

Vysoká škola: strojná a textilní
Fakulta: textilní

Katedra: přádelnictví a zušlechťování
Školní rok: 1965/66

DIPLOMNÍ ÚKOL

pro s. Josefa Vavřínce
obor textilní stroje

Protože jste splnil požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství a kultury o státních závěrečných zkouškách tento diplomní úkol:

Název tématu: Zařízení pro automatickou výměnu zbožíových válek,

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte řešení automatické výměny zbožíových válek o max. průměru 700 mm na vstupu i výstupu sušících, rozpínacích a fixačních rámu zn. TOTEX, typu 4580.1.
Zařízení je určeno pro zpracování hedvábných tkanin dle požadavku VHJ Hedva. Aplikace navrženého zařízení bude rovněž určena pro úpravu úpletů.

V rámci úkolu vypracujte dále:

1. Celkovou sestavu zařízení,
2. kinematické schéma výměny válečků a řezacího ústrojí,
3. ztřežní podsestavy výměnného zařízení a řezacího ústrojí,
4. dílenské výkresy nožové hlavy.

Autorské právo se řídí směrnicemi MŠK pro státní závěrečné zkoušky č. j. 31 727/62-III/2 ze dne 13 července 1962 - Věstník MŠK XVIII, sešit 24 ze dne 31. 8. 1962 § 19 autorského zákona č. 115/53 Sb.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÁ A TEXTILNÍ
ÚSTŘEDNÍ ÚŘAD
J. B. ERBEG AROSOVA

V 149/65 S

Rozsah grafických laboratorních prací:

Rozsah průvodní zprávy:

Seznam odborné literatury: **Firemné prospekty, referše YÚTS.**

Vedoucí diplomní práce: **Prof. Ing. Miroslav Simon**

Konsultanti: **Ing. Cezar, n.p. TOTEX Chrastava**
Ing. Miroslav Kvapil VŠST Liberec

Datum zahájení diplomní práce: **6. září 1965**

Datum odevzdání diplomní práce: **17. října 1965**

L. S.

Simon
Prof. Ing. Jaroslav Simon

Vedoucí katedry

Simon
Prof. Ing. Jaroslav Simon

Děkan

v **Liberci** dne **4. září** 19 **65**

VŠST LIBEREC

AUTOMATICKÝ
NAVÍJECÍ STROJ

DP — STR.

9. ŘÍJNA 1965

VAVŘINEC Josef

DIPLOMOVÁ PRÁCE.

Ú v o d:

Vývoj všech průmyslových odvětví směřuje v současné době k automatisaci výrobního procesu, která umožňuje často i několikanásobné zvýšení produktivity práce při současném odstraňování fyzické námahy pracovníků a zvyšování kvality výrobků.

Tato tendence se projevuje i v textilním průmyslu. Jako v jiných odvětvích i zde je ještě řada nevyřešených problémů. Jedním z nich je problém kontinuálního ~~schodu~~ schodu sušících, rozpínacích a fixačních rámců, kde není vyřešeno automatické navádění zboží do stroje, ani automatická výměna na výstupu stroje.

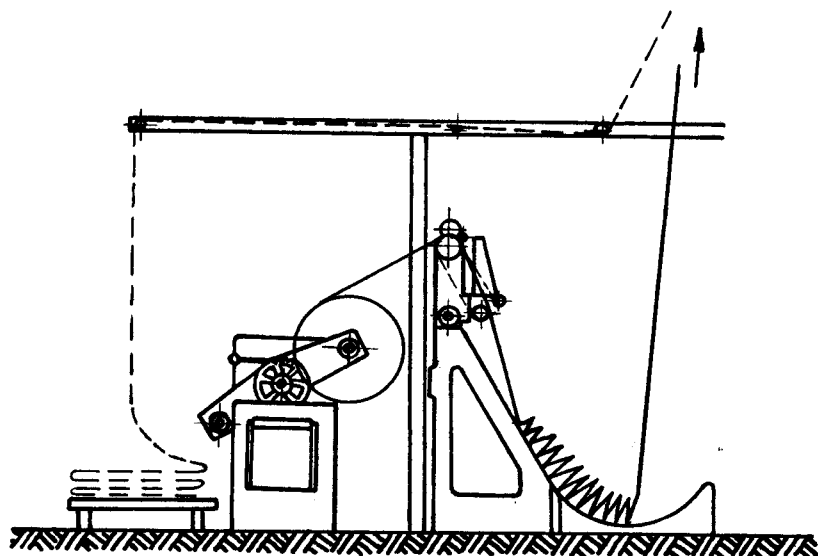
Současné způsoby odvíjení zboží na vstupu stroje.

a/ odběr z válců malého průměru - do 750 mm

Vzhledem k malému průměru válu je stroj v chodu krátkou dobu /podle délky nábalu a rychlosti chodu stroje/. Chod stroje musí být při každé výměně nábalu přerušován, aby bylo možno založit nový nábal a spojit jej s kocem předchozího nábalu sešitím, které provádí obsluha stroje. V případě, že má být zavádění zboží do stroje kontinuální, je nutno použít J-box /obr.1/, který umožňuje sešívání zboží za chodu stroje odvinutím dokončovaného nábalu z válce do zásobníku rychlostí vyšší, než je rychlost zboží ve stroji. Toto řešení není automatické, protože sešití provádí obsluha stroje.

b/ odběr z velkonábalu

Výhodnějším způsobem než ad a/ je odběr zboží z velkonábalu, t.j. z válu o průměru do 1.800 mm, na který je možno navinout několik tisíc metrů



obř. 1

zboží. V tomto případě se interval mezi výměnami válu prodlouží. Provoz stroje ekonomičtější, protože stroj je lépe využit, obsluha je jednodušší a méně fyzicky namáhavá - při odvíjení je velkonábal umístěn na vozíku, takže odpadá přemísťování válu na vstupní rám stroje. Toto řešení bylo vynuceno velkou vahou nábalu.

c/ odběr ze skládky

Odlišným způsobem odběru zboží je odběr ze skládky. Z uvedených způsobů je jediný, který umožňuje kontinuální chod stroje sešíváním zboží za chodu bez přídatného zařízení. Odběr ze skládky je na obraze 1 vyznačen čárkovaně.

Navíjení zboží na výstupu stroje.

a/ navíjení na malý průměr.

V případě, že na vstupu stroje je zboží odvíjeno z nábalu malého průměru, používá se na výstupu navíjení na malý průměr frikčním nebo stoupavým navíječem.

U frikčního navíječe je použito nuceného pohybu navíjecího válečku. Frikční spojka přenáší konstantní kroutící moment, t. zn., že v začátku navíjení, kdy je malý průměr nábalu, je zboží navíjeno velkým napětím, které klesá se zvětšujícím se průměrem nábalu /zvětšuje se poloměr nábalu a klesá obvodová síla/.

Tohoto způsobu je možno použít u revolverové výměny nábalu /na při systém Gewama/, kde zručná obsluha může provést výměnu za chodu stroje odříznutím konce kusu a navedením na připravený váleček, umístěný na opačném konci dvouramenné páky. Výměna není automatická, protože je prováděna obsluhou.

Při navíjení stoupavým navíječem je navíjecí váleček poháněn dotykem s pohonnými válci a je uložen v háku svislé vodící tyče. Nevýhodou je nerovnoměrné napětí, způsobené prokluzem zboží v počátku navíjení, kdy je malá váha nábalu a tím i malý přítlak. Při výměně je nutno stroj zastavovat.

b/ navíjení na velkonábal.

Navíjení na velkonábal se provádí přítlakem poháněného válce, který je uložen v šikmých ramenech, na navíjecí váleček, umístěný v ložiskách na vozíku, na němž je velkonábal zároveň převážen. Výhodou velkonábalu proti navíjení na malé průměry je kromě lepšího využití stroje také snížení nároku na dopravu uvnitř závodu - transportuje se menší množství válů.

c/ Kontinuální, ale nikoliv automatický výstup ze stroje umožňuje použití skladače. Obsluha skladače odřízne kusy spojené na vstupu stroje sešitím a za chodu stroje přemístí skládku na vozík.

Z uvedeného přehledu vyplývá, že kontinuální chod sušících rozpínacích a fixačních rámu je možno zajistit použitím odběru zboží ze skládky na vstupu stroje a skladače na výstupu. Touto způsobu nelze použít u každého druhu zboží.

Kontinuální navádění zboží z nábalu lze provést použitím J-boxu, který umožňuje sešítí nábalu šicím strojem, ovládaným obsluhou.

Revolverová výměna nábalu na výstupu stroje klade velké nároky na zručnost obsluhy a proto ji nelze použít při vysokých rychlostech zboží.

Výhody kontinuálního chodu stroje.

Kontinuální chod stroje zajišťuje lepší využití rámu odstraněním časových ztrát, které vznikají při navádění zboží do stroje. Časové ztráty jsou největší při fixování, které se provádí při teplotě až 220 °C. Tak vysokým teplotám nesmí být zboží vystaveno bez pohybu a proto je nutno před zastavením stroje dokončit celý návin, aby zboží ve stroji nestálo, to znamená nepoužívá se sešítí konce dobíhajícího kusu se začátkem následujícího. Nový nábal se navádí do ojehlených záponek na vodícím řetezu. Tento úkon znamená značnou časovou ztrátu.

Přerušování chodu a rozběh stroje způsobuje, že mechanismy náhonu rámu a ventilátory jsou často zatěžovány záběrovými momenty /elektromotory/ a dynamickými silami, které jsou vyvolávány zrychlením při rozběhu a zastavení stroje. Tím se životnost zařízení značně snižuje. Tato nevýhoda přerušovaného chodu je kontinuálním chodem odstraněna.

Z technologického hlediska je přerušování chodu stroje nevýhodné častým zastavováním a rozbíháním ventilátoru a tím nestálým tepelným režimem stro-

je, t.j. kolísáním teplot, které má nepříznivý vliv na výsledný efekt úpravy zboží, prováděné ve stroji.

Kontinuální chod stroje tedy znamená lepší ekonomické využití stroje odstraněním ztrátových časů, vyšší životnost snížením namáhání hnacích skupin stroje a ventilátorů a zvýšením kvality zboží, dodržěním stálého tepelného režimu.

Z uvedeného rozboru vyplývá nutnost zavedení plynulého chodu stroje, který bude zajištěn kontinuálním naváděním zboží z nábalu. Navádění bude prováděno sešitím kusu obsluhou s použitím J-boxu a automatickou nebo poloautomatickou výměnou nábalu bez snížení pracovní rychlosti na výstupu ze stroje.

Prostudovaná literatura.

Semi Automatic Batch Changing / Poloautomatická vý-
705ř. 27 měna nábalu/.

The Textile Weekly 1964 č. 1898.

Stroj se používá hlavně pro pletené zboží, navíjené na konci sušícího rozpínacího a fixačního rámu na malý průměr. Umožňuje nepřerušovaný chod stroje bez zpomalení rychlosti při výměně nábalu.

Látka se navíjí na trubku ležící na prvním navíjecím válci až do dosažení určitého průměru, pak je trubka automaticky zvednuta z válce, přehozena na druhý válec a zde je navíjení dokončeno. V okamžiku průchodu švu je zboží přestřiženo pneumaticky ovládaným nožem a odříznutý konec je nahozen na váleček připravený na prvním navíjecím válci. Nahození je provedeno pneumatickým zařízením. Z konečné polohy je vál přemístěn rameny, poháněnými motorem.

Funkce stroje je znázorněna na obr. 2a - 2d.

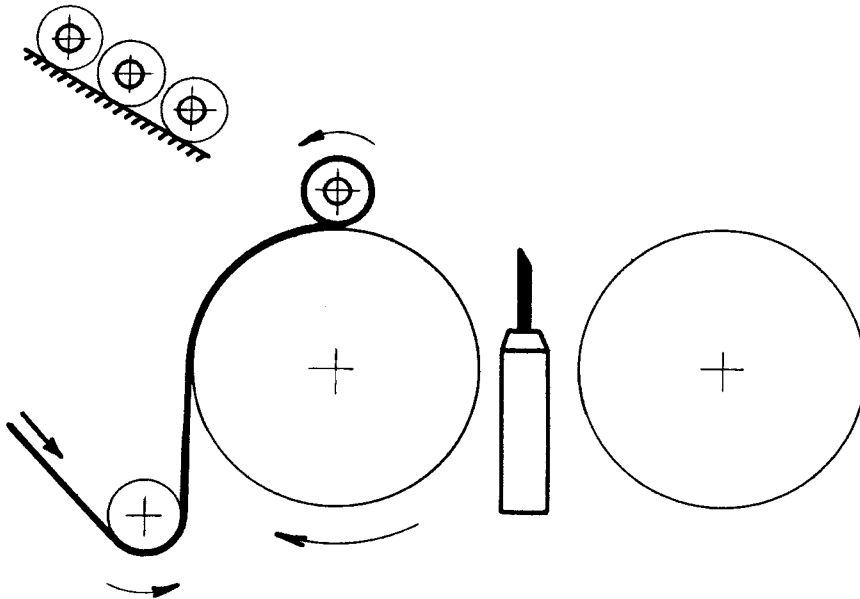
Stroj je výrobkem firmy F.A. Norton /Velká Británie/.

Eine Volkontinuele Wickelmaschine /Kontinuální naví-
70br. 37 jecí stroj/.

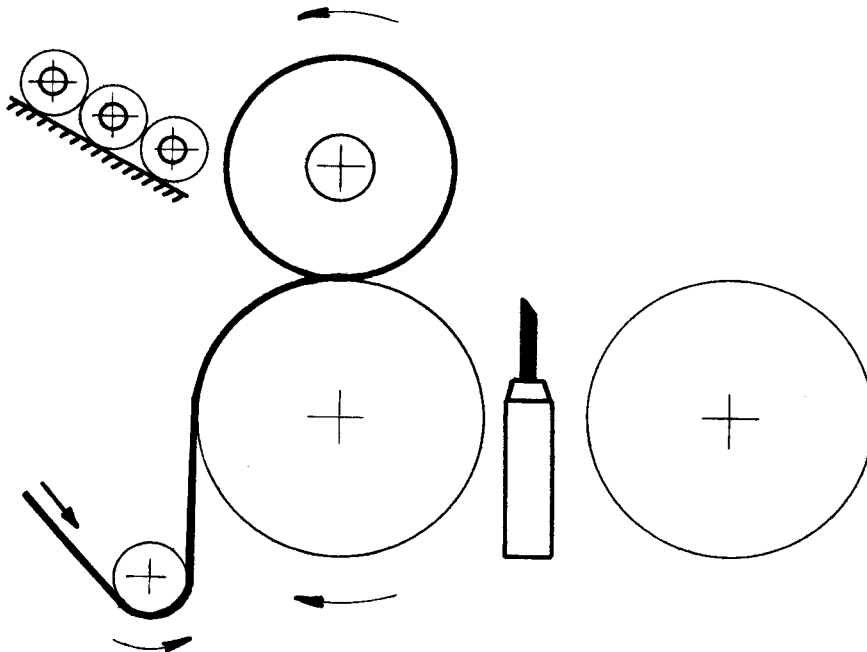
Zeitschrift für die gesamte Textilindustrie 1962

Kontinuální navíjecí stroj "Rolltex" firmy Zölig /Svycarsko/ umožňuje automaticky a bez snížení rychlosti chodu stroje výměnu a navíjení zboží do průměru 1.200 mm.

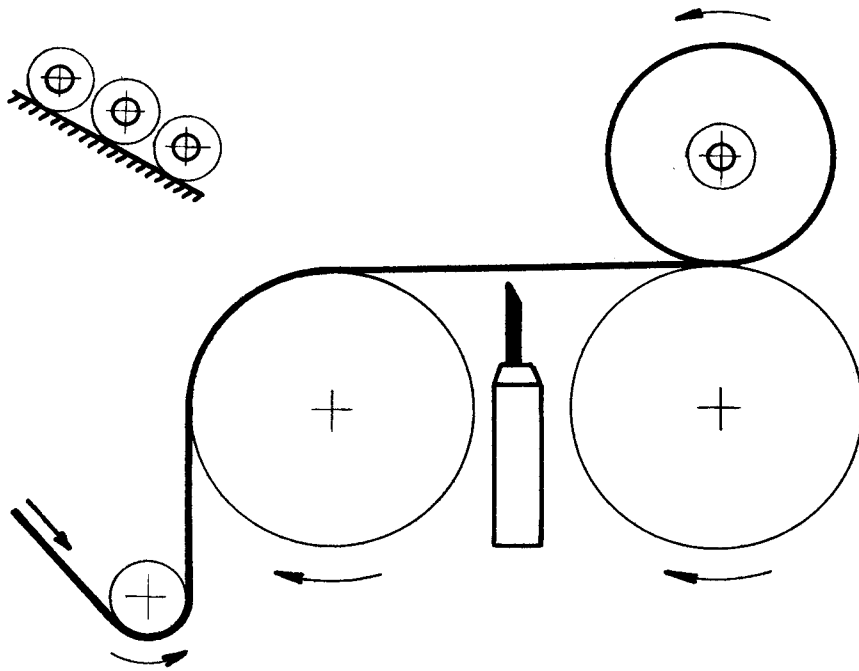
Při navíjení prvního nábalu je nutno navést první ovin ručně na váleček z kartonu nebo na dřevě-



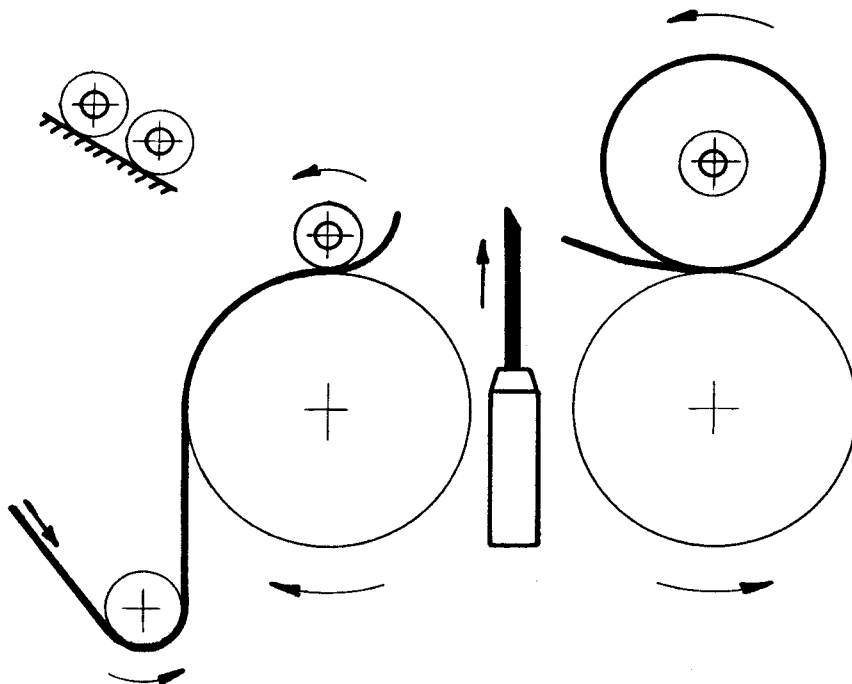
obr. 2a



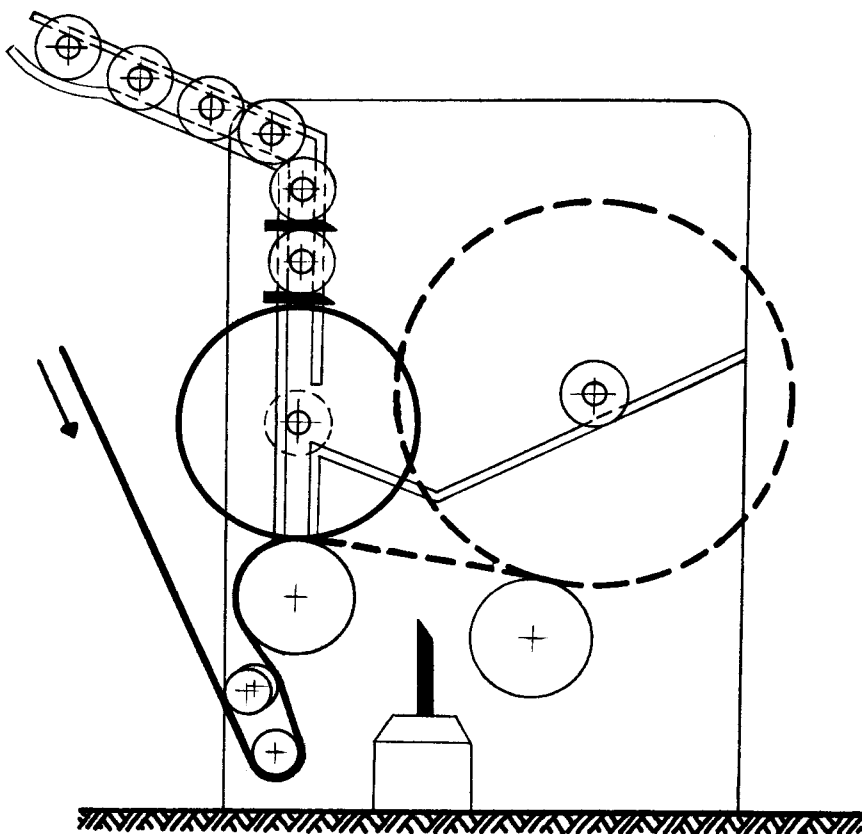
obr. 2b



obr. 2c



obr. 2d



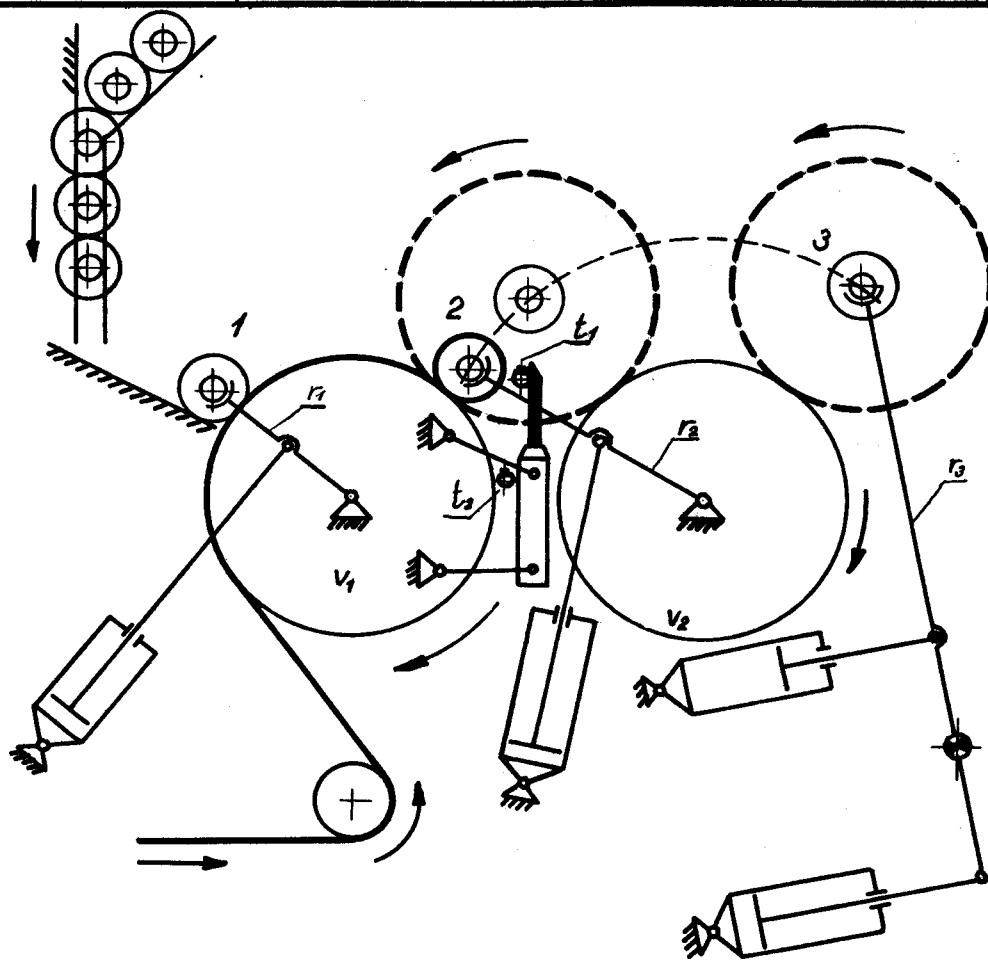
obr. 3

ný váleček. Přeříznutí zboží se provádí buď automaticky, nebo spuštěním pneumatického stříhacího mechanismu obsluhou. Ustřižený konec se navede na nový váleček / není uvedeno jakým způsobem/ a pracovní cyklus se opakuje. Navinuté vály se nakládají do vozíku.

Stroj je obsluhován pracovníkem u stroje, za nějž je zařazen a nevyžaduje proto zvýšení počtu pracovních sil.

Pohon stroje je proveden klínovými řemeny od sušícího nebo fixačního rámu.

Stroj může být použit pro libovolné druhy tkanin a pro osnovní pleteniny.



obr. 4

Patenty

Sovětský patent č. 154232 /obr. 4/

Funkce stroje:

Ze zásobníku padá váleček po vedení do vidlic ramene r_1 /poloha 1/, je přemístěn do polohy 2, kde je uložen do vidlic ramen r_2 . Při dosažení určitého průměru se dotkne válce v_2 . Rameno r_2 se pootočí do polohy 3 a uloží čepy válečku do vidlic ramene r_3 . V této poloze je navíjení dokončeno. Při dosažení žádaného průměru přesekne nůž, který je členem čtyřkloubového pneumaticky ovládaného mechanismu, zboží. Ustřížený konec zboží je nahazován na nový váleček v poloze 2, vzduchem proudícím z otvoru v trubce t_2 umístěné na rámu a z trubky t_1 uložené na noži.

Ramena jsou poháněna pneumatickými válci. Rameno r_3 je ovládáno dvěma válci, které zajišťují přítlak nábalu na pohonný válec a vyklápění dokončeného válu.

Patent nebyl pravděpodobně realizován.

Francouzský patent č. 337485

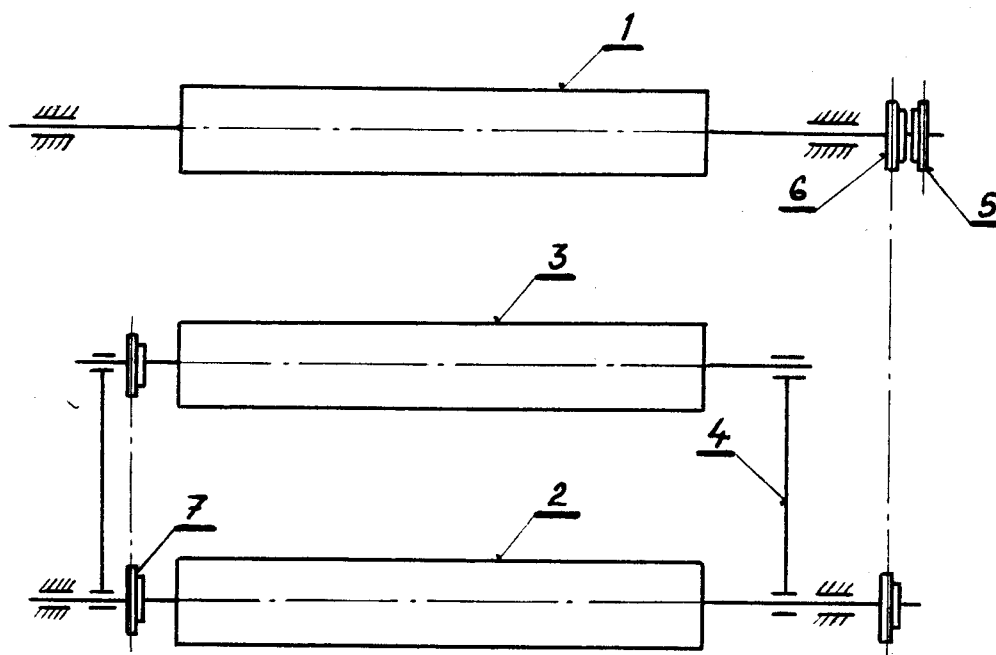
Látka se navíjí na váleček, který leží na pohonném válci a svými čepy se opírá o svislou část vedení. Po dosažení průměru, který odpovídá výšce vedení, vál sklouzne na druhý pohonný válec tak, že při narůstání průměru se pohybuje po šikmé části vedení. Po dokončení nábalu, ustřižení a navedení ustřiženého konce na nový váleček se válec vyklopí pootočením vedení, které je částí čtyřčlenného mechanismu, ovládaného vačkou.

Technický popis stroje

- a/ Rám stroje
- b/ Pohonné válce
- c/ Střihací a nabalovací zařízení
- d/ Zavádění válečku
- e/ Přemistování válu

a/ Rám stroje je tvořen dvěma bočnicemi ze šedé litiny. Obě se skládají ze dvou částí spojených šrouby a kolíky. Ve spodní části jsou uloženy čtyři hřídele, z nichž dva jsou uloženy ve stěně a dva uchyceny na hranách bočnice ložiskovými tělesy. K horní ploše bočnice je přišroubováno těleso ložiska hlavního pohonného válce. Obě spodní bočnice jsou spojeny dvěma výstuhami z L-profilů a jedním půlprofilem, které jsou přišroubovány k nálitkům skříně. Bočnice jsou odlehčeny jedním obdélníkovým otvorem.

Horní bočnice je nosným členem pro naváděcí zařízení. Ve spodní části je otvor, v jehož prostoru je dvoudílné těleso ložiska hřídele hlavního pohonného válce. Velikost otvoru je volena tak, aby při demontáži pohonného válce nebylo nutno horní bočnice demontovat. Svisle prochází stěnou nálitek, v němž je vyfrézována drážka pro vedení naváděcí tyče. V horní části je umístěn pohon této tyče - pneumatický válec a hřídel s ozubeným kolem, které zabírá do ozubeného hřebenu na naváděcí tyči, vedení a zarážka nabalovacího válečku. Jedinou součástí, která je uložena v horní i dolní bočnici je deska s vodící drážkou. Tato deska je



obr. 5

součástí nabalovacího mechanismu. Horní bočnice jsou spojeny dvěma L-profilů.

b/ Pohonné válce

Stroj má tři pohonné pogumované válce, z nichž dva /pos. 1, 2 na obr. 5 / jsou uloženy ve spodní bočnici. Válec pos. 3 je uložen v nábojích pák 4, které jsou otočně uloženy v čepech válce 2. V základní poloze jsou páky opřeny o opěry na rámu. Páky 4 jsou spojeny s pístní tyčí pneumatického válce. Zdvihem pístních tyčí jsou páky otáčeny v čepech válce 2. Natočením pák s válcem 3 je vyklápěn dokončený nábal.

Pohon válců je odvozen od řetězového kola, které je součástí náhonu odjehlovacího válce v levé výstupní skříni rámu. Pro tento náhon je ve stroji namontován variátor pro regulaci napětí zboží.

S náhonem odjehlovacího válečku je řetězem spojen hlavní pohonný válec 1 /řetězové kolo 5/. Na čepu válce 1 je umístěno kolo 6 pohánějící řetězem válec 2. Pohyb válce 3 je odvozen od řetězového kola 7 na čepu válce 2.

Válec 1 je možno montovat i demontovat bez demontáže horních bočnic. Otvor v horní bočnici umožňuje vyjmutí víka ložiskového tělesa, vyšroubování zavrtaných šroubů, které spojují obě části tělesa se spodní skříní a sejmutí spodního tělesa s ložiskem z hřídele. Potom se zasune levý čep válce s nábojem nožové páky do otvoru, tím se dostane pravý čep mimo rovinu skříně a válec je možno natočit a vyjmout.

Vzhledem k velké šíři stroje jsou čepy válců uloženy v dvouřadých naklápěcích ložiskách.

c/ Řezací a nabalovací mechanismus. /Schemata uvedena ve výpočtové části/

1/ Řezací mechanismus obr. 13 se skládá z nožové páky p_1 , která je uložena ve dvou kuličkových ložiskách na čepu hlavního pohonného válce. Na náboji páky je nalisován ozubený věnec 5, který zabírá do ozubeného segmentu 4. Segment je pevně spojen s hřídelem, který je natáčen pákou p_2 . Páka p_2 je čepem spojena s pístní tyčí 3 pneumatického válce 2.

2/ Nabalovací mechanismus je konstruován obdobně jako mechanismus pro řezání. Nahazování ustřiženého konce tkaniny se provádí pánvičkou p připevněnou na hřídeli, který je otočně uložen na páce p_1 . Na hřídeli pánvičky je nalisováno rameno q . Na rameni q je nalisován čep, na němž je v samomazném ložisku otočně uložena kladka, která se pohybuje

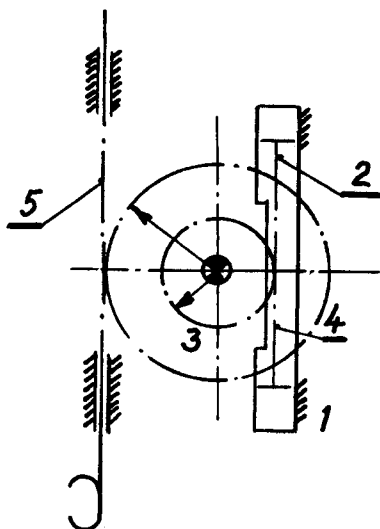
v drážce znázorněné křivkou k_p . Křivka k , zajišťuje natočení pánvičky tak, aby svojí horní hranou nabírala volný konec zboží a přitiskla jej na váleček rotující na hlavním pohonném válci.

Oba mechanismy jsou uváděny do pohybu pneumatickými válci tlakem 2 atp. Píst, který má zdvih 8 cm se pohybuje proti síle vyvolané stlačením dvou pružin, které jsou navrženy tak, aby se píst zastavil na dráze 8 cm. Krajiní polohy jsou vymezeny narážkami. Zpětný pohyb po uzavření vypouštěcího ventilu a otevření výfukového šoupátka je vyvolán silou ztlačených pružin. Pohyb je tlumen škracením vzduchu ve výfukovém ventilu.

d/ Zavádění válečku

Válečky se ukládají na vedení r obr. 9 připevněné k horním bočnicím, Zde jsou opřeny o zarážku z , která je ovládána zarážkou na tyči 4. /obr. 9 / Tyč je ovládána mechanismem na obr. 6. Ovládacím prvkem mechanismu je dvojčinný pneumatický válec s pístní tyčí 2 opatřenou hřebenem. Do hřebenu zabírá pastorek 3, který je na hřídeli s ozubeným kolem 4, jež je v záběru s tyčí 5.

e/ Přemístování válů - bude popsáno v popisu funkce.

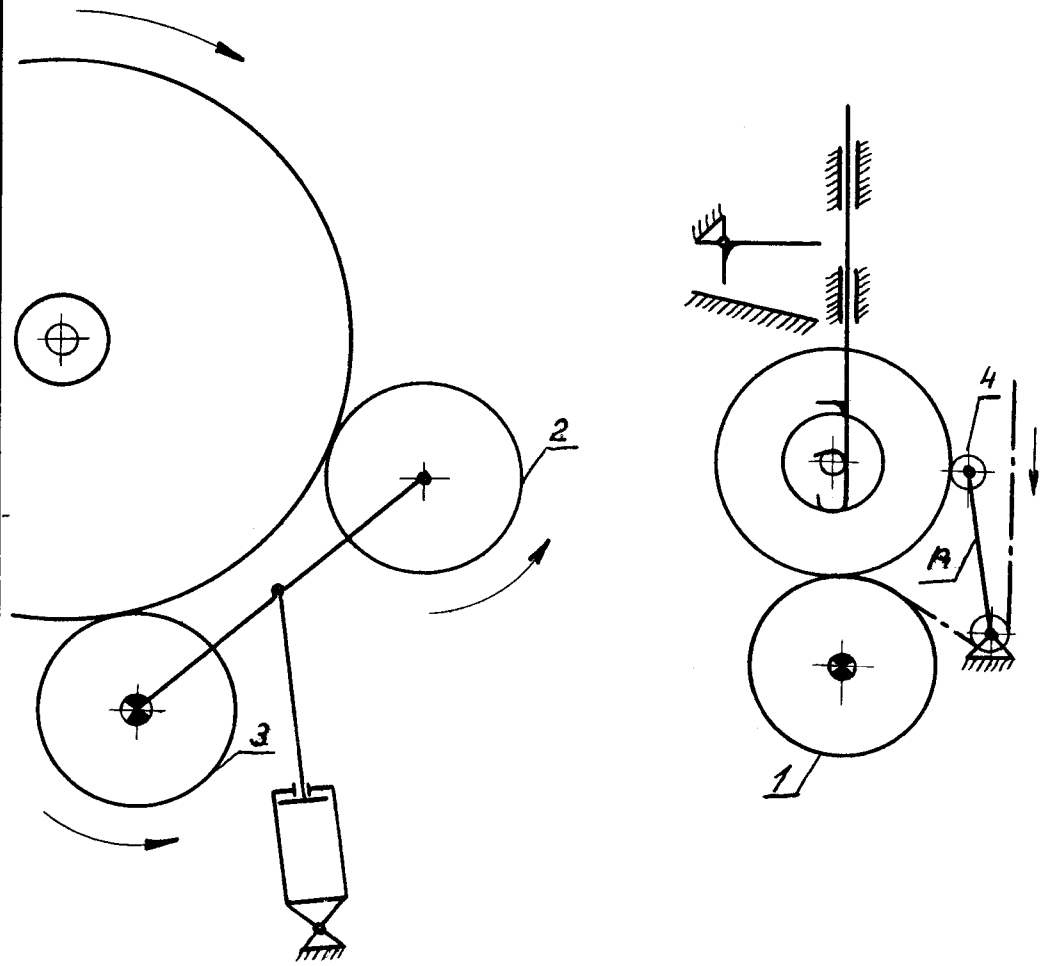


obr. 6

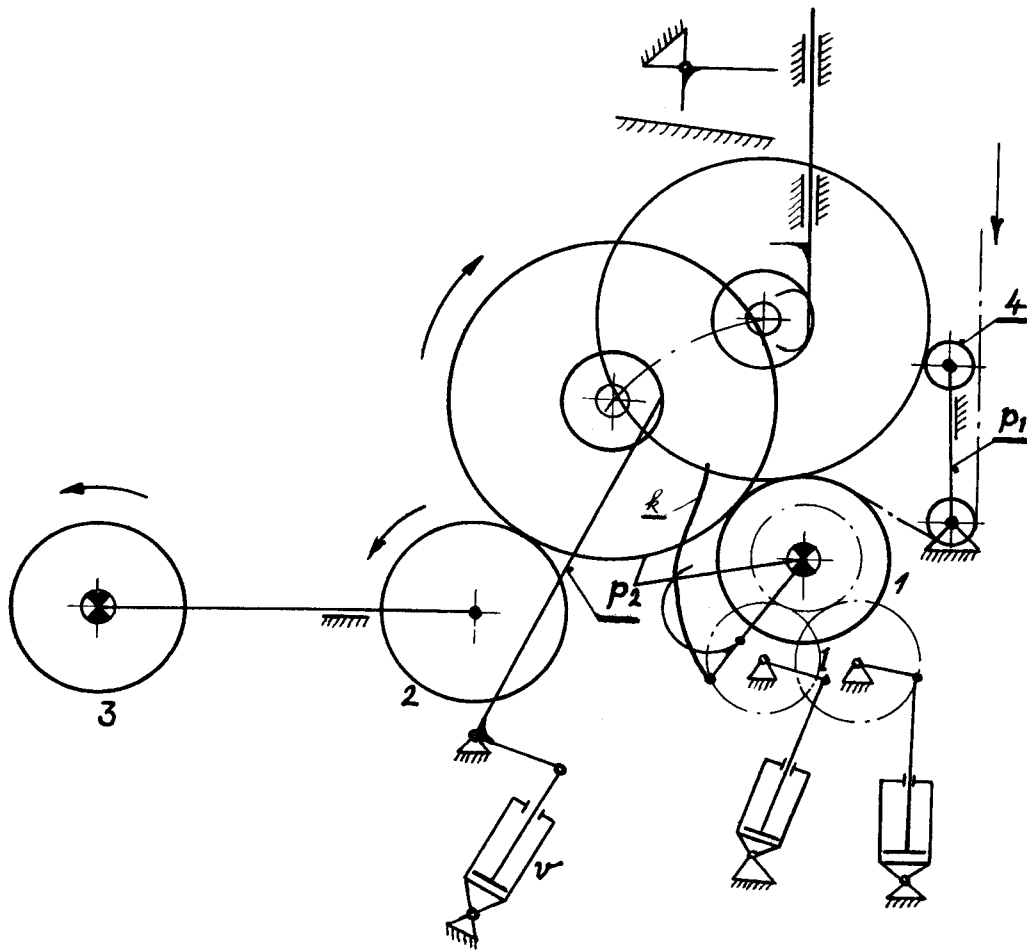
Funkce stroje

Pracovní cyklus začíná ručním navedením zboží obsluhou na navíjecí váleček, uložený na hlavním válci a přitlačovaný hákem svislé ozubené tyče. Po uvedení sušícího rámu do chodu se látka navíjí na váleček / obr. 7/. Navíjený vál se otáčí dotykem s válcem 1. 0 vál se opírá váleček 4 otočně uložený na hřídeli, který je uložen v náboji páky p. Tato páka se opře o narážku na rámu tak, že vál v době, kdy dosáhne průměru 400 mm vypadne s háku svislé tyče a odvalí se po povrchu válce 1 tak, že dosedne mezi válce 1 a 2 / obr. 8 /. Vzhledem k tomu, že válec 2 je poháněn, je možno předpokládat, že vál neodskočí a že nedojde k velkým změnám napětí. Po přemístění do polohy mezi válce 1 a 2 je uveden v činnost pneumatický válec v, který natočí páku p. Tlakem páky je vál přemístěn do polohy mezi válce 2 a 3 / obr. 9/. V této době vloží obsluha stroje na vedení nový váleček. Vodicí tyč se pohybuje směrem vzhůru. V okamžiku, kdy je hák v úrovni vedení, narážka n na tyči uvolní zarážku z a váleček sjede do háku / obr. 10/. Před ukončením nábalu se tyč s válečkem začne pohybovat dolů, narážkou n odklopí páku p, a uloží váleček na hlavní pohonný válec / obr. 10/. Stříhací zařízení je uváděno v činnost obsluhou nebo hlídačem švu tak, aby zboží bylo přeseknuto v blízkosti švu, kterým byly na vstupu stroje spojeny konec nábalu dobáhajícího do rámu a začátek nového válu / sešití se provádí s použitím J-boxu/. Spuštěním mechanismu vykývne nůž a v polovině zdvihu narazí na zboží a přesekne jej. V okamžiku doteku se pohybuje rychlostí asi 2 m / sek. a s rovinou zboží svírá úhel 50°, t.j. směřuje proti směru pohybu zboží. Tím se zvyšuje relativní rychlost, snižuje prohnutí pružné-

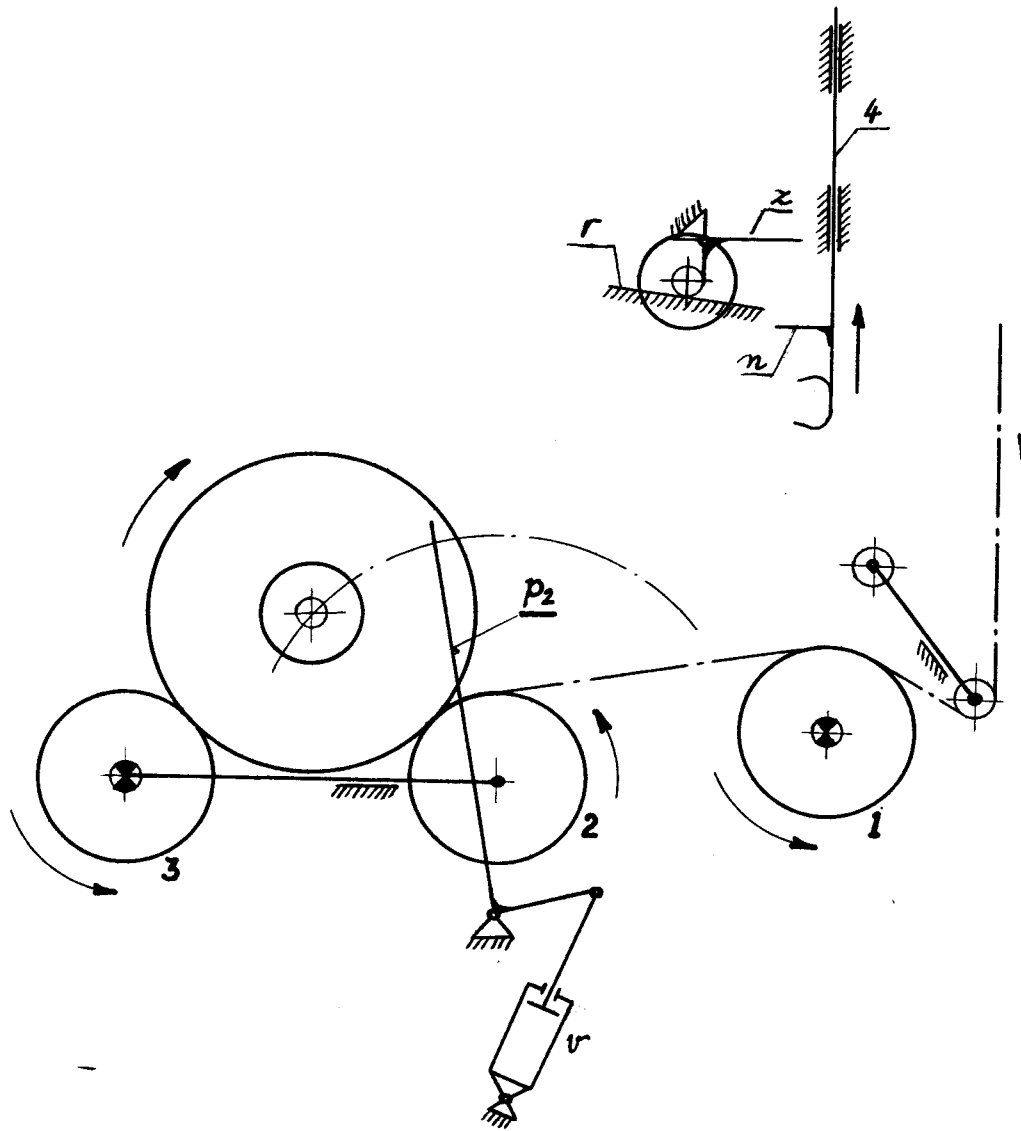
ho zboží /pleteniny/ a ohybový moment působící na
mňž. Hroty nože prorazí zboží, které je takto z čás-
ti přeseknuto a z části roztrženo tahem tkaniny. Těs-
ně za nožem se pohybuje pánvička, která horní hranou
nabere ustřižený konec zboží a přitiskne jej na na-
víjecí váleček. Hrana pánvičky dosahuje k přitlačné-
mu válečku, takže tkanina je přitlačována na navíje-
cí váleček, spadne na zboží přitisknuté k pohonnému
válci a je jím unášena pod váleček, kde vytvoří prv-
ní ovin. Páka pánvičky a nože se pohybují zpět a cy-
klus se opakuje.



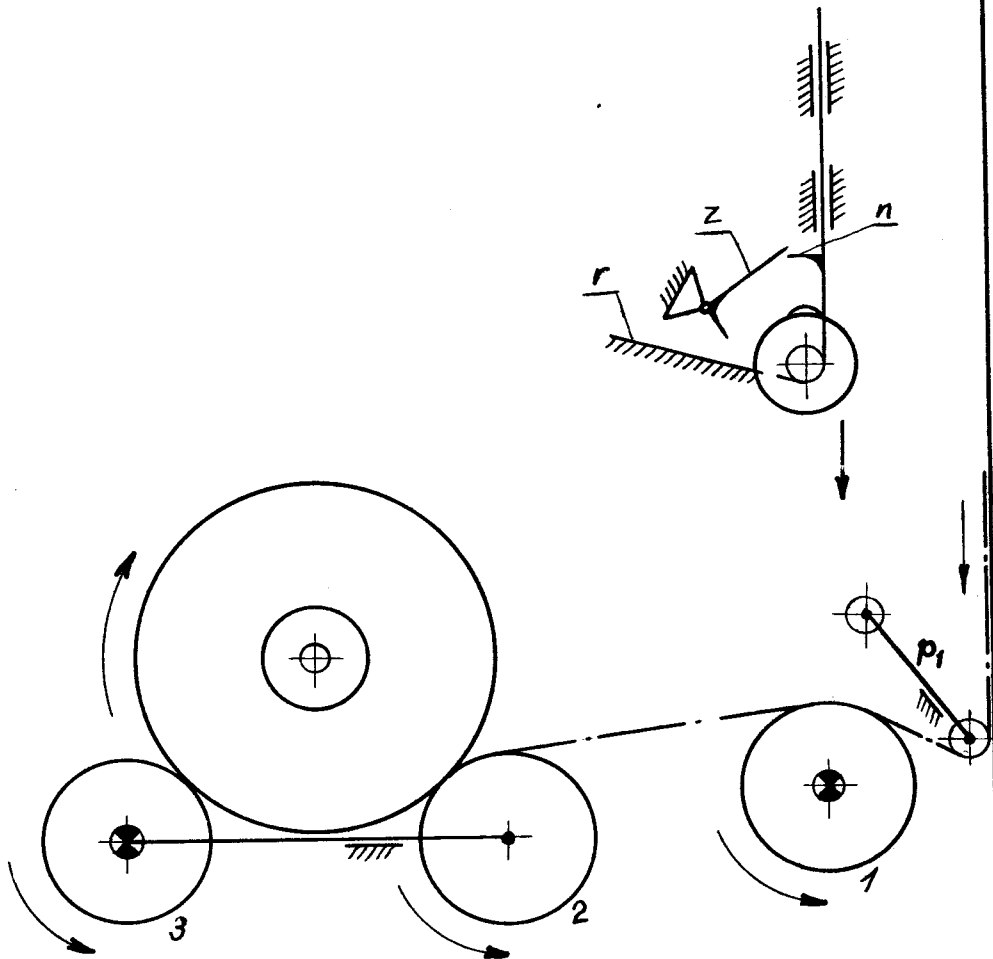
obr. 7



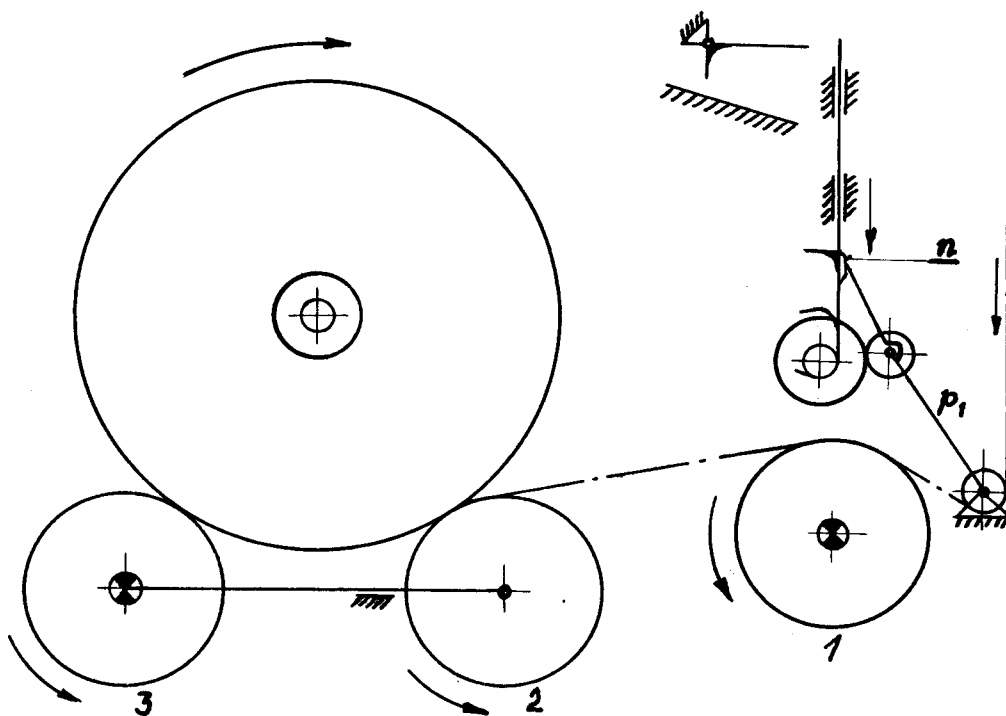
obr. 8



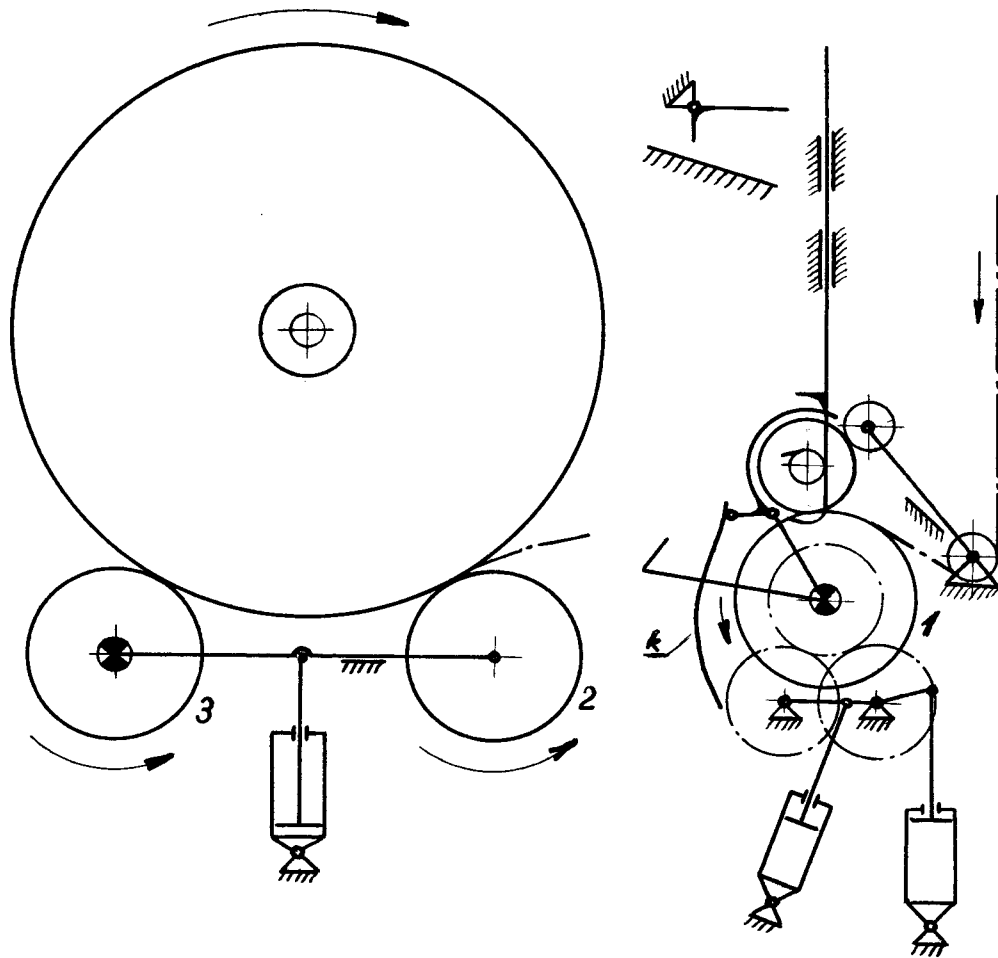
obr. 9



obr. 10



obr. 11



obr. 12

Výpočtová část

- a/ dynamický výpočet nožového a nabalovacího mechanismu
- b/ pevnostní výpočet hřídelů -namáhání a průhyb
- c/ pevnostní výpočet ozubení
- d/ výpočet váhy navíjených válu a času pro navíjení
- e/ výpočet pneumatických válců pro přemístování válu
- f/ spotřeba vzduchu

a/ Výpočet řezacího a nabalovacího mechanismu /obr. 13,14/

Řezací i nabalovací mechanismus jsou založeny na stejném principu. Nůž i pánička jsou nesené pákami p_1 na otočně uloženými na čepech hlavního pohonného válce. Na náboji páky je nalisován ozubený věnec 5, zabírající do ozubeného segmentu 4, který je pevně uložen na hřídeli, který je natáček pákou p_2 spojenou s pístní tyčí 3 pneumatického válce 2. První čtyři členy mechanismu tvoří centrický Whitworthův mechanismus s poháněným posuvným členem 3.

Dynamické řešení tohoto mechanismu je v literatuře uváděno pro konstantní otáčky kliky p jako hnacího členu. V tomto případě se klika pohybuje pouze výkyvně o 40° /nožový mechanismus/ a o 92° /nabalovací mechanismus/. Přímé řešení pomocí redukce hmot na posuv-

ný nebo rotační člen zde rovněž není možné, protože převod není konstantní.

Z těchto důvodů bylo provedeno přibližné nahrazení WHITWORTOVA mechanismu mechanismem na obr. 13 b/, respekt. 14 b/. Pootočení členu 2 je pouze 3° a proto předpokládám, že je možno je zanedbat. Relativní rychlost členů 3 a 4 $v_{3/4}$ je rovna nule t.j. $v_{3/4} = v_{4/3}$. Pro přibližný výpočet můžeme proto provést nahrazení Whitwortova mechanismu mechanismem, který je tvořen ozubenou pístní tyčí 2, která se pohybuje ve válci umístěném na rámu a zabírá do ozubeného kola 3. Zbývající člen mechanismu zůstává beze změny.

Nahrazením se dopouštíme chyby, která vzniká zanedbáním Coriolisova zrychlení a zmenšení ramene síly T_2 - skutečný moment síly při rozběhu bude menší než vypočtený, tím bude menší skutečné zrychlení, rychlost i dynamické síly.

Dynamické řešení je provedeno uvolněním jednotlivých členů mechanismu a sestavením soustavy rovnic.

Pro obamechanismy bude uvedeno nejprve obecné řešení

Soustava dynamických rovnic:

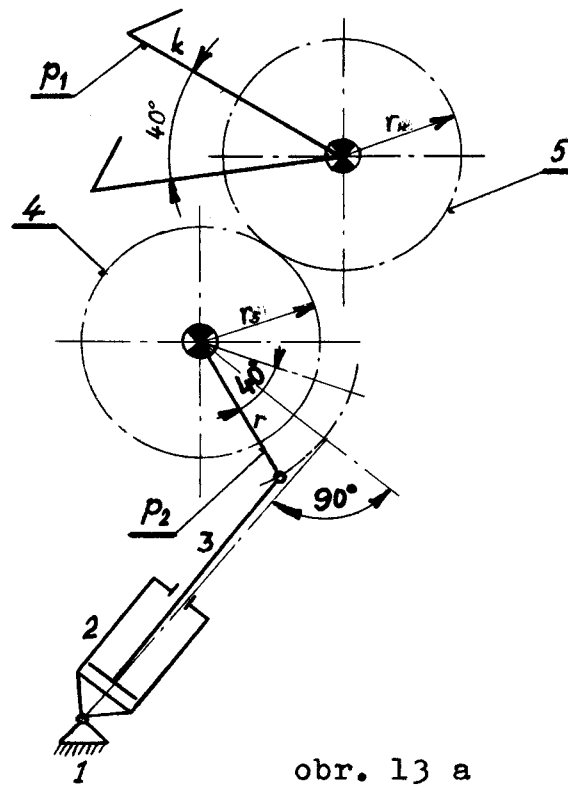
$$1/ \quad T_{r_4} = I_4 \epsilon_4$$

$$2/ \quad T_r - T_{r_3} = I_3 \epsilon_3$$

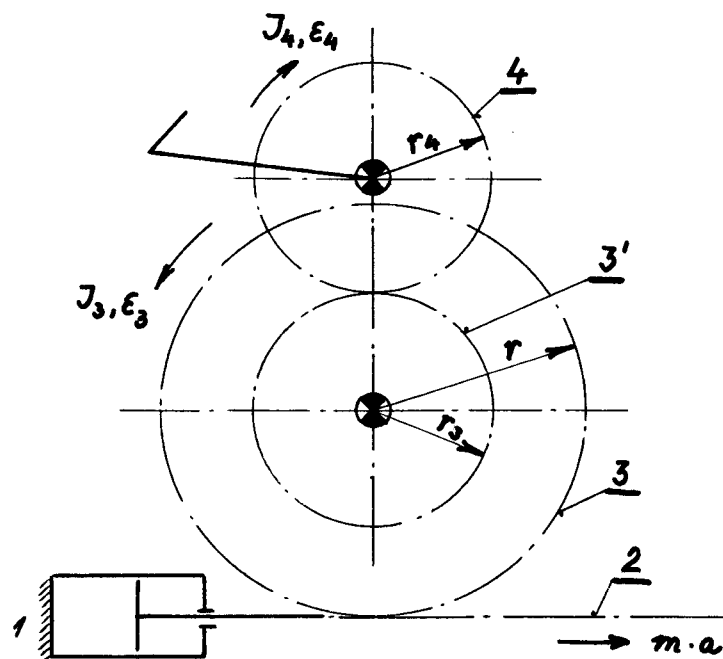
$$3/ \quad P_x - O_x - T_2 = m \cdot a$$

$$\text{Kinematické vztahy:} \quad 4/ \quad r \epsilon_3 = a$$

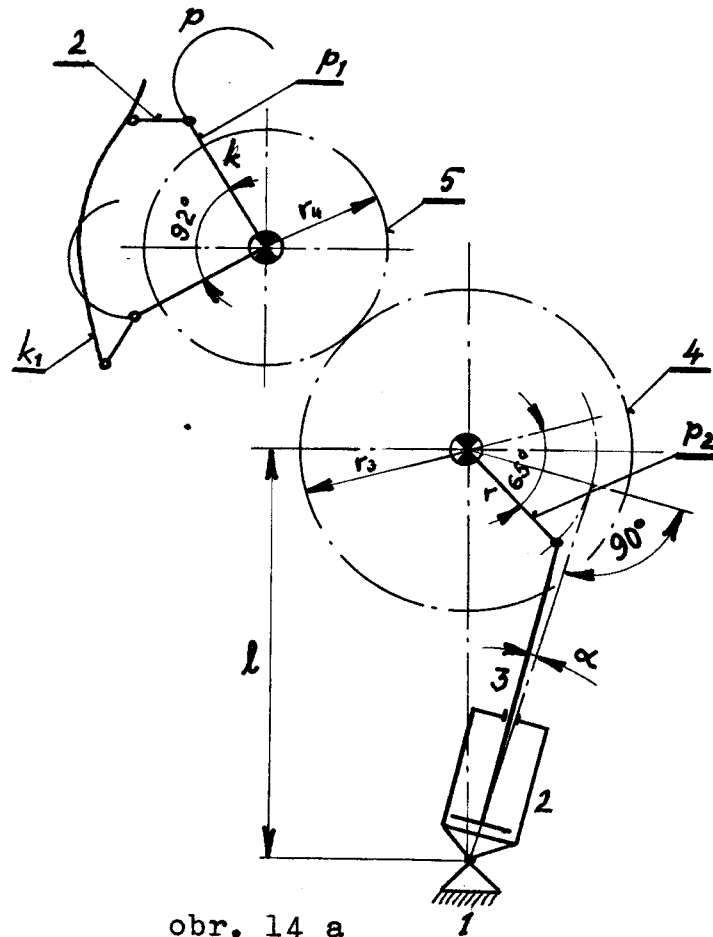
$$5/ \quad r_3 \epsilon_3 = \epsilon_4 r$$



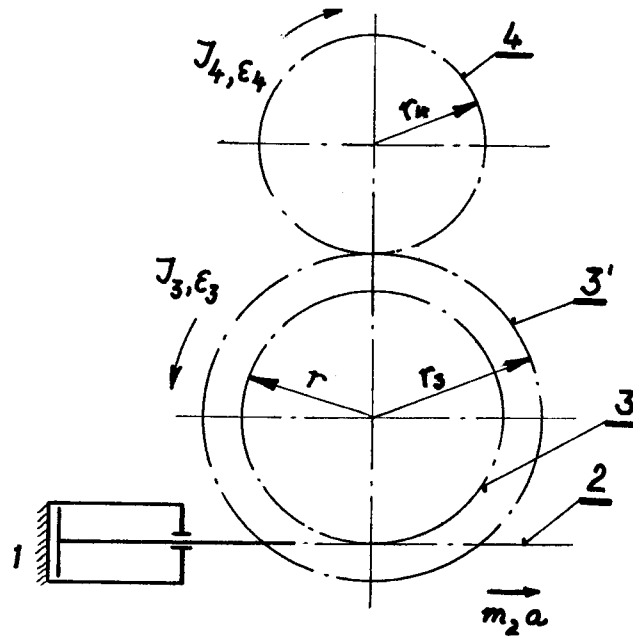
obr. 13 a



obr. 13 b



obr. 14 a



obr. 14 b

Řešení soustavy: $\varepsilon_3 = \frac{a}{r}$; $\varepsilon_4 = \frac{r_2 \varepsilon_3}{r_4} = a \frac{r_3}{r_4 r}$

$$T_4 = J_4 \frac{\varepsilon_4}{r_4} = J_4 a \frac{r_3}{r r_4^2}$$

$$T_2 = (J_3 \varepsilon_3 + T_4 r_3) \frac{1}{r} = J_3 \frac{a}{r^2} + J_4 a \frac{r_3^2}{r^2 r_4^2}$$

rovnice 3/ $P_x - O_x - \left(J_3 \frac{1}{r^2} + J_4 \frac{r_3^2}{r^2 r_4^2} \right) a = m \cdot a$

$$P_x - O_x = a \left(m + J_3 \frac{1}{r^2} + J_4 \frac{r_3^2}{r^2 r_4^2} \right)$$

Člen v závorce na pravé straně rovnice je redukovaná hmota

$$m_r = m + J_3 \frac{1}{r^2} + J_4 \frac{r_3^2}{r^2 r_4^2}$$

Síla P_x na levé straně rovnice je vyvolána tlakem vzduchu na píst. V dalším řešení jsou uvažovány dvě alternativy - plnotlaké plnění válce, t. zn. síla P je konstantní po celou dobu zdvihu a plnění z částečnou expansí vzduchu, t.zn. síla P je v první fázi konstantní a potom klesá.

Síla O_x působí proti pohybu pístu. Je vyvolána buď protitlakem od okamžiku, kdy píst zakryje otvor ve válci a nebo pružinou. Odpor třením byl zanedbán.

Řešení rovnice 3 pro částečnou expansi a odpor proti tlaku.

Ve válci je ve vzdálenosti x vyvrtán otvor o $\varnothing d$, kterým je prostor za pístem spojen s atmosférou. V okamžiku, kdy píst přejde polohu x , otvor uzavře, zároveň je uzavřen přívod tlakového vzduchu a píst se brzdí protitlakem. Do vzdálenosti $x = x$ je hnací

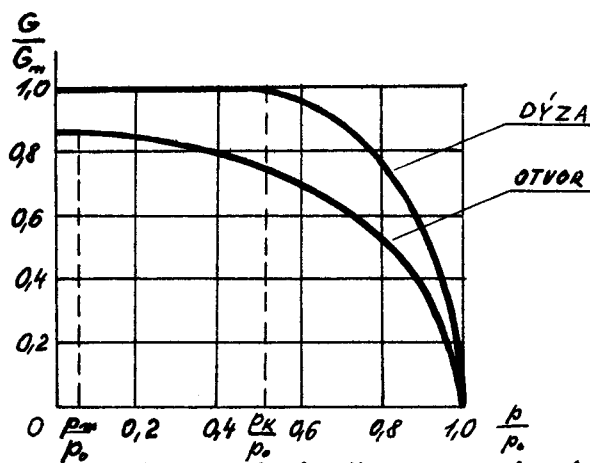
síla na píst konstantní.

Odporová síla Q_x je dána tlakem pod pístem. Do $x = x_0$ je prostor pod pístem spojen atmosférou a vzduch se vytlačuje otvorem o $\varnothing d$. Vzhledem k tomu, že neznáme rychlost pístu, provedeme přibližný výpočet vytlačeného množství vzduchu při předpokládané průměrné rychlosti pístu $c = 1$ m/sek a kritické rychlosti w_k otvoru/ $\varnothing d$

$$w_k = \alpha \sqrt{p_0 \cdot v_0} = \alpha \sqrt{R \cdot T_0}$$

Při této rychlosti protéká otvorem maximální množství vzduchu. V případě, že množství, které proteče otvorem při této rychlosti je větší než množství vytlačené pístem, bude nutno vypočítat, jaký tlak vzniká při stlačování vzduchu, který protekl otvorem $\varnothing d$.

Výpočet je proveden podle vztahu pro nerozšířenou dýzu /prof. Sýkora: Thermodynamika - skripta/.



Podle obr. ~~2~~ vyplývá, že maximální množství, které proteče otvorem je 0,85 G dýzy.

Výpočet je proveden pro $max.G$ vytlačené na dráze 1 cm při průměrné rychlosti $c = 1$ m/sek., t.j. za $t = 0,01$ sek.

Z dále uvedeného výpočtu plyne, že G_{max} je větší než G_p vytlačené pístem, t.j. odporovou sílu můžeme považovat za konstantní.

Řešení rovnice 3 pro interval $x < x_0$

$$P_x = p \cdot F_1 = P = \text{konst.}$$

$$O_x = p_0 \cdot F_2 = P_0 = \text{konst.}$$

p - absolutní plnicí tlak

p_0 - atmosferický tlak

$$m_r \cdot a = P - P_0$$

$$a = \frac{P - P_0}{m_r} = \text{konst.}$$

Rychlost v bodě x_0 :

$$x_0 = \frac{1}{2} a \cdot t^2$$

$$t^2 = \frac{2x}{a}$$

$$v = a \cdot t$$

Řešení rovnice 3 pro interval $x \geq x_0$:

$$P_x = p_{x1} F_1 = p \cdot \left(\frac{v}{v_x}\right)^n \cdot F_1 = P \left(\frac{x_0}{x}\right)^n$$

$$O_x = p_{x2} F_2 = p_0 \left(\frac{v_0}{v_x}\right)^n \cdot F_2 = P_0 \left(\frac{b-x_0}{b-x}\right)^n$$

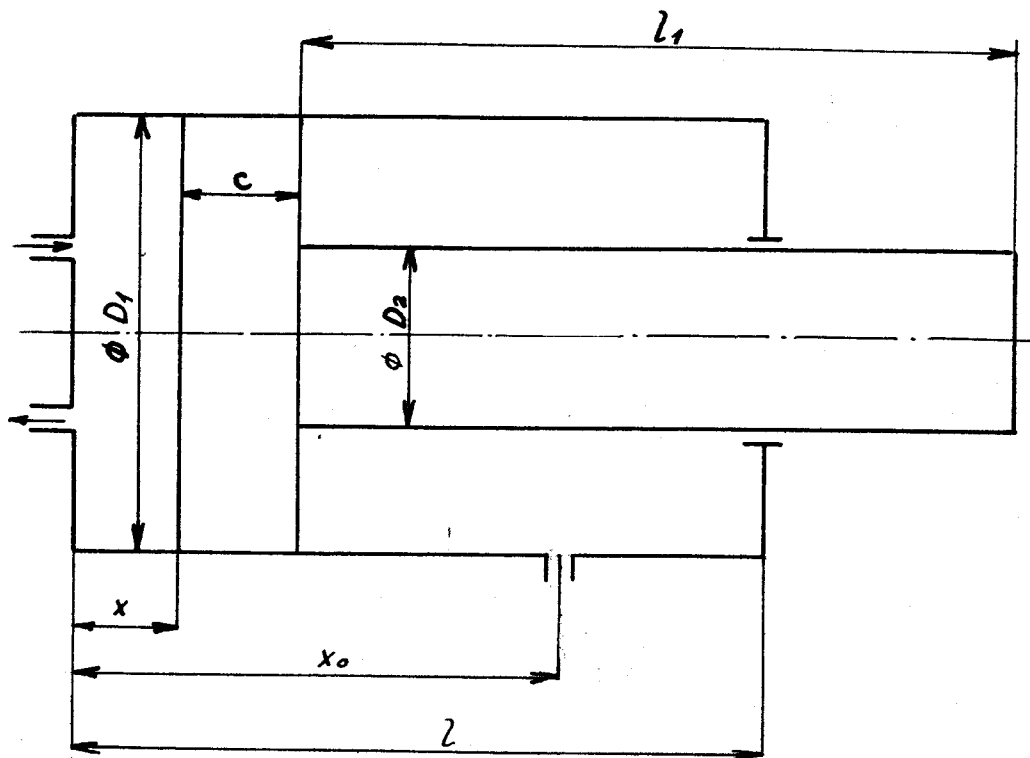
$$a = \frac{1}{m_r} \left[P \left(\frac{x_0}{x}\right)^n - P_0 \left(\frac{b-x_0}{b-x}\right)^n \right]$$

Zavedením vztahu $\frac{d(v^2)}{2 \cdot dx} = a$ můžeme vypočítat

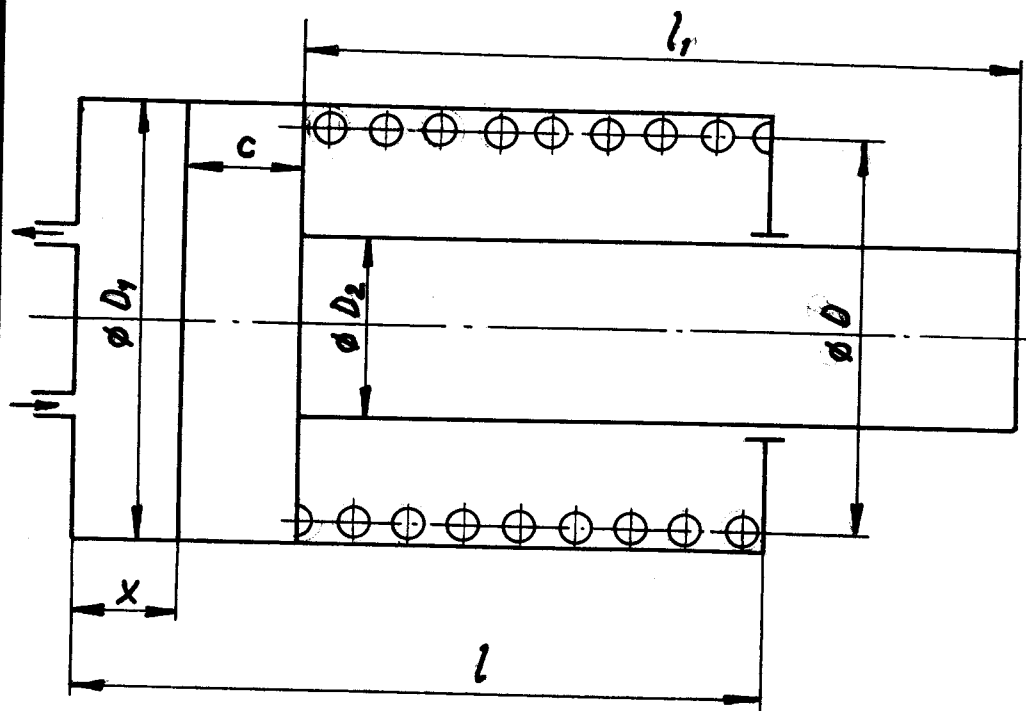
rychlost :

$$d(v^2) = \frac{2}{m_r} \left[P \left(\frac{x_0}{x}\right)^n - P_0 \left(\frac{b-x_0}{b-x}\right)^n \right] dx$$

$$v^2 = \frac{2}{(1-n)m_r} \left[P \frac{x_0^n}{x^{n-1}} + P_0 \frac{(b-x_0)^n}{(b-x)^{n-1}} \right]$$



obr. 15



obr. 16

Počáteční podmínky pro výpočet konstanty C:

Pro $x = x_0$ platí, $v = v_0$

Řešení pro plnotlaké plnění a odpor vyvolaný silou pružiny:

V tomto případě je hnací síla $P = \text{konst.}$ v celém zdvihu, odporová síla je lineárně závislá na stlačení.

Konstanta pružiny bude spočítána tak, aby pro $x = 8 \text{ cm}$ bylo $v = 0$

$$P - c \cdot x = m_r \cdot a$$

$$\frac{d(v^2)}{2dx} = a$$

$$v^2 = \frac{2}{m_r} (P \cdot x - \frac{c}{2} \cdot x^2)$$

Numerické výpočty

Výpočet G , které vyteče otvorem ve stěně válce.

Dané veličiny: $p_0 = 1 \text{ at}$, $v_0 = 8,6 \cdot 10^5 \text{ cm}^3/\text{kg}$

$$d = 0,5 \text{ cm} \quad f = 0,196 \text{ cm}^2$$

$$D_1 = 6 \text{ cm} \quad F_1 = 28,3 \text{ cm}^2$$

$$D_2 = 2,5 \text{ cm} \quad F_2 = 23,7 \text{ cm}^2$$

$$c = 1 \text{ m/sek}; \quad z = 8 \text{ cm}; \quad t = 0,08/\text{sek}$$

$$\alpha = 3,38; \quad \beta = 0,528; \quad R_v = 29,27 \frac{\text{kg m}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$w_k = \alpha \sqrt{RT_0} = 314 \text{ m/sek}$$

$$p_k = \beta \cdot p_0 = 0,528 \text{ kg/cm}^2; \quad v_k = v_0 \left(\frac{p_0}{p_k} \right)^{\frac{1}{n}} = 1,37 \cdot 10^6 \text{ cm}^3/\text{kg}$$

$$G \text{ vytlačené otvorem: } G_1 = f \cdot w_k \frac{t}{v_k} = 4,5 \cdot 10^{-5} \text{ cm}^3$$

$$G \text{ vytlačené pístem: } G_p = F_2 c \frac{t}{v_0} = 1,3 \cdot 10^{-5} \text{ cm}^3$$

$$\text{pro otvor} \quad : \quad G_0 = 0,195 G_1 = 3,8 \cdot 10^{-5} \text{ cm}^3$$

Z výsledku vyplývá, že množství vytlačené pístem proteče otvorem, t.zn. že odpor proti vytlačení můžeme zanedbat.

Výpočet momentů setrvačnosti 1/ řezací mech/.

$$m = \frac{G}{g} = \frac{16,6}{981} = 0,0163 \text{ kg sek}^2/\text{cm}$$

$$J'_4 = m \cdot k^2 = 6,5 \text{ kg cm}^2 \text{ sek}^2$$

$$J_4 = \frac{J'_4}{2} = 3,25 \text{ kg cm}^2 \text{ sek}^2$$

Moment setrvačnosti členu 3:

$$J_3' = \frac{\pi d^4}{32} \cdot l_3 \cdot \frac{\rho}{g} = 0,464 \text{ kg cm}^2 \text{ sek}^2$$

$$J_3 = 0,232 \text{ kg cm}^2 \text{ sek}^2$$

Hmota pístu:

$$m = 1,42 \cdot 10^{-3} \text{ kg sek}^2/\text{cm}$$

Výpočet rychlosti a zrychlení řezacího mechanismu:

$$r_3 = 7 \text{ cm}, \quad r_4 = 7 \text{ cm}, \quad r = 12 \text{ cm}$$

Zrychlení v bodě $x = x_0 = 5 \text{ cm}$

$$a = \frac{P - P_0}{mr} = 2,5 \cdot 10^3 \text{ cm/sek}^2$$

Rychlost v bodě x_0 :

$$x_0 = \frac{1}{2} a t^2 \quad t = 6,34 \cdot 10^{-2} \text{ sek}$$

$$v_0 = a t = 158 \text{ cm/sek}$$

Rychlost a zrychlení pro $x > x_0$.

$$a = \frac{1}{mr} \left[P \left(\frac{x_0}{x} \right)^n - P_0 \left(\frac{b-x_0}{b-x} \right)^n \right]$$

$$v^2 = \frac{2}{mr} \left[P \frac{x_0^n}{x^{n-1}} + P_0 \frac{(b-x_0)^n}{(b-x)^{n-1}} \right] + C$$

$$C = v_0^2 - \frac{2}{(1-n)mr} \left[P x_0 + P_0 (b-x_0) \right]$$

Pro $x = 8 \text{ cm}$:

$$a = -1,7 \cdot 10^4 \text{ cm/sek}^2$$

$$C = 15,8 \cdot 10^4$$

$$v^2 = 0$$

Rychlost a zrychlení členu 3 a 4 :

$$x = 8 \text{ cm} : \quad \epsilon_3 = \frac{a}{r} = 1420 \text{ rad/sek}^2; \quad \epsilon_4 = \frac{a \cdot R}{r \cdot r_4} = 1420 \text{ rad/sek}^2$$

$$x = x_0 : \quad \omega_3 = \frac{v}{r} = 13,1 \text{ rad/sek}; \quad \omega_4 = \frac{v}{r} \cdot \frac{R}{r_4} = 13,1 \text{ rad/sek}$$

Rychlost nože :

$$v_m = \omega_4 \cdot k = 2,9 \text{ m/sek}$$

Síly T_2 a T_4 :

$$T_2 = J_3 \frac{a}{r^2} + J_4 \cdot \frac{a R^2}{r^2 r_4^2} = 410 \text{ kp}$$

$$T_4 = J_2 \cdot \frac{a R}{r r_4^2} = 660 \text{ kp}$$

Řešení soustavy rovnic pro nabalovací mechanismus jako pro nožový mechanismus. Mechanismy se liší pouze geometrickými rozměry a redukovanou hmotou.

Dané hodnoty: $r = 10 \text{ cm}$ $r = 1 \text{ cm}$ $r = 7 \text{ cm}$

$k = 12 \text{ cm}$ $r' = 5,5 \text{ cm}$

Člen 4 :

Moment setrvačnosti pánve :

$$J_p = m \cdot (k + r')^2 = 1,525 \text{ kp cm}^2 \text{ sek}^2$$

Moment setrvačnosti nosného hřídele :

$$m = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{\rho}{g} = 1,58 \text{ kg sek}^2/\text{cm}$$

$$J_h = m \cdot k^2 = 0,640 \text{ kp cm}^2 \text{ sek}^2$$

$$J'_4 = J_p + J_h = 2,165 \text{ kp cm}^2 \text{ sek}^2$$

$$J_4 = \frac{J'_4}{2} = 1,08 \text{ kp cm}^2 \text{ sek}^2$$

Vypočtené momenty setrvačnosti působí na dva mechanismy.

Na jeden mechanismus působí poloviční hodnoty.

$$\text{Člen 3 : } J'_3 = m \frac{d^2}{12} = 2,42 \cdot 10^{-2} \text{ kg cm}^2 \text{ sek}^2$$

$$J_3 = \frac{J'_3}{2} = 0,0121 \text{ kg cm}^2 \text{ sek}^2$$

Redukovaná hmota m_r

$$m_r = m + J_3 \frac{1}{r_2^2} + J_4 \frac{r_3^2}{r_2 \cdot r_4^2} = 2,7 \cdot 10^{-2} \text{ kg sek}^2 / \text{cm}^2$$

$x = x_0$:

$$a = \frac{P - P_0}{m_r} = 2,3 \cdot 10^3 \text{ cm/sek}^2$$

$$t = \sqrt{\frac{2x_0}{a}} = 6,6 \cdot 10^{-2} \text{ sek}$$

$x > x_0$:

$$v_0 = a t = 151 \text{ cm/sek}$$

$x = 8 \text{ cm}$:

$$a = -1,1 \cdot 10^4 \text{ cm/sek}^2$$

$$C = 14,68 \cdot 10^5$$

$$v = 89,4 \text{ cm/sek}$$

Výpočet zrychlení a sil pro členy 3 4 v bodě

$x = 8 \text{ cm}$

$$\epsilon_3 = \frac{a}{r} = 1630 \text{ rad/sek}^2 \quad \epsilon_4 = \frac{a r_3}{r_4 r} = 2330 \text{ rad/sek}^2$$

$$T_2 = J_3 \frac{a}{r^2} + J_4 \frac{a r_3^2}{r^2 r_4^2} = 520 \text{ kp} \quad T_4 = J_4 \frac{a r_3}{r r_4^2} = 364 \text{ kp}$$

Rychlost pánve v bodě $x = 5 \text{ cm}$:

$$\omega_3 = \frac{v}{r} = 20,5 \text{ rad/sek} \quad \omega_4 = \omega_3 \frac{r_3}{r_4} = 29,4 \text{ rad/sek}$$

$$v_p = \omega_4 \cdot k = 350 \text{ cm/sek}$$

Tlak vzduchu v kompresním prostoru:

$$p_0 v_0^n = p \cdot v^n$$

$$p = p_0 \left(\frac{v_0}{v} \right)^n = p_0 \left(\frac{b-x_0}{b-x} \right)^n$$

$$p = 28,2 \text{ at}$$

Řešení rovnice 3 pro odpor vyvolaný stlačením pružiny

Dané hodnoty $D_1 = 6 \text{ cm}$ $F_1 = 28,3 \text{ cm}^2$

$$D_2 = 2,5 \text{ cm}$$

$$p = 2 \text{ atp} \quad P = 56,7 \text{ kp}$$

Odporová síla $O_x = c \cdot x$

c - konstanta pružiny, x - stlačení pružiny

Rovnice pro píst: $P - c \cdot x = m_p \cdot a$

$$\frac{d(v^2)}{2dx} = a \quad 2 \cdot (P \cdot x - \frac{cx^2}{2}) = m_p \cdot v^2$$

Velikost konstanty c vypočteme z podmínky:

$$v = 0 \text{ pro } x = 8 \text{ cm}$$

$$c = \frac{2 \cdot P \cdot x}{x^2} = 16,8 \text{ kp/cm}$$

Výpočet pružiny

d - \emptyset drátu, D - \emptyset závitu, z - počet závitů

$G = 8 \cdot 10 \text{ kp/cm}$ - modul pružnosti ve smyku

$l = 16 \text{ cm}$ - délka pružiny, $\tau_{\text{dov}} = 4500 \text{ kp/cm}^2$
dovolené namáhání v krutu

Pro stanovení d, D, z pružiny použijeme vztahů:

$$a) \quad x = P \frac{8D^3 z}{G \cdot d^4} \quad b) \quad P = c \cdot x \quad c) \quad c = \frac{G \cdot d^4}{8D^3 z}$$

$$d) \quad \tau_{\text{dov}} = \frac{P}{F} + \frac{M_x}{W_x} = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{16P \cdot D}{24d^3}$$

$$e) \quad z = \frac{l}{2d}$$

Z rovnic $c - e$ vypočítáme neznámé veličiny $D, d,$

$$z \quad x = 10,7 \quad D = 5,6 \text{ cm}, \quad d = 0,755 \text{ cm}$$

Rychlost nože pro $x = 5 \text{ cm}$:

$$v_o^2 = \frac{-2}{m_r} \left(P \cdot x - \frac{c \cdot x^2}{2} \right) = 5900$$

$$v_o = 77 \text{ cm/sek.}$$

Úhlové rychlosti členů 3 a 4

$$\omega_3 = \frac{v}{r} = 6,4 \text{ rad/sek} \quad ; \quad \omega_4 = \omega_3 \frac{r_3}{r_4} = 6,4 \text{ rad/sek}$$

Rychlost nože $v = k \cdot \omega_4 = 141 \text{ cm/sek.}$

Zrychlení a síly v bodě $x = 8 \text{ cm}$

$$a = \frac{1}{m_r} \cdot (P - c \cdot x)$$

$$a = -3100 \text{ cm/sek.}^2$$

$$T_2 = 76,7 \text{ kp}$$

$$T_4 = 120 \text{ kp}$$

Řešení pro nábal

$$v^2 = \frac{2}{m_r} \cdot \left(P \cdot x - \frac{c \cdot x^2}{2} \right)$$

$$v = 73,8 \text{ cm/sek}$$

Uhlové rychlosti členů 3 a 4 :

$$\omega_3 = \frac{v}{r} = 10,5 \text{ rad/sek}; \quad \omega_4 = \omega_3 \frac{r_3}{r_4} = 15 \text{ rad/sek}$$

Rychlost čepu pánve :

$$v_p = \omega_4 \cdot k = 180 \text{ cm/sek}$$

Zrychlení v bodě $x = 8 \text{ cm}$:

$$a = -\frac{1}{m_r} \cdot (P - c \cdot x)$$

$$a = 2900 \text{ cm/sek.}^2$$

$$T_2 = 130 \text{ kp}; \quad T_4 = 91 \text{ kp}$$

Z porovnání obou alternativ vyplývá, že je vhodnější použít tlumení pohybu pístu pružinou.

Při tlumení protiřlakem vznikají 5krát větší dynamické síly, v kompresním prostoru je vysoký tlak, který by vyžadoval kvalitní těsnění pístní tyče.

Výpočet tlumení vzduchem zanedbává ztráty netěsnostmi, které při tlumení pružinou odpadají, takže výpočet pružiny více odpovídá skutečnosti. Pro tlumení pohybu byla proto zvolena pružina.

Pevnostní kontrola hřídelů

Kontrola je provedena pouze pro hřídel nabalo-
vacího mechanismu, který je zatížen většími silami
ve větší vzdálenosti od oložisek než hřídel nožové-
ho mechanismu při stejném průměru hřídele.

Dané hodnoty : $a_2 = 6 \text{ cm}$, $d_2 = 3,5 \text{ cm}$, $T_2 = 130 \text{ kp}$
 $a_4 = 15 \text{ cm}$, $d_4 = 3,5 \text{ cm}$, $T_4 = 91 \text{ kp}$

Ohybové napětí: $\sigma_{o2} = \frac{M_o}{W_o} = 66 \text{ kp/cm}^2$

$$\sigma_{o4} = \frac{M_o}{W_o} = 165 \text{ kp/cm}^2$$

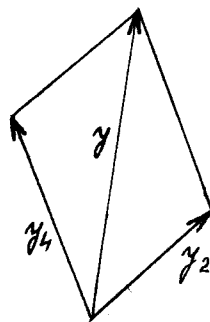
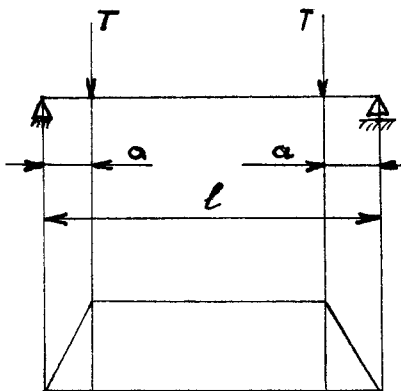
průhyb: $y_{2,4} = \frac{1}{EJ} \left[R_A \cdot \frac{l}{2} - T \frac{a^2}{2} \left(\frac{a}{3} + \frac{1-2a}{2} \right) - T \left(\frac{1-2a}{4} \right)^2 a \right]$

$$y_2 = 0,0438 \text{ cm}$$

$$y_4 = 0,063 \text{ cm}$$

$$y_2 = 0,085 \text{ cm}$$

namáhání na krut: $\tau = 2 \cdot \frac{M_K}{W_K} = \frac{2 \cdot 16 \cdot T_2 \cdot r}{d^3 \cdot \pi} = 214 \text{ kp/cm}^2$



Rozměry ozubených kolOzubený věnec: počet zubů $z = 40$ modul $m = 3,5$ \varnothing roztečné kružnice $d = z \cdot m = 140 \text{ mm}$ $d_h = d + 2m = 147 \text{ mm}$ $d_p = d - 2 \cdot \frac{7}{6} \cdot m$ $d_p = 131,82 \text{ mm}$ Ozubený segment nožového mechanismu: stejné ozubení na oblouku o středovém $\sphericalangle 81^\circ$

$$z_s = 81^\circ \cdot \frac{z}{360^\circ} = 9$$

Ozubený segment nabalovacího mechanismu:

počet zubů $z = 57$ modul $m = 3,5$ \varnothing roztečné kružnice $d = z \cdot m = 199,5 \text{ mm}$ $d_h = d + 2m = 208,5 \text{ mm}$ $d_p = d - 2 \cdot \frac{7}{6} \cdot m = 191,32 \text{ mm}$

$$z_s = 70^\circ \cdot \frac{z}{360^\circ} = 11$$

Ozubení pohonu svislé tyče:

zdvih pístu - 10,7 cm převod $p = 3:1$

zdvih vedení - 32 cm

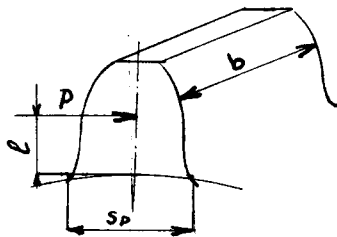
pastorek: $m = 3,$ počet zubů $z = 20$ \varnothing roztečné kružnice $d = z \cdot m = 60 \text{ mm}$ $d_h = d + 2m = 66 \text{ mm}$ $d_p = d - 2 \cdot \frac{7}{6} \cdot m = 53 \text{ mm}$

ozubené kolo: modul $m = 3$
 počet zubů $z = 60$
 \varnothing roztečné kružnice $d = z \cdot m = 180 \text{ mm}$
 $d_h = d + 2m = 186 \text{ mm}$
 $d_p = d - 2 \cdot \frac{7}{6} \cdot m =$
 $= 173 \text{ mm}$

Pevnostní výpočet ozubení:

Vzhledem k tomu, že zuby jsou namáhány jedno-
 rázově v delších časových intervalech, provádí-
 me výpočet pouze na ulomení.

Výpočet pro ozubení mechanismu nábalu:



dané hodnoty: $P = T_4 = 91 \text{ kp}$, $b = 25 \text{ mm}$
 $d = 140 \text{ mm}$

ohybové napětí: $\sigma_o = -\frac{M_o}{W_o} = \frac{P \cdot l \cdot 2 \text{ m}}{\frac{1}{6} b \cdot s^2}$

$$M_o = P \cdot l \quad l = 1,2 \text{ m}$$

$$W_o = \frac{1}{6} b \cdot s^2 \quad s = 0,52 \text{ t}$$

$$t = \pi \text{ m}$$

$$\sigma_o = 2,7 \text{ kp/mm}^2$$

materiál : 11 370 $\sigma_p = 37 \text{ kp/mm}^2$
 $\sigma_k = 0,7 \sigma_p = 25,8 \text{ kp/mm}^2$

Výpočet váhy válu a času pro navíjení.

Výpočet váhy válu v okamžiku kdy je přemístován je proveden pro navíjení viskosového hedvábí o síle

$$s = 0,3 \text{ mm}$$

váha: $q = 60 \text{ g/m}^2$

šíře: $\check{s} = 160 \text{ cm}$

a/ z polohy na obr. 17 je válec přemístován při $\varnothing 400 \text{ mm}$. Pro dané zboží vypočteme délku nábalu, váhu a čas pro navinutí při rychlosti $v = 40 \text{ m/min}$.

D_1 - navinutý průměr, D_2 - průměr válečku

$$\text{délka nábalu : } L = \pi D_1 \cdot x \quad D_s = \frac{D_1 + D_2}{2}$$

$$x = \frac{D_1 - D_2}{2 \cdot s}$$

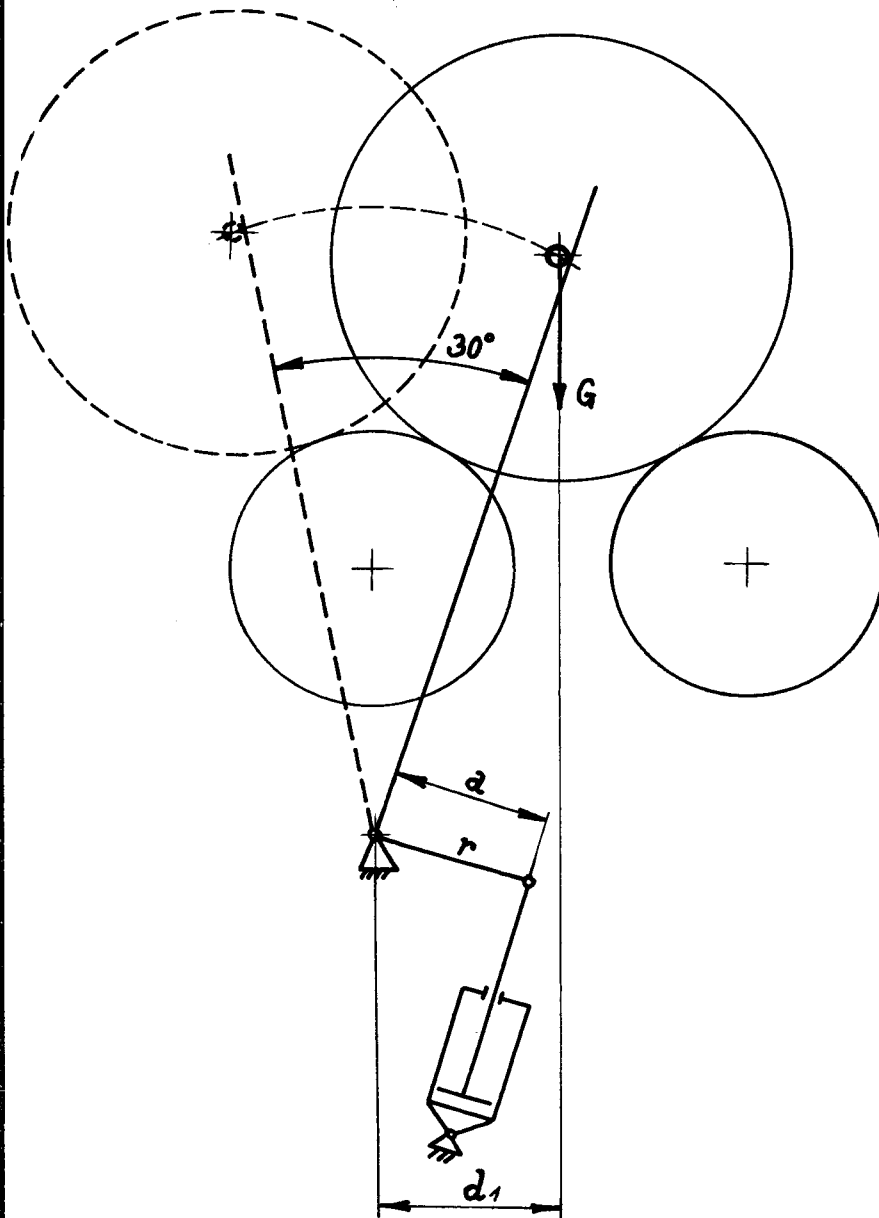
$$D_1 = 400 \text{ mm} \quad D_2 = 100 \text{ mm}$$

$$L = 390 \text{ m}$$

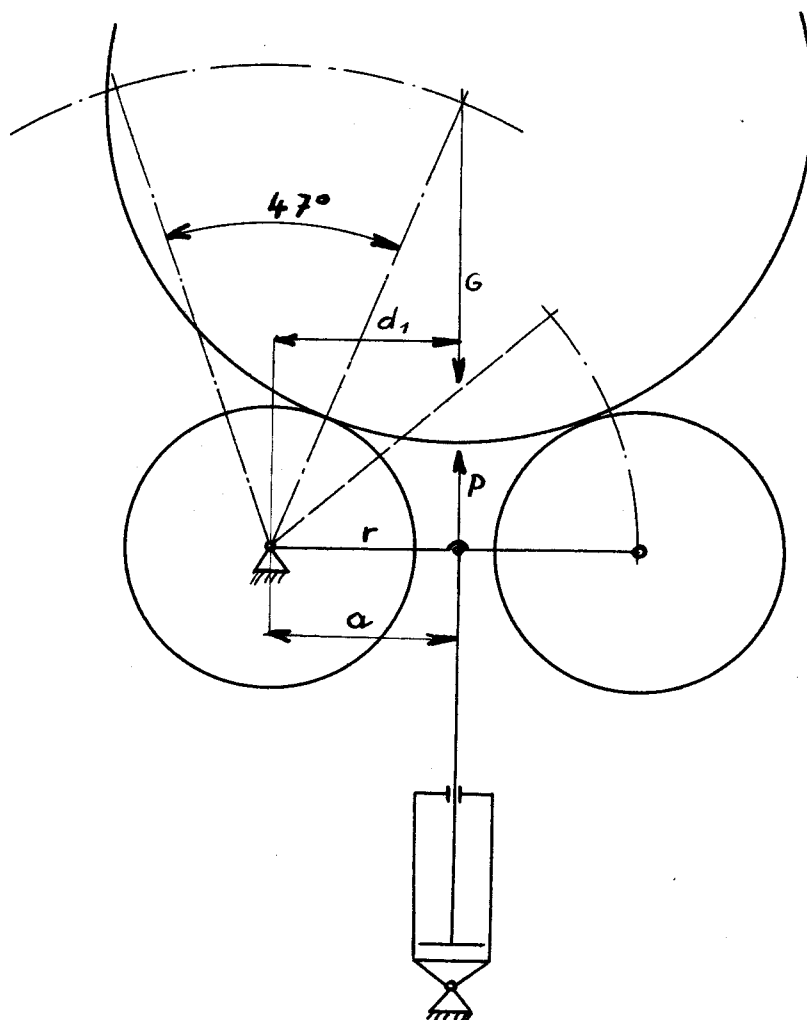
$$\text{váha nábalu : } G = L \cdot \check{s} \cdot g = 25 \text{ kg}$$

čas pro navíjení:

$$t = \frac{L}{v} = 9,8 \text{ min.}$$



obr. 17



obr. 18

b/ Z polohy na obr. 18 je vál přemístován při
průměru $D_1 = 700$ mm

délka nábalu: $L = D_1 \cdot x = 1260$ m

váha nábalu: $G = L \cdot \rho \cdot g = 121$ kg

čas pro navíjení: $t = \frac{L}{v} = 31,5$ min.

Výpočet pneumatických válců pro přemístování
váln.

a/ výpočet pro polohu na obr. 17

Váha přemístovaného válů: $G = 28 \text{ kg}$

průměr pístu: $d = 6 \text{ cm}$

plocha pístu: $F = 28,1 \text{ cm}^2$

$a = 12 \text{ cm}, \quad d_1 = 16,8 \text{ cm} \quad r = 12 \text{ cm}$

$G \cdot d = P \cdot a \quad P = \frac{G \cdot d_1}{a} = 39 \text{ kp}$

$P = p \cdot F = \quad p = \frac{P}{F} = 1,43 \text{ atp}$

zdvih pístu: $z = \frac{2\pi r \cdot 30^\circ}{360^\circ} = 7 \text{ cm}$

objem zdvihového prostoru: $V = F \cdot z = 197 \text{ cm}^3$

b/ výpočet pro polohu na obr. 18

váha přemístovaného válů: $G = 121 \text{ kg}$

průměr pístu: $d = 6 \text{ cm}$

plocha pístu: $F = 28,1 \text{ cm}^2$

$a = 169 \text{ cm}, \quad d_1 = 16 \text{ cm} \quad r = 18 \text{ cm}$

$G \cdot d = P \cdot a \quad P = 136 \text{ kp}$

$P = p \cdot F \quad p = 2,4 \text{ atp}$

zdvih pístu : $z = 16 \text{ cm}$ $2 \text{ válce} \Rightarrow p = 12 \text{ atp}$

objem zdvihového prostoru: $V = F \cdot z = 455 \text{ cm}^3$

Spotřeba vzduchu.

a/ Výpočet spotřeby vzduchu válců nabalovacího mechanismu:

Objem zdvihového prostoru:

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} = 228 \text{ cm}^3$$

Objem válce $V = 2 \cdot V_1 = 456 \text{ cm}^3$

Objem V odpovídá spotřebě vzduchu o tlaku 3 at

Spotřeba vzduchu o tlaku 1 at:

$$p_0 \cdot V_0^n = p \cdot V^n \quad V_0^n = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot V = 1100 \text{ cm}^3$$

$$V_0 = 1,1 \cdot 10^3 \cdot \text{m}^3$$

b/ Spotřeba vzduchu pneumatického válce řezacího mechanismu:

Válec má stejné rozměry jako válec nabalovacího, tlak je stejný a proto i spotřeba vzduchu je stejná.

$$V_0^n = 1,1 \cdot 10^3 \text{ m}^3$$

c/ Spotřeba vzduchu pneumatického válce přemísťovacího mechanismu / obr. 17 /

objem zdvihového prostoru:

$$V = \frac{D^2}{4} \cdot z = 197 \text{ cm}^3$$

Spotřeba vzduchu o tlaku 1 at:

$$p_0 \cdot V_0^n = p \cdot V^n \quad V_0^n = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot V = 384 \text{ cm}^3$$

$$V_0 = 0,384 \cdot 10^3 \cdot \text{m}^3$$

d/ Spotřeba vzduchu pneumatikých válců vyklápěcího mechanismu : / obr. 18 /

Objem zdvihového prostoru :

$$V = \frac{D^2}{4} \cdot z = 455 \text{ cm}^3$$

Pracovní tlak: $p = 1,2 \text{ atp} = 2,2 \text{ at}$

Do válce je vtlačeno $V = 455 \text{ cm}^3$ vzduchu o tlaku $p = 2,2 \text{ at}$
Odpovídající objem při tlaku $p = 1 \text{ at}$:

$$p_0 (V_0)^n = p(V)^n \quad V_0 = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}}$$

$$V_0 = 830 \text{ cm}^3$$

Objem pro oba válce $V_0^{\text{II}} = 2 V_0 = 1660 \text{ cm}^3$
 $V_0^{\text{II}} = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$

Při výpočtu byla uvažována polytropická změna a polytropický exponent $n = 1,3$.

Celková spotřeba vzduchu pro jednu výměnu :

$$V_0 = V_0^{\text{I}} + V_0^{\text{II}} + V_0^{\text{III}} + V_0^{\text{IV}}$$

$$V_0 = 3,244 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Předpokládáme-li maximální počet výměn za jednu hodinu $i = 10$, je celková spotřeba

$$V = i V_0 = 3,244 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{hod.}$$

Z Á V Ě R

Navržený stroj má zajistit kontinuální chod sušícího, napínacího a fixačního rámu typ 4580 národního podniku TOTEX Chrastava.

Při provádění návrhu stroje byla hlavní pozornost věnována nejdůležitějším skupinám stroje - mechanismům pro řezání zboží a navádění volného konce na nový váleček.

Výpočet hnacího členu obou mechanismů - pneumatické válce - byl proveden za předpokladu okamžitého stoupnutí tlaku na hodnotu 2 atp. Tento předpoklad není ve skutečnosti splněn. Pro dosažení vypočítaných hodnot rychlostí nože a páne, bude proto nutno použít vyššího tlaku.

Pro navíjení zboží v první fázi bylo použito principu stoupavého navíječe. Základní nevýhoda tohoto principu - malý přítlak v počátku navíjení - je zde částečně odstraněna tím, že navíjený vál překonává při narůstání průměru odpor naváděcího mechanismu.

V případě, že se podaří navrženou konstrukci realizovat, zajistí stroj vysoké využití výkonu sušících rámu, zvýšení životnosti, vyšší hospodárnost a vyšší kvalitu prováděných prací.

Josef Vavřínek

S E Z N A M V Ý K R E S Ů .

1./	T S	00 - 01 - 1	navíjecí stroj
	T S	00 - 01 - 2	navíjecí stroj
2./	T S	00 - 02	nabalovací a řezací mechanismus
3./	T S	02 - 03	mechanismus ozubené tyče
4./	T S	02 - 11	deska z drážkou
5./	T S	02 - 12	nožová páka
6./	T S	04 - 21	sestavení nože
7./	T S	03 - 22	vnitřní střední nůž
8./	T S	03 - 23	vnitřní krajní nůž
9./	T S	03 - 04	vnější krajní nůž
10./	T S	03 - 25	vnější střední nůž
11./	T S	02 - 26	držák nože
12./	T S	02 - 30	konstrukce tvaru drážky

POUŽITÁ LITERATURA

- 1) Zeitschrift für die gesamte Textilindustrie 1962 č.11.
- 2) The Textile Weekly 1964 č. 1898
- 3) The Textile Weekly 1962 č. 1800
- 4) Sovětský patent č. 154 232.
- 5) Francouzský patent č. 337 485.
- 6) Sýkora : Technická thermodynamika - skripta.
- 7) Charvát: Teorie mechanismů - skripta.
- 8) Šrejtr : Kinematika I, II.
- 9) Šrejtr : Dynamika.
- 10) Firemní dokumentace národního podniku Totex.

O B S A H

Úvod.....	str. 1
Prostudovaná literatura	6
Technický popis stroje	12
Funkce stroje	16
Výpočtová část	23
Závěr	48
Seznam výkresů	49
Literatura	50

<u>Sestavení bočnic</u>								1
1	Bočnice horní pravá							1
2	Bočnice horní levá							2
1	Bočnice spodní pravá							3
1	Bočnice spodní levá							4
4	Vzpěra L 4x3000							5
1	Vzpěra 6,5x3000							6
2	Vedení L 4x500							7

<u>Hlídač průměru</u>								2
1	Přítlačný válec							1
1	Naváděcí válec							2
2	Páka							3
4	Zarážka							4
2	Konsola							5

<u>Vyklápěcí mechanismus</u>								3
1	Pohon. válec							1
1	Pohon. válec							2
2	Páka							3
1	Řetěz							4
1	Kryt řetězu							5
3	Řetěz. kolo							6

<u>Přemisťovací mech.</u>								4
2	Páka							1
1	Hřídel							2

<u>Narážka</u>								7
2	Narážka							1
2	Čep							2
2	Čep							3

<u>Pneumatický válec</u>								9
2	Čep							1
2	Čep							2
2	Pneum. válec							3
2	Opěra 6,5x200							4

Vavinec

VŠST

NAVÍJECÍ
STROJ

TS-00-01