

Vysoká škola: strojní a textilní Liberec Katedra: technické mechaniky

Fakulta: strojní Školní rok: 1962/63

DIPLOMNÍ ÚKOL

pro Jiřího F r a j t a

obor 04205 zaměření Stavba mechanismů a výrobních strojů

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 thematu: Automat na počítání knoflíků

Pokyny pro vypracování:

- 1) Proveďte celkový návrh automatu na počítání knoflíků včetně ústrojí pro uzvavírání krabic. V návrhu zpracujte:
 - a) technologickou koncesi stroje a ekonomické zhodnocení
 - b) rozdělení pracovního procesu na jednotlivé takty
 - c) rámcové konstrukční řešení stroje
 - 2) Proveďte návrh mechanismu pro přísun spodních částí krabic a mechanismu pro nasazování vík.
 - 3) Vyřešte vazbu obou mechanismů spolu s dávkovacím ústrojím.
 - 4) Konstrukčně vyřešte mechanismus pro nasazování vík. Proveďte jeho kinematické i dynamické řešení.
- Provedení detailních výkresů Vám bude uloženo během práce vedoucím diplomní práce

V 64/1962 L

Rozsah grafických laboratorních prací:

Rozsah průvodní zprávy: **minimálně 12 stran formátu A4**

Seznam odborné literatury:

Vedoucí diplomní práce: **Doc. Ing. J. Charvát**

Konsultanti: **Ing. Ladislav Vařecha**

Datum zahájení diplomní práce: **24.9.1962**

Datum odevzdání diplomní práce: **3.11.1962**

L. S.



v.z. **Charvát**
Vedoucí katedry

Hayn
Děkan

Liberci

dne

24.9.

19

62

Vysoká škola strojní a textilní, Liberec.

Fakulta strojní.

A U T O M A T

N A P O Č Í T Á N Í K N O F L Í K Ů

Školní rok 1962/63

Jiří Frajt:

J. Frajt

Autorské právo se řídí směrnicemi MŠK pro státní závěrečné práce, č. j. 227/62-III/2 ze dne 13. 6. 1962, č. j. 221/62-III/2 ze dne 31. 8. 1962 a Ministerstva školství č. 175/63 Sb.

DIPLOMNÍ ÚKOL

Název tematu: Automat na počítání knoflíků.

Pokyny pro vypracování:

- 1/ Proveďte celkový návrh automatu na počítání knoflíků včetně ústrojí pro uzavírání krabic. V návrhu zpracujte:
 - a/ technologickou koncepci stroje a ekonomické zhodnocení
 - b/ rozdělení pracovního procesu na jednotky
 - c/ rámcové konstrukční řešení stroje
- 2/ Proveďte návrh mechanismu pro přísun spodní části krabic a mechanismu pro nasazování vík.
- 3/ Vyřešte vazbu obou mechanismů spolu s dávkovacím ústrojím.
- 4/ Konstrukčně vyřešte mechanismus pro nasazování vík. Proveďte jeho kinematické a dynamické řešení.

Provedení detailních výkresů vám bude uloženo během práce vedoucím diplomní práce.

O B S A H :

Strana:

1. Úvod	5
1.1. Dosavadní způsob práce	5
1.2. Zjištění stavu současné techniky	5
1.3. Ekonomický rozbor	7
2. Návrh automatu	9
2.1. Dávkovací zařízení	9
2.2. Balící zařízení	12
3. Kinematické a dynamické řešení	23
3.1. Kinematické řešení	23
3.2. Dynamické řešení	27
3.3. Statické řešení hřebene	33
4. Zhodnocení	34

Přílohy: 1. Vyšetření relativního pohybu

2. Cyklogramy mechanismů.

Průvodní zpráva.

1. Úvod.

1.1 Dosavadní způsob práce.

Zavádění komplexní mechanisace a automatisace v socialistické společnosti má význam ekonomický a sociální, neboť mění charakter práce a vytváří podmínky pro odstranění rozdílu mezi duševní a tělesnou prací. Manuální práce dělníka je změněna na řízení automatů na jejich seřizování a údržbu. Značných úspor mechanisací a automatisací lze dosáhnouti v tom oboru, kde výrobní procesy vážou značný počet pracovních sil.

Při výrobě knoflíků n.p. OP Prostějov, je poslední fáze výroby počítání /odměřování dávek/ a balení, prováděna ručně. Tuto práci zastává 8 pracovních sil. Jde o práci, která je svou jednotvárností unavující, a přes to vyžaduje velmi zručné pracovníky.

Technologický postup odměřování dávek a balení knoflíků při současném stavu výroby, jest tento: Odměřování provádí pracovnice paletou, která má určitý počet vzhloubených otvorů. Jedna dávka odpovídá počtu otvorů nebo jejich celistvému násobku. Pracovnice nabírá paletou knoflíky z hromady. Knoflíky zapadnou do vzhloubených otvorů a přebytečné zůstanou na horní ploše palety. Přebytečné knoflíky odstraní mírným skloněním palety. Odměřené knoflíky se vyklopí do násypky, pod kterou je vložena otevřená krabice. Pracovnice musí sledovat, zda jsou všechny otvory zaplněné. Nejsou-li, musí scházející počet přidat do násypky. Po odměření předepsané dávky, připevní pracovnice vzorek knoflíku na víko, a víko pak nasadí na krabici. Krabice jsou pak přenášeny na druhé pracoviště, kde jsou ručně vázány motouzem. Poslední operací je označení/razítkování/ krabic.

Mým úkolem je, navrhnout automat, který by tyto operce vykonával. Automat bude sestávat ze dvou základních částí:

- 1/ dávkovací zařízení
- 2/ balící zařízení

1.2. Zjištěný stav současné techniky, týkající se jednotlivých částí automatu

1.2.1. Dávkovací zařízení.

Je řada již známých způsobů počítání výrobků kotoučkovitého tvaru, kde průměr převládá nad výškou. Všechna tato zařízení se dělí

na : A/ Podávací část

B/Odměřovací - počítací část

Klady a nevýhody některých systémů:

Vibrační dopravník spojený s počítačem.

Vibrační dopravník je u nás seriově vyráběn n.p. KOBOTECHNA, typ IS. Knoflíky postupují po jednom k výústí. V tomto místě je umístěno počítačlo s fotoelektrickým snímačem. Zaručená podávací rychlost $c = 4$ m/min. Výkon je velmi malý, podává asi 200 knoflíků/min. Jistě tu rozhoduje především průměr knoflíků. Dlužno ještě poznamenat, že počítačlo stačí sledovat daleko větší četnost, než stačí vibrační dopravník podat.

Vážení výrobků na automatické dávkovací váze.

Podávací část tvoří dva vibrační dopravníky, Jeden pro hrubé dávky, druhý pro dovažování. Nemožnost použít tohoto způsobu zavinuje příliš velký váhový rozptyl jednotlivých knoflíků. Tolerance počtu při stejné váze činí na 35 knoflíků $\pm 2+3$ knoflíky. Za předpokladu dosažení menší váhové tolerance by to byl zajisté velmi slibný způsob počítání.

Podávání otáčející se spirálou podle platného patentu 100358 je opět mimo rámec požadovaného výkonu. Počítačlo je tu obdobné jako u vibračních podavačů.

Mému úkolu se nejvíce přibližuje způsob počítání tablet, používaný ve farmakonickém průmyslu. Násypka s tabletami přejíždí desku s otvory. Kartáč umístěný na okraji násypky, setře přebytečné tablety. I zde je však nutno ručně doplňovat chybějící tablety do žádaného počtu. Knoflíky mají však poněkud jiný tvar než tablety a tak i tento, jinak vhodný způsob, selhává.

1.2.2. Balící zařízení.

V automatisaci balících procesů existují dva základní směry. Tyto směry jsou charakterisovány použitím obalového materiálu. Tyto materiály jsou:

A/ Lepenkové krabice skládací /skládačky/

B/ Obaly z termoplastických materiálů.

A : Automaty balící do skládaček.

Skládačky se buď vyrábějí v papírně, a přichází^{do} podniku v plochem stavu a takto se vkládají do zásobníku balícího automatu, nebo si balící automat tyto krabice vyrábí sám.

Výzkumný ústav mechanisace a automtisace v Novém Městě n/Vá vyvíjí serii prototypů takového druhu s označením KA 1 až KA 5. Jednotlivé prototypy se liší konstrukčním uspořádáním některých částí a rozměrově. V podstatě jde o automaty, které provádí tyto operace:

a/ odebírání skládaček ze zásobníku

b/ rozebírání a formování

c/ vkládání do korečků dopravníku

d/ zavírání klapky na jednom konci

- e/ vkládání výrobku určeného k balení
- f/ zavírání klapky na druhém konci
- g/ odsunutí zavřených balíčků se stolu.

E/ Automaty balící do termoplastických materiálů.

Balícím materiálem bývá papír nebo celofán, natřený termoplastickou hmotou. Balící automat si sám vyrábí obal z role.

Výzkumný ústav strojů chladících a potravinářských vyřešil tři typy automatů na termoplastické balení.

BA - 01 - Je vhodný pro balení zboží sypkého kusovitého, kašovitého. výkon stroje 30÷60 sáčků/min. Maximální velikost plochých sáčků 80 X 100 mm. Balící materiál je papír, celofán, nebo hliníková folie, opatřená po jedné straně termoplastickým nánosem.

BA - 02 - Liší se od BA- 01, jen velikostí sáčků 100 X 150 mm.

BA - 03 - Je určen pouze k balení sypkých hmot.

Žádného z uvedených způsobů automatického balení nemohu použít, protože mé zadání mi předpřisuje tuhou krabici s víkem, jako obal.

Tyto krabice jsou požadovány od odběratelů z důvodů dobré skladovatelnosti. Hlavně zahraniční odběratelé svým požadavkem obalů tohoto druhu způsobují, že se při něm setrvává.

V mé práci se budu zabývat pouze částí celého problému. Budu řešit dávkování, nasypávání do krabiček a zavírání těchto krabic.

Zbývající část týkající se vázání nebo lepení krabic a razítkování, po případě štítkování, nebudu řešit. Budu však s těmito úkoly počítat při návrhu zařízení.

1.3. Ekonomický rozbor.

Ekonomický rozbor provedu na část zařízení kterou řeším.

V současné době jest třeba čtyř pracovních sil na odměřování knoflíků. Nahradí-li se tato práce zařízením, bude třeba jedné pracovníce na obsluhu tohoto zařízení. Z této skutečnosti vycházím při ekonomickém rozboru:

Náklady:

náklady na řešení ve výzkumném pracovišti	60.000.-	Kčs
náklady na zařízení/ 1 kus/	15.000.-	"
	<hr/>	
celkové náklady na zavedení	75.000.-	Kčs

Rozsah použití:

Roční produkce celkem	1,843.750 vltet
z toho:tuzemsko	1,180.000 "
tuzemsko export	663.750 "

Uvažovaná ekonomická životnost zařízení 5 let.

Přehled úspor vlastních nákladů na roční produkci:

Úspora jednicových mezd tří pracovních sil	27.144.- Kčs
Celková úspora mezd a nár.poj.3 prac.sil	32.574.- "
Roční hrubá úspora	32.574.- "
Roční podíl odpisů a podíl nákladů výzkumu	15.000.- "
Roční čistá úspora	17.574. Kčs

Ekonomické údaje:

Hrubá úspora za dobu ekonomické životnosti.....	162.870.-Kčs
Čistá úspora za dobu ekonomické životnosti	87.870.- "
Doba úhrady jednorázových pořizovacích nákladů..	2,3 roku
Koeficient účinnosti	2,2
Relativní úspora pracovních sil.....	3

2. Návrh automatu.

Automat sestává ze dvou základních částí:

a/ dávkovací zařízení

b/ balicí zařízení

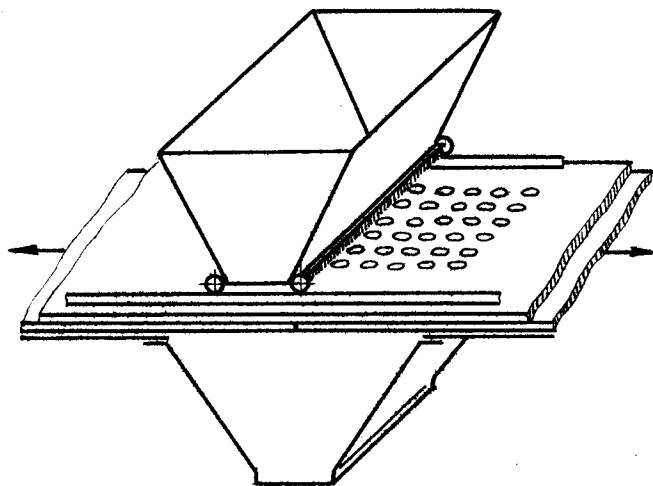
Pro přehlednost uvedu popis každé části zvlášť.

2.1. Dávkovací zařízení.

2.1.1. Úvod.

Z uvedeného přehledu stavu současné techniky týkající se dávkovacího zařízení je vidět, že žádný způsob požadovaného zařízení nevyhovuje.

Mému úkolu se nejvíce přibližuje, jak již bylo uvedeno, způsob počítání tablet ve farmakonickém průmyslu. Níže uvádím podrobněji funkcí tohoto zařízení.



obr. 2.1.

Zásobník s tabletami pojíždí nad deskou opatřencou otvory stejného průměru jako tablety. Pod touto deskou je umístěna zámková deska, která zabrání propadnutí tablety. Do každého otvoru zapadne jedna tableta. Přebytké tablety jsou smeteny kartáči, které jsou upevněny na pojízdném zásobníku. Po projetí celé přímočaré dráhy je uveden v činnost mechanismus, který otevře zámkovou desku a tablety vypadnou do výsypky.

Na ověřovacím modelu jsem zjistil, že způsob používaný ve farmakonickém průmyslu je nevhodný pro počítání knoflíků, a to proto, že tvar knoflíku je podstatně jiný než tvar tablety. Knoflík má jednu stranu přibližně kulovitou, druhou plochou a okraj zaoblený. Tableta má čela plochá a hrany nemá zaobleny. Uvedený tvar knoflíku je proto pro způsob odměřování použitý u tablet, nevhodný.

Zkouška ukázala, že vlivem nestejného tvaru knoflíku z obou stran a zaoblených okrajů, se při zaplňování otvorů odměrné desky projevují některé nepříznivé vlivy:



obr. 2.2.

a/ knoflíky zachytávají o okraje otvorů a nastává přičení.

b/ knoflíky se navzájem vyhadují z otvorů odměrné desky, což způsobuje nedokonalé zaplnění otvorů / asi 50%.

Výsledek zkoušky: Otvory v odměrné desce nemohou být zaplňovány zahrnováním pomocí kartáče. Při tomto způsobu vzniká přičení a nedokonalé zaplňování otvorů.

2.1.2. Ideový návrh.

Ověřovací zkouška vede k této úvaze:

Zaplňování otvorů v odměrné desce můžeme docílit tím způsobem, že knoflíkům, které přivedeme ve slabé vrstvě na odměrnou desku, udělíme vlivem setrvačných sil relativní pohyb vzhledem k této desce. Traektorie knoflíků musí procházet prostorem nad otvorem. Knoflík při přechodu přes otvor do něj zapadne vlastní vahou.

2.1.3. Návrh uspořádání odměrného zařízení.

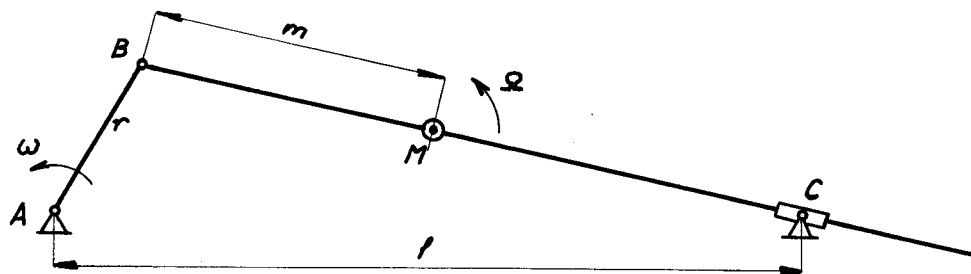
Funkce odměrného zařízení:

- a/ Přísun knoflíků ve slabé vrstvě na odměrnou desku.
- b/ Zaplňování otvorů odměrné desky.
- c/ Odstranění přebytečných knoflíků z odměrné desky.
- d/ Nasypání knoflíků do krabice.

Vratné pohyby u mechanismu jsou méně vhodné z toho důvodu, že omezují výkon zařízení. Proto navrhuji toto uspořádání:

/ uspořádání je patrné z výkresu č. DP-62-01 a DP-62-02. Číslice uvedené v textu značí pozici. /

Odměrná deska / 6/ je ve tvaru kotouče, která se kontinuálně otáčí. Otvory v této desce jsou rozmístěny na několika výsečích mezikruží. Odměrná deska se pohybuje těsně nad podpěrnou deskou /7/. Tato zabráňuje propadnutí knoflíku. Podpěrná deska je přerušena pouze v tom místě, kde je napojena výsypka /14/. Aby traektorie relativního pohybu knoflíku vzhledem k odměrné desce měla vhodný tvar, připojíme k rotačnímu pohybu této desky unášivý pohyb posuvný po uzavřené křivce. Tento případ lze realizovat pomocí kulisového mechanismu s nulovou excentricitou /9/ a Oldhamovy spojky /10/. Osu otáčení uložíme otočně do těhlice kulisového mechanismu. Při tomto uspořádání se střed rotace odměrné desky pohybuje po konchoidě.



obr. 2.3.

Oldhamova spojka nám umožní přenos kroutícího momentu na hřídel odměrné desky, který mění svou polohu. Oldhamova spojka nám zaručí konstantní převod mezi hřídeli, při proměnné vzdálenosti os, které však zachovávají rovnoběžný směr. /Jde o čtyřčlenný mechanismus r, p, p, r/ Otáčky kliky

kulísového mechanismu a otáčky odměrné desky jsou vázány převodem ozubených kol.

Odměření dávky se dosáhne tím, že žádaný počet knoflíků v dávce se rovná počtu otvorů rozmístěných na jedné výseči mezikruží, nebo jejich celistvému násobku. Mezi každou výsečí je ponechána výseč bez otvorů. Velikost úhlu této volné výseče je určena s ohledem na to, aby za dobu pootočení odměrné desky o tuto výseč stačilo balicí zařízení odsunout naplněnou krabici a přisunout prázdnou krabici pod výsypku. Je výhodné, vzhledem k výkonu zařízení, aby úhel výseče byl co nejmenší. Z toho důvodu podpěrná deska koná stejný unášivý pohyb, jako odměrná deska. Proto je podpěrná deska otočně spojena s těhlicí kulísového mechanismu. Proti otáčení pojišťuje podpěrnou desku kříž/8/, který jí však umožňuje posuvný pohyb. Kříž odebírá desce pouze jeden stupeň volnosti /rotaci/ a ponechává dva stupně volnosti /posuv ve dvo u směrech/. S podpěrnou deskou je spojena pohyblivá část násypky /3/. Nepohyblivá část násypky/1/ je spojena se základním rámem stroje. Od otáčivého pohybu hřídele odměrné desky jsou odvozeny signály uvádějící v činnost zařízení pro přisun a odsun krabic.

2.1.4. Technologická koncepce dávkovacího zařízení.

Pracovní síla, obsluhující automat, nasype knoflíky jednoho druhu do nepohyblivé části násypky. Hradítkem /2/, umístěným na výstupu nepohyblivé násypky, se seřídí množství přiváděných knoflíků na pohyblivou část násypky. Pohyblivá část násypky je pevně spojena s podpěrnou deskou, a tedy koná společně s ní posuvný pohyb po konchoidě. Tato část násypky je tvořena makloněnou rovinou s malým úhlem. Posuvný pohyb způsobí, že knoflíky jsou nahrnovány na odměrnou desku ve slabé vrstvě. Na knoflíky ležící na odměrné desce působí tyto síly:

a/třecí síla

b/setrvačná síla od rotačního pohybu

c/ " " od unášivého pohybu.

Výslednice těchto sil způsobí pohyb knoflíku po odměrné desce. Tím nastává zaplňování otvorů odměrné desky. Přebytečné knoflíky jsou odstraňovány stírací lištou/4/ do výsypky přebytečných knoflíků/5/. Knoflíky, které zaplnily otvory odměrné desky, jsou unášeny k hraně otvoru výsypky/28/. Výsypkou jsou knoflíky zavedeny do krabíčky. Výsypka koná společně s podpěrnou deskou posuvný pohyb, takže knoflíky jsou rovnoměrněji rozmístěny po půdorysné ploše krabíčky.

Velikost dávek je možné měnit vhodným uspořádáním obvodu mžikového spínače.

Při dávkování knoflíků různě velikého průměru musíme vyměňovat odměrnou desku. Je nutné vždy používat odměrné desky s otvory odpovídající-

mi průměru knoflíku. Z toho důvodu horní část dávkovacího zařízení uděláme snadno demontovatelnou.

Vzhledem k tomu, že pohybová rovnice knoflíku vychází ve složitém tvaru a řešení je obtížné, je nutné na ověřovacím modelu zjistit velikost poloměru kliky kulisového mechanismu "r" a převodový poměr $\mu = \frac{c}{2}$ při zvolené hodnotě "l" a "m" /dle obr.3/, které odpovídají optimálním podmínkám zaplňování otvorů odměrné desky.

2.2. Balicí zařízení.

2.2.1. Úvod.

V úvodní kapitole jsem uvedl přehled současného stavu automatizace v balicí technice. Automatizace balicího procesu drobných kusových výrobků se provádí za použití dvou typů obalu:

- a/ lepenkové krabice skládací
- b/ sáčky z termoplastických materiálů

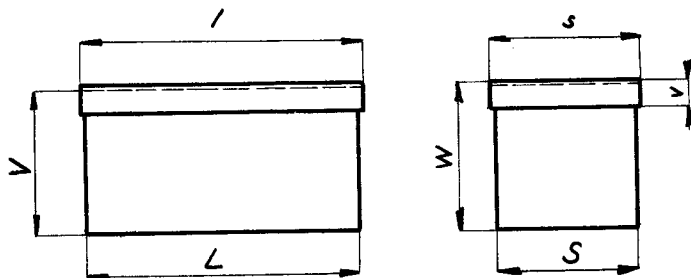
Mým úkolem je navrhnout balení do tuhých lepenkových krabic. K tomuto úkolu jsem žádných podkladů nezískal.

Vzhledem k tomu, že není vhodné navrhovat zařízení balicí do krabic různé velikosti, je nutné, vybrat z používaných krabic, krabici s nejvýhodnějším rozměrem základny. Objem této krabice lze pak měnit změnou jednoho rozměru a to nejlépe výšky. Pro zajištění spolehlivého chodu zařízení je nutné, dodržet rozměrové tolerance v předepsaných mezích.

Z používaných krabic byla navržena tato krabice:

L = 197 ± 1,0 mm	l = 203 ± 1,0 mm
S = 126 ± 0,5 "	s = 130 ± 0,5 "
V = 71 ± 0,5 "	v = 16 ± 0,5 "
t = 1 mm	

Tolerance a rozměry jsou navrženy tak, aby byla zajištěna vůle mezi víkem a krabicí. Výška $W = V + 1$ mm je proměnná v rozmezí 28 až 78 mm.



obr. 2.4.

Krabice jsou dodávány výrobcem zavřené. Proto je výhodné, vkládat krabice do zásobníku balicího zařízení s nasazenými víky. Tato úprava skýtá tyto výhody:

- a/ ušetří manipulaci s krabicem
- b/ zařízení se zjednoduší o zásobník na víka krabic
- c/ jedině tento způsob zajistí spolehlivé zavírání krabic.

Je nutné provést ještě úpravu staré technologie balení. Pro automatisaci je obtížná operace připínání vzorku knoflíku na krabici. Proto je nutné tento způsob změnit a používat jiného označování. Nejvýhodnější bude provést štítkování a razítkování.

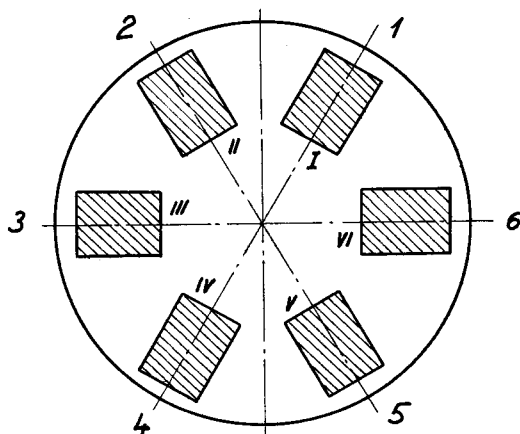
2.2.2. Návrh uspořádání balicího zařízení

Funkce balicího zařízení:

- a/ Vysunutí krabice ze zásobníku
- b/ Upnutí krabice
- c/ Otevření krabice
- d/ Přisunutí krabice pod násypku
- e/ Odsunutí krabice po naplnění
- f/ Zavření krabice
- g/ Štítkování, razítkování
- h/ Odsunutí krabice s pracovního stolu
- i/ Časová vazba balicího zařízení s dávkovacím.

Volím karuselovité uspořádání pracovního stolu vzhledem k snadnému uložení rotačních částí a ke tvaru odměřovacího zařízení. Uspořádání je patrné z výkresu DP-62-01 a DP-62-02. Čísla uvedená v textu značí posice na výkresech.

Náhon pracovního stolu je proveden šestidrážným maltézským mechanismem /24/. Na pracovním stole je tedy 6 pracovních míst.



obr. 2.5.

Každé pracovní místo zaujímá 6 poloh. V pracovní poloze 1 je umístěn zásobník krabic.

Pracovní poloha 2 je volná.

V pracovní poloze 3 je umístěna výsypka knoflíků.

V pracovní poloze 4 až 5 jsou umístěny mechanismy pro razítkování a štítkování.

V pracovní poloze 6 je umístěn mechanismus pro odsunutí krabice.

2.2.3. Časová vazba balicího zařízení s dávkovacím.

Pracovní stůl balicího zařízení podává krabice pod výsypku knoflíků. Je nutné časově vázat pohyb tohoto stolu s pohybem odměrné desky. Stůl se může pohybovat v časovém intervalu, kdy dopadne poslední knoflík do krabičky, po okamžik, kdy začnou padat knoflíky další dávky.

Vzhledem k tomu, že knoflík z otvoru odměrné desky vypadne dřív, než přejede celá plocha otvoru přes okrajovou hranu výsypky a

protože je dráha knoflíku krátká, dá se předpokládat, že časový interval určený pro pohyb stolu, je roven času, potřebnému k pootočení odměrné desky o úhel volné výseče /viz čl.2.1.3./

Návrh rozdělení mezikruží odměrné desky pro jednotlivé dávky.

Knoflíky se odměřují v dávkách po veletuctech/ 1 vltct = =144 ks /.Je požadováno, aby do jedné krabičky byl nasypán jeden nebo několik veletuctů. Tento požadavek je u různých velikostí knoflíků různý. Otvory je vhodné rozmístit tak, aby na ploše jednoho kotouče bylo umístěno tolik zaplněných výsečí, kolik dávek určitého druhu knoflíků má být nasypáno do jedné krabičky. Toto rozmístění umožní snadné vydávání signálů uvádějících pracovní stůl do pohybu.

Rozmístěním otvorů na odměrné desce /kotouči/ je zjištěn nejmenší úhel volné výseče/ výseč, na které nejsou rozmístěny otvory/. Tento úhel je $\alpha = 22^{\circ}30'$.

Výkon zařízení je při stanoveném rozmístění otvorů v odměrné desce ovlivňován počtem otáček odměrné desky. Otáčky volím tak, aby výkon zařízení stačil krát kapacitu výroby. Volím $n_2 = 10 \text{ ot/min}$.

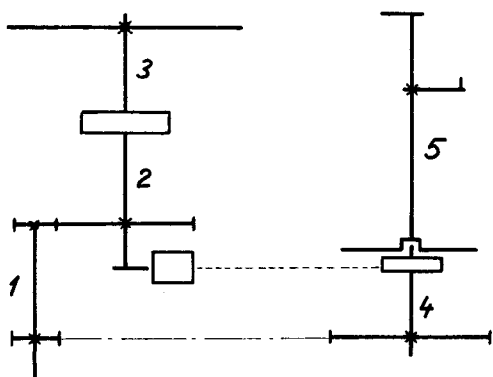
Průměrný počet zaplněných výsečí na ploše odměrné desky o různých velikostí knoflíků jsou 3.

Průměrný výkon:

$$V = 3 \cdot 144 \cdot 10 \cdot 60 \cdot 7 = 1,8 \cdot 10^6 \text{ knoflíků/směnu, což je vyhovující.}$$

Časová vazba otáčení odměrné desky a pohybu stolu je

zajištěna tímto uspořádáním: hřídel 1 je hnán od elektromotoru /27/. Z hřídele 1 kroutící moment přenáší se párem ozubených kol na hřídel 2, který pohání přes Oldhamovu spojku odměrnou desku, a též na hřídel 4. prostřednictvím řetězového převodu. Hřídel 2 a 4 se stále otáčejí. Mezi hřídelem 4 a 5 je vložena jednotáčková spojka / 26/.

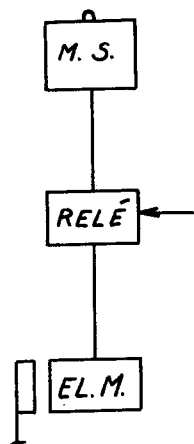


obr. 2.6.

Tato spojka je uváděna do činnosti mžikovým spínačem / 12/ , který je ovládán hřídelem 2.

Impuls od mžikového spínače uzavře reléový obvod a tím se přivede el.proud elektomagnetu, který uvede v činnost jednotáčkovou spojku. Toto zapojení znázorňuje blokové schéma /obr. 4/.

Po vydaném impulsu nám tedy hřídel 5 vykoná pouze jednu otáčku.



obr. 2.7.

Tímto hřídelem je poháněn mechanismus jistící polohu pracovního stolu, maltezský mechanismus pro pohyb stolu a hřídel, který pohání další mechanismy, které zde nejsou řešeny /štitkování, razítkování a vysouvání krabic/.

Časovou vazbu pohybu těchto mechanismů uvádí přiložený cyklogram. Z cyklogramu je vidět, že ráz vzniklý zapnutím jednotáčkové spojky se nepřenesou na pohyb pracovního stolu.

Vhodnost takto navrženého cyklogramu by musela být prakticky ověřena vzhledem k nepřesnostem vznikajících při výrobě a nedokonalou tuhostí zařízení.

Jak již bylo uvedeno v čl. 2.1.4., musí se převodový poměr μ_{21} zjistit na ověřovacím modelu. Při sledování časové vazby pohybu odměrné desky a pracovního stolu nás zajímá převodový poměr μ_{24} . Tento převodový poměr musí být takový, aby při pootočení hřídele 2 o $\alpha = 22^\circ 30'$ /t-j- nejmenší úhel volné výseče odměrné desky/se hřídel 4 pootočil o úhel $\mu = 120^\circ$.

$$\text{Pak } \mu_{24} = \frac{\omega_4}{\omega_2} = \frac{120}{22,5} = 5,34$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 10}{30} = 1,045 \text{ 1/s}$$

$$\omega_4 = \omega_2 \mu_{24} = 5,34 \cdot 1,045 = 5,58 \text{ 1/s} = \omega_p$$

Aby čas jedné otáčky hřídele 4 nebyl delší než čas pro odměření a vysypání nejmenší dávky knoflíků, musí platit: $\mu_{24} > 5$.

2.2.4. Mechanismus pro přísun krabic.

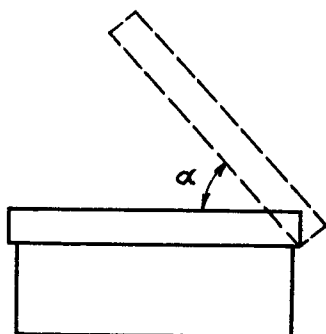
Krabice jsou uloženy v zásobníku /21/. Zásobník je umístěn těsně nad stolem. Na stole je upevněna unášecí lišta /16/, která při pohybu stolu vysouvá krabici ze zásobníku. Lišta je upevněna na stole v takovém místě, aby při zastavení stolu byla těsně u zásobníku. Tím se dosáhne toho, že krabice je vysouvána plynule a pomalou rychlostí.

Zásobník je v horní části obdélníkového tvaru. Ve spodní části je tvar přizpůsoben dráze unášecí lišty, jak je patrné z výkresu č. DP-62-0,2. Tím se zaručí dobré vedení krabice. Posuvnutí krabice je tato posouvána upínacím mechanismem pod mechanismus na otvírání a zavírání krabic. /19/ Při posouvání krabice si vedení na opěrce /17/ nastaví krabici do přesné polohy vzhledem k mechanismu na otvírání krabic. Upnutí krabice je měkké, neboť je způsobeno tlakem pružiny. Tím se vymezí tolerance délky spodní části krabice. Upnutí je provede-

no tak, aby upínací čelist po uvolnění krabice nebránila odsunutí krabice se stolu. Upínací mechanismus /15/ je ovládán vačkou pevně spojenou s rámem stroje. Zvedák unášený pracovním stolem se pohybuje po této vačce a kopíruje její tvary a je spojený s ozubeným hřebem, který zabírá do segmentu. Tento segment je otočně uložen na pracovním stole. Se segmentem je pevně spojena upínací čelist. Časový průběh práce těchto mechanismů je vidět na cyklogramu. Upnutá krabice je unášena pracovním stolem k výsypce.

2.2.5. Mechanismus pro otvírání a zavírání krabice.

Z důvodu spolehlivé funkce tohoto mechanismu je důležitá změna v tom směru, že se krabice dávají do zásobníku s nasazeným víkem. Mechanismus jsem navrhl tak, aby víko krabice pouze pootevřel, a to pootočením víka kolem osy, procházející spodní hranou víka. Při tom část bočních okrajů víka stále lícuje se spodní částí



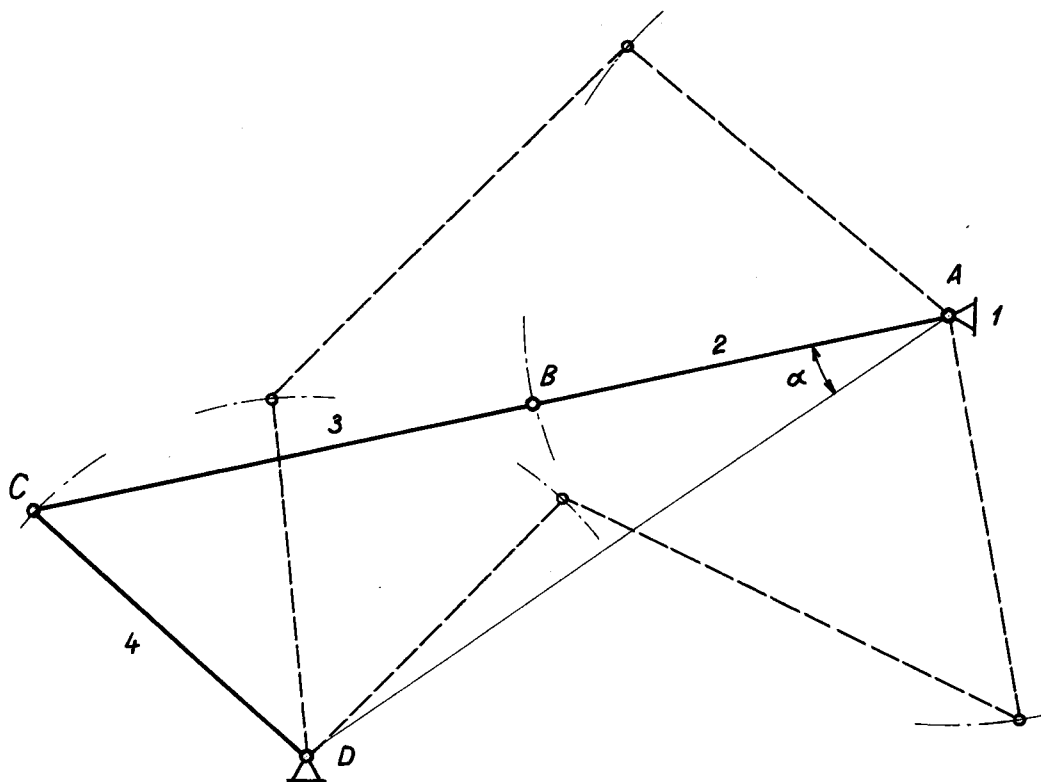
obr. 2.8.

krabice. To je velmi důležité, aby bylo zabezpečeno uzavření krabice! Vzhledem k tomu, že krabice musí být otvírány a zavírány během pohybu stolu, je nevyhnutelné, aby bylo použito šesti stejných mechanismů, uchycených na jednotlivých pracovních místech stolu. Je to nevýhoda, která komplikuje zařízení, ale vzhledem k spolehlivé funkci je to nutné.

Funkce mechanismu:

- a/ upnutí víka
- b/ pootevření víka a držení v pootočené poloze
- c/ zavření víka
- d/ odsunutí mechanismu s pracovního stolu.

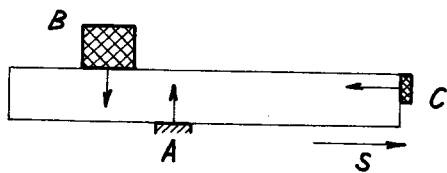
Tyto funkce splní čtyřkloubový mechanismus, poháněný vačkou. Čtyřkloubový mechanismus musí být volen tak, aby vahadlo, uskutečňující pohyb víka, bylo při uzavření víka v úvrati. Jedině v tom případě je možné, aby relativní pohyb ³⁴ ovládal upínací čelist víka. Je totiž nutné zajistit, aby upínací čelisti byly jednou zavřené, podruhé otevřené, při průchodu členu 4., stejnou polohou.



obr. 2.9.

Upínání víka krabice:

Víko je upínáno pomocí ~~kon~~ového rámečku, pevně spojeného s členem 4. Tento rámeček je opatřen upínacími čelistmi A a dvěma pružnými bloky B, C,



obr. 2.10.

Blok B přitlačuje víko do čelisti A a současně vytváří silovou dvojici, která vyrovnává nesouměrné uchycení. Blok C zabráňuje posunutí krabice ve směru s. Posunutí v opačném směru brání okraj spodní části krabice.

Kompensace tolerancí rozměru krabice:

/rozměry a jejich tolerance jsou označeny v čl. 2.2.1./

Rozměry: "V" pomocí pružného bloku B

"v" velikost pružného bloku je určena tak, aby přitlačovala do čelisti víko s. v_{min} .

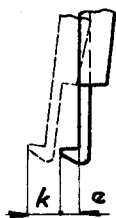
Pohyb rámečku je stanoven tak, aby zajistil uchopení víka i při v_{min} a v_{max} .

"s" rámeček je navržen tak, aby byla zajištěna vůle. Pohyb a rozměr čelisti je určen vzhledem k tolerancím.

Pohyb upínacích čelistí.

Upínací čelist má ve spodní části ozub. Z důvodu tolerance rozmě-

ru "s" a možného posunutí víka vzhledem ke krabici v rámci vůle mezi víkem a upínacím rámečkem, musí mít ozub rozměr $a = 2,2 \text{ mm}$. Spodní část ozubu je sešikmena a zaoblena, aby v případě, že zachytne o okraj spodní části krabice, tužo krabici patřičně vyhnula.



obr. 2.11.

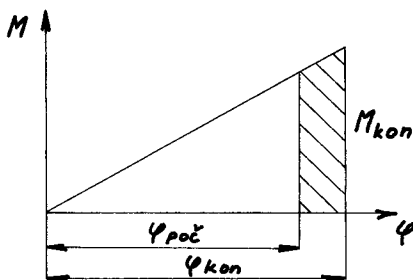
Zdvih čelisti v místě ozubu musí být $k = 3 \text{ mm}$, aby bylo zajištěno uchycení při sevřených čelistech a současně vůle mezi okrajem ozubu a víka, při otevřených čelistech. Pohyb čelisti je odvozen od relativního pohybu 34 mechanismu. Tento převod je uskutečněn pomocí vačky pevně spojené s členem 3.

Vačka ovládá výkyvný zvedák pevně uchycený na hřídelce, na které je též pevně upevněná upínací čelist. Silový styk mezi vačkou a výkyvným zvedákem je sprostředkován válcovou, šroubovou, zkrucovanou pružinou.

Výpočet pružiny:

Pro výrobu pružiny použijeme strunový drát 12090. $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$

Z konstrukčních důvodů volíme



obr. 2.12.

$$\varphi_{poc} = 34^\circ$$

$$\varphi_{kon} = 40^\circ$$

$$M_{okon} = 30 \cdot 10^{-3} \text{ kgcm}$$

φ Vůli mezi závitů volíme $\delta_0 = 0,3 \text{ mm}$

$$c = \frac{D}{d} = 10$$

Konstrukčně vychází $D = 5 \text{ mm}$

$$d = \frac{D}{c} = 0,5 \text{ mm}$$

+ stoupání $\alpha = 4^\circ 40'$

$$\varphi = \frac{M_0}{Z_0}$$

$Z_0 \dots$ tuhost pružiny

$$Z_0 = \frac{E I_b}{\pi D i}$$

$$I_b = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$\hat{\varphi} = \frac{\pi \varphi}{180}$$

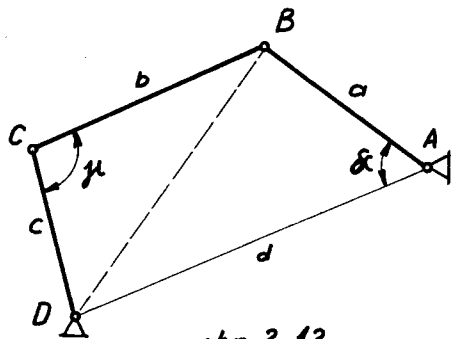
$$\varphi = \frac{\pi D i M_0}{E I_b} = \left(\frac{\pi E \varphi^\circ d^4}{64 \cdot 180 \cdot D \cdot M_0} \right)$$

$$i = \frac{\varphi E I_b}{\pi D M_0} = \frac{\pi E \varphi^\circ d^4}{64 \cdot 180 \cdot D \cdot M_0} = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot 6,25 \cdot 10^{-6}}{64 \cdot 180 \cdot 0,5 \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = 9,5 \text{ závitů}$$

Délka pružiny: $H_0 = i(d + \delta_0) + H_z = 9,5(0,5 + 0,3) + 1 = 8,6 \text{ mm}$

Délka drátu: $l_0 = \frac{\pi D i}{\cos \alpha} + l_z = \frac{\pi \cdot 5 \cdot 9,5}{0,996} + 35,7 = 185,7 \text{ mm}$

Vyšetření relativního pohybu 34.



obr. 2.13.

Zjistíme závislost úhlů na úhlu pootočení hnacího členu. Výsledky tohoto řešení jsou uvedeny na přiloženém grafu.

Zjištění závislosti $\mu = f(\alpha)$:

$$\overline{BD}^2 = a^2 + d^2 - 2ad \cos \alpha$$

$$\overline{BD}^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos \mu$$

$$\cos \mu = \frac{b^2 + c^2 - a^2 - d^2}{2bc} + \frac{ad}{bc} \cos \alpha$$

$$\mu = \arccos \left(\frac{b^2 + c^2 - a^2 - d^2}{2bc} + \frac{ad}{bc} \cos \alpha \right)$$

$a = 57 \text{ mm}$

$b = 68 \text{ mm}$

$c = 50 \text{ mm}$

$d = 105 \text{ mm}$

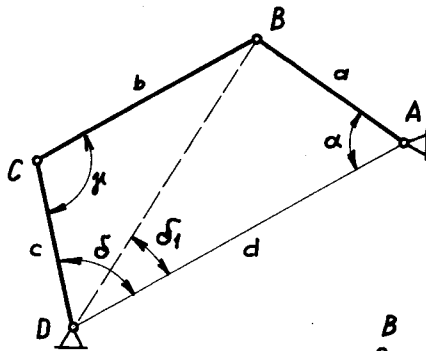
$$\mu = \arccos (-1,050 + 1,76 \cos \alpha)$$

Vypočítané hodnoty jsou v tab. 2.1.

tab. 2.1.

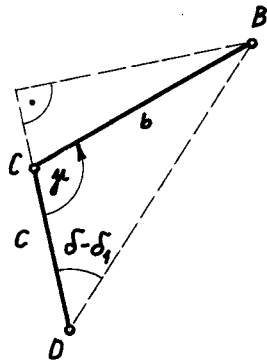
α°	0	5	10	12	14	16	18
$1,76 \cos \alpha$	1,76	1,752	1,731	1,722	1,709	1,691	1,672
$\cos \mu$	0,71	0,702	0,681	0,672	0,659	0,641	0,622
μ°	44,7	45,4	47,1	47,8	48,8	49,9	51,5
α°	20	22	24	26	28	30	32
$1,76 \cos \alpha$	1,652	1,631	1,607	1,58	1,551	1,524	1,492
$\cos \mu$	0,602	0,581	0,557	0,53	0,501	0,474	0,442
μ°	53,0	54,5	56,1	58,0	59,9	61,7	63,8
α°	34	36	40	50	60	70	80
$1,76 \cos \alpha$	1,46	1,424	1,348	1,13	0,88	0,602	0,306
$\cos \mu$	0,41	0,374	0,298	0,080	-0,170	-0,448	-0,744
μ°	65,8	68,0	72,7	85,4	99,8	116,6	138,1

Zjištění závislosti $\delta = F(\alpha)$:



$$\operatorname{tg}(\delta - \delta_1) = \frac{b \sin \alpha}{c - b \cos \alpha}$$

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{a \sin \alpha}{d - a \cos \alpha}$$



$$\delta = \operatorname{arctg} \frac{b \sin \alpha}{c - b \cos \alpha} + \operatorname{arctg} \frac{a \sin \alpha}{d - a \cos \alpha}$$

Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tab. 2.2.

obr. 2.14.

tab. 2.2.

α°	$\frac{a \sin \alpha}{d - a \cos \alpha}$	δ_1	α	$\frac{b \sin \alpha}{c - b \cos \alpha}$	δ_2	δ
0	0	0	44,7	29,9	88,1	88,1
5	0,103	5,9	45,4	21,0	87,3	93,2
10	0,202	11,5	47,1	13,48	85,8	97,3
14	0,278	15,6	48,8	9,89	84,3	99,9
18	0,348	19,1	51,5	6,92	81,8	109,0
22	0,407	22,1	54,5	5,26	79,2	101,3
26	0,465	24,9	58,0	4,11	76,3	101,2
30	0,512	27,1	61,7	3,37	73,5	100,6
34	0,553	29,0	65,8	2,792	70,4	99,4
40	0,598	30,9	72,7	2,176	65,3	96,2
70	0,626	32,1	116,6	0,757	37,1	69,2
12	0,241	13,6	47,8	12,02	85,3	98,9
24	0,434	23,4	56,1	4,69	77,9	101,3

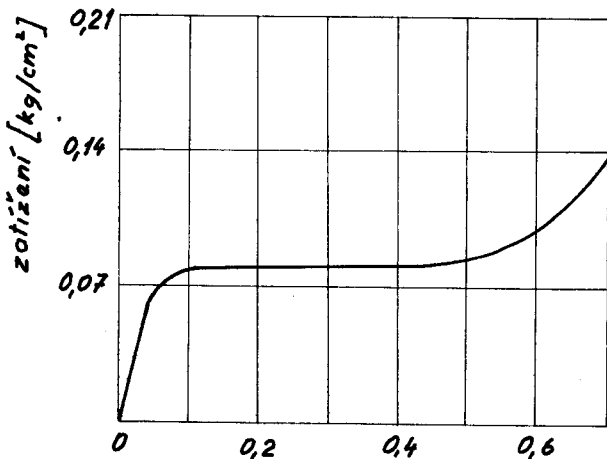
Vzdálenost ozubu upínací čelisti od středu otáčení je $r_1 = 26 \text{ mm}$. Poloměr výkyvného vahadla $r_2 = 15 \text{ mm}$.

K uskutečnění zdvihu ozubu $k = 3 \text{ mm}$ je nutný zdvih vačky

$$z = \frac{k \cdot r_2}{r_1} = \frac{3 \cdot 15}{26} = 1,73 \text{ mm} .$$

Pro tento zdvih volíme činný úhel na vačce 20° stupňů. Tohoto úhlu dosáhneme, jestliže pohyb zvedáku nastane v okamžiku, kdy člen 4 je o $2,4^\circ$ pootočen před úvratí a zdvih trvá, až člen 4 se přes úvratí vrátí do polohy $2,4^\circ$. Tomuto pohybu odpovídá překývnutí upínacího rámečku přes polohu zavřeného víka. Z této úvahy jsem vycházel při navrhování rozměrů a umístění upínacích čelistí A a pružných bloků B C.

Z uvedené funkce plynou požadavky na materiál pružných bloků. Je potřebné, aby při počátečním stlačení náhle stoupla síla a při dalším stlačování již síla rostla pomaleji. Tomuto požadavku vyhovuje velmi dobře pružný pěnový polyuretan. Jeho výhodné vlastnosti jsou patrné z tvaru křivky "deformace - zatížení".



obr. 2.15.

Když člen 4 je v úvratí, tak mezi horní plochou rámečku a maximální výškou krabice je vůle 1 mm. V případě velkého stoupnutí tlaku víka na pružný blok /vzpříčení víka/, dosedne víko na tuto plochu a víko je dotlačeno.

Popis konstrukce:

Konstrukční řešení je provedeno na výkresech č. DP-62-03.

Mechanismus je upevněn na pracovním místě stolu. Náhon mechanismu je proveden pevnou vačkou, kterou kopíruje při otáčení stolu zvedák. Zvedák je současně ozubeným hřebenem. Tento hřeben zabírá do ozubeného segmentu. Ozubený segment je pevně spojen s hnacím členem mechanismu.

Konstrukci navrhuji svařovanou, vzhledem k tomu, že jde o zhotovení jednoho zařízení. Jednotlivé členy mechanismu včetně rámečku jsou provedeny jako skříňované, svařované profily. To z toho důvodu, aby při malé váze bylo dosaženo dobré tuhosti, od které závisí přesnost mechanismu.

Mazání.

Mazání mechanismu je provedeno mazacím tukem. Při pohybech 41 a 32 se tuk natlačí do dutých čepů uzavřených zátkou. Při pohybu 21 se tuk natlačí mezi víčko a kuličkové ložisko. Při pohybu 34 se tuk natlačí do mezikruží mezi pouzdra. Stejně se provede ma-

zání posuvného vedení hřebene.

Seřízení stroje pro upínání krabic různé výšky.

Na pracovním stole je posuvně uložen mezikulový kotouč. Na tento kotouč jsou upínány krabice. Při změně výšky krabice se tato deska přestaví ve vertikálním směru o hodnotu rozdílu výšky původní krabice a krabice nové. To má tu výhodu, že se nemusí měnit poloha výsypky a mechanismu pro zavázání krabic. Musí se seřídít pouze poloha zásobníků krabic. Seřizování se provádí mechanismem pro seřizování výšky. /Výkres č. DP-62-01, pos. 20/

2.2.6. Technologická koncepce.

Krabice jsou uloženy v zásobníku. Při pohybu stolu lišta, uchycená na stole, je vysouvá. Mechanismus pro upínání krabic ji upne na stole. Pracovní stůl krabici unáší pod výsypku. Během tohoto pohybu mechanismus pro otvírání a zavírání krabic krabici otevře. Pod výsypkou se naplní krabice knoflíky. Pak stůl unáší krabici dále. Při tom zavírá krabici. Zavřená krabice vyjíždí pod pojišťovací lištu, která zabrání otevření krabice odjíždějícím mechanismem na otvírání a zavírání krabic. Dále následuje razítkování a štítkování. Poslední pracovní polohou je krabice se stolu odsunuta.

3. KINEMATICKÉ A DYNAMICKÉ ŘEŠENÍ.

3.1. Kinematické řešení.

Jde o prostorový případ pohybu. Výsledný pohyb členů mechanismu je složen z otáčivého pohybu stolu (unášivý pohyb) a pohybu vyplývajícího z uspořádání mechanismu (druhotný pohyb).

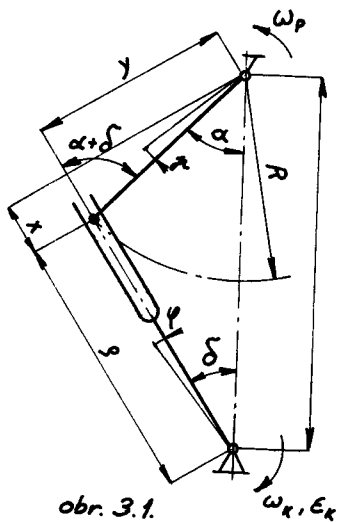
Prostor stolu označíme indexem 1.

Prostor základní označíme indexem 5.

3.1.1. Pracovní stůl.

Stůl je poháněn maltézským mechanismem.

Kinematické veličiny maltézského kříže:



obr. 3.1.

$$R \sin(\alpha + \delta) = L \sin \delta$$

$$\dot{\alpha} = \omega_p \quad \dot{\delta} = \omega_k \quad \ddot{\delta} = \epsilon_k$$

$$R \cos(\alpha + \delta)(\dot{\alpha} + \dot{\delta}) = L \cos \delta \dot{\delta}$$

$$R \cos(\alpha + \delta) \omega_p + R \cos(\alpha + \delta) \omega_k = L \cos \delta \omega_k$$

$$\omega_k = \frac{R \cos(\alpha + \delta)}{L \cos \delta - R \cos(\alpha + \delta)} \omega_p$$

$$\omega_k = \frac{x}{g} \omega_p$$

$$\begin{aligned} -R \sin(\alpha + \delta)(\dot{\alpha} + \dot{\delta}) \omega_p + R \cos(\alpha + \delta) \epsilon_k - R \sin(\alpha + \delta)(\dot{\alpha} + \dot{\delta}) \omega_k &= \\ &= -L \sin \delta \dot{\delta} \omega_k + L \cos \delta \epsilon_k \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} -R \sin(\alpha + \delta) \omega_p^2 - R \sin(\alpha + \delta) \omega_k \omega_p + R \cos(\alpha + \delta) \epsilon_k - R \sin(\alpha + \delta) \omega_p \omega_k - R \sin(\alpha + \delta) \omega_k^2 &= \\ &= -L \sin \delta \omega_k^2 + L \cos \delta \epsilon_k \end{aligned}$$

$$\epsilon_k [L \cos \delta - R \cos(\alpha + \delta)] = -y \omega_p^2 - y \frac{x}{g} \omega_p^2 - y \frac{x}{g} \omega_p^2 - y \omega_k^2 + y \omega_k^2$$

$$\epsilon_k = -\frac{y}{g} \omega_p^2 - \frac{2xy}{g^2} \omega_p^2$$

Grafické řešení k tomuto výpočtu je uvedeno na výkrese č. DP-62-05

Zjištěná hodnota jsou sestaveny do tabulky (tab. 3.1). Uhlová rychlost $\omega_p = \omega_4 = 5,58 \text{ 1/s}$ je určeno z časové vazby (čl. 2.2.3).

Tab. 3.1.

μ°	x [mm]	y [mm]	s [mm]	ω_k [1/s]	$\frac{y}{s} \omega_p^2$ [1/s ²]	$2 \frac{x y}{s^2} \omega_p^2$ [1/s ²]	ϵ_k [1/s ²]
0	0	141,4	244,6	0	17,8	0	17,8
10	26,4	138,0	221,0	0,666	19,5	4,65	24,15
20	54,6	129,7	197,0	1,548	20,55	11,4	31,95
30	83,8	113,0	175,8	2,66	20,06	19,1	39,16
40	111,2	86,0	158,2	3,92	16,96	23,9	40,86
50	132,6	47,0	146,4	5,05	10,0	18,1	28,1
60	141,4	0	142,0	5,56	0	0	0

Výpočet úhlu pootočení maltézského kříže:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{R \sin \alpha}{L - R \cos \alpha} = \frac{\sin \alpha}{\frac{L}{R} - \cos \alpha}$$

Pro šestidrážkový maltézský mechanismus s radiálním vstupem je $\frac{L}{R} = 2$.

$$\mu = 60^\circ - \alpha \quad \varphi = 30^\circ - \delta$$

Vypočtené hodnoty jsou sestaveny do tabulky (tab. 3.2.)

Tab. 3.2.

μ°	α°	$\sin \alpha$	$\cos \alpha$	$\operatorname{tg} \delta$	δ°	φ°
0	60	0,8660	0,5	0,577	30	0
5	55	0,8191	0,5735	0,574	29,8	0,2
10	50	0,7660	0,6427	0,565	29,5	0,5
15	45	0,7071	0,7071	0,546	28,7	1,3
20	40	0,6427	0,7660	0,521	27,5	2,5
25	35	0,5735	0,8191	0,485	25,8	4,2
30	30	0,5	0,8660	0,441	23,8	6,2
35	25	0,4226	0,9063	0,386	21,2	8,8
40	20	0,3220	0,9396	0,3223	17,8	12,2
45	15	0,2588	0,9659	0,250	14,0	16,0
50	10	0,1736	0,9848	0,171	9,7	20,3
55	5	0,0871	0,9961	0,0868	5,0	25,0
60	0	0	1	0	0	30

3.1.2. Mechanismus pro zavírání krabic.

Provedu kinematiku řešení vzhledem k prostoru I.

Vstupní kinematiku veličiny.

Mechanismus je poháněn zvedákem, který při pohybu stolu kopíruje pevnou vačku.

Návrh vačky:

Relativní pohyb mezi vačkou a zvedákem je určen veličinami ω_k, ϵ_k . Určíme rychlost a zrychlení zvedáku pro zvolenou zdvihovou závislost $Z(\varphi)$.

$$v = \frac{dZ}{dt} = \frac{dZ}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dZ}{d\varphi} \omega_k$$

$$a = \frac{d^2Z}{dt^2} = \frac{d^2Z}{d\varphi^2} \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 + \frac{dZ}{d\varphi} \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{d^2Z}{d\varphi^2} \omega_k^2 + \frac{dZ}{d\varphi} \epsilon_k$$

Vzhledem k tomu, aby při pohybu mechanismu nevznikaly rázy, volím za zdvihovou závislost točkovou funkci, která má spojitou prvou a druhou derivaci a jejíž derivace jsou na počátku a na konci = 0. Pak výsledné zrychlení „a“ je také spojitá funkce.

$$Z = \frac{h}{\varphi_c} \varphi - \frac{h}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\varphi_c} \varphi$$

$$\frac{dZ}{d\varphi} = \frac{h}{\varphi_c} - \frac{h}{\varphi_c} \cos \frac{2\pi}{\varphi_c} \varphi$$

$$\frac{d^2Z}{d\varphi^2} = \frac{2\pi h}{\varphi_c^2} \sin \frac{2\pi}{\varphi_c} \varphi$$

Pohyb mechanismu je rozdělen na 4 úseky (jok je patrno z cyklogramu).

tab. 3.3.

úsek n	A	B	C	D
rozsah pohybu $\varphi_{1n}^{\circ} \div \varphi_{2n}^{\circ}$	22,5 ÷ 57,5	62,5 ÷ 99	141 ÷ 177,5	182,5 ÷ 217,5
celkový ± pootočení stolu φ_{cn}°	35	36,5	36,5	35
celkový ± pootočení segmentu α_{cn}°	65	75	75	65
zdvih zvedáku h_n [mm]	24,9	28,7	28,7	24,9

Čtyřkloubový mechanismus je poháněn ozubeným segmentem s roztečným průměrem $D = 44 \text{ mm}$.

V každém ze 4 úseků pohybu volíme tři polohy pro vyšetření kinematických veličin zvedáku. Tyto polohy volíme v místech α_{\max} , v_{\max} . Vypočítané hodnoty jsou v tabulce 3.4.

Tab. 3.4.

úsek n	čísl. polohy	φ°	$\varphi^\circ - \varphi_{in}^\circ$	Z [mm]	Z' [m]	Z'' [m]	ω_k [1/s]	ϵ_k [1/s ²]	a [m/s ²]	v [m/s]	α°
A	1	30,5	8	1,77	0,0353	0,414	5,56	-1,0	12,76	0,196	4,62
	2	40	17,5	12,45	0,0816	0	4,97	-29,1	-2,37	0,406	32,5
	3	49,5	27	23,12	0,0353	-0,414	3,57	-41,8	-6,67	0,126	60,4
B	4	71,5	9	2,53	0,0441	0,443	3,77	41,5	8,12	0,166	71,61
	5	80,75	18,25	14,34	0,0902	0	5,05	28,0	2,52	0,455	102,5
	6	90	27,5	26,19	0,0441	-0,443	5,56	0	-13,7	0,245	133,4
C	7	150	9	26,19	-0,0441	-0,443	5,56	0	-13,7	-0,245	133,4
	8	159,5	18,25	14,34	-0,0902	0	5,05	-27,7	2,5	-0,455	102,5
	9	168,5	27,5	2,53	-0,0441	0,443	3,8	-41,5	8,21	-0,167	71,6
D	10	190,5	8	23,12	-0,0353	-0,414	3,57	41,8	-6,74	-0,126	60,4
	11	200	17,5	12,12	-0,0816	0	5,0	29,0	-2,37	-0,408	32,5
	12	209,5	27	23,12	-0,0353	0,414	5,56	2,0	12,73	-0,196	4,62

Zjištěná kinematická veličiny přepočítáme z roztečné kružnice ozubeného segmentu na kloub „B“. Výsledné hodnoty jsou v tabulce 3.5.

$$r = 22 \text{ mm}$$

$$r_B = \overline{AB} = 57 \text{ mm}$$

Tab. 3.5.

čísl. pohy	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
α°	4,62	32,5	60,4	71,61	102,5	133,4	133,4	102,5	71,6	60,4	32,5	4,62
v_B [m/s]	0,508	1,05	0,326	0,430	1,18	0,635	-0,635	-1,18	-0,43	-0,326	-1,058	-0,508
a_{ob} [m/s ²]	33,0	-6,15	-17,25	21,0	6,52	-35,4	-35,4	6,5	21,2	-17,4	-6,14	33,0

Vlastní mechanismus pro uzavírání krabic je tvořen čtyřkloubovým mechanismem. Kinematické řešení tohoto mechanismu grafickou metodou je provedeno na výkrese č. DP-62-06 pro polohy 1 ÷ 6. Kinematické veličiny člena 2 pro tyto polohy jsou uvedeny v tab. 3.5.

Grafické řešení rychlosti: Rychlost kloubu „C“ určíme výminkou tuhosti potočených rychlostí. Rychlost v_c pak rozložíme pomocí základního rozkladu:

$$\vec{v}_c = \vec{v}_2 + \vec{v}_u \quad (\vec{v}_u = \vec{v}_B)$$

Tím jsme připraveni pro řešení zrychlení.

Grafické řešení zrychlení: Tečné zrychlení kloubu „B“ je uvedeno v tab. 3.5.

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{Bt} + \vec{a}_{Bn}$$

a_{Bn} zjistíme grafickou konstrukcí ($S_B \equiv A$)

Zrychlení kloubu „C“ zjistíme základním rozkladem:

$$\vec{a}_c = \vec{a}_2 + \vec{a}_u \quad (\vec{a}_u = \vec{a}_B)$$

$$\vec{a}_{cn} + \vec{a}_{ct} = \vec{a}_{2n} + \vec{a}_{2t} + \vec{a}_u$$

Normální zrychlení zjistíme ze známých rychlostí v_B a v_2

Určení modulů: volíme $\alpha_r = 10^3 \text{ mm}$

$$\alpha_v = 50 \text{ mm}$$

$$\text{pak } \alpha_a = \frac{\alpha_v^2}{\alpha_r} = \frac{50^2}{10^3} = 2,5 \text{ mm}$$

3.2. Dynamické řešení.

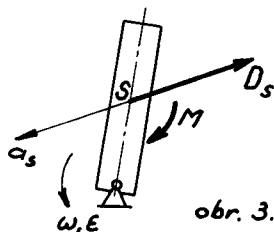
Provedu dynamické řešení mechanismu vzhledem k prostoru 1. V nejnepříznivějších polohách provedu řešení vzhledem k prostoru 5.

3.2.1. Dynamické řešení vzhledem k prostoru 1.

Zavedením doplňkových sil uvedeme mechanismus do rovnováhy a pak jej řešíme staticky.

Nahrazení doplňkových sil:

Rotace.



obr. 3.2.

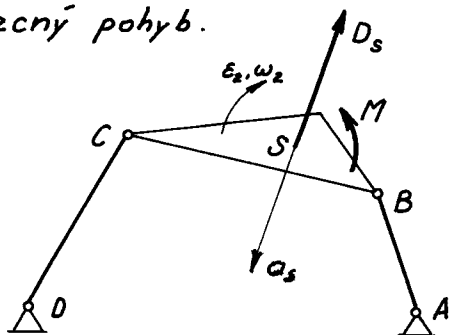
$$\vec{D}_s = -m \vec{a}_s$$

$$\vec{M} = -J_s \vec{\epsilon}$$

Sílu D_s posuneme kolmo na její směr

$$e = \frac{M}{D_s}$$

Obecný pohyb.



obr. 3.3.

$$\bar{D} = -m\bar{a}_s$$

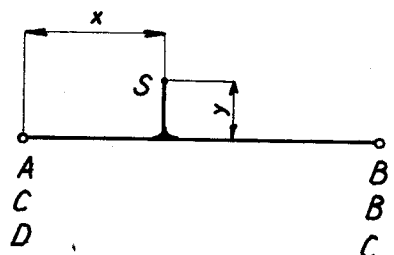
$$\bar{M} = -J_s\bar{\epsilon}_2$$

Zrychlení a_s určíme z podobnosti.
Zjištěné hodnoty jsou v tab. 3.7.

Pro každý člen mechanismu určíme polohu těžiště „S“ a velikost J_s [kg m s^2] a m [$\frac{\text{kg s}^2}{\text{m}}$]. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tab. 3.6.

Tab. 3.6.

čís. souč.	souř. těžiště x [mm]	y [mm]	m [$\frac{\text{kg s}^2}{\text{m}}$]	J_s [kg m s^2]
2	35,12	0	$3,94 \cdot 10^{-3}$	$2,651 \cdot 10^{-6}$
3	15,1	0	$6,1 \cdot 10^{-3}$	$4,489 \cdot 10^{-6}$
4	59,5	26	$17,9 \cdot 10^{-3}$	$42,057 \cdot 10^{-6}$



obr. 3.4.

Tab. 3.7.

poloha	člen	a_s [m/s ²]	$10^3 D_s$ [kg]	ϵ_2 [1/s ²]	$10^3 M$ [kgm]	e [mm]
1	2	20,7	81,6	579,0	1,534	18,9
	3	28,7	175,0	220,0	0,987	5,64
	4	37,2	665,0	560,0	23,56	35,4
2	2	12,4	48,8	111,0	0,294	6,02
	3	16,7	102,0	687,0	3,08	30,2
	4	36,2	645,0	165,5	6,96	10,8
3	2	10,8	42,6	303,0	0,804	18,8
	3	18,8	114,8	321,0	1,44	12,5
	4	28,4	508,0	436,0	18,34	36,1
4	2	13,2	52,0	369,0	0,977	18,8
	3	3,8	232,0	359,0	1,61	6,94
	4	6,96	124,0	100,8	4,54	36,5
5	2	15,5	61,0	115,0	0,305	5,0
	3	34,0	207,0	135,0	0,606	2,9
	4	48,4	865,0	728,0	30,60	35,4
6	2	22,4	88,3	621,0	1,64	18,6
	3	29,8	181,0	296,0	1,325	7,33
	4	39,1	700,0	548,0	23,0	32,9

Statické řešení mechanismu.

Doplňkové síly jsou v rovnováze s hnacím momentem M . Při

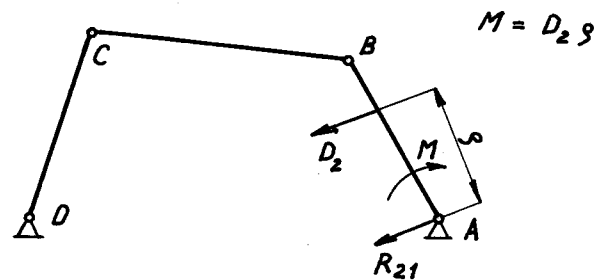
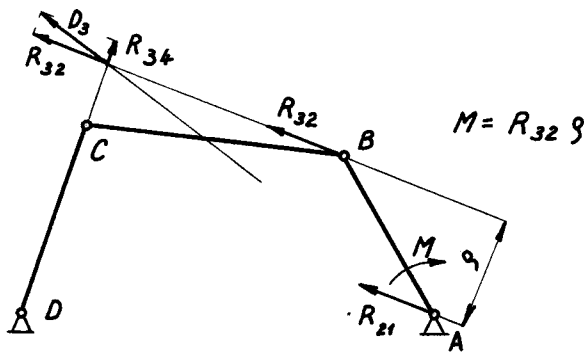
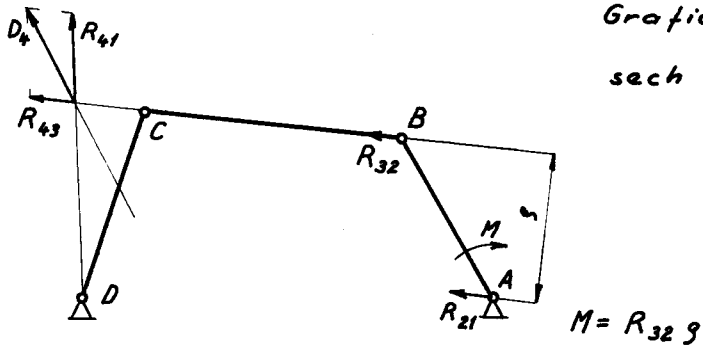
řešení použijeme zákona superposice.

Grafické řešení je provedeno na výkre-

sech : DP-62-07

DP-62-08

DP-62-09



obr. 3.5.

Výsledky řešení jsou uvedeny v tabulce 3.8.

tab. 3.8.

čís. členu n	1			2			3		
	g [m]	$10^3 R_{n2}$ [kg]	$10^3 M$ [kgm]	g [m]	$10^3 R_{n2}$ [kg]	$10^3 M$ [kgm]	g [m]	$10^3 R_{n2}$ [kg]	$10^3 M$ [kgm]
2	0,0555	78,8	4,37	0,0168	48,8	-0,82	0,053	42,6	-2,26
3	0,0505	175,0	8,84	0,0415	42,0	1,745	0,048	158,0	-7,58
4	0,0479	1130,0	54,0	0,056	430,0	24,1	0,0454	1394,0	-63,4

$\Sigma M = 67,21$

$\Sigma M = 25,025$

$\Sigma M = -73,24$

čís. členu n	4			5			6		
	g [m]	$10^3 R_{n2}$ [kg]	$10^3 M$ [kgm]	g [m]	$10^3 R_{n2}$ [kg]	$10^3 M$ [kgm]	g [m]	$10^3 R_{n2}$ [kg]	$10^3 M$ [kgm]
2	0,0538	52,0	2,8	0,0138	61,0	0,84	0,0529	88,3	-4,66
3	0,0364	210,0	7,65	0,027	210,0	5,67	0,0565	198,0	-11,18
4	0,029	328,0	9,5	0,026	1775,0	46,1	0,0557	1520,0	-84,6

$\Sigma M = 19,95$

$\Sigma M = 52,61$

$\Sigma M = -100,44$

3.2.2. Dynamické řešení vzhledem k prostoru 5.

Hmoty členů 2 a 3 jsou proti hmotě členu 4 zanedbatelné. Budu uvažovat jen hmotu m_4 .

Člen 4 koná vzhledem k pracovnímu stolu rotační pohyb. Pracovní stůl koná rotační pohyb vzhledem k základnímu prostoru. Jde o dva současně rot. pohyby kolem mimoběžných os. Pohybům přísluší vektory $\omega_{41} \epsilon_{41}$ na ose O_{41} a $\omega_{15} \epsilon_{15}$ na ose O_{15} .

Kinematické veličiny libovolného bodu „K“ členu 4.

Na ose O_{41} zvolme bod A, na ose O_{15} bod B.

$$\vec{r} = \vec{r}_1 + \vec{r}_4$$

Vztah budeme derivovat podle času. Při derivování použijeme vztahu udávajícího souvislost mezi derivacemi vektoru R v různých prostorech (m, n) :

$$\left[\frac{d\vec{R}}{dt} \right]_n = \left[\frac{d\vec{R}}{dt} \right]_m + \vec{\omega}_{mn} \times \vec{R}$$

(odvození: J. Šrajtr: Dynamika str. 330)

Poznámka: označení $[]_n$ udává, že jde o derivaci v prostoru „n“.

Prvá derivace:

$$\left[\frac{d\vec{r}}{dt} \right]_5 = \left[\frac{d\vec{r}_1}{dt} \right]_5 + \left[\frac{d\vec{r}_4}{dt} \right]_5$$

$$\left[\frac{d\vec{r}}{dt} \right]_5 = \vec{v}_{45}$$

$$\left[\frac{d\vec{r}_1}{dt} \right]_5 = \vec{v}_{15A} = \vec{\omega}_{15} \times \vec{r}_1$$

$$\left[\frac{d\vec{r}_4}{dt} \right]_5 = \left[\frac{d\vec{r}_4}{dt} \right]_1 + \vec{\omega}_{15} \times \vec{r}_4 = \vec{v}_{41} + \vec{\omega}_{15} \times \vec{r}_4$$

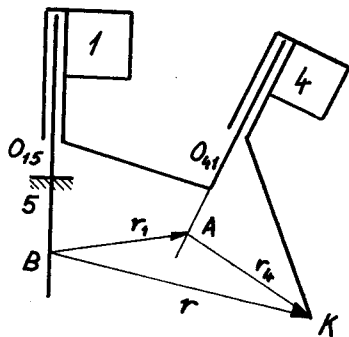
$$\vec{v}_{45} = \vec{\omega}_{15} \times \vec{r}_1 + \vec{v}_{41} + \vec{\omega}_{15} \times \vec{r}_4 = \vec{v}_{41} + \vec{v}_{15}$$

Druhá derivace:

$$\left[\frac{d\vec{v}_{45}}{dt} \right]_5 = \left[\frac{d\vec{v}_{41}}{dt} \right]_5 + \left[\frac{d\vec{v}_{15}}{dt} \right]_5$$

$$\left[\frac{d\vec{v}_{45}}{dt} \right]_5 = \vec{a}_{45}$$

$$\left[\frac{d\vec{v}_{41}}{dt} \right]_5 = \left[\frac{d\vec{v}_{41}}{dt} \right]_1 + \vec{\omega}_{15} \times \vec{v}_{41} = \vec{a}_{41} + \vec{\omega}_{15} \times \vec{v}_{41}$$



obr. 3.6.

$$\begin{aligned} \left[\frac{d\bar{v}_{15}}{dt} \right]_S &= \left[\frac{d(\bar{\omega}_{15} \times \bar{r})}{dt} \right]_S = \left[\frac{d\bar{\omega}_{15}}{dt} \right]_S \times \bar{r} + \bar{\omega}_{15} \times \left[\frac{d\bar{r}}{dt} \right]_S = \bar{\epsilon}_{15} \times \bar{r} + \bar{\omega}_{15} \times \bar{v}_{45} = \\ &= \bar{\epsilon}_{15} \times \bar{r} + \bar{\omega}_{15} \times (\bar{v}_{41} + \bar{v}_{15}) \end{aligned}$$

$$\bar{a}_{45} = \bar{a}_{41} + \bar{\omega}_{15} \times \bar{v}_{15} + \bar{\epsilon}_{15} \times \bar{r} + 2\bar{\omega}_{15} \times \bar{v}_{41} = \bar{a}_{41} + \bar{a}_{15} + 2\bar{\omega}_{15} \times \bar{v}_{41} = \bar{a}_{41} + \bar{a}_{15} + \bar{a}_c$$

Dynamické účinky členu 4:

Druhotný pohyb: Jde o rovinný případ rotujícího tělesa. (Těleso je souměrné k rovině \perp na osu otáčení.) Nahrazení doplňkových sil provedeme v soustavě ξ, η, ζ (dle obr. 3.7.)

$$O_{41} = m_4 \omega_{41}^2 r_1$$

$$T_{41} = m_4 \epsilon_{41} r_1$$

$$M_\xi = -I_\xi \epsilon_{41}$$

Toto řešení je provedeno pro 6 polh na výkresech DP-62-07

DP-62-08

DP-62-09

Unášivý pohyb: Jde o prostorový případ. Nahrazení doplňkových sil provedeme v soustavě x, y, z (dle obr. 3.7.)

$$O_{15} = m_4 \omega_{15}^2 r_5$$

$$T_{15} = m_4 \epsilon_{15} r_5$$

$$M_x = -J_x \epsilon_{15}$$

$$M_z = -\omega_{15}^2 C_z$$

$$M_y = \epsilon_{15} C_z$$

J_x ... moment setrvačnosti k ose x

C_z ... deviační moment pro osu z

Výsledné účinky doplňkových Coriolisových sil:

Libovolnému bodu M_i členu 4 přísluší

$$D_{ci} = 2 m_i \omega_{15} \omega_{41} v_{41} \sin \psi_i$$

kde ψ_i je úhel mezi rychlostí v_{41} a osou O_{15} (jde o vektorový součin

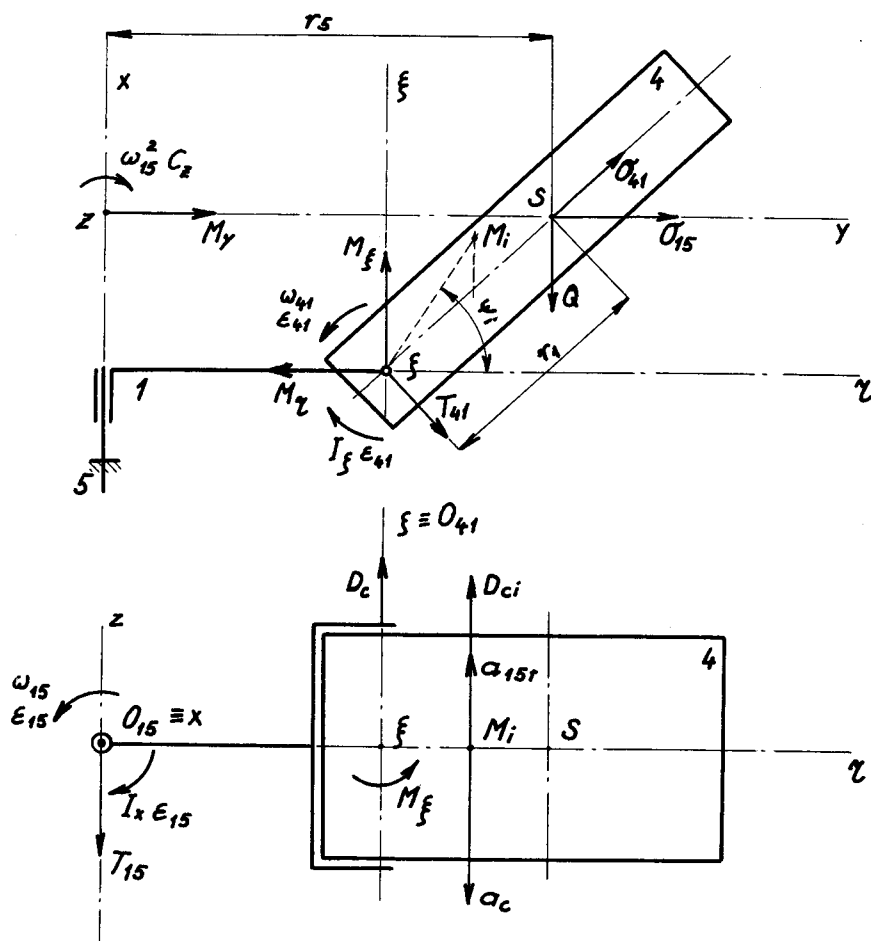
$$\bar{a}_c = 2 \bar{\omega}_{15} \times \bar{v}_{41})$$

$$D_c = 2 m_4 \omega_{15} \omega_{41} \xi_5$$

$$M_\xi = 2 \omega_{15} \omega_{41} \sum m_i \xi_i \eta_i = 2 \omega_{15} \omega_{41} C_\xi$$

$$M_\eta = -2 \omega_{15} \omega_{41} \sum m_i \xi_i^2 = -2 \omega_{15} \omega_{41} I_{\eta\xi}$$

$I_{\eta\xi}$... rovinný moment setrvačnosti k rovině $\eta\xi$.



obr. 3.7.

Toto řešení provedu pro nejnepříznivější polohy vzhledem k oběma pohybům (unášivému a druhotnému). Pro síly v radiálním směru vzhledem ke stolu jsou to polohy 3 a 5. Pro síly v tangenciálním směru jde o polohu 2. Doplňkové dvojice pro nahrazení v těžišti vycházejí malé, proto výsledně nahrazení dáme do těžiště. Vypočtené hodnoty pro radiální směr jsou v tab. 3.9.

tab. 3.9.

Poloha	m_4 [kgs/m]	ω_{15} [1/s]	r_s [mm]	σ_{15} [kg]	Q [kg]
3	$17,9 \cdot 10^{-3}$	3,57	412,0	$94,0 \cdot 10^{-3}$	$176,0 \cdot 10^{-3}$
5	$17,9 \cdot 10^{-3}$	5,05	419,0	$191,0 \cdot 10^{-3}$	$176,0 \cdot 10^{-3}$

Velikost sil v tangenciálním směru pro polohu 2: $T_{15} = 0,196 \text{ kg}$

$$D_c = 0,256 \text{ kg}$$

Výsledné reakce v kloubech od unášivého i druhotného pohybu jsou zjišťovány graficky na výkrese č. DP-62-10. Hodnoty reakcí jsou uvedeny v tab. 3.10.

tab. 3.10.

Poloha	R'_{12} [kg]	R'_{32} [kg]	R'_{24} [kg]	R'_{16} [kg]
3	1,97	1,92	1,82	1,67
5	2,37	2,32	2,1	1,22

3.3. Statické řešení hřebene v rovině proložené osou hřebene a rovnoběžné s osou otáčení O_{15} . Uvažujeme posivní odpory.

Maximální hnací moment na ozubeném segmentu je $M_{max} = 100 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}$,
& roztečné kružnice je $D = 44 \text{ mm}$

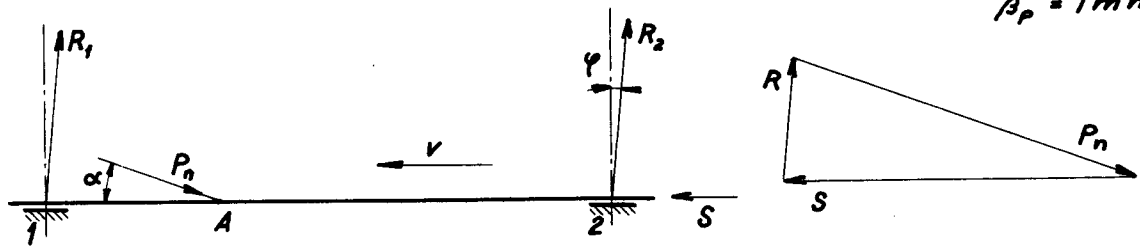
$$P_t = \frac{M}{r} = \frac{100 \cdot 10^{-3}}{0,022} = 4,55 \text{ kg}$$

Záběrový φ je normalisován $\alpha = 20^\circ$

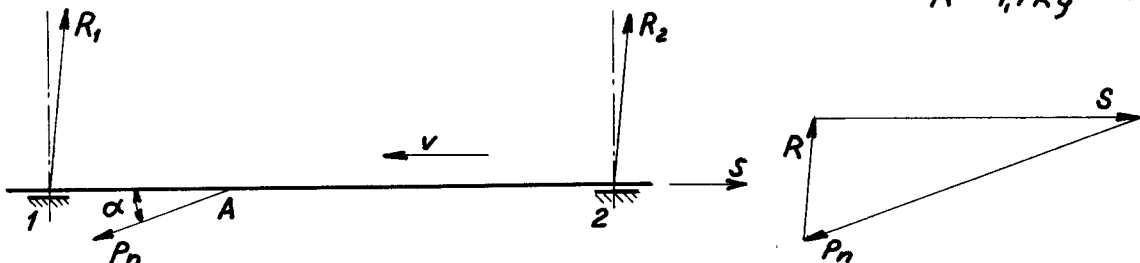
$$P_n = \frac{P_t}{\cos 20^\circ} = \frac{4,55}{0,939} = 4,85 \text{ kg}$$

koefficient tření $f = 0,1$ pro klid
0,05 pro pohyb

Pro kladné M



Pro záporné M



obr. 3.8

Hřeben se stále opírá o spodní část uložení.

4. Zhodnocení.

Dávkovací zařízení vychází zdánlivě komplikované. Je to způsobeno obtížemi, vyplývajícími z nepravdělného tvaru knoflíků. Vzhledem k velkému výkonu a přesnosti odměřených dávek, jež se dá očekávat, je toto zařízení velmi výhodné.

Balící zařízení je komplikováno problémem nasazování vík. Tato operace pro zajištění spolehlivého chodu si vyžádala použití šesti stejných mechanismů upevněných na pracovním stole.

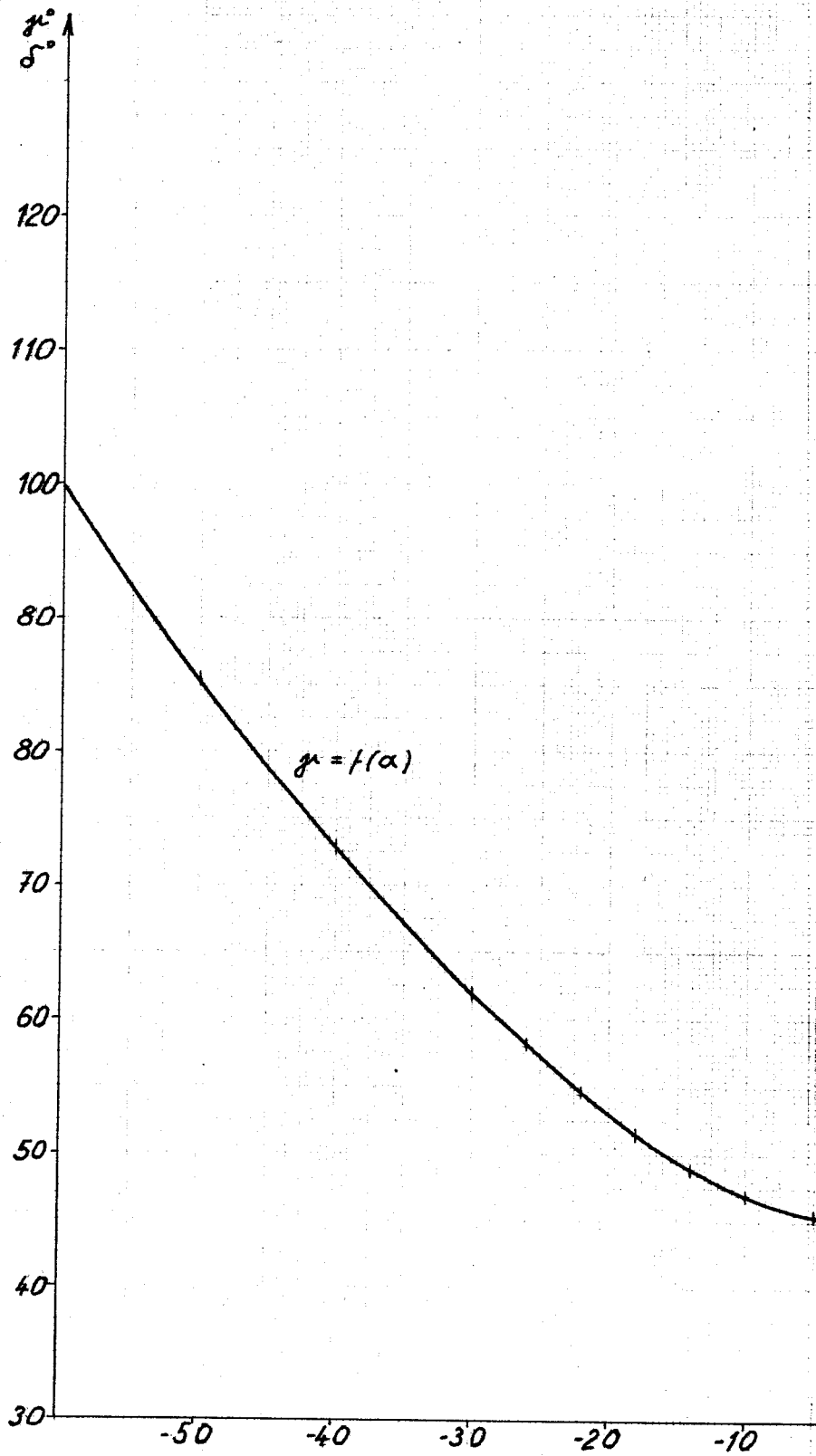
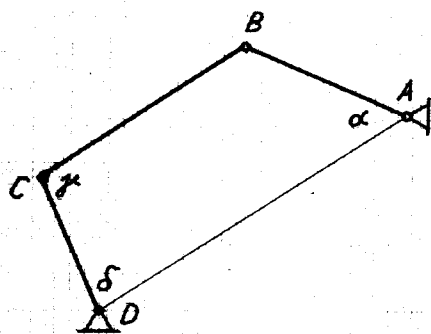
Další obtíž vzniká v souvislosti se skladováním obalového materiálu, t. j. lepenkových krabic. To se projevuje též velkými rozměry zásobníku krabic na balícím automatu. Krabice je nutno do zásobníku neustále doplňovat. Proto je třeba dvou pracovních sil na obsluhu automatu. Tím nebude splněna předpokládaná úspora pracovních sil.

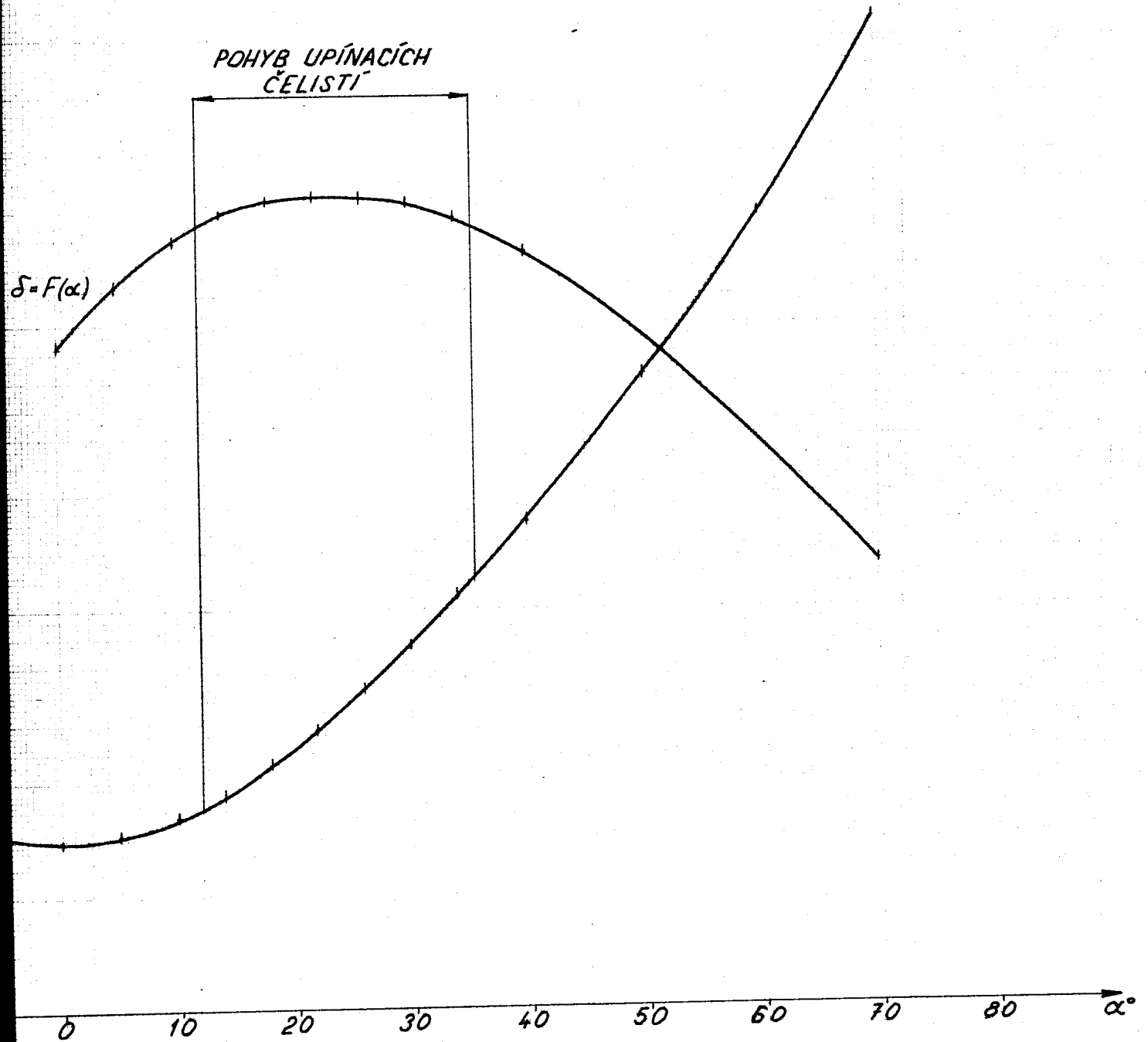
Konstrukce balícího zařízení je složitá vzhledem k tomu, že řeší ~~vázání-nebo-lepení-krabic~~ pouze nasypávání knoflíků do krabic a zavření víka. Je třeba ještě řešit ~~vázání~~ nebo ~~lepení~~ krabic. V tom případě se dá odhadnout, že zařízení vyjde ~~XX~~-ztrátové.

Ukazuje se nejvhodnější způsob řešení tohoto problému: Vyyinout vlastní odměřovací zařízení. K tomuto zařízení vyrobit balící automat již používaný v některém jiném odvětví. Tím se ušetří náklady na vývoj tohoto zařízení. Je to důležité z toho důvodu, že balící automaty jsou složitá zařízení. Tomu by nejlépe vyhovovalo použít balících automatů z termoplastickými materiály jako obal. Dobrou skladovatelnost a možnost přepravy zajistit zavedením paletizace. Uvedený způsob je výhodný i vzhledem k požadovaným dávkám různé velikosti. Jeden balíček by činil jednotku dávky. Tím by odpadly i potíže s balením různě velkých dávek.

VYŠETŘENÍ RELAT

mod: $\beta_{\gamma} = 2 \text{ mm}$
 $\beta_{\delta} = 2 \text{ mm}$
 $\beta_{\alpha} = 2 \text{ mm}$



OVNÍHO POHYBU.

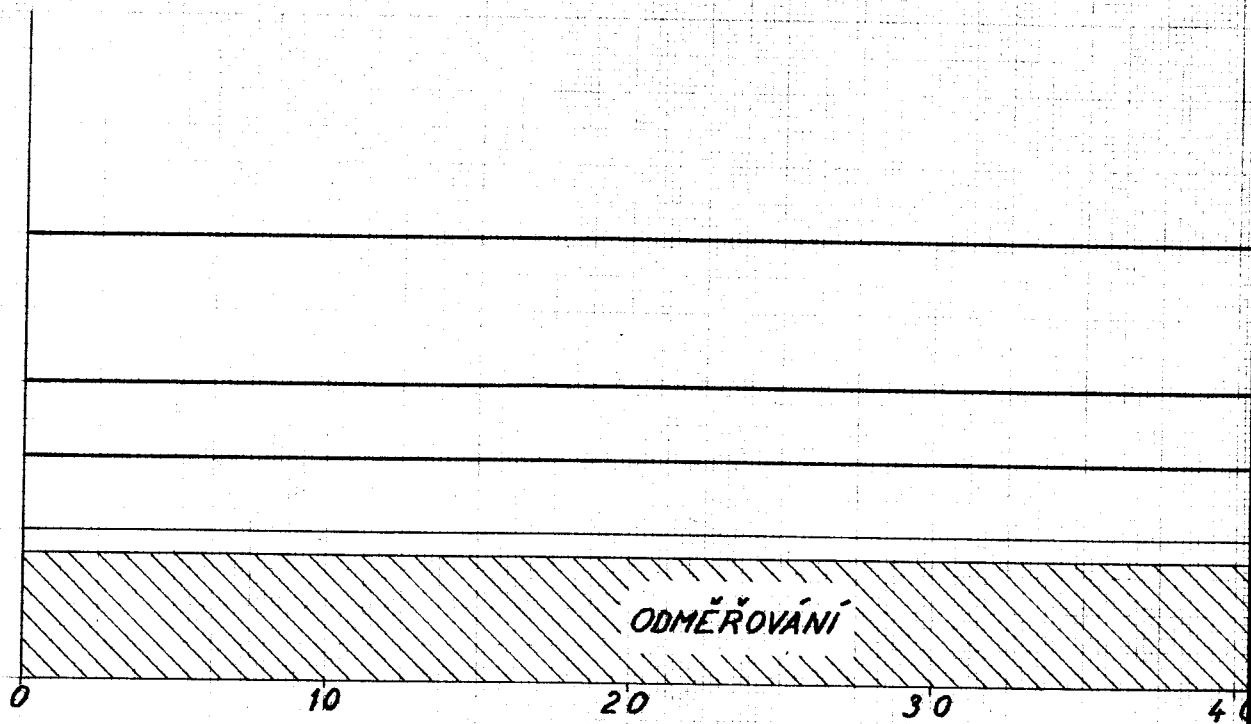
CYKLOGRAM MECHANISMŮ VAZBY DÁVKO

PRACOVNÍ
STŮL

POJIŠTĚNÍ
POLOHY
STOLU

JEDNOTAČ.
SPOJKA

ODMĚRNÁ
DESKA



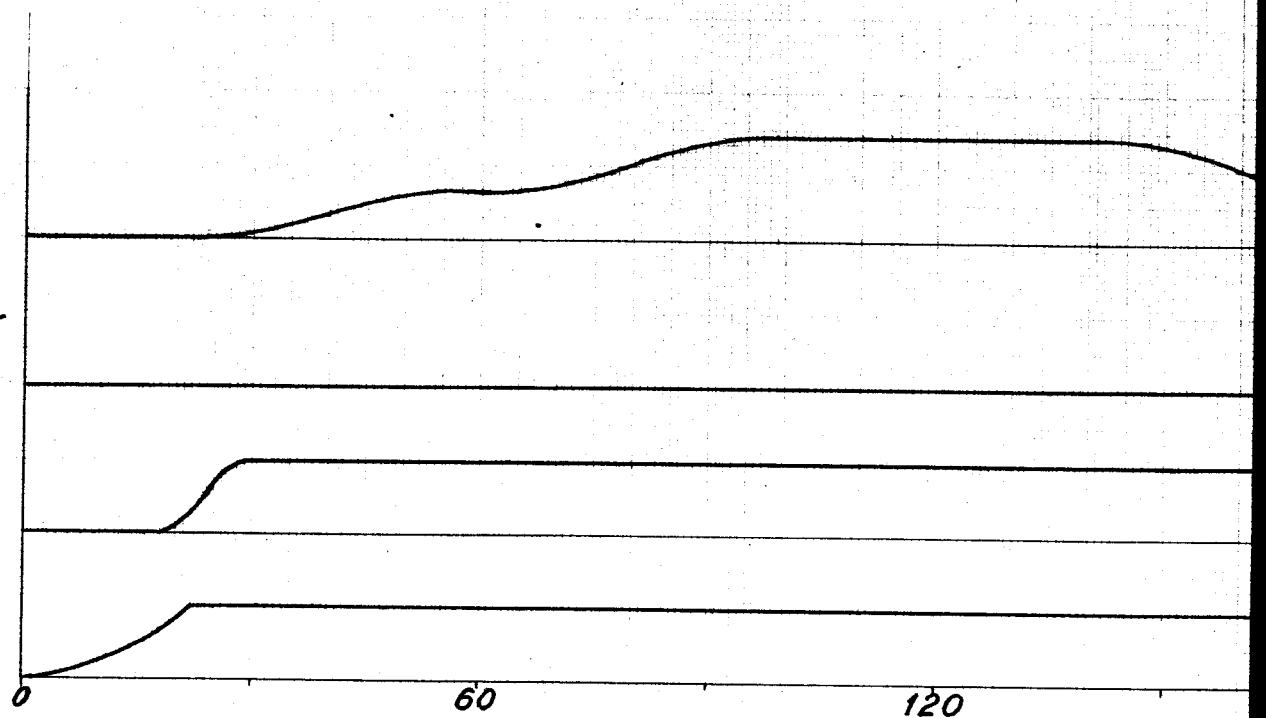
CYKLOGRAM MECHANISMŮ PRACOVNÍHO ST

MECH.
ZAVÍRÁNÍ
KRABIC

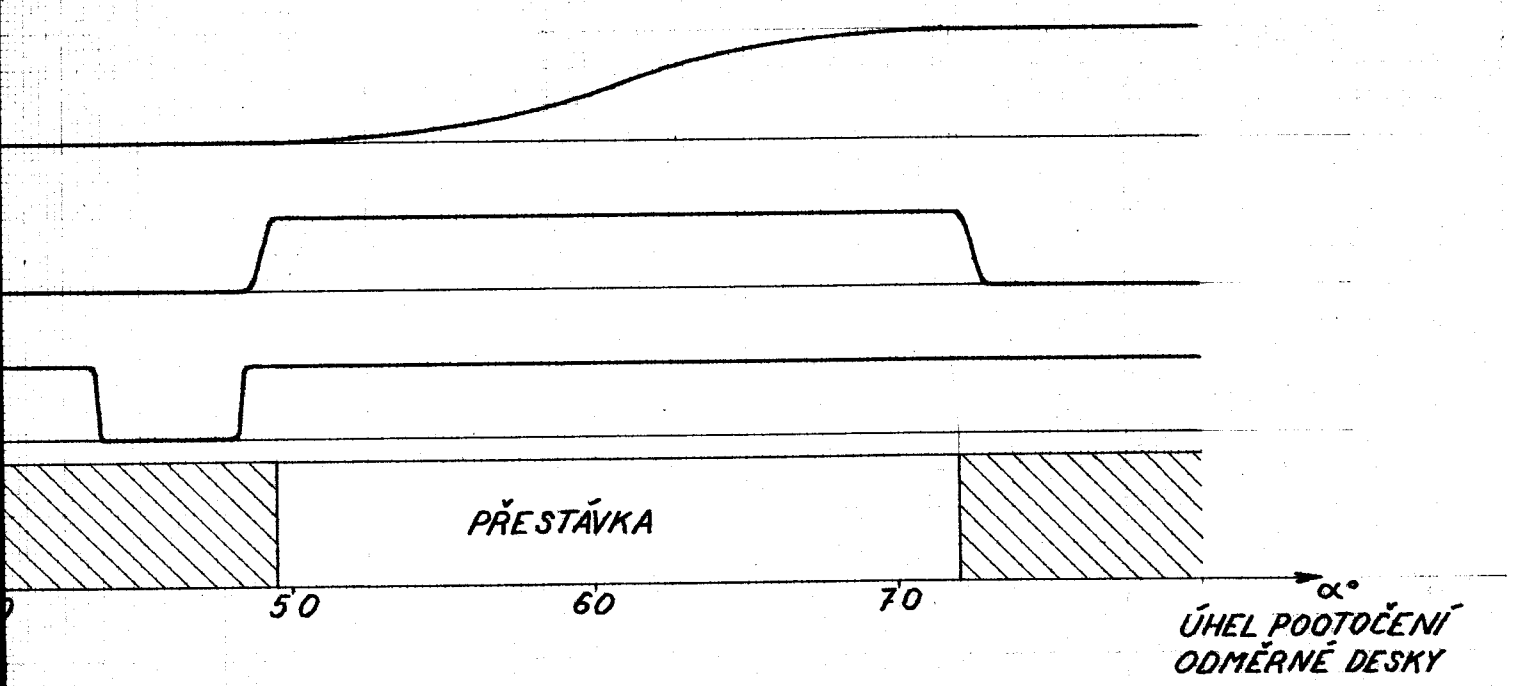
POJIŠŤOVACÍ
LIŠŤA

UPÍNÁNÍ
KRABICE

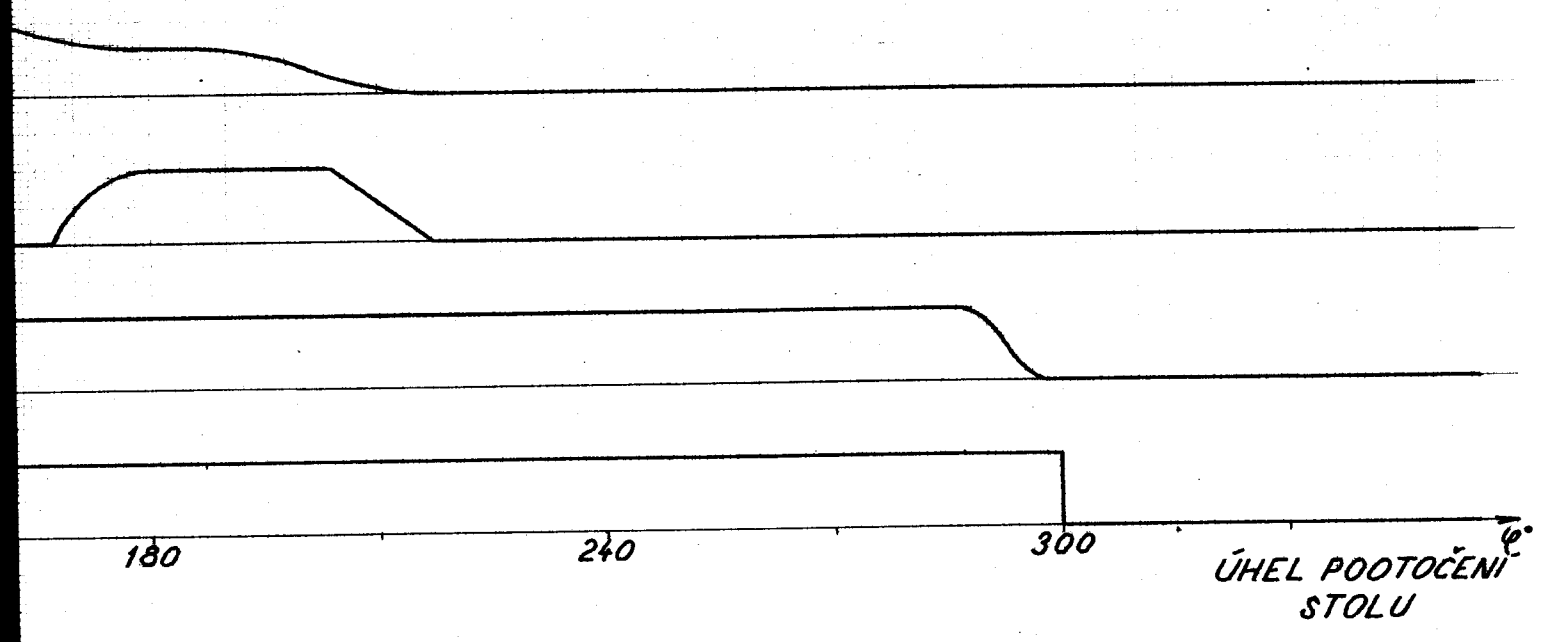
VYSOUVÁNÍ
KRABICE



YÁNÍ A BALENÍ.



OLU.



1	Kruh.tyč Ø 10x124	ČSN 425510	11600.6	11600.0					28
6	Kruh.tyč Ø 14x9	ČSN 428611	423012.2						27
2	Páka	skupina							26
4	Kroužek 7	ČSN 022929.0							25
8	Trubka 14x3x1	ČSN 425715	11321.0						24
1	Kruh.tyč Ø 10x50	ČSN 425510	11600.6	11600.0					23
1	2,5x6x132		Polyuretan						22
1	15x18x116		Polyuretan						21
2	Páka	skupina							20
3	Kruh.tyč Ø 4x4	ČSN 426510	11340.1						19
3	Kruh.tyč Ø 4x4	ČSN 426510	11340.1						18
2	Kruh tyč Ø 14x20	ČSN 425510	11600.6	11600.0					17
2	Kruh.tyč Ø 14x10	ČSN 428611	423012.2						16
2	Žátka 15x20x6		silon						15
6	Šroub M 17x3	ČSN 021185							14
4	Kruh.tyč Ø 7x6	ČSN 428611	423012.2						13
2	Kruh.tyč Ø 3,4x103	ČSN 426510	12050.6	12050.0					12
4	10x7x4		Plst						11
2	Páka	skupina							10
2	Drát Ø 0,5x190	ČSN 426510	12090						9
1	Rámeček	skupina							8
2	Kruh.tyč Ø 40x8	ČSN 425510	11340.0						7
6	Šroub M4x10	ČSN 021154							6
2	Kroužek 6	ČSN 022929.0							5
2	Ložisko EL8	ČSN 024634							4
8	plech 0,5x20x20	ČSN 425301.2	10343.1						3
1	kruh.tyč Ø 14x146	ČSN 425510	11600.6	11600.0					2
1	Rám	skupina							1

Nač. číslo	Název - Rozměr	Polotovar	Výkres	Mater. východ	ks	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
---------------	----------------	-----------	--------	---------------	----	---------	----------	---------------	------

Poznámka: Celková čistá váha kg

Měřítko	Kreslí <i>J. Frajt</i>	Schválil Dne <i>23.IX.1962</i>	Č. snímku	Z M E N A	Datum	Podpis	Index, změny
	Přezkoušel						
	Norm. ref.						
	Výz. projedn.						

ODĚVNÍ PRŮMYSL národní podnik PROSTĚJOV Výzkumné pracoviště	Typ	Skupina	Starý výkres	Nový výkres
	Název	AUTOMAT NA POČÍTÁNÍ KNOFLIKŮ		
	Výkres sestavy	DP-62-03		
	Počet listů			List

1	Kruh. tyč Ø 8x4	ČSN 426510	11340.1							46
1	Hlavice M6	ČSN 027451								45
1	Matice M10x1	ČSN 021403								44
1	Podložka 10,5	ČSN 021751								43
1	Trubka 20x4x1	ČSN 425715	11321.0							42
1	Kruh. tyč Ø 22x7	ČSN 425510	11600.6	11600.0						41
1	Kruh. tyč Ø 18x9	ČSN 428611	423012.2							40
1	Kruh. tyč Ø 18x32	ČSN 425510	11600.6	11600.0						39
2	Pouzdro 18x16	ČSN 023450	07							38
1	Šroub M3x7	ČSN 021103								37
1	Kruh. tyč Ø 22x14	ČSN 425510	11600.0							36
1	Kruh. tyč Ø 19x195	ČSN 425510	12050.6	12050.2						35
1	Kruh. tyč Ø 50x18	ČSN 425510	11500.1						DP-62-04	34
1	Šroub M4x18	ČSN 021131								33
1	Pero 4x4x14	ČSN 022562								32
1	Drát Ø 0,5x100	ČSN 426403								31
2	Šroub M5x10	ČSN 021134								30

1	Páka	skupina								29
---	------	---------	--	--	--	--	--	--	--	----

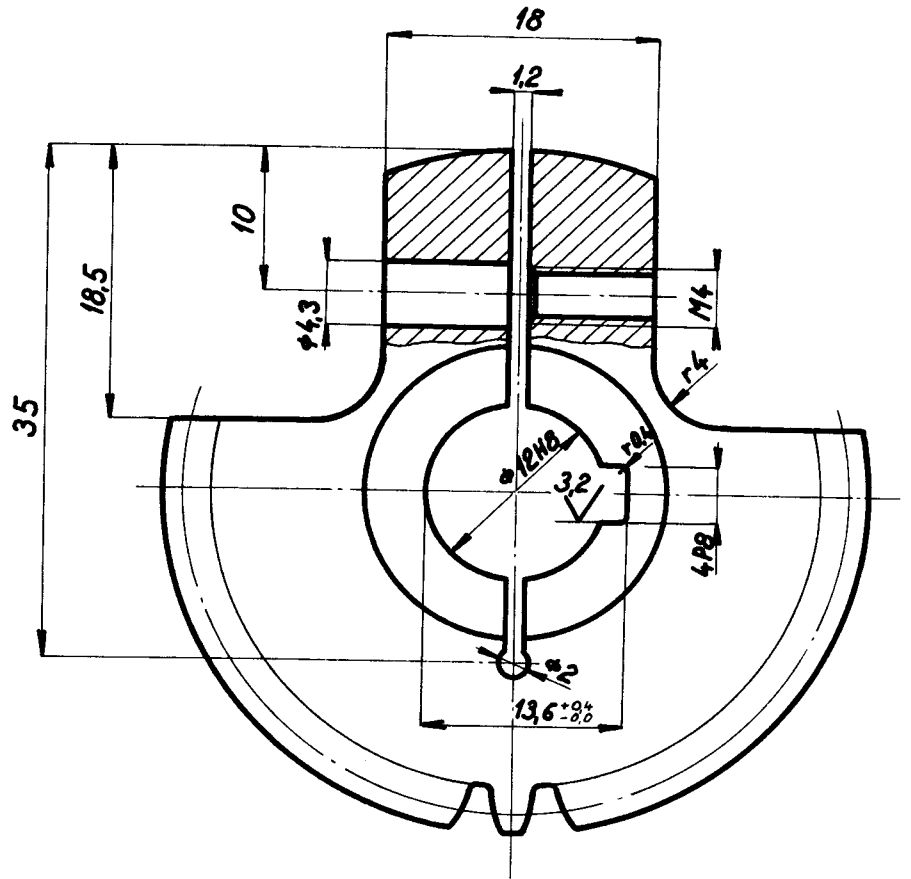
Pos.	Číslo výkresu	Hr. váha	Č. váha	ks	Mater. výchozí	Výkres	Polotovár	Název - Rozměr	Číslo
------	---------------	----------	---------	----	----------------	--------	-----------	----------------	-------

Poznámka					Celková čistá váha kg				
Měřítko	Kreslil	J. Fraj	Č. snímku						
	Přezkoušel								
	Norm. ref.								
	Vyr. projedn.	Schválil	Č. transp.						
		Dne 23.IX.1962							

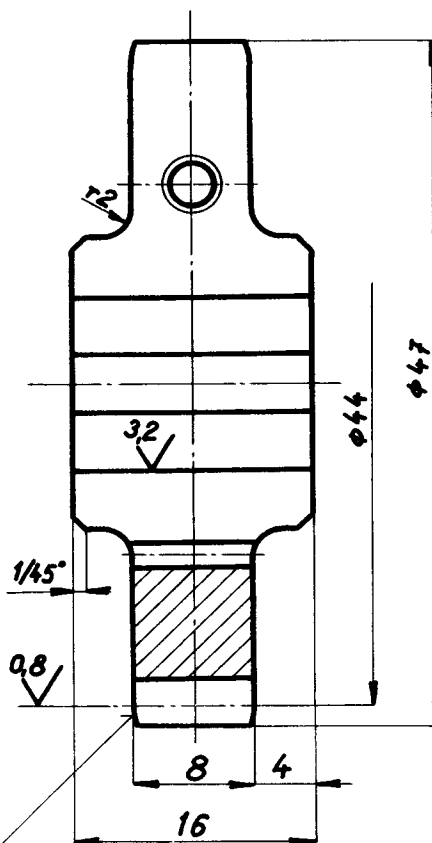
ODĚVNÍ PRŮMYSL národní podnik PROSTĚJOV Výzkumné pracoviště	Typ	Skupina	Starý výkres	Nový výkres
	Název	Výkres sestavy		
	AUTOMAT NA POČÍTÁNÍ KNOFLIKŮ	DP-62-03		
	Počet listů			List

EVOLVENTNI

№ 11500.1
153
29
1,5
20°



25 [0,8 32]



ZAOBLIT

1	OZUBENÝ SEGMENT KRUH. TYC $\phi 50 \times 18$	CŠN 425510	11500.1					DP-62-03	34
Počet kusů	Název — Rozměr	Polotovary	Mater. konečný	Mater. výchozí	Třída odpadů	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
Poznámka				Celková čistá váha kg					
Měřítko	Kreslil <i>J. Frajt</i>		Č. snímku	Změna			Datum	Podpis	Index. změny
2:1	Přezkoušel								
	Norm. ref.								
	Vyr. projedn.	Schválil	Č. transp.						
		Dne 18.IX.1962							
ODĚVNÍ PRŮMYSL národní podnik PROSTĚJOV Výzkumné pracoviště	Typ	Skupina		Starý výkres	Nový výkres				
	Název	SEGMENT		Výkres sestavy					
				DP-62-04					
				Počet listů					List