

U.S.T.A.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

*Lez*

# PROJET DE FIN D'ETUDES

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
DEPARTEMENT MECANIQUE  
SYSTEME DE CONTROLE SUR  
RECTIFIEUSE SANS CENTRES

1 PLAN

Proposé par SONACOME  
CVI de ROJIBA

Suivi par Mr :

A SEMERDJEV

Etudié par :

M DOUMI

## Introduction.

### 1. Etude du signal pneumatique

- principe de Transmission du signal pneumatique
- Méthode manométrique
- Palpeurs

### 2. Appareils pneumatiques de contrôle et de commande

- Différents appareils
- Etude de l'appareil à compensation

### 3. Etude de la correction

- précision des systèmes de correction
- paramètres de correction

### 4. Système de correction

- fonctionnement
- Dispositif de mesure
- Dispositif de correction
- Analyse métrologique

## Conclusion.

# PRODUCTION

Les appareils de mesure permettent de connaître certains points d'une fabrication. Ils donnent la possibilité d'agir sur le procédé de fabrication de manière à obtenir la qualité et la quantité de produits finis conformément à certaines spécifications dans les meilleures conditions de sécurité et de rendement avec un prix de revient minimum. Pour cela les appareils donnent une information permettant d'effectuer des contrôles.

En partant de ces contrôles, on agira sur le procédé pour obtenir la qualité et la quantité escomptées.

Dans notre étude, on utilise un appareil de mesure pour agir sur des organes de machines-outils corrigeant automatiquement la marche du procédé de fabrication en fonction de certains critères établis à l'avance. Ce dispositif automatique porte le nom de régulation automatique.

Le schéma de ces systèmes de contrôle automatique et les différentes liaisons fonctionnelles entre les organes sont donnés à la figure 1.

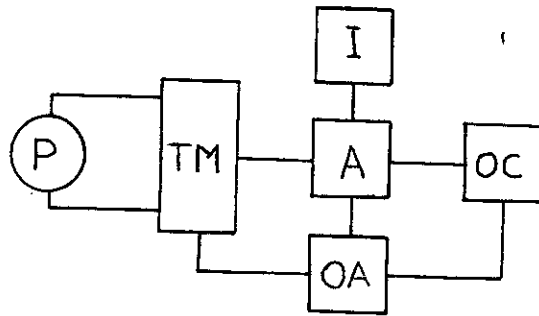


Fig 1.

P: pièce à contrôler  
 TM: tête de mesure  
 I: indicateur

A: amplificateur  
 OA: organes d'alimentation  
 OC: organes de commande

La tête de mesure permet de prendre la mesure ou grandeur de la pièce à contrôler. Cette information sera transformée en signal convenable (signal électrique, pneumatique etc) et ensuite envoyée dans l'amplificateur. L'amplificateur multiplie le signal obtenu et s'il existe nécessité le transforme de nouveau. Les organes de commande reçoivent le signal amplifié de l'amplificateur et agissent sur les organes de machine-outils pour corriger la cote de la pièce s'il y a lieu. De l'amplificateur, il y a possibilité de donner l'information à l'indicateur pour visualiser la mesure. A titre d'indicateur, on utilise les cadrans gradués, les lumières et les systèmes d'indicateurs numérique. L'alimentation de la tête de mesure, de l'amplificateur et des organes de commande se fait par les organes d'alimentation qui utilisent souvent l'énergie électrique, pneumatique ou hydraulique. A part la fonction de distributeur, les organes d'alimentation remplissent aussi le rôle de stabilisateur. La différence la plus importante entre les systèmes de contrôle et les appareils de mesure ordinaires est le caractère discret du système indépendamment de la méthode de mesure. La tête de mesure donne une information continue à l'amplificateur, celui-ci la transforme en signal discret de commande.

Ces appareils de mesure peuvent être basés sur plusieurs méthodes dont les principales sont :

- 1- méthode électronique
- 2- " optico - électronique
- 3- " utilisant le processus radioactif
- 4- " pneumatique

Dans ce travail on opte pour une tête de mesure basée sur la méthode pneumatique étant donné qu'il existe déjà dans l'usine de la SONACOME une installation convenable d'air comprimé. De plus les ouvriers sont habitués au contrôle pneumatique.

## ETUDE DU SIGNAL PNEUMATIQUE

### 1.1. Principe de transmission pneumatique :

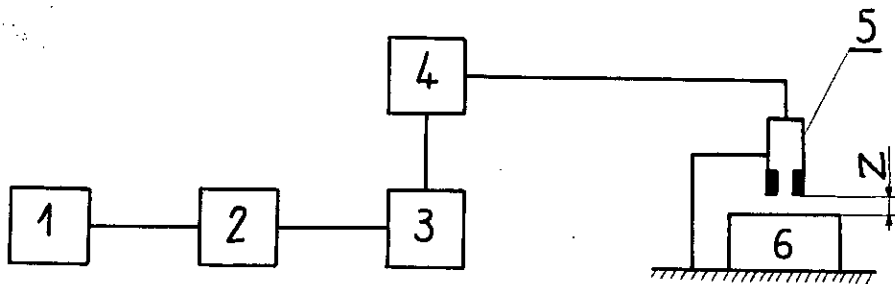


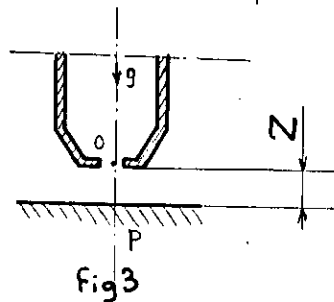
Fig 2

- |                             |                          |
|-----------------------------|--------------------------|
| 1 - source d'air comprimé   | 4 - appareil pneumatique |
| 2 - filtre                  | 5 - palpeur              |
| 3 - stabilisateur-détendeur | 6 - pièce                |

La figure 2 représente le schéma d'un système de contrôle pneumatique. L'air sous-pression de la source passe par le filtre et stabilisateur-détendeur pour alimenter l'appareil pneumatique, ensuite il arrive au palpeur. L'écoulement d'air se fait entre le gicleur et la face de la pièce située à une côté  $Z$  du palpeur. Les organes 1.2.3 sont très connus et utilisés dans tous les systèmes, alors notre étude portera seulement sur l'appareil pneumatique et le palpeur.

#### 1.1.1 Principe de la métrologie pneumatique

La métrologie pneumatique appliquée au contrôle d'usinage est basée sur la mesure de la résistance au passage d'un gaz (air) de l'étranglement de section, obtenu en plaçant un orifice à une faible distance  $Z$  d'une paroi solide  $P$ .



- |                                       |                         |
|---------------------------------------|-------------------------|
| $Z$ - distance entre pièce et gicleur | $g$ - écoulement de gaz |
| $O$ - orifice                         | $P$ - paroi solide      |

Les appareils qui utilisent ce principe sont appelés micromètres pneumatiques et se distinguent entre-eux par la façon de mesurer la résistance de l'étranglement.

#### 1.1.2. Écoulement d'un gaz à travers un étranglement de section

Avant de décrire ces divers types d'appareils, il est nécessaire de rappeler les lois de l'écoulement d'un gaz à travers un orifice ou plus généralement

à travers un étranglement de section de forme donnée.  
Soit  $F$  l'aire de la section minimale (formant étranglement) d'une canalisation faisant communiquer deux réservoirs contenant un gaz sous pression et dans lesquels on maintient les pressions absolues constantes:

$P_1$  à l'amont de l'étranglement

$P_2$  à l'aval.

Le débit  $G$ , en masse, de la canalisation peut se mettre sous la forme

$$G = C_G G_{th}$$

$G_{th}$  - débit théorique

$C_G$  - désigne un coefficient sans dimension appelé coefficient de débit.

Le débit  $G_{th}$  est donné par la formule de la gazodynamique

$$G_{th} = F \rho_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{1/\gamma} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{P_1}{\rho_1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (1)$$

Dans cette formule  $\rho_1$  désigne la masse volumique du gaz dans les conditions de température et de pression qui règnent dans le réservoir amont et  $\gamma$  le rapport des chaleurs spécifiques du gaz à pression constante et à volume constant

### 1.1.3 Signal pneumatique

Si on maintient une pression constante à l'amont du gicleur ( $P_1 = cte$ ), il est évident que  $G = \varphi(F)$  et par conséquent le changement de débit d'air correspond au changement de la distance à mesurer; variation de la section  $F$ . Ce changement de débit d'air dans les appareils pneumatiques peut être mesuré de deux façons pour donner le signal pneumatique.

1. méthode manométrique

2. " rotamétrique (débimètre)

Dans les appareils de contrôle automatique, la 1<sup>ère</sup> méthode est plus préférable parcequ'il existe de nombreux appareils permettant de transformer le signal pneumatique en signal électrique.

### 1.2 Méthode manométrique

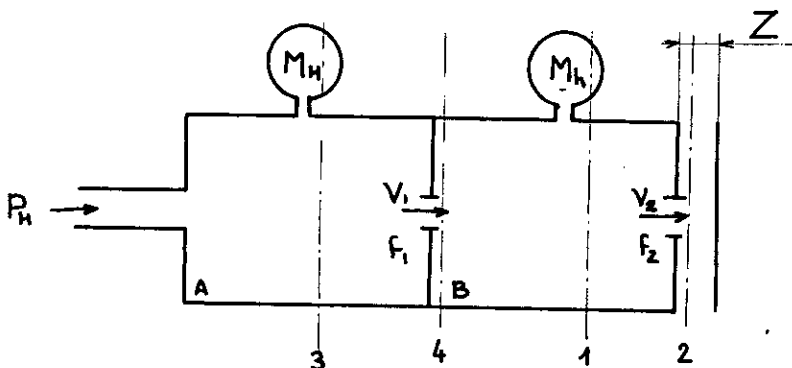


Fig 4

### 1.2.1 Description de l'appareil

L'air avec une pression absolue  $P_H$  entre dans la chambre A dans laquelle existe une surpression  $H$  ( $P_H = H + P_a$ ) qui est mesurée par le manomètre  $M_H$ . Cette chambre A est nommée chambre d'entrée. La chambre A communique avec la chambre de mesure B par un orifice circulaire ou gicleur d'entrée de section  $f_1$ . L'air passe dans la chambre B puis s'échappe dans l'atmosphère par le gicleur de sortie de section  $f_2$ .

Si on place une plaque devant la face du gicleur de sortie à la distance  $Z$ , par exemple la face d'une pièce à mesurer. La section d'écoulement d'air devient une surface latérale d'un cylindre au lieu de la section circulaire  $f_2$ . Il est évident que la pression  $h$  indiquée par le manomètre  $M_h$  dépend de la pression de Travail  $H$ , de la section  $f_1$  du gicleur d'entrée et de la distance  $Z$ .

### 1.2.2 Equation fondamentale

On suppose que l'air est non compressible du fait que les pressions régnant dans la chambre A et B sont assez faibles dans l'intervalle de travail  $\Delta Z$ . Alors on peut écrire l'équation de Bernoulli pour un fluide non compressible :

$$H_0 + h + \frac{v^2}{2g} = C^{\text{te}} \quad (2)$$

$H_0$  : surpression initiale  
 $h$  : " statique

$\frac{v^2}{2g}$  : surpression dynamique.

En appliquant l'équation de Bernoulli entre les sections 1.1 et 2.2 on a

$$H_0 + h + \frac{v_h^2}{2g} = H_0 + h_0 + \frac{v_0^2}{2g}$$

La vitesse  $v_h$  dans la chambre de mesure est supposée nulle ( $v_h = 0$ ). La surpression d'air à la sortie est nulle ( $P_{\text{sortie}} = P_a$ ). La vitesse de l'air à la sortie du gicleur de section  $f_2$  est :

$$v_2 = \alpha_2 v_0 = \alpha_2 \sqrt{2gh} \quad (3)$$

L'équation de Bernoulli entre les sections 3.3 et 4.4 donne :

$$H_0 + H + \frac{v_H^2}{2g} = H_0 + h + \frac{v_1^2}{2g}$$

De même que  $v_h$ , la vitesse  $v_H$  est nulle et la vitesse de l'air à la sortie du gicleur de section  $f_1$  est :

$$v_1 = \alpha_1 v_0 = \alpha_1 \sqrt{2g(H-h)} \quad (4)$$

$\alpha_1, \alpha_2$  coef de débit d'air au niveau du gicleur 1 et 2

L'équation de continuité s'écrit :

$$v_1 f_1 = v_2 f_2 \quad (5)$$

En élevant au carré et en substituant  $V_1$  et  $V_2$  par leur valeur des équations 3,4 on obtient :

$$h = \frac{H}{1 + \left(\frac{\alpha_2}{\alpha_1}\right)^2 \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2} \quad (6)$$

Cette équation s'appelle l'équation fondamentale du système pneumatique créée à la base de la figure 4.

Si  $H = \text{cte}$  et  $f_1 = \text{cte}$ , la surpression de mesure  $h$  dépend directement de la section du gicleur de sortie  $f_2$  :

$$h = \varphi(f_2)$$

### 1.2.3 Procédés de mesure

Pratiquement on prend une section circulaire pour le gicleur d'entrée :

$$f_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$$

$d_1$  : diamètre du gicleur d'entrée

La section  $f_2$  dépend du palpeur de prise de côté.

### 2. Mesure directe d'alésage

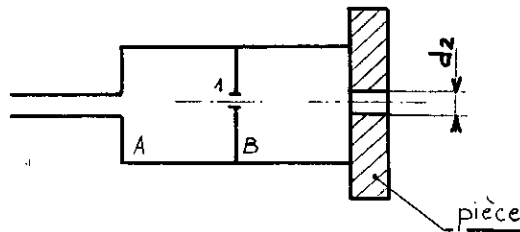


Fig 5

$$\text{donc } f_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \quad \text{et} \quad \frac{f_2}{f_1} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 \quad h = \frac{H}{1 + \left(\frac{\alpha_2}{\alpha_1}\right)^2 \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4} \quad (7)$$

### b. Mesure à l'aide de gicleur cylindrique - plaque

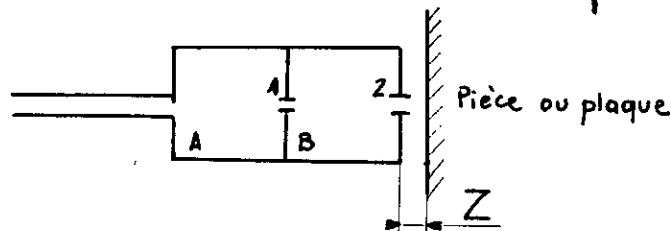


Fig 6

$$f_2 = \pi d_2 Z \quad \frac{f_2}{f_1} = \frac{4 d_2 Z}{d_1^2} \quad h = \frac{H}{1 + \left(\frac{\alpha_2}{\alpha_1}\right)^2 \left(\frac{4 d_2 Z}{d_1^2}\right)^2} \quad (8)$$



### C. Mesure à l'aide de gicleur de section rectangulaire

Pour le contrôle des pièces de petits diamètres ou de petites largeurs, on prévoit des gicleurs de section rectangulaire tout en gardant la même surface pour ne pas changer la caractéristique du système pneumatique. Ce procédé a pour but de réduire la fuite du jet d'air par les côtés de la pièce.

$$F_2 = 2(a+b)Z \quad \frac{F_2}{F_1} = \frac{8(a+b)Z}{\pi d_1^2} \quad h = \frac{H}{1 + \left(\frac{\alpha_2}{\alpha_1}\right)^2 6,5 \frac{(a+b)^2}{d_1^4} Z^2} \quad (9)$$

Dans le cas où le contrôle s'effectue à l'aide de gicleur-plaque, la surface latérale du cylindre doit être inférieure à la surface du gicleur de sortie

$$\pi d_2 Z \leq \frac{\pi d_2^2}{4} \Rightarrow Z \leq 0,25 d_2 \quad (10)$$

Pour le contrôle à l'aide de gicleur de section rectangulaire

$$2(a+b)Z \leq \frac{\pi d_2^2}{4} \Rightarrow Z \leq 0,5 \frac{a \cdot b}{a+b} \quad (11)$$

Mais pratiquement on prend

$$Z = 0,6 \div 0,7 Z \text{ calculé}$$

parce que les sections réelles d'écoulement diffèrent des sections théoriques.

#### 1.2.4 Coefficient d'amplification

L'allure de la fonction  $h = \varphi(Z)$  est donnée par la figure 7. Dans l'intervalle  $Z_{\min} - Z_{\max}$ , la caractéristique est presque linéaire et elle possède une grande pente donnant une sensibilité maximum.

$$K_Z = \frac{dh}{dZ} \quad (12)$$

$K_Z$  est le coefficient d'amplification entrée - sortie.

Cet intervalle  $\Delta Z$  détermine le champ d'application du système pneumatique considéré.

On appelle  $\Delta_e Z$  l'erreur de non linéarité, c'est à dire la différence d'abscisse qui existe entre la caractéristique supposée linéaire dans l'intervalle  $\Delta Z$  et la caractéristique réelle. Si la droite passe par le point d'inflexion de la caractéristique réelle,  $\Delta_e Z$  est maximum aux extrémités de  $\Delta Z$ . Dans ce cas l'erreur relative de non linéarité est:

$$\delta_Z = \frac{\Delta_e Z}{\Delta Z} \quad (13)$$

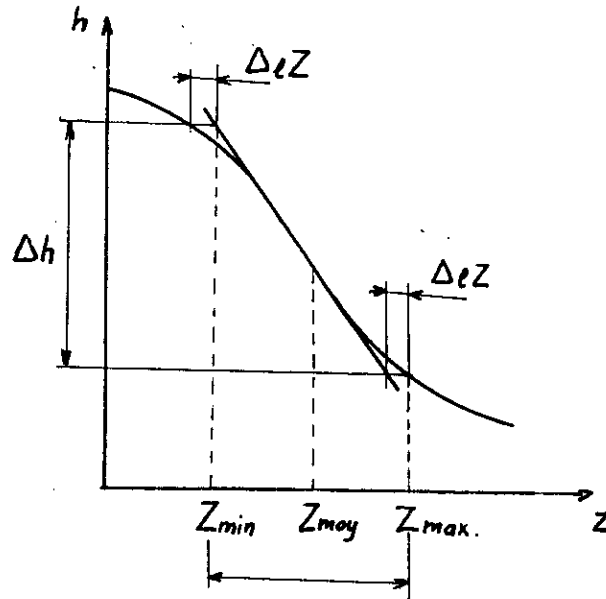


Fig 7

D'après l'équation fondamentale, on s'aperçoit que la variation de la surpression  $H$  influence directement la surpression de mesure  $h$  et par conséquent le contrôle. Pour trouver l'erreur relative  $\varepsilon$  provoquée par la variation de  $H$ , il suffit de dériver l'équation fondamentale 6 en supposant que  $\alpha_1 = \alpha_2$

$$|\varepsilon| = \frac{dh}{\Delta h} \quad h = \frac{H}{a} \quad dh = \frac{dH}{a} = \frac{dH}{H} h \quad a = 1 + \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2$$

$$\text{d'où } |\varepsilon| = \frac{dH}{H} \frac{h}{\Delta h} \quad (14)$$

La valeur maximum de  $\varepsilon$  correspond à  $Z_{\min}$

Pour un intervalle  $\Delta Z$  grand, on obtient une erreur relative  $\varepsilon$  petite d'où l'intérêt d'utiliser un grand intervalle de mesure.

Les systèmes pneumatiques utilisant une grande surpression ont une faible erreur relative  $\varepsilon$  car l'erreur de stabilisation  $dH$  ne dépend pas de la valeur de  $H$ .

On peut diminuer l'influence de la variation de  $H$  en adoptant le système pneumatique différentiel.

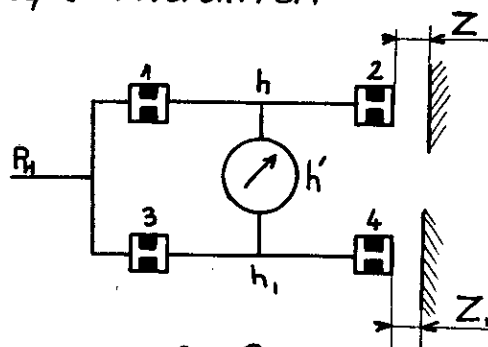


Fig 8

Deux canalisations sont montées en parallèle et alimentées par une

source d'air comprimé. Une des canalisations, appelée canalisation de mesure, comporte en amont un orifice fixe 1 et en aval l'étranglement fonction de la cote  $Z$ . L'autre canalisation, appelée canalisation de contre pression (ou de réglage) comporte en amont un orifice fixe 3 et en aval un orifice 4 dont la section d'écoulement peut être réglée à l'aide de la cote  $Z_1$ . En dérivation entre ces deux canalisations, on dispose une chambre dans laquelle existe une surpression  $h'$  qui est la différence de  $h$  et  $h_1$ . Le manomètre de mesure nous indique alors:

$$h' = h - h_1$$

est l'erreur relative sera:

$$|E| = \frac{dH}{H} \frac{h-h_1}{\Delta h} \quad (15)$$

$E=0$  pour  $h-h_1=0$  c'est à dire  $Z=Z_1$  si  $f_1=f_3$

$E_{\max}$  pour  $(h-h_1)_{\max}$  qui correspond à une valeur de  $Z_{\min}$  ou de  $Z_{\max}$  sachant que  $Z_1 = Z_{\text{moy}}$

De cette façon le système pneumatique différentiel réduit les erreurs et les rend symétriques par rapport à  $Z_{\text{moy}}$ .

### 1.2.5 Détermination des paramètres

Les paramètres fondamentaux des systèmes de contrôle pneumatique sont le diamètre du gicleur d'entrée  $d_1$ , du gicleur de sortie  $d_2$ , la surpression de travail  $H$ , l'intervalle de mesure  $\Delta Z$  et la sensibilité  $k_Z$ . Pour déterminer ces paramètres, on suppose que  $\alpha_1 \approx \alpha_2$ . L'équation fondamentale se réduit à

$$h = \frac{H}{1 + \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2}$$

si on pose  $\frac{f_2}{f_1} = x$

$$h = \frac{H}{1 + x^2} \quad (16)$$

Dans l'intervalle  $x_{\max} - x_{\min} = \Delta x$ , la caractéristique est approximativement linéaire. Cet intervalle est

$$x_{\min} \approx 0,4 \quad x_{\max} \approx 0,8$$

l'erreur commise est de l'ordre de 0,4%.

Si par exemple la mesure se fait à l'aide d'un gicleur-plaque

$$f_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}; \quad f_2 = \pi d_2 Z \quad \text{et} \quad x = \frac{f_2}{f_1} = \frac{4 d_2 Z}{d_1^2}$$

donc

$$\left. \begin{aligned} x_{\min} &= \frac{4 d_2}{d_1^2} Z_{\min} \approx 0,4 \\ x_{\max} &= \frac{4 d_2}{d_1^2} Z_{\max} \approx 0,8 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

$$h = \varphi(H, x)$$

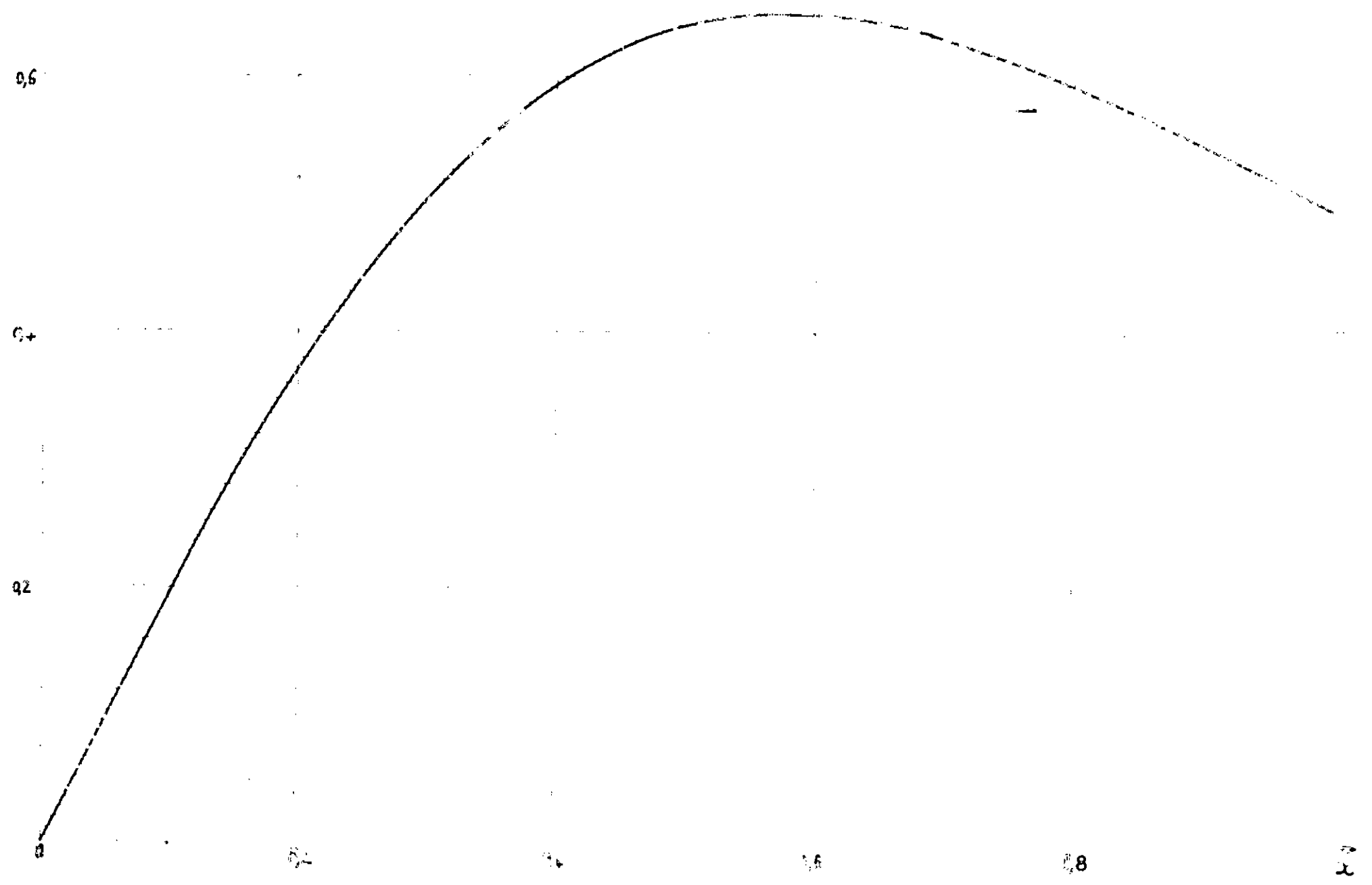
$$h = \varphi(0.2, x)$$

$$h = \varphi(0.15, x)$$

$$h = \varphi(0.1, x)$$

$$h = \varphi(0.05, x)$$

W.P. 27



alors

$$\Delta Z = Z_{\max} - Z_{\min} = 0,1 \frac{d_1^2}{d_2} \quad (18)$$

et

$$d_1 = \sqrt{10 \Delta Z d_2} \quad (19)$$

L'intervalle  $\Delta Z$  est déterminé en fonction de la tolérance des pièces à contrôler. Le plus souvent on prend

$$\Delta Z = (1,2 \div 1,3) IT \quad (20)$$

IT: intervalle de tolérance

Le diamètre  $d_1$  faisant partie de l'appareil de contrôle (ETAMIC, SOLEX) est fixé par le constructeur. Il est nécessaire de calculer  $d_2$

$$d_2 = 0,1 \frac{d_1^2}{\Delta Z} \quad (21)$$

La sensibilité  $KZ$  est:

$$KZ = \frac{dh}{dZ} = \frac{dh}{dx} \frac{dx}{dZ} \quad h = \frac{H}{1+x^2} \quad \frac{dh}{dx} = -\frac{2xH}{(1+x^2)^2}$$

$$x = \frac{4d_2}{d_1^2} Z \quad \frac{dx}{dZ} = \frac{4d_2}{d_1^2}$$

$$KZ = -\frac{2x}{(1+x^2)^2} H \frac{4d_2}{d_1^2}$$

On pose  $\sigma = \frac{2x}{(1+x^2)^2}$ . Dans l'intervalle  $\Delta Z$ ,  $\sigma$  prend 2 valeurs

extrêmes qui sont :  $\sigma_{\max} = 0,65$   
 $\sigma_{\min} = 0,61 \Rightarrow \sigma_{\text{moy}} = 0,63$

En remplaçant  $\sigma$  par  $\sigma_{\text{moy}}$ ,  $KZ$  devient

$$KZ = -0,63 H \frac{4d_2}{d_1^2} \quad (22)$$

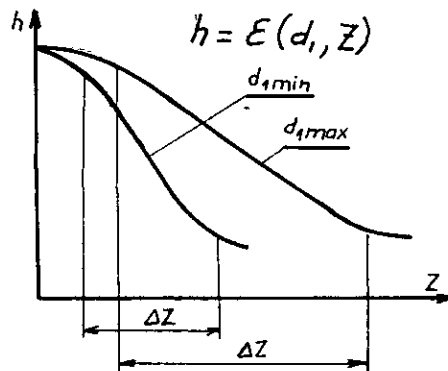
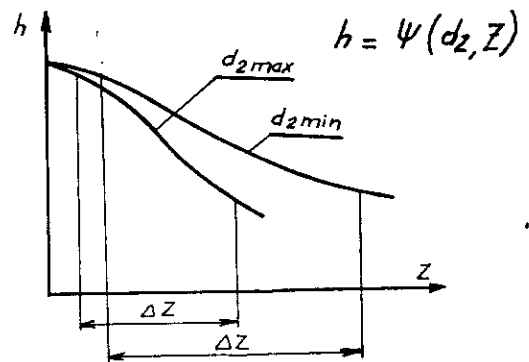
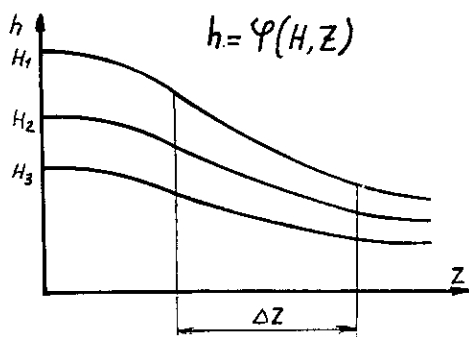
Le signe moins devant l'expression de  $KZ$  montre que si  $Z$  augmente, la suppression de mesure  $h$  diminue. Cette expression de  $KZ$  donne aussi la possibilité d'analyser l'influence des paramètres  $H$ ,  $d_1$  et  $d_2$  sur la caractéristique du système pneumatique.

### 1.2.6 Influence des paramètres sur la caractéristique

A titre d'indication on donne le tableau de valeurs expérimentales et le tracé des courbes  $h = \Psi(H, Z)$ ,  $h = \Psi(d_2, Z)$  et  $h = \Psi(d_1, Z)$  pour voir l'influence des paramètres  $H$ ,  $d_2$ ,  $d_1$  sur la caractéristique.

$d_2$ [mm]	$H$ [MPa]	$d_1$ [mm]	$\Delta Z$ [mm]	$Z_{moy}$ [mm]	$kZ$ [MPa mm']
1,00	0,05 0,10 0,15 0,20	0,50	0,040	0,060	0,35 0,70 1,05 1,40
	0,05 0,10 0,15 0,20	0,60	0,050	0,075	0,25 0,50 0,75 1,00
	0,05 0,10 0,15 0,20	0,80	0,100	0,150	0,15 0,30 0,45 0,60
1,50	0,05 0,10 0,15 0,20	0,50	0,032	0,048	0,65 1,30 1,95 2,60
	0,05 0,10 0,15 0,20	0,60	0,040	0,060	0,35 0,70 1,05 1,40
	0,05 0,10 0,15 0,20	0,80	0,070	0,105	0,225 0,45 0,675 0,90
	0,05 0,10 0,15 0,20	1,00	0,100	0,150	0,10 0,20 0,30 0,40
2,00	0,05 0,10 0,15 0,20	0,60	0,020 0,021 0,040 0,044	0,040 0,042 0,050 0,052	0,82 1,39 1,89 2,10
	0,05 0,10 0,15 0,20	0,70	0,024 0,044 0,046 0,050	0,042 0,052 0,067 0,070	0,66 1,01 1,21 1,51
	0,05 0,10 0,15 0,20	0,80	0,040 0,046 0,050 0,060	0,050 0,073 0,085 0,090	0,43 0,70 0,97 1,16
	0,05 0,10 0,15 0,20	1,00	0,080 0,080 0,090 0,100	0,090 0,120 0,145 0,150	0,23 0,43 0,59 0,74
	0,05 0,10 0,15 0,20	1,20	0,080 0,104 0,110 0,120	0,120 0,162 0,175 0,190	0,15 0,26 0,38 0,47
	0,05 0,10 0,15 0,20	1,50	0,100 0,110 0,130 0,170	0,215 0,220 0,245 0,275	0,07 0,14 0,20 0,26

$d_1$ [mm]	$H$ [MPa]	$\delta Z = 1\%$		$\delta Z = 3\%$		$KZ$ [MPa·m]
		$\Delta Z$ [ $\mu\text{m}$ ]	$Z_{\text{moy}}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$\Delta Z$ [ $\mu\text{m}$ ]	$Z_{\text{moy}}$ [ $\mu\text{m}$ ]	
0,5	0,10	25	38	30	30	1,86
	0,15	25	38	35	37	3,06
	0,20	27	30	35	32	3,98
0,6	0,10	21	45	40	45	2,51
	0,15	25	42	40	45	2,28
	0,20	35	42	50	55	2,66
0,7	0,10	22	54	50	50	1,14
	0,15	43	53	50	55	1,56
	0,20	50	50	60	55	1,89
0,8	0,10	33	62	70	65	0,83
	0,15	50	65	80	70	1,19
	0,20	60	65	85	72	1,41
1,0	0,10	33	62	70	65	0,83
	0,15	60	90	90	105	0,69
	0,20	50	95	110	105	1,01
1,2	0,10	70	110	90	115	0,17
	0,15	60	115	120	120	0,43
	0,20	60	90	110	105	0,48
1,5	0,10	64	103	140	130	0,15
	0,15	80	130	150	155	0,23
	0,20	50	105	90	115	0,27





### 1.3. Les palpeurs pneumatiques

Il existe deux possibilités pour prendre la mesure. La première s'effectue sans contact entre le palpeur et la pièce, elle est appelée mesure avec laminage direct (fig 9). L'autre est avec contact ou mesure avec laminage indirect (fig 10)

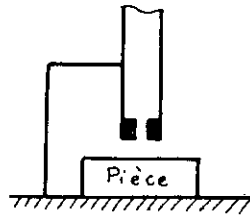


Fig 9

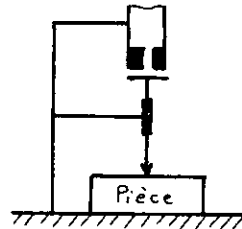


Fig 10

#### 1.3.1 Les palpeurs sans contact

Selon la forme et la position des surfaces à observer, on utilise des palpeurs mesurant en laminage direct. On distingue différentes méthodes de mesure parmi lesquelles on a :

##### a. Mesure directe d'une épaisseur

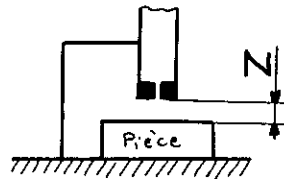


Fig 11

##### b. Mesure des petits alésages

L'alésage à mesurer est utilisé comme gicleur de sortie.

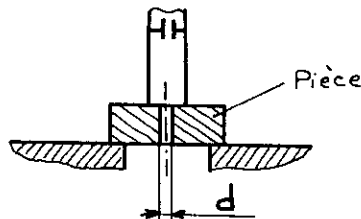


Fig 12

##### c. Mesure à l'aide de Tampon-gicleur

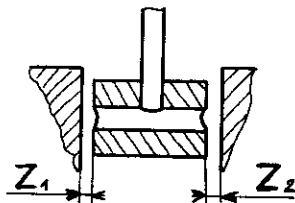


Fig 13

Dans ce cas on a deux gicleurs de sortie ; la surpression de mesure  $h$  est déterminée par le débit résultant des deux distances  $Z_1$  et  $Z_2$ . Pendant le processus de contrôle  $Z_1$  et  $Z_2$  peuvent changer mais toujours  $Z_1 + Z_2 = c^te$ . Pour éviter l'erreur de mesure provoquée par le changement de  $Z_1$  et  $Z_2$ , il est nécessaire de prendre quelques conditions de calcul des paramètres. La condition importante est le choix du point initial de la caractéristique exprimant la corrélation entre le débit  $Q$  et la cote  $Z$ ; ceci pour une surpression de travail constante.

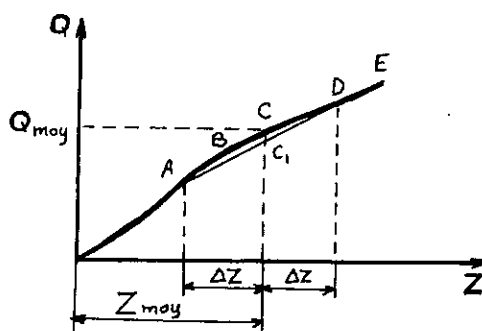


Fig 14

L'intervalle linéaire est  $BE$ . Supposant que devant les deux gicleurs est établi la cote initiale  $Z_{moy}$  à laquelle correspond le débit résultant  $2Q_{moy}$  c'est à dire le point  $C$  de la caractéristique  $Q = \psi(Z)$ . Si la cote devant l'un des gicleurs augmente de  $\Delta Z$ , l'autre diminue de la même valeur, le débit résultant sera égal à la somme des ordonnées des points  $A$  et  $D$  dont la somme est égale à deux fois l'ordonnée  $C_1$ . Donc le débit d'air va diminuer de deux fois  $CC_1$ , qui provoque un changement de la surpression de mesure  $h$  et par conséquent une erreur dans le contrôle. Alors il est nécessaire que le point initial  $C$  doit être choisi de telle façon que tout changement possible de  $Z_1$  et  $Z_2$  n'influence pas la mesure.

### 1.3.2 Les palpeurs à contact

Les palpeurs à contact sont utilisés pour les grands intervalles de mesure  $\Delta Z$ . L'étranglement peut se faire par soupape, par pointeau ou par une sphère.

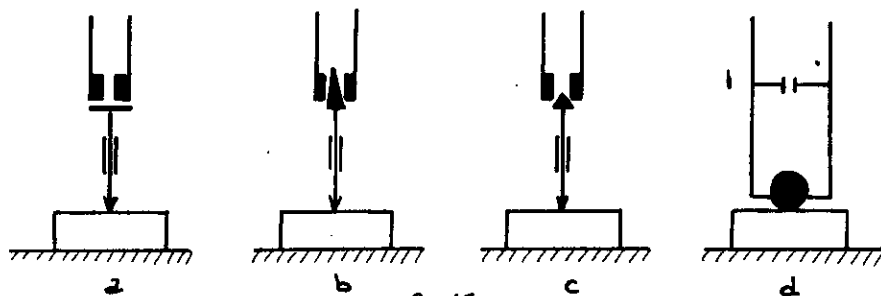


Fig 15

La figure 15 b représente un palpeur à contact avec une fermeture conique (pointeau allongé). Ce palpeur permet d'augmenter l'intervalle de mesure  $\Delta Z$ . La section d'écoulement est une surface latérale

d'un tronç de cône.

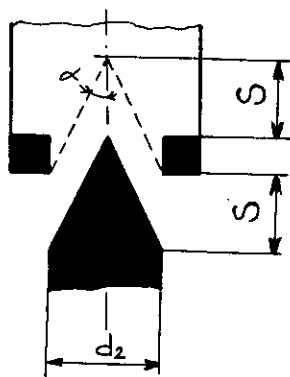


Fig 16

$$F = \pi d_2 S \sin \alpha - \frac{\pi S^2}{2} \sin 2\alpha \sin \alpha \quad (23)$$

Le coefficient de sensibilité

$$K = \frac{dF}{dS} = \pi \sin \alpha (d_2 - S \sin 2\alpha) \quad (24)$$

Le coefficient de sensibilité n'est pas constant, il dépend de la distance  $S$  entre le pointeau et le gicleur. Ces palpeurs sont surtout utilisés pour le contrôle des pièces de grande tolérance sans pouvoir donner les côtes réelles.

Exemple : palpeur à contact type K 16F de la maison MASSI (RDA).

A la place de l'étranglement cône, certains constructeurs adoptent une fermeture parabolique (Maison SYGMA) qui donne un coefficient de sensibilité constant.

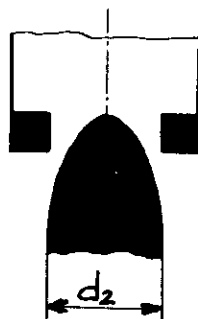


Fig 17

Ces palpeurs ont trouvé une application limitée à cause des difficultés technologique de réalisation.

Plus souvent les constructeurs adoptent des palpeurs à contact sphérique (fig 15 d) pour réduire l'usure. Dans ce cas la sensibilité est variable.

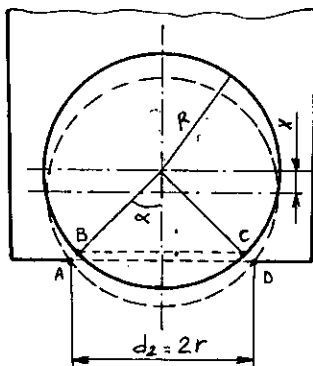
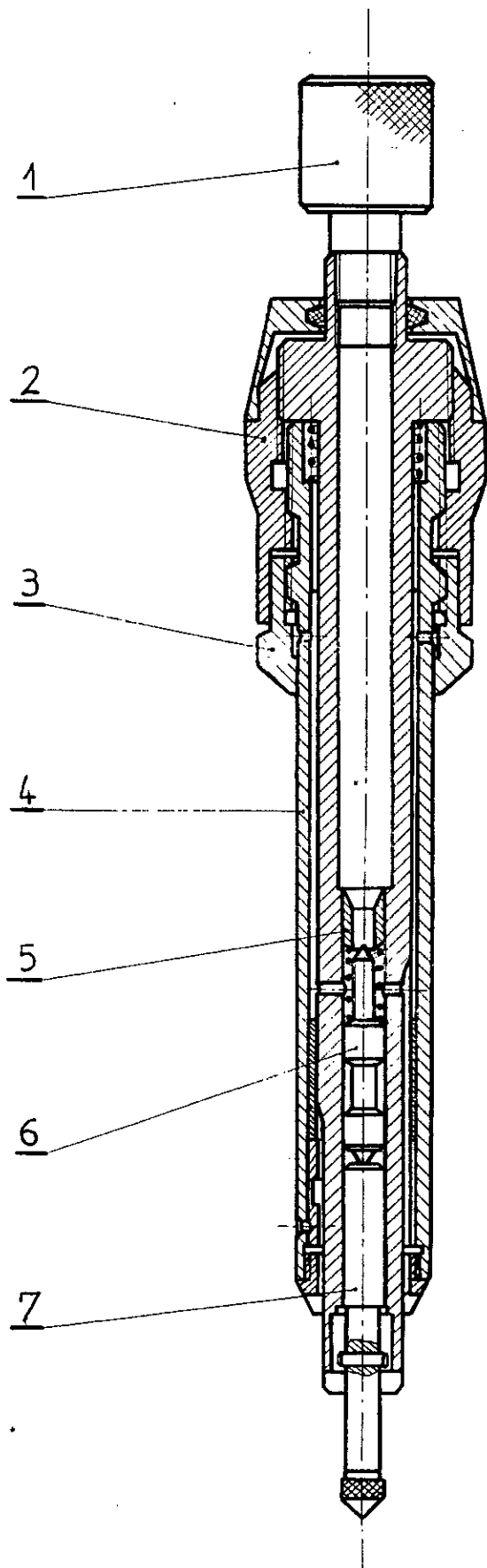


Fig 18



PALPEUR A CONTACT K 16F

La surface d'écoulement est le tronc de cône ABCD (Fig 18).

$$F = \pi r \sqrt{(s + \sqrt{R^2 - r^2})^2 + r^2} - \pi r \frac{R^2}{\sqrt{(s + \sqrt{R^2 - r^2})^2 + r^2}} \quad (25)$$

Une combinaison convenable entre les paramètres  $R$  et  $r$  peut donner un  $\Delta Z$  assez grand.

### 1.3.3 Palpeurs différentiels

Pour les mesures de grande précision, il est nécessaire d'augmenter la sensibilité du palpeur au détriment de l'intervalle  $\Delta Z$ . Cette condition est réalisée par le palpeur différentiel avec système pneumatique différentiel.

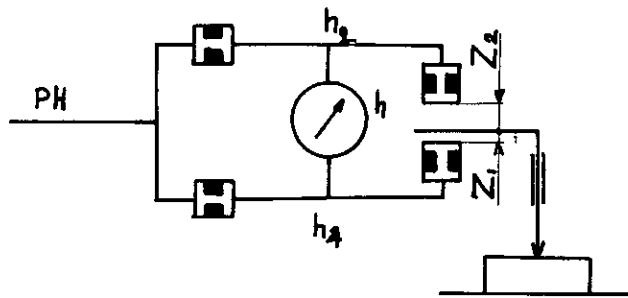


Fig 19

$$Z_1 + Z_2 = C \text{te} \quad \text{et} \quad h = h_1 - h_2$$

Si  $Z_1$  diminue et  $Z_2$  augmente de  $dz$  alors  $h_1$  augmente de  $dh$  par contre  $h_2$  diminue de la même valeur.

$$\left. \begin{array}{l} h_1 \rightarrow h'_1 = h_1 + dh \\ h_2 \rightarrow h'_2 = h_2 - dh \end{array} \right\} \begin{array}{l} h' = h'_1 - h'_2 = h_1 + dh - h_2 - dh \\ h' = h_1 - h_2 + 2dh = h + 2dh \end{array}$$

Pour une variation de  $dz$ , la surpression de mesure  $h$  varie de  $2dh$ . Donc la sensibilité de l'appareil a doublé. Les palpeurs de ce genre sont fabriqués par la maison JOHANSON (Suède) et appliqués dans les appareils de contrôle DELTAMETRE.

### 1.3.4 Autre type de palpeur

Tout récemment PEDE.I et MARKOV.B.N ont mis au point un nouveau palpeur à laminage direct basé sur l'injection d'air. L'avantage de ce palpeur est d'augmenter  $\Delta Z$  tout en gardant une sensibilité constante.

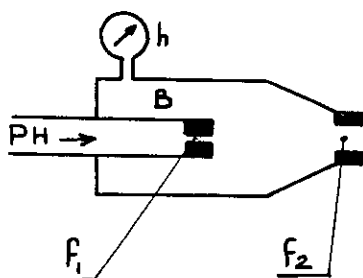


Fig 20.

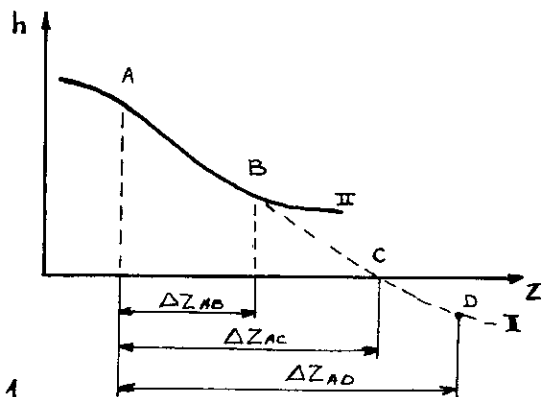


Fig 21.

Dans la zone AB de la courbe, ce palpeur se comporte comme les autres palpeurs. Au delà de  $Z_B$ , l'écoulement direct et à grande vitesse du gicleur 1 dans le gicleur 2 crée une diminution de la surpression  $h$  dans la chambre B. Quand Z passe à la côte  $Z_c$ , la pression de mesure  $h$  s'annule et ensuite on a une dépression dans l'intervalle CD. La caractéristique de ce gicleur montre bien que  $\Delta Z$  à augmenter du segment BC.

## 2. APPAREILS PNEUMATIQUES DE CONTRÔLE ET DE COMMANDE

### 2.1. Différents appareils

Actuellement on utilise souvent les appareils pneumatiques de contrôle et de commande basés sur le principe différentiel.

#### 2.1.1. Appareils à membrane

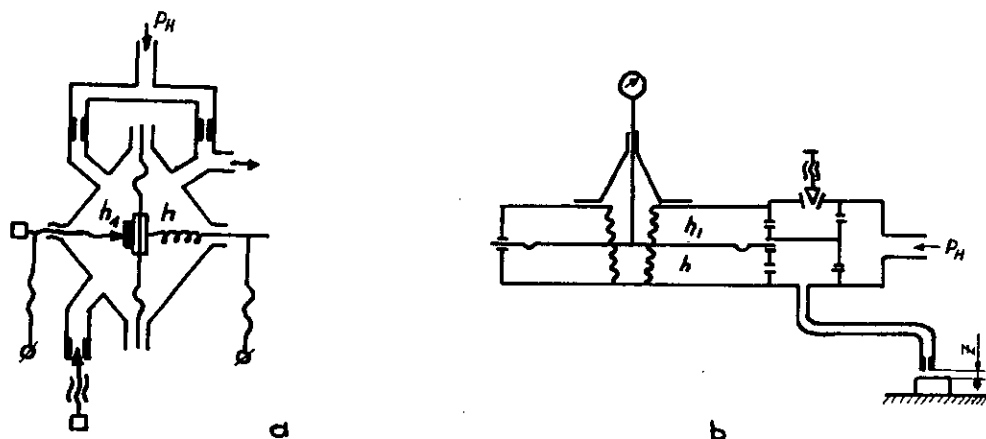


fig 22

La membrane porte le contact mobile. La différence entre ces deux types est que le deuxième appareil donne la possibilité d'indiquer la valeur de la cote à l'aide d'un comparateur.

#### 2.1.2. Appareils à soufflet métallique

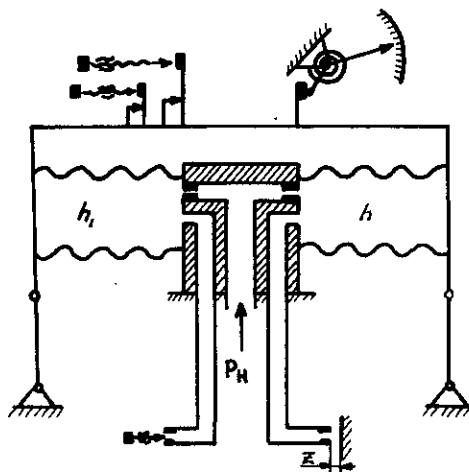


Fig 23

Ces appareils possèdent la possibilité d'indiquer la valeur de la cote en donnant plusieurs signaux électriques.

### 2.1.3. Appareils à compensation

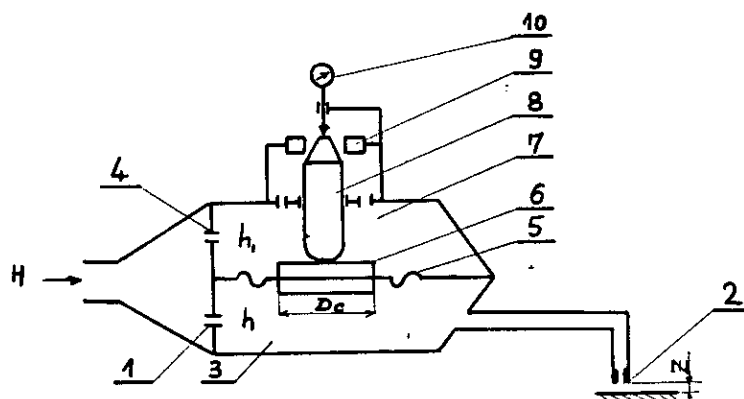


Fig 24

Dans ces appareils, on a 2 chambres, la chambre de mesure 3 et la chambre de compensation 7. L'air entre dans la chambre de mesure par le gicleur 1 et sort par le gicleur 2. Pour la chambre de compensation, il entre par le gicleur 4 et s'échappe par la surface latérale du tronc de cône créé par l'extrémité de l'aiguille 8 et le gicleur 9. La membrane 5 avec son centre dur se trouve en équilibre quand il y a égalité de pression  $h = h_1$ . La masse de l'aiguille et la pression de mesure du comparateur 10 sont négligeables par rapport aux forces pneumatiques agissant sur la membrane.

## 2.2. Etude de l'appareil à compensation

### 2.2.1. Fonctionnement

Quand la cote  $Z$  change de valeur, la surpression  $h$  varie et la membrane est hors d'équilibre pour un temps très court. Ensuite la membrane réagit de telle façon à reprendre son état d'équilibre mais ce sera dans une position différente. Par exemple si  $Z$  diminue, la pression  $h$  augmente et par conséquent la membrane se déplace vers le haut avec l'aiguille 8. La surface d'écoulement 8-9 diminue alors  $h_1$  augmente jusqu'à équilibrer  $h$ . Le déplacement de l'aiguille 8 fixé au comparateur donne l'information du changement de la cote à mesurer.

### 2.2.2. Relation entre $b$ et $Z$

La relation entre le déplacement  $b$  de l'aiguille et le changement de la surface 8-9 est déterminée par la condition d'équilibre de pression c'est à dire :

$$\frac{f_9}{f_4} = \frac{f_2}{f_1} \quad (25)$$

$f_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$  surface d'écoulement du gicleur 1.



$f_2 = \pi d_2 Z$  surface d'écoulement du palpeur 2.

$F_4 = \frac{\pi d_4^2}{4}$  " " du gicleur 4.

$f_9$  " " entre 8-9.

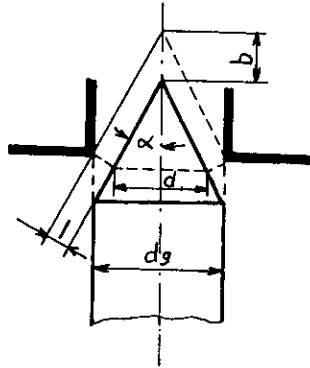


Fig 25

$$f_9 = \frac{\pi l (d_g + d)}{2} \quad \text{ou} \quad l = b \sin \alpha$$

$$d = d_g - 2 l \cos \alpha = d_g - 2 b \sin \alpha \cos \alpha$$

alors  $f_9 = \pi b d_g \sin \alpha - \pi b^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha$ .

Il est nécessaire de choisir  $d_1 = d_4$  pour garder les conditions d'égalité gazodynamique (écoulements semblables) pour que l'influence de la variation de  $H$  soit négligeable. Dans ce cas

$$f_2 = f_9$$

$$\pi d_2 Z = \pi b d_g \sin \alpha - \pi b^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha$$

en remplaçant  $\sin 2\alpha = 2 \sin \alpha \cos \alpha$   $b$  sera égale à :

$$b^2 - \frac{2 d_g b}{\sin 2\alpha} + \frac{4 d_2 Z \cos \alpha}{\sin^2 2\alpha} = 0 \quad (26)$$

$$b_{1,2} = \frac{d_g}{\sin 2\alpha} \left( 1 \pm \sqrt{1 - \frac{4 d_2 \cos \alpha Z}{d_g^2}} \right)$$

D'après le principe de fonctionnement on a pour  $Z=0$ ,  $b=0$  donc on prend :

$$b = \frac{d_g}{\sin 2\alpha} \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{4 d_2 \cos \alpha Z}{d_g^2}} \right)$$

en faisant un développement d'ordre 1 de :

$$\sqrt{1 - \frac{4 d_2 \cos \alpha Z}{d_g^2}} = 1 - \frac{2 d_2 \cos \alpha Z}{d_g^2}$$

d'où

$$b = \frac{d_2}{d_g \sin \alpha} Z \quad (27)$$

Le déplacement  $b$  de l'aiguille dépend linéairement de la cote  $Z$ .

La sensibilité  $k_z$  est :

$$k_z = \frac{db}{dz} = \frac{d_z}{d_g \sin \alpha} \quad (28)$$

On déduit que la moitié de l'angle de cône de l'aiguille

$$\alpha = \text{Arc sin} \frac{d_z}{d_g k_z} \quad (29)$$

$k_z$  est fonction de l'angle  $\alpha$  de l'aiguille. Un choix convenable de cet angle peut assurer la valeur de division du comparateur.

La sensibilité totale  $k_\Sigma$  de l'appareil à compensation est le produit des sensibilités intermédiaires :

$$k_\Sigma = k_z \cdot k_c \quad (30)$$

$k_c$  sensibilité du comparateur. Pour un comparateur standard dont la valeur de division est de  $1/100 \text{ mm}$ ,  $k_c = 100$ .

Dans les appareils Etamic on a souvent :

$$d_z = 2 \text{ mm} \quad d_g = 3 \text{ mm} \quad 2\alpha = 7^\circ 40'$$

Alors

$$k_z = 10$$

et la sensibilité totale de l'appareil à compensation sera

$$k_\Sigma = 10 \times 100 = 1000$$

donc la valeur de division est de  $1 \mu\text{m}$ .

La surface effective de la membrane est dimensionnée de telle façon à avoir une indication sur le comparateur pour une variation minimum  $\Delta z$  de la mesure imposée à l'avance. Il faut alors que la somme des forces appliquées sur l'aiguille doivent être inférieures à la force créée par la variation  $\Delta z$ .

$$\Delta p_\Sigma \leq k_z \cdot \Delta z \cdot F_{ef}$$

soit

$$\Delta z \geq \frac{\Delta p_\Sigma}{F_{ef} k_z} \quad (31)$$

$\Delta p_\Sigma$  la plus grande variation des forces appliquées sur l'aiguille.

$\Delta z$  erreur de mesure donnée auparavant

$F_{ef}$  surface effective de la membrane.

On prend souvent  $D_c = 0,8 D$  et  $F_{ef} = 0,8133 \frac{\pi D^2}{4}$  (32)

NB:

$$F_{ef} = \frac{\pi D^2}{12} \left[ 1 + \frac{D_c}{D} + \left( \frac{D_c}{D} \right)^2 \right]$$

La force de contact agissant sur l'aiguille, qui est composée par la force de l'indicateur et la force du ressort, doit être 3 ou 4 fois plus grande que la force  $P_{ch}$  qui s'exerce sur l'aiguille à cause de la pression maximum dans la chambre de compensation.

$$P_{ch} = \frac{\pi d_g^2 H}{4} \quad \text{et} \quad P_{ct} = (3 \div 4) P_{ch} \quad (33)$$

Les appareils du type Etamic travaillent avec une pression  $H = 0,4 \text{ MPa}$ , grâce à l'état d'équilibre des pressions des 2 côtés de la membrane, le changement de la pression  $H$  donne une influence négligeable sur la précision de mesure. En effet si on applique l'équation:

$$\varepsilon = \frac{dH}{H} \frac{h-h_1}{\Delta h}$$

pour calculer l'erreur relative  $\varepsilon$ , celle-ci sera nulle étant donné que  $h-h_1 = 0$ . Mais comme il n'existe pas une analogie absolue entre les deux canalisations de l'appareil  $\varepsilon$  est différent de zéro ( $\varepsilon \neq 0$ ). L'erreur relative peut être calculer en utilisant la formule expérimentale:

$$\varepsilon = - \frac{K_f \cdot dH}{\Delta h} \quad (34)$$

dans laquelle  $K_f$  dépend de la pression de travail  $H$  et des surfaces d'écoulement d'air. On a établi que le coef  $K_f$  diminue avec l'augmentation de la pression  $H$  et si la pression de source

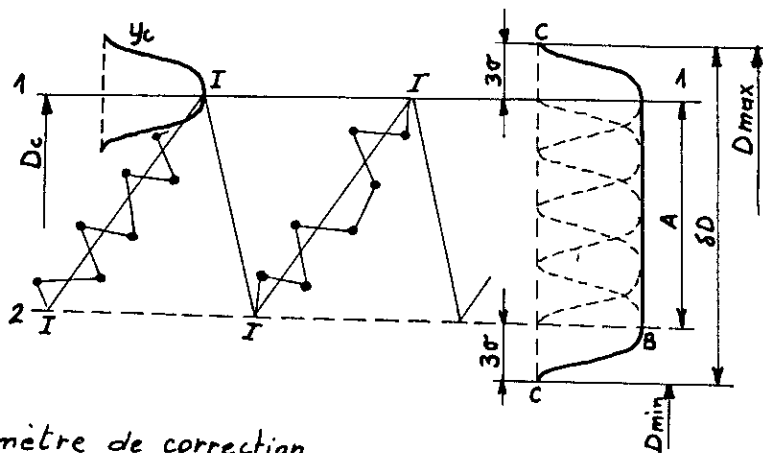
$$P_s = 0,4 \div 0,6 \text{ MPa}$$

l'appareil peut travailler sans stabilisateur supplémentaire.

### 3. ETUDE DE LA CORRECTION

#### 3.1. Précision des systèmes automatiques de réglage.

La précision des systèmes automatiques de réglage est fortement liée avec les processus technologiques. Donc les erreurs des systèmes ne peuvent être considérées sans tenir compte des particularités et diversités des processus.  
Notre étude portera sur les systèmes automatiques de réglage appliqués sur les rectifieuses.



$D_c$  : diamètre de correction  
 $\delta D$  : intervalle de tolérance

Fig 26

Lorsqu'on élabore une série de pièces sur rectifieuse sans centres, le réglage des meules est fait auparavant à la ligne 2 disposée dans la tolérance la plus proche du diamètre  $D_{min}$ .

Au cours de la fabrication les meules s'usent et par conséquent les diamètres des pièces augmentent. La droite II caractérise la tendance à l'accroissement des diamètres. Elle exprime les valeurs moyennes des diamètres des pièces.

Il est nécessaire de déterminer la position de la ligne 1.1 c'est à dire la position de la ligne de correction du réglage ; respectivement  $D_c$  et la valeur de la correction  $A$  ; c'est à dire le déplacement de la meule.

Pour déterminer ces grandeurs, on doit considérer :

- a - la tolérance des pièces
- b - la zone de répartition des erreurs accidentelles pendant la fabrication ( $\pm 3\sigma$ )
- c - la zone de répartition du moment où on donne le signal de correction (B)
- d - les erreurs du système de contrôle.

Si on admet que  $E=0$  et  $B=0$ , le diamètre  $D_c$  et la correction  $A$  sont déterminés par :

$$D_c = D_{max} - 3\sigma \quad (35)$$

$$A = 5\sigma - 6\sigma \quad (36)$$

où  $\sigma$  est déterminée expérimentalement.

En effet  $B$  et  $E$  sont différentes de zéro.

Le paramètre  $B$  dépend de la machine, du processus technologique et de la qualité de la meule.

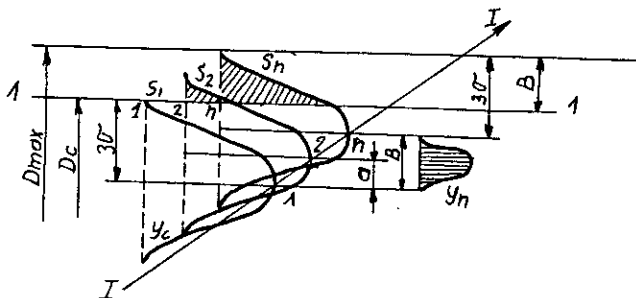


Fig 27

La figure 27 illustre la relation entre  $B$  et la ligne de correction. Le premier moment lorsqu'on peut attendre un signal de correction se caractérise par le point 1 de la ligne II, parce que la zone de répartition des erreurs touche la ligne de correction 1.1.

Les aires  $S_1, S_2, S_3, \dots, S_n$  caractérisent la zone des pièces actives c'est à dire les diamètres des pièces capables de provoquer un signal de correction.

Le moment 1 correspond au début de la loi  $y_n$ . La possibilité de correction doit être terminer au point  $n$  de la ligne II, parce que la loi  $y_n$  atteint la limite supérieure de la tolérance. Il est évident que la probabilité la plus grande d'effectuer une correction correspond aux points de la ligne II les plus proche du centre de la loi  $y_n$  est par conséquent :

$$D_c = D_{max} - B \quad (37)$$

Pour déterminer l'intervalle  $B$  il est nécessaire d'établir les deux limites extrêmes :

a- la limite lorsqu'il est possible de commencer une correction éventuelle.

b- la limite lorsque la probabilité de correction devient égale à 1.

La première limite est déterminée par le point 1 c'est à dire par  $3\sigma$ . On détermine la deuxième limite à l'aide de la théorie des probabilités.

$$P_n = 1 - \left(1 - \frac{S_1}{S}\right) \cdot \left(1 - \frac{S_2}{S}\right) \cdot \dots \cdot \left(1 - \frac{S_n}{S}\right) \quad (38)$$



Une analyse de la formule donne les conclusions suivantes dont le but est l'augmentation de la précision.

1. Pour diminuer  $B$  et  $\delta\sigma$ , on doit stabiliser le processus technologique :

- La machine
- l'instrument
- La température
- Les diamètres des pièces de l'opération précédente.

2. la diminution de  $A$  est possible si les organes de rectifieuse et surtout le support portant la meule peuvent accomplir un déplacement minimum. Par exemple si un déplacement discret n'est pas accompli malgré que le signal de correction est donné provoque immédiatement encore un signal de correction. Dans ce cas le support accomplissant les deux commandes ensemble c'est à dire deux fois  $A$  fait sortir les pièces hors de la tolérance.

### 3.2 Paramètres de correction

#### 3.2.1 Calcul de $\sigma$

On calcule l'écart type  $\sigma$  en prenant la mesure d'un lot de 100 pièces classées dans l'ordre de réalisation. La mesure est prise toujours dans la même section afin d'éliminer les erreurs systématiques. Les conditions de cette opération doivent être identiques pour toutes les pièces.

Tableau de valeurs

n°	diamètres	n°	diamètres	n°	diamètres	n°	diamètres	n°	diamètres
1	28,291	21	28,296	41	28,299	61	28,309	81	28,303
2	28,288	22	28,317	42	28,302	62	28,296	82	28,322
3	28,297	23	28,286	43	28,298	63	28,318	83	28,303
4	28,325	24	28,300	44	28,292	64	28,298	84	28,323
5	28,295	25	28,333	45	28,323	65	28,338	85	28,300
6	28,323	26	28,299	46	28,307	66	28,299	86	28,309
7	28,307	27	28,300	47	28,304	67	28,327	87	28,296
8	28,288	28	28,323	48	28,308	68	28,318	88	28,313
9	28,317	29	28,288	49	28,322	69	28,323	89	28,317
10	28,322	30	28,311	50	28,290	70	28,299	90	28,289
11	28,307	31	28,286	51	28,323	71	28,289	91	28,291
12	28,317	32	28,298	52	28,296	72	28,311	92	28,313
13	28,303	33	28,323	53	28,314	73	28,311	93	28,293
14	28,298	34	28,296	54	28,289	74	28,315	94	28,321
15	28,313	35	28,299	55	28,290	75	28,314	95	28,289
16	28,324	36	28,297	56	28,303	76	28,314	96	28,300
17	28,309	37	28,302	57	28,310	77	28,303	97	28,307
18	28,296	38	28,301	58	28,290	78	28,309	98	28,330
19	28,327	39	28,287	59	28,314	79	28,322	99	28,337
20	28,289	40	28,311	60	28,328	80	28,299	100	28,309

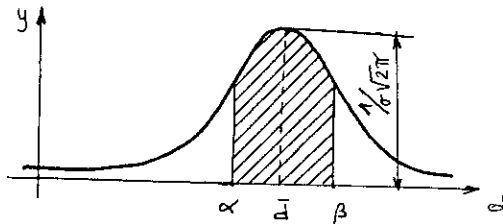
La moyenne arithmétique  $\bar{d} = \sum_{i=1}^n \frac{d_i}{n}$  (44)

$$\bar{d} = \sum_{i=1}^{100} \frac{d_i}{100} = 28,307$$

L'écart type  $\sigma$ :  $\sigma = \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (d_i - \bar{d})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$  (45)

$$\sigma = \left[ \frac{1}{100} \sum_{i=1}^{100} (d_i - 28,307)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 0,013 \text{ mm}$$

La majorité des courbes de distribution qui définissent les pièces mécaniques usinées sur des machines réglées à l'avance par le procédé d'obtention automatique des côtes s'approchent des courbes de distribution normale (courbe de Gauss-Laplace).



La probabilité pour que la valeur prise par la variable aléatoire  $d'$  de densité de probabilité

$$y(d) = \frac{1}{\sigma\sqrt{\pi}} e^{-\frac{(d-\bar{d})^2}{2\sigma^2}} \quad (46)$$

tombe dans l'intervalle  $(\alpha, \beta)$  est:

$$P(\alpha < d' < \beta) = \frac{1}{\sigma\sqrt{\pi}} \int_{\alpha}^{\beta} y(d) dd = \frac{1}{\sigma\sqrt{\pi}} \int_{\alpha}^{\beta} e^{-\frac{(d-\bar{d})^2}{2\sigma^2}} dd \quad (47)$$

effectuons le changement de variables

$$\frac{d-\bar{d}}{\sqrt{2}\sigma} = t$$

alors

$$P(\alpha < d' < \beta) = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \int_{\frac{\alpha-\bar{d}}{\sigma\sqrt{2}}}^{\frac{\beta-\bar{d}}{\sigma\sqrt{2}}} e^{-t^2} dt$$

L'intégrale figurant au second membre ne s'exprime pas au moyen de fonctions élémentaires. Les valeurs de cette intégrale s'expriment en fonction des valeurs de l'intégrale de probabilité

$$\Phi(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-t^2} dt$$

$$P(\alpha < d' < \beta) = \frac{1}{2} \left[ \Phi\left(\frac{\beta-\bar{d}}{\sigma\sqrt{2}}\right) - \Phi\left(\frac{\alpha-\bar{d}}{\sigma\sqrt{2}}\right) \right] \quad (48)$$

Les valeurs de  $\Phi(x)$  sont données dans des tables.



La probabilité de réaliser une pièce de diamètre 28,3 qualité 7 dans une telle machine est de :

IT7 = 21  $\mu$ m pour un diamètre de 28,3 mm.

Si  $\alpha$  et  $\beta$  sont symétriques par rapport à  $\bar{d}$  on a :

$$\alpha = \bar{d} - 10,5 ; \beta = \bar{d} + 10,5$$

$$P(\alpha < d' < \beta) = \frac{1}{2} \left[ \Phi \left( \frac{10,5}{13\sqrt{2}} \right) - \Phi \left( \frac{-10,5}{13\sqrt{2}} \right) \right]$$

$$\Phi(x) = -\Phi(-x)$$

$$P(\alpha < d' < \beta) = \Phi \left( \frac{10,5}{13\sqrt{2}} \right) = 0,58$$

Donc sur 100 pièces usinées, 58 pièces sont bonnes et 42 sont à reprendre. En supposant que la production est inversement proportionnelle au temps d'usinage, on a une baisse de 30 %.

D'après cette analyse on voit que la machine est moins précise. Il est alors impossible de concevoir un système de correction automatique sur celle-ci. On doit tout d'abord stabiliser le processus technologique c'est à dire réduire au maximum les erreurs accidentelles. Il faut essayer de réduire le faux rond des deux meules qui est de l'ordre de 8  $\mu$ m pour chacune. On prend la précaution de bien régler l'avance de travail (plongée) conformément aux caractéristiques de la meule, à la vitesse de coupe et au diamètre, matière de la pièce. On ne tolère que l'usinage des pièces qui ont la même surépaisseur d'usinage.

Après stabilisation du processus qui réduira les erreurs accidentelles et la zone de répartition des diamètres, nous allons utiliser les recommandations du professeur Volossov pour calculer les valeurs de correction et intervalle de tolérance correspondant. A partir de ces travaux expérimentaux sur rectifieuse il a établi que :

$$6\sigma = \frac{1}{3} SD \quad (49)$$

la zone de répartition du moment où on donne le signal de correction :

$$B = 3\sigma_{\max} \quad (50)$$

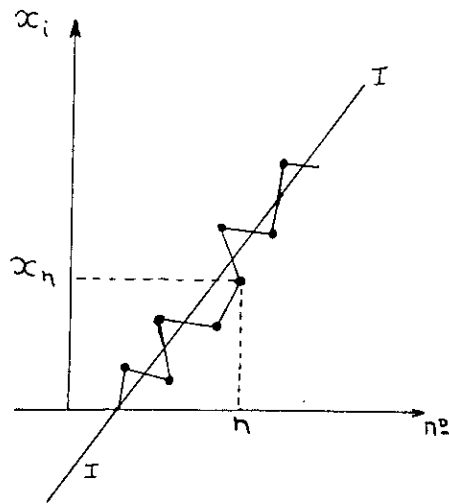
Alors la correction A sera :

$$A = SD - 6\sigma - B$$

$$A = \frac{1}{2} SD$$

### 3.2.2 Calcul de B et A.

A titre d'indication, on donne la méthode pour tracer la droite II caractérisant la tendance à l'accroissement des diamètres.



$$x_n = \frac{1}{5} \sum_{i=n}^{n+4} x_i \quad x_i : \text{diamètre de la pièce } n^\circ i.$$

$$a = x_{n+1} - x_n$$

$$B = (n-1)a \quad \text{ou} \quad B = 6\sigma^{0,75} a^{0,25}$$

$$A = \delta D - \delta G - B.$$

## 4 SYSTEME DE CORRECTION

### 4.1. Fonctionnement

La figure 29 représente la rectification d'une surface cylindrique sur une rectifieuse sans centres par le procédé en plongée. La pièce est placée par l'opérateur entre les meules de travail 3 et d'entraînement 4. Elle est supportée par le couteau 2. La meule d'entraînement est animée d'un mouvement de rotation et de translation  $T$  en deux étapes; l'une rapide, l'autre correspondant à l'avance adoptée pour l'usinage.

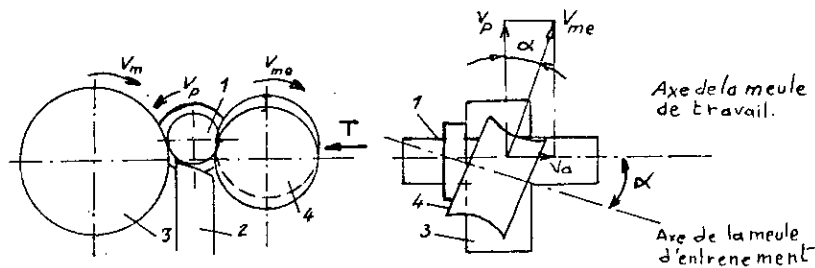


Fig 29

Comme on le voit il est pratiquement impossible de contrôler la pièce en cours d'usinage. Alors on prévoit un dispositif à part pour la mesure des pièces. L'opérateur prend la pièce après usinage et la place dans le dispositif de mesure et ceci suivant une fréquence qui sera défini en fonction de la correction  $A$ .

S'il y a nécessité de corriger, le dispositif de mesure donne l'information à celui de correction qui accomplit le déplacement  $A$  de la meule d'entraînement.

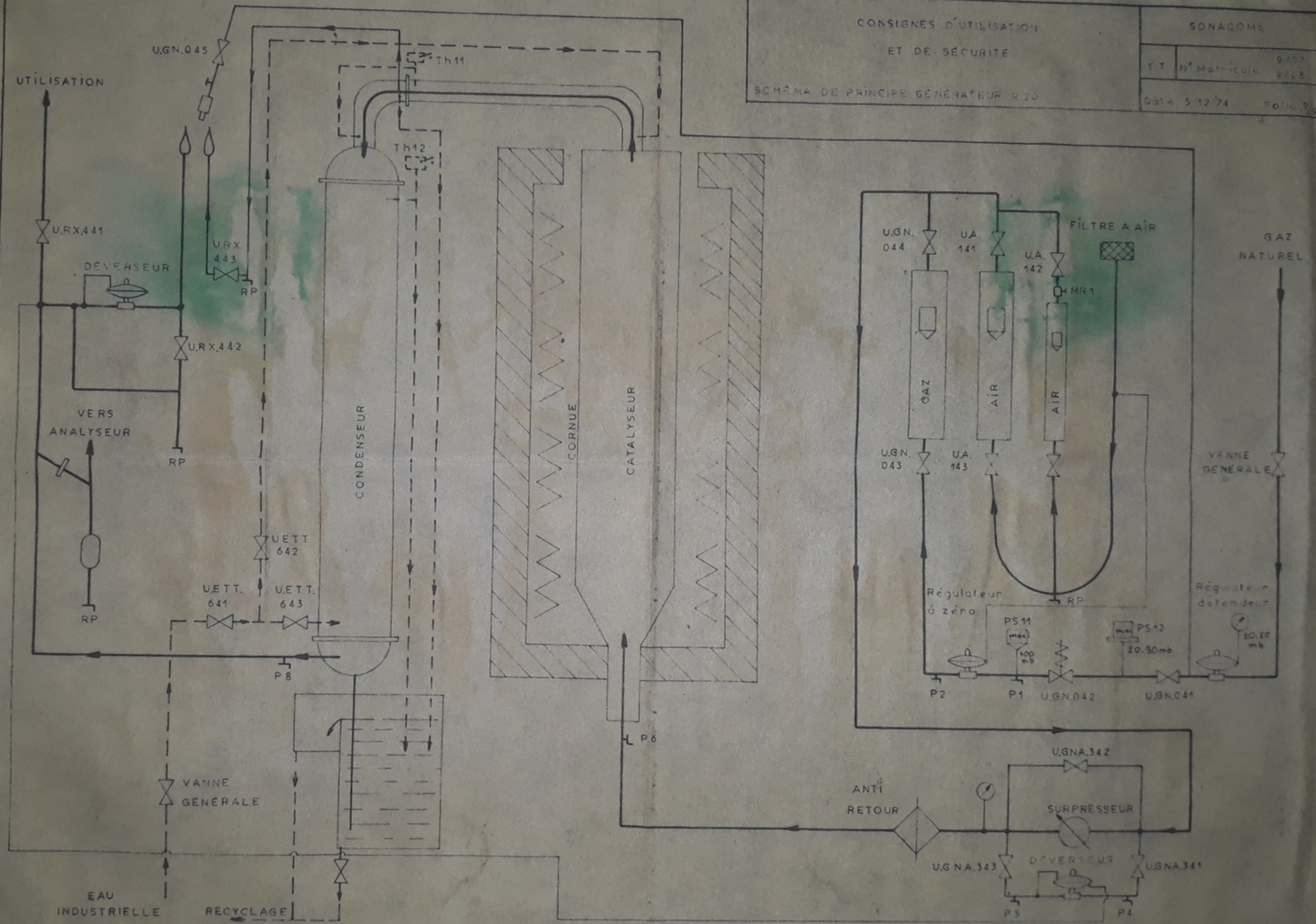


PM00580 / Avant p 30

CONSIGNES D'UTILISATION  
ET DE SÉCURITÉ

SCHEMA DE PRINCIPE GÉNÉRATEUR R 20

SONACOME	
T.T. N° Matricule	9/07 9768
Date	5/12/74
Folio	9/9



Nota: les repères mentionnés sur les vannes concernent le Géné 1. Les repères au Géné 2 diffèrent par le 2<sup>e</sup> chiffre (3 au lieu de 4).



Le dispositif de correction est composé d'un moteur pas à pas et d'un réducteur roue-vis sans fin.

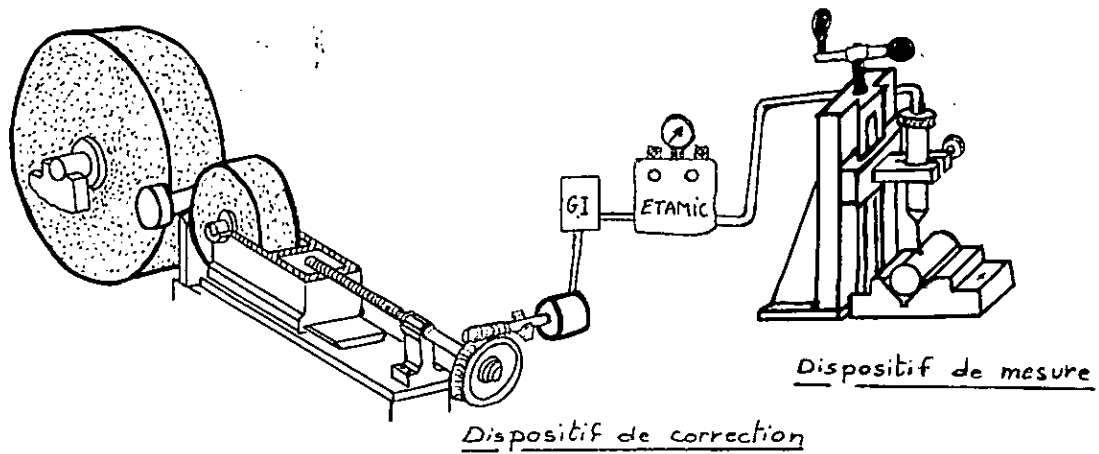
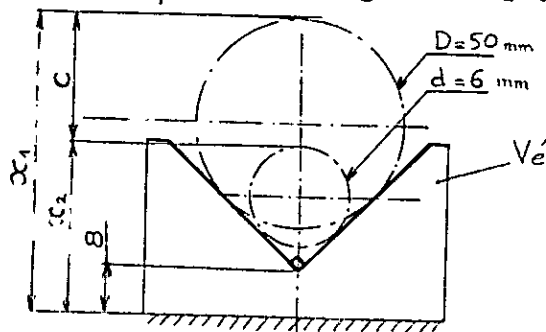


Fig 30

#### 4-2. Dispositif de mesure

##### Calcul de la course du coulisseau

diamètres des pièces usinées  $d = 6 \div 50 \text{ mm}$



La course  $C$  du palpeur est :

$$C = x_1 - x_2 = (1 + \sqrt{2}) \frac{D}{2} - (1 + \sqrt{2}) \frac{d}{2}$$

$$C = \frac{1 + \sqrt{2}}{2} (D - d)$$

$$\text{AN: } C = \frac{1 + \sqrt{2}}{2} (50 - 6) = 53,112 \text{ mm}$$

$$\underline{C = 54 \text{ mm}}$$

##### Calcul du palpeur

On prend souvent  $\Delta Z = 1,25 \text{ SD}$

SD: tolérance maximum des pièces qui passent sur la rectifieuse.  
Pour un diamètre de 50mm qualité 9, on a  $\text{SD} = 62 \mu\text{m}$   
donc

$$\Delta Z = 1,25 \times 62 = 77,50 \mu\text{m}$$

L'étamic utilisé a:

$$d_1 = d_4 = 1 \text{ mm}$$

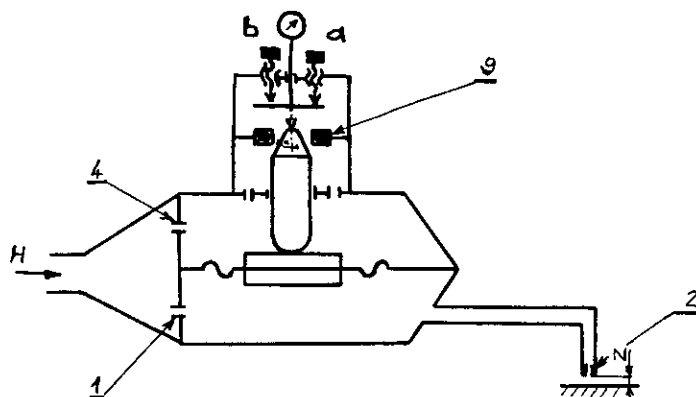
$$d_g = 3 \text{ mm}$$

$$2\alpha = 7^\circ 40'$$

$$d_2 = 2 \text{ mm}$$

$$K_\Sigma = K_Z \cdot K_c = 10 \cdot 100 = 1000$$

$$i = 1 \mu\text{m} \text{ (valeur de division du comparateur).}$$



a, b: contacts

Fig 31

$\Delta Z$  de cet ETAMIC sera :

$$\Delta Z = 0,1 \frac{d_1^2}{d_2} = 0,1 \frac{1}{2} = 0,050 \text{ mm} \quad \Delta Z = 50 \mu\text{m}$$

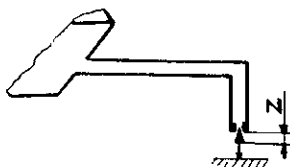
alors que nous avons besoin d'un  $\Delta Z = 77,5 \mu\text{m}$ . Il existe une seule possibilité pour augmenter  $\Delta Z$  c'est de changer le gicleur de sortie  $d_2$ . Par exemple pour obtenir un  $\Delta Z = 100 \mu\text{m}$  il faut

$$d_2 = 0,1 \frac{d_1^2}{\Delta Z} = 0,1 \frac{1}{0,1} = 1 \text{ mm}$$

$$\text{mais } k_Z = \frac{d_2}{d_g \sin \alpha} = \frac{1}{3 \sin \alpha} = 5,54 \quad K_\Sigma = 553,9$$

La valeur de division du comparateur est  $i = 1,8 \mu\text{m}$  ce qui est inconcevable pour un appareil de mesure. Nous allons prendre  $i = 2 \mu\text{m}$  et adopté une ouverture conique avec un diamètre de sortie  $d_2 = 2 \text{ mm}$  c'est à dire  $K_Z = 5$ .

Calcul de  $k_Z$  pour l'ouverture conique :



$$F_g = \pi b d_g \sin \alpha - \pi b^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha$$

$$F_2 = \pi Z d_2 \sin \beta - \pi Z^2 \sin^2 \beta \cos \beta$$

On a  $f_1 = f_2$

$$\pi b d_g \sin \alpha - \pi b^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha = \pi Z d_2 \sin \beta - \pi Z^2 \sin^2 \beta \cos \alpha$$

$$b^2 - \frac{d_g}{\sin \alpha \cos \alpha} b + \frac{d_2 \sin \beta}{\sin^2 \alpha \cos \alpha} Z - \frac{\sin^2 \beta \cos \beta}{\sin^2 \alpha \cos \alpha} Z^2 = 0$$

$$b = \frac{d_g}{2 \sin \alpha \cos \alpha} + \frac{1}{2} \left[ \frac{d_g^2}{\sin^2 \alpha \cos^2 \alpha} - \frac{4 d_2 \sin \beta}{\sin^2 \alpha \cos \alpha} Z - \frac{4 \sin^2 \beta \cos \beta}{\sin^2 \alpha \cos \alpha} Z^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

d'après le principe de fonctionnement de l'ETAMIC on a pour  $Z = 0$ ,  $b = 0$  d'où :

$$b = \frac{d_g}{2 \sin \alpha \cos \alpha} - \frac{1}{2} \left[ \frac{d_g^2}{\sin^2 \alpha \cos^2 \alpha} - \frac{4 d_2 \sin \beta}{\sin^2 \alpha \cos \alpha} Z - \frac{4 \sin^2 \beta \cos \beta}{\sin^2 \alpha \cos \alpha} Z^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

en faisant un développement du radical :

$$\left[ \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{2} \left( \frac{d_g^2}{\sin^2 \alpha \cos^2 \alpha} \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{Z}{2} \left( \frac{d_g^2}{\sin^2 \alpha \cos^2 \alpha} \right)^{-\frac{1}{2}} \left( - \frac{4 d_2 \sin \beta}{\sin^2 \alpha \cos \alpha} \right) + \dots$$

en remplaçant dans l'équation de  $b$  :

$$b = \frac{1}{4} \frac{d_g}{\sin \alpha \cos \alpha} + \frac{d_2 \sin \beta}{d_g \sin \alpha} Z$$

$$K_Z = \frac{db}{dZ} = \frac{d_2 \sin \beta}{d_g \sin \alpha}$$

Calcul de  $\beta$

$$K_Z = \frac{d_2 \sin \beta}{d_g \sin \alpha}$$

$$\beta = \text{Arc sin } \frac{K_Z d_g \sin \alpha}{d_2}$$

$$\begin{aligned} K_Z &= 5 \\ d_2 &= 2 \text{ mm} \\ d_g &= 3 \text{ mm} \\ 2\alpha &= 7^\circ 40' \end{aligned}$$

$$\beta = \text{Arc sin } \frac{5.3 \sin \alpha}{2} = 30,09318 \quad (30^\circ 05' 35'')$$

pour  $\beta = 30^\circ 06'$ ,  $K_Z = 5,001$  et  $i = 1,9995$   
l'erreur de 0,05% est acceptable.

Calcul de  $\Delta Z$

Pour vérification on calcule  $\Delta Z$  définitif.

A l'aide de la caractéristique fondamentale on a obtenu :

$$x_{\min} \approx 0,4$$

$$x_{\max} \approx 0,8$$

$$x = \frac{f_2}{f_1}$$

$$f_2 = \pi Z d_2 \sin \beta - \pi Z^2 \sin^2 \beta \cos \beta$$

$$f_1 = \pi d_1^2 / 4$$

$$Z^2 - \frac{2 d_2}{\sin 2\beta} Z + \frac{x d_1^2}{2 \sin 2\beta \sin \beta} = 0$$

$$Z = \frac{d_2}{\sin 2\beta} \pm \frac{1}{2} \left[ \frac{4 d_2^2}{\sin^2 2\beta} - \frac{2 x d_1^2}{\sin 2\beta \sin \beta} \right]^{\frac{1}{2}}$$

On a pour  $x=0$   $h=H$  et  $Z=0$   
Donc :

$$Z = \frac{d_2}{\sin 2\beta} - \frac{1}{2} \left[ \frac{4 d_2^2}{\sin^2 2\beta} - \frac{2 x d_1^2}{\sin 2\beta \sin \beta} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$Z_{\max} = \frac{d_2}{\sin 2\beta} - \frac{1}{2} \left[ \frac{4 d_2^2}{\sin^2 2\beta} - \frac{2 x_{\max} d_1^2}{\sin 2\beta \sin \beta} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$Z_{\min} = \frac{d_2}{\sin 2\beta} - \frac{1}{2} \left[ \frac{4 d_2^2}{\sin^2 2\beta} - \frac{2 x_{\min} d_1^2}{\sin 2\beta \sin \beta} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta Z = Z_{\max} - Z_{\min}$$

$$\Delta Z = \frac{d_2}{\sin 2\beta} \left( \sqrt{1 - \frac{x_{\min} d_1^2 \sin 2\beta}{2 d_2^2 \sin \beta}} - \sqrt{1 - \frac{x_{\max} d_1^2 \sin 2\beta}{2 d_2^2 \sin \beta}} \right)$$

$$d_1 = 1 \text{ mm} \quad x_{\min} = 0,4$$

$$d_2 = 2 \text{ mm} \quad x_{\max} = 0,8$$

$$\beta = 29^\circ 49'$$

$$\Delta Z = \frac{2}{\sin 2\beta} \left( \sqrt{1 - 0,05 \frac{\sin 2\beta}{\sin \beta}} - \sqrt{1 - 0,1 \frac{\sin 2\beta}{\sin \beta}} \right)$$

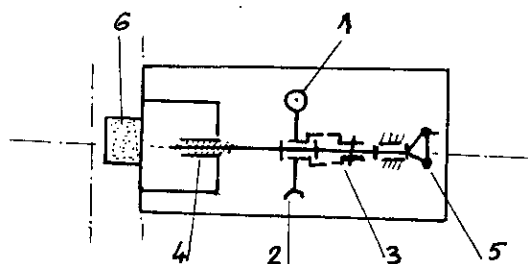
$$\Delta Z = 0,106 \text{ mm.}$$

### 4-3 Dispositif de correction

Le dispositif de correction est composé d'un moteur pas à pas, un réducteur roue-vis sans fin et d'un accouplement.

Un moteur pas à pas est un appareil dont les différents enroulements sont alimentés l'un après l'autre, chaque commutation provoquant un déplacement angulaire donné, appelé pas angulaire et qui est la caractéristique du moteur. Ce déplacement angulaire est transformé en un déplacement linéaire de la meule d'entraînement à l'aide du réducteur roue-vis sans fin et d'un système vis-écrou.

On prévoit un accouplement à cannelures entre la roue-vis sans fin et le système vis-écrou afin de désaccoupler le moteur lorsqu'on désire régler la machine ou travailler manuellement à l'aide du volant.



- |                                     |                          |
|-------------------------------------|--------------------------|
| 1- vis sans fin et moteur pas à pas | 4- vis-écrou             |
| 2- roue                             | 5- volant                |
| 3- accouplement à cannelures        | 6- meule d'entraînement. |

#### 4-3-1. Choix du pas angulaire et réduction $i$

On a précédemment calculé que le déplacement de correction  $A$  est :

$$A = \frac{1}{2} \delta D$$

et ceci d'après les expériences et recommandations du professeur Volossov. Suivant le tableau des  $\delta D$  pour les différents diamètres des pièces qui passent à la rectifieuse on fixe les valeurs extrêmes de  $A$ .

Qualité	6	7	8	9
diamètres de 6mm ÷ 10	9 $\mu$ m	15	22	36
10 ÷ 14	11	18	27	43
14 ÷ 18	11	18	27	43
18 ÷ 24	13	21	33	52
24 ÷ 30	13	21	33	52
30 ÷ 40	16	25	39	62
40 ÷ 50	16	25	39	62

$A_{\min} = 4,5 \mu\text{m}$        $A_{\max} = 31 \mu\text{m}$ .

Ces valeurs sont données à titre indicatif afin de s'orienter dans les calculs préliminaires



Le choix du pas angulaire et de la réduction est conditionné par la normalisation des pas angulaires des moteurs pas à pas et du réducteur adopté et surtout du déplacement minimum à réaliser.  
 Pour un déplacement  $A_{min} = 4,5 \mu m$ , la roue doit tourner d'un angle  $\gamma$ :

$$\gamma = \frac{360^\circ \times A_{min}}{p}$$

$p$ : pas du filetage du système vis-écrou.

La vis sans fin tourne alors de :

$$[A_{min}] = i \gamma = \frac{i \cdot 360}{p} A_{min}$$

$[A_{min}]$  déplacement angulaire de la vis sans fin.

Comme la vis sans fin est directement liée à l'arbre du moteur pas à pas, le pas angulaire du moteur est égal à  $[A_{min}]$ .

$$P = [A_{min}]$$

On calcule les différentes réductions en fonction des pas angulaires normalisés.

$$i = \frac{p P}{360 A_{min}}$$

$$p = 3 \text{ mm}$$

$$A_{min} = 4,5 \mu m.$$

P	0,9	1,8	2	2,5	7,5	15	45	90	[°]
i	1,66	3,33	3,70	4,60	13,88	27,77	83,33	166,6	

Pour un réducteur roue-vis sans fin  $i$  doit être supérieur à 20. D'après le tableau de  $i$ , on voit que le pas de  $15^\circ$  satisfait bien cette condition.

Calcul définitif de A.

Le pas angulaire est  $P = 15^\circ$ , on adopte  $i = 28$

$$\text{donc } A_{min} = \frac{p P}{360 i}$$

$$A_{min} = \frac{3 \cdot 10^3 \cdot 15}{360 \cdot 28} = 4,46 \mu m$$

$A_{min} = 4,46$  permet à la meule d'entraînement d'accomplir tous les déplacements nécessaires à la réalisation de pièces.

Le déplacement minimum fixe à  $4,46 \mu\text{m}$ , les autres déplacements doivent être des multiples de  $4,46 \mu\text{m}$  afin de garder un pas constant du moteur.

On partage les  $\delta D$  en 5 groupes suivant 5 déplacements adoptés.

$$A_1 = 4,46 \mu\text{m} \quad P_1 = 15^\circ \quad \delta D = 9 \div 16 \mu\text{m}$$

$$A_2 = 2A_1 = 8,92 \quad P_2 = 2P_1 = 30^\circ \quad \delta D = 18 \div 25$$

$$A_3 = 3A_1 = 13,38 \quad P_3 = 3P_1 = 45^\circ \quad \delta D = 27 \div 33$$

$$A_4 = 4A_1 = 17,84 \quad P_4 = 4P_1 = 60^\circ \quad \delta D = 36 \div 43$$

$$A_5 = 5A_1 = 22,30 \quad P_5 = 5P_1 = 75^\circ \quad \delta D = 52 \div 62.$$

#### 4.3.2 Calcul de la roue-vis sans fin.

Malgré l'importance du calcul pour prévenir le grippage et l'usure des engrenages à vis, il n'existe pas encore de méthodes sûres d'un tel calcul. On procède dans ce cas de la même façon que pour les engrenages ordinaires; on calcule la résistance des dents à la rupture ensuite pour prévenir l'usure et le grippage, les contraintes admissibles sont corrigées suivant les données fournies par les expériences et l'exploitation. Pour notre réducteur roue-vis sans fin on adopte la méthode de calcul indiquée par la BBS 721 [2] qui paraît l'une des meilleures à l'heure actuelle.

Calcul du module:

$$m_n^3 = \frac{C_{\max} \sin^2 \beta_1}{1,25 \cdot 10^3 \cdot \sigma_{b2\text{lim}} \cdot \sqrt{q_1 + 1} \cdot Z_2 \cdot K_{vL2} \cdot K_M \cdot K_A}$$

$C_{\max}$  : couple max admissible sur la roue.

$\beta_1$  : inclinaison des filets de la vis

$\sigma_{b2\text{lim}}$  : contrainte limite de base pour le matériau de la roue

$q_1$  : nombre de dents fictif de la vis

$Z_2$  : " " " de la roue

$K_{vL2}$  : facteur combiné de vitesse et de durée pour la roue

$K_M$  : facteur de portée

$K_A$  : facteur de service.

#### Détermination du couple

La machine a un volant de manœuvre de  $420 \text{ mm}$  de diamètre. Dans le cas le plus défavorable la force nécessaire qu'il faut appliquer sur le volant pour déplacer la meule d'entraînement sera de l'ordre de  $10 \text{ daN}$  étant donné que l'opérateur agit fréquemment sur celui-ci.

Le couple maximum pour produire le déplacement est:

$$C_{max} = F \cdot d = 10 \times 0,42 = 4,2 \text{ mdaN.}$$

Inclinaison des filets de la vis

Pour réduire le couple moteur on doit prendre un angle  $\beta_1$  assez important tout en gardant la réversibilité du réducteur.

D'après l'annexe 1 on prend

$$\beta_1 = 80^\circ.$$

Contrainte limite de base du matériau de la roue

Pour les bronzes à l'étain généralement adoptés pour les roues, on a

$$\sigma_{b,lim} = 5 \text{ daN/mm}^2.$$

Nombre de dents de la roue et filets de la vis

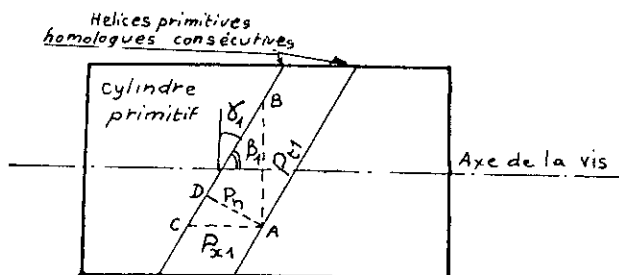
Le docteur W.A. Tuplin, dans « Machinery's Gear Design Handbook » donne des valeurs pratiques extrêmement utiles

Nombre de filets de la vis sans fin

Rapport	> 40	22 à 40	15 à 22	10 à 15	8 à 10	6 à 8	5 à 6	4 à 5	3,5 à 4
Nombre de filets	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Pour  $i = 28$  on a  $Z_v = 2$  et  $Z_2 = 56$  dents.

Nombre de dents fictif de la vis



$P_{e1}$ , pas apparent de la vis  
 $P_n$ , pas réel de la vis  
 $P_{x1}$ , pas axial de la vis

$$\beta_1 = \beta_2$$

$$\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$$

$$d_1 = q_1 m x_1$$

$$d_2 = Z_2 m x_1$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cos \beta_2}{d_1 \cos \beta_1} = \frac{d_2}{d_1} \tan \beta_1 \quad \left. \vphantom{\frac{d_2}{d_1}} \right\} q_1 = Z_v \tan \beta_1$$

$$\frac{Z_2}{Z_v} = i$$

$$q_1 = 2 \operatorname{tg} 80^\circ = 11,34$$

On adopte  $q_1 = 11 \Rightarrow \beta_1 = 79^\circ 42'$

Facteur combiné de vitesse et de durée pour la roue.

durée  $t = 25000 \text{ h}$ .

On fixe  $n = 1 \text{ tour/minute}$  parce que notre système travaille par intermittence. Du Tableau (annexe 2) on tire :

↑

$$K_{vLz} = 0,67.$$

Facteur de Service :

Facteur de service  $K_A$  pour engrenages à vis sans fin

Organe moteur	Durée de fonctionnement journalière	organe receveur		
		charge Uniforme	chocs modérés	chocs Violents
Moteur Electrique.	a - par intermittence $\frac{1}{2}$ heure			
	b - par intermittence 2 heures			
	c - 10h			
	d - 24 h			

$$K_A = 0,88$$

Facteur de portée

On a les 2 supports de l'arbre très éloignés plus on suppose que l'arbre est en porte à faux :

$$K_M = 0,75$$

$$(K_M = 0,7 \text{ à } 0,8).$$

le module :

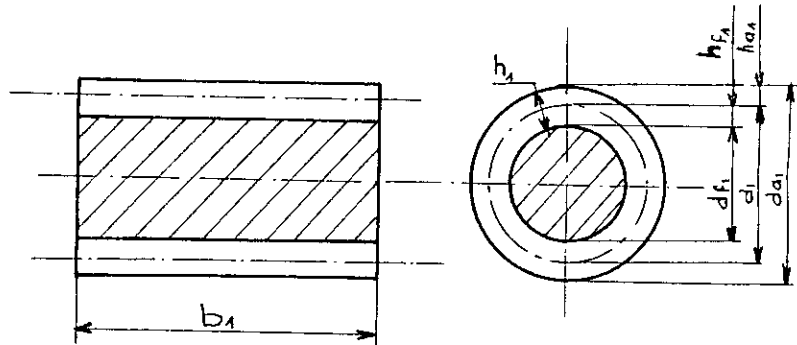
$$m^3 = \frac{4,2 \sin^2 79^\circ 42'}{1,25 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \sqrt{12} \cdot 56 \cdot 0,67 \cdot 0,85 \cdot 0,88}$$

$$m = 1,88 \text{ mm}$$

le module normalisé.

$$m_n = 2 \text{ mm}.$$

### Dessin de détail de la vis



Les cotes de détails sont déterminées à partir du module axial  $m_{x_1}$ .

$$m_{x_1} = \frac{m_n}{\sin \beta_1} = \frac{2}{\sin 79^\circ 42'} = 2,03 \text{ mm}$$

Saillie:  $h_{a1} = m_{x_1} = 2,03 \text{ mm}$

creux:  $h_{f1} = 1,2 m_{x_1} = 2,44 \text{ mm}$

hauteur  $h_1 = 2,2 m_{x_1} = 4,47 \text{ mm}$

diamètre primitif  $d_1 = q, m_{x_1} = 11 m_{x_1} = 22,36 \text{ mm}$

diamètre de tête  $d_{a1} = d_1 + 2 m_{x_1} = 26,43 \text{ mm}$

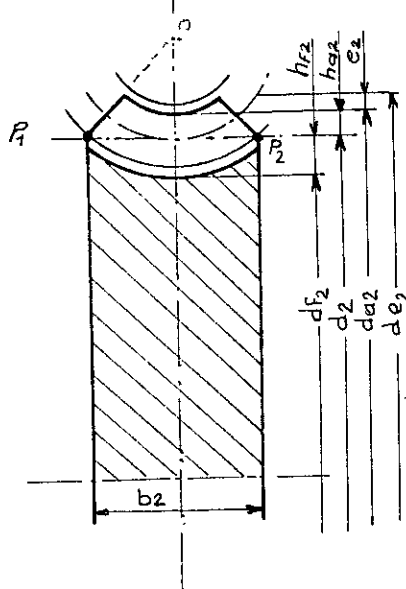
diamètre de pied  $d_{f1} = d_1 - 2,4 m_{x_1} = 17,48 \text{ mm}$

Largeur de la vis

$$b_1 \geq 6 p_{x_1} = 6 \times \pi \times m_{x_1}$$

$$b_1 \geq 38,32 \text{ mm.}$$

### Dessin de détail de la roue.



saillie  $h_{a2} = m x_2 = 2,03 \text{ mm}$   
 creux  $h_{f2} = 1,2 m x_2 = 2,44 \text{ mm}$   
 hauteur  $h_2 = 2,2 m x_2 = 4,47 \text{ mm}$

diamètre primitif  $d_2 = z_2 m x_2 = 56 m x_2 = 113,84 \text{ mm}$   
 diamètre de tête  $d_{a2} = d_2 + 2 m x_2 = 117,90 \text{ mm}$   
 diamètre de pied  $d_{f2} = d_2 - 2,4 m x_2 = 108,96 \text{ mm}$

$e_2 = 0,5 m x_2 = 1,02 \text{ mm}$   
 $d_{e2} = d_2 + 3 m x_2 = 119,93 \text{ mm}$

Largeur de la roue.

On généra on choisit une largeur  $b_2$  égale à la longueur de la ligne  $P_1 P_2$  interceptée par le cercle de tête de la vis.

$$b_2 = 2 m x_2 \sqrt{\left(\frac{q_1 + 2}{2}\right)^2 - \left(\frac{q_1}{2}\right)^2} = 2 m x_2 \sqrt{q_1 + 1}$$

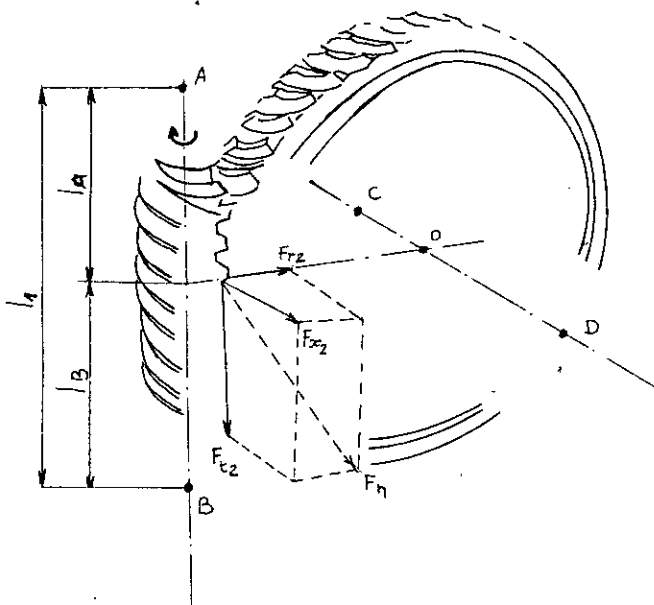
$$b_2 = 2 m x_2 \sqrt{12} = 14,08 \text{ mm.}$$

Entr'axe:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{(q_1 + z_2)}{2} m x_2 = \frac{11 + 56}{2} m x_2,$$

$$a = 68,10 \text{ mm.}$$

### Calcul des efforts



### Calcul de l'effort tangentiel sur la roue.

On calcule  $F_{t2}$  quand la vis est motrice

$$F_{t2} = \frac{M_2}{r_2}$$

$r_2$  : rayon primitif de la roue  $r_2 = \frac{113,84}{2}$  mm

$M_2$  : couple sur l'arbre de la roue.

$$M_2 = 4,2 \text{ m daN.}$$

$$F_{t2} = \frac{4,2 \cdot 10^3 \cdot 2}{113,84} = 73,78 \text{ daN.}$$

### Calcul de l'effort axial sur la roue

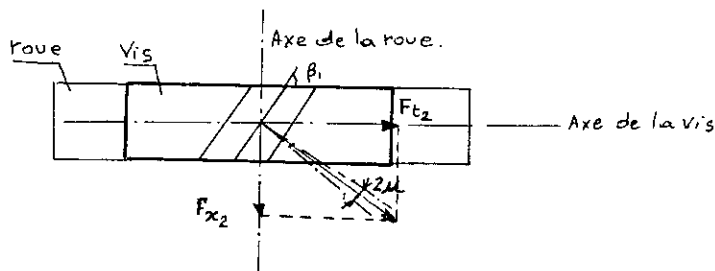
$$F_{x2} = F_{t2} \operatorname{tg}(\delta_1 + \mu)$$

$\mu$  : angle de frottement

$f$  : coefficient de frottement  $f = 0,07 = \operatorname{tg} \mu \Rightarrow \mu = 4^\circ$

$$\delta_1 = \frac{\pi}{2} - \beta_1, \quad \beta_1 = 79^\circ 42', \quad \delta_1 = 10^\circ 18'$$

$$F_{x2} = 73,78 \operatorname{tg}(10^\circ 18' + 4^\circ) = 17,44 \text{ daN.}$$

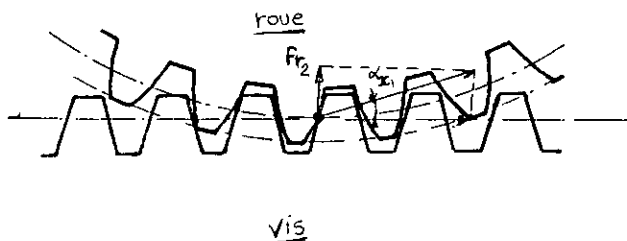


### Calcul de l'effort radial sur la roue

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_{x1}$$

D'après le tableau (Annexe 3) on a pour  $Z_2 = 56$  dents l'angle de pression axial  $\alpha_{x1} = 17^\circ 30'$

$$F_r = 73,78 \operatorname{tg} 17^\circ 30' = 23,26 \text{ daN.}$$



### Efforts sur la vis

Effort tangentiel sur la vis est égal à l'effort axial sur la roue

$$F_{t_1} = F_{x_2} = 17,44 \text{ daN.}$$

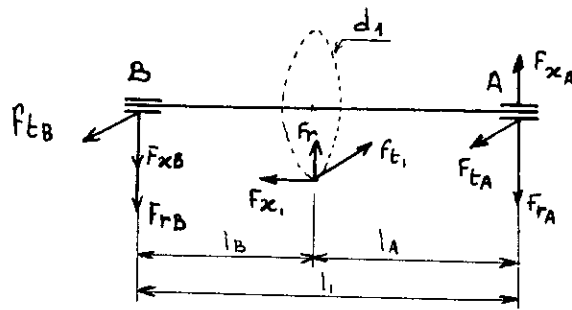
Effort axial sur la vis est égal à l'effort tangentiel sur la roue

$$F_{x_1} = F_{t_2} = 73,78 \text{ daN.}$$

Effort radial sur la vis est égal à celui qui s'exerce sur la roue.

$$F_r = 23,26 \text{ daN.}$$

### Calcul des réactions sur les paliers de la vis.



$F_{tA}$  et  $F_{tB}$  réactions dues à l'effort  $F_{t_1}$   
 $F_{xA}$  et  $F_{xB}$  - - - - -  $F_{x_1}$   
 $F_{rA}$  et  $F_{rB}$  - - - - -  $F_r$

#### Palier A

$$\left. \begin{aligned} F_{tA} &= F_{t_1} \frac{l_B}{l_1} \\ F_{rA} &= F_r \frac{l_A}{l_1} \\ F_{xA} &= F_{x_1} \frac{l_1}{l_1} \end{aligned} \right\} \vec{R}_A = \vec{F}_{tA} + \vec{F}_{xA} + \vec{F}_{rA}$$

#### Palier B

$$\left. \begin{aligned} F_{tB} &= F_{t_1} \frac{l_A}{l_1} \\ F_{rB} &= F_r \frac{l_A}{l_1} \\ F_{xB} &= F_{x_1} \frac{l_1}{l_1} \end{aligned} \right\} \vec{R}_B = \vec{F}_{tB} + \vec{F}_{xB} + \vec{F}_{rB}$$



Application numérique

$$l_1 = 122 \text{ mm} \quad r_1 = 11,18 \text{ mm.}$$

$$l_A = 64 \text{ mm}$$

$$l_B = 58 \text{ mm}$$

$$\left. \begin{aligned} F_{tA} &= 17,44 \frac{58}{112} = 9,03 \text{ daN} \\ F_{rA} &= 23,26 \cdot \frac{58}{112} = 12,04 \text{ daN} \\ F_{xA} &= 73,78 \cdot \frac{11,18}{112} = 7,36 \text{ daN} \end{aligned} \right\} R_A = \left[ F_{tA}^2 + (F_{rA} - F_{xA})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$R_A = 10,17 \text{ daN.}$$

$$\left. \begin{aligned} F_{tB} &= 17,44 \frac{64}{112} = 9,96 \text{ daN} \\ F_{rB} &= 23,26 \cdot \frac{64}{112} = 13,29 \text{ daN} \\ F_{xB} &= F_{xA} = 7,36 \text{ daN} \end{aligned} \right\} R_B = \left[ F_{tB}^2 + (F_{xB} + F_{rB})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$R_B = 22,92 \text{ daN.}$$

Calcul des roulements pour le palier A et B

L'effort axial sur la vis n'étant pas important, on prend des roulements à billes radiaux, rigides.

On commence par calculer  $\frac{C}{P}$ .

$$L_h = \frac{16.666}{\eta} \left( \frac{C}{P} \right)^k$$

- $L_h$  durée nominale en heures du roulement  $L_h = 25000$  heures.  
 $\eta$  vitesse de rotation constante du roulement  $\eta = 312,5$  tr/mn  
 $\left(\frac{C}{P}\right)$  rapport de charge = charge dynamique de base / charge équivalente effective (exprimées en kN).  
 $k$  coefficient caractérisant le contact des éléments roulants.  
 $k = 3$  pour le contact ponctuel (billes)  
 $k = 10/3$  " " linéaire (rouleaux).

$$\frac{C}{P} = \left[ \frac{25 \cdot 10^3 \cdot 312,5}{16.666} \right]^{\frac{1}{3}} = 7,76$$

Palier A

$$R_A = 10,17 \text{ daN}$$

$$F_A = 73,78 \text{ daN}$$

Choix pour essai du roulement 6302.

$$C = 8,8 \cdot 10^2 \text{ daN}$$

$$C_0 = 5,4 \cdot 10^2 \text{ daN.}$$

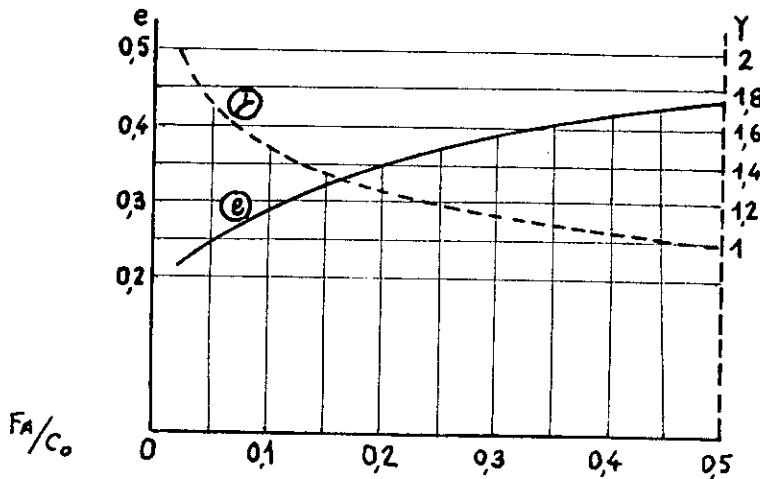
Calcul de P.

$$P = X \cdot R_A + Y \cdot F_A$$

Les coefficients X et Y ont des valeurs qui dépendent du résultat de la comparaison de  $F_A/R_A$  à des valeurs fixes.  
 Pour des roulements à billes radiaux, rigides:

$$\begin{aligned} F_A/R_A \leq e & \quad X=1 \quad Y=0 \\ F_A/R_A > e & \quad X=0,56 \quad Y=1 \text{ à } 2. \end{aligned}$$

e est donné par le graphique ci-dessous.



$$\text{on a } \frac{F_A}{C_0} = \frac{73,78}{5,4 \cdot 10^2} = 0,13 \Rightarrow e = 0,32$$

$$\frac{R_A}{F_A} = \frac{73,78}{10,17} = 7,25 > e$$

donc

$$X = 0,56 \text{ et } Y = 1,4$$

$$P = 0,56 \cdot 10,17 + 1,4 \cdot 73,78 = 108,98 \text{ daN.}$$

Calcul de C

$$C = 7,76 P = 7,76 \cdot 108,98 \cdot 10^2 = 8,45 \text{ kN.}$$

le roulement 6302 convient puisque sa charge  $C = 8,8 \text{ kN}$  est supérieure à celle calculée.

Palier B

$$R_B = 22,92$$

$$F_B = 0$$

même méthode que précédemment  
 Choix pour essai du roulement 6002.

$$C = 4,3 \text{ kN}$$

$$C_0 = 2,5$$

$$X=1 \quad Y=0 \quad P = X \cdot R_B = 22,92 \text{ daN.}$$

calcul de C :

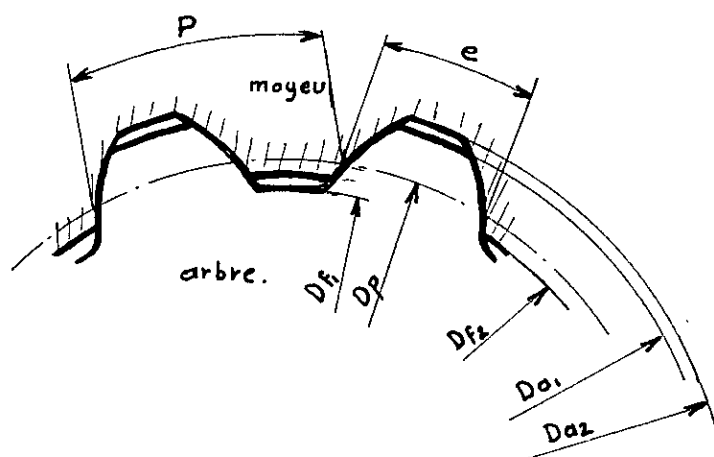
$$C = 7,76 \times 22,92 \cdot 10^2 = 1,78 \text{ kN}$$

Le roulement 6002 choisi convient parfaitement.

### Choix de l'accouplement

On adopte un accouplement à cannelures à flancs en développante parce qu'elles autorisent de grandes vitesses de rotation et un très bon centrage. Elles sont conçues et réalisées suivant la même technique et au moyen des mêmes machines-outils que les dentures d'engrenage (usinage précis et économique).

### Caractéristiques de la denture.



Pour un diamètre de 50 mm de départ pour l'arbre et le moyeu on a  
 module  $m = 1,25 \text{ mm}$   
 nombre de dents  $N = 38 \text{ dents}$

Diamètre primitif de taillage :  $D_p = Nm = 38 \times 1,25 = 47,5 \text{ mm.}$

Diamètre extérieur de l'arbre :  $D_{a1} = 50 - 0,2m = 49,75 \text{ mm}$

Diamètre extérieur du moyeu :  $D_{a2} = 50 \text{ mm}$

Diamètre intérieur de l'arbre :  $D_{f1} = 50 - 2,4m = 47 \text{ mm.}$

Diamètre intérieur du moyeu :  $D_{f2} = 50 - 2m = 47,5 \text{ mm.}$

Pas au primitif de taillage :  $P = \pi m = 3,92 \text{ mm}$

### Calcul des cannelures.

L'analyse des défaillances qui affectent les machines confirme l'intérêt particulier du calcul à la compression des surfaces des flancs.

Posons :

N : nombre de dents

- L: longueur active de la dent qu'on pose égale à celle du moyeu monté sur les dents.  
 S: la surface active pratique de la dent par unité de longueur, définie comme la projection de la surface active de la dent sur son plan diamétral.  
 pour les cannelures à flancs en développante

$$S = 0,8 m. \text{ mm}^2$$

$$\sigma_c = \frac{F}{SLN} = \frac{2M_t}{D_p \cdot S \cdot L \cdot N} \leq \sigma_{\text{admissible}}$$

$$M_t = 4,2 \cdot 10^3 \text{ daNmm}$$

$$D_p = 47,5 \text{ mm}$$

$$S = 0,8 \times 1,25 = 1 \text{ mm}^2$$

$$N = 38 \text{ dents}$$

on fixe  $L = 15 \text{ mm}$  et l'on calcule  $\sigma_c$ :

$$\sigma_c = \frac{2 \times 4,2 \cdot 10^3}{47,5 \times 1 \times 15 \times 38} = 0,31 \text{ daN/mm}^2$$

Pour les assemblages coulissants, les valeurs de  $\sigma_{\text{adm}}$  sont très faibles afin de prévenir une usure rapide des dents.

$\sigma_{\text{adm}} = 0,3$  à  $10$  pour les assemblages travaillant dans des conditions pénibles (chocs).

$\sigma_c$  satisfait la condition prévue; c'est à dire

$$\sigma_c \leq \sigma_{\text{adm}}$$

#### 4-4 - Analyse métrologique

On a suppose que pour un déplacement angulaire  $P$ , la table de la machine accomplira un déplacement  $A$  exact. Cette hypothèse n'est pas réalisable pratiquement puisque tous les organes mécaniques de liaison et de transmission présentent certains jeux pour le montage. Dans ce cas, l'erreur de déplacement  $\Delta A$  est définie géométriquement comme la somme géométrique des jeux de la chaînes cinématique.

$$\Delta A = \sqrt{\sum_{i=1}^n \Delta L_i^2}$$

$\Delta L_i$ : jeu dans l'organe  $i$  rapporté au niveau du déplacement  $A$ .

Les différents jeux sont:

- 1- jeu de positionnement du moteur pas à pas
- 2- jeu dans la bague cannelée  $B$ .

- 3- Jeu entre la vis sans fin et la roue.  
4- Jeu dans l'accouplement.

### Calcul de $\delta L_1$ :

Le jeu de positionnement du moteur pas à pas est de  $1^\circ$  ce qui se traduit par un déplacement de la table de:

$$\delta L_1 = \frac{3 \times 10^3 \times 1}{360 \times 28} = 0,297 \mu\text{m}$$

### Calcul de $\delta L_2$

Jeu dans la bague cannelée est égal au jeu moyen sur le diamètre moyen.

L'ajustement entre 2 flancs est de:

$$3H9h10$$

$$\left. \begin{array}{l} J_{\min} = 0 \\ J_{\max} = 45 \end{array} \right\} \text{Jeu moyen} = 22,5 \mu\text{m}$$

$$\delta L_2 = \frac{3 \times 10^3 \times 22,5 \times 360 \times 2}{360 \times 28 \quad D+d}$$

$$D = 14 \text{ mm}$$

$$d = 11 \text{ mm}$$

$$\delta L_2 = \frac{3 \times 22,5 \times 2}{28 \times 25} = 0,192 \mu\text{m}.$$

### Calcul de $\delta L_3$

Jeu entre la roue et la vis sans fin. Supposons que le jeu soit égal à X

$$\delta L_3 = \frac{X \times 360}{\pi D p_2} \times \frac{3 \cdot 10^3}{360}$$

$$\delta L_3 = \frac{3 \cdot 10^3 \cdot X}{\pi \cdot 113,84 \cdot 10^3} = \frac{3X}{\pi \cdot 113,84}$$

$$\delta L_3 = 83,88 \cdot 10^{-4} X \mu\text{m}.$$

### Calcul de $\delta L_4$

Jeu dans l'accouplement à cannelure en développante. De même que  $\delta L_3$  on suppose que le jeu est égal à Y

$$\delta L_4 = \frac{Y \times 360}{\pi D p} \times \frac{3 \cdot 10^3}{360} = \frac{3Y}{\pi \cdot 47,5} = 20,10 \cdot 10^{-3} Y \mu\text{m}$$

$$\text{et } \delta A = \left[ \delta L_1^2 + \delta L_2^2 + \delta L_3^2 + \delta L_4^2 \right]^{1/2} \mu\text{m}.$$

Conclusion:

Le couple moteur nécessaire est:

$$M_1 = \frac{M_2}{i \rho_r}$$

$$M_2 = 4,2 \text{ mdaN}$$

$$i = 28$$

$$\rho_r = \frac{\text{tg } \delta_1}{\text{tg } (\delta_1 + \mu)}$$

$$\text{on a } \mu = 4^\circ$$

$$\delta_1 = 10^\circ 18'$$

$$M_1 = \frac{4,2 \text{ tg } (10^\circ 18' + 4^\circ)}{28 \text{ tg } 10^\circ 18'} = 0,21 \text{ mdaN.}$$

Type de moteur:

Taille 34

Diamètre 86,6 mm

fréquence 400 à 1100 pas/s

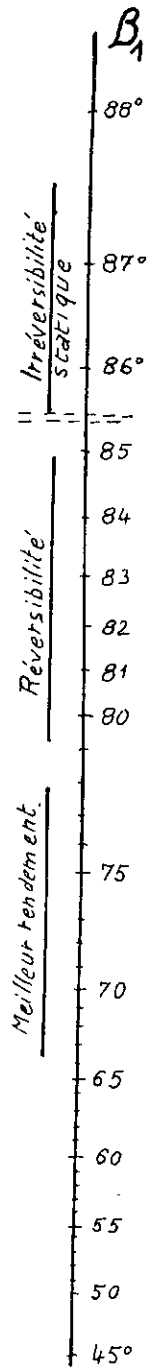
Couple statique: 0,1 à 0,3 mdaN

Couple dynamique: 0,1 à 0,25 mdaN.

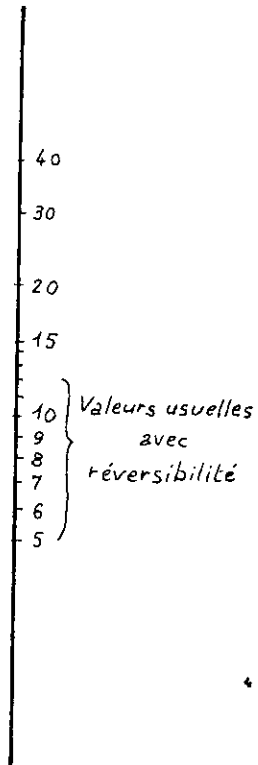
Le moteur est alimenté par un générateur d'impulsions, lequel reçoit l'information de correction de l'ÉTAMIC et du micro-contact.

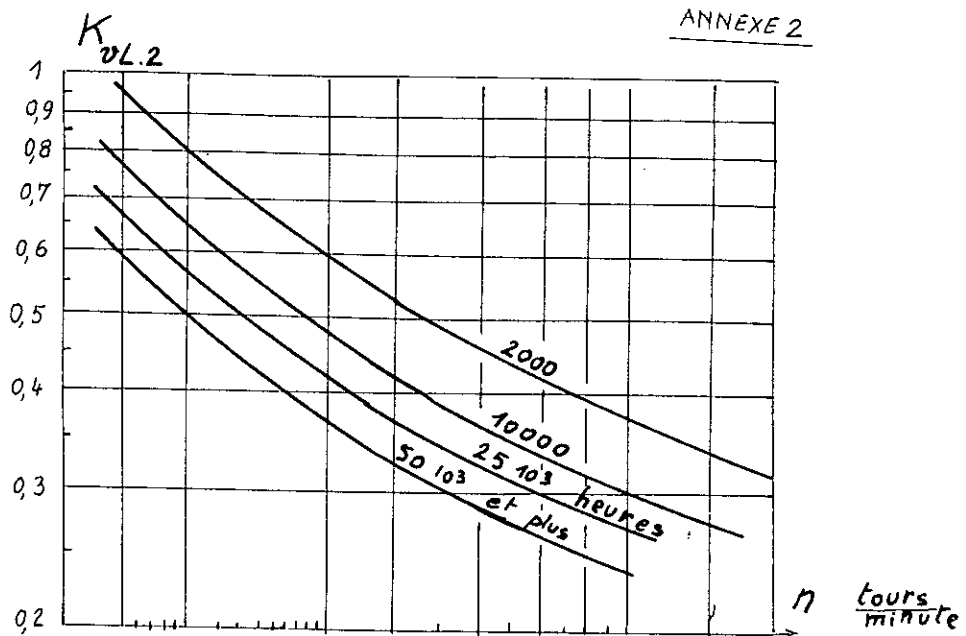
Le système de contrôle et de correction automatique permet une plus grande stabilité dimensionnelle du produit à réaliser. Il réduit le temps de manutention et par la même occasion une diminution certaine du travail de l'opérateur. Il est rendu très simple par l'utilisation d'organes mécaniques commodes et faciles à régler. L'emploi de ce système augmentera nettement la production de la machine.

ANNEXE 1.



$$q_1 = \frac{d_1}{m_{x1}}$$





ANNEXE 3

$Z_2$	$\alpha_{x1}$
18	30°
24	27°30
32	25°
38	22°30
46	20°
54	17°30
62	15°
65 et plus	14°30



## Bibliographie

1. УСТРОЙСТВА ЗА АВТОМАТНЫЕН КОНТРОЛ  
A. АНМНТРОВ  
A. СЕМЕРАЖИЕВ
2. TRAITE THEORIQUE ET PRATIQUE DES ENGRENAGES  
G. HENRIOT
3. Elements de machines
4. Les moteurs pas à pas  
Jean Jacquin
5. Calcul différentiel et Intégral Tome II  
N. PISKOUNOV
6. Matériaux de construction mécanique et électrique  
G. Lemasson et L. Blain
7. Guide du dessinateur industriel  
A. chevalier
8. Memento de dessin industriel  
Lenormand et Tinel.

