

# Návrh nožního ovládní dávkovače

Martin Zehnal

---

Bakalářská práce  
2006



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2005/2006

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Martin ZEHNAL**

Studijní program: **B 3909 Procesní inženýrství**

Studijní obor: **Technologická zařízení**

Téma práce: **Návrh nožního ovládání dávkovače**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii na dané téma
2. Navrhněte nožní ovládání dávkovače
3. Vypracujte kompletní výrobní dokumentaci

Rozsah práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

**Firemní literatura Galena Opava**

**Firemní literatura Pentisol revision products**

**Volek,F.:Základy konstruování a části strojů II,ES UTB,2003**

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.**  
Ústav výrobního inženýrství

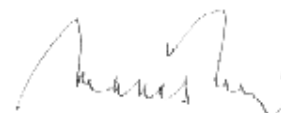
Datum zadání bakalářské práce: **14. února 2006**

Termín odevzdání bakalářské práce: **13. června 2006**

Ve Zlině dne 20. ledna 2006



prof. Ing. Josef Šimoník, CSc.  
*děkan*



doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.  
*ředitel ústavu*

## **ABSTRAKT**

Práce se zabývá návrhem mechanismu nožního dávkovače. Teoretická část obsahuje přehled všech základních druhů mechanismů včetně jejich výhod a použití. V praktické části je uveden postup návrhu nožního dávkovače spolu s pevnostními výpočty a volbou vhodného materiálu. Návrh je podložen výkresovou dokumentací, která je obsažena v příloze této práce.

Klíčová slova: Dávkovač, mechanismus, návrh, konstrukce

## **ABSTRACT**

This work deals with design of the foot dosing machine. Theoretical part contain review of the basic kind of mechanism including their advantages and applications. In the sensible part is introduced advance of design of the foot dosing machine with strength calculations and selecting suitable material. Supplement of this work contain drawing documentation of the design.

Keywords: Dosing machine, mechanism, design, construction

Tímto děkuji panu doc.Ing. Miroslavu Maňasovi, Csc. za jeho rady, náměty a inspirující vedení mé bakalářské práce.

Souhlasím s tím, že s výsledky mé práce může být naloženo podle uvážení vedoucího bakalářské práce a ředitele ústavu. V případě publikace budu uveden jako spoluautor. Prohlašuji, že jsem na celé bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval.

Ve Zlíně, 30.5.2006

---

podpis

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>8</b>
<b>I. TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>9</b>
<b>1. MECHANISMY</b> .....	<b>10</b>
1.1 KINEMATICKÉ MECHANISMY .....	10
1.1.1 Části kinematických mechanismů .....	11
1.1.2 Šroubové mechanismy .....	12
1.1.3 Klínový mechanismus .....	14
1.1.4 Pákové mechanismy .....	15
1.1.5 Kloubové mechanismy .....	15
1.1.6 Klikový mechanismus .....	16
1.1.7 Kulisové mechanismy .....	20
1.1.8 Mechanismy s přerušovaným pohybem .....	21
1.2 HYDRAULICKÉ MECHANISMY .....	22
1.2.1 Generátory hydraulické energie .....	23
1.2.3 Prvky pro řízení tlaku .....	25
1.2.4 Prvky pro řízení průtoku tekutiny .....	26
1.2.5 Prvky pro hrazení průtoku a rozvod tekutiny .....	26
1.3 PNEUMATICKÉ MECHANISMY .....	27
1.3.1 Prvky pneumatických mechanismů .....	28
<b>II. PRAKTICKÁ ČÁST</b> .....	<b>29</b>
<b>2. NÁVRH MECHANISMU DÁVKOVAČE</b> .....	<b>30</b>
2.1 NÁVRH MECHANISMU .....	31
2.1.1 Rozměry .....	31
2.1.2 Silové poměry .....	32
2.1.3 Zdvihy .....	32
2.2 NÁVRH JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ MECHANISMU .....	33
2.2.1 Hlavní tyč .....	33
2.2.2 Vedlejší tyč .....	34
2.2.3 Tlačná tyč .....	34
2.2.4 Kloubové spojení .....	35
2.2.5 Pedál .....	35
2.2.6 Držák .....	36
2.2.7 Vodítko .....	37

2.3	VOLBA MATERIÁLŮ.....	37
2.4	PEVNOSTNÍ VÝPOČTY.....	38
2.4.1	Vedlejší tyč.....	38
2.4.2	Kolík.....	38
2.4.3	Držák.....	39
<b>3.</b>	<b>KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ.....</b>	<b>40</b>
3.1	VARIANTA A.....	40
3.1.1	Hlavní kryt.....	40
3.1.2	Vedlejší kryt.....	42
3.2	VARIANTA B.....	43
3.2.1	Nosná konstrukce.....	43
3.2.2	Kryt.....	44
	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>45</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>	<b>46</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....</b>	<b>47</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ.....</b>	<b>48</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>49</b>

## ÚVOD

Důvod konstrukce nožního dávkovacího zařízení je dán přísnými normami hygieny ve zdravotnictví, potravinářství i v jiných zařízeních. Jde vlastně o mechanismus nahrazující ruční dávkování. Tím se odstraní nežádoucí styk rukou s dávkovačem např. dezinfekce, což zvýší ochranu proti bakteriím.

Využitelnost tohoto dávkovacího zařízení však není jen ve výše uvedených institucích. I obyčejné dávkování mýdla na toaletách ovládané nohou je pohodlnější a hygieničtější než ruční.

Při konstrukci dávkovače je potřeba dbát na jednoduchou manipulaci a snadnou výměnu náplně. Jednoduchost a snadná obsluha by měli být hlavními znaky tohoto zařízení. Při návrhu se musí dbát také na volbu vhodného materiálu. Ten musí splňovat všechny pevnostní podmínky a zároveň být levný, protože o hospodárnost jde především.

Při konstrukci je možné využít tři základní druhy mechanismů – kinematický, pneumatický a hydraulický. Během bakalářské práce se budu seznamovat s výhodami a nevýhodami jednotlivých mechanismů, na jejichž základě navrhnu přesnou konstrukci dávkovače.

Velkou roli ve volbě mechanismu budou hrát pevnostní výpočty a cena jednotlivých prvků mechanismů.



## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

## 1. MECHANISMY

Mechanismy jsou funkční celky v hnacím systému. Mají přeměnit a přenést energii dodávanou motorem na pracovní orgány tak, aby mohly pracovat podle stanoveného programu. Přeměna a přenos se dějí podle závislosti dané kinematickými rozměry členů.

### 1.1 Kinematické mechanismy

Kinematický mechanismus je soustava těles, která jsou navzájem určitým způsobem spojena v jeden celek a vykonávají předem určené pohyby. Moderní výkonné stroje vyžadují, aby jejich mechanismy byly konstruovány jednoduše, s malou hmotností, dobrou účinností a dlouhou životností. (1)

Výhody kinematických mechanismů:

1. Možnost dosažení značných rychlostních a silových převodů jednoduchými a spolehlivými mechanickými prostředky
2. Malá náročnost na výrobu
3. Necitlivost na změnu teploty
4. Nevyžaduje se zařízení na výrobu tlaku pracovní látky a pro její rozvod

Nevýhody kinematických mechanismů:

1. Velká hmotnost
2. Značné setrvačné síly
3. Nevyvážené hmoty
4. Velké tření
5. Zpravidla nelze měnit rychlost buď vůbec, nebo je plynulá změna rychlosti možná jen v malém rozsahu.
6. Chod nebývá klidný a tichý
7. Nebývá pojištění proti přetížení

### 1.1.1 Části kinematických mechanismů

#### a) Členy mechanismů

Členem mechanismu se nazývá množina nepohyblivě spojených částí mechanismu.

Jednotlivé členy jsou navzájem spojeny pohyblivě. Členy v mechanismu a stroji slouží k přenosu pohybu a sil od jednoho členu k druhému. Členy mechanismu musí být dostatečně tuhé, aby je působící síly nedeformovaly. Je-li stroj vystaven rázovým zatížením, musí být členy do určité míry pružné, čímž se zabezpečí tlumení rázových sil a členy stroje se chrání před poškozením. Pružné členy s omezenou tuhostí se používají také tehdy, je-li nutné chránit stroj před chvěním a kmitáním.

Jako ohebné členy se používají lana, řemeny, dráty a všechny druhy řetězů. Mezi ohebné členy je třeba zařadit i kuličkové mechanismy, u nichž se pohyb a síly přenášejí od jednoho členu k druhému uzavřeným proudem kuliček, které se přemísťují v trubkách nebo v kanálech. Člen mechanismu, který je vzhledem na vztažený prostor nebo rovinu v klidu se nazývá rám. (1)

#### b) Kinematické dvojice

Vzniknou spojením dvou členů, které se mohou navzájem pohybovat. Dva členy se mohou spolu stýkat v množině ploch, čar nebo bodů. Kinematická dvojice jako spojení dvou členů dovoluje určitý počet základních pohybů jednoho členu vůči druhému. Počet těchto možných relativních pohybů je stupeň volnosti  $i$ .

Člen – těleso má v rovině tři, v prostoru šest stupňů volnosti pohybu. Kinematické dvojice mohou odebrat členu v rovině jeden nebo dva, v prostoru jeden až pět stupňů volnosti pohybu, neboť spojení musí být pohyblivé. (1)

#### c) Kinematická schémata

Slouží k usnadnění rozboru mechanismů a k jejich posouzení, a také k dalšímu kinematickému řešení. V těchto schématech nerespektujeme konstrukční tvary jednotlivých členů mechanismu, které znázorňujeme normalizovanými soubory.

V kinematických schématech dodržujeme však geometrické uspořádání, tj. ve zvoleném měřítku vzdálenosti jednotlivých kloubů, úhly natočení klik na společném hřídeli apod.

Jednotlivé členy mechanismu označujeme ve schématech arabskými číslicemi. Číslem 1 obvykle označujeme rám. Číslo posledního členu dává celkový počet členů mechanismu. Hnací členy mechanismu označujeme ve schématech šipkami, jejichž smysl odpovídá smyslu pohybu. (1)

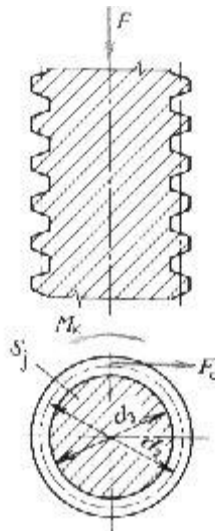
### 1.1.2 Šroubové mechanismy

Je vytvořen pohybovým šroubem a maticí a slouží k přeměně točivého nebo šroubovitého pohybu na posuvný a naopak. Jeho význam ovšem klesá s rozšířením použití tekutinových mechanismů. (1)

#### Materiály a konstrukce

U pohybových šroubů se používá přednostně lichoběžníkový rovnoramenný závit a pouze výjimečně v nečistém provozu s rázovým namáháním závit oblý. Pro jednostranně namáhaná vřetena, např. u automobilových zvedáků, se používá lichoběžníkový závit nerovnoramenný. U mechanismů vyžadujících samosvornost jsou závity jednochodé, u ostatních většinou vícechodé pro zlepšení účinnosti.

Vřetena se obvykle vyrábí z ocelí 11 500 a 11 600, materiál méně namáhaných matic bývá šedá litina, pro vyšší namáhání bronz nebo mosaz. (1)



Obr. 1. Silové poměry na šroubu

**Silové poměry**

Kroutící moment vřetena: 
$$M_k = F_0 \cdot \frac{d_2}{2} \quad (1)$$

Obvodová síla:

1. pro zvedání: 
$$F_{01} = F \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \quad (2)$$

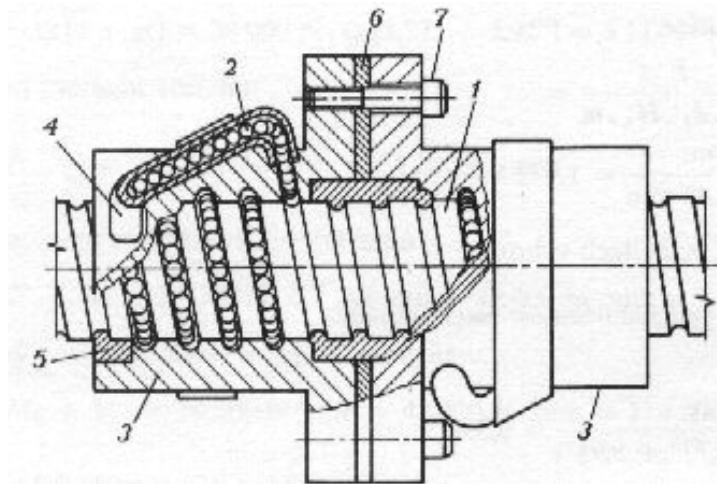
2. pro spouštění: 
$$F_{02} = F \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \varphi') \quad (3)$$

Účinnost :

1. při zvedání: 
$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} \quad (4)$$

2. při spouštění: 
$$\eta_2 = \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi')} \quad (5)$$

Zvýšení přesnosti a účinnosti umožňují mechanismy s kuličkovými šrouby, kde je závit šroubu a matice nahrazen valivými tělisky – kuličkami obíhajícími v uzavřeném kanále (obr.2). (1)

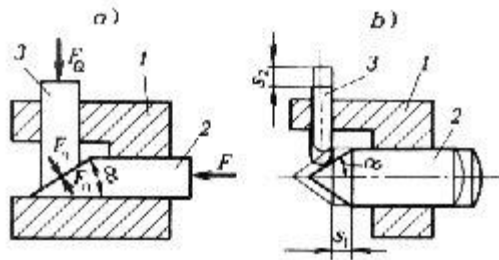


Obr. 2. Kuličkový šroub

1-vřeteno šroubu, 2-oběžné kuličky, 3-matice,  
4-zpětný kanál, 5-stěrač, 6-příložka, 7-spojovací šroub

### 1.1.3 Klínový mechanismus

Na podobném principu jako šroubové mechanismy jsou založeny i klínové mechanismy. Lze jimi pomocí nakloněné roviny přeměňovat pohyb posuvný na posuvný pohyb v jiném směru. (1)



Obr. 3. Silové poměry klínového mechanismu

Síly v mechanismu:

$$F = F_n \cdot \sin \alpha \quad F_Q = F_n \cdot \cos \alpha \quad (6)$$

Poměr sil:

$$\frac{F}{F_Q} = \frac{F_n \cdot \sin \alpha}{F_n \cdot \cos \alpha} = \operatorname{tg} \alpha \quad (7)$$

Poměr se zmenšuje se zmenšujícím se úhlem klínu α.

V přesné mechanice nejde u klínových mechanismů ani tak o silové poměry, jako spíše o převod pohybu. Posunutím hnacího klínu 2 o vzdálenost s<sub>1</sub> se posune hnaná součást 3 o vzdálenost s<sub>2</sub>. Zde platí obrácený vztah než pro síly, tj.

$$\frac{s_2}{s_1} = \frac{F}{F_Q} = \operatorname{tg} \alpha \quad (8)$$

Nedoporučuje se volit α > 45°, protože se pak nevhodně změní třecí poměry a součást 3 se ve vedení snadno vzpříčí.

Příkladem klínového mechanismu s přímým ovládním jsou např. blokovací tlačítka. (1)

#### 1.1.4 Pákové mechanismy

Základem pákových mechanismů je páka, tj. strojní součást otočná na čepu, na níž působí síla  $F$ , takže vznikne točivý moment  $M = F \cdot r$ . Opisuje-li páka poměrně velký úhel pootočení, nazývá se obvykle klika.

Páky slouží k převodu pohybu nebo síly z jednoho hřídele na druhý, tj. ke změně směru, smyslu, popř. velikosti, ale též ke změně točivého pohybu v pohyb přímočarý a naopak.

Páky jako konstrukční prvek nabízejí veliký výběr technologických postupů i volby materiálu. Alternativní návrhy hodnotí technik z hlediska materiálových nákladů, pracnosti, hmotnosti a konečné ceny.

Konstrukce jsou různé podle účelu, velikosti namáhání, nároků na přesnost i podle výrobních hledisek. Páky se vyrábějí ze šedé litiny nebo z oceli na odlitky, ocelové kované, lisované nebo svařované.

Páčky se vyrábějí vstřikovacím litím, nejčastěji však z plechu, v sériové výrobě vystřížením pod lisem, někdy stačí drát. Materiál pro tyto páčky je ocelový (lze zakalit) nebo mosazný (snadná výroba) plech, hliník, různé slitiny, mosazný drát, plasty. (1)

#### 1.1.5 Kloubové mechanismy

Všechny rovinné kloubové mechanismy jsou charakteristické tím, že mají nejméně čtyři tuhé členy, spojené otočnými nebo posuvnými klouby a nejméně jednu nehybnou spojnicí (rám). Body členů opisují při pohybu křivky (trajektorie), které mají podle rozměrů členů a podle polohy bodů různé tvary.

Kloubové mechanismy jsou takové, u nichž se rovnoměrný otáčivý pohyb mění v periodický a opačně. Podle způsobu provedení mechanismu může být rovnoměrný hnací pohyb převeden u hnacího členu, který kýve okolo pevné osy, na pohyb po přímočaré dráze nebo po zakřivené dráze vyššího řádu. Uvedené mechanismy se používají jako převodové nebo vodící, či jejich kombinace.

Kloubové mechanismy jsou součástí nejrozmanitějších strojů, u nás již tradičně vyráběných. Osvědčily se u textilních strojů, zemědělských strojů a chemických aparátů, neboť nejsou náročné na údržbu. Jsou i stavebními prvky přístrojů v přesné mechanice.(1)

Výhody kloubových mechanismů:

1. Výroba členů a kloubů je jednodušší než např. u křivkového kotouče
2. Otočné klouby nevyžadují pečlivou údržbu
3. Mazání i při velkém znečištění nebo korozi není obtížné vzhledem k dobře zakrytým kloubům
4. Kloubové mechanismy mohou oproti jiným používat kluzné klouby, otočné a smykové, mající počet stupňů volnosti  $i=1$  a všeobecně plošný styk.
5. Členy mohou být přestavitelné, takže lze měnit přenášené funkce nebo seřízení
6. Lépe se osvědčují u rychloběžných strojů než např. křivkové mechanismy

Nevýhody kloubových mechanismů:

1. Možnosti použití jsou velmi úzce vázány na jejich vlastnosti
2. Přesnost přenášené funkce nebo vodící dráhy je obvykle malá
3. Vlastnosti mechanismů závisí na počtu a rozměrech členů a na celkovém uspořádání
4. Znalosti a dokumentace o kloubových mechanismech více než 4-členných jsou značně neúplné
5. Požadavek většího počtu uložení v rámu vyžaduje často speciální konstrukční řešení
6. Potřeba místa kloubových mechanismů se dá ze zadání většinou velmi těžko odhadnout

### Čtyřčleny

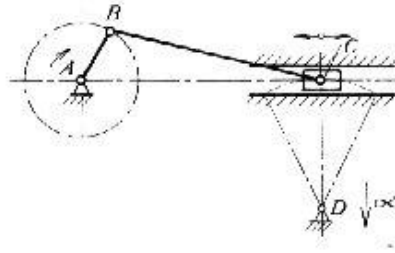
Tak se nazývají jednoduché rovinné čtyřkloubé mechanismy s jedním stupněm volnosti. Jsou nuceně oběžné, tj. určitému postavení hnacího členu jsou jednoznačně přiřazeny polohy všech ostatních členů. (1)

#### 1.1.6 Klikový mechanismus

Jde o zvláštní případ čtyřčlenného kloubového mechanismu. Bude-li vahadlo nekonečně dlouhé, změní se kruhová dráha kloubu C na přímočarou. Prakticky stejného pohybu se dosáhne, je-li kloub C veden posuvně. Tento mechanismus přeměňuje otáčivý pohyb na přímočarý (pístová čerpadla a kompresory), nebo naopak ( spalovací motory).



Klikový mechanismus je důležitým ústrojím všech pístových strojů. Je to ústrojí dosti komplikované, drahé a náročné na údržbu. (1)



Obr. 4. Klikový mechanismus

V praxi bývají dva druhy klikových mechanismů: klikový mechanismus s křížákem, používaný dnes již málo a zkrácený klikový mechanismus, používaný u menších rychloběžných strojů (automobilové spalovací motory). (1)

### Členy klikových mechanismů

#### Písty

Pracovní prostor pístového stroje je vytvořen válcem, víkem válce a posuvnou příčnou stěnou určitého tvaru – pístem. Na píst tlačí u motorů tlak média, píst vykonává posuvný pohyb a přenáší jej na pístní oko ojnice. (1)

Požadavky na píst:

- a) velká pevnost, u tepelných strojů i za tepla a odolnost proti korozi
- b) dobré kluzné vlastnosti i při ztížených podmínkách a odolnost proti otěru a opotřebení
- c) přiměřená tvrdost a přitom uspokojivá vrubová houževnatost
- d) malá hustota; zejména u rychloběžných strojů lehký píst zmenšuje velikost setrvačných sil se všemi důsledky pro vyvážení, zatížení ložisek, ojnice atd.
- e) malá tepelná roztažnost a dobrá tepelná vodivost
- f) dobrá slévateľnost nebo tvárnost
- g) snadná obrobiteľnosť
- h) nízká cena
- i) chemické složení bez deficitních kovů

U trubových pístů kontrolujeme tloušťku dna pístu jako po obvodě vetknutou kruhovou desku zatíženou tlakem ve válci:

$$\sigma_o = \frac{D_1^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot s^2} \leq \sigma_{Do} = 50 \text{ až } 60 \text{ MPa} \quad (9)$$

Dále kontrolujeme tlak mezi pístem a válcem:

$$p = \frac{F_{n \max}}{D \cdot L} \leq p_D = 0,15 \text{ až } 0,45 \text{ MPa} \quad (10)$$

U tepelně namáhaných pístů je nejvíce namáhané dno. Proto je třeba přizpůsobit tvar pístu ve studeném stavu teplotním poměrům při provozních podmínkách. Obvykle u většiny spalovacích motorů vyhovuje povrch pístu ve tvaru dvou souosých kuželů, protínajících se u drážky stíracího kroužku nad pístním čepem. Aby měl píst za tepla požadovaný kruhový tvar, vyrábí se za normální teploty s oválným tvarem. Místo oválného broušení je možno odfrézovat části pístů v okolí ok pístních čepů. (1)

### Pístní čepy

Přenášejí tlak plynů ve válci i setrvačné síly pístu na ojnici. Bývají zpravidla duté, u cementačních ocelí 12 020, 14 220 nebo vyjímečně i 16 520. V poslední době se však používají často pístní čepy indukčně povrchově kalené. (1)

Pístní čep se kontroluje na :

a) na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} = 80 \text{ až } 330 \text{ MPa (dle materiálu)} \quad (11)$$

b) na otláčení v ojničném oku:

$$p_1 = \frac{F_{i \max}}{d \cdot b} \leq p_{D1} = 20 \text{ až } 60 \text{ MPa} \quad (12)$$

c) na otláčení v okách pístu:

$$p_2 = \frac{F_{i \max}}{(1 - e) \cdot d} \leq p_{D2} = 20 \text{ až } 50 \text{ MPa} \quad (13)$$

## Ojnice

Spojuje klikový čep s pístním čepem. Skládá se z dřívku a dvou ojnicích hlav, klikové a pístní. Hlavy mohou být nedělené nebo dělené. Pístní hlava koná přímočarý pohyb, kliková hlava rotační, ojnice jako celek koná kývavý pohyb.

Ojnice se vyrábí nejčastěji zápusťkovým kováním nebo lisováním z oceli. U velkých, pomaloběžných strojů mohou být z uhlíkových ocelí (11 500, 11 600). U menších rychloběžných strojů z ušlechtilých uhlíkových a legovaných ocelí (12 040, 12 050, 14 240, 15 260, 16 250, 16 341, 16 440). U leteckých motorů se používá i kovaných slitin hliníku (dural). (1)

Pevnostní výpočty:

a) tlakem plynů ve válci:

$$\sigma_d = \frac{F_{i\max}}{S} \leq \sigma_{Dd} \quad (14)$$

b) setrvačnou silou na tah:

$$\sigma_t = \frac{F_{i\max}}{S} \leq \sigma_{Dt} \quad (15)$$

c) tlakem plynů na vzpěr:

- pro  $\lambda = 60$  až 105 dle Tetmajera

$$F_{o\max} \leq F_{Dvz} = S \cdot \frac{\sigma_{Pvz}}{k_T} \quad (16)$$

- pro  $\lambda > 105$  dle Eulera

v rovině kyvu ojnice :

$$F_{o\max} \leq F_{Dvzx} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_x}{k_E \cdot l^2} \quad (17)$$

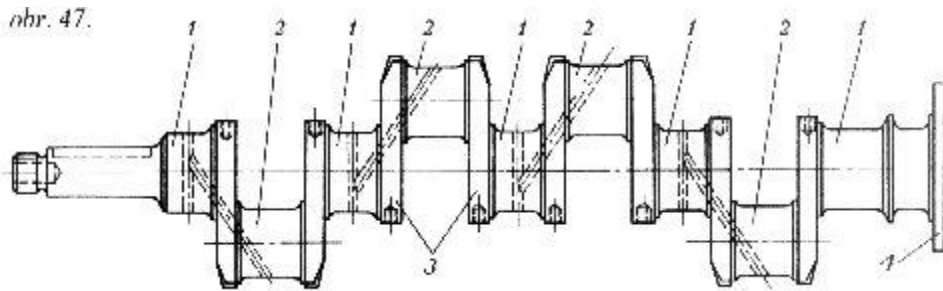
v rovině kolmé na rovinu kyvu:  $F_{o\max} \leq F_{Dvzy} = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J_y}{k_E \cdot l^2}$  (18)

d) setrvačnou silou na ohyb:

$$M_{o\max} = \frac{F_{o\max}}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (19)$$

### Klikové hřídele

Jsou to hřídele se zalomením pro víceválcové pístové stroje, zejména spalovací motory, zemědělské stroje a kompresory. Vyrábějí se buď jednodílné, nebo složené z několika dílů.



Obr. 5. Kliková hřídel

1 - hlavní čepy, 2 - klikové čepy, 3 - ramena, 4 - příruba pro setrvačnick

Pro hřídele stacionárních motorů se používají uhlíkové oceli 11 500.1, 11 600.1. Pro více namáhané hřídele ušlechtilé uhlíkové oceli žíhané nebo zušlechtěné 12 040, 12 050, 12060. Pro velmi namáhané hřídele oceli 14 150, 14 240, 15 260, 16 250,...atd.

Klikové hřídele jako tvarové součásti dynamicky namáhané je nutno kontrolovat na únavovou a tvarovou pevnost. Technologický vývoj slévárenství umožnil použití litých klikových hřídelů. Vhodným tvarem ramen a úpravou přechodu čepu do ramen lze podstatně zvýšit tvarovou pevnost klikového hřídele. Litina má kromě toho mnohem menší vrubovou citlivost než ocel. Polotovár je až o 2/3 lehčí než výkovek, výroba je rychlejší, výrobní cena nižší, obrábění litých klikových hřídelů je minimální. Jako materiál se používá šedá litina 42 2424, legovaná tvárná nebo očkovaná litina. (1)

#### 1.1.7 Kulisové mechanismy

Podstatou kulisových mechanismů je vodící hranolovité těleso-kulisa, v níž se pohybuje čtyřhran-kámen. Tímto mechanismem se podobně jako klikovým mechanismem mění otáčivý pohyb v pohyb posuvný. Kulisové mechanismy jsou např. hlavním orgánem pro pohyb vodorovných obrážecích strojů. (1)

Výhody kulisových mechanismů:

1. Jednoduchost
2. Pohyb smýkadla je rovnoměrnější než u strojů poháněných obyčejným klikovým mechanismem
3. Rychlost smýkadla při zdvihu naprázdno je větší než rychlost jeho pracovního zdvihu, což znamená úsporu vedlejšího času
4. Délka zdvihu smýkadla je měnitelná posouváním klikového čepu v radiální drážce kliky

Nevýhody kulisových mechanismů:

Použití kulisových mechanismů je omezeno na přenos menších sil, protože ztráty a opotřebení jsou podstatně větší než u klikových mechanismů vzhledem ke způsobu přenosu. Podle konstrukčního a funkčního provedení jsou kulisové mechanismy posuvné, kyvné a otáčivé. (1)

### 1.1.8 Mechanismy s přerušovaným pohybem

Hnací součást pohybuje hnanou součástí, která střídá pohyb s klidovými polohami.

Mechanismy s přerušovaným pohybem mění kývavý nebo plynulý otáčivý pohyb na pohyb přerušovaný a to otáčivý nebo posuvný.

Uvedené mechanismy se používají v elektronice k náhlému ovládní spojení obvodů, hlavně však v přesné mechanice a hodinářství jako pohybové mechanismy. (1)

Výhody mechanismů s přerušovaným pohybem:

1. Některé pracují velmi rychle
2. Možnost jemné regulace pohybu hnaného ústrojí
3. Zdvih podávacího ústrojí nebo dráha natočení jsou v jistých mezích nebo libovolně nastavitelné

Nevýhody mechanismů s přerušovaným pohybem:

1. Výroba a montáž jsou obtížné
2. Značné opotřebení a nebezpečí poškození základních součástí
3. Velké pasivní odpory
4. Rázy v mechanismu a hlučný provoz

5. Velké setrvačné síly
6. Nebezpečí protočení hnané součásti
7. Zpravidla nutné blokovací zařízení

Skupinu mechanismů s přerušovaným pohybem tvoří: *mžikové, podávací, krokové*

## 1.2 Hydraulické mechanismy

Nositelem tlakové energie v hydraulických mechanismech jsou kapaliny (teoreticky nestlačitelné). Na volbě kapaliny závisí provozní spolehlivost celého mechanismu.

Kapaliny jsou značně namáhány mechanicky, tepelně a chemicky. (1)

Požadavky na kapaliny:

- 1) dobré těsnící a mazací schopnosti
- 2) malé vnitřní tření a odolnost proti chemickým změnám
- 3) ochrana kovových částí před korozí
- 4) minimální sklon k pění a k vytváření emulzí s vodními párami
- 5) minimální obsah těkavých složek a nečistot
- 6) co nejmenší změna viskozity při změně teploty
- 7) dostupnost a přijatelná cena

Při volbě druhu kapaliny se vychází z viskozity a tepelného namáhání. Pro mechanismy pracující s tlaky do 5 MPa se volí kapaliny o kinematické viskozitě  $\nu = (1 \text{ až } 3,5) \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ , pro vyšší tlaky  $\nu = (3,5 \text{ až } 6) \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ . volbu kapaliny ovlivňují mimo jiné požadavky na její životnost, požadavky na přesnost a životnost mechanismu. U nás se nejčastěji používají minerální oleje. (1)

Funkce hydrostatických mechanismů je založena na poznatku rovnoměrného rozšíření tlaku v kapalinách všemi směry. K přenosu výkonu využívají tlakovou energii kapaliny.

Použití hydrostatických mechanismů je velmi rozšířeno ve všech odvětvích národního hospodářství a vyplývá z jejich výhod a nevýhod. (1)

Výhody hydraulických mechanismů:

1. Možnost snadného rozvodu na značnou vzdálenost i na špatně dostupná místa
2. Dosažení velkých silových poměrů
3. Jednoduché řízení zejména rychlosti, výkonu,  $M_k$ , tlaku, směru pohybu apod.
4. Jednoduchý způsob zapojení do automatických pracovních strojů
5. Malé opotřebení a tím velká životnost
6. Možnost typizace a normalizace pro široký rozsah parametrů
7. Poměrně nízké náklady na údržbu

Nevýhody hydraulických mechanismů:

1. Nutnost zpětného odvádění kapaliny do nádrže
2. Náročnost na konstrukci a výrobu
3. Choulostivost na nečistoty
4. Citlivost ke změnám kapaliny

V porovnání s pneumatickými a elektrickými mechanismy jsou vhodné především při plynulé změně otáček nebo rychlostí, při značném kolísání zatížení a při velkém regulačním rozsahu. Dále při přeměně otáčivého pohybu na přímočarý při značném zdvihu a výkonu, při časté změně smyslu pohybu v krátkých časových intervalech s velkým zrychlením nebo zpožděním a u převodů se značným výkonem nebo kroučícím momentem. (1)

### 1.2.1 Generátory hydraulické energie

Jejich úkolem je udílet kapalině tlakovou energii a také určitou část energie kinetické, potřebné k překonávání průtočných odporů při průtoku kapalin obvodem.

#### **Zubové generátory**

Jsou nejrozšířenější pro svou konstrukční i výrobní jednoduchost. Používají se pro tlaky 3-5 MPa. Speciální konstrukce dovolují jejich použití až pro 10-16 MPa. (1)

### **Šroubové generátory**

Vyznačují se velkou rovnoměrností dodávky, pracují stejně jako zubová čerpadla bez ventilů. Jsou poměrně tichá a mají klidný chod. Dosahují značných tlaků (25 MPa) při vysoké účinnosti. (1)

### **Lamelové generátory**

Při otáčení rotoru dochází ke změně objemu prostoru uzavřeného lamelami, statorem a rotorem. V části generátoru, kde tento objem roste, nastává sání, kde se zmenšuje, dochází k vytlačování kapaliny. Vhodné pro větší tlaky a otáčky; účinnost  $\eta = 0,85$  až  $0,92$ . (1)

### **Pístové generátory**

U pístových generátorů je kapalina dopravována do výstupu přímočarým pohybem pístu. Vyznačují se velmi dobrou objemovou i celkovou účinností a jsou určeny pro vysoké pracovní tlaky. (1)

## **1.2.2 Hydromotory**

Hydromotory jsou zařazeny do skupiny převodníků. Hydrostatický převodník je definován jako hydraulický prvek určený k přenosu energie z pevných částí na sloupec kapaliny nebo naopak.

Proto je konstrukční provedení motorů a generátorů velmi podobné, v některých případech dokonce stejné. Liší se tím, že kapalina je do motoru přiváděna pod tlakem a je tedy schopna zaplňovat pracovní prostor při vyšší pohybové frekvenci. (1)

### **Přímočaré hydromotory**

V současné době nejvíce používané hydraulické prvky při mechanizaci a automatizaci technologických procesů. Jejich předností jsou malé rozměry a hmotnost vzhledem k velikosti přenášeného výkonu, dobré účinnosti, funkční spolehlivosti a konstrukční jednoduchosti. (1)



### **Rotační hydromotory**

Jejich předností v porovnání s elektromotory je snadno dosažitelná plynulá regulace otáček ve velkém rozsahu, malé rozměry a hmotnost, možnost přetěžování bez nebezpečí poškození motoru a schopnost trvale pracovat v otáčkách blízkých nule. (1)

### **Hydromotory s kyvným pohybem**

Jsou to hydromotory, jejichž výstupní člen může konat rotační pohyb v rozsahu menším než 360°. Od běžných typů hydromotorů se odlišují jednodušší konstrukcí, menšími rozměry a nižší cenou. Jsou vhodné tam, kde se požaduje na výstupu malé pootočení. Výrobně jsou náročné vzhledem k obtížnému utěsnění, a proto se příliš neuplatňují. (1)

## **1.2.3 Prvky pro řízení tlaku**

### **Pojistné ventily**

Do obvodu hydraulického mechanismu jsou vestavěny jako ochrana proti přetížení. Řídící část ventilu bývá kulička, kuželka nebo šoupátko. Ventil je v činnosti jen tehdy, dojde-li k poruše některého z hydraulických prvků, nebo při přetížení hydromotoru. Od pojistného ventilu se tedy vyžaduje dokonalá těsnost při uzavření, spolehlivost a dostatečná přesnost v omezování tlaku. Tento požadavek nejlépe splňují ventily s kuželkou. (1)

### **Přepouštěcí ventily**

Jsou nastaveny na provozní tlak a v celém obvodu tekutinového mechanismu udržují jeho konstantní výšku. Proto trvale propouštějí jistý průtok zpět do nádrže. Kromě toho jistí též obvod obvod před přetížením. Konstrukčně se podobají pojistným ventilům. (1)

### **Redukční ventily**

Slouží v obvodech tekutinových mechanismů k snižování pracovního tlaku.

Používají se dva druhy:

Ventily, které udržují konstantní tlak na výstupu nezávisle na vstupním tlaku.

Ventily, které udržují konstantní rozdíl nebo poměr mezi vstupním a výstupním tlakem.

### 1.2.4 Prvky pro řízení průtoku tekutiny

#### Škrťící ventily

Průtok se řídí změnou průřezu. Každý ventil, u něhož lze měnit hydraulický odpor, může sloužit jako škrťící ventil, ale musí vyhovovat z hlediska citlivosti a spolehlivosti při malých průtokových průřezích. (1)

#### Brzdící ventily

Slouží k regulaci průtoku tekutiny odtékající z hydraulického válce v jeho úvratích. Jsou to v podstatě škrťící ventily s přímočarým pohybem šoupátka. (1)

#### Děliče průtoku

V některých tekutinových mechanismech jsou na jeden generátor připojeny dva nebo i více hydromotorů, u nichž se často požaduje synchronizace pohybu nezávisle na jejich zatížení.

### 1.2.5 Prvky pro hrazení průtoku a rozvod tekutiny

#### Šoupátkové rozvaděče

Mohou být s přímočarým, rotačním nebo kombinovaným pohybem šoupátka.

Rozvaděč lze nastavit do několika poloh. Ovládání rozvaděčů může být mechanické, elektrické, pneumatické, hydraulické popř. kombinované. (1)

#### Ventilové rozvaděče

Skládají se z několika řízených jednosměrných ventilů. Velmi dobře těsní. Používají se u mechanismů s vysokými tlaky a velkým průtokem. Jsou složitější a větší než šoupátkové rozvaděče. Pro podřadnější účely může být ventilový rozvaděč složen z kuličkových zpětných ventilů. (1)

#### Zpětné ventily

Propouštějí tekutinu jen v jednom směru, v opačném jsou uzavřeny. Provádějí se jako kuličkové, talířové, s kuželkou a šoupátkové. (1)

### 1.3 Pneumatické mechanismy

U pneumatických mechanismů je nositelem energie stlačený vzduch. Hospodárná je centrální výroba a rozvod stlačeného vzduchu.

Volba kompresoru se řídí zejména podle spotřeby vzduchu. Používají se:

- rychloběžné pístové kompresory do 630 m<sup>3</sup>/h
- pomaloběžné od 630 do 25 000 m<sup>3</sup>/h
- lamelové od 950 do 6300 m<sup>3</sup>/h
- radiální odstředivé kompresory od 6300 do 100 000 m<sup>3</sup>/h

Pro malá pneumatická zařízení se používá pojízdný agregát, obsahující pístový kompresor s elektromotorem, vzdušníkem a automatickou regulací.

Kompresory vytlačují vzduch do vzdušníku, který vyrovnává pulsující proud vzduchu a kryje špičkovou spotřebu zařízení. Objem vzdušníku je 20 až 50násobek zdvihového objemu kompresoru. Množství vzduchu dodávané kompresorem se přizpůsobuje odběru vzduchu a tlak v síti je udržován co možná konstantní. Rychlost proudění vzduchu v potrubí bývá 10 až 15 m/s. Přípojky spotřebičů vedou od hlavního potrubí vždy vzhůru a jsou opatřeny uzavíracími kohouty. V nejnižších místech potrubí jsou odhlučovače vody. Tlakovzdušný rozvod je nutno za 1 až 2 roky přezkoušet na těsnost a tlakovou ztrátu.

K stlačení vzduchu je třeba dodat energii, kterou si vzduch ponechává a pak v různých pneumatických zařízeních ji mění na mechanickou práci. (1)

Výhody pneumatických mechanismů:

1. jednoduchost konstrukce mechanismů
2. možnost přetížení a práce v libovolné poloze
3. malá hmotnost
4. bezpečnost provozu a spolehlivost ve vlhkých a prašných prostředích
5. plynulá regulace rychlosti a plynulý růst sil

Nevýhodou jsou především vysoké náklady na energii spotřebovanou k stlačení vzduchu.

### 1.3.1 Prvky pneumatických mechanismů

Tlakový vzduch z ústředního rozvodu se vede přes úpravárenská zařízení a řídicí prvky do pneumatických motorů, které mohou být:

- pístové
- lamelové
- zubové
- nárazové
- příklepné

Rozdíly proti hydrostatickým mechanismům se projevují v důsledku stlačitelnosti a menší viskozity vzduchu. Proto nemají vzduchové motory rovnoměrný pohyb, mají sklon ke kmitání a nižší provozní tlak dovoluje jen malé tlaky na píst. Přetlak v zařízení bývá obvykle od 0,2 do 1 MPa, a rychlost ve vzduchovém válci až 5 m/s. (1)

Kromě ocelových trubek a šroubení s těsnícím kroužkem jsou pro pneumatické mechanismy zvláště vhodné plastové trubky a hadice z PVC a PE pro jejich malou drsnost stěn. Tlakový vzduch vystupující do atmosféry je veden přes tlumiče hluku, což jsou v podstatě porézní tělesa. (1)

#### **Ventily**

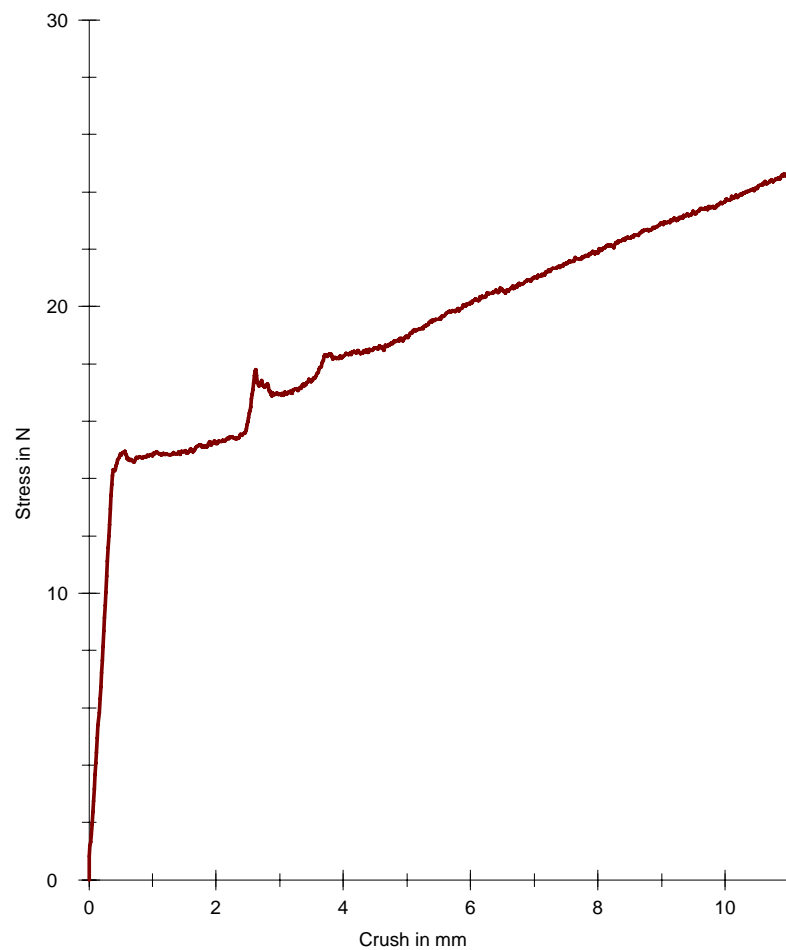
U pneumatických mechanismů se používá pojem rozvodný ventil, pod kterým se rozumí všechny rozvodné orgány, ať už jsou to uzavírací ventily, nebo jiné rozvodné orgány. Ventily mohou být ovládány mechanicky, elektromagneticky nebo pneumaticky a to buď přímo, nebo nepřímo pomocným obvodem. Většinou se každý typ dodává pro různé způsoby upevnění a v poslední době se uplatňují tzv. blokové konstrukce, které dovolují uspořádat libovolný počet ventilů bez delších potrubí k jejich propojení. (1)

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 2. NÁVRH MECHANISMU DÁVKOVAČE

Při návrhu mechanismu vycházím z poznatků získaných ze studijní části o mechanismech a také ze znalostí získaných v minulých ročnících na vysoké škole a střední škole.

Počátečním bodem pro návrh celého mechanismu je síla, která je potřeba ke stlačení ručního dávkovače. Tu jsem změřil pomocí trhačíchho stroje, do kterého jsem upevnil ruční dávkovač a zkouškou tlakem jsem zjistil sílu potřebnou na jeho stlačení (obr.6).

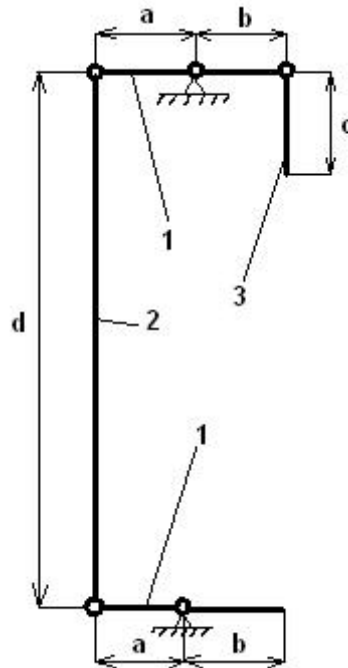


Obr. 6. Závislost odporu dávkovače na zdvihu

Zdvih ručního dávkovače je 10 mm a velikost síly potřebné pro jeho stlačení je podle zkoušky maximálně  $F = 24$  N. Zkouška byla provedena celkem 5x, čímž jsem vyloučil jakékoliv chyby měření a proto mohu s naměřenými hodnotami dále bez obav pracovat.

## 2.1 Návrh mechanismu

### 2.1.1 Rozměry



Obr. 7. Návrh rozměrů

Dávkovač řeším jako kloubový mechanismus, který se skládá ze dvou vedlejších tyčí (1), jedné hlavní svislé tyče (2), tlačné tyče (3), tří kloubů a dvou podpor. Vedlejší tyče konají rotační pohyb kolem os podpor, hlavní tyč se pohybuje přímočaře nahoru a dolů stejně jako tlačná tyč. Při volbě rozměrů jsem dbal na to, aby dávkovač nezabíral zbytečně mnoho prostoru a zároveň, aby obsluha dávkovače byla jednoduchá a pohodlná.

Délka hlavní tyče  $d = 1250$  mm

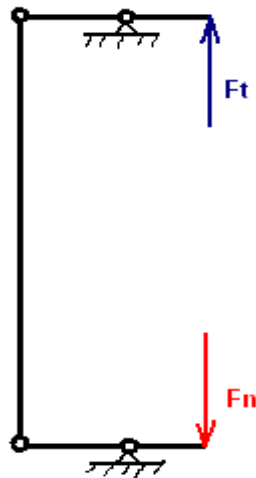
Délka vedlejších tyčí  $a + b = 157$  mm , kde:

$a = 70,5$  mm

$b = 86,5$  mm

Délka tlačné tyče  $c = 160$  mm

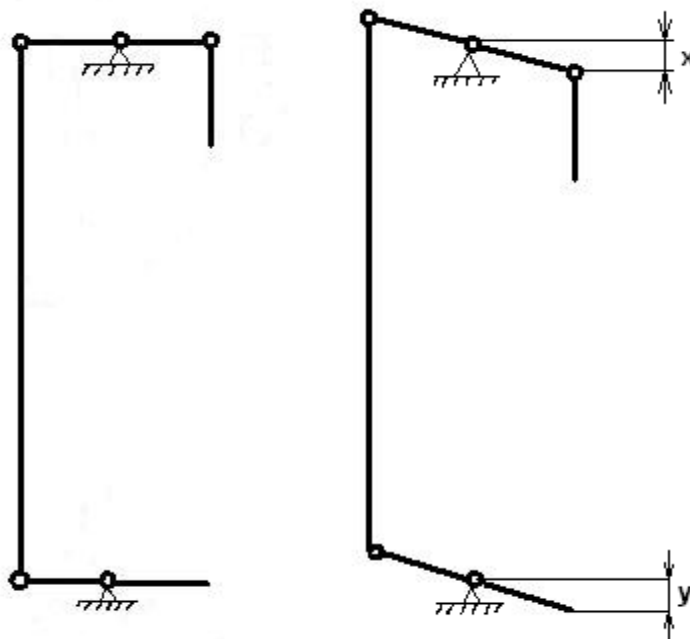
### 2.1.2 Silové poměry



Obr. 8. Silové poměry

Síla potřebná ke stlačení dávkovače je vlastně jeho odpor proti stlačení  $F_t$ , který musím překonat.  $F_t$  se tak rovná naměřené síle, tedy 24N.  $F_n$  je síla, kterou budu nohou stlačovat pedál. Vzhledem k tomu, že obě síly působí na stejném rameni bude platit, že  $F_t = F_n$ . Náslapná síla  $F_n$  se tedy rovná 24N + 25%přídavek = 30N

### 2.1.3 Zdvihy



Obr. 9. Zdvihy



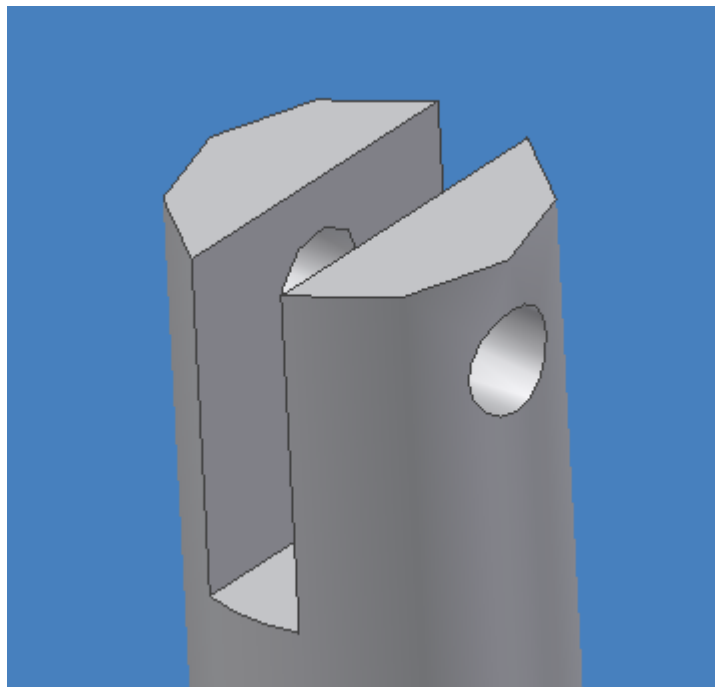
Zdvih ručního dávkovače je 10 mm, proto také zdvih tlačné tyče musí být 10 mm, tedy  $x = 10\text{mm}$ . Dále potřebuji znát zdvih pedálu  $y$ . Protože rozměry horní i dolní tyče jsou stejné, budou se rovnat i jejich zdvihy, tzn.  $x = y = 10\text{ mm}$ .

## 2.2 Návrh jednotlivých částí mechanismu

Při návrhu jednotlivých komponentů jsem dbal na to, aby byly konstrukčně co možná nejjednodušší, výroba nebyla nákladná a aby při pozdější pevnostní kontrole vyhovovaly pevnostním podmínkám.

### 2.2.1 Hlavní tyč

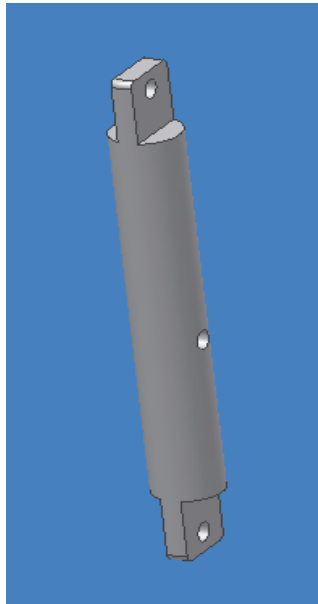
Hlavní tyč tvoří spoj mezi horní a dolní částí mechanismu, které tvoří horní a dolní vedlejší tyče. Udržuje stejnou vzdálenost mezi jejich konci a přenáší sílu od dolní vedlejší tyče k horní. Její rozměry volím  $\phi 20 \times 1250$ . Konce hlavní tyče jsou tvořeny vyfrézovanými nebo vyřezanými vidlicemi s dírami pro kolíky (Obr.9), do kterých budou připevněny konce vedlejších tyčí a utvoří tak spolu pohyblivý kloub.



Obr. 10. Hlavní tyč

### 2.2.2 Vedlejší tyč

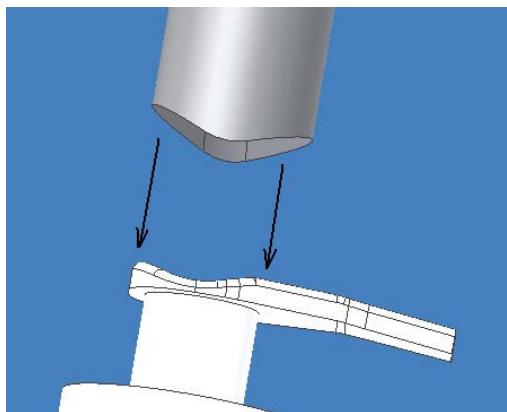
Rozměry vedlejší tyče jsem zvolil  $\phi 20 \times 157$ . Oproti hlavní tyči má vedlejší tyč na obou koncích vyřezaný negativ vidlice, který je rovněž opatřen dírou pro kolík. Uprostřed tyče je vyvrtaný otvor, kterým bude tyč připevněna k podpoře (viz. příloha). Tyč bude mít pouze jeden stupeň volnosti a to rotaci kolem osy z v místě upevnění k podpoře. Jinou možností je volba polotovaru obdélníkového průřezu, čímž sníží nutnost obráběním na minimum.



Obr. 11. Vedlejší tyč

### 2.2.3 Tlačná tyč

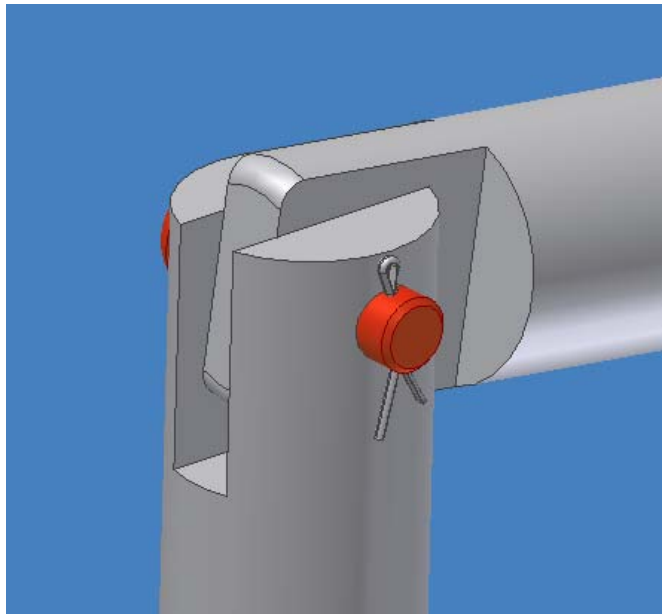
Tlačná tyč slouží k přímému stlačování ručního dávkovače. Její horní konec je opatřen vidlicí jako u hlavní tyče, její spodní konec je negativem plochy dávkovače, aby přesně zapadl (Obr.11). Rozměry vedlejší tyče jsou  $\phi 20 \times 160$ .



Obr.12. Tlačná tyč

### 2.2.4 Kloubové spojení

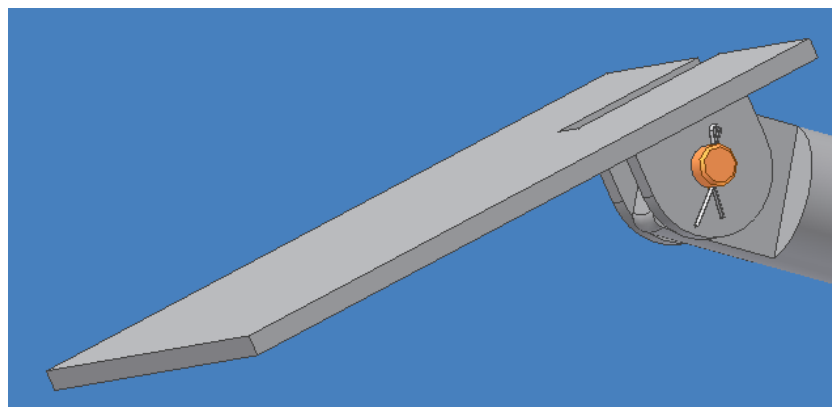
Kloubové spojení je tvořeno vidlicí, jejím protikusem, kolíkem a závlačkou. Aby byl kloub pohyblivý, musí být spojení mezi jednotlivými prvky s vůlí. Díry pro kolíky jsou tedy vyrobeny s tolerancí H7 a samotné kolíky mají toleranci f7. Pro lepší chod se může spojení zakápnout olejem.



*Obr13.Kloubové spojení*

### 2.2.5 Pedál

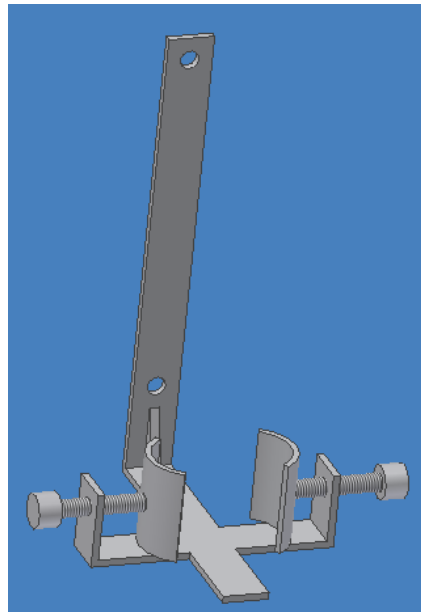
Pedál je vyroben z plechu o tloušťce 2 mm a z přivařených plíšků pro uchycení k dolní tyči. Uchycení je vytvořeno obdobně jako u předcházejících dílů mechanismu, tedy pomocí kolíku se závlačkou.



*Obr. 14.Pedál*

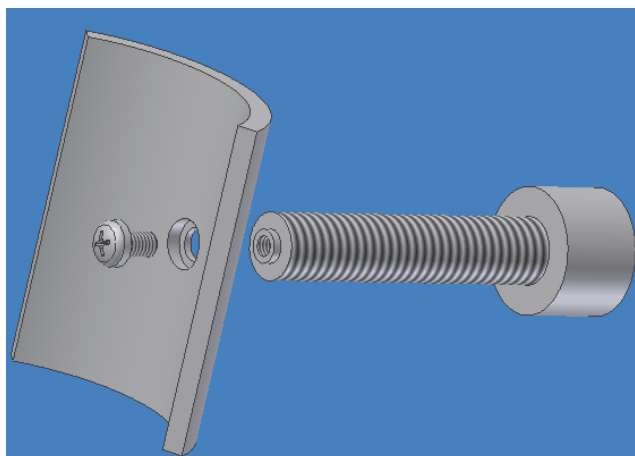
### 2.2.6 Držák

Držák nebo taky stojan na ruční dávkovač je konstruován tak, aby do něj bylo možno uchycovat různě velké láhve s různými velikostmi a průměry. Držák se skládá z ocelové konstrukce, která je vyrobena z plechu a ohýbáním vytvarována do požadovaného tvaru, ze dvou čelistí a ze dvou šroubů pro upínání.



Obr. 15. Držák

Připojení čelistí je znázorněno na obr. 16.

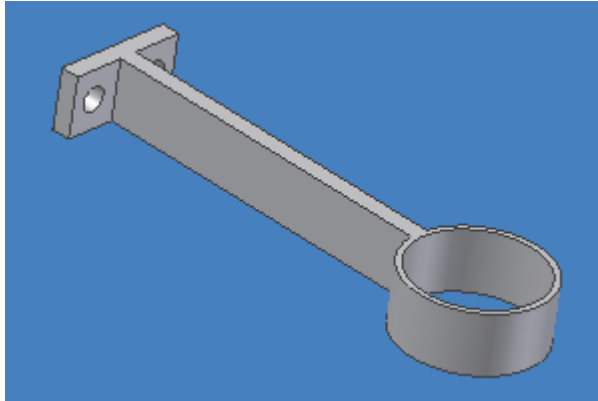


Obr. 16. Uchycení čelistí

Pro uchycení držáku ke krytu jsou použity 2 šrouby M8x20 ISO 4017.

### 2.2.7 Vodítko

Protože tlačná tyč je upevněna pouze na jednom konci, je třeba zajistit její správný kolmý chod. K tomu je použito vodítko s kroužkem (Obr.17).



Obr. 17. Vodítko

## 2.3 Volba materiálů

Materiál vedlejších tyčí mechanismu volím ocel 11 500. Je to konstrukční ocel, nelegovaná, se zaručeným obsahem F a S. V průmyslu se používá pro jednodušší, méně namáhané součásti a je tedy levnější, než ocel zušlechtěná. Vzhledem k tomu, že mechanismus není zatížen velkými silami, mohu ji tedy použít jako vhodný materiál. Pro hlavní tyč bude vhodné zvolit jiný typ materiálu, např. dural, aby se snížila celková hmotnost.

K zajištění kolíků budou použity závlačky 1x10 ISO 1234

Materiál pedálu, vodítka, držáku, kolíků -11 500

Materiál šroubů v držáku – 11 500

Materiál čelistí – 11 500

## 2.4 Pevnostní výpočty

### 2.4.1 Vedlejší tyč

Vedlejší tyč je namáhána na ohyb silou  $F = 30\text{N}$  na rameni  $l = 81\text{mm}$ :

- pro ocel 11 500 je  $\sigma_{OD} = (150 \div 220)\text{MPa}$

- volím  $\sigma_{OD} = 160\text{MPa}$



$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{DO} \quad (20)$$

$$\sigma_o = \frac{F \cdot l}{\frac{\pi d^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \quad (21)$$

$$\sigma_o = \frac{30 \cdot 81}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \quad (22)$$

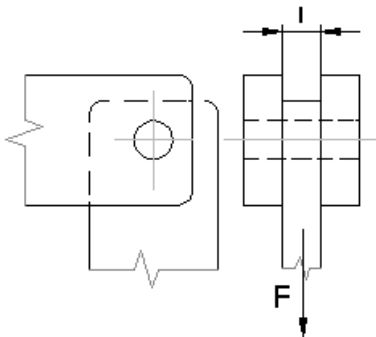
$$\underline{\sigma_o = 3,09\text{MPa} \leq 160\text{MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}}$$

### 2.4.2 Kolík

Kolíky jsou namáhány na střih a otláčení. Střih je však proti otláčení zanedbatelný, proto provedu kontrolu pouze na otláčení. Zatěžující síla je rovněž  $F = 30\text{N}$ . Průměr kolíku  $d = 6\text{mm}$  a délka, na které síla působí je  $l = 6\text{mm}$ .

- pro ocel 11 500 je  $p_D = (115 \div 170)\text{MPa}$

- volím  $p_D = 120\text{MPa}$



$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (23)$$

$$p = \frac{F}{l \cdot d} \leq p_D \quad (24)$$

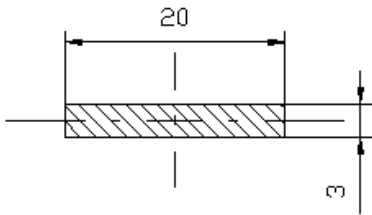
$$p = \frac{30}{6 \cdot 6} \leq p_D \quad (25)$$

$$\underline{p = 0,833\text{MPa} \leq 120\text{MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}}$$

### 2.4.3 Držák

Konstrukce držáku je namáhána ohybovým momentem. Ten může vyvolat nežádoucí průhyb a natočení průřezu. Držák budu počítat jako vetknutý nosník zatěžovaný silou  $F$ . Velikost síly  $F$  bude součet zatížení 30N + váha láhve 10N, tedy 40N.

**Hodnoty potřebné k výpočtu:**



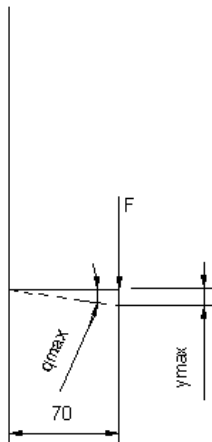
$$E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$F = 30 + 10 = 40 \text{ N}$$

$$l = 70 \text{ mm}$$

$$J = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{20 \cdot 3^3}{12} = 45 \text{ mm}^4$$

#### a) maximální průhyb



$$y_{\text{MAX}} = \frac{F \cdot l^3}{3EJ} \quad (26)$$

$$y_{\text{MAX}} = \frac{40 \cdot 70^3}{3 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 45} \quad (27)$$

$$\underline{\underline{y_{\text{MAX}} = 0,47 \text{ mm}}}$$

#### b) maximální natočení

$$\alpha_{\text{MAX}} = \frac{F \cdot l^3}{2EJ} \quad (28)$$

$$\alpha_{\text{MAX}} = \frac{40 \cdot 70^3}{2 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 45} \quad (29)$$

$$\underline{\underline{\alpha_{\text{MAX}} = 0^\circ 0' 37''}}$$

Z uvedených výpočtů vyplývá, že velikost maximálního průhybu ani maximálního úhlu natočení neovlivní nepříznivě funkci držáku. Navržené rozměry mohou být tedy zachovány.

### 3. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Při hledání nejlepšího konstrukčního řešení je nutné brát ohled na cenu, dostupnost a efektivnost výroby, volbu vhodných materiálů a v neposlední řadě také na vzhled hotového výrobku. Z tohoto důvodu jsem navrhl dvě varianty řešení, z nichž jednu vyberu jako nejlepší konstrukční řešení po stránce nákladů, rozměrů a celkového vzhledu.

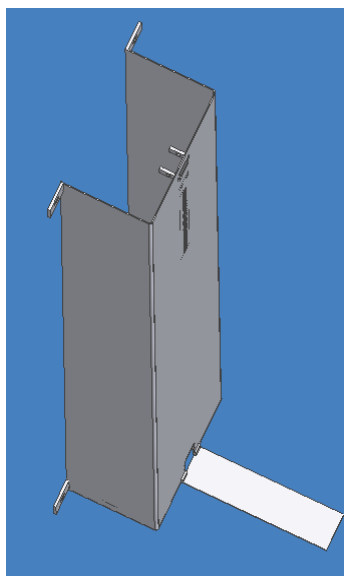
U obou variant je použit stejný mechanismus včetně výše uvedených jednotlivých dílů a příslušenství.

#### 3.1 Varianta A

##### 3.1.1 Hlavní kryt

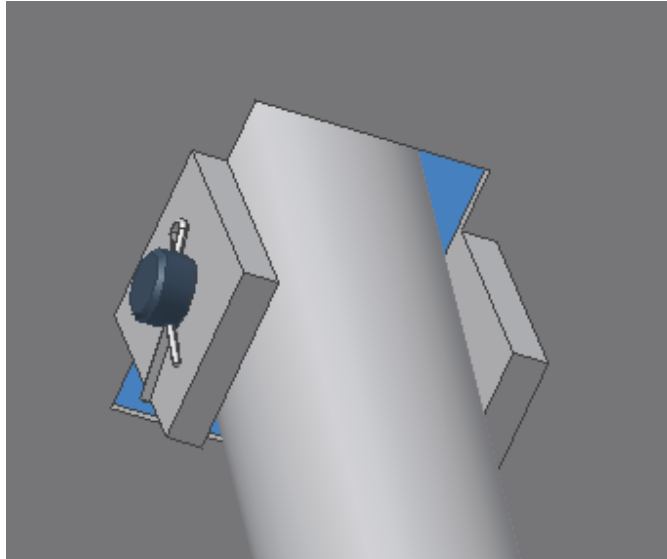
Hlavním dílem varianty A je samonosný kryt (Obr.17), který slouží jako nosná část pro všechny ostatní díly, a zároveň jako zakrytí pohyblivého se mechanismu. Je vyroben z ocelového plechu 11 500, který je ohnut do tvaru U. Do krytu jsou vyřezány otvory pro vedlejší tyče. U obou otvorů jsou navařeny úchytky s dírami pro kolíky, které slouží jako pevné podpory pro vedlejší tyče (Obr.18).

Na přední straně krytu jsou vyvrtány díry pro upevnění vodítka a držáku dávkovače. Díry pro držák jsou vyvrtány tak, aby se mohl upnout do co nejvíc různých poloh (výšek) a zvýšila se tak jeho univerzálnost pro různé velikosti lahví (Obr.19).

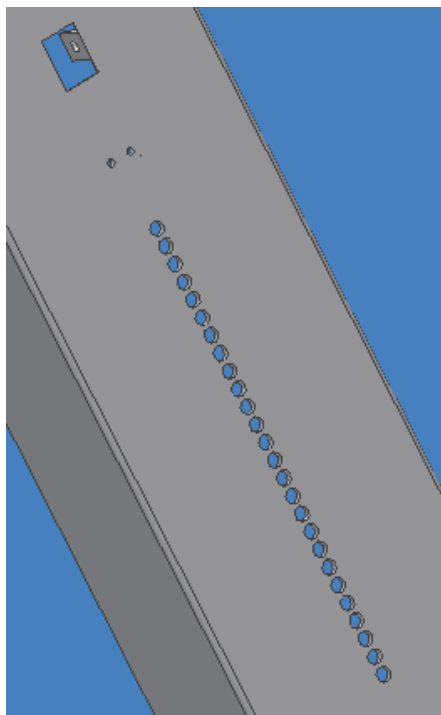


Obr. 18.Kryt





*Obr. 19. Uchycení tyčí*

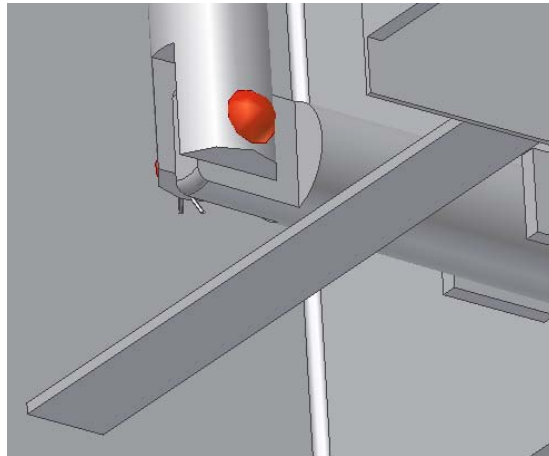


*Obr. 20. Díry pro držák*

Kryt slouží jako nosná konstrukce, ale zároveň musí být také uchycen. K tomu jsou použity úchyty pro přišroubování na zeď (Obr.17).

Na spodu krytu je přivařena podložka usnadňující pohyb nášlapného pedálu.

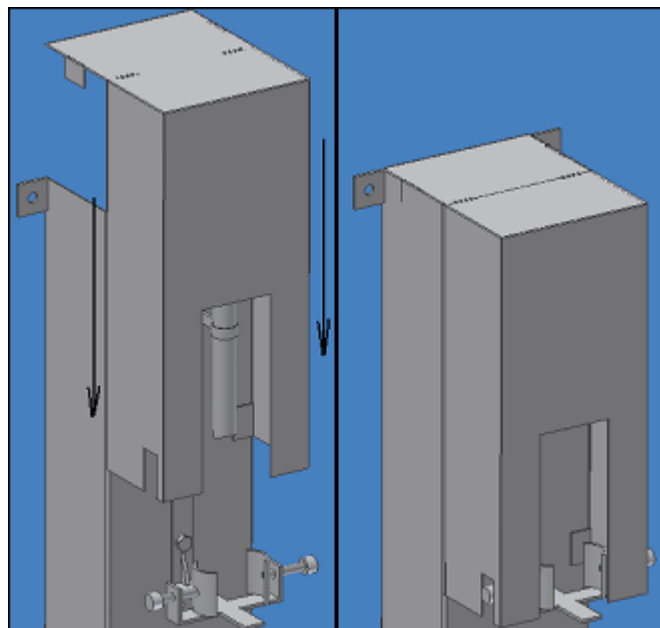
Poslední důležitou částí krytu je plechová podložka přivařená viz.obr.20., která nejen vyztuží rám krytu, ale hlavně zaručí přesnou výchozí polohu pro jednotlivé dávkovací cykly.



*Obr. 21.Podložka mechanismu*

### 3.1.2 Vedlejší kryt

Z estetického a bezpečnostního hlediska není vhodné nechávat funkční části mechanismu viditelné. Proto je zhotoven kryt pro zakrytí těchto částí. Musí být snadno odnímatelný, aby se dalo jednoduše vyměňovat náplně s mýdlem nebo dezinfekcí (Obr.21). Materiál vedlejšího krytu je plast.



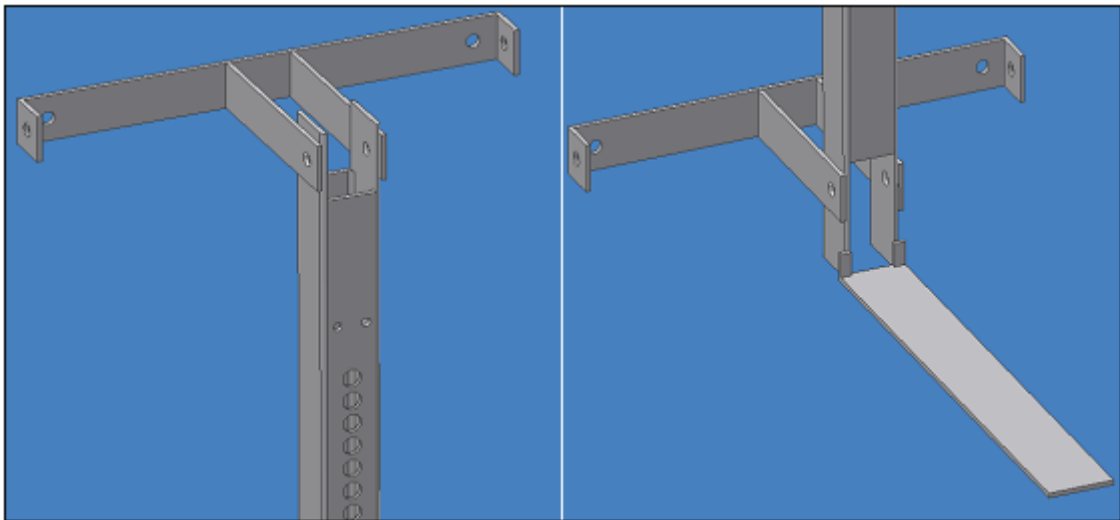
*Obr.22.Nasazování vedlejšího krytu*

## 3.2 Varianta B

U varianty B je použito všech výše uvedených komponentů s výjimkou spodní vedlejší tyče, která má u této varianty rozměr  $\phi 20 \times 207$ . Zdvih pedálu bude  $x = 16 \text{ mm}$ .

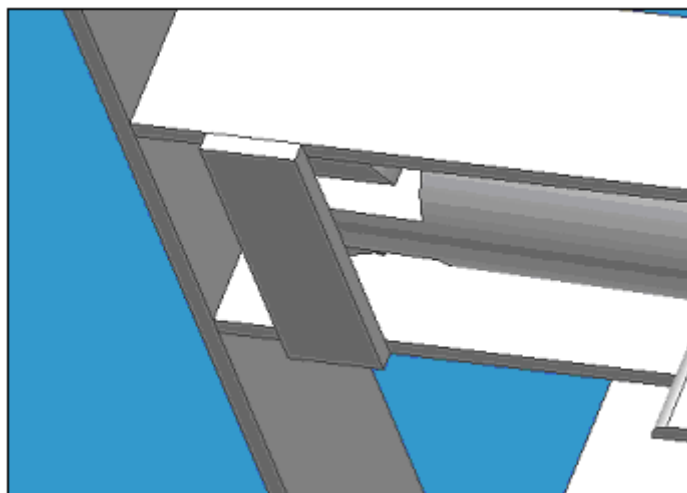
### 3.2.1 Nosná konstrukce

U varianty B tvoří nosnou část konstrukce svařená z ocelových dílů. Hlavní částí této konstrukce je ocelový profil TR4HR 25x25x2, což je tenkostěnný čtvercový profil. Na profil jsou navařeny plechy s dírami pro kolíky a pro šrouby k upevnění konstrukce na stěnu.



*Obr. 23. Nosná konstrukce-horní a dolní část*

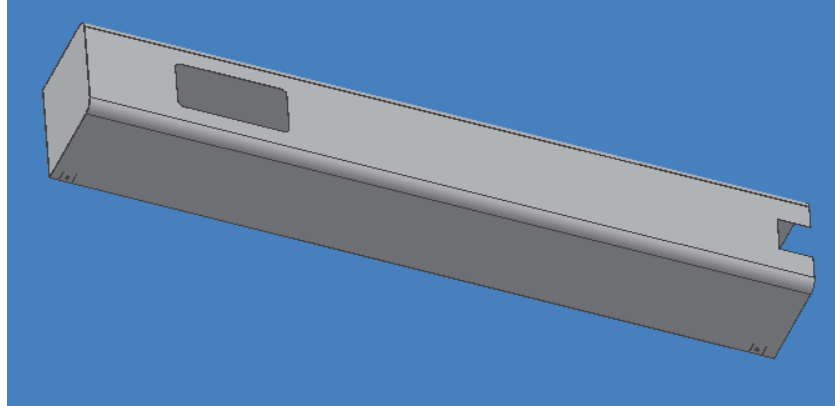
Stejně jako u varianty A je i u varianty B přivařena plechová podložka pro ustavení výchozí pozice dávkování (Obr.24).



*Obr. 24. Podložka mechanismu*

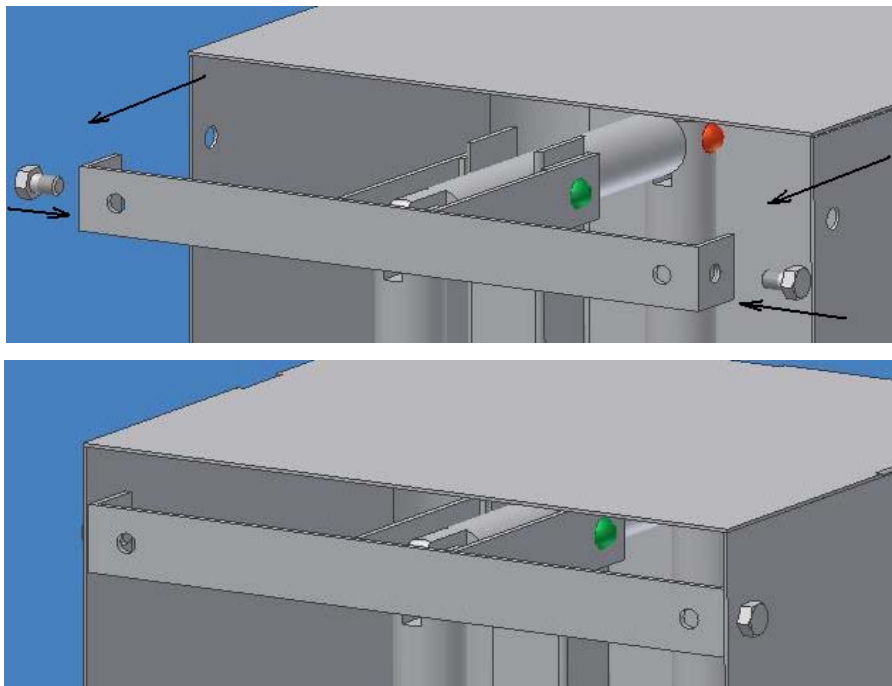
### 3.2.2 Kryt

Kryt u varianty B slouží pouze jako zakrytí konstrukce a mechanismu. Oproti variantě A nemá žádné nosné použití, proto může být vyroben z jiného materiálu, např. plastu. Do krytu je vyřezán otvor pro láhev (Obr.22).



Obr. 25.Kryt

Kryt je upevněn ke kostře pomocí šroubů M6. Způsob nasazování je na obr.25.



Obr. 26.Upevnění krytu

## ZÁVĚR

Tématem mé bakalářské práce byl návrh nožního ovládání dávkovače dezinfekčních a kosmetických prostředků. Na toto téma jsem vypracoval literární studii, ze které jsem čerpal poznatky při samotném návrhu dávkovače.

Celý návrh je podložen výrobní dokumentací obsažený v příloze.

Vstupním parametrem pro návrh byla síla potřebná pro stlačení ručního dávkovače. Tu jsem změřil na trhacím stroji zkouškou tlakem. Na základě této síly jsem navrhl dvě varianty dávkovacího zařízení.

Základem obou variant je kloubový mechanismus, který je v obou případech stejný. Pro volbu tohoto mechanismu jsem se rozhodl z důvodu jeho jednoduchosti a nízkých nákladů jednotlivých komponentů oproti pneumatickým nebo hydraulickým. Oba dávkovače se od sebe liší způsobem upevnění ke stěně místnosti. U varianty A je to pomocí nosného ocelového krytu, u varianty B nosnou kostrou, která je zakryta plastovým krytem.

Materiál většiny součástí jsem zvolil ocel 11 500, protože je to svařitelný materiál s dobrou pevností a je levnější, než legované oceli. Tenkostěnné části sloužící k zakrytí mechanismu jako je vedlejší kryt u varianty A a kryt u varianty B jsou vyrobeny z PVC. Hlavní tyč je vyrobena z duralu pro snížení její hmotnosti.

Důležitým kritériem při návrhu součástí bylo, aby způsob jejich výroby byl co nejjednodušší a co možná nejlevnější. Proto sem kladl důraz na jednoduchost jednotlivých součástí.

Návrh dávkovače jsem provedl graficky v programu Autodesk Inventor 6, vymodelováním všech součástí i celých dávkovačů ve 3D. Úpravu jednotlivých obrázků jsem provedl v programu Malování.

Byly vytvořeny všechny potřebné podklady pro realizaci navrženého řešení.

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] KŘÍŽ, Rudolf, WEIGNER, Karel, SVOBODA, Jaroslav. *Stavba a provoz strojů III, mechanismy*. Praha: SNTL, 1979.
- [2] VÁVRA, Pavel a kol. *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. Praha: SNTL, 1984.
- [3] KŘÍŽ, Rudolf a kol. *Strojní součásti I pro SPŠ strojnické*. Praha: SNTL, 1984.
- [4] MIKULÁŠTÍK, Břetislav. *Učební texty pro předmět Technické kreslení*. Zlín: SPŠ, 2000.

**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK**

<b>Symbol</b>	<b>Jednotka</b>	<b>Význam</b>
$\sigma_o$	MPa	Ohybové napětí
$M_o$	N.m	Ohybový moment
$W_o$	mm <sup>3</sup>	Modul průřezu v ohybu
$F$	N	Síla
$l$	m	Rameno
$d$	m	Průměr kolíku, tyče
$p$	MPa	Vypočtené namáhání na otláčení
$\sigma_{oD}$	MPa	Dovolené ohybové napětí
$p_D$	MPa	Dovolené namáhání na otláčení
$E$	MPa	Modul pružnosti
$J$	mm <sup>4</sup>	Kvadratický moment průřezu
$y_{max}$	mm	Maximální průhyb
$\alpha_{max}$	°	Maximální natočení
$S$	mm <sup>2</sup>	Průřez kolíku, hřídele
3D		Trojrozměrný prostor
$\gamma$	°	Úhel stoupání šroubovice
$\varphi'$	°	Třecí úhel

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr. 1. Silové poměry na šroubu .....	12
Obr. 2. Kuličkový šroub .....	13
Obr. 3. Silové poměry klínového mechanismu.....	14
Obr. 4. Klikový mechanismus .....	17
Obr. 5. Kliková hřídel .....	20
Obr. 6. Závislost odporu dávkovače na zdvihu.....	30
Obr. 7. Návrh rozměrů .....	31
Obr. 8. Silové poměry .....	32
Obr. 9. Zdvihy.....	32
Obr. 10. Hlavní tyč .....	33
Obr. 11. Vedlejší tyč .....	34
Obr. 12. Tlačná tyč .....	34
Obr. 13. Kloubové spojení.....	35
Obr. 14. Pedál .....	35
Obr. 15. Držák .....	36
Obr. 16. Uchycení čelistí .....	36
Obr. 17. Vodítko .....	37
Obr. 18. Kryt.....	40
Obr. 19. Uchycení tyčí.....	41
Obr. 20. Díry pro držák.....	41
Obr. 21. Podložka mechanismu .....	42
Obr. 22. Nasazování vedlejšího krytu.....	42
Obr. 23. Nosná konstrukce-horní a dolní část .....	43
Obr. 24. Podložka mechanismu .....	43
Obr. 25. Kryt.....	44
Obr. 26. Upevnění krytu .....	44



**SEZNAM PŘÍLOH**

P I	CD disk obsahující - textovou část Bakalářské práce - výkres č. BP-1 ve formátu A2 - výkres č. BP-2 ve formátu A2	
P II	Dávkovač 1	výkres č. BP-1
P III	Kryt s komponenty	výkres č. BP-1-1
P IV	Kryt	výkres č. BP-1-1-1
P V	Plech pro ukotvení	výkres č. BP-1-1-2
P VI	Podložka mechanismu	výkres č. BP-1-1-3
P VII	Výstužný plech 1	výkres č. BP-1-1-4
P VIII	Výstužný plech 2	výkres č. BP-1-1-5
P IX	Podložka pod pedál	výkres č. BP-1-1-6
P X	Vedlejší kryt	výkres č. BP-1-2
P XI	Kolík s hlavou 2	výkres č. BP-1-3
P XII	Dávkovač 2	výkres č. BP-2
P XIII	Kolík s hlavou 4	výkres č. BP-2-1
P XIV	Kostra	výkres č. BP-2-2
P XV	Profil	výkres č. BP-2-2-1
P XVI	“T“ plech	výkres č. BP-2-2-2
P XVII	Podložka plechu kostry	výkres č. BP-2-2-3
P XVIII	Podložka mechanismu	výkres č. BP-2-2-4
P XIX	Plech kostry	výkres č. BP-2-2-5
P XX	Podložka pod pedál	výkres č. BP-2-2-6

---

P XXI	Kryt	výkres č. BP-2-3
P XXII	Tyč dolní	výkres č. BP-2-4
P XXIII	Poklop krytu	výkres č. BP-2-5
P XXIV	Vodítko	výkres č. BP-3-1
P XXV	Plech vodítka 1	výkres č. BP-3-1-1
P XXVI	Plech vodítka 2	výkres č. BP-3-1-2
P XXVII	Kroužek vodítka	výkres č. BP-3-1-3
P XXVIII	Čelist	výkres č. BP-3-2
P XXX	Držák	výkres č. BP-3-3
P XXXI	Šroub	výkres č. BP-3-4
P XXXII	Hlavní tyč	výkres č. BP-3-5
P XXXIII	Vedlejší tyč	výkres č. BP-3-6
P XXXIV	Tlačná tyč	výkres č. BP-3-7
P XXXV	Pedál	výkres č. BP-3-8
P XXXVI	Destička pedálu	výkres č. BP-3-8-1
P XXXVII	Úchytka pedálu	výkres č. BP-3-8-2
P XXXVIII	Kolík s hlavou 1	výkres č. BP-3-9
P XXXIX	Kolík s hlavou 3	výkres č. BP-3-10