	1854	1942	2001	2050	2090	2129	2168	2207	2237	2276	2305	
4,0	1138	1305	1442	1560	1667	1746	1815	1873	1913	1962	2001	2040	2070	2109	2132	
5,0	932	1109	1275	1393	1491	1589	1668	1736	1785	1834	1877	1903	1942	1972	2011	
6,0		952	1108	1256	1364	1472	1550	1619	1658	1697	1746	1785	1725	1864	1893	
7,0			961	1099	1236	1354	1432	1501	1560	1599	1648	1687	1727	1766	1805	
8,0				981	1118	1226	1334	1403	1472	1521	1560	1609	1648	1687	1717	
10,0					912	1050	1148	1236	1305	1364	1403	1442	1491	1530	1560	
12,0						883	991	1099	1167	1236	1285	1334	1373	1403	1442	
15,0							785	912	999	1059	1118	1167	1216	1256	1295	
18,0								736	814	893	952	1010	1069	1118	1158	
21,0									667	755	814	883	942	991	1030	
24,0										500	588	667	730	804	863	912

Seznam použitých zkratek a symbolů

Zkratka/ symbol	Jednotka	Popis
A	[mm]	mezera mezi dopravovanými břemeny
a	[mm]	rameno vyosení síly F_v
a_2	[mm]	osová rozteč kotevních šroubů patky sloupu
a_{vk}	[mm]	krajní vzdálenost namáhaného vlákna profilu sloupu
B	[m]	rozpětí podpěr dráhy dopravníku
$b_{\check{c}2}$	[mm]	vnější šířka vnitřního článku hnacího řetězu
C	[N]	základní dynamická únosnost ložiska
E	[N·mm ⁻²]	modul pružnosti oceli v tahu
f	[1]	třecí koeficient pro výpočet tahu v hlavním řetězu
F_B	[N]	pevnost hnacího řetězu proti přetržení
F_{HN}	[N]	hnací síla
F_{krit}	[kN]	kritická síla pro namáhání na vzpěr
$F_{M_{pz\ max}}$	[N]	obvodová síla od momentu $M_{pz\ max}$
F_N	[kN]	tíha nesených částí konstrukce
F_N^1	[kN]	osová tlaková síla působící na 1 sloup
F_{NM}	[N]	výsledná celková síla působící na záběrový prvek
F_o	[N]	obvodová síla na řetězovém kole od přen. výkonu
F_{oc}	[N]	obvodová síla na řetězovém kole od odstředivé síly
F_{pr}	[N]	předepínací síla řetězového okruhu
$F_{rad\ l}$	[N]	radiální síla působící ve středu ložiska
$F_{rad\ max}$	[N]	maximální radiální zatížení převodovky RT70A
F_{rad}	[N]	radiální síla působící na výstupní hřídel převodovky
F_t	[N]	celková tahová síla v hnacím řetězu
F_v	[N]	rozdíl tíhových sil působící na levé a pravé straně dráhy

Zkratka/ symbol	Jednotka	Popis
f_z	[1]	součinitel smykového tření za sucha ocel - ocel
G	[N]	tíhová síla
g	[N·kg ⁻¹]	intenzita gravitačního pole
G_m	[kg]	hmotnost jednoho kusu materiálu (břemene)
G_z	[kg]	hmotnost jednoho závěsu materiálu
H	[mm]	rozměr dopravovaného předmětu - hloubka
I	[mm ⁴]	kvadratický moment plochy průřezu dráhy
$i_{c \max}$	[1]	maximální hodnota celkového převodu
$i_{c \min}$	[1]	minimální hodnota celkového převodu
$i_{c \text{ prev}}$	[1]	celkové převodové číslo převodovek
$i_{c \text{ skut}}$	[1]	skutečný celkový převod
$i_{c \text{ skut max}}$	[1]	maximální skutečný celkový převod
$i_{c \text{ skut min}}$	[1]	minimální skutečný celkový převod
i_c	[1]	celkový převod mezi elektromotorem a řetězovým kolem
i_m	[1]	počet kusů materiálu na dopravníku
i_{MRT40A}	[1]	převodové číslo převodovky MRT40A
i_{RT70A}	[1]	převodové číslo převodovky RT70A
I_x	[mm ⁴]	kvadratický moment plochy průřezu sloupu
i_z	[1]	počet závěsů břemen
$k_{řd}$	[1]	součinitel bezpečnosti proti přetržení hnacího řetězu při dynamickém zatížení
$k_{řs}$	[1]	součinitel bezpečnosti proti přetržení hnacího řetězu při statickém zatížení
k_{vz}	[1]	bezpečnost sloupu proti ztrátě stability
l_e	[mm]	vzdálenost os ložisek

Zkratka/ symbol	Jednotka	Popis
L_h	[hod]	trvanlivost ložisek nezátíženého řetězového kola
L_{red}	[mm]	vzpěrná délka prutu
L_S	[mm]	výpočtová hodnota délky nosného sloupu
l_t	[mm]	celková jmenovitá délka hlavního řetězu
$M_{2\ max}$	[N·m]	maximální výstupní moment z převodovky
M_{Mj}	[N·m]	jmenovitý moment elektromotoru
$M_{o\ max}$	[N·m]	maximální hodnota ohybového momentu
M_o	[N·mm]	ohybový moment
M_p	[N·m]	potřebný provozní moment na výstupu z převodovky
M_{pz}	[N·m]	odporový moment při zaseknutí koleček
$M_{pz\ max}$	[N·m]	maximální hodnota výstupního momentu z převodovky při vypnutí pohonu
n	[1]	počet redukováných oblouků dráhy
N^+	[-]	množina přirozených čísel bez čísla 0
$n_{k\ max}$	[min ⁻¹]	maximální otáčky řetězového kola
$n_{k\ min}$	[min ⁻¹]	minimální otáčky řetězového kola
$n_{k\ skut\ max}$	[min ⁻¹]	maximální skutečné provozní otáčky řetězového kola
$n_{k\ skut\ min}$	[min ⁻¹]	minimální skutečné provozní otáčky řetězového kola
$n_{k\ skut}$	[min ⁻¹]	skutečné provozní otáčky řetězového kola
n_k	[min ⁻¹]	otáčky řetězového kola
$n_{M\ max}$	[min ⁻¹]	maximální otáčky elektromotoru
$n_{M\ min}$	[min ⁻¹]	minimální otáčky elektromotoru
n_M	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky elektromotoru
$\varnothing_{d\check{c}2}$	[mm]	průměr čepu hnacího řetězu
$\varnothing D_{k\ skut}$	[mm]	skutečná velikost průměru záběrové kružnice
$\varnothing D_k$	[mm]	průměr záběrové kružnice
$\varnothing D_L$	[mm]	průměr vodícího kolečka hlavního řetězu

Zkratka/ symbol	Jednotka	Popis
$\varnothing D_p$	[mm]	přůměr roztečné kružnice řetězového kola
O_k	[mm]	délka obvodu záběrové kružnice
P	[mm]	rozteč hnacího řetězu
P^*	[W]	potřebný teoretický výkon pohonu
p_1	[MPa]	směrný tlak v kloubu hnacího řetězu
P_D	[kW]	přepočítaný výkon přenášený hnacím řetězem
p_d	[MPa]	dovolený tlak v kloubu hlavního řetězu
P_D'	[kW]	korigovaný přepočítaný výkon přenášený hnacím řetězem
$P_{M \min}$	[W]	minimální výkon elektromotoru pohonu
P_{\max}	[kW]	maximální přenášený výkon hnacím řetězem
P_{Mj}	[kW]	jmenovitý výkon elektromotoru
p_p	[MPa]	výpočtový tlak v kloubu hnacího řetězu
Q	[kg]	celková tažená hmotnost
q_c	[kg·m ⁻¹]	zatížení dráhy dopravníku na 1 metr délky
$q_{hř}$	[kg·m ⁻¹]	hmotnost hnacího řetězu na 1 metr délky
$q_{ř}$	[kg·m ⁻¹]	hmotnost hlavního řetězu na 1 metr délky
R	[mm]	rameno odporové síly T (polovina $\varnothing D_k$)
r	[mm]	rameno vyosení tíhové síly G
R_e	[N·mm ⁻²]	hodnota meze kluzu oceli S235JR
R_v	[N]	maximální silová reakce působící na kotvu
S	[mm ²]	obsah kolmého průřezu prutu
S_f	[1]	servisní faktor převodovek
S_k	[mm ²]	plocha kloubu hnacího řetězu
S_m	[1]	provozní součinitel převodovek
t	[mm]	rozteč hlavního řetězu dopravníku
T	[N]	tah v hlavním řetězu

Zkratka/ symbol	Jednotka	Popis
T_z^*	[N]	odporová síla při vypnutí pohonu
t_b	[mm]	rozteč dopravovaných břemen
t_{max}	[min]	největší požadovaný takt dopravníku
t_{min}	[min]	nejmenší požadovaný takt dopravníku
T_z	[N]	odporová síla při zaseknutí koleček řetězu
v	[m·s ⁻¹]	dopravní rychlost
v_{max}	[m·min ⁻¹]	největší dopravní rychlost dopravníku
v_{min}	[m·min ⁻¹]	nejmenší dopravní rychlost dopravníku
$v_{o\ do v}$	[m·s ⁻¹]	dovolená obvodová rychlost hnacího řetězu
v_o	[m·s ⁻¹]	maximální obvodová rychlost hnacího řetězu
W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu sloupu
Y	[1]	součinitel rázů hnacího řetězového okruhu
y_{dov}	[mm]	dovolená hodnota průhybu jeřábového nosníku
y_{max}	[mm]	maximální hodnota průhybu dráhy
Z_i	[1]	násobek rozteče hlavního řetězu
Z_k	[1]	počet zubů řetězových kol hnacího okruhu
β	[1]	součinitel vzpěrné délky
$\Delta_{ns\ max}^+$	[mm]	maximální kladný posuv napínacího rámu
$\Delta_{lr\ max}$	[mm]	maximální prodloužení hlavního řetězu dopravníku
$\Delta_{ns\ max}^-$	[mm]	maximální záporný posuv napínacího rámu
$\varepsilon_{r\ max}$	[1]	relativní prodloužení hlavního řetězu dopravníku
η_d	[1]	celková výpočtová účinnost převodové soustavy
η_{dc}	[1]	celková skutečná účinnost převodové soustavy
λ	[1]	štíhlost prutu
λ_m	[1]	mezní štíhlost prutu
λ_t	[1]	součinitel tření hnacího řetězu
μ	[1]	součinitel mazání hnacího řetězu

Zkratka/ symbol	Jednotka	Popis
ξ	[°]	úhel mezi plochami záběrového prvku
ρ	[1]	součinitel vzdálenosti os hnacího řetězového okruhu
σ_{Do}	[N·mm ⁻²]	dovolené napětí při ohybovém namáhání
σ_o	[N·mm ⁻²]	ohybové napětí
$\Sigma\alpha_v$	[°]	součet úhlů oblouků ve vodorovné rovině dráhy
φ	[1]	součinitel provedení hnacího řetězu
χ	[1]	součinitel výkonu hnacího řetězu
$\omega_{k \max}$	[s ⁻¹]	maximální úhlová rychlost řetězového kola
AFO 30.1		pozice dopravníku v příloze č. 3
FH II 15/50 S		kotevní šroub Fischer
S235JR		označení oceli dle ČSN EN 10027-1
YAR204-2F		ložisko řetězového okruhu
11 375		označení oceli dle ČSN 42 0002