

ABSTRAKT

Abstrakt česky

V této bakalářské práci je zpracován návrh hnací stanice k mezioperačnímu dopravníku ve výrobě obuvi. V první části je popsán dopravník a jeho použití. V první části je popsán dopravník a jeho použití. Druhá část charakterizuje různé způsoby pohonu. Třetí část uvádí možné řešení, které splňuje požadavky kladené na pohon mezioperačního dopravníku.

Abstrakt ve světovém jazyce

In this bachelor thesis is processed concept of driving station interoperation conveyer in producing shoes. In the first part is characterized conveyer and its disposition. The second part of bachelor thesis describes various sorts of drive (working). The third part features possible solution, which meets the system requirements asked on drive interoperation conveyer.

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Františku Volkovi, Csc. za odborné vedení, cenné rady a připomínky k mé bakalářské práci.

Souhlasím s tím, že s výsledky mé práce může být naloženo podle uvážení vedoucího bakalářské práce a ředitele ústavu. V případě publikace budu uveden jako spoluautor.

Prohlašuji, že jsem na celé bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval

Ve Zlíně, 06. 06. 2005

.....

podpis

OBSAH

OBSAH	5
ÚVOD.....	6
1 TEORETICKÁ ČÁST	7
1.1 PROVOZY.....	7
1.2 DÍLNY.....	7
1.3 SPODKOVÉ DOPRAVNÍKY A JEJICH VÝVOJ	8
1.3.1 Spodkový dopravník pro výrobu lepené obuvi	10
1.4 POHONY	11
1.4.1 Elektromotory	11
1.4.2 Pneumatické motory	14
1.4.3 Hydromotory	15
1.4.4 Mechanické pohony	17
2 PRAKTICKÁ ČÁST	19
2.1 NÁVRH ŘEŠENÍ POHONU	19
2.2 VÝPOČET POHONU DOPRAVNÍKU	20
2.3 URČENÍ SIL V ŘETĚZU	21
2.4 SLOŽKY PASIVNÍHO ODPORU.....	23
2.4.1 Odpor ložisek vozíčků	23
2.4.2 Odpor ohybem řezu na řetězovém kole	24
2.5 URČENÍ VÝKONU POHONU	24
3 DISKUZE VÝSLEDKŮ	28
4 ZÁVĚR.....	29
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	30
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	31
SEZNAM OBRÁZKŮ	33
SEZNAM PŘÍLOH.....	34

ÚVOD

Praxe ukázala, že dílny s mechanickými dopravníky dosahují lepších pracovních výsledků než dílny s manuální přepravou rozpracovaných výrobků od jednotlivce k jednotlivci. Příčin bylo mnoho, např. lepší dělba práce, větší pořádek a přehlednost, odstranění mnoha zbytečných pohybů a pochůzek atd. Tyto dopravníky, které se pohybují stejnou rychlostí, mají však i četné nevýhody. Např. k vykonání jednotlivých prací je třeba různé doby, pracovní výkony jednotlivých typů strojů i jednotlivých dělnic jsou velmi rozdílné. U všech prací se však musí za den opracovat stejné množství obuvi a tímto množstvím se řídí rychlost dopravníku. Ta však závisí na nejpomaleji konané práci. Proto výkon této šicí dílny není tak velký, jak by mohl být, neboť dopravník některé dělnice vlastně zdržuje. Může se zde vyrábět zpravidla jen jeden vzor obuvi. Při změně vzoru je třeba přestavovat stroje podle nového technologického postupu. Při poruše stroje nebo delší nepřítomnosti jedné dělnice se musí zastavit celý dopravník.

1 TEORETICKÁ ČÁST

1.1 Provozy

Skupina dílen, v nichž se vykonávají stejné nebo podobné práce, se sdružuje v jeden provoz. V obuvnickém průmyslu se do jednoho provozu seskupují dílny, které zpracovávají svrškové usně a textilní materiály na dílce obuvi. Do dalšího provozu se seskupují dílny, které zpracovávají spodkové materiály a opracovávají dílce z nich vysekané. Také výroba podpatků z usní a kožité lepenky, výroba rámců a různého pásového zboží patří do tohoto provozu.

V konfekční výrobě se do jednoho provozu seskupují takové dílny, které vyrábějí stejné nebo podobné druhy obuvi. Za ideální je možno považovat takový stav, jsou-li do jednoho provozu seskupeny konfekční dílny na obuv vyráběnou jedním výrobním způsobem nebo jen s malými odchylkami. Taková specializace výroby má mnoho výhod, je však proveditelná jen ve velkopodnicích, v nichž se vyrábějí velká množství obuvi každého výrobního způsobu. V podnicích menší a střední velikosti je nutno do jednoho provozu seskupovat konfekční dílny, z nichž některé vyrábějí obuv zhotovenou odlišnými výrobními způsoby. Nicméně i zde je nutno dbát, aby ve smíšených provozech byly dílny s výrobou příbuzných výrobních způsobů, které mají aspoň některé práce stejné nebo podobné. Rozsah provozů může být podle daných okolností různý, ale každý provoz musí být lehce ovladatelný a kontrolovatelný celek. Za optimální velikost konfekčních provozů lze považovat seskupení osmi jednosměnných nebo pěti dvousměnných konfekčních dílen.

1.2 Dílny

Konfekční dílna je výrobní jednotka hospodařící samostatně v rámci podniku, v níž se ze svrškových a spodkových dílců dodaných předcházejícími provozy zhotovuje kompletní obuv. Je to konečný článek výrobního procesu.

Objednávky obuvi se zadávají konfekčním dílnám a výroba každé dílny se rozpisem člení na množství zhotovené v jednom pracovním dnu nebo směně a tento denní nebo směnový úkol se nazývá denní plán. Veškeré údaje o vyráběném zboží od zadání objednávky přes rozpis a všechny přípravné práce se vztahují k dennímu plánu určité

konfekční dílny. Každá dílna se označuje číslem, které zapadá do systému pro očíslování všech útvarů v podniku.

Podle povahy, které se v konfekční dílně vykonávají, je každá dílna rozdělena na dvě části: na úsek, v němž se zhotovují svršky a na úsek, němž se svršky formují na kopytech a připevňují se k nim spodkové dílce. Tím vzniká obuv, na níž se pak provádí konečná úprava.

Každé standardní konfekční dílně je v budově vyhrazen prostor jedné čtvrtiny podlaží. V těchto čtvrtinách jsou uspořádány konfekční dílny, každá se svými dvěma úseky: svrškovým a spodkovým.

Zavedení práce na dvě směny se v konfekčních dílnách projevilo nedostatkem místa pro dodávané materiály a hotovou obuv složenou v krabicích a bednách. Proto se zkoušejí různé způsoby uspořádání konfekčních dílen, aby pracovní prostory vyhovovaly. Konfekční dílny jako samostatné celky včetně svrškových úseků zůstávají přitom nedotčené.

Každá standardní konfekční dílna se staví na optimální výkon za směnu, který je různý podle jednotlivých výrobních způsobů, a to:

dílna pro lepenou, prošívanou a kolíčkovanou obuv 1000 párů

dílna pro rámovou obuv 800 párů

dílna pro dětské, dívčí a chlapecké flexible 1200 – 1400 párů

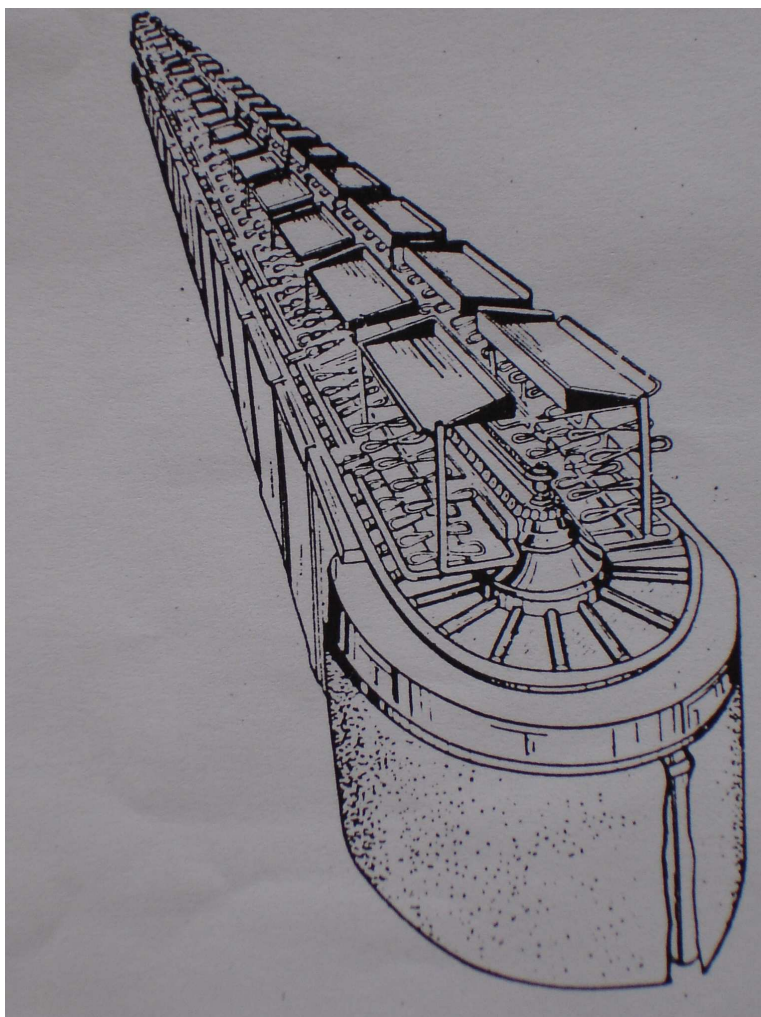
dílna pro dámské a pánské flexible 1200 párů

1.3 Spodkové dopravníky a jejich vývoj

Spodkový dopravník je speciální zařízení k samočinnému posunu vozíků v nekončícím okruhu, který slouží k ustalování a sušení obuvi. Tato obuv je uspořádána podle rozepsané výroby a technologických postupů vyráběných druhů. Spodkový dopravník je nedílnou součástí každé konfekční dílny a typickým znakem výrobního systému.

Původní konfekční dílna s tímto zařízením zabírala polovinu poschodí standardní tovární budovy a zařízení pro spodkovou výrobu se skládalo ze tří dopravníků. Na prvním dopravníku byl úsek výroby, v němž se obuv napínala na kopyta, na druhém se připevňovaly spodkové dílce a na třetím byl úsek pro opracování spodků a dokončovací

práce. Jednotlivé dopravníky nebyly navzájem spojeny a obuv se z jednoho na druhý překládala. Vozíky se po všech dopravnících různě posunovaly po dřevěných válečcích. Optimální výkon na tomto dílenském zařízení byl 200 párů prošíváné nebo kolíčkované obuvi denně. Spodkový dopravník má na každém konci otočnou stanici, z nichž jedna je hnací a druhá napínací (napíná řetěz). Na každé z obou stanic je řetězové kolo, na něž je



zapojen Ewartův článkový řetěz. Vozíky s rozpracovanou obuví v obou etážích dopravníku jsou seřazeny za sebou a každý z nich je zapojen na článkový řetěz. Posunují se na dřevěných válečcích a na konci dopravníku se otáčejí kolem otočných stanic a pojíždějí dále po druhé straně dopravníku opačným směrem, takže tvoří nekončící okruh.

Obr. 1. Spodkový dopravník

1.3.1 Spodkový dopravník pro výrobu lepené obuvi

Válečková dráha na povrchu ustalovací komory byla nahrazena kovovým krytem. Pětipárové vozíky pro tento dopravník byly na spodu opatřeny valivými ložisky, jimiž pojíždějí po kovovém krytu a v ustalovací komoře po její spodní kovové plošině. Občasně byl dopravník o něco prodloužen.

Tento spodkový dopravník je dvouetážový a skládá se z pohonné stanice s převodovou skříní pro plynulou regulaci otáček na jednom jejím konci, z většího počtu středních polí a konečné otočné stanice, která slouží k napínání dvou válečkových řetězů, na něž jsou v obou etážích v uzavřených okruzích spodkového dopravníku. Řetěz se může napínat v každé etáži samostatně. Pojízdne dráhy pro vozíky jsou v obou etážích kovové a spočívají na nosných podpěrách. Délka spodkového dopravníku je 24,25 m, šířka 1,162 m a výška i s pětipárovými vozíky 1,388 m. V tomto složení pojme každá etáž dopravníku 100 standardních vozíků s rozpracovanou obuví. Vozíky jsou seřazeny za sebou a každý z nich je na Gallův válečkový řetěz, takže tvoří v každé etáži nekončící okruh. Mezioperační dopravník se skládá z několika částí. Především je to hnací a napínací stanice, řetěz a nosná konstrukce. Hnací stanice se skládá z motoru a převodů. Napínací stanice je řešena jako válce uložené v ložiskách, jež se dají pomocí stavěcích šroubů posunovat ve směru osy pohybu řetězu. Na gumotextilní pás se kladou bedničky v nich je vždy 5 párů dílců pro zhotovení svršků obuvi. Z použití dopravníku plyne nejdůležitější parametr a tím je rychlost pohybu dopravníku. Pás se musí pohybovat takovou rychlostí, aby se vozíček posouvala rychlostí jež odpovídá době zpracování svrškových dílů. Musí být zajištěno plynulé dodávání dílců a odběr hotových svršků. Vzhledem k tomu, že je potřeba hlavně z finančních důvodů zajistit flexibilitu výroby není možné aby dopravník sloužil pouze pro výrobu jednoho typu obuvi. Každý typ zpracovávaných obuvi ovšem potřebuje na zhotovení jiný čas. Je proto nezbytně nutné, aby byla rychlost posuvu dopravníku plynule regulovatelná.

Nyní je pohon dopravníku řešen pomocí elektromotoru a stavitelného pákového mechanismu, který způsobuje periodicky přerušovaný pohyb. Nevýhodou tohoto řešení je složitá regulace pohybu dopravního pásu, jež se provádí přestavováním matice. Při přestavení matice se zvětší nebo zmenší úhel o který se pootočí jednosměrná spojka za jednu otáčku elektromotoru a tím se zkrátí nebo prodlouží dráha o kterou se pás posune za jednu otáčku.

1.4 Pohony

V dnešní době se používají několika typů pohonů. Navzájem se od sebe liší především typem energie, kterou využívají pro svou činnost. Rozhodujícím kritériem pro výběr pohonu je dostupnost energie, druh pohybu jež motor vykonává, možnosti regulace a také náročnosti na údržbu. Nezanedbatelným kritériem je také ekonomičnost provozu.

1.4.1 Elektromotory

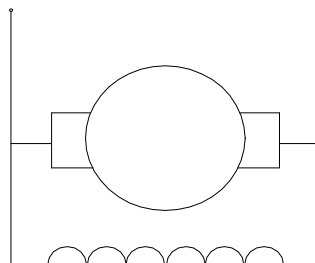
Elektrické pohony mají oproti jiným pohonům řadu výhod, ale také spoustu nevýhod. Mezi hlavní výhody patří snadná dostupnost energie a jednoduchý přívod, poměrně snadná údržba, vyšší životnost, výhodné dynamické vlastnosti, jednoduché propojení motoru s řídicí jednotkou a především snadná regulovatelnost. Mezi nevýhody patří nižší výkon při větších rozměrech.

Elektrické pohony se dělí podle proudu na

- stejnosměrné - sériové
 - derivační
 - s cizím buzením
 - s permanentními magnety
- střídavé - synchronní
 - asynchronní
- krokové

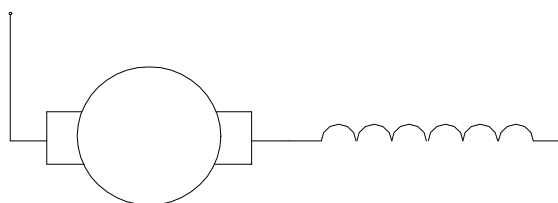
Stejnosemřné elektromotory umožňují snadnou regulaci otáček v širokém rozsahu, mají velký záběrový moment při relativně malých rozměrech. V porovnání s asynchronními motory jsou náročnější na údržbu a mají složitější konstrukci. Stator motoru bývá z oceli nebo kvůli zmenšení ztrát způsobených změnami magnetického toku z elektrotechnických plechů. Rotor bývá složen z plechů, aby se vlivem vířivých proudů nepřehříval. Ve statorových cívkách se po přivedení el. proudu vytváří magnetický tok, který působí na vinutí kotvy a začne se vychylovat.

Derivační stejnosměrné motory mají trvalou otáčkovou charakteristiku, tzn. že při zatížení se otáčky jen málo změní. Pomocí změny budícího proudu je možné měnit otáčky v širokém rozsahu. V případě, že je třeba změnit smysl otáčení provede se to přepólováním kotvy nebo budící cívky.



*Obr. 2. Zapojení
stejnosemerného motoru*

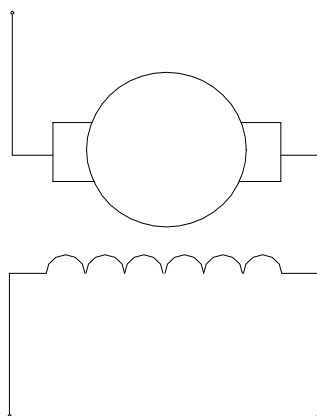
Sériové stejnosměrné motory mají otáčky silně závislé na zatížení. Otáčky se dají řídit pomocí změny svorkového napětí nebo změnou budícího proudu. Jeho výhodou je velký záběrový moment.



*Obr. 3. Sériové zapojení
stejnosemerného motoru*

Stejnosemerné motory s permanentními magnety jsou vhodné pouze pro pohony s malými výkony. Jejich konstrukce je velmi jednoduchá.

U stejnosměrných motorů s cizím buzením se změny otáček dosáhne změnou svorkového napětí na budící cívce. Otáčková charakteristika je podobná jako u derivačních motorů.



*Obr. 4. Stejnosměrný motor
s cizím buzením*

Asynchronní střídavé motory mají jednoduchou konstrukci, jsou velmi spolehlivé a nenáročné na údržbu. Tyto motory mohou mít dvojí konstrukci: buď s kotvou nakrátko nebo s kroužkovou kotvou. Pro menší výkony se používají motory jednofázové, pro větší pak třífázové.

Při rozběhu motoru se odebírá značné množství el. Proudů. Tento záběhový proud může být čtyřikrát až sedmkrát větší než proud odebíraný za chodu motoru. Aby nedocházelo k těmto nadměrným proudovým odběrům, které by bylo nutno zohlednit při návrhu celého el. rozvodu používá se pro spouštění automatický přepínač hvězda – trojúhelník. Po dobu spouštění je vinutí spojeno do hvězdy a jakmile motor dosáhne požadovaných otáček přepne se jeho vinutí do trojúhelníku. Asynchronní motor pracuje na principu elektromagnetické indukce. Ve statorových cívkách vzniká točivé magnetické pole, jež unáší rotor. Rotor se otáčí s menší úhlovou rychlostí než točivé magnetické pole neboť rotor je bržděn ztrátami při ventilaci, třením v ložiscích apod. Jednofázové asynchronní motory mají pouze vinutí jedné fáze a pro rozběh je přidáno tzv. rozběhové vinutí, do nějž je přivedena pomocná fáze, která má vliv odporu, kapacitní reaktance posunutou oproti fázi hlavního vinutí.

Synchronní motory jsou vhodné tam, kde se požadují velké výkony, nevyžaduje se řízení otáček a časté spouštění. Jejich nevýhodou je, že pro svou funkci potřebují stejnosměrný proud, mají malý záběrový moment, takže se spouští odlehčené nebo úplně nezatížené a až po dosažení určitých otáček se připojí zátěž. Není možné u nich řídit otáčky. Z konstrukčního hlediska mají stejný stator jako asynchronní motory, otáčejí se synchronně

s točivým magnetickým polem. Rotor je tvořen elektromagnety, jejichž cívky jsou připojeny na stejnosměrné napětí. Při zatížení se od sebe oddálí nesouhlasné póly rotoru a statoru, ale motor se stále otáčí synchronními otáčkami. Je-li mechanické zatížení větší než přitažlivá síla magnetického pole, rotor vypadne ze synchronismu a zastaví se. Mezi pozitivní vlastnosti patří lepší účinnost oproti motorům asynchronním.

Krokové motory pracují na odlišném principu než ostatní elektromotory. Jsou napájeny sledem impulsů a každý impuls znamená malé pootočení – krok. Motory mívají 40 až 240 kroků na otáčku. Mezi jejich výhody patří možnost řízení polohy hřídele, což se provádí registrací impulsů a řízení otáček změnou frekvence vstupních impulsů. Charakteristickou vlastností krokových motorů je, že s rostoucími otáčkami klesá točivý moment. Jsou vhodné pouze pro malé výkony, nebo ve spojení s mechanicko-hydraulickým systémem zajišťujícím zesílení kroutícího momentu.

Pouzdra motoru vyrábějí v několika provedení. Nejčastěji se jedná o patkové nebo přírubové. Přírubové motory se uplatňují tam kde je požadavek na pevné spojení s hnanou částí (většinou převodovkou). Motor pak tvoří s převodovkou jednotlivý celek – hnací skupinu. Přírubové motory se velmi často používají u čerpadel, kde je pevné spojení v jeden celek vhodné.

1.4.2 Pneumatické motory

Pneumatické pohony se využívají pouze tam, kde není potřeba velkých výkonů. Je to dáno především nižším pracovním tlakem. Stlačený vzduch je zpravidla dodáván z centrálního rozvodu bez potřeby zpětného vedení stlačeného vzduchu. Pneumatické motory je možné uplatnit i v prostředí, kde by ostatní druhy pohonů nebyly bezpečné. Rotační pneumatické motory dosahují velkých otáček, ale jsou hlučné. Jejich velkou nevýhodou je energeticky náročná příprava a rozvod tlakového vzduchu a malá tuhost. Naopak mezi výhody patří možnost přetížení bez nebezpečí poškození. Pneumatické motory mají podobnou konstrukci jako hydraulické.

Řízení pneumatického pohonu:

- směr pohybu - přímé (řízené rozvaděčem)
 - nepřímé - poklesem tlaku
 - zvýšením tlaku
 - diferenciálním rozdílem tlaku
- rychlost pohybu - škrticí ventil - na vstupu
 - na výstupu
- poloha zastavení - pevné dorazy
 - tlumiče a pevné dorazy

Při řízení rychlosti pohybu je výhodnější umístit škrticí ventil na výstupu, protože je možné realizovat i poměrně pomalý pohyb při přijatelné nerovnoměrnosti pohybu. Registrace pohybu se provádí koncovými spínači pracujícími na principu klapka – tryska. Poloha zastavení je nejčastěji řízena pevnými dorazy.

1.4.3 Hydromotory

Hydromotory pracují na principu přeměny tlakové energie na mechanickou práci. Mezi hlavní vlastnosti hydraulických pohonů patří velký výkon při malých rozměrech a hmotnosti. Hydromotory mají plynulý chod, s dobře regulovatelnou rychlostí a jednoduchou změnou směru pohybu. Vzhledem k tomu, že hydromotory mají ochranu před přetížením je možné je přímo spojit s výkonovými orgány. Mezi nevýhody hydromotoru patří relativně nižší účinnost, obtížné dosažení vysokých pohybových rychlostí, vyšší nároky na údržbu a závislost systému na vlastnostech hydraulické kapaliny, která může měnit své vlastnosti jednak vlivem okolních podmínek a jednak stářím.

Hydromotory lze rozdělit do několika skupin:

- přímočaré - pístové - jednočinné
 - dvojčinné
- membránové
- rotační - pístové - axiální písty
 - radiální písty
- zubové
- lamelové
- šroubové
- s kývavým pohybem - s pístnicí a pastorkem
 - šroub a matice
 - otočná lopatka

Rotační hydromotory umožňují relativně snadnou regulaci otáček v širokém rozsahu, přičemž je možné je dlouhodobě provozovat při malých otáčkách a přetěžovat je bez nebezpečí poškození.

Mezi nejrozšířenější patří axiální pístové a lamelové hydromotory. Zubové hydromotory se nepoužívají tak často, protože mají méně pracovní charakteristiku při nízkých otáčkách. Lamelový hydromotor se používá ve dvou konstrukčních provedení, buď jako vyvážený nebo nevyvážený. U nevyváženého hydromotoru je vlivem excentricity uložení rotoru více namáháno ložisko. U vyváženého hydromotoru je přiváděna tlaková kapalina na obě strany rotoru a ten tedy nemusí být uložen excentricky.

U přímočarých dvojčinných hydromotorů působí kapalina na píst v obou směrech pohybu. Využívají se k realizaci hlavních pohybů. Jednočinné hydromotory se používají především pro realizaci pomocných pohybů. Vracení pístu do výchozí polohy je obvykle řešeno pomocí pružiny.

Nejjednodušší řízení směru pohybu je pomocí rozvaděčů. Z hlediska funkce se rozvaděče rozlišují podle počtu pracovních poloh a počtu propojovaných kanálů, tj. počtu vstupů a výstupů z jednoho pracovního bloku. Nejvíce používanými jsou rozvaděče dvou až pěticestné, dvou až třípolohové. Jsou ovládány elektromagneticky, ručně, mechanicky,

hydraulicky, elektrohydraulicky nebo pneumaticky. Přetavováním šoupátka v tělese rozvaděče se propojují jednotlivé kanály, což umožňuje přivádět hydraulickou kapalinu z jedné či druhé hydromotoru. Použitím elektrohydraulických servoventilů umožňuje řízení směru pohybu, rychlosti i polohy. Jsou to moderní řídicí prvky, nichž jsou výstupní parametry řízeny elektrickým signálem.

Řízení rychlosti pohybu spočívá v řízení proudu, který přivádíme do motoru. Nejčastěji se tento problém řeší zapojením škrtkícího ventilu do obvodu, přičemž škrtkící ventil může být zařazen na vstupu, na výstupu nebo mezi vstupem a výstupem. Proud kapaliny dodávaný čerpadlem je konstantní, přičemž jen část je vedena přes škrtkící ventil k hydromotoru, zbytek je odváděn přes propouštěcí ventil zpět do nádrže. Pokud je škrtkící ventil zařazen před rozvaděč, je možné řídit pohyb v obou směrech. K zajištění dostatečného proudu kapaliny i v okamžicích zvýšeného odběru, je do obvodu vřazován akumulátor doplňovaný v době, kdy je hydromotor v klidu. Zastavení motoru v určité poloze je možno řešit pevnými dorazy, blokováním proudu kapaliny na vstupu nebo na výstupu z motoru a polohovými servomechanismy.

1.4.4 Mechanické pohony

Jsou charakterizovány tím, že nemají vlastní pohonnou jednotku. S pohonnou jednotkou je mechanický pohon spojen hřídelí, převodem ozubenými koly, řemeny, řetězy, pákovým převodem nebo vačkami. Výhodou mechanických pohonů je jednoduchost a spolehlivost.

U mechanických pohonů je možné měnit otáčky buď stupňovitě nebo plynule.

K realizaci stupňovité změny otáček se používá:

- vícestupňová řemenice
- přesuvná ozubená kola

Nejčastějším převodem bývá převod ozubenými koly. Otáčivý pohyb a mechanická energie se přenáší záběrem dvou nebo více ozubených kol. Převod je bez skluzu. Takže nedochází ke změně obvodové rychlosti na hnacím a hnaném kole. Dvojice do sebe zabírajících ozubených kol se nazývá soukolí. Tvar ozubení závisí na vzájemné poloze hřídelí. Soukolí může být: čelní, šroubové, šnekové, kuželové, planetové. Ozubení na kolech se používá: přímé, šikmé, šípové. Bok zubu může mít buď evolventní nebo cykloidní tvar. Převážně se používá evolventní ozubení, protože je jeho výroba levnější a

snazší. Také má větší než cykloidní. Výhodou cykloidních ozubení je rovnoměrnější chod a menší opotřebení. Vzdálenost kol s cykloidním ozubením musí být přesně zachována, protože v centrálním bodě se mění tvar zubu z vypouklého na vydutý a změna vzdálenosti os kol by měla nepříznivý vliv na záběr. Převodový poměr je dán poměrem mezi roztečnými kružnicemi ozubených kol.

Pro plynulou změnu otáček mechanických pohonů se používají variátory. Jsou to převody, jež umožňují měnit otáčky i za chodu stroje. Variátory mohou být buď řemenové nebo řetězové. U variátorů se mění převodový poměr pomocí vzdáleností kotoučů svírající řemen, tím se dosáhne změny průměru na kterém se pohybuje řemen nebo řetěz. Současně se změnou vzdálenosti kotoučů na jednom hřídeli se mění vzdálenost kotoučů na druhé hřídeli. Dosáhne se toho pomocí pružiny, které tlačí na pohyblivý kotouč. Přítlačná síla pružiny je dimenzovaná tak, aby ji řemen překonal a při tom byla pružina schopna po uvolnění řemene vrátit kotouč do výchozí polohy. Druhý kotouč je pevně spojen s hřídelí. Hřídel se může pohybovat v axiálním směru tak, aby bylo zajištěno, že řemen půjde vždy středem mezi kotouči. U řemenových variátorů se používá klínový řemen. Variátor se vkládá mezi motor a hlavní hřídel. Vyrábějí se jako jednostupňové nebo dvoustupňové. Častěji se používá dvoustupňový variátor, jelikož umožňuje při zachování osové vzdálenosti až 2x větší regulační rozsah. Řemenové variátory mají výhody a nevýhody třecích převodů, mezi výhody patří závislost regulačního rozsahu na šířce řemene, tlumení rázu při proměnlivém zatížení a tichý chod. U řemenových variátorů stejně jako u ostatních třecích převodů nelze vyloučit skluz mezi hnací a hnanou hřídelí.

Při konstrukci třecích převodů patří mezi hlavní omezující faktor kontaktní napětí vznikající v důsledku přítlaku. Třecí kola by proto měla mít co nejmenší koeficient tření, měla by přenášet co největší tlak a musí mít dobrou odolnost proti opotřebení. Třecí kola se vyrábějí kovové, plastové. Dosedací plochy pro řemen mohou být z pryže, kůže nebo plastu.

Řetězové variátory jsou vhodné pro malé a střední výkony. Nehrozí u nich možnost skluzu. Na rozdíl od řemenových variátorů mají kotouče drážkované. Do drážek zapadá lamelový řetěz. Jejich nevýhodou je vyšší hlučnost. Mezi výhody patří: větší regulační rozsah v porovnání s řemenovým variátorem, nenáročnost na údržbu jednoduchá obsluha a minimální pokles otáček se zatížením. Řetězové převody mají také 4x větší životnost než převody řemenové.

2 PRAKTICKÁ ČÁST

2.1 Návrh řešení pohonu

Hlavními požadavky na pohon je snadná regulace rychlosti pohonu v širokém rozsahu. Při volbě pohonu musíme zohlednit nejen snadnou regulovatelnost, ale je potřeba brát zřetel také na ekonomické hledisko. Vzhledem k tomu, že je nutné zabezpečit plynulou regulaci je možné uvažovat o elektrickém, pneumatickém, hydraulickém i mechanickém pohonu.

Přesto, že jsou pneumatické pohony dobře regulovatelné, nejeví se pro dané použití příliš vhodné. Je to zejména kvůli nutnosti dodávky stlačeného vzduchu z centrálního rozvodu a zásahů do konstrukce dopravníku. Účinnost celé soustavy od kompresorové stanice přes rozvody až po vlastní motor je relativně malá a proto by také nebyl provoz tohoto pohonu příliš ekonomický. Do nákladů na tento typ pohonu je potřeba započítat také náklady na zhotovení rozvodu stlačeného vzduchu a kompresorovou stanici.

Hydraulické pohony jsou pro použití u dopravníku dostatečně výkonné a možnosti regulace rychlosti jsou optimální, chod motoru je plynulý a pohon velice spolehlivý. Při zvolení hydraulického pohonu by bylo nutné provést rozsáhlé zásahy do konstrukce dopravníku. Bylo by potřeba začlenit do konstrukce dopravníku blok pro skladování a přípravu tlakové hydraulické kapaliny. Celková účinnost hydraulického pohonu je dána součinem účinností jednotlivých prvků v obvodu, tzn. elektromotoru, čerpadla, rozvodů a motoru. Výsledná účinnost samozřejmě ovlivňuje celkové náklady na provoz. U hydraulických pohonů se provozní náklady zvyšují také nutností občasné výměny hydraulické kapaliny.

Regulace otáček pomocí variátoru by z konstrukčního hlediska byla vhodná. Variátor by bylo možné začlenit do stávající konstrukce. Méně vhodný je variátor při posouzení ekonomického hlediska. Vlivem tření mezi řemen a kotouči dochází k energetickým ztrátám.

Jako vhodné řešení se jeví elektrický pohon. Nabízí dostatečný rozsah regulace a při jeho použití není nutné provádět významnější zásahy do konstrukce dopravníku. Vzhledem k potřebnému výkonu a požadavkům na regulaci by bylo vhodné použít asynchronního motoru s frekvenčním měničem.

2.2 Výpočet pohonu dopravníku

Základním požadavkem je dimenzování pohonu pro výrobu 600 až 1200 párů obuvi. Vzhledem k tomu, že je dopravník využíván pro více druhů obuvi, musí být možné podle časové náročností jednotlivých operací zajistit vhodnou rychlost posuvu. Při výrobě 600 párů středně náročného vzoru má být dle (6) rychlost posuvu taková, aby se vozíčky s pětipárem posunul kolem pracovního místa za 262 sekund. Při výrobě 1200 párů svršků se vozíček posunul kolem pracovního místa za 96 sekund.

Délka jednoho pracovního místa vychází z hygienických norem a je 1,5 m (4), pokud budeme vycházet z toho, že středně náročný vzor obuvi je třeba 40 pracovních míst (6), délka dopravníku je 20 metrů.

$$v_{600} = \frac{s}{t} = \frac{1,5}{262} = 0,0057 m.s^{-1} = 344 mm.min^{-1} \quad (1)$$

$$v_{1200} = \frac{s}{t} = \frac{1,5}{96} = 0,0156 m.s^{-1} = 937 mm.min^{-1} \quad (2)$$

kde: v - rychlost posuvu řetezu (m/s)

s - dráha posuvu mezi jednotlivými operacemi (m)

t – čas, za který se řetěz posune od jedné operace ke druhé (s)

2.3 Určení sil v řetězu

Obvodová síla se rovná síle, již potřebujeme k posuvu vozíčků. Při výpočtu výkonu pohonu je potřeba vycházet z počtu vozíčků na dopravníku a jejich hmotnosti. Vzhledem k požadavkům bude na dopravníku 40 vozíčků o hmotnosti 15kg na jeden vozíček. Hmotnosti pěti párů obuvi může podle typu obuvi dosahovat až 8 kg. Hmotnost plných vozíčků je tedy maximálně:

$$m_b = 40 \cdot 15 + 40 \cdot 8 = 920 \text{ kg} \quad (3)$$

Při výpočtu výkonu motoru je potřeba také zohlednit hmotnost řetezu. K určení hmotnosti je třeba znát průměr řetězových kol. Při určení průměru kola je třeba ověřit zda není průměr kola menší než minimální povolený průměr D_{min} vycházející z napětí v řetězu při ohybu přes kolo. Pokud by byl průměr kola menší než minimální dovolený, došlo by k poškození řetězu nebo jeho rychlejšímu opotřebení.

Pro dopravník volím kola o průměru 190 mm. Pro minimální možný průměr kola pro daný řetěz platí vztah (2):

$$D = D_{min} = \frac{6T}{BC\varepsilon_v^3} \quad (4)$$

kde: D – průměr kola (mm)

T – tah v páse (N)

C – konstanta 4900 N/mm²

Relativní prodloužení (2):

$$\varepsilon_v = \varepsilon_{dov} = \sqrt{\frac{\sigma_{dov}}{C}} = \sqrt{\frac{294,1}{4900}} = 0,233 \quad (5)$$

kde: σ_{dov} – dovolené napětí v řetězu (MPa)

Tah v řetězu (2):

$$T = \frac{BCt}{3} \cdot \frac{\varepsilon_v^3 - \varepsilon_{vn}^3}{\varepsilon_v - \varepsilon_{vn}} = \frac{240 \cdot 4900 \cdot 5}{3} \cdot \frac{0,233^3 - 0,172^3}{0,233 - 0,179} = 268013 \text{ N} \quad (6)$$

ε_v – relativní prodloužení

Při dosazení do vztahu pro výpočet průměru kola dostaneme:

$$D = D_{\min} = \frac{6T}{BC\varepsilon_v^3} = \frac{6 \cdot 268013}{240 \cdot 4900 \cdot 0,233^3} = 98 \text{ mm} \quad (7)$$

$D > D_{\min}$ Navrhovaný průměr je větší než minimální.

Délka dopravního řetězu je:

$$L_p = 2.20 + \pi D = 40 + \pi \cdot 0,19 = 40,6 \text{ m} \quad (8)$$

V praxi se výkon na hřídeli počítá zjednodušeně počítá podle normy ČSN, která zohledňuje také pasivní odpory vznikající při pohybu řetězu. Pasivní odpory jsou vyjádřeny pomocí jediného součinitele odporu (2).

Obvodová síla v horní větvi pásu je dána vztahem (2):

$$P_o = \mu(q_1 + q_2)L$$

kde: μ – součinitel odporu

q_1 – zatížení dopravníku materiálem (N/m)

q_2 – zatížení vlastní tíhou řetězu (N/m)

Součinitel odporu má hodnotu:

$$\mu = \frac{a}{\sqrt[3]{L}} = \frac{0,3}{\sqrt[3]{30}} = 0,096 \quad (9)$$

kde: a – konstanta vyjadřuje obtížnost pracovních podmínek dopravníku, průměrně 0,3 (2).

L – délka dopravníku (m)

Zatížení dopravníku materiálem:

$$q_1 = \frac{m_b}{L} \cdot q = \frac{920}{20} \cdot 9,8 = 450 \text{ N / m} \quad (10)$$

Zatížení dopravníku vlastní tíhou řetězu :

$$q_2 = \frac{m_p}{L} \cdot q = \frac{87,3}{30} \cdot 9,8 = 28,51 \text{ N / m} \quad (11)$$

kde: m_p – hmotnost řetězu (kg)

m_b – hmotnost vozíčků (kg)

q – tíhové zrychlení (m/s^2)

Hodnota obvodové síly pak bude:

$$P_o = \mu(q_1 + q_2)L = 0,096(450 + 28,51) \cdot 20 = 918,7 \text{ N} \quad (12)$$

Kolo je schopen přenést na řetěz obvodovou sílu (2):

$$P = T_1 - T_2$$

$$T_1 = P \left(1 + \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \right) = P \cdot k_1 = 918,7 \cdot 1,397 = 1283,4 \text{ N} \quad (13)$$

$$T_2 = P \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} = P \cdot k_2 = 918,7 \cdot 0,397 = 3964,7 \text{ N} \quad (14)$$

2.4 Složky pasivního odporu

Celkový pasivní odpor se skládá z těchto složek:

W_{op} – odpor ložisek vozíčků (každý vozíček má 4 ložiska)

W_{ob} – odpor ohybem řetězu na řetězovém kole

2.4.1 Odpor ložisek vozíčků

Za klidu dopravníku je řetěz mezi válečky prohnutý a za chodu se střídavě ohýbá a napřimuje. K tomu je potřeba určitá práce, z níž se část získává zpět.

Stejně jako u vtlačování válečků se označujeme poměr ztracené energie A_z k deformační práci řetězu beze ztrát A vztahem (2):

$$\psi' = \frac{A_z}{A} \quad (15)$$

kde: ψ' – je tzv. součinitel ohybového tlumení ($\psi' = 0,32$)

Odpor ohybem řetězu na jednom válečku (2):

$$W_{op} = 0,267 \psi' G_p \frac{h}{l} = 0,267 \cdot 0,32 \cdot 0,2 = 0,017 \text{ N} \quad (16)$$

kde: l – rozteč válečků (m)

h – výška průhybu (m)

Výsledný odpor na všech válečcích:

$$W_{opC} = W_{op} \cdot n_v = 0,017 \cdot 140 = 2,8N \quad (17)$$

Zlomek $\frac{h}{l}$ představuje poměrný průhyb, který bývá v mezích 0,01 až 0,03.

2.4.2 Odpor ohybem řezu na řetězovém kole

K ohnutí řetězu přes kolo je třeba určité práce, jejíž velikost závisí na průměru kola D . Z měřených hodnot na zkušebním zařízení byl odvozen vztah pro jedno kolo:

$$W_{ob} = B\chi \left(\xi + \frac{T}{B} \right) \frac{\delta}{D} = 240 \cdot 0,09 \left(14,7 + \frac{855,94}{240} \right) \frac{5}{190} = 29,8N \quad (18)$$

Celkový odpor pak bude:

$$W_{obC} = 2 \cdot W_{ob} = 59,6N \quad (19)$$

2.5 Určení výkonu pohonu

Při určení výkonu pohonu je možné působící síly rozdělit na výkonové a ztrátové. Výkonové síly zastupuje složka vznikající od hmotnosti dopravovaného materiálu a od hmotnosti dopravního řetězu – obvodová síla v řetězu P . Ztrátové síly W jsou způsobené pasivními odpory.

Síla W :

$$W = W_{oC} + W_{eC} = 2,8 + 59,6 = 62,8N \quad (20)$$

Rychlost dopravníku v je zároveň obvodovou rychlostí bubnu. Výkon na hřídeli hnacího členu bude (2):

$$N = \frac{(P + W) \cdot v}{102} = \frac{(646,6 + 62,8) \cdot 0,0156}{102} = 0,217kW \quad (21)$$

Maximální požadovaný výkon na hnací hřídeli tedy bude 217 W. Při zohlednění účinnosti řetězového převodu z motoru na hnací hřídel, která je $\eta = 0,95$ vychází konečný výkon pohonu:

$$N' = \frac{N}{\eta} = \frac{217}{0,95} = 228 \text{ W} \quad (22)$$

Obvod bubnu:

$$o = \pi D = \pi \cdot 0,19 = 0,597 \text{ m} \quad (23)$$

Pro správnou volbu motoru je nutné určit otáčky hnací hřídele.

$$n_{600} = \frac{1}{\frac{o}{v_{600}}} \cdot 60 = \frac{1}{\frac{0,597}{0,0057}} \cdot 60 = 0,57 \text{ ot/min}$$

$$n_{1200} = \frac{1}{\frac{o}{v_{1200}}} \cdot 60 = \frac{1}{\frac{0,597}{0,0156}} \cdot 60 = 1,572 \text{ ot/min} \quad (24)$$

kde: o – obvod kola (m)

D – průměr kola (m)

n_{600} – otáčky při výkonu 600 párů obuvi (ot/min)

n_{1200} – otáčky při výkonu 1200 párů obuvi (ot/min)

v_{600} – rychlost posuvu pásu při výkonu 600 párů obuvi (m/s)

v_{1200} – rychlost posuvu pásu při výkonu 1200 párů obuvi (m/s)

Pro pohon volím třífázový asynchronní motor SIEMENS společně se šnekovou převodovkou od firmy ZTS SABINOV s typovým označením EZ80 010 D-P x 50/4AP 80 – 6400 V 50 Hz. Pro daný výkon by bylo možné použít i jednofázový motor, ale s ohledem na konstrukci převodovky je vhodnější volit motor určený přímo výrobcem převodovky. Použitím šnekové převodovky se zjednoduší převod motoru na hnací hřídel dopravníku.

Parametry tohoto motoru jsou (10):

Otáčky: $n = 910 \text{ min}^{-1}$

Výkon: $P = 0,55 \text{ kW}$

Napájecí napětí: $U = 400 \text{ V}$

Startovací proud:	$I = 1,52 \text{ A}$
Účinnost:	$\eta = 70 \%$
Počet pólů:	6
Osová výška:	$h = 80 \text{ mm}$
Hmotnost:	$m = 10 \text{ kg}$

Parametry převodovky (10):

Převodový poměr:	$i = 63$
Hmotnost:	$m = 10 \text{ kg}$

Pro regulaci otáček motoru navrhuji frekvenční měnič od firmy SIEMENS s typovým označením MICROMASTER 420. Tento měnič je přímo určen pro dopravní zařízení. Měnič je možné řídit přes analogový vstup nebo připojit k PC pomocí sériového rozhraní RS 232. Obsaženy jsou také ochranné prvky a to proti překročení povolené teploty měniče nebo motoru, proti podnapití a přepětí, proti zkratu mezi zemí a fázemi a navzájem mezi fázemi.

Parametry frekvenčního měniče (9):

Vstupní napětí:	$U = 3 \times 200 + 240\text{V} \pm 10\% (0,12 + 5,5 \text{ kW})$
Kmitočet napájecího napětí:	$f = 47 \text{ až } 63 \text{ Hz}$
Účinnost:	$\eta = 97\%$
Rozsah výstupního kmitočtu:	$f = 0 \text{ až } 650 \text{ Hz}$
Rozlišení výstupního kmitočtu:	0,01 Hz (při digitálním zadávání kmitočtu)
Přetížitelnost:	150 % po dobu 60 s

Pro přenos výkonu z výstupní hřídele převodovky na hnací hřídel dopravníku navrhuji řetězový převod. Jeho výhodou je, že nedochází ke skluzům. Maximální otáčky na výstupní hřídeli šnekové převodovky pro výkon výroby 1200 páru obuvi volím 4,71 ot/min, což odpovídá kmitočtu napájecího napětí motoru 16,32 Hz. Pro výkon výroby 600 páru obuvi volím pak budou otáčky 1,71 ot/min, což odpovídá kmitočtu napájecího napětí 5,92 Hz. Kmitočet napájecího napětí je volen tak aby byl větší než 5 Hz a to z důvodu velkého skluzu motoru při otáčkách pod 5 Hz(10). Podle parametrů z katalogového listu motoru je

nutné zabezpečit chlazení motoru při kmitočtu napájecího napětí pod 15 Hz. Proto musí být ve stěně hnací stanice umístěn ventilátor. Mezi šnekovou převodovkou a hnací hřídelí se musí použít řetězový převod s převodovým poměrem $i = 3$. Pro tento převod volím řetěz 06 B s roztečí článku 9,525 mm (1).

Aby se udržely malé rozměry volí se počet zubů na malém kole podle vztahu:

$$z = k(29 - 2i) = 1(29 - 2 \cdot 3) = 23 \text{ zubů} \quad (25)$$

kde: k – koeficient zohledňující použitý řetěz, pro válečkový řetěz $k = 1$ (1).

i – převodový poměr

Vypočítaný počet zubů je jen orientační, při malém počtu zubů vzrůstá opotřebení a proto se pro velké výkony volí větší počet zubů. Z důvodu rovnoměrnějšího opotřebení kol a kloubů se volí lichý počet zubů a sudý počet článku řetězu (1).

Roztečný průměr kol (1):

$$d = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z}} \quad (26)$$

kde: p – rozteč jednoho článku (mm)

z – počet zubů

Menší kolo má tedy roztečný průměr 70 mm a větší kolo 210 mm.

Úhel opásání na menším kole nesmí být menší $\alpha = 120^\circ$. Pro zjednodušení se proto vychází ze vzdálenosti os hřídelí. Pro převodové číslo $i \leq 3$ platí pro nejmenší osovou vzdálenost vztah :

$$a_{\min} = 0,5(d_{n1} + d_{n2}) + (30 \div 50) = 0,5(70 + 209,3) + 40 = 179,5 \text{ mm} \quad (27)$$

kde: d_{n1} – průměr menšího kola (mm)

d_{n2} – průměr většího kola (mm)

Skutečná osová vzdálenost je 410 mm, takže je splněno doporučení aby poměr

$$\frac{a}{p} = (30 \div 50). \text{ Tento poměr se volí s ohledem na životnost řetězu (1).}$$

3 DISKUZE VÝSLEDKŮ

Při návrhu pohonu pro mezioperační dopravník jsem volil s ohledem na cenu a možnosti oprav popř. výměny jednotlivých komponentů pohonu běžně dostupné díly. Z tohoto důvodu nebylo možné přesně dimenzovat pohon podle zadání. Navržený pohon dovoluje dosáhnout na hnací hřídeli dopravníku otáček v rozmezí $0,001$ až $62,6 \text{ min}^{-1}$, tyto hodnoty jsou pouze teoretické a vycházejí z možností frekvenčního měniče. Pro praktické využití je možné uvažovat otáčky hnací hřídele v rozmezích $0,49$ až $4,82 \text{ min}^{-1}$. Tyto otáčky odpovídají výkonu výroby od 430 do 4228 párů obuvi za směnu. Výkon motoru je dostatečně dimenzovaný na případnou změnu délky dopravníku. Navržený motor má 2 x větší výkon než je vypočtený potřebný výkon pro pohon dopravníku. Tento motor jsem volil z důvodu vhodnosti použití pro šnekovou převodovku. Dopravník se skládá z jednotlivých polí o délce 1,5 m, takže je možné měnit jeho délku v závislosti na požadovaném počtu operací při výrobě obuvi.

4 ZÁVĚR

V této bakalářské práci je zpracován návrh hnací stanice k mezioperačnímu dopravníku ve výrobě obuvi. V první části je popsán dopravník a jeho použití, také jsou zde popsány problémy se kterými se současné řešení pohonu dopravníku potýká.

Druhé části jsou představeny různé varianty pohonu. Uvedené pohony zabírají široké spektrum běžně dostupných řešení. Jak vyplývá u konstrukčního řešení dopravníku, je vhodné použít pohony s rotačním pohybem. Jsou zde popsány především pohony umožňující plynulou regulaci pohybu.

Třetí část uvádí možné řešení, které splňuje požadavky kladené na pohon mezioperačního dopravníku.

Je zde uvedeno několik možností řešení pohonu a s ohledem na ekonomickou a konstrukční stránku je zvolen ten pohon, který splňuje parametry zadání a je ho možno integrovat do stávajícího dopravníku bez konstrukčních zásahů. Hnací člen byl použit asynchronní třífázový elektromotor ve spojení s frekvenčním měničem. Pro své vlastnosti byly použity obě součásti od firmy SIEMENS. Frekvenční měnič umožňuje řízení výstupního kmitočtu přes běžné sériové počítačové rozhraní RS 232, k ovládání je možné použít přikládaný software pro všechny běžně.

SEZNAM LITERATURY

- [1] BOHÁČEK, František a kol. *Části mechanismu a strojů III – Převodovky*. VUT Brno, 1987 ISBN 10-852-29-2.
- [2] DRAŽAN, František, KUPKA, Ladislav a kol. *Transportní zařízení*. SNTL Praha, 1966 ISBN 1-6218-2.
- [3] LUKOVICS, Imrich, SÝKOROVÁ, Libuše, VOLEK, František. *Části strojů*. FT UTB Zlín, 2000 ISBN
- [4] ŠNAJDR, František. *Technologie mechanické výroby obuvi IV*. SNTL Praha, 1962 ISBN 5-753-45
- [5] MAŇAS, Miroslav. *Základy robotiky*. VUT Brno, 1962 ISBN 8-9614-8
- [6] PIKNER, Ladislav, STOPPAINOVÁ, Ludmila. *Zhotovování svršků obuvi*. SNTL Praha, 1965 ISBN 7-45381-6
- [7] VÁVRA, Pavel, LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky*. SNTL Praha, 1984
- [8] *Fyzikální tabulky : Hustota pevných látek* [online]. [cit. 2005-04-30] dostupné na WWW: http://www.converter.cz/tabulky/hustota_pl.htm
- [9] *Siemens s.r.o. : Frekvenční měniče* [online]. [2005-02-12] dostupné na WWW: <http://stest.etnetera.cz/siemens/site/prumysl/>
- [10] *ZTS Sabinov, a.s. : Univerzálné závitovkové převodovky* [online]. [2005-05-11] dostupné na WWW: <http://www.ztssabinov.sk/katalogy/uzp.zip>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

v	- rychlost posuvu řetězu
s	- dráha posuvu mezi jednotlivými operacemi
D	- průměr kola
dn_2	- průměr většího kola
dn_1	- průměr menšího kola
ε_v	- relativní prodloužení
σ_{dov}	- dovolené napětí v řetězu
χ	- konstanta zohledňující konstrukci uložení
L	- délka dopravníku
μ	- součinitel odporu
q_1	- zatížení dopravníku materiálem
q_2	- Zatížení dopravníku vlastní tíhou řetězu
m_p	- hmotnost řetězu
m_b	- hmotnost vozíčku
q	- tíhové zrychlení
W_{op}	- odpor ložisek vozíčku
W_{ob}	- odpor ohybem řetězu na řetězovém kole
ψ'	- součinitel ohybového tlumení
l	- rozteč válečku
h	- průhyb řetězu
o	- obvod kola
n_{600}	- otáčky při výkonu 600 páru obuvi za směnu
n_{1200}	- otáčky při výkonu 1200 páru obuvi za směnu
v_{600}	- rychlost posuvu dopravníku při výkonu 600 páru obuvi

v_{1200} - rychlost posuvu dopravníku při výkonu 1200 páru obuvi

i - převodový poměr

z - počet zubů

W - ztrátové síly

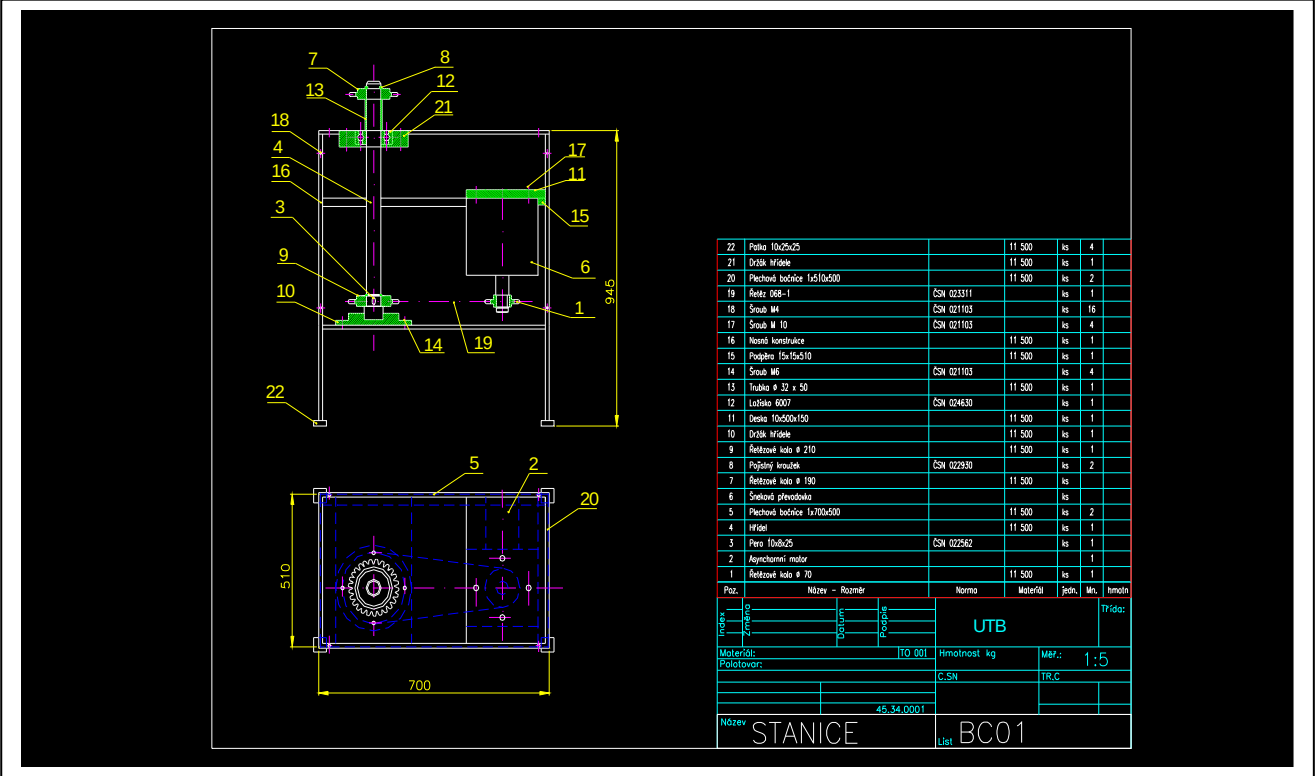
N - výkon na hřídeli hnacího členu

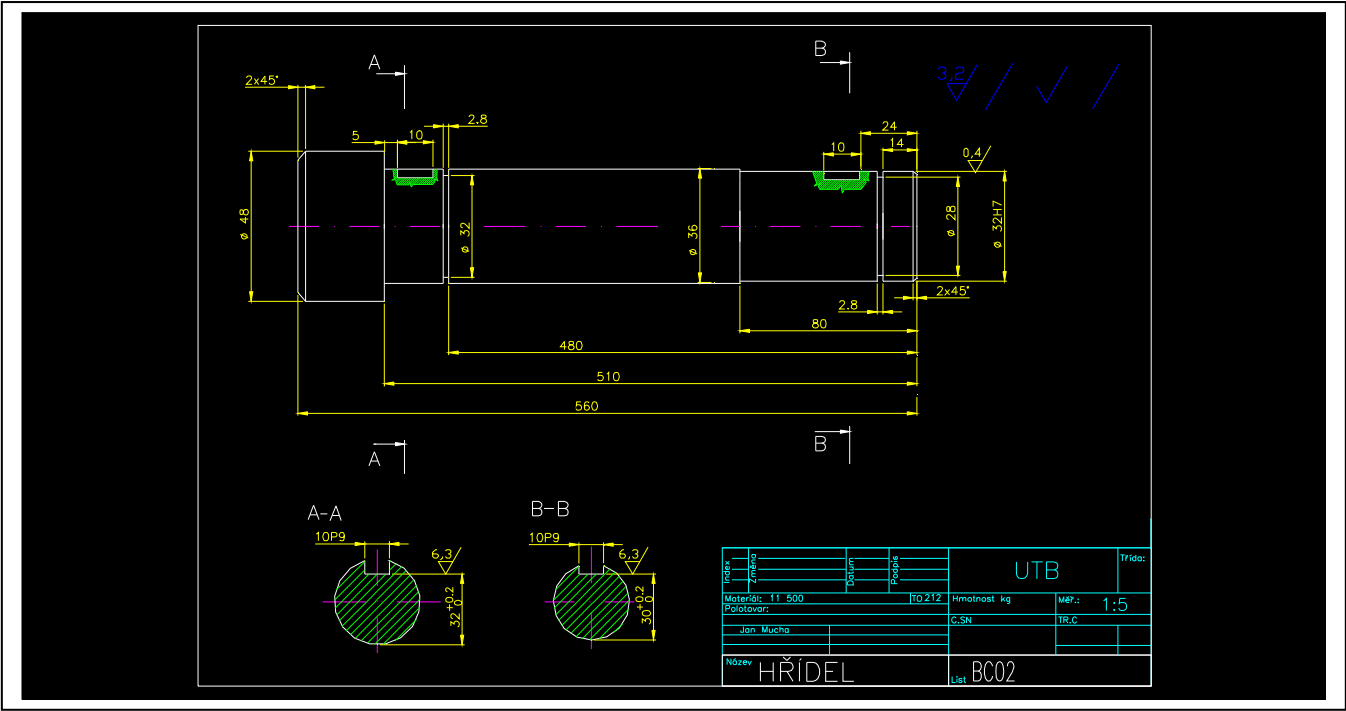
SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1. Spodkový dopravník.....	9
Obr. 2. Zapojení stejnosměrného motoru	12
Obr. 3. Sériové zapojení stejnosměrného motoru.....	12
Obr. 4. Stejnosměrný motor s cizím buzením.....	13

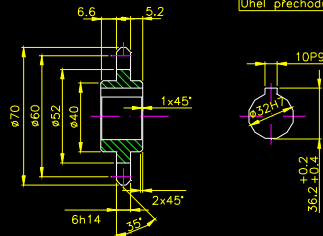
SEZNAM PŘÍLOH

P I	BC01	Výrobní výkres sestavy
P II	BC02	Výrobní výkres hřídele
P III	BC03	Výrobní výkres řetězového kola
P IV	BC04	Výrobní výkres řetězového kola
P V	BC05	Výrobní výkres řetězového kola
P VI	BC06	Výrobní výkres držáku hřídele
P VII	BC07	Výrobní výkres držáku hřídele

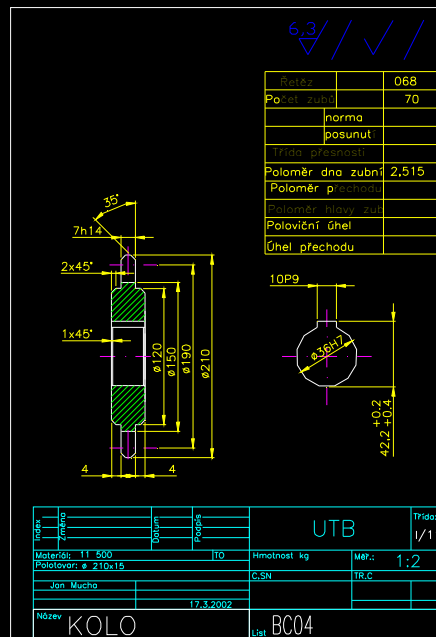


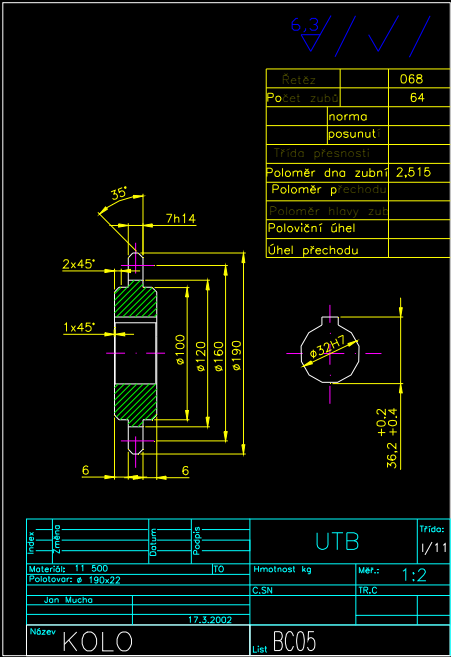


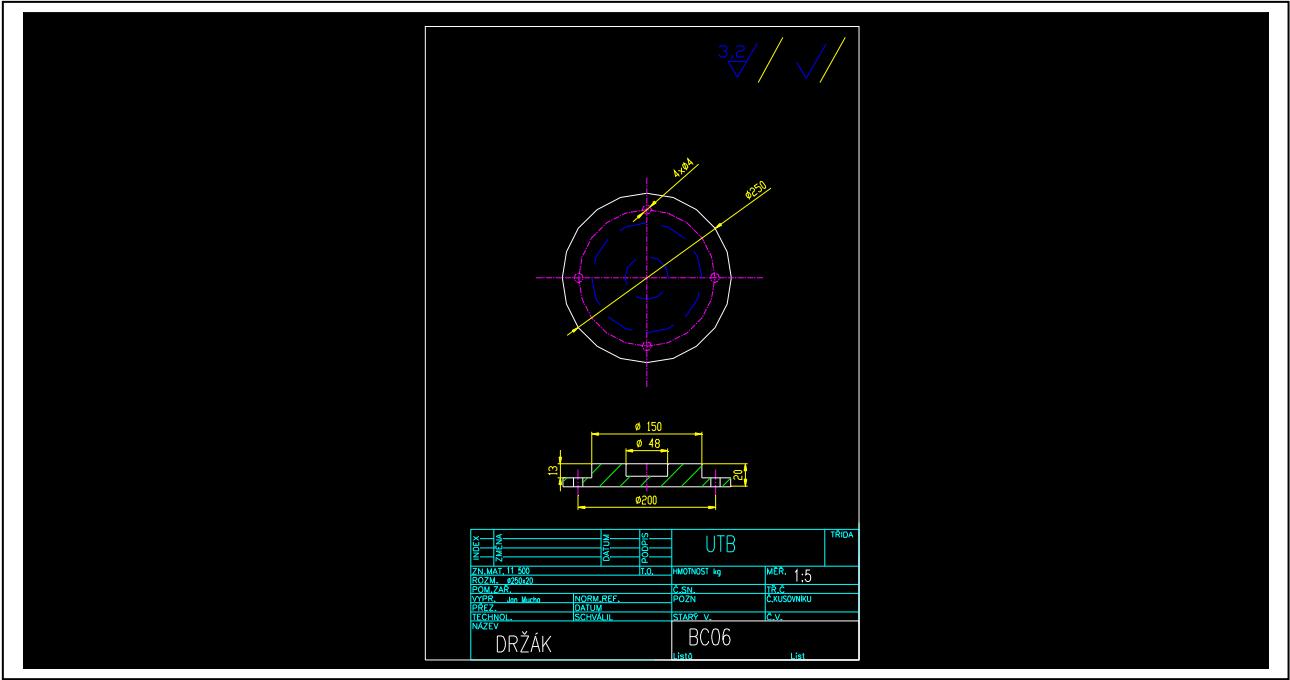
Retěz		068
Poloměr zubů		23
	norma	
	posunutí	
Třída přesnosti		
Poloměr dna zubů		2,515
Poloměr přechodu		
Poloměr hlavy zubů		
Poloviční úhel		
Úhel přechodu		



Trasa	Trasa	Trasa	Trasa	UTB	Trida:
Trasa	Trasa	Trasa	Trasa		/111
Motorist: 11 500				Hmotnost kg	Ver.: 1:2
Položenie: 70x20				C.S.N	TR.C
Jan Mucha					
17.3.2002					
Název KOLO				Lib	BC03







Index	Imeno	Datum	Popolna	UTB		Triga: 1/11
Ustrezni: 11 500 Postopki: 2 200x35				TO	Hmotnost kg	Mer./: 1:1
Jan Mucho				C.SN	TR.C	
11.5.2005						
Ime: DRŽÁK				Ust: BC07		