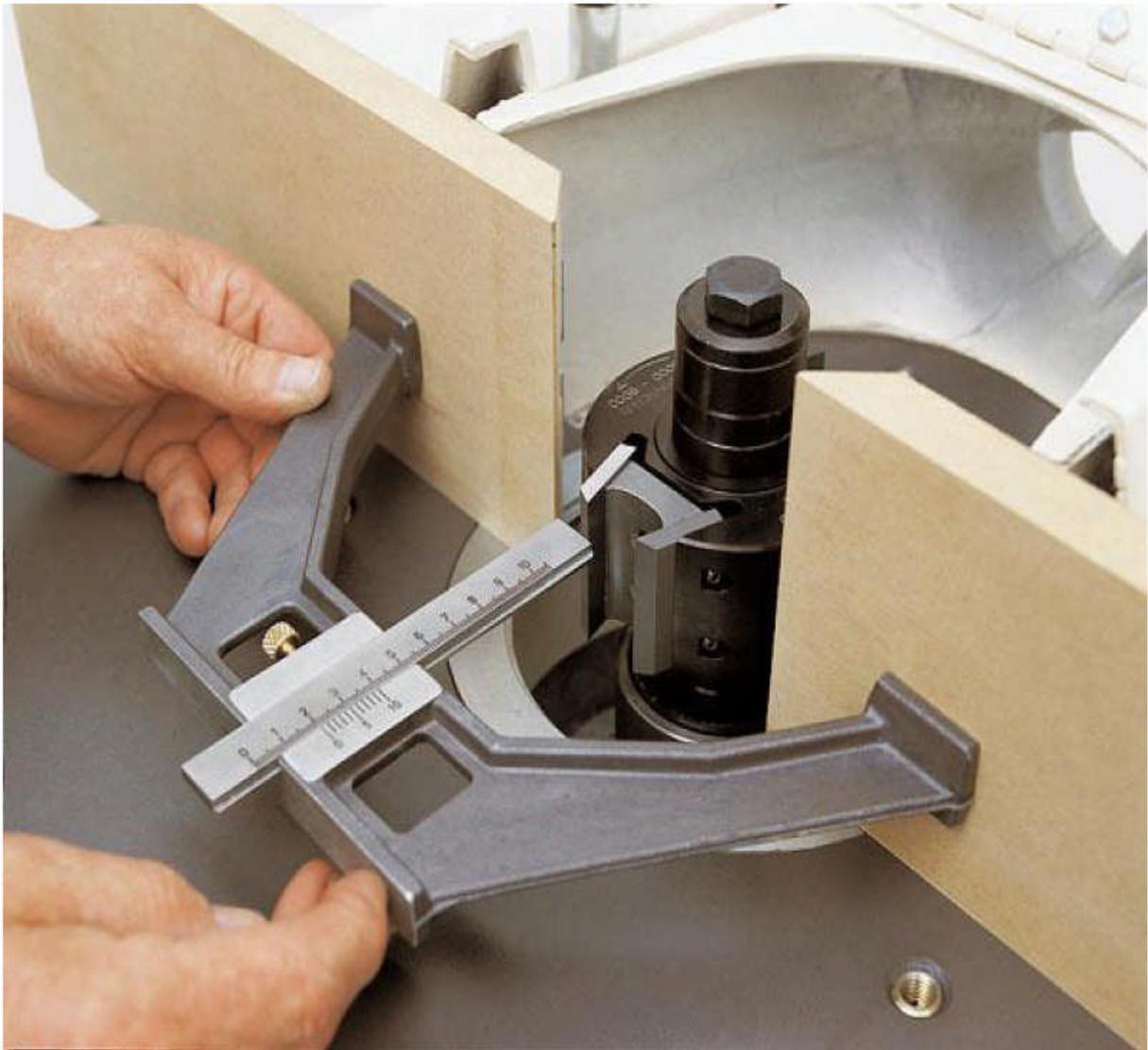


S.BENSAADA

METROLOGIE





PREFACE

La genèse d'une innovation technologique est constituée par l'ensemble des faits scientifiques et techniques qui ont concouru à sa formation. La connaissance approfondie de cette phase préalable, difficile à observer quand elle est en cours, mais pourrait se reconstituer, à posteriori, est essentielle pour tenter de prévoir et de diriger le flux des changements techniques tout le long des différentes étapes des développements scientifiques.

Cet ouvrage traite les fondements technologiques de la métrologie, qui est l'ensemble des moyens techniques utilisés pour le contrôle des pièces mécaniques. Dans l'industrie la métrologie s'intéresse au contrôle, à la vérification et au mesurage des pièces mécaniques. Le contrôle s'effectue sur les machines, pièces finies ou en cours de fabrication et sur les organes mécaniques exposés aux usures ou déformations dues au fonctionnement (frottement entre deux pièces). La vérification est le mesurage se font aussi sur les machines outils et organes mécaniques

L'étudiant aura à s'imprégner de l'ensemble des techniques et des opérations nécessaires, ainsi que des notions de base en fabrication technologique, ou sont mis en évidence, les notions fondamentales des tolérances et ajustements ainsi que les états de surfaces, car étant des connaissances de base, impératives pour la fabrication en technologie

Cependant, à travers cet ouvrage, j'ai voulu essayé de porter toute l'attention et le soin voulu, du point de vue pédagogique et didactique, afin de vous exposer, de manière utile, les bases fondamentales de la métrologie.

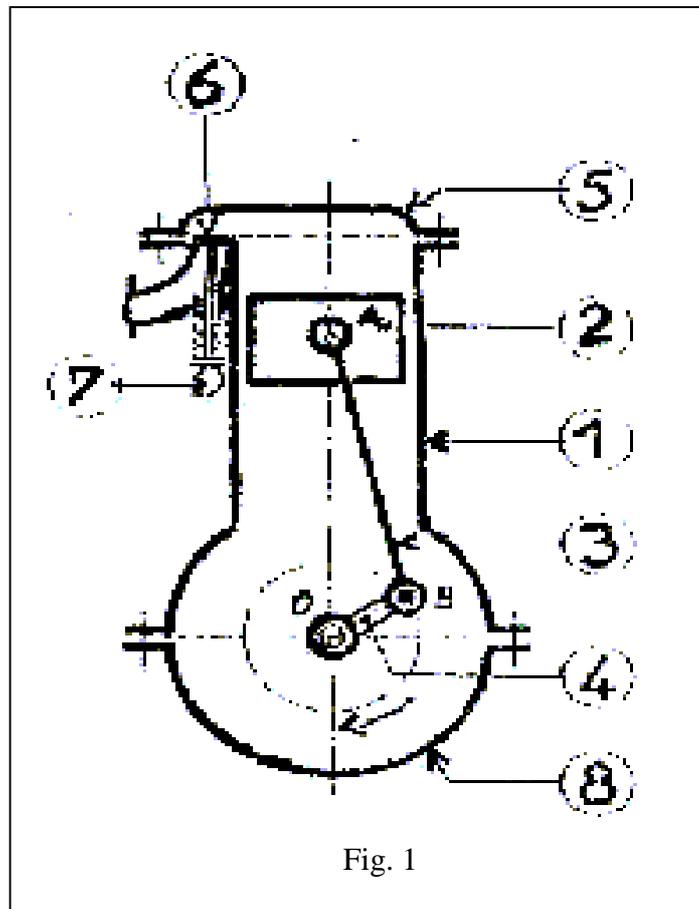
L'auteur

1. LIAISONS MECANQUES

Tout mécanisme comporte un certain nombre de pièces assemblées les une avec les autres, dont certaines d'entre elles sont fixes et d'autres sont mobiles. Ces dernières doivent être réunies aux pièces fixes par des assemblages ayant pour but de les guider et de limiter leur déplacement. D'autre part, les exigences de fabrication, de montage, de transport, de réparation obligent également le constructeur à prévoir en plusieurs pièces certains organes fixes ou mobiles, d'où la nécessité d'avoir recours à de nouveaux assemblages.

Par exemple dans un moteur à explosion (fig.1), le piston (2) est mobile en translation dans le cylindre (1), d'où nécessité d'un guidage, la bielle (3) doit être articulée en A sur le piston et en B sur le vilebrequin (4); le cylindre (1) et le carter (8) sont assemblés l'un sur l'autre afin de permettre le montage du mécanisme intérieur; de même pour la culasse (5) et le cylindre (1).

Les assemblages utilisés en construction mécanique sont très divers; ils dépendent en effet de plusieurs facteurs : la nature de la liaison à établir, forme des pièces à réunir, moyens utilisés pour réunir les deux pièces, sens et grandeur des efforts à transmettre etc...

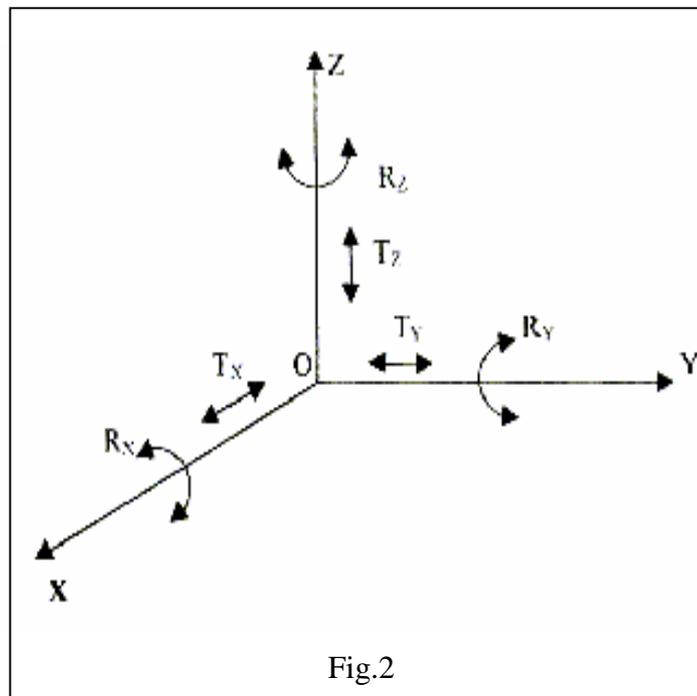


1.1. Fonctions mécaniques élémentaires

Un mécanisme est un assemblage d'organes assujettis à des liaisons. Celles-ci assurent l'immobilisation relative, totale ou partielle, de deux pièces adjacentes. La liaison est une fonction mécanique élémentaire dont l'élément de base est la pièce qui a un rôle et doit assurer une ou plusieurs fonctions.

Le but des liaisons est de supprimer partiellement ou totalement les mouvements relatifs d'une pièce par rapport à une autre. Ainsi, on définit une liaison mécanique comme étant le moyen qui lie au moins deux pièces lorsque les mouvements de l'une par rapport à l'autre ne sont pas tous possibles.

Le mouvement relatif d'une pièce est défini par le nombre de degrés de liberté réalisés. Un corps isolé dans l'espace possède six degrés de liberté dont trois mouvements en translation et trois en rotation comme le montre la figure 2.



La signification des six degrés de liberté est comme suit :

1. T_x : Translation le long de l'axe X,
2. T_y : Translation le long de l'axe Y,
3. T_z : Translation le long de l'axe Z,
4. R_x : Rotation autour de l'axe X,
5. R_y : Rotation autour de l'axe Y,
6. R_z : Rotation autour de l'axe Z

Une pièce est en mouvement par rapport à une autre lorsqu'elle change de position initiale suite à une sollicitation par une force ou un couple. La trajectoire exprimant le mouvement caractérise les liaisons par deux fonctions mécaniques de base :

a. l'immobilisation relative totale ou partielle des deux pièces adjacentes

b. le guidage ou déplacement d'une pièce par rapport à une autre. On distingue les guidages suivants :

- en translation (queue d'aronde),
- en rotation (palier et roulement) ou rotation hélico i date (par filetage),
- Composé par translation et rotation simultanées,
- Ou par des fonctions complémentaires étanchéité, graissage, isolement électrique et thermique.

Pour réaliser ces fonctions, il faut supprimer un certain nombre de possibilités de mouvements relatifs. Les moyens de réalisation de ces dispositions mécaniques sont dits liaisons. La suppression de ces six degrés de liberté pour une pièce veut dire que la pièce possède six liaisons. Dans ce cas, la pièce ne peut occuper qu'une seule position par rapport au référentiel (Oxyz).

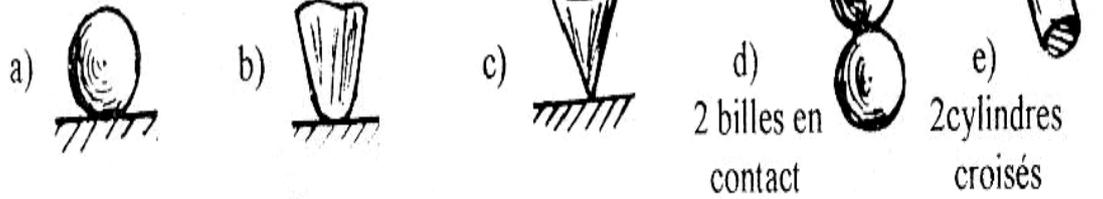
1.2. Formes de contacts

La liaison mécanique est la relation de contact entre deux pièces mécaniques. Réaliser une liaison entre deux pièces, c'est choisir les dispositions constructives qui suppriment un ou plusieurs degrés de liberté entre elles. Selon le nombre et la nature du degré de liberté à supprimer pour une pièce donnée, on obtient une forme de contact bien définie.

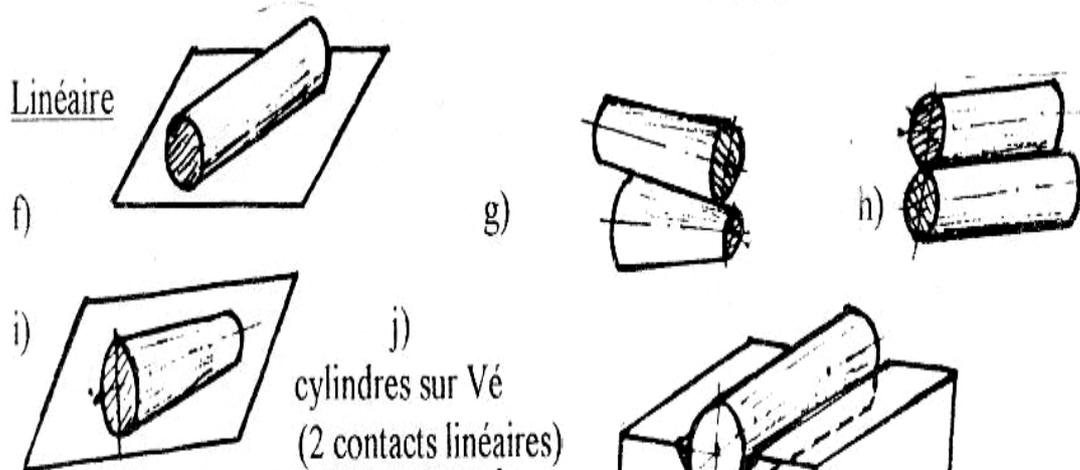
NATURE DU CONTACT	DEGRES DE LIBERTE A SUPPRIMER	
	NOMBRE	NATURE
Ponctuel	1	1 Translation
Linéaire	2	1 Translation + 1 Rotation
Plan	3	1 Translation + 2 Rotations
Cylindrique	4	2 Translations + 2 Rotations
Conique	5	3 Translations + 2 Rotations
Sphérique	3	3 Translations
Hélicoïdal	5	3 Translations + 2 Rotations

Formes de contact

Ponctuel

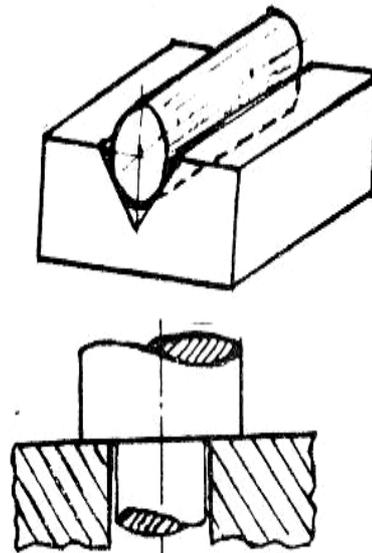


Linéaire



Plan

k) considérés comme 3 contacts non rectilignes



Annulaire

l) (comme contact plan : 3 ponctuels)

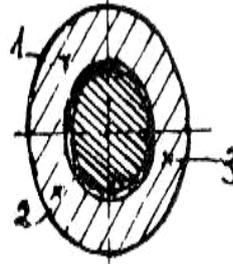
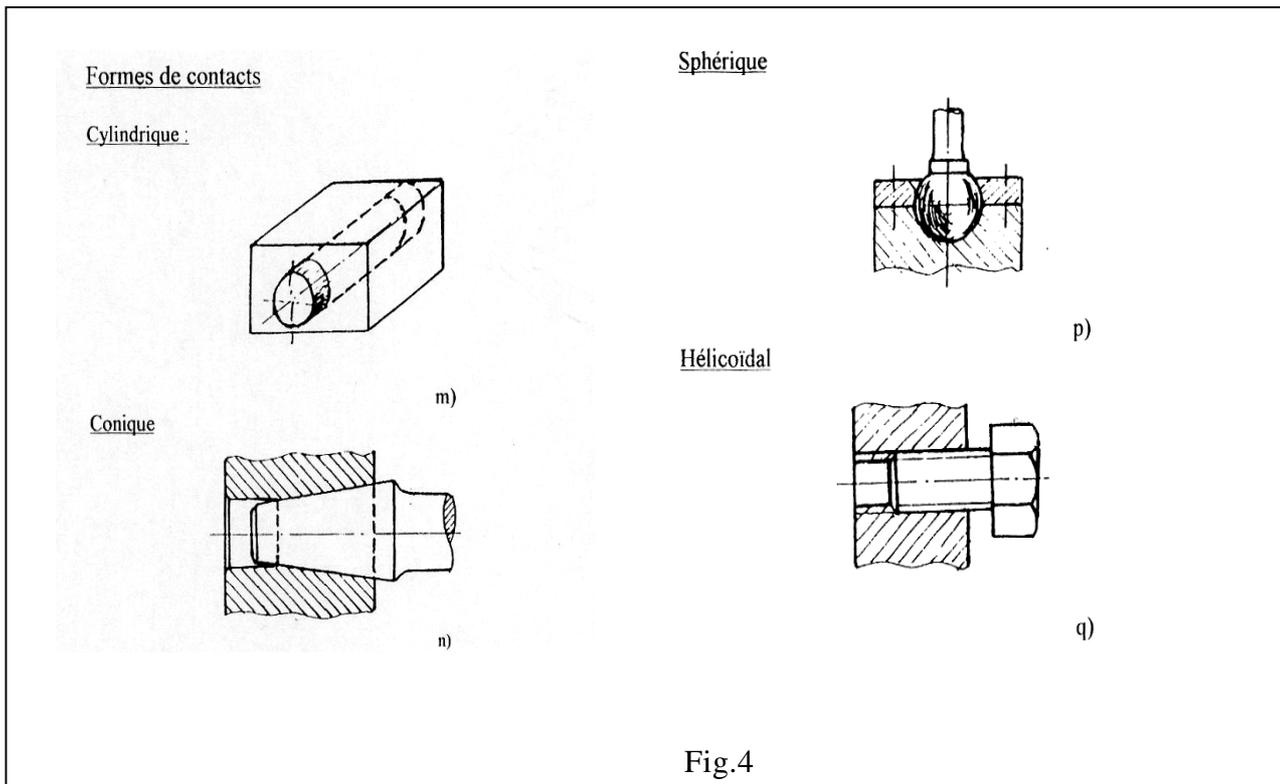


Fig.3



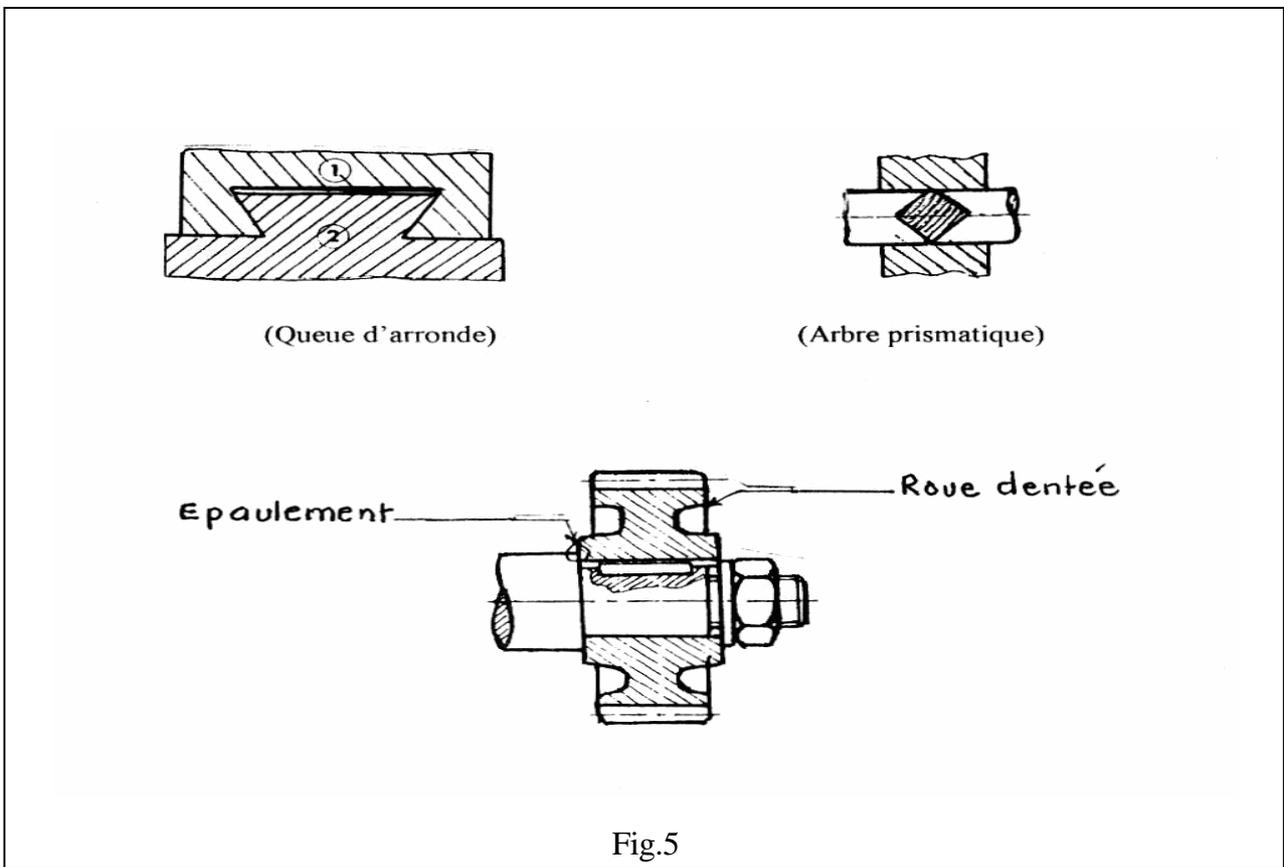
1.3. Modes de liaisons

Une liaison mécanique peut-être réalisée de deux façons :

- soit par un obstacle quelconque
- soit par adhérence de deux surfaces.

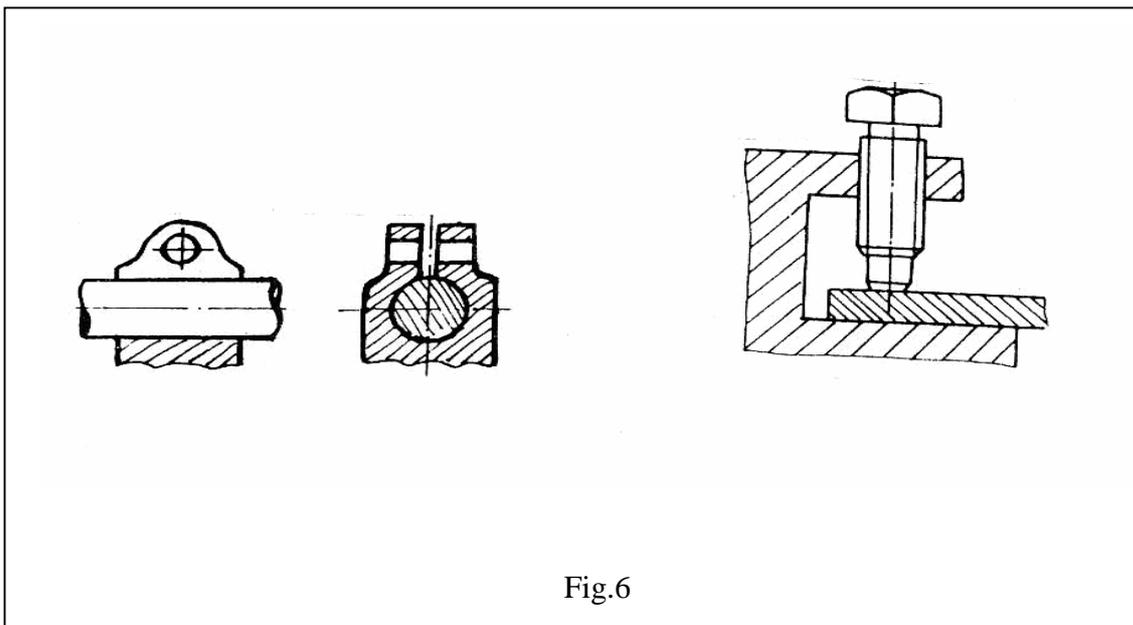
1.3.1. Liaison par obstacle

Elle est obtenue généralement suite au détail de la forme de la pièce elle même (fig.5) ou à l'aide d'un organe de liaison tels que vis, boulon ou autre (fig.5). Ce sont donc des liaisons utilisées pour obtenir un positionnement, elles conviennent également pour assurer la sécurité d'une liaison.



1.3.2. Liaison par adhérence

Les deux pièces doivent avoir une surface commune en contact appelée surface d'adhérence telle que la déformation élastique assurant le serrage entre les deux pièces (fig.6). Donc ce sont des liaisons obtenues par l'action d'une force de pression avec un coefficient de frottement suffisant, ce type de liaison s'adapte bien pour les liaisons réglables. Elles présentent toujours un risque de glissement.



1.3.3. Propriétés des liaisons

- Une liaison par obstacle offre une plus grande sécurité d'emploi que celle par adhérence.
- Une liaison par obstacle a une position relative très précise qui est retrouvée facilement après le remontage.
- Une liaison par adhérence a une position relative réglable entre les pièces liées.

1.4. Caractère des liaisons

En plus des mouvements relatifs de deux pièces l'une par rapport à l'autre qui caractérisent les liaisons, on les classe aussi selon l'aspect technologique du point de vue de la construction mécanique. De ce fait une liaison peut-être de la nature suivante :

1.4.1. Liaison complète

Lorsque les deux pièces ne peuvent prendre aucun mouvement de l'une par rapport à l'autre, elles sont solidaires entre elles. Dans ce cas on dit que la liaison est complète, totale ou encastrement. La force d'adhérence s'oppose à tout déplacement et là on ne tolère aucun degré de liberté et les deux pièces sont considérées ou assimilées à une seule pièce (fig.7) Donc aucune possibilité de mouvement relatif.

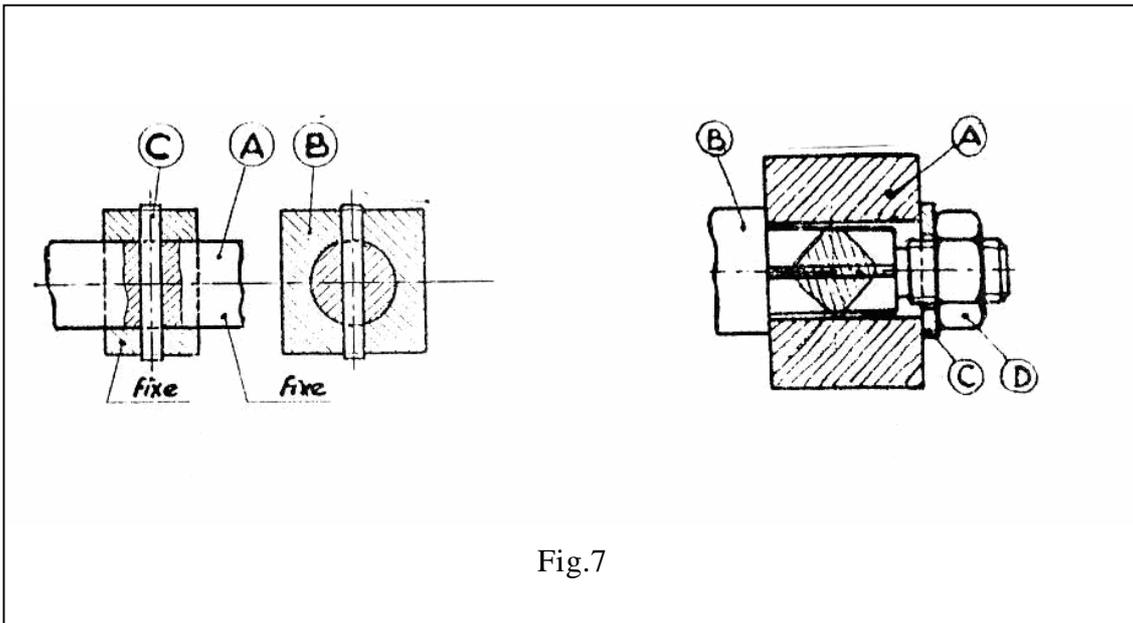
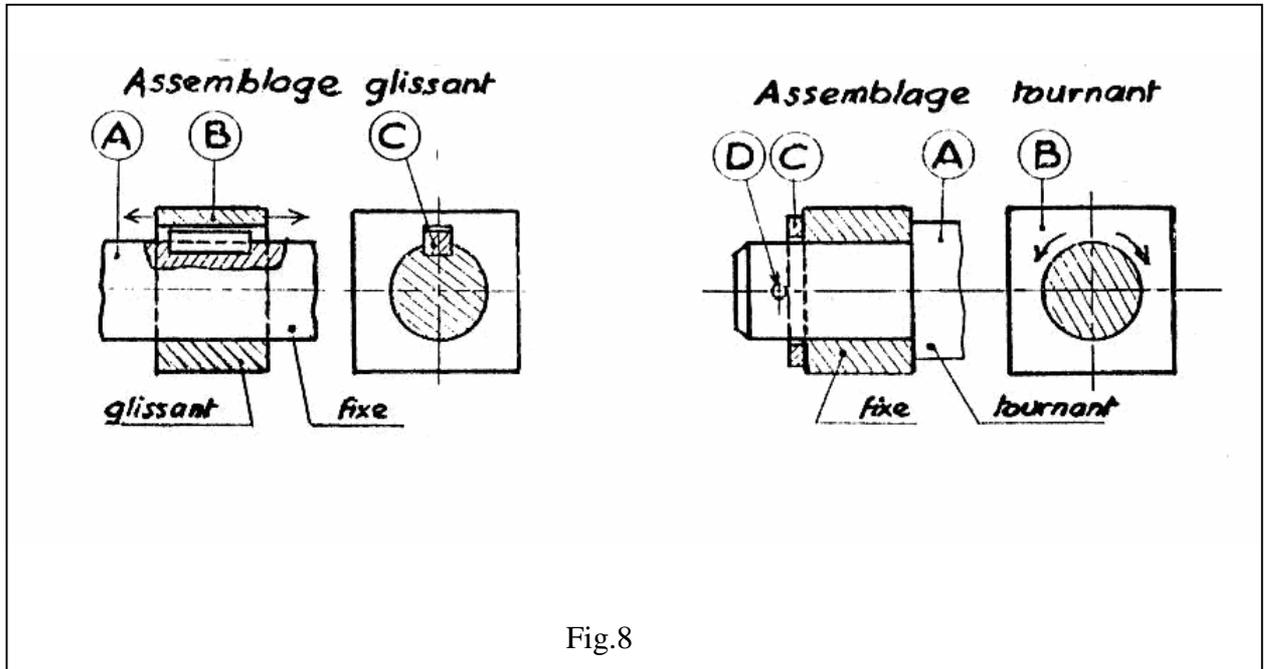


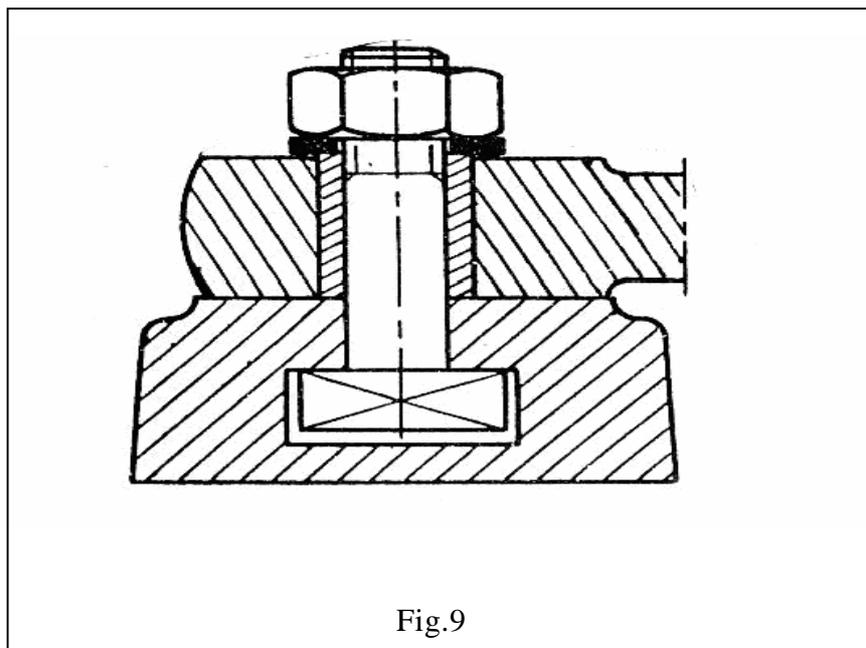
Fig.7

1.4.2. Liaison partielle ou incomplète

Lorsque les deux pièces peuvent prendre certains mouvements ou au moins un mouvement de l'une par rapport à l'autre, la liaison est dite partielle ou incomplète, le plus souvent, elles sont réalisées par contact de formes complémentaires telles qu'elles sont représentées sur la figure 8

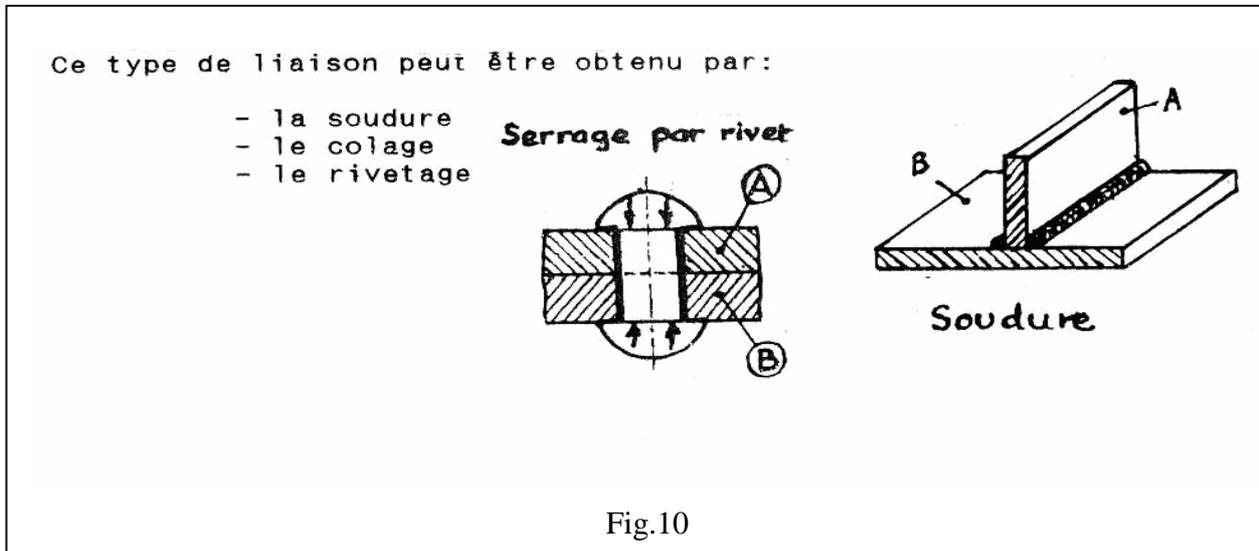


Ou sur la figure 9 l'exemple de liaison partielle obtenue par un boulon comme organe de liaison ou l'articulation de la bielle sur le piston.



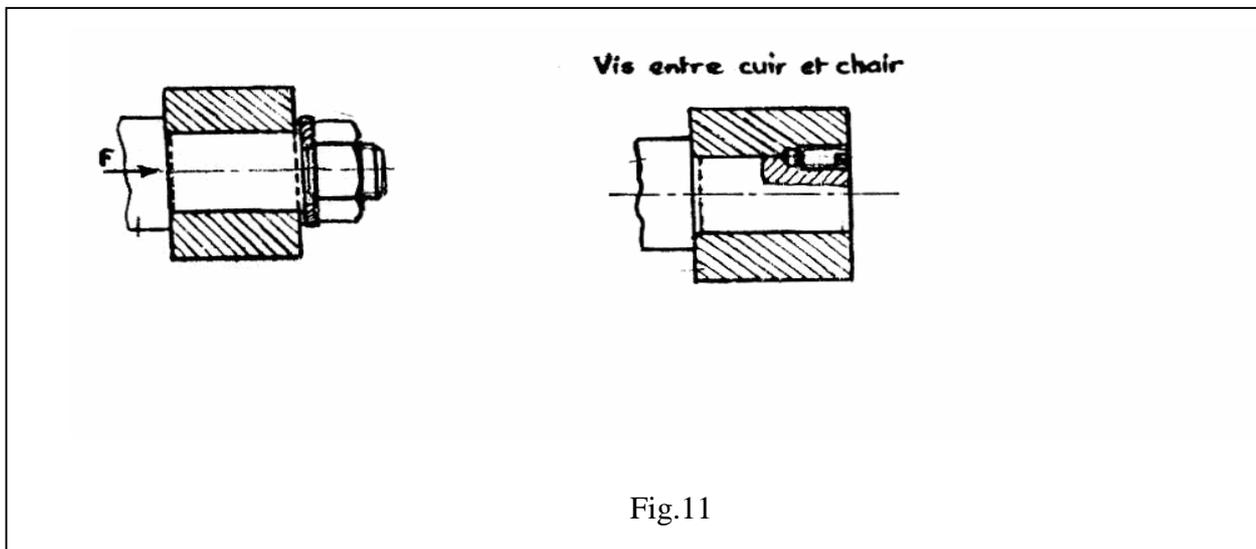
1.4.3. Liaison indémontable

Les deux pièces formant la liaison ne peuvent plus être séparées ou démontées sans que l'une d'elles au moins soit détériorée ou détruite. La liaison indémontable est appelée aussi liaison permanente ou fixe (fig.10).



1.4.4. Liaison démontable

C'est une liaison qui peut-être, à volonté, établie ou supprimée par la séparation des deux pièces sans subir de détérioration. Ce type de liaison est surtout utilisé si le fonctionnement du mécanisme ou de la machine exige une révision ou un remplacement périodique de pièces. Sur la figure 9, est représentée une liaison démontable en translation. On peut supprimer momentanément ou définitivement le mouvement en translation. Et sur la figure 11, une liaison démontable en rotation où on peut supprimer ou rétablir le mouvement de rotation.



1.4.5. Liaison élastique

La liaison est dite élastique lorsque la force qui provoque le mouvement est supprimée. La pièce reprend sa position initiale ou une position intermédiaire. La pièce de liaison subit une déformation élastique d'un caoutchouc, d'un ressort ou un d'autre élément élastique semblable (fig. 12).

Donc dans ce type de liaison les pièces assemblées sont réunies par un lien flexible. Les liaisons élastiques sont utilisées pour amortir les chocs et les vibrations. Les liaisons élastiques non métalliques sont silencieuses et n'exigent pas de graissage.

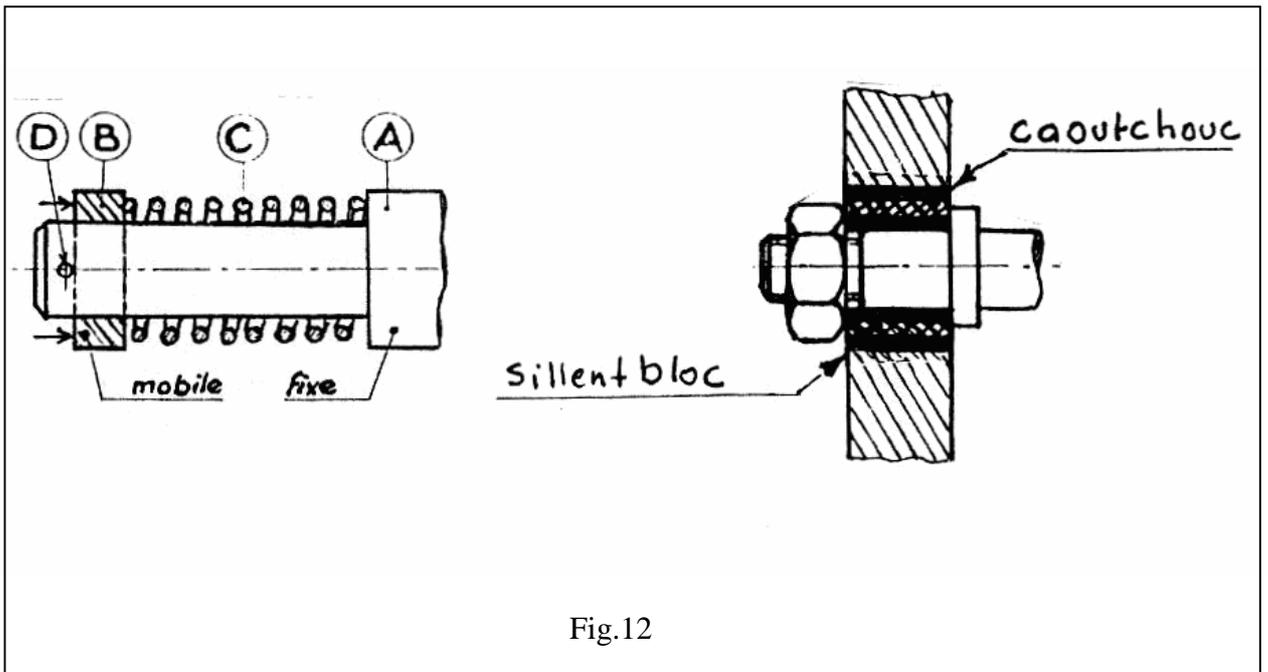


Fig.12

1.4.6. Liaison rigide

Toute liaison ne possédant pas le caractère élastique est dite rigide : figure 13

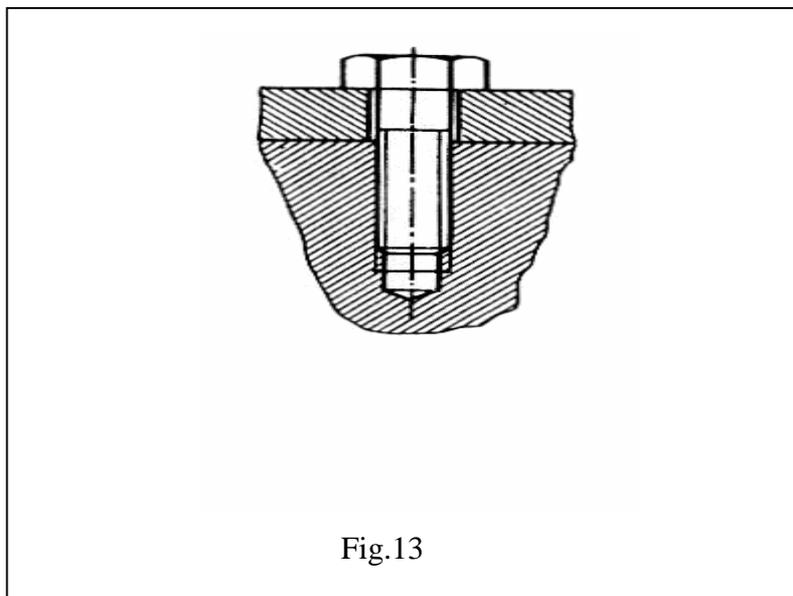


Fig.13

1.5. Choix des liaisons

Pour le choix des liaisons, on doit impérativement tenir compte des facteurs technologiques suivants :

- a - Les conditions fonctionnelles.
- b - La nature et l'intensité des forces appliquées aux pièces assemblées.
- c - La possibilité et le mode d'usinage.
- d - La fréquence et la facilité de démontage.
- e - L'encombrement des organes de liaisons.
- f - Le prix de revient.

1.6. Réalisation des liaisons

Un mécanisme est un ensemble d'organes assujettis à des liaisons. Celles-ci assurent l'immobilisation relative, totale ou partielle de deux pièces adjacentes. Pour assurer les liaisons, on utilise dans la plus part des cas, des organes accessoires ou éléments technologiques dont la forme et les dimensions ont été normalisées. Ces organes ne sont pas représentés sur les dessins d'exécution et figurent dans les nomenclatures avec leur désignation complète normalisée.

Remarques :

- a- Une liaison complète peut-être réalisée par la combinaison de deux liaisons partielles
- b- Des liaisons pouvant être supprimées et rétablies rapidement sont dites temporaires. Les blocages sont des liaisons complètes temporaires rendant possible la variation des positions relatives des pièces assemblées. Les verrous en cliquetants, constituent des liaisons partielles
- c- Les organes mobiles sont guidés dans leur déplacement par des assemblages des formes convenables. Ces guidages constituent des liaisons partielles.
- d- Des liaisons élastiques sont obtenues par l'adjonction à certains assemblages, d'organes pouvant subir de grandes déformations élastiques, la position relative des pièces, ainsi réunies, est fonction de l'effort provoquant la déformation

Le tableau ci-dessous indique, pour chaque type de liaison, les diverses réalisations possibles et les moyens de liaison utilisés.

NATURE DES LIAISONS	MOYENS DES LIAISONS
complètes indémontables	<ul style="list-style-type: none"> - Rivures en utilisant des rivets - Emmanchements cylindriques avec serrage important - Soudures
complètes démontables	<ul style="list-style-type: none"> - Assemblage par boulons, goujons et vis - Emmanchement conique - Clavetages forcés - Goupillages - Blocages par vis de pression, douilles fondues et cames
partielles en translation	<ul style="list-style-type: none"> - Epaulement ou embases - Brides ou bagues d'arrêt - Rondelles et écrous ou goupilles ou vis - Vis à téton - Goupilles tangentés - Circlips
partielles en rotation	<ul style="list-style-type: none"> - Emmanchements non cylindriques - Clavettes disques ou parallèles - Arbres cannelés - Arbres dentelés - Vis à téton - Ergots
partielles articulations	<ul style="list-style-type: none"> - Rotules. - Vis-axe. - Axes d'articulation
partielles élastiques	<ul style="list-style-type: none"> - Ressorts. - Rondelles Belleville - Caoutchouc - Silentbloc

2. REPRESENTATION SYMBOLIQUE

2.1. Généralités

Diverses raisons peuvent conduire à utiliser les représentations simplifiées de pièces et éléments ou de leurs assemblages (fonctions ou liaisons). On estime parfois utile de remplacer par un tracé conventionnel le dessin exact de certains détails trop difficiles et ou trop long à exécuter. Les détails compliqués et de faibles dimensions qui se répètent sur une étendue assez importante n'ont pas lieu d'être complètement représentés.

Le dessin étant fait à l'échelle réduite, la représentation exacte de certains éléments ou détails y serait peu lisible ou même irréalisable. On peut citer, à titre d'exemples, les cas suivants dont la représentation normalisée est très simplifiée tout en étant très significative.

- les filetages
- les engrenages
- les ressorts
- les roulements
- les soudures
- les installations électriques
- les installations hydropneumatiques
- les appareils de robinetterie
- les liaisons mécaniques

2.2. Les schémas

Pendant les premières études de conception, généralement, on désire ne tracer qu'un dessin incomplet, réduit à l'essentiel, c'est pourquoi l'on a recours aux schémas. L'utilité d'un schéma apparaît essentiellement :

a. En début d'étude d'un appareil : Il permet de prendre note des idées qui se présentent et évoluent à partir d'une forme très simple au fur et à mesure que la conception se précise.

b. Encours d'étude : Lorsqu'on désire mettre en évidence certaines fonctions ou liaisons essentielles pour pouvoir choisir parmi plusieurs variantes d'études ou solutions.

c. Pendant l'étude technologique du produit : Pour aider à sa compréhension en éliminant les détails inutiles. Le schéma peut exprimer un principe de fonctionnement d'un mécanisme, un procès technologique ou un ordre d'exécution.

Généralement, le schéma est accompagné d'une notice explicative ou au moins d'une légende qui donne la signification des abréviations employées.

Représentons ci-dessous l'exemple d'un schéma dont les symboles sont exprimés dans les pages suivantes.

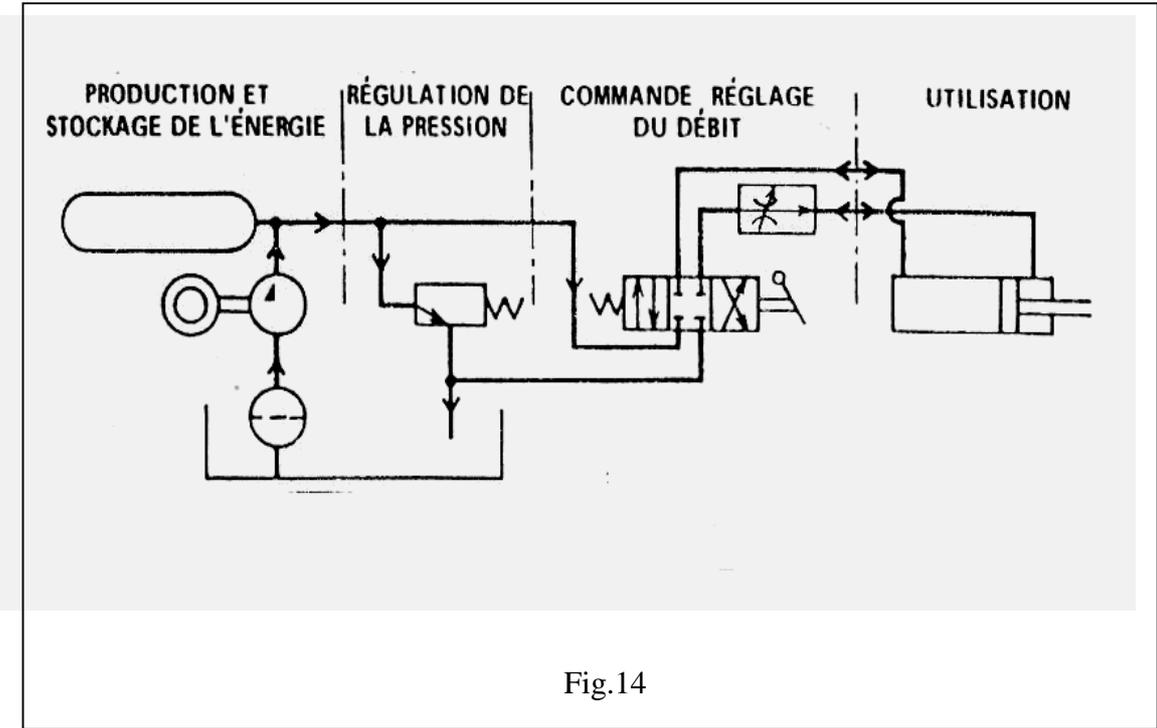


Fig.14

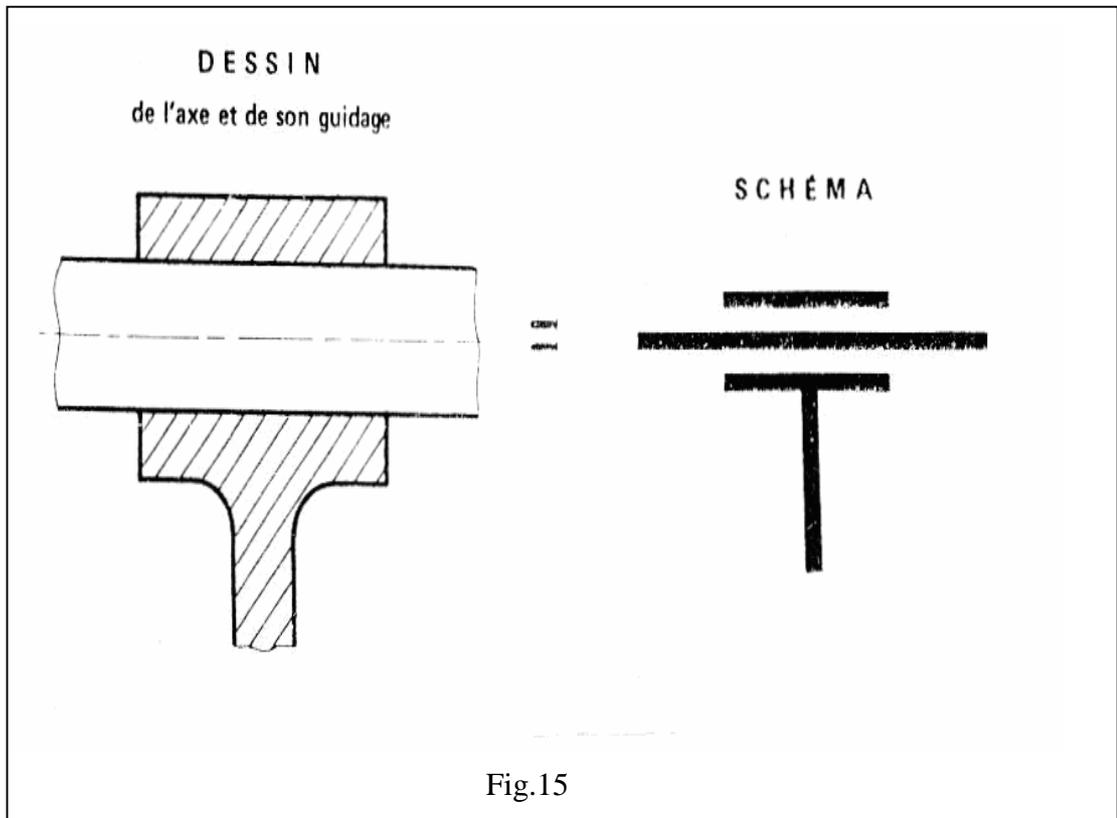


Fig.15

2.3. Symboles pour schémas

Nous donnons ici les symboles les plus utilisés en technologie mécanique, électrique et hydraulique.

2.3.1. Les liaisons mécaniques

Nom de la liaison	Mouvements relatifs	Degrés de liberté	Symboles
Encastrement	0 rotation 0 translation	0	
Pivot	1 rotation 0 translation	1	
Glisnière	0 rotation 1 translation	1	
Glisnière hélicoïdale	1 rotation 1 translation conjuguées	1	
Pivot glissant	1 rotation 1 translation	2	
Appui plan	1 rotation 2 translations	3	
Roule	3 rotations 0 translation	3	
Liaison linéaire rectiligne	2 rotations 2 translations	4	
Liaison linéaire annulaire	3 rotations 1 translation	4	
Liaison ponctuelle	3 rotations 2 translations	5	
Liaison libre	3 rotations 3 translations	6	Pas de symbole. Aucun contact entre les deux solides.

Fig.16

2.3.2. Représentation des roulements

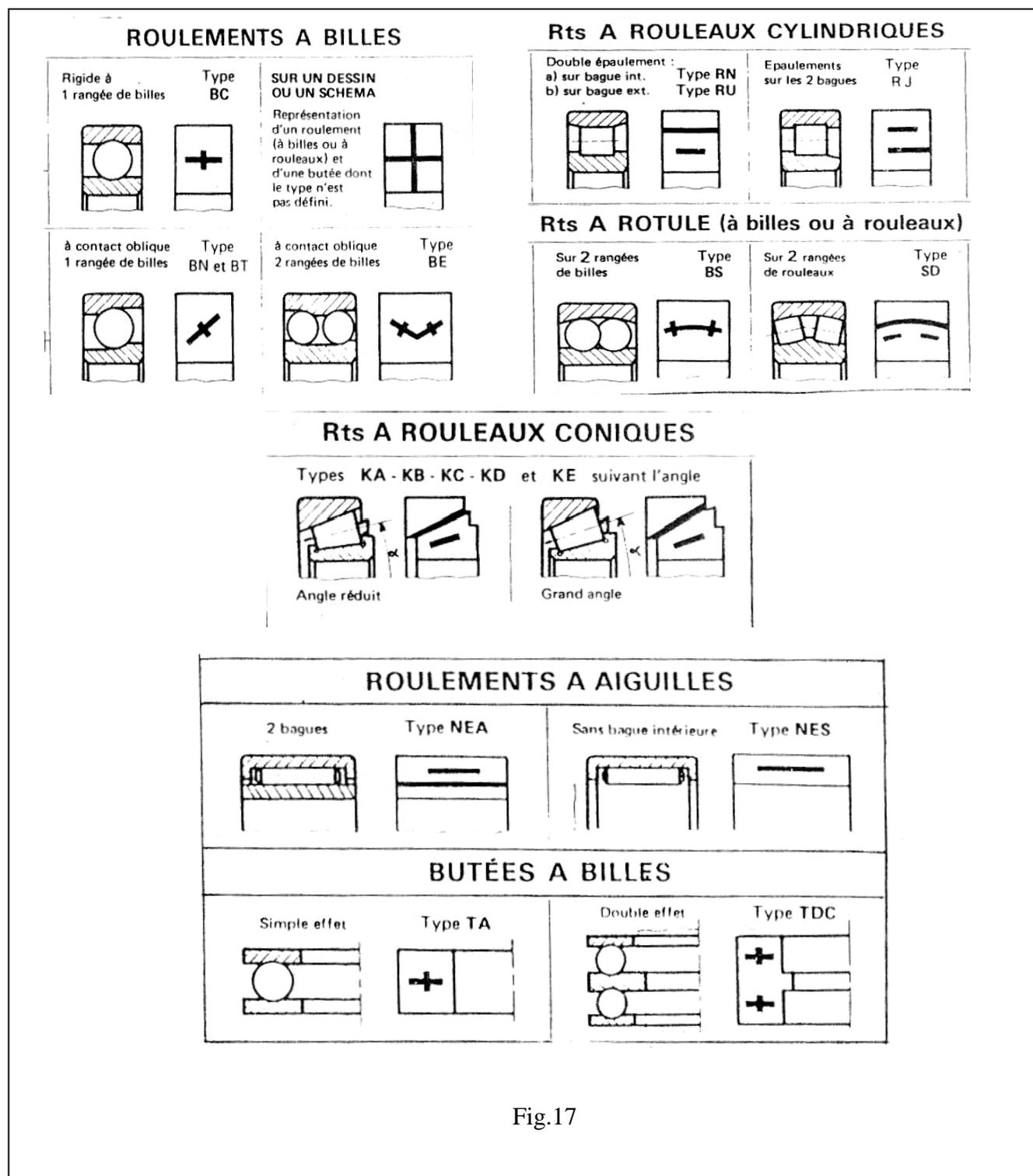
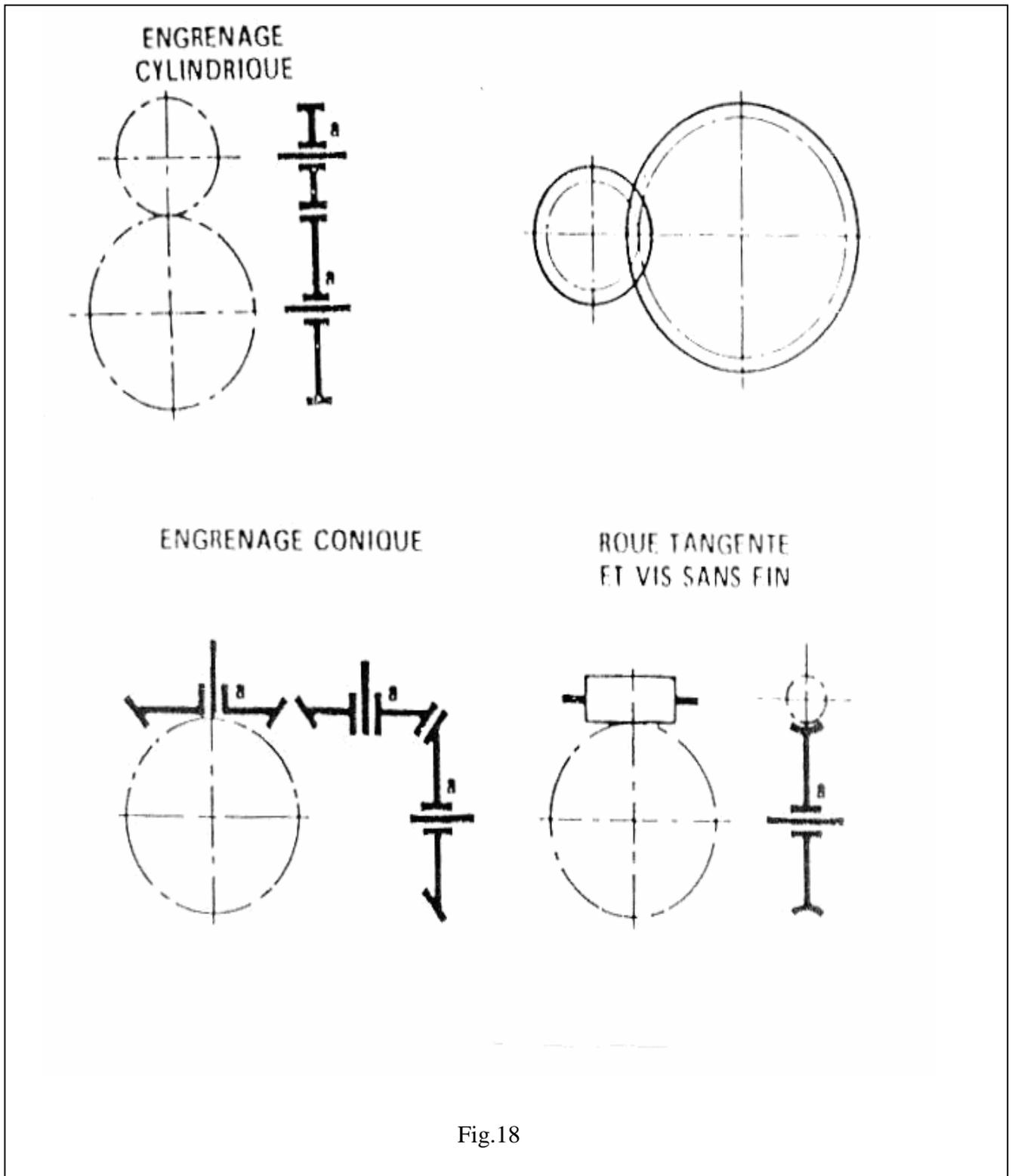


Fig.17

2.3.3. Les engrenages



2.3.4. Symboles divers

Symboles généraux	Robinet de tous types pour sectionnement			Clapet de non retour			
	Robinet de tous types pour réglage			Clapet d'arrêt			
	Soupapes de sûreté (ou de décharge)						
Symboles particuliers	Robinet-vanne			Robinet à obturateur déformable			
	Robinet à soupape	Droit		Clapets	Détendeur ou déverseur		
		D'équerre			Clapet combiné d'arrêt et de non retour		
		A 3 voies			Clapet de pied à crépine		
	Robinet à pointeau				Clapet de non retour blocable		
	Robinet à piston				Clapet d'arrêt à double effet		
	Robinet à tournant	Droit			Clapet à battant		
		D'équerre			Clapet à boule		
		A 3 voies et 2 lumières			Clapet à soupape		
		A 3 voies et 3 lumières			De tous types		
	Robinet à papillon				Purgeur automatique	A filtre incorporé	
	Symboles de raccordement	Par brides					
Par abouts filetés mâles							
Par manchons taraudés							
Par soudures							
Signes de commande	Mécanique manuelle			Par un fluide-auxiliaire par vérin			
	Mécanique par flotteur			id.			
	Mécanique à distance			id.			
	Mécanique asservie			Par électro-aimant à 1 ou 2 enroulements			
	Par le fluide lui-même			Par moteur électrique			
	Par un fluide auxiliaire par membrane			Télé-indicateur de la position de l'obturateur			

Fig.19

Appareils hydromécaniques et pneumatiques						
Fonction	Appareils	Symboles	Fonction	Appareils	Symboles	
Symboles généraux	Conduite de travail		Appareils de transformation de l'énergie	Pompe hydraulique à cylindrée fixe	1 sens de flux	
	Conduite de pilotage, de récupération, de purge, d'évacuation				2 sens	
	Encadrement de plusieurs appareils			Pompe hydraulique à cylindrée variable (1 ou 2 sens)		
	Liaison mécanique : arbre			Compresseur à cylindrée fixe (toujours à 1 seul sens)		
	Croisement de conduites			Pompe-moteur à cylindrée fixe et à inversion du sens de flux		
	Raccordement de conduites			Moteur hydraulique à cylindrée fixe	1 sens	
	Conduite flexible				2 sens	
	Canalisation électrique			Moteur hydraulique à cylindrée variable (1 ou 2 sens)		
	Appareil de transformation d'énergie				Moteur pneumatique à cylindrée fixe	1 sens
	Appareils de distribution			2 sens		
	Appareil de conditionnement			Moteur pneumatique à cylindrée variable (1 ou 2 sens)		
	Sens de déplacement				Verin à simple effet	
	Appareil réglable			Verin à double effet		
	Moteur électrique				Verin différentiel	
	Moteur thermique			Multiplicateur de pression		
	Source de pression				Echangeur de pression	
	Flux hydraulique					
	Flux pneumatique					
	Ressort					
	Etranglement sensible à la viscosité					

Fig.20

Fonctions		Appareils	Symboles	Fonctions	Appareils	Symboles		
Appareils de distribution	Distributeur à 2 positions			Appareils de régulation	Clapet de non-retour	non taré		
	Distributeur à 3 positions dont une de repos, au centre					taré		
	Distributeur à 2 positions 1 position intermédiaire de passage					piloté (pour ouvrir)		
	Voies d'écoulement	1 voie A 2 orifices fermés B			Sélecteur de circuit			
		2 voies A ou B			Limiteur de pression (soupape de sûreté)			
		2 voies + 1 orifice fermé			Réducteur de pression			
	Distributeur à	2 orifices 2 positions			Régulateur de débit			
		3 orifices 2 positions			Réservoir à l'air libre		conduite débouchant au dessus du fluide	
		4 orifices 2 positions			conduite débouchant dans le liquide			
		5 orifices 2 positions			Réservoir sous pression			
Appareils de commande	Commande manuelle	bouton-poussoir		Purge d'air				
		levier		Filtre, crépine				
		pédale		Purgeur à commande manuelle				
	Commande mécanique	poussoir		Déshydrateur				
		ressort		Lubrificateur				
		galet		Refroidisseur				
	Commande électrique	par électro-aimant		Réchauffeur				
		par moteur		Régulateur de température				
	Commande pneumatique ou hydraulique			Manomètre				
	Commande par distributeur pilote							
	Dispositif de maintien en position							
	Dispositif de verrouillage							
			Appareils d'accumulation et de conditionnement					

Fig.21

Facteur	Appareils	Symboles	Facteur	Appareils	Symboles		
Symboles généraux	Courant continu	—	Appareillage	Contacteur			
	Courant alternatif	~		Disjoncteur			
	Conducteur	simple		—	Relais (symbole général)		
		double	== ou //	Appareil		indicateur enregistreur compteur	
		triple	=== ou ///				
	Bornes		● ou ○	Appareils de mesures	Voltmètre - Ampèremètre Wattmètre		
	Croisements	sans connexion	+			Batterie de piles ou d'accumulateurs	
		avec connexion					Génératrice courant continu et courant alternatif
	Connexions	en étoile	Y	Moteur courant continu et courant alternatif			
		en triangle	Δ		Transformateur		
Mise à la terre		Production et transformation de l'énergie	Variante				
Mise à la masse				Redresseur à semi-conducteur			
Appareillage	Enroulement		Transistor				
	Résistance non réactive			Lampe à incandescence			
			symbole général				
	Résistance variable			Voyant 1 lumineux 2 mécanique			
	Impédance Inductance	Z	Avertisseur sonore				
		L		Sonnerie - Sirène			
	Condensateur fixe et variable		Micro - Ecouteur				
				Combiné			
	Fiche et prise de courant						
	Coupe circuit à fusible						
Interrupteur							
Bouton-poussoir							
Sectionneur							

Fig.22

3. TOLERANCES DIMENSIONNELLES ET AJUSTEMENTS

3.1. Généralités sur le contrôle dimensionnel et l'interchangeabilité.

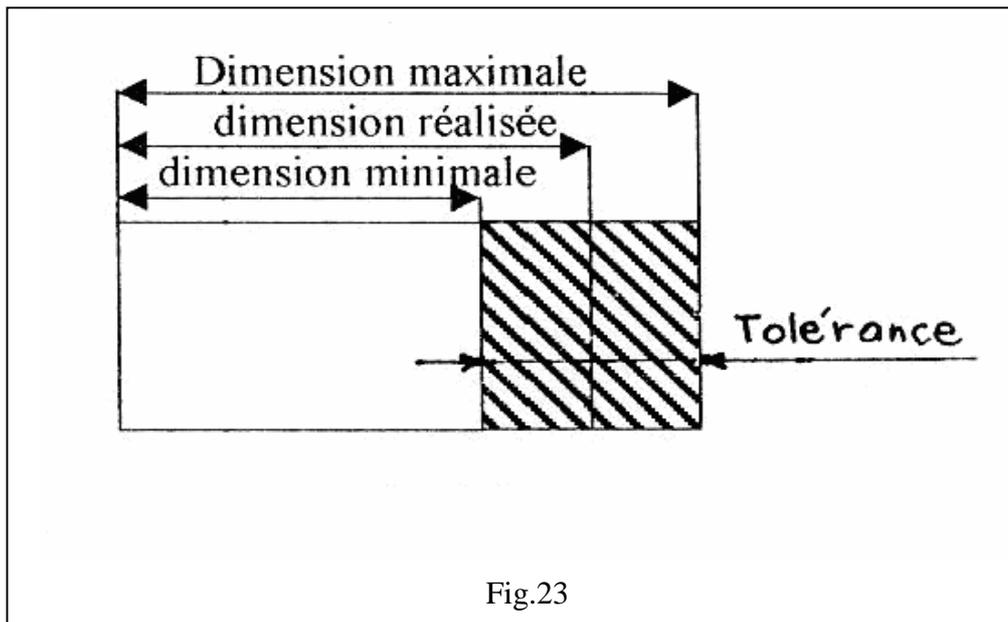
3.1.1. Le contrôle dimensionnel

Mesurer une grandeur c'est la comparer à une autre de même espèce prise comme unité, une mesure n'est jamais exacte, elle est toujours établit par comparaison avec une autre dite étalon de mesure.

On peut mesurer un temps, une résistance, une masse, une longueur etc. ,

Le contrôle dimensionnel s'applique en particulier en construction mécanique et le mesurage se rapporte généralement à celui des dimensions linéaires (le mètre et ses sous multiples) et angulaires (le degré et ses sous multiples) des pièces mécaniques.

L'impossibilité de précision des procédés d'usinage fait qu'une pièce ne peut être réalisée de façon rigoureusement conforme aux dimensions fixées au préalable. Le contrôle nous permet de s'assurer que les dimensions des valeurs réelles sont comprises entre deux limites dites : la cote maximum et la cote minimum (fig.23).



Donc il faut, par un contrôle, s'assurer que la cote réelle se situe entre les deux limites définies par la tolérance. **Unités de longueur :**

L'utilisation du millimètre (mm) et du micron (μ) pour l'écriture des cotes permet de résoudre tous les problèmes usuels en utilisant toujours des nombres entiers.

Exemples :

$$30,015 \text{ mm} = 30 \text{ mm} + 15 \mu \text{ s'écrit : } 30^{+15}$$

$$17,965 \text{ mm} = 18 \text{ mm} - 35 \mu \text{ s'écrit : } 18^{-35}$$

Grandeurs de multiple diamètre	Terminologie	Symbole
10^{12}	Tétramètre	Tm
10^9	Gigamètre	Gm
10^6	Mégamètre	Mm
10^4	Myriamètre	Mam
10^3	Kilomètre	Km
10^2	Hectomètre	Hm
10^1	Décamètre	Dac
10^0	Mètre	M
10^{-1}	Décimètre	dm
10^{-2}	Centimètre	cm
10^{-3}	Millimètre	mm
10^{-6}	Micron	μ
10^{-9}	Nanomètre	nm
10^{-10}	Angström	Å
10^{-12}	Picamètre	Pm

Unités de longueur

$$1 \text{ yard} = 3 \text{ Foot} = 36 \text{ Inch} = 0,9144 \text{ m}$$

Unités d'angle

$$1 \text{ Tour (tr)} = 360^\circ$$

$$1 \text{ } \perp \text{ (d)} = 90^\circ$$

$$\text{Décidegré (dd)} = 0,1^\circ$$

$$\text{Centidegré (cd)} = 0,01^\circ$$

$$\text{Millidegré (md)} = 0,001^\circ$$

$$\text{Minute d'angle} = 90^\circ/5400 = 1/60'$$

$$\text{Seconde d'angle} = 90^\circ/324000 = 1/60''$$

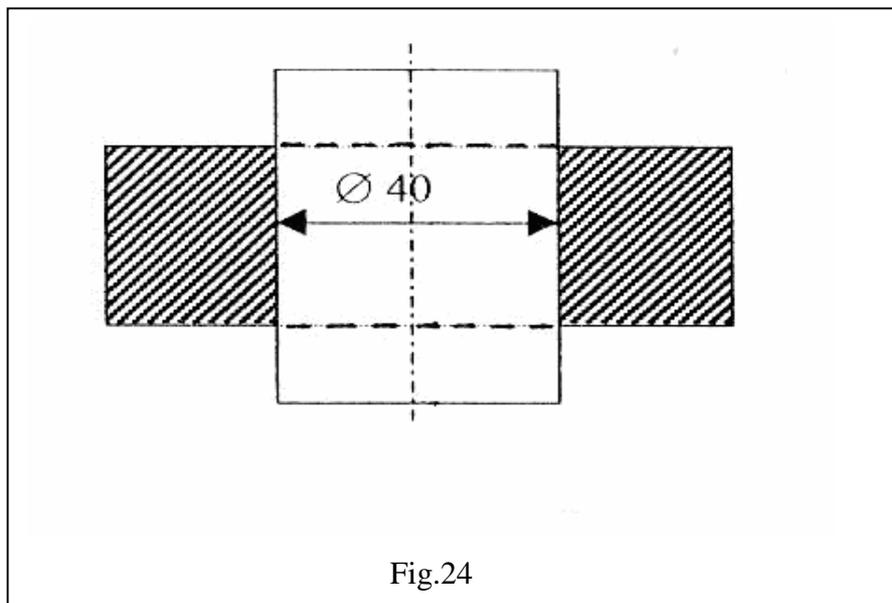
$$\text{Grade (gr)} = 90^\circ/100$$

$$\text{Radian (rd)} = 180^\circ/\pi$$

3.2. L'interchangeabilité

L'interchangeabilité est la possibilité de prendre au hasard dans un lot de pièces semblables, une pièce quelconque, sans avoir besoin d'aucun travail d'ajustage pour assurer son montage et son bon fonctionnement dans un assemblage donné et dans les conditions de fonctionnement exigées (avec les conditions de jeu et de serrage voulu).

L'exemple classique d'un assemblage est celui d'un arbre avec alésage (fig.24), le terme général arbre désigne tous les contenus (tenons, coulisseaux, clavettes, ...) et le terme général alésage désigne tous les contenants (mortaises, glissières, rainures etc.)



Pour réaliser un tel assemblage, la cote Ø 40 indiquée sur le dessin est insuffisante, car elle ne nous renseigne pas sur la façon dont on doit effectuer l'assemblage (avec jeu, juste ou avec serrage), même si le dessin comporte l'une des indications suivantes : glissant, tournant ou bloqué. Il faudra pour réaliser l'assemblage, faire des retouches afin d'obtenir l'ajustement désiré, mais ceci n'est valable que dans une production unitaire

Par contre si l'on a toute une série d'assemblages identiques à réaliser (par différents ouvriers et différentes machines), il est impossible de contrôler chaque arbre et chaque alésage. Pour arriver au résultat désiré, il a été nécessaire de donner à l'ouvrier une marge d'usinage qu'on appelle tolérance de fabrication et dans laquelle on a du tenir compte de la cote de toutes les pièces afin d'obtenir l'ajustement désiré.

Donc assurer l'interchangeabilité des éléments d'un assemblage suppose qu'on les produit en série et qu'on les accouplera sans les choisir, c'est à dire n'importe quelle pièce de l'une des deux séries, réalise l'ajustement désiré avec l'une quelconque de l'autre série. Donc une pièce sera jugée bonne si sa cote

réelle est comprise entre une cote limite supérieure et une cote limite inférieure. La différence entre ces deux cotes constituant la tolérance.

Par exemple, pour l'arbre, la cote peut être comprise entre 39,8 et 40,1 mm pour être acceptable, la tolérance laissée au fabricant est de :

$$40,1 - 39,8 = 0,3 \text{ mm} = 300 \mu$$

Dans l'industrie, on distingue deux types d'interchangeabilité :

- L'interchangeabilité complète.
- L'interchangeabilité limitée

a. L'interchangeabilité complète

C'est elle qui assure le montage d'une machine sans choisir ou sélectionner les pièces à assembler et sans leur retouche (réusinage), elle est préférée, mais dans ce cas les pièces coûtent plus chères que dans l'interchangeabilité limitée.

b. L'interchangeabilité limitée

Elle consiste à choisir parmi le lot de pièces usinées celles qui conviennent au montage de l'assemblage.. Autrement dit, les pièces qui ne répondent pas aux exigences sont réusinées de nouveau. Parfois on utilise les pièces réglables.

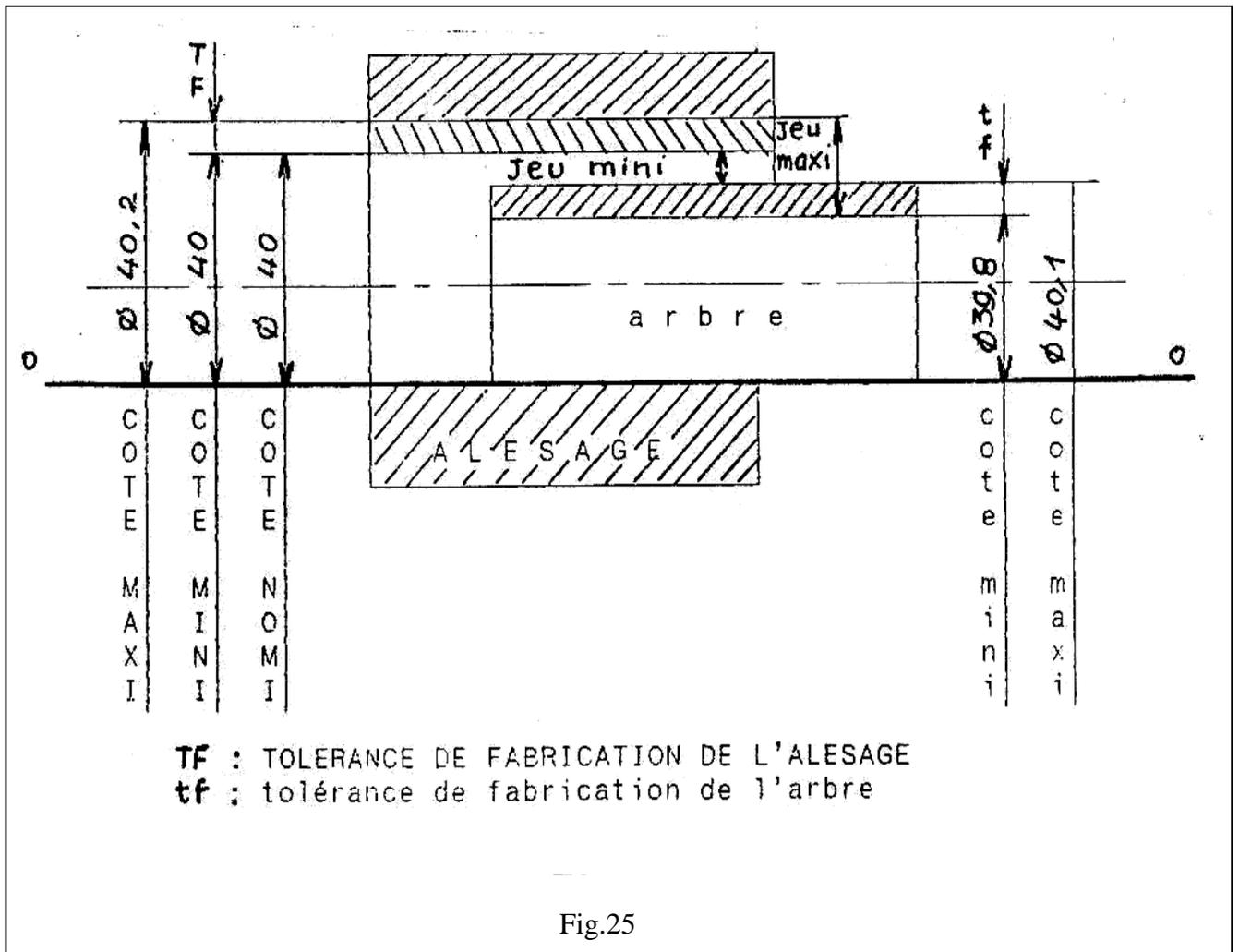
L'interchangeabilité est assez largement employée dans l'industrie car elle permet :

- D'obtenir des pièces comparables et admissibles avec de larges tolérance qui ne nécessitent pas de l'outillage spécial.
- De donner un grand avantage pendant l'exploitation des machines en utilisant des pièces de rechange presque standardisées, ce qui diminue considérablement les coûts de services et de prestations techniques ;
- De diviser le travail entre les différents ateliers et même entre les différentes usines ce qui provoque à la fabrication en série des pièces d'où l'extension de l'automatisation et la mécanisation de la fabrication, ce qui augmente la productivité, améliore la qualité et diminue les coûts de revient ;
- De favoriser la standardisation et l'unification des pièces et mécanismes. Le niveau d'exigences en qualité et état de surface sera meilleur

3.3.Tolérances et ajustements

3.3.1. Notions de dimensions et cote tolérancées

La figure 25 représente l'exemple d'un assemblage cylindrique d'un arbre avec alésage dit ajustement en indiquant toutes les cotes possibles.



3.3.2. Types de cotes

On distingue 3 types de cotes.

a. Cote nominale

C'est la cote souhaitée ou celle de calcul par rapport à laquelle sont définies les cotes limites. Elle doit être la même pour l'arbre et l'alésage ou encore c'est la dimension par référence à laquelle sont définies les dimensions limites.

b. Cotes limites

Dans la pratique il est quasiment impossible d'usiner une pièce exactement à sa cote nominale par suite des incertitudes dans la fabrication (régime de coupe, incertitudes,...), c'est pourquoi on fixe les cotes limites admissibles pour une précision donnée.

Ce sont les deux cotes extrêmes acceptables dites cotes maxi et cote mini, entre lesquelles doit se trouver la cote effective (ou réelle) pour que la pièce soit relativement précise et interchangeable (remplaçable), Cette précision ou marge d'usinage est appelée tolérance de fabrication.

Supposons un cas de figure où la valeur nominale étant de 40 mm et les valeurs limites sont les suivantes :

- Cote maxi de l'arbre $C_{max} = 40,10$
- Cote mini de l'arbre $C_{min} = 39,80$
- Cote maxi de l'alésage : $C_{max} = 40,20$
- Cote mini de l'alésage : $C_{min} = 40,00$

c. Cote effective ou cote réelle

C'est la cote d'exécution ou la cote réelle (de la pièce mesurée avec précision tolérable c'est à dire telle qu'elle est réalisée. Dans ce cas la cote effective mesurée (C_e) doit être comprise entre les deux valeurs extrêmes C_{max} et C_{min} .

$$C_{min} \leq C_e \leq C_{max}$$

- Pour l'arbre : $39,80 \leq C_e \leq 40,10$
- Pour l'alésage : $40,00 \leq C_e \leq 40,20$

3.3.3. Ecarts d'un arbre

L'écart est la différence algébrique entre les cotes effectives maxi, mini et la cote nominale. On distingue 3 types d'écarts :

a. Ecart effectif

écart effectif = cote effective - cote nominale

$$ee = C_e - C_n$$

$$ee = 39,9 - 40 = -0,1$$

b. Ecart supérieur

écart supérieur = cote maxi - cote nominale

$$es = C_{max} - C_n$$

$$es = 40,1 - 40 = +0,1$$

c. Ecart inférieur

écart inférieur = cote mini - cote nominale

$$ei = C_{min} - C_n$$

$$ei = 39,8 - 40 = -0,2$$

Les écarts sont indiqués sur le dessin en mm, tandis que sur les tableaux des tolérances ils sont donnés en microns.

3.3.4. Tolérance d'un arbre

La différence entre les écarts supérieur et inférieur est la valeur la plus importante, appelée tolérance de fabrication ou intervalle de tolérance désignée par it ; elle est une valeur absolue.

$$\left[\text{Intervalle de tolérance} \right] = \left[\text{écart supérieur} \right] - \left[\text{écart inférieur} \right]$$

it = es - ci

it = (Cmax - Cri) - (Cmin - Cn) = Cmax - Cmin

Donc : it - Cmax - Cmin = es - ci

3.3.5. Ecart et tolérances d'un alésage

Nous utilisons exactement les mêmes considérations d'un arbre pour les alésages sauf que les désignations en minuscule des arbres deviennent des majuscules pour les alésages.

- Ecart effectif : EE
- Ecart supérieur : ES
- Ecart inférieur : EI
- Intervalle de tolérance : IT

IT = ES - EI = Cmax - Cmin = ES - EI

3.3.6. Cotes tolérancées

On distingue une cote tolérancée en indiquant le diamètre nominale et les deux écarts supérieur et inférieur de la façon suivante :

Exemples :

1. Arbre Ø 40^{+0,01}_{-0,02}

40 mm = diamètre nominal ; + 0,01 mm = es ; - 0,02 mm = ei

2. Alésage Ø 50^{+0,02}_{-0,02}

50 mm = diamètre nominal ; + 0,02 mm = ES ; - 0,02 mm = EI

3. Arbre Ø 30^{+0,03}

30 mm = diamètre nominal ; + 0,03 mm = es ; - 0,00 mm = ei

4. Alésage Ø 60^{-0,03}

60 mm = diamètre nominal ; + 0,00 mm = ES ; - 0,03 mm = EI

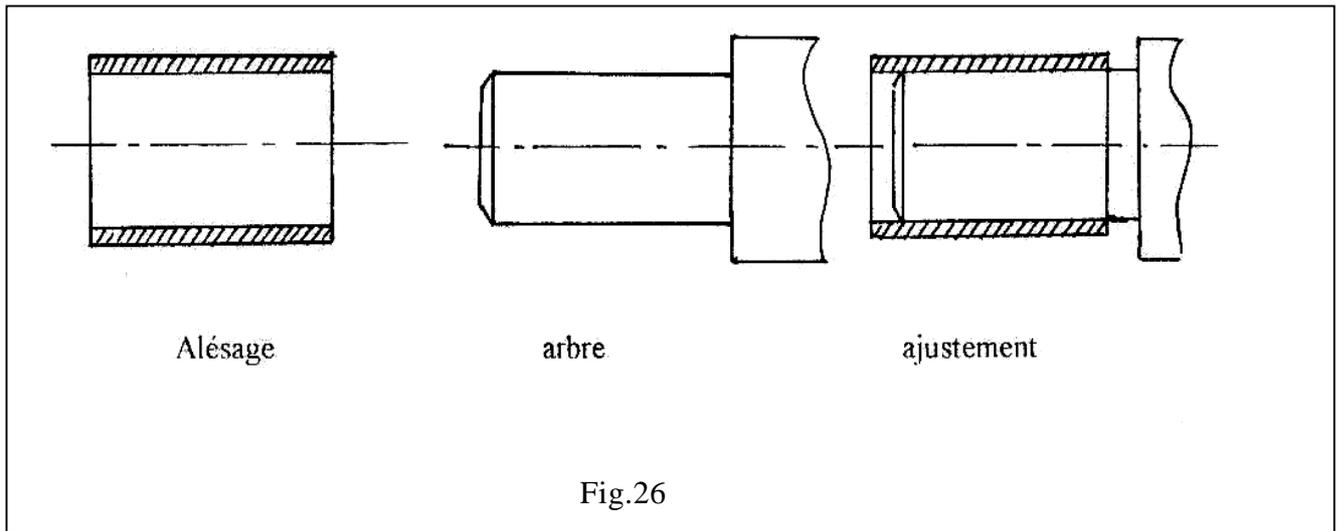
3.3.7. Ajustements

Un ajustement est l'assemblage de deux pièces de même cote nominale au moyen d'une liaison qui permet ou non le mouvement relatif de l'une par rapport à l'autre.

L'exemple le plus courant est celui de l'ajustement d'un arbre avec un alésage qui est l'exemple type d'un ajustement cylindrique (fig.26).

ARBRE + ALESAGE = AJUSTEMENT CYLINDRIQUE

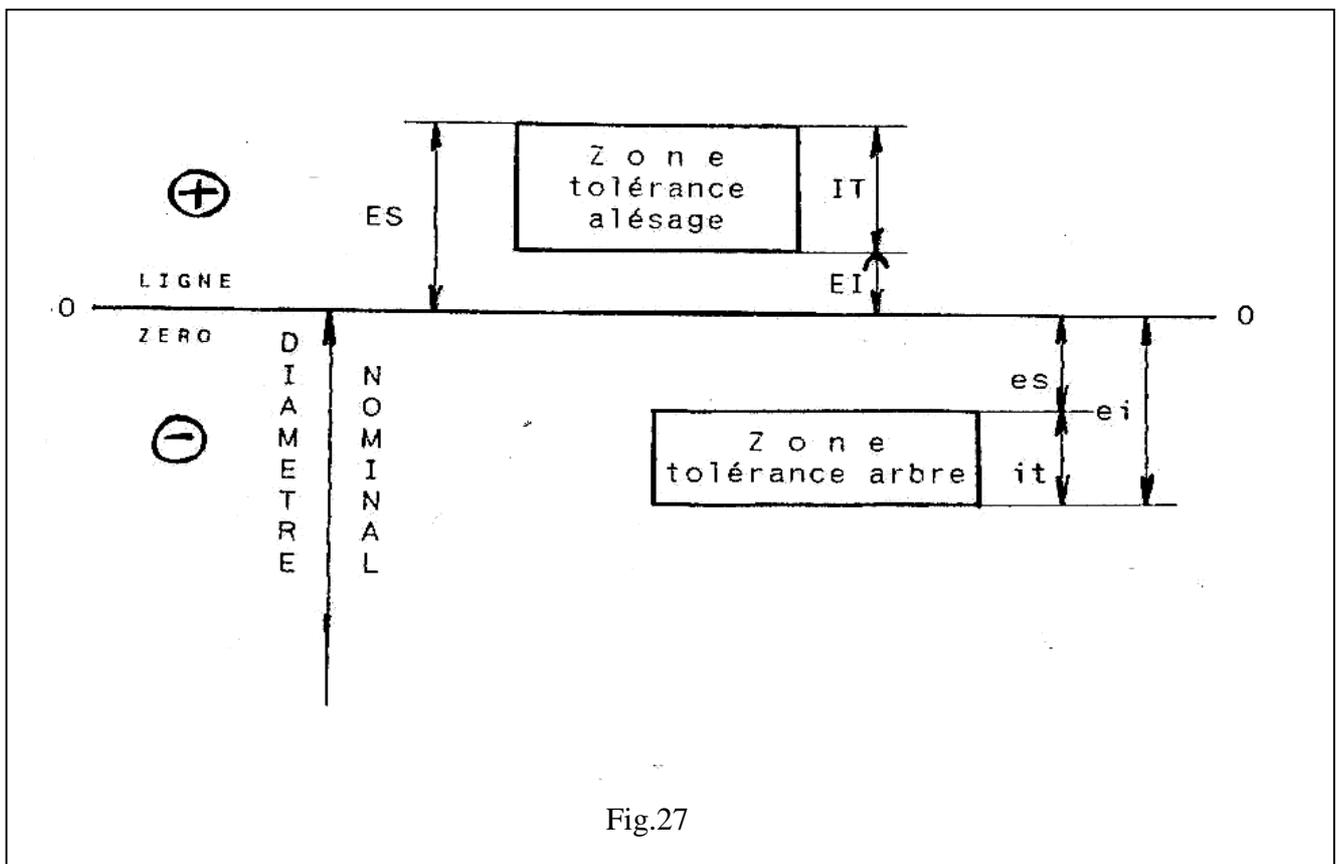
Pour qu'il y ait ajustement, il faut que l'une des pièces pénètre dans l'autre.



3.3.8. Zones de tolérances

Les tolérances de fabrication d'un arbre et d'un alésage peuvent être représentées schématiquement au moyen de petits rectangles appelés zones de tolérance sans représentation des pièces.

La zone de tolérance est celle comprise entre deux lignes représentant l'écart supérieur et l'écart inférieur. Elle est définie par sa position par rapport à la ligne 0 qui est le référence de la cote nominale (fig.27).



La ligne zéro est la ligne à partir de laquelle sont représentés les écarts. Les écarts positifs sont au dessus et les écarts négatifs sont au dessous de cette ligne. La ligne zéro est la ligne d'écart nul et correspond à la cote nominale.

IT et it peuvent se situer soit dans la partie positive, soit dans la partie négative, soit à cheval par rapport à la ligne zéro.

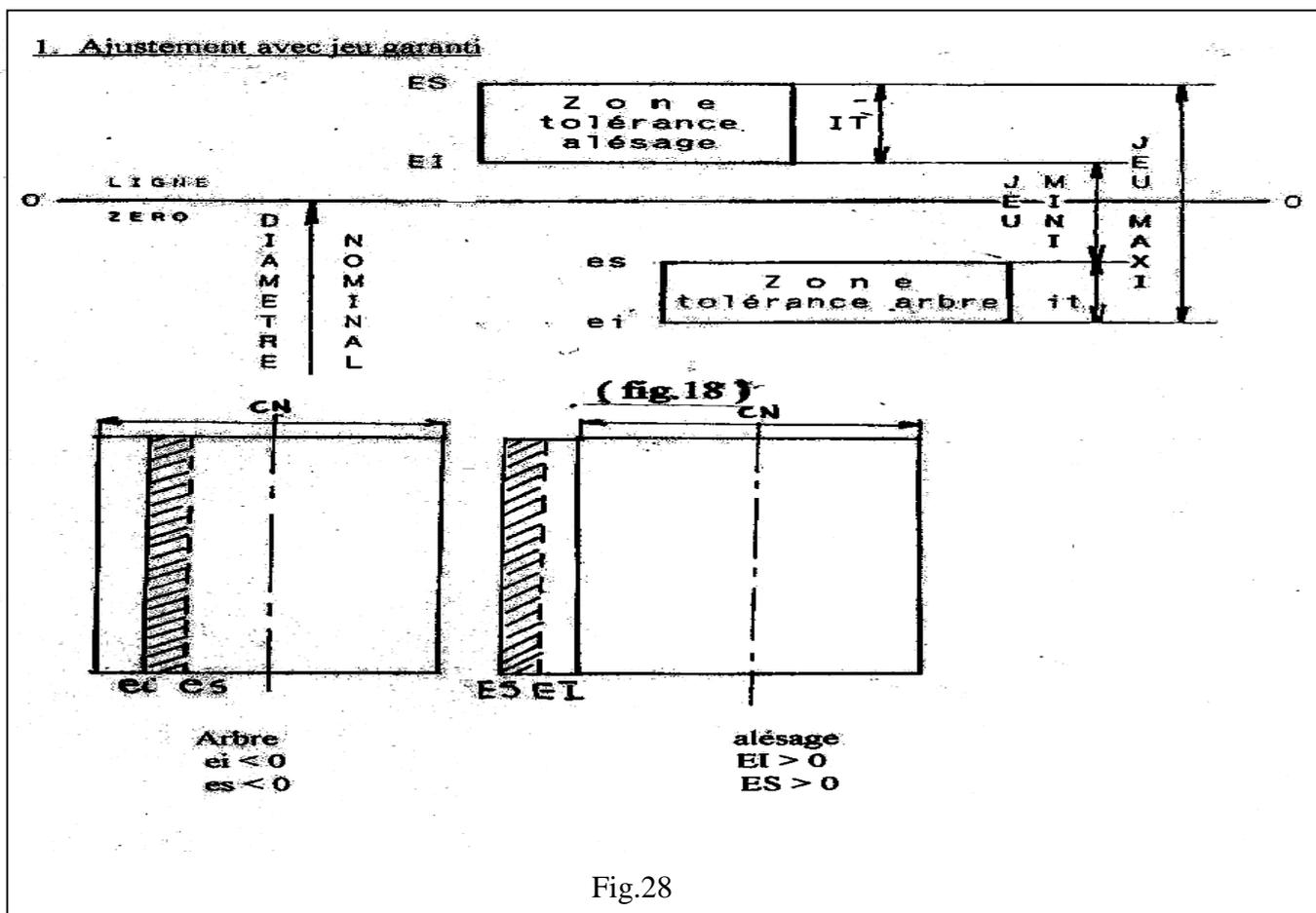
Types d'ajustements :

Le type d'ajustement est déterminé par les positions relatives des zones de tolérance des pièces à assembler. Si la différence entre la cote effective de l'alésage et celle de l'arbre est :

- positive ($C_{eff\ alés} - C_{eff\ arb} > 0$) est dit avec jeu ;
- au contraire si la différence est négative ($C_{eff\ alés} - C_{eff\ arb} < 0$) nous avons le serrage.

Il existe trois types d'ajustement dont le choix est déterminé par des impératifs de construction :

- Ajustement avec jeu garanti (s'ils pénètrent librement).
- Ajustement avec serrage garanti (s'il faut recourir à un procédé dynamique, mécanique ou thermique pour assembler les deux éléments).
- Ajustement incertain ($C_{eff\ arb} > C_{eff\ alés}$ ou $C_{eff\ arb} < C_{eff\ alés}$).



L'intervalle de tolérance de l'arbre (it) est toujours positif quelque soit sa position par rapport à la cote nominale. Pour cet ajustement (fig. 18 et 19) toute la zone de tolérance se trouve au dessus de celle de l'arbre et la cote effective de l'alésage est toujours supérieure à celle de l'arbre, c'est pourquoi l'arbre pénètre librement et sans résistance dans l'alésage

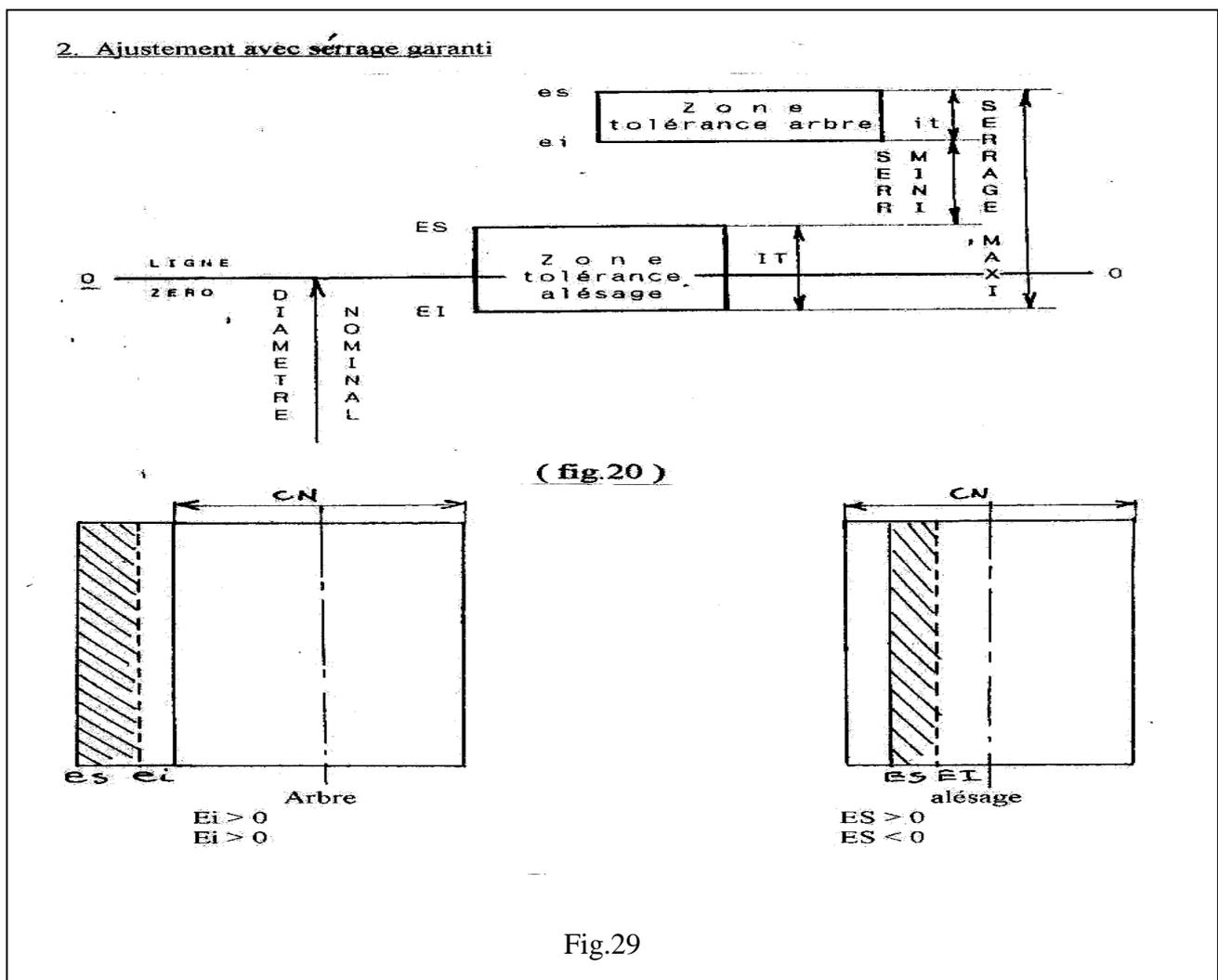
$$\text{Jeu maxi} = C_{\text{max}} (\text{alésage}) - C_{\text{min}} (\text{arbre}) = (C_n + ES) - (C_n + ei) = ES - ei$$

$$\text{Jeu mini} = C_{\text{min}} (\text{alésage}) - C_{\text{max}} (\text{arbre}) = (C_n + EI) - (C_n + es) = EI - es$$

$$\text{Jeu mini} \leq \text{Jeu réel} \leq \text{Jeu maxi}$$

Le jeu désiré ne peut pas être assuré parfaitement exact par suite de l'imprécision de l'exécution des pièces à assembler c'est pourquoi il existe la notion de tolérance d'ajustement (TA) pour n'importe quel type d'ajustement.

$$TA = IT + it \text{ dans ce cas } TA = \text{Jeu maxi} - \text{Jeu mini}$$



Dans ce cas toute la zone de tolérance de l'alésage se trouve au dessous de celle de l'arbre. La cote réelle de l'alésage est inférieure à celle de l'arbre, c'est pourquoi pour effectuer un assemblage de ce type, il faut employer un procédé mécanique ou thermique ou une combinaison des deux.

Par exemple il faut presser l'arbre dans l'alésage à l'aide d'efforts mécaniques ou hydrauliques. On peut aussi chauffer la pièce femelle alors son diamètre grandit et l'arbre pénètre librement dans l'alésage. Après le refroidissement dans l'azote liquide on obtient l'ajustement désiré.

$$\text{Serrage maxi} = C_{\text{max}} (\text{arbre}) - C_{\text{min}} (\text{alésage}) = (C_n + e_s) - (C_n + E_I) = e_s - E_I$$

$$\text{Serrage min} = C_{\text{min}} (\text{arbre}) - C_{\text{max}} (\text{alésage}) = (C_n + e_i) - (C_n + E_S) = e_i - E_S$$

$$\text{Serrage min} \leq \text{Serrage réel} \leq \text{Serrage maxi}$$

$$TA = IT + it = (E_S - E_I) + (e_s - e_i) = \text{Serrage maxi} - \text{Serrage min}$$

Exemple :

$$\text{Alésage } \varnothing 30 \begin{matrix} +0,02 \\ +0,01 \end{matrix}$$

$$\text{Arbre } \varnothing 30 \begin{matrix} +0,04 \\ +0,03 \end{matrix}$$

3. Ajustement incertain

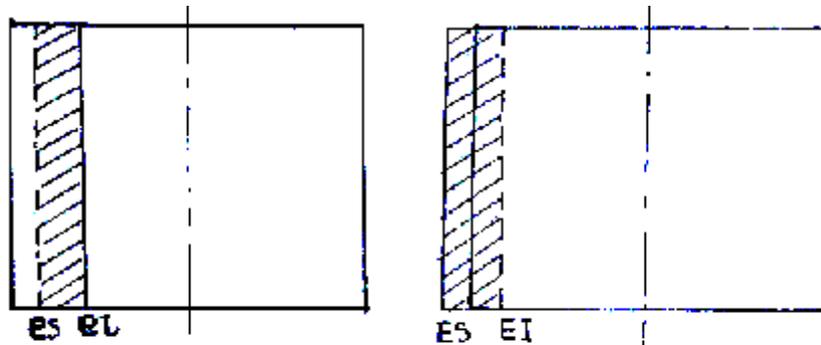
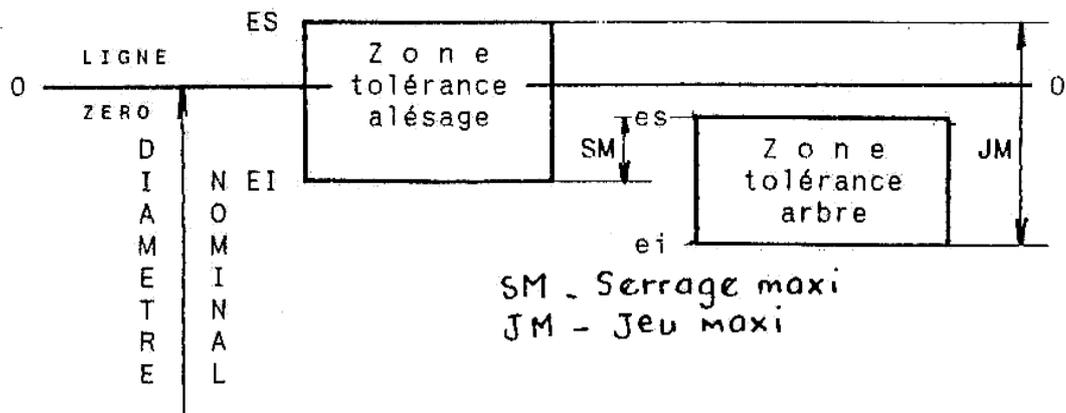


Fig.30

Pour l'ajustement incertain, (fig. 30), la zone de la tolérance de l'arbre couvre partiellement celle de l'alésage. La cote réelle de l'arbre peut être supérieure ou inférieure à celle de l'alésage. Il y a dans ce cas tantôt un jeu, tantôt un serrage, c'en pourquoi cet ajustement porte le nom d'ajustement incertain.

$$\text{Serrage maxi} = es - EI$$

$$\text{Jeu maxi} = ES - ei$$

$$TA = IT + it = (ES - EI) + (es - ei) = (ES - ei) + (es - EI) = \text{Serrage maxi} - \text{Jeu maxi}$$

Exemple:Alésage $\varnothing 60^{+0,05}$ Arbre $\varnothing 60^{+0,03}_{-0,01}$ Serrage maxi = $es - EI = 0,03 - 0 = 0,03$ mmJeu maxi = $ES - ei = 0,05 - (-0,01) = 0,06$ mmTA = Serrage maxi - Jeu maxi = $0,03 - 0,06 = -0,03$ mm**3.3.9. Système de tolérance et ajustement pour les assemblage cylindriques****a. Principes du système ISO**

Les buts du système ISO visent à :

- Limiter le nombre d'ajustements caractéristiques et courants.
- Assurer la fabrication de pièces interchangeables.
- Assurer l'échange technique et la standardisation.

Les principes du système ISO sont énumérés ci-dessous :

a- Pour réduire au maximum le nombre de cotes nominales utilisées, on a normalisé une série de dimensions nominales parmi lesquelles il faudrait choisir de préférence les dimensions susceptibles de donner l'ajustement désiré.

Il existe trois rangs ou séries: R10, R20 et R40.

- **R10** : les dimensions changent avec la progression géométrique de raison $\sqrt[10]{10}=1,25$: 1 - 1,25 - 1,5 - 2,0 - ... - 315 - 400 - 500

- **R20** : les dimensions changent avec la progression géométrique de raison $\sqrt[20]{10}=1,12$: 1 - 1,12 - 1,25 - 1,4 - ... - 400 - 450 - 500

- **R40** : les dimensions changent avec la progression géométrique de raison $\sqrt[40]{10}=1,06$: 10 - 11,5 - 12,5 - ... - 400 - 420 - 450 - 480 - 500

a- Pour chaque dimension nominale, on a prévu toute une gamme de tolérances parmi lesquelles on choisi celles qui conviennent à la construction envisagée. Ces tolérances sont exprimées en micron.

b- Pour chaque dimension tolérancée, dans les tableaux, on peut choisir d'abord la valeur de la tolérance et puis, la position de celle-ci par rapport à la ligne zéro (cote nominale d'écart nul).

Les caractéristiques dimensionnelles des ajustements sont fixées dans les tableaux d'écarts. Ces derniers sont déterminés d'après plusieurs expériences et calculs théoriques. Parmi les 75 comités techniques du système ISO, il existe un spécialement chargé des ajustements cylindriques. Le système ISO s'intéresse uniquement aux dimensions nominales comprises entre 1 et 500 mm . Toutes les dimensions dans le système ISO sont mesurées à la température de 20°C avec des instruments de mesure étalonnés à la même température.

Pour les autres dimensions inférieures à 1 et supérieures à 500 mm, chaque pays établit ses propres normes en fonction de ses conditions technologiques et de son expérience.

3.3.10. Qualité d'ajustement

Dans chaque machine, il existe des pièces de précision qui nécessitent des exigences techniques d'où un soin particulier dans la fabrication. Pour définir ou connaître la précision d'une pièce, le système ISO a établi 18 qualités :

0,1 - 0 - 1 - 2 - 3 - 4 - ... - 16

Chaque qualité est désignée par un nombre dont le numéro de qualité le plus élevé correspond à la tolérance la plus grande donc à la précision la plus faible.

Exemple :

Soit un arbre de diamètre 40 mm dont :

- la qualité 5 donne $IT = 0,011$ mm
- la qualité 8 donne $IT = 0,025$ mm
- la qualité 11 donne $IT = 0,160$ mm

La qualité 5 requiert la tolérance de fabrication la plus faible donc c'est elle qui donne le plus de précision des cotes.

La qualité définit la valeur de la tolérance donc la méthode de fabrication appropriée (usinage, régime de coupe, outils de coupe et instruments de mesure adaptés). En effet tout ceci influe sur le prix de revient qui augmente lorsqu'on réduit la tolérance.

Si l'intervalle de tolérance diminue la précision augmente. A titre d'exemple, si la tolérance d'un arbre de diamètre 40 mm diminue de 2 fois, le prix de revient augmente de 2,8 fois. C'est pourquoi les exigences à la précision doivent être toujours bien fondées et justifiées par les calculs ou par l'expérience.

DIMENSIONS NOMINALES NORMALISEES (en mm)

de 1 à 10 mm				de 10 à 100 mm						de 100 à 500 mm					
R		Ra		R			Ra			R			Ra		
R10	R20	Ra10	Ra20	R10	R20	R40	Ra10	Ra20	Ra40	R10	R20	R40	Ra10	Ra20	Ra40
1,00	1,00	1	1	10,0	10	10	10	10		100	100	100	100	100	100
	1,12		1,1		11,2	11,2		11			112	112		110	110
1,25	1,25	1,2	1,2	12,5	12,5	12,5	12	12	12	125	125	125	125	125	125
	1,40		1,4		14,0	14,0		14	14		140	140		140	140
						15,0			15			150			150
1,60	1,60	1,6	1,6	16,0	16,0	16,0	16	16	16	160	160	160	160	160	160
	1,80		1,8		18,0	18,0		18	18		180	180		180	180
						19,0			19			190			190
2,00	2,00	2	2	20,0	20,0	20,0	20	20	20	200	200	200	200	200	200
	2,24		2,2		22,4	22,4		22	22		224	224		220	220
						23,6			24			236			240
2,50	2,50	2,5	2,5	25,0	25,0	25,0	25	25	25	250	250	250	250	250	250
	2,80		2,8		28,0	28,0		28	28		280	280		280	280
						30,0			30						300
3,15	3,15	3	3	31,5	31,5	31,5	32	32	32	315	315	315	320	320	320
	3,55		3,5		35,5	35,5		36	36		355	355		360	360
						37,5			38			375			380
4,00	4,00	4	4	40,0	40,0	40,0	40	40	40	400	400	400	400	400	400
	4,50		4,5		45,0	45,0		45	45		450	450		450	450
						47,5			48			475			480
5,00	5,00	5	5	50,0	50,0	50,0	50	50	50	500	500	500	500	500	500
	5,60		5,5		56,0	56,0		56	56						560
						60,0			60						600
6,30	6,30	6	6	63,0	63,0	63,0	63	63	63						630
	7,10		7		71,0	71,0		71	71						710
						75,0			75						750
8,00	8,00	8	8	80,0	80,0	80,0	80	80	80						800
	9,00		9		90,0	90,0		90	90						900
						95,0			95						950
10,00	10,00	10	10	100,0	100,0	100,0	100	100	100						1000

R : dimensions nominales principales
 Ra : dimensions nominales auxiliaires

Les qualités les plus courantes sont :

- de 4 à 11 pour les arbres
- de 5 à 12 pour les alésages
- de 12 à 16 pour les cotes isolées et non ajustées.

En général les qualités de tolérance sont adoptées comme suit

- 01, 0, 1 : pour les cales étalons de grandes précision.
- 2, 3, 4 : pour les calibres et instruments de mesure.
- 5, 6, 7 : pour la mécanique précise (aviation).
- 8, 9, 10, 11 : pour la mécanique courante.

Indices de qualité :

Il est à noter que dans chaque qualité les dimensions différentes possèdent le même précision relative qui est définie un coefficient appelé indice de qualité.

On sait que les erreurs ou imprécisions de fabrication croissent avec l'augmentation de la dimension à usiner. C'est pourquoi la tolérance de fabrication augmente aussi avec la cote nominale Donc la tolérance de fabrication dépend de la qualité et du diamètre à usiner.

La tolérance est égale au produit de la valeur de l'unité de tolérance pour la dimension nominale par un coefficient propre à chaque qualité appelé indice de qualité.

$$IT (it) = (0,45 \times D^{1/3} + 0,001 \times D) \times K \text{ [en microns]}$$

- D : diamètre nominal de la pièce à usiner en mm compris entre 1 et 500 mm.
- $(0,45 \times D^{1/3} + 0,001 \times D)$: unité de tolérance qui exprime seulement la fonction de la tolérance de la dimension à usiner.
- K : indice de qualité.

L'indice de qualité est lié directement à la qualité qui se caractérise par cet indice qui change d'après la progression géométrique de raison : $10^{1/5} = 1,6$.

Les indices de qualité les plus couramment utilisés sont donnés dans ce tableau :

Qualité	5	6	7	8	9	10	11
Indice de qualité	7	10	16	25	40	64	100

Exemples :

1. Pour un alésage de diamètre 40 mm et de qualité 7 (K = 16)

$$it = (0,45 \times 40^{1/3} + 0,001 \times 40) \times 16 = 1,58 \times 16 = 25,28 \text{ microns}$$

Les tableaux donnent $it = 25$ microns.

2. Pour un alésage de diamètre 40 mm et de qualité 11 (K = 100)

$$it = (0,45 \times 40^{1/3} + 0,001 \times 40) \times 100 = 1,58 \times 100 = 158 \text{ microns}$$

Les tableaux donnent $it = 160$ microns

Pour les dimensions nominales au dessus de 500 mm, on préconise une autre formule:

$$IT (it) = (0,004 \times D + 2,1) \times K$$

3.3.11. Paliers de diamètre

Pour les diamètres de 1 à 500 mm, on a normalisé 120 cotes nominales. Afin de simplifier les tableaux de tolérances, le système ISO a établi 13 paliers de diamètres:

1 à 3, 3 à 6, 6 à 10, 10 à 15, ... ,315 à 400, 400 à 500

La limite supérieure est incluse alors que la limite inférieure est exclue. Ce qui veut dire que la cote 6 par exemple, il faut chercher la tolérance dans le palier 3 à 6. La tolérance est déterminée pour chaque palier, et à l'intérieur de tout palier elle demeure constante. Pour calculer la tolérance de fabrication dans un palier, on considère le diamètre moyen de ce palier :

$$D = (D1 \times D2)^{1/2}$$

- D : le diamètre moyen

- D1 et D2 : les diamètres extrêmes du palier.

TOLÉRANCES FONDAMENTALES (en microns).

QUALITÉS	PALIERS DE DIAMÈTRES (en mm)												
	≤ 3	> 3 ≤ 6	> 6 ≤ 10	> 10 ≤ 18	> 18 ≤ 30	> 30 ≤ 50	> 50 ≤ 80	> 80 ≤ 120	> 120 ≤ 180	> 180 ≤ 250	> 250 ≤ 315	> 315 ≤ 400	> 400 ≤ 500
01	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	4	5
0	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8
1	0,6	1	1,2	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
2	1,2	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	15	20
3	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	15	20	25	30
4	3	4	5	6	8	10	12	15	20	25	30	40	50
5	4	5	6	8	10	12	15	20	25	30	40	50	60
6	6	8	10	12	15	20	25	30	40	50	60	80	100
7	10	12	15	20	25	30	40	50	60	80	100	120	150
8	15	20	25	30	40	50	60	80	100	120	150	200	250
9	25	30	40	50	60	80	100	120	150	200	250	300	400
10	40	50	60	80	100	120	150	200	250	300	400	500	600
11	60	80	100	120	150	200	250	300	400	500	600	800	1000
12	100	120	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1500
13	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
14	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1500	2000	2500	3000	4000
15	400	500	600	800	1000	1200	1500	2000	2500	3000	4000	5000	6000
16	600	800	1000	1200	1500	2000	2500	3000	4000	5000	6000	8000	10000

Exemple :

Pour un arbre de diamètre 40 mm et de qualité 7 donc ($K = 16$).

Comme ce diamètre se trouve dans le palier 30 à 50 mm son diamètre moyen est de :

$$D = (30 \times 50)^{1/2}$$

$$It = [0,45 \times (30 \times 50)^{1/6} + 0,001 \times (30 \times 50)^{1/2}] \times 16 = 25 \text{ microns}$$

Position des tolérances :

La tolérance des dimensions est caractérisée d'abord par une grandeur absolue puis par sa position relative par rapport à la ligne zéro ou la cote nominale.

Dans le système ISO, la position des tolérances est représentée par une lettre majuscule (parfois deux) pour les alésages et une ou deux lettres minuscules pour les arbres.

Les différentes positions des tolérances de l'alésage en nombre de 29 donnent des écarts positifs puis négatifs au fur et à mesure que l'on avance dans l'alphabet, tandis que pour les arbres c'est le contraire, (fig.31)

ALESAGES : A, B, C, CD, D, E, EF, F, FG, G, H, J, JS, K, M, N, O, P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC.

ARBRES : a, b, c, cd, d, e, ef, f, fg, g, h, js, k, m, n, o, p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc.

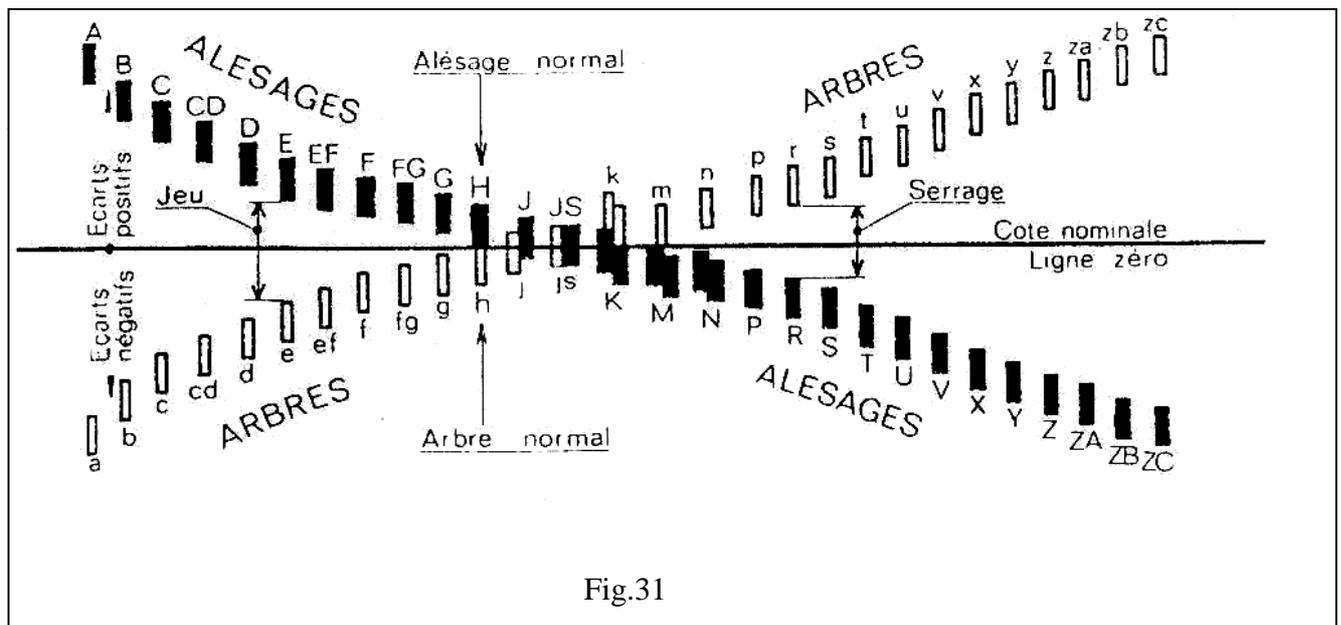


Fig.31

Position des alésages :

A à G : les zones de tolérance se trouvent au dessus de la ligne zéro. Tous les écarts sont positifs et les cotes réelles sont supérieures à la cote nominale.

H : alésage normal dont la cote mini est égale à la cote nominale tel que $ES > 0$ et $EI=0$.

JS : à cheval sur la ligne zéro tel que $|ES| = |EI|$

J : à cheval sur la ligne zéro tel que $|ES| < |EI|$

ECARTS DES ALESAGES (en microns)

ALESAGE	PALIERS DE DIAMETRES (en mm)												
	> 0 ≤ 3	> 3 ≤ 6	> 6 ≤ 10	> 10 ≤ 18	> 18 ≤ 30	> 30 ≤ 50	> 50 ≤ 80	> 80 ≤ 120	> 120 ≤ 180	> 180 ≤ 250	> 250 ≤ 315	> 315 ≤ 400	> 400 ≤ 500
	D10	+60 +20	+78 +30	+96 +40	+120 +50	+149 +65	+180 +80	+220 +100	+260 +120	+305 +145	+355 +170	+400 +190	+440 +210
F7	+16 +6	+22 +10	+28 +13	+34 +16	+41 +20	+50 +25	+60 +30	+71 +36	+83 +43	+96 +50	+108 +56	+119 +62	+131 +68
G6	+6 +2	+12 +4	+14 +5	+17 +6	+20 +7	+25 +9	+29 +10	+34 +12	+39 +14	+44 +15	+49 +17	+54 +18	+60 +20
H6	+6 0	+8 0	+9 0	+11 0	+13 0	+16 0	+19 0	+22 0	+25 0	+29 0	+32 0	+36 0	+40 0
H7	+10 0	+12 0	+15 0	+18 0	+21 0	+25 0	+30 0	+35 0	+40 0	+46 0	+52 0	+57 0	+63 0
H8	+14 0	+16 0	+22 0	+27 0	+33 0	+39 0	+46 0	+54 0	+63 0	+72 0	+81 0	+89 0	+97 0
H9	+25 0	+30 0	+36 0	+43 0	+52 0	+62 0	+74 0	+87 0	+100 0	+115 0	+130 0	+140 0	+155 0
H10	+40 0	+48 0	+58 0	+70 0	+84 0	+100 0	+120 0	+140 0	+160 0	+185 0	+210 0	+230 0	+250 0
H12	+100 0	+120 0	+150 0	+180 0	+210 0	+250 0	+300 0	+350 0	+400 0	+460 0	+520 0	+570 0	+630 0
J7	+4 -6	+6 -6	+8 -7	+10 -8	+12 -9	+14 -11	+18 -12	+22 -13	+26 -14	+30 -16	+36 -18	+39 -18	+43 -20
K8	0 -6	+2 -6	+2 -7	+2 -9	+2 -11	+3 -13	+4 -15	+4 -16	+4 -21	+5 -24	+5 -27	+7 -29	+8 -32
M7	-2 -12	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57	0 -63
N9	-4 -29	0 -30	0 -36	0 -43	0 -52	0 -62	0 -74	0 -87	0 -100	0 -115	0 -130	0 -140	0 -155
P6	-8 -12	-8 -17	-12 -21	-15 -26	-18 -31	-21 -37	-26 -45	-30 -52	-36 -61	-41 -70	-47 -79	-51 -87	-55 -95
P9	-9 -31	-12 -42	-15 -51	-18 -61	-22 -74	-26 -88	-32 -106	-37 -124	-43 -143	-50 -165	-56 -186	-62 -202	-68 -223

ECARTS DES ARBRES (en microns)

arbre	PALIERS DE DIAMETRES (en mm)												
	< 0 ≤ 3	> 3 < 6	> 6 < 10	> 10 < 18	> 18 < 30	> 30 < 50	> 50 < 80	> 80 < 120	> 120 < 180	> 180 < 250	> 250 < 315	> 315 < 400	> 400 < 500
d9	-20 -45	-30 -60	-40 -75	-50 -93	-65 -117	-80 -142	-100 -174	-120 -207	-145 -245	-170 -285	-190 -320	-210 -350	-230 -385
d11	-20 -80	-30 -105	-40 -130	-50 -160	-65 -195	-80 -240	-100 -290	-120 -340	-145 -395	-170 -480	-190 -510	-210 -570	-230 -630
e1	-14 -24	-20 -32	-25 -40	-32 -50	-40 -61	-50 -75	-60 -90	-72 -107	-85 -125	-100 -146	-110 -162	-125 -182	-135 -198
e9	-14 -39	-20 -50	-25 -61	-32 -75	-40 -92	-50 -112	-60 -134	-72 -159	-85 -185	-100 -215	-110 -240	-125 -285	-135 -290
f6	-6 -12	-10 -18	-13 -22	-16 -27	-20 -33	-25 -41	-30 -49	-36 -58	-43 -68	-50 -79	-56 -88	-62 -98	-68 -108
f7	-6 -16	-10 -22	-13 -28	-16 -34	-20 -41	-25 -50	-30 -60	-36 -71	-43 -83	-50 -96	-56 -106	-62 -119	-68 -131
g5	-2 -6	-4 -9	-5 -11	-6 -14	-7 -16	-9 -20	-10 -23	-12 -27	-14 -32	-15 -35	-17 -40	-18 -43	-20 -47
g6	-2 -8	-4 -12	-5 -14	-6 -17	-7 -20	-9 -25	-10 -29	-12 -34	-14 -39	-15 -44	-17 -49	-18 -54	-20 -60
h5	0 -4	0 -5	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -15	0 -18	0 -20	0 -23	0 -25	0 -27
h6	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -16	0 -19	0 -22	0 -25	0 -29	0 -32	0 -36	0 -40
h7	0 -10	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57	0 -63
j6	+4 -2	+6 -2	+7 -2	+8 -3	+9 -4	+11 -5	+12 -7	+13 -9	+14 -11	+16 -13	+18 -16	+18 -18	+20 -20
k6	+6 0	+9 +1	+10 +1	+12 +1	+15 +2	+18 +2	+21 +2	+25 +3	+28 +3	+33 +4	+36 +4	+40 +4	+45 +5
m6	+8 +12	+12 +4	+15 +6	+18 +7	+21 +8	+25 +9	+30 +11	+35 +13	+40 +15	+46 +17	+52 +20	+57 +21	+63 +23
p6	+12 +6	+20 +12	+24 +15	+29 +18	+35 +22	+42 +26	+51 +32	+59 +37	+68 +43	+79 +50	+88 +56	+98 +62	+108 +68

Exemple

Alésage: $\varnothing 40$

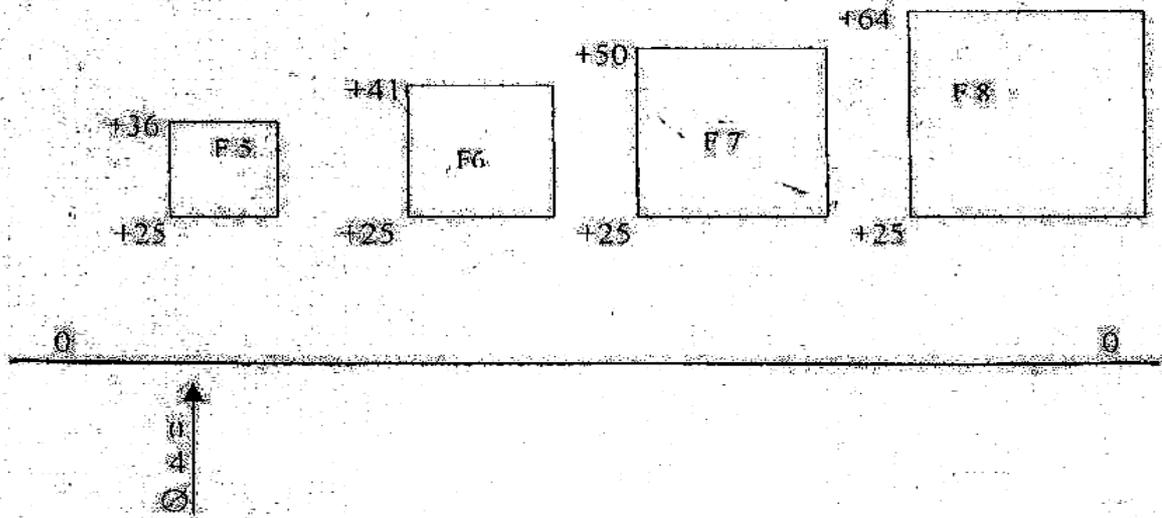


Fig.32

3.3.12. Inscription des tolérances

Chaque dimension à usiner doit présenter sa valeur nominale (cote nominale) suivie du symbole de tolérance soit de la valeur numérique des deux écarts.

Exemple :

$\varnothing 45$ f7 ou arbre $\varnothing 45$ $\begin{matrix} -0,025 \\ +0,060 \end{matrix}$

La première désignation des tolérances est utilisée généralement pour la fabrication en séries où le contrôle des pièces usinées s'effectue par des calibres limites (calibres tolérancés).

La seconde est mieux utilisée dans la production unitaire où le contrôle s'effectue par les instruments universels de mesures.

Cotation des ajustements :

20 H7 - g6

- Ajustement dit à alésage (H) avec serrage garanti
- Cote nominale 20 mm
- H : position de tolérance de l'alésage (alésage normale)
- 7 : qualité de l'alésage
- g : position de tolérance de l'arbre
- 6 : qualité de l'arbre

La représentation en dessin (fig. 33), montre les différentes possibilités de cotation d'un ajustement cylindrique.

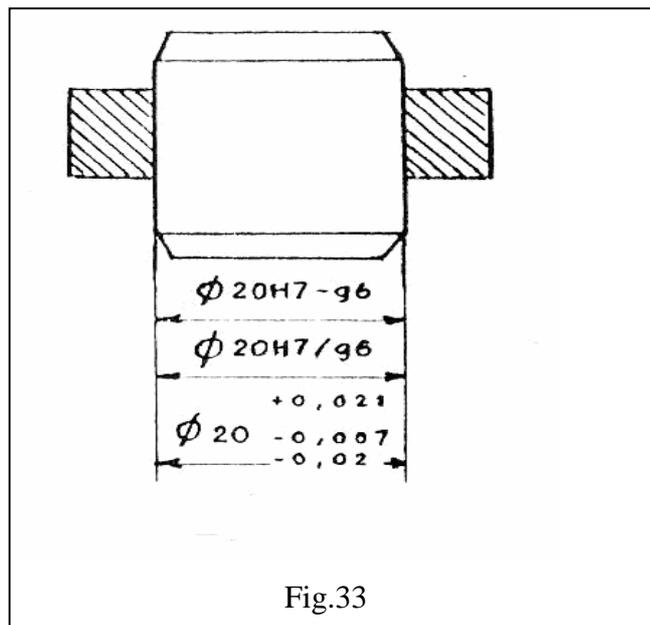


Fig.33

Le sens de cette cotation est donné par le schéma des zones de tolérances dans la figure 34 ci-dessous :

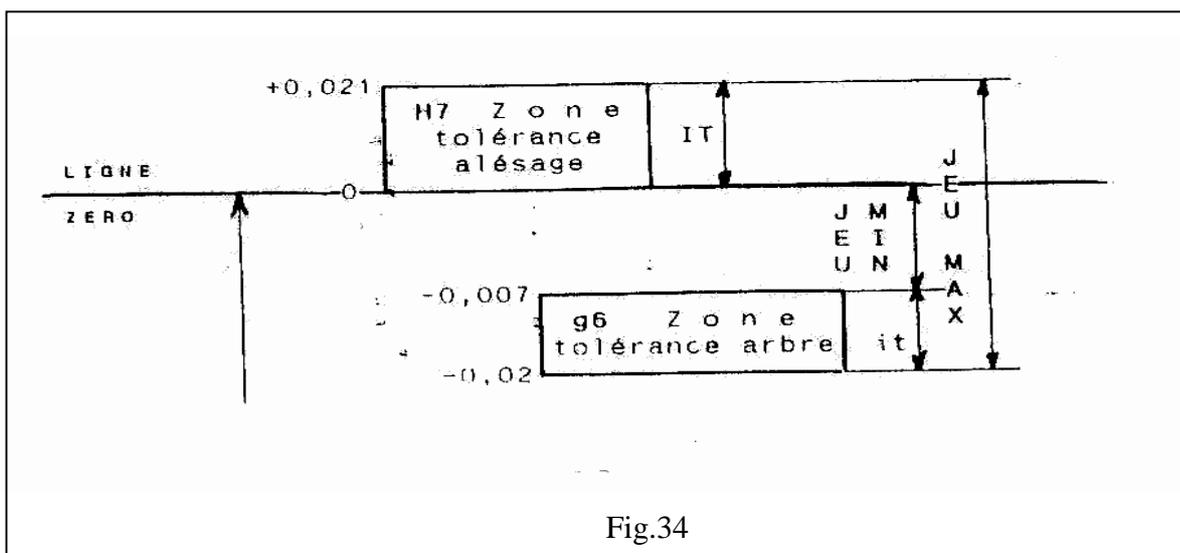


Fig.34

3.3.13. Facteurs de choix des tolérances et ajustements

Les dimensions des tolérances des assemblages et pièces ne sont pas choisies au hasard, elles font l'objet d'une étude approfondie et d'un calcul rigoureux car elles ont une très grande influence sur la fabrication des pièces, le fonctionnement, la durée de vie et le prix de revient.

Outre la précision inscrite parmi les exigences techniques, qui sont absolument nécessaire pour le bon fonctionnement d'un assemblage, l'état de surface influe considérablement aussi sur la qualité de l'ajustement Il y a donc une dépendance étroite entre la précision et la rugosité

Une tolérance très faible perd de sa valeur si la rugosité dépasse la tolérance voulue. C'est pourquoi les signes de façonnage et les qualités d'ajustement doivent être comparables. Une haute précision existe une faible rugosité et inversement.

Méthode du choix de l'ajustement :

Les jeux limites (ou serrages limites) étant connus, il faudrait déterminer les dimensions normalisées de l'arbre et de l'alésage qui doivent former l'ajustement demandé.

Données :

- Cote nominale (Cn)
- s'il s'agit d'un jeu garanti
- jeu maxi (Jmax)
- jeu mini (Jmin)
- s'il s'agit d'un serrage garanti
- serrage maxi (Smax)
- serrage mini (Smin }
- si l'ajustement est incertain
- jour maxi (Jmax)
- serrage maxi (Smax)

Les phases successives pour permettre la détermination d'un ajustement se résume en cinq étapes comme suit :

Etape 1 :

D'après les tableaux des tolérances, ou calcule la tolérance totale de l'ajustement TA en utilisant la formule :

- s'il s'agit d'un jeu : $TA = J_{max} - J_{min}$
- s'il s'agit d'un serrage : $TA = S_{max} - S_{min}$
- si l'ajustement est incertain : $TA = S_{max} - J_{max}$

Etape 2 :

Partager la valeur de la tolérance TA entre l'alésage et l'arbre de telle façon que la somme des intervalles de tolérance de l'arbre et de l'alésage soit inférieure ou au plus égale à TA tel que :

$$IT + it < TA$$

Généralement on adopte la valeur de tolérance de l'alésage supérieure à celle de l'arbre ($IT > it$). Si l'alésage est d'une certaine qualité X, la qualité correspondante à l'arbre devrait être de (X - 1) ou (X - 2). L'arbre doit être plus précis parce qu'il est relativement plus facile à usiner qu'un alésage.

Etape 3 :

Choisir la position de tolérance pour l'alésage d'après la valeur reçue de son intervalle de tolérance IT. Pratiquement on adopte généralement l'alésage normal H de telle façon que $ES = IT$ et $EI = 0$.

Etape 4 :

Après avoir choisi l'alésage, on détermine l'arbre correspondant en calculant ses écarts es et ei :

- si l'on s'agit d'un jeu :

On sait que $es = -J_{min}$

Et puisque $it = es - ei$

On calcule $ei = es - it = -J_{min} - it$

- s'il s'agit d'un serrage :

On sait que $es = S_{max}$

Et puisque : $it = es - ei$

Où calcule $ei = es - it = S_{max} - it$

- si l'on s'agit d'un ajustement incertain

On sait que : $es = S_{max}$

Et puisque $it = es - ei$

On calcule $ei = es - it = S_{max} - it$

Etape 5 :

Chercher dans les tableaux l'arbre normalisé qui se rapproche le plus de l'arbre déterminé ci-dessus et vérifier bien s'il satisfait les conditions

- des jeux :

$$ES - ei \leq J_{max}$$

$$EI - es \geq J_{min}$$

- des serrages :

$$es - EI \leq S_{max}$$

$$ei - ES \geq S_{min}$$

- du jeu et serrage (ajustement incertain) :

$$ES - ei \leq J_{max}$$

$$EI - es \geq S_{max}$$

Si au moins l'une des deux conditions pour le type d'ajustement en question n'est pas satisfaite, on recommence la procédure en repartageant la tolérance d'ajustement totale TA entre l'alésage et l'arbre d'une autre façon. dans d'autres proportions et l'on revivifie les conditions jusqu'à ce qu'elles soient satisfaites.

Exemple :

Données :

- cote nominale $\varnothing 70$
- jeu maxi : $J_{max} = 130$ microns
- jeu mini : $J_{min} = 50$ microns

1. $TA = J_{max} - J_{min} = 130 - 50 = 80$ microns

2. Il faut que $IT + it < 80$

D'après les tableaux, on choisit :

- l'arbre de qualité 7 dont $it = 30 \mu$
- l'alésage de qualité 8 dont $IT = 80 \mu$

3. Si l'on adopte pour un ajustement du type à alésage normal H, on a l'alésage : $70 H7$

$ES = IT = 46$ et $EI = 0$

4. On détermine l'arbre correspondant :

$es = -J_{min} = -50 \mu$

$ei = es - it = -50 - 30 = -80 \mu$

On a donc l'arbre :

$\varnothing 70 \begin{matrix} -0,05 \\ +0,08 \end{matrix}$ ou $\varnothing 70 e7$

5. D'après les tableaux les diamètres normalisés et proches de l'arbre obtenu :

$\varnothing 70 \begin{matrix} -0,005 \\ -0,008 \end{matrix}$ sont :

a. $\varnothing 70 \begin{matrix} -0,06 \\ -0,09 \end{matrix}$ ou $\varnothing 70 e7$

b. $\varnothing 70 \begin{matrix} -0,03 \\ +0,06 \end{matrix}$ ou $\varnothing 70 f7$

Vérifions la première condition de jeu pour les deux dimensions

$ES - ei \leq \text{Jeu maxi}$

a. $46 - (-90) = 136 > 130 \mu$: ne convient pas

b. $46 - (-60) = 106 < 130 \mu$: convient

Vérifions la deuxième condition de jeu pour seulement le deuxième arbre

$$EI - es \geq \text{Jeu min}$$

b. $0 - (-30) = 30 < 50 \mu$: ne convient pas

En conclusion les deux arbres ne conviennent pas à notre partage de la tolérance d'ajustement.

De ce fait, il y a lieu de refaire un deuxième essai en recommençant le choix de partager la tolérance TA d'une autre façon telle que exposé ci-après :

1. $TA = J_{\max} - J_{\min} = 130 - 50 = 80$ microns

2. Il faut que : $IT + it < 80 \mu$

D'après les tableaux, on obtient :

- l'arbre de qualité 7 dont $it = 30 \mu$

- l'alésage de qualité 7 dont $IT = 30 \mu$

3. Si l'on adopte pour un ajustement du type à alésage normal H, on a l'alésage 70 H7 tel que : $ES = IT = 30$ et $EI = 0$

4. On détermine l'arbre correspondant

$$es = - J_{\min} = - 50 \mu$$

$$ei = es - it = -50 - 30 = -80 \mu$$

on a donc l'arbre :

$$\begin{array}{c} - 0,05 \\ \text{Ø } 70^{-0,08} \text{ ou } \text{Ø } 70 \text{ e7} \end{array}$$

5. D'après les tableaux les diamètres normalisés et proches de l'arbre obtenu

$$\begin{array}{c} - 0,05 \\ \text{Ø } 70^{-0,08} \end{array}$$

$$\begin{array}{c} - 0,06 \\ \text{a. } \text{Ø } 70^{+0,09} \text{ ou } \text{Ø } 70 \text{ e7} \end{array}$$

$$\begin{array}{c} - 0,03 \\ \text{b. } \text{Ø } 70^{+0,06} \text{ ou } \text{Ø } 70 \text{ f7} \end{array}$$

Vérifions la première condition de jeu pour les deux arbres

$$ES - ei \leq \text{Jeu maxi}$$

a. $30 - (-90) = 120 < 130 \mu$: convient

b. $30 - (-60) = 90 < 130 \mu$: convient

Vérifions la deuxième condition de jeu pour les deux arbres :

$$EI - es \geq \text{Jeu min}$$

a. $0 - (-60) = 60 > 50 \mu$: convient

b. $0 - (-30) = 30 < 50 \mu$: ne convient pas

En conclusion parmi les deux arbres seul le premier $\varnothing 70 \text{ e7}$ convient à notre ajustement du fait qu'il satisfait les deux conditions de jeu.

Ainsi l'ajustement recherché est : $\varnothing 70 \text{ H7 e7}$

3.3.14. Ajustements recommandés

Nous donnons quelques exemples sur l'utilisation des ajustements et le choix des tolérances en fonction de l'ajustement en précisant les qualités les plus couramment utilisées.

Nous signalons que tous les ajustements usuels recommandés sont du type système à alésage normal H.

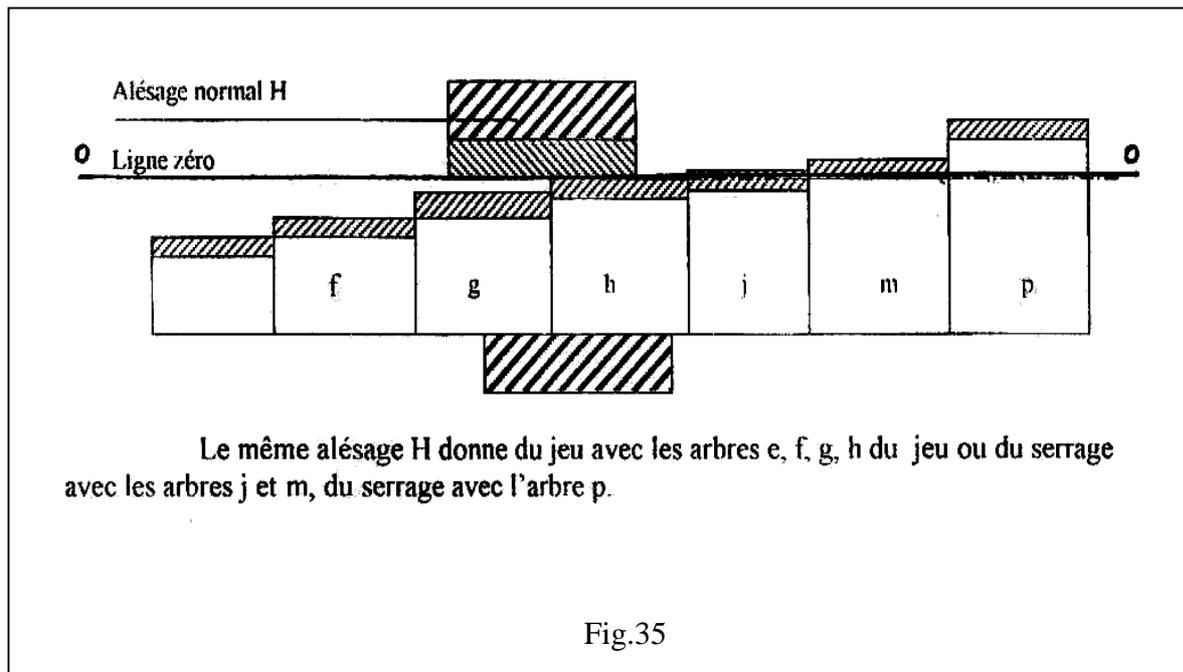
Ajustement pour pièces mobiles :

- a. Ajustement libre : H11 d11 pour les pièces dont le fonctionnement nécessite un grand jeu.
- b. Ajustement tournant H8 e8 , H9 e9 , H8 f7 pour pièces tournantes ou glissantes en assurant un bon graissage tel que le guidage sur grande longueur avec rotation.
- c. Ajustement glissant H7 g6 pour pièces avec guidage précis ayant des mouvements de faibles amplitudes tel que le guidage sur de petites longueur en translation.

Dans ces trois types d'ajustements, le montage des pièces, leur graissage et le démontage sont faciles.

Ajustements pour pièces fixes :

- a. Ajustement juste glissant H6 h5 , H7 h6 , H8 h7 , H9 h8 , H6 js5 dont le montage est possible à la main.
 - b. Ajustement bloqué H6 k5 et H7 m6 dont le montage s'effectue au maillet.
- Les deux types d'ajustements ne permettent pas la transmission d'efforts tel que l'emmanchement des roulements et des roues clavetées. Le graissage étant impossible mais le démontage peut se faire sans détériorer les pièces.
- c. Ajustement pressé H7 p6 , H8 s7 et H8 u7 ; ce type d'ajustement transmet des efforts et ne se graisse pas. Il est indémontable parce que son montage se fait à la presse.



3.4. Principales méthodes de réalisation des ajustements avec serrage

Un ajustement avec serrage est toujours obtenu avec un arbre de cote réelle supérieure à celle de l'alésage

$C \text{ réelle (arbre)} > C \text{ réelle (alésage)}$

Le montage de l'arbre et de l'alésage se fait le plus souvent par :

- emmanchement forcé à froid,
- dilatation de l'alésage,
- contraction de l'arbre.

3.4.1. Emmanchement forcé à froid

a. au maillet ou au marteau :

Dans ce cas le serrage doit être faible et la surface de contact de faible étendue. Les chocs par coups de maillet ou de marteau sont suffisants pour vaincre l'effort de frottement provoqué par le serrage et permettre le glissement de l'arbre dans l'alésage en lui assurant assez d'adhérence pour qu'il reste solidaire du bâti. Exemple : H7/p6.

b. Emmanchement à la presse :

Lorsque l'emmanchement au marteau est impossible on a recours à la presse dont la pression peut atteindre plusieurs tonnes. Cette méthode est destinée pour l'emmanchement des pièces de grandes dimensions avec un fort serrage. Exemple : 120 H7/p6.

3.4.2. Emmanchement par dilatation de l'alésage

Si l'alésage est chauffé jusqu'à une température de 400 °c, il se dilate dans de grandes proportions et son emmanchement se fait alors avec jeu. Le serrage est obtenu après contraction de l'alésage au refroidissement. Cette opération porte le nom de frettage à chaud. Mais il est nécessaire de calculer le diamètre d'alésage de la frette tel que la limite élastique des métaux ne soit pas dépassée.

Dilatation ou contraction de quelques métaux :

- Acier : 12 μ par mètre et par degré.
- Laiton : 18 μ par mètre et par degré.
- Alliage d' Al : 23 μ par mètre et par degré.
- Alliage de Mg : 25 μ par mètre et par degré.

3.4.3. Emmanchement par contraction de l'arbre

Dans ce cas on réduit le diamètre de la pièce mâle (arbre) par refroidissement en le plongeant dans de l'azote liquide, ainsi est réalisé le chemisage de certains moteurs. La chemise refroidie à -190°c glisse facilement dans le cylindre. Le serrage est obtenu lorsque l'ensemble est revenu à la température ambiante.

4. COTATION FONCTIONNELLE

Les conditions qui déterminent *une* pièce, un produit apte à l'emploi sont multiples. Nous nous bornerons cependant à étudier les conditions essentielles qui déterminent directement le fonctionnement d'une pièce dans son ensemble mécanique par exemple. Ces conditions se traduisent généralement par des jeux de fonctionnement. Ces jeux déterminent des chaînes de cotes fonctionnelles. Mais il existe également d'autres types de conditions à remplir en particulier, des conditions de résistance (implantation d'une vas, gousset de rivet. pas d'une rivure), des conditions de montage-démontage (tourne à gauche) de capacité, des conditions d'encombrement, de poids, de prix de revient etc. Conditions relatives aux propriétés physico-chimiques des matériaux etc. Conditions de serrage, blocage ou la combinaison de plusieurs conditions à la fois (figure. 36 figure. 37).

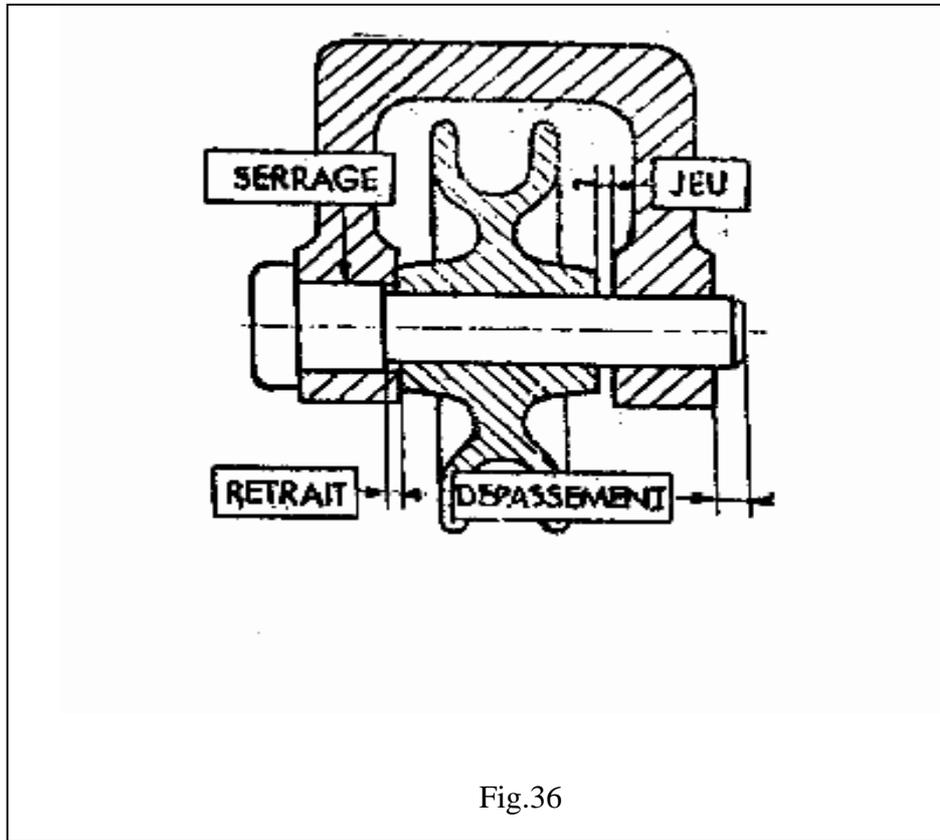
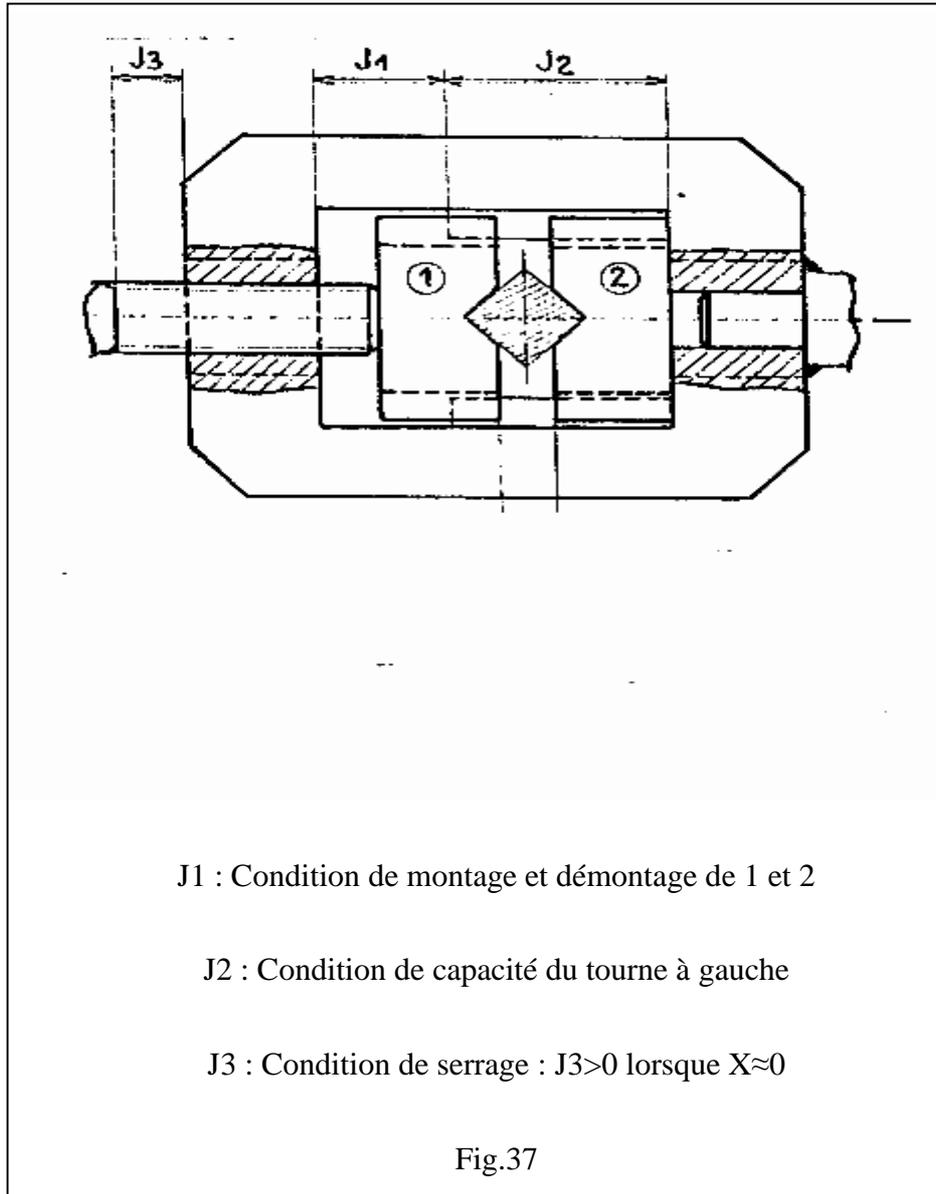


Fig.36

Pour parler de la fonction de la pièce il faut qu'elle appartienne à un ensemble mécanique (deux pièces au minimum) dans lequel elle a un certain rôle. De telle sorte qu'on ne peut réaliser la cotation fonctionnelle d'une pièce si, on ne sait pas de quel ensemble elle fait partie. Une pièce ne doit donc jamais être présente seule mais dans un ensemble.



4.1. Définition et but de la cotation fonctionnelle

La cotation fonctionnelle est une cotation fondée sur l'analyse de la fonction de la pièce à coter. Elle découle directement des conditions d'aptitude du produit à l'emploi.

Elle a pour objectif premier de contribuer à la rationalisation des coûts de fabrication en donnant les tolérances les plus larges possibles exigées à l'exécution du produit, afin d'assurer les meilleures conditions de fonctionnement.

4.2. Utilité du jeu

Pour assurer l'interchangeabilité des pièces, il faut fixer les limites supérieure et inférieure de la cote nominale, en fonction des conditions de fonctionnement, or l'examen de celle-ci permet en général de définir les valeurs limite- d'un jeu, le jeu étant la distance comprise entre deux surfaces fonctionnelles et peut-être > 0 , $=0$ ou < 0 (serrage), l'existence de ce jeu et de sa tolérance permet d'attribuer aux dimensions des pièces constitutives des tolérances de fabrication. Ces tolérances seront d'autant plus larges que la tolérance de jeu sera plus grande

Pour connaître l'utilité du jeu dans un assemblage, nous examinerons l'exemple suivant (rangement de planches à dessin) figure. 38

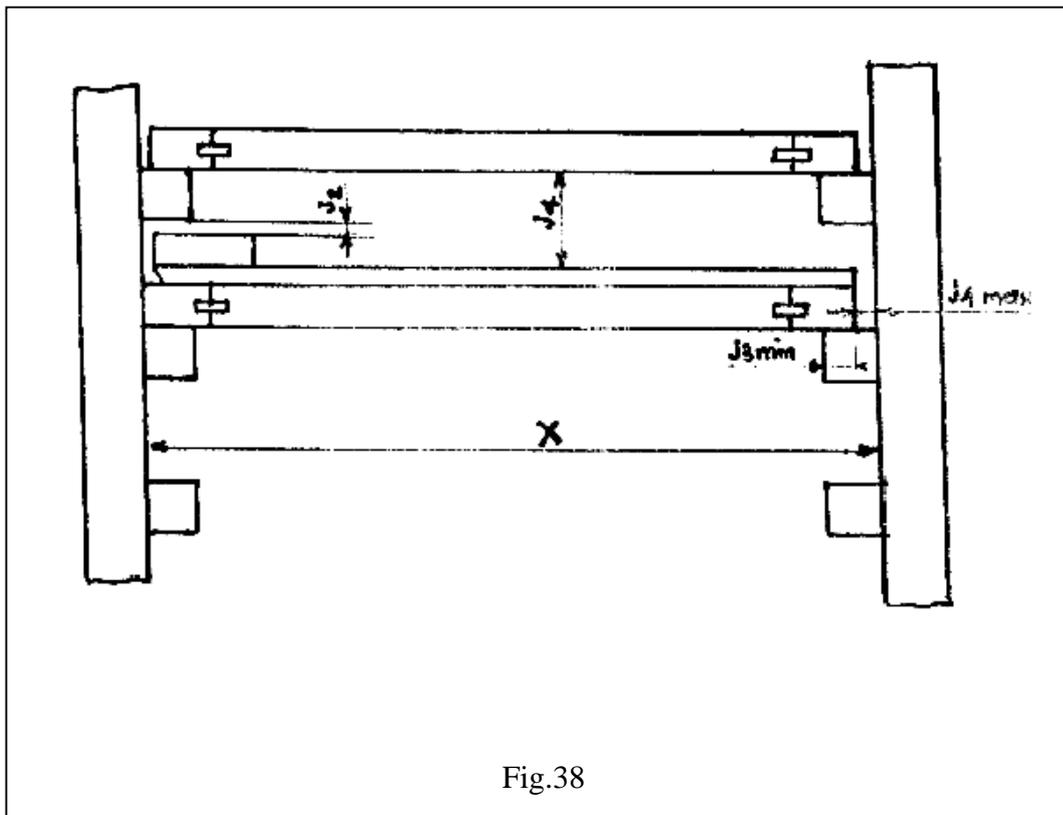


Fig.38

Les conditions de rangement sont

il faut que la planche soit moins longue que X -----> J1

1) que le té de la longueur de la planche puisse se ranger -----> J2

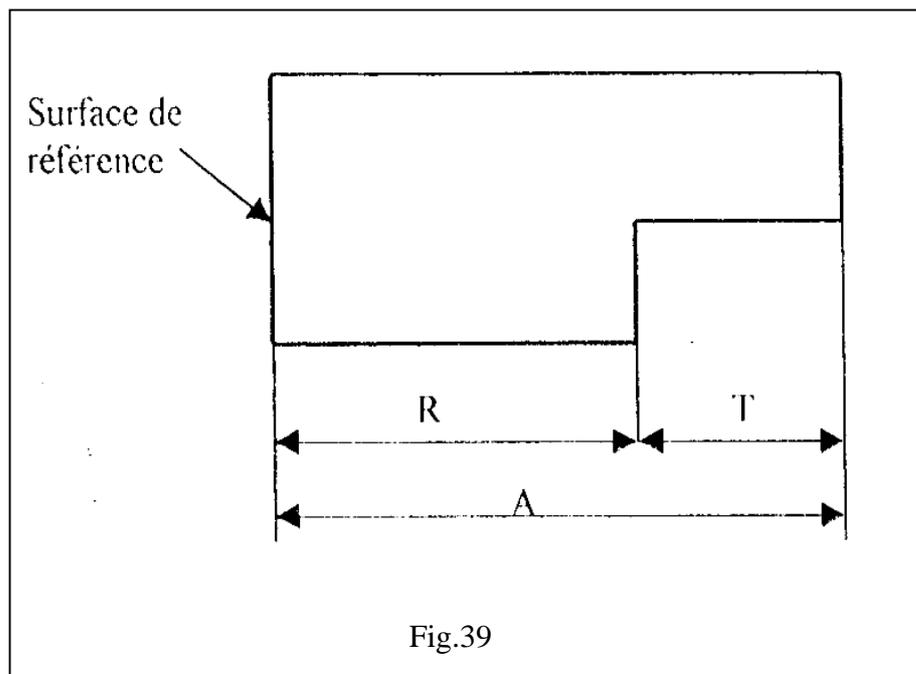
2) qu'en aucun cas la planche ne puisse tomber -----> J2

3) un jeu suffisant pour prendre la planche, mettre un livre -----> J4

4.3 Chaîne de cote

La recherche des cotes fonctionnelles et la détermination de leurs limites de tolérances est basée essentiellement sur la méthode appelée chaîne de cote

Une chaîne de cotes est une suite de dimensions permettant de passer de l'une des surfaces terminales a l'autre par l'intermédiaire des surfaces d'appui des différentes pièces. Les cotes fonctionnelles sont celles qui donnent la chaîne de cotes la plus courte, afin que la tolérance de jeu soit répartie sur le minimum de cotes composantes, soit la plus grande possible sur chaque cote. On obtiendra la chaîne de cotes la plus courte en reliant directement, en partant de l'une des surfaces terminales limitant le jeu, pour aboutir à l'autre surface terminale, les surfaces de jonction des différentes pièces constituant l'assemblage. Dans la chaîne de cotes, il y a ce qu'on appelle les dimensions augmentantes (A), réduisantes (R) et terminales (T).



Sur la figure 39 cote T est appelée cote terminale parce qu'elle représente la cote fonctionnelle condition et elle est la dernière cote à usiner pour une pièce ou à monter s'il s'agit d'un assemblage. La cote A est dite augmentante parce que si elle augmente la cote terminale augmente aussi. La cote R est appelée réduisante car si elle diminue, la cote terminale diminue également.

$$T - A = R$$

Déterminons l'intervalle de tolérance IT_T de la cote terminale T :

$$T_{\text{nominal}} = A_{\text{nominal}} - R_{\text{nominal}}$$

$$T_{\text{maxi}} = A_{\text{maxi}} - R_{\text{mini}}$$

$$T_{\text{mini}} = A_{\text{mini}} - R_{\text{maxi}}$$

Par définition l'intervalle de tolérance de T est fonction des cotes maxi et mini, on peut écrire :

$$IT_T = T_{\text{maxi}} - T_{\text{mini}}$$

Comme $T = A - R$, la cote maximale lorsque la cote A est maximale et le cote R est minimale et inversement, donc :

$$T_{\text{maxi}} = A_{\text{maxi}} - R_{\text{mini}}$$

$$T_{\text{mini}} = A_{\text{mini}} - R_{\text{maxi}}$$

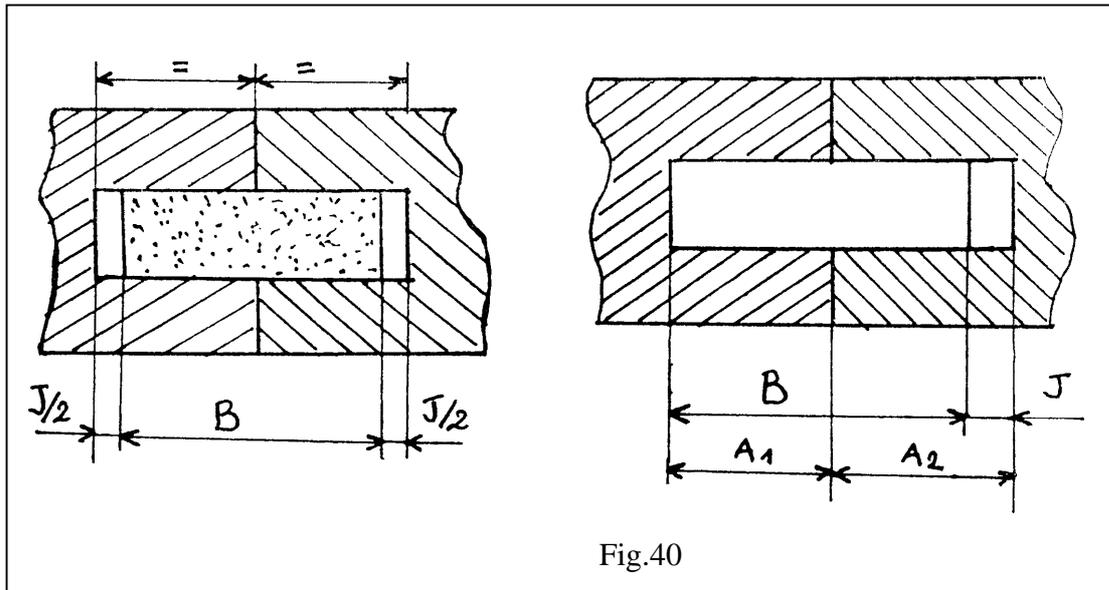
$$\begin{aligned} IT_T &= (A_{\text{maxi}} - R_{\text{mini}}) - (A_{\text{mini}} - R_{\text{maxi}}) \\ &= (A_{\text{maxi}} - A_{\text{mini}}) + (R_{\text{maxi}} - R_{\text{mini}}) \end{aligned}$$

$$IT_T = IT_A + IT_R$$

Cette formule est valable quelque soit le nombre de cotes dimensionnelles, donc on peut énoncer que la tolérance de la cote terminale est égale à la somme des intervalles de tolérance des cotes composant la chaîne de cotes.

Pour trouver une chaîne de cotes on a intérêt à mettre le jeu d'un seul coté pour simplifier les calculs est obtenir des surfaces de contact.

L'assemblage à fausse languette dit à languette rapportée est un exemple figure.40



$$J = J/2 + J/2$$

La chaîne de cote nous donne la relation :

$$J = (A_1 + A_2) - B$$

Selon la valeur qu'on veut attribuer à j , on joue sur les 3 cotes $A_1 = A_2$ et B . J est fonction de A et B et on peut écrire :

$$J = f(A, B)$$

4.4 Détermination des cotes fonctionnelles

En pratique, on ne calcule pas l'intervalle de tolérance de la cote terminale ou cote condition parce qu'elle est généralement imposée dans la conception pour des raisons précises.

De ce fait on considère la tâche inverse c'est à dire en connaissant l'intervalle de tolérance de la cote terminale, l'on cherche à déterminer les intervalles de tolérance des cotes composante.

Pour cela, on partage la tolérance terminale entre toutes les cotes composantes non pas proportionnellement mais en fonction des difficultés d'exécution d'une part et des objectifs ou exigences de fonctionnement ou de montage d'autre part.

Le plus grand intervalle de tolérance sera attribué à la cote évidemment la moins précise, celle qui est la plus grande ou celle qui est la plus difficile à réaliser.

Nous résumons ainsi la marche à suivre dans une étude fonctionnelle en quatre étapes successives :

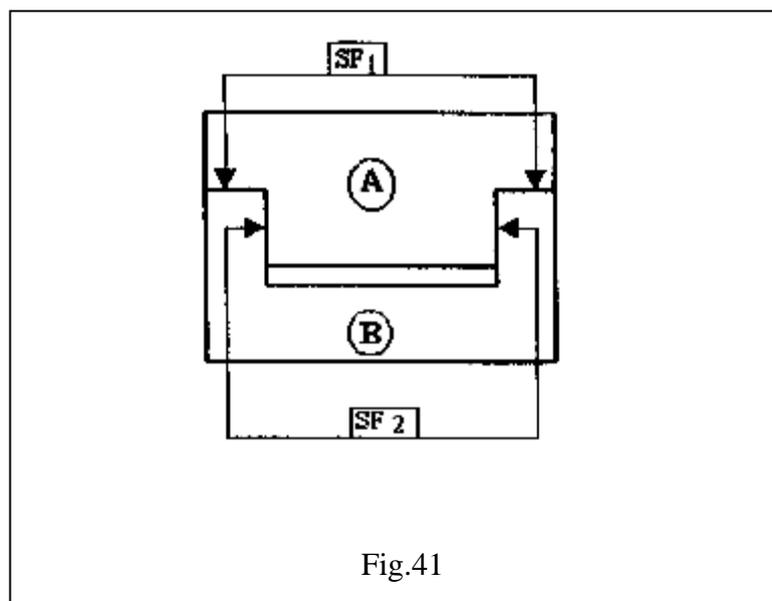
- a) L'analyse fonctionnelle de la pièce ou des pièces assemblées et les exigences technologiques.
- b) Les conditions de fonctionnement à imposer
- c) Le choix des dimensions à coter et la détermination de la chaîne de cotes fonctionnelles la plus courte possible.
- d) Le calcul des cotes nominales et tolérances par répartition ou choix de la tolérance du jeu fonctionnel entre les cotes constituant la chaîne.

Exemple 1. Coulisseau et Glissière (figure 41)

Prenons comme premier exemple un ensemble simple de deux pièces A et B. Comment faut-il procéder pour établir une cotation fonctionnelle de ces deux pièces ?

1) Il faut d'abord faire une analyse fonctionnelle de l'ensemble, c'est à dire le décomposer en ses différentes parties et étudier le fonctionnement de chacune d'elles.

- a) Le coulisseau se déplace longitudinalement dans la glissière.
- b) Le guidage est réalisé par un assemblage du type rainure et languette.
- c) Les surfaces de liaisons sont les surfaces SF1 et SF2 qu'on appelle surfaces fonctionnelles



Définition : Une surface fonctionnelle est le plus souvent une surface de contact ou d'appui (en général précise et de bonne correction géométrique) commune à 2 ou plusieurs pièces d'un ensemble

2) Il faut ensuite rechercher les conditions de fonctionnement qui se traduisent généralement par des jeux de montage et de démontage (dans ce cas j_1 et j_2).

Définition du jeu : C'est la cote prise entre deux lignes d'attache dans le prolongement de deux surfaces appartenant à deux pièces différentes. Ces deux surfaces sont appelées surfaces terminales.

Nota : Une cote condition peut être attribuée à une seule pièce. Les surfaces terminales peuvent être fonctionnelles ou non selon que le contact est possible ou impossible.

- a) Si on veut que la surface de contact entre A et B soit SF, il faut nécessairement un jeu j_1 entre les surfaces repérées **.
- b) Si on veut que A coulisse librement sur B et soit guidé dans la rainure il faut réaliser entre les surfaces de guidage SF₂ un ajustement glissant (voir tolérances normalisées) donc un jeu j_2 très faible mais réel (>0) qu'on ne matérialise pas en dessin industriel car par définition, les surfaces complémentaires d'un ajustement ont la même cote nominale. On rattrape le jeu d'un seul côté pour faciliter les calculs. On dit que le jeu est unilatéral.

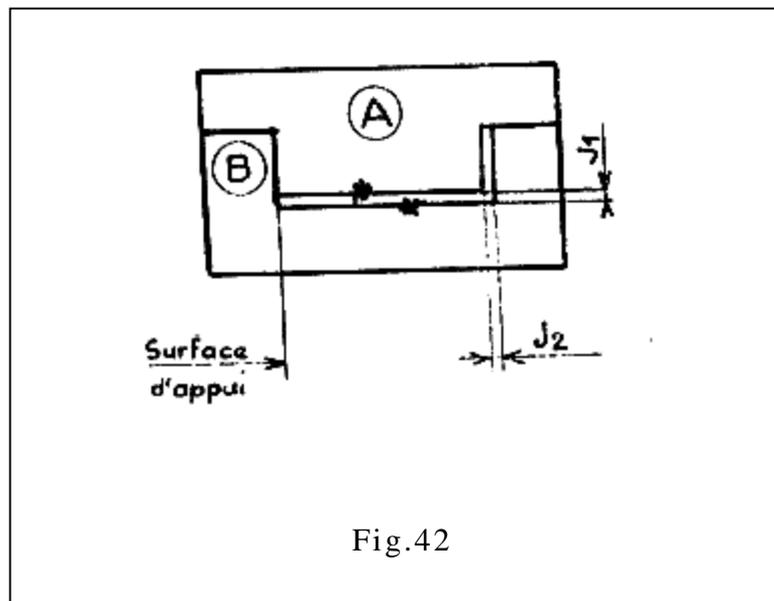


Fig.42

Nota : Pour faciliter le raisonnement on matérialisera cependant les jeux très faibles résultant d'ajustement en exagérant volontairement.

3) On établit une chaîne de cote minimale relative à chacun des jeux J_1 et J_2 . Une chaîne de cotes est l'ensemble des cotes qui satisfont (ou qui expriment) un jeu ou condition fonctionnelle. La chaîne de cotes est minimale lorsque le jeu est défini par un nombre minimal de cotes.

Nota : Il faut réaliser des chaînes de cotes minimales car elles permettent d'accorder aux cotes de la chaîne des tolérances maximales.

a) Chaîne de cotes minimale relatives à J_1

Les deux lignes d'attache du jeu J_1 appartiennent aux surfaces terminales des pièces A et B.

Les cotes fonctionnelles déterminant J_1 , partent des deux lignes d'attache du jeu et aboutissent à une surface fonctionnelle commune aux deux pièces A et B. Soit SF1.

On détermine ainsi :

- la cote fonctionnelle A_1 relative à la pièce A.
- la cote fonctionnelle B_1 relative à la pièce B.

On obtient la relation :

$$J_1 = B_1 - A_1$$

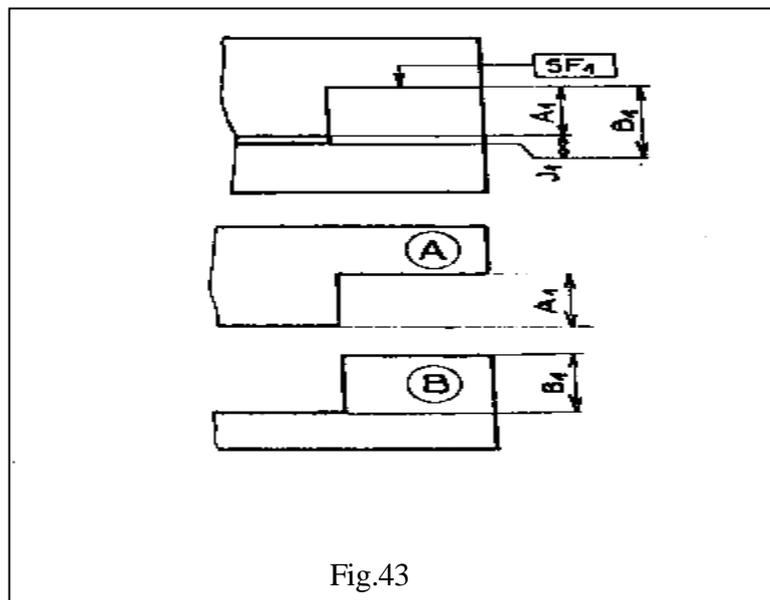


Fig.43

Remarques

A un jeu correspond une chaîne de cotes. Il y a autant de cotes composantes (ou maillons) qu'il y a de pièces participant à la fonction, soit : une cote fonctionnelle par pièce. Une telle chaîne est appelée : Chaîne de cotes minimale.

b) Chaîne de cotes minimales relatives à J2

On obtient la relation $J_2 = B_2 - A_2$. Le jeu est donc égal à la somme algébrique des cotes composantes de la chaîne (ce que nous vérifierons lorsque la chaîne aura 3 cotes et n cotes). Le problème revient à déterminer deux cotes tolérancées qualifiées pour remplir le fond ion d'ajustement glissant.

Soit par exemple 40 H7 - g6. La valeur d'écart est :

$$\begin{aligned} \text{Pour le contenant : } 40 \text{ H7 : } \begin{matrix} +25 \\ 0 \end{matrix} &= B_2 \\ \text{Pour le contenu : } 40\text{g6 : } \begin{matrix} -9 \\ -25 \end{matrix} &= A_2 \end{aligned}$$

Ce qui nous donne :

$$J_{\max} = 25 - (-25) = 50 \text{ u} - 0,05 ;$$

$$J_{\min} = 0 - (-9) = 9 \text{ } \mu \approx 0,01$$

$$0,01 < J < 0,05 \text{ que l'on peut écrire } J = 0,03 \pm 0,02$$

Remarques :

$$IT/J = 0,04 ; \quad IT/A_2 = 0,015 ; \quad IT/B_2 = 0,025 ;$$

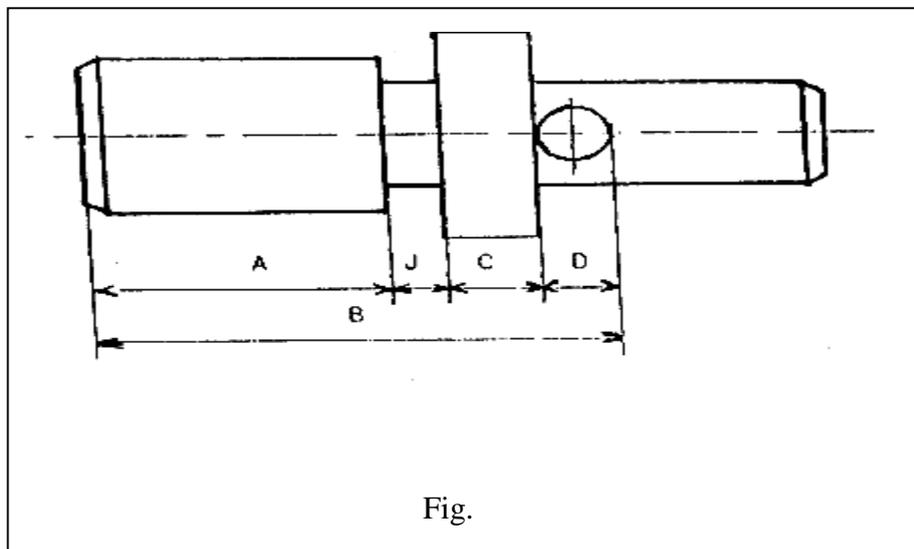
$$IT/J = IT/A_2 + IT/B_2; \quad 0,04 = 0,015 + 0,025$$

La tolérance du jeu est égale à la somme des tolérances des cotes composantes de la chaîne. Ce qui nous avons déjà constaté lors de l'étude des ajustements.

Exemple 2. Arbre (fig.44)

L'usinage de la pièce nécessite les conditions particulières suivantes :

- La cote condition J doit être égale $2^{+0,4}$, c'est un jeu très précis exigé pour le fonctionnement.
- L'usinage du trou est important, on donne son diamètre et sa tolérance : D - 10
- La cote A est la référence de la surface d'usinage étant connue : A - LU
- La cote C étant importante C = 12, déterminer sa tolérance.
- Déterminer la cote B et sa tolérance.



$$J = B - (A + C + D)$$

$$B = J + A + C + D$$

$$B = 2 + 40 + 12 + 10$$

$$B = 64$$

B étant la cote nominale : $B_{nom} = 64$

$$IT_j = IT_A + IT_B + IT_C + IT_D$$

$$IT_B + IT_C = IT_j - IT_A - IT_D$$

IT = écart supérieur - écart inférieur

$$IT_B + IT_C = 0,4 - 0,1 - 0,05 = 0,25$$

Partageons cette tolérance entre les cotes B et C Comme la cote B est la plus grande, on lui attribue une plus grande valeur :

$$\text{Soit } IT_B = 0,2 \text{ donc } IT_C = 0,25 - 0,20 = 0,05$$

$$\text{Comme } IT_C = 2 \cdot x = 0,05 \text{ alors } x = 0,025$$

$$\text{Ainsi on peut écrire : } C = 12^{+0,025}$$

D'après les formules des cotes limites on a :

$$J_{min} = B_{min} - A_{max} - C_{max} - D_{max}$$

D'où :

$$B_{min} = J_{min} + A_{max} + C_{max} + D_{max}$$

$$B_{min} = 2,00 + 40,05 + 12,025 + 10,025$$

$$\begin{aligned} \text{Comme on sait que : } & IT_B = B_{max} - B_{min} \\ \text{Donc} & B_{max} = IT_B + B_{min} \\ & B_{max} = 0,20 + 64,10 \\ & B_{max} = 64,30 \end{aligned}$$

Calculons les écarts de la cote B :

$$\begin{aligned} - \text{ l'écart supérieur } ES &= B_{max} - B_{nom} \\ &= 64,30 - 64,00 \\ &= + 0,30 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - \text{ l'écart inférieur } EI &= B_{min} - B_{nom} \\ &= 64,10 - 64,00 \\ &= + 0,10 \end{aligned}$$

$$\text{On peut écrire la cote B tolérancée : } B = 64 \begin{matrix} +0,30 \\ +0,10 \end{matrix}$$

Exemple 3 Articulation (fig.45)

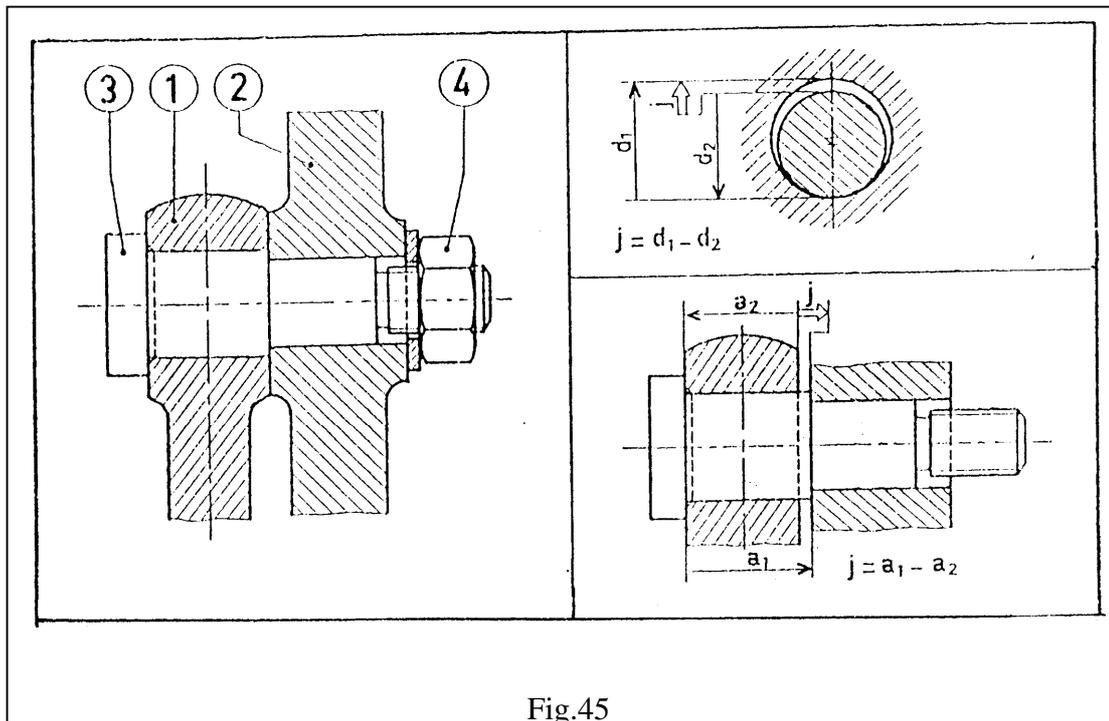


Fig.45

a) Etude fonctionnelle

La biellette (1) doit pouvoir pivoter sur l'axe (3), celui-ci étant fixé de façon rigide sur le bâti (2) au moyen de l'écrou (4) vissé sur l'axe.

Notre étude sera limitée à celle de l'assemblage biellette sur l'axe. Donc le mouvement de la biellette sur l'axe sera possible si les deux conditions ci-dessous seront satisfaites :

A- S'il existe un certain jeu diamétral entre l'axe et l'alésage de la biellette

B- S'il existe un certain jeu axial entre la tête de l'axe et la face gauche de la biellette, ou entre la face droite de la biellette et le bâti.

b) Choix des dimensions à coller

1^{ère} condition (fig.B), le jeu diamétral est évidemment égal à la différence entre le diamètre d'alésage d_1 et le diamètre d_2 d'où on a la relation $J = d_1 - d_2$, d_1 et d_2 sont deux cotes fonctionnelles.

2^e condition (fig.C), soit a_1 la longueur de la portée de l'axe et a_2 l'épaisseur de la tête de biellette le jeu axial est égal à la différence entre a_1 et a_2 d'où $j = a_1 - a_2$, a_1 et a_2 sont des cotes fonctionnelles.

c) Calcul des cotes fonctionnelles

1) calcul de d_1 et d_2

La cote nominale est donnée par la condition de résistance de l'axe, le jeu doit être tel que la rotation de la bielle sur l'axe soit facile avec cependant un bon guidage en rotation. L'emploi des ajustements normalisés (ajustement cylindrique) pour un assemblage tournant donne le choix entre les ajustements H6/f6, H7/f7, H9/e9, H11/d11, surtout le degré de précision recherché par exemple pour un diamètre de $d = 16$ et si nous optons pour rajustement H7/f7 les écarts seront pour l'alésage

$$d_1 = I6_0 + 0,018 \text{ arbre}$$

$$d_2 = I6_{-0,034} - 0,016$$

Ce sont donc les cotes fonctionnelles

$$Jeumaxi = 18 - (-34) = 54 \mu$$

$$Jeumini = 0 - (-16) = 16 \mu$$

2) Calcul de a_1 et a_2

Supposant $a_{nominale} = 20$, et que le fonctionnement correct de l'ensemble, tel qu'il peut avoir été déterminé par le calcul ou par l'expérience, un $Jeumaxi = 0.08$ mm et $Jeumini = 0.03$ mm soit une tolérance de Jeu (TA) de 0,05

$$TA = IT / a_1 + IT / a_2 = Jeumaxi - Jeumini = 0,08 - 0,03 = 0,05$$

Or $a_1 \cdot a_2 = j$

$$IT / a_1 + IT / a_2 = 0,05 \text{ mm}$$

Supposons que $IT / a_1 = IT / a_2 = 0,05 / 2 = 0,025$ mm.

Exemple 4 Montage de roulement fig.46

a) Etude fonctionnelle

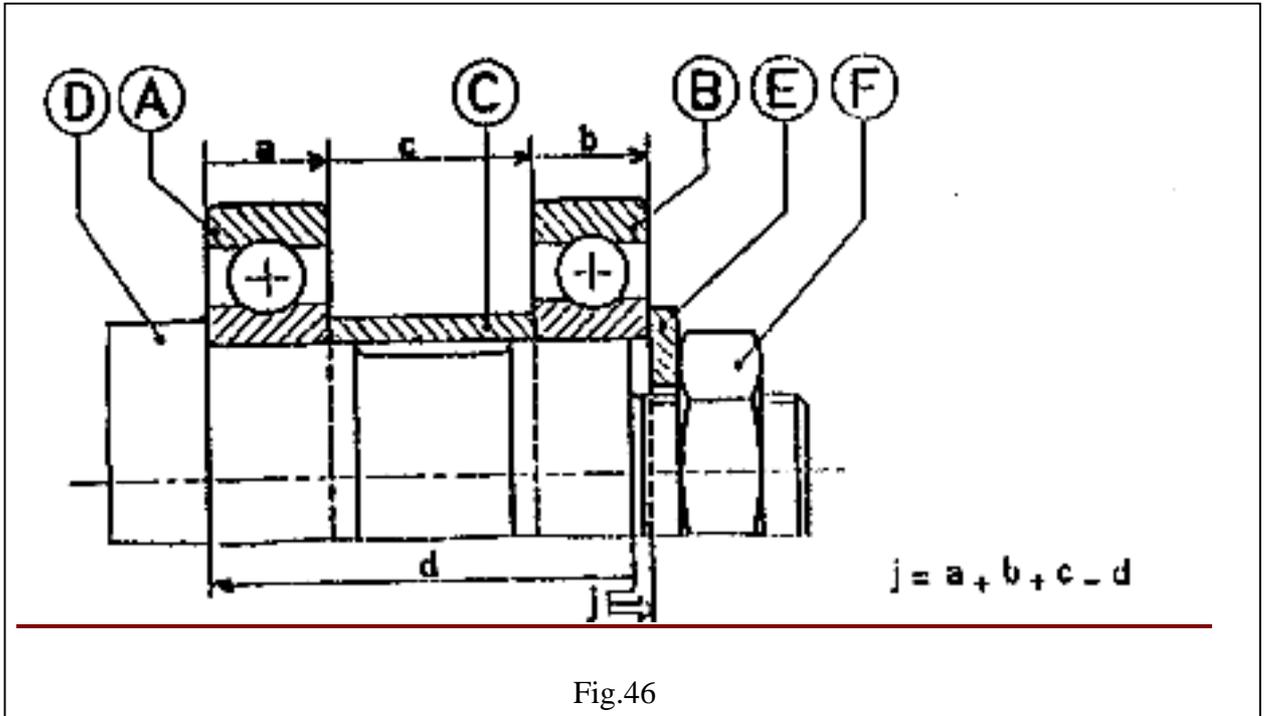


Fig.46

Les roulements A et B doivent être serrés simultanément sur le bout d'arbre par serrage de l'écrou F.

A cet effet A s'appuie sur un épaulement de l'arbre, l'écrou F s'appuie sur la rondelle E sur le roulement B et une bague C transmet le serrage de B à A. Pour que le serrage soit effectif il faut qu'un jeu j existe entre l'extrémité de la partie lisse de l'arbre et la rondelle

On se limitera à la recherche des cotes fonctionnelles permettant de remplir cette condition.

b) Choix des dimensions à coter

Le jeu j dépend de la longueur d de l'arbre et des épaisseurs a , b , c des 3 pièces montées sur lui, la cote j sera :

$$j = a + b + c - d$$

Les cotes a , b , c , d sont des cotes fonctionnelles puisqu'elles déterminent le jeu j . Les cotes nominales a , b , c sont connues :

$a = b = 18$ $c = 30$, on peut calculer le cote nominale d et ses limites.

c) Calcul de d

Relativement à l'épaisseur b du roulement $b = 18$ mm le jeu j peut être compris entre 2 et 3 mm soit une tolérance de 1mm.

$$\text{Jeu maxi} = 3$$

$$\text{Jeu mini} = 2 \quad IT/j = 3 - 2 = 1 \text{ mm}$$

D'après les propriétés des cotes tolérancées on peut écrire :

$$IT/j = IT/a + IT/b + IT/c + IT/d$$

Les tolérances des roulements sont connues

$$a = b = 18^{+0,2} \quad IT/a = IT/b = ES - EI = 0,12$$

Puisque IT/j est important IT/c peut être large $IT/c = 0,2$ réparti également de part et d'autre de la ligne zéro.

$$C = 18^{+0,1}$$

$$0,12 + 0,12 + 0,20 + IT/d = 1 \text{ mm}$$

$$IT/d = 1 - 0,44 = 0,56 \text{ mm}$$

d) Ecart et cotes limites

$$J_{\max} = a_{\max} + b_{\max} + c_{\max} - d_{\min}$$

$$d_{\min} = a_{\max} + b_{\max} + c_{\max} - j_{\max} = 18 + 18 + 30,1 - 3 = 63,1$$

$$d_{\max} = a_{\min} + b_{\min} + c_{\min} - d_{\min} = 17,88 + 17,88 + 29,90 - 2 = 63,66$$

$d = 63,66^{+0,10}$ la tolérance sur d est bien égale à 0,56

$$IT = 0,66 - 0,1 = 0,56$$

e) Méthode des cotes moyennes

Mettons toutes les cotes sous les formes

A moyen \pm demi de IT de a , les écarts étant symétriques par rapport à la cote moyenne ; or on a :

$$J_{\max} = a_{\max} + b_{\max} + c_{\max} - d_{\min}$$

$$J_{\min} = a_{\min} + b_{\min} + c_{\min} - d_{\max}$$

La demi-somme de ces deux égalités donne :

$$J_{\text{moyen}} = a_{\text{moyen}} + b_{\text{moyen}} + c_{\text{moyen}} - d_{\text{moyen}}$$

Or

$$A = b = 18^{\circ}_{0,12} \text{ ou } 17,94 \pm 0,06$$

$$C = 30 \pm 0,1$$

$$J = 2,5 \pm 0,5$$

L'équation de j_{moyen} donne alors

$$d_{\text{moyen}} = 17,94 + 17,94 + 30 - 2,5 = 63,38$$

La cote cherchée est donc $d = 63 \pm 0,28$ ou $18^{\circ},66_{0,10}$

Exemples non résolus

Exemple1

- a) Calculer la cote D.
- b) Déterminer les valeurs limites de j_2 .

Pour les deux chaînes de cotes relatives à J_1 et J_2 , la cote D intervient deux fois. Mais on ne peut lui donner qu'une seule valeur.

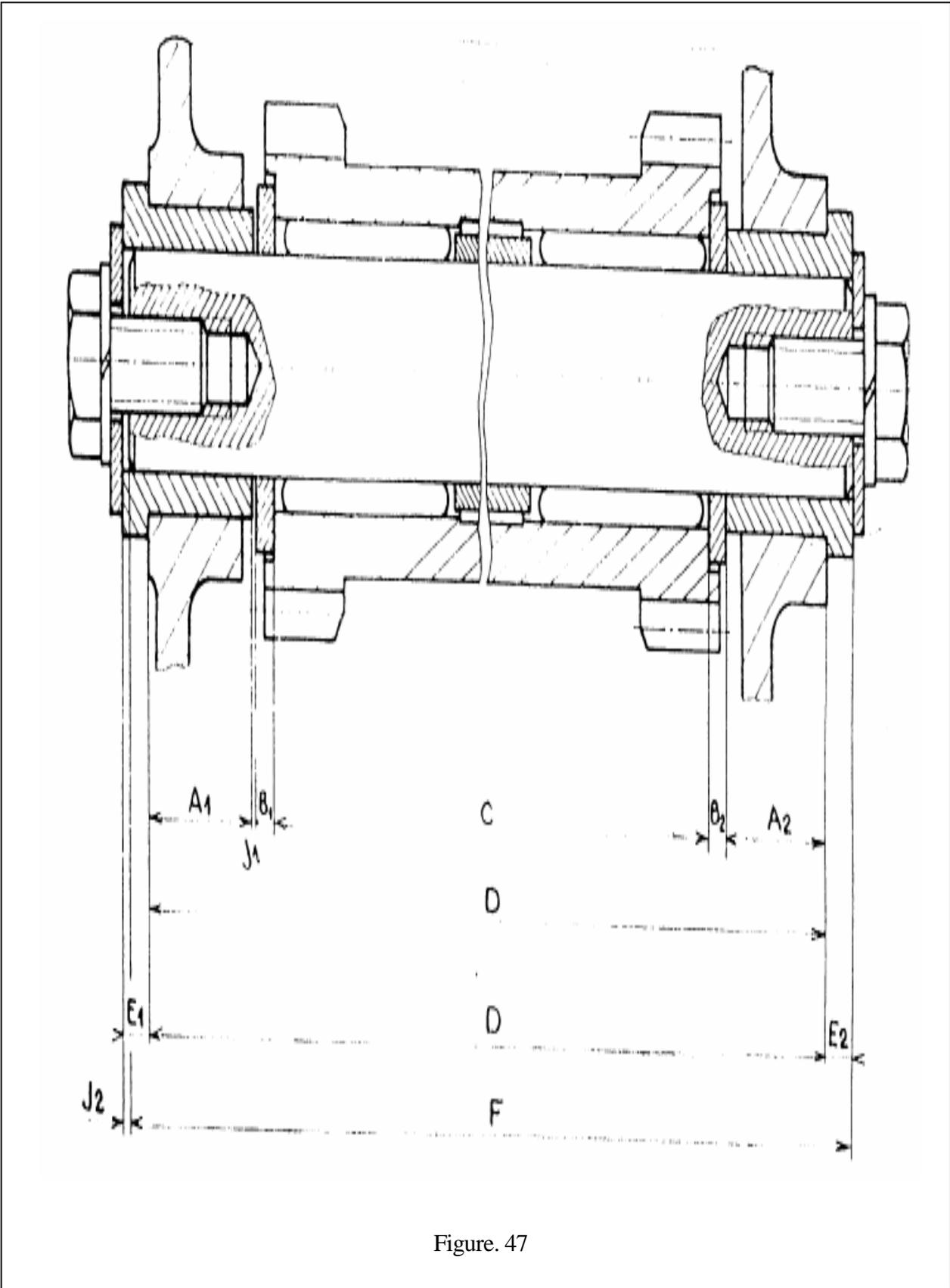


Figure. 47

Exemple 2

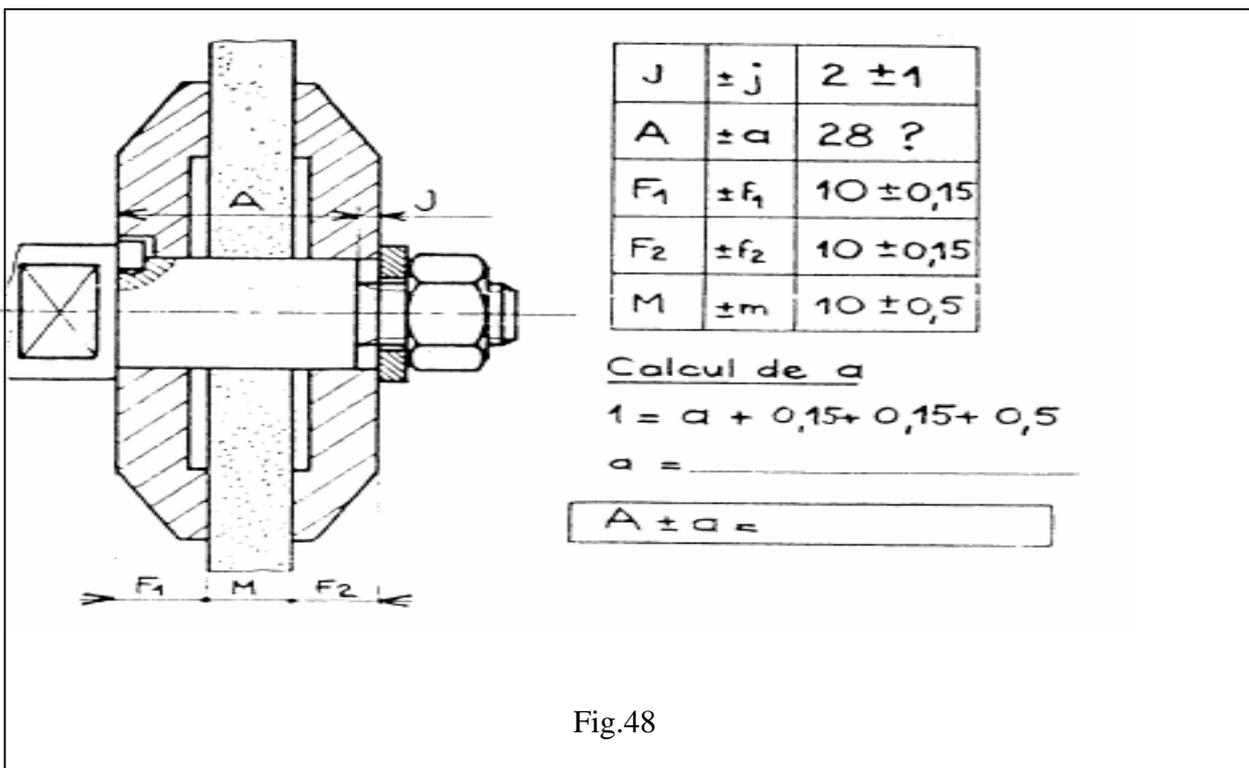


Fig.48

Exemple 3

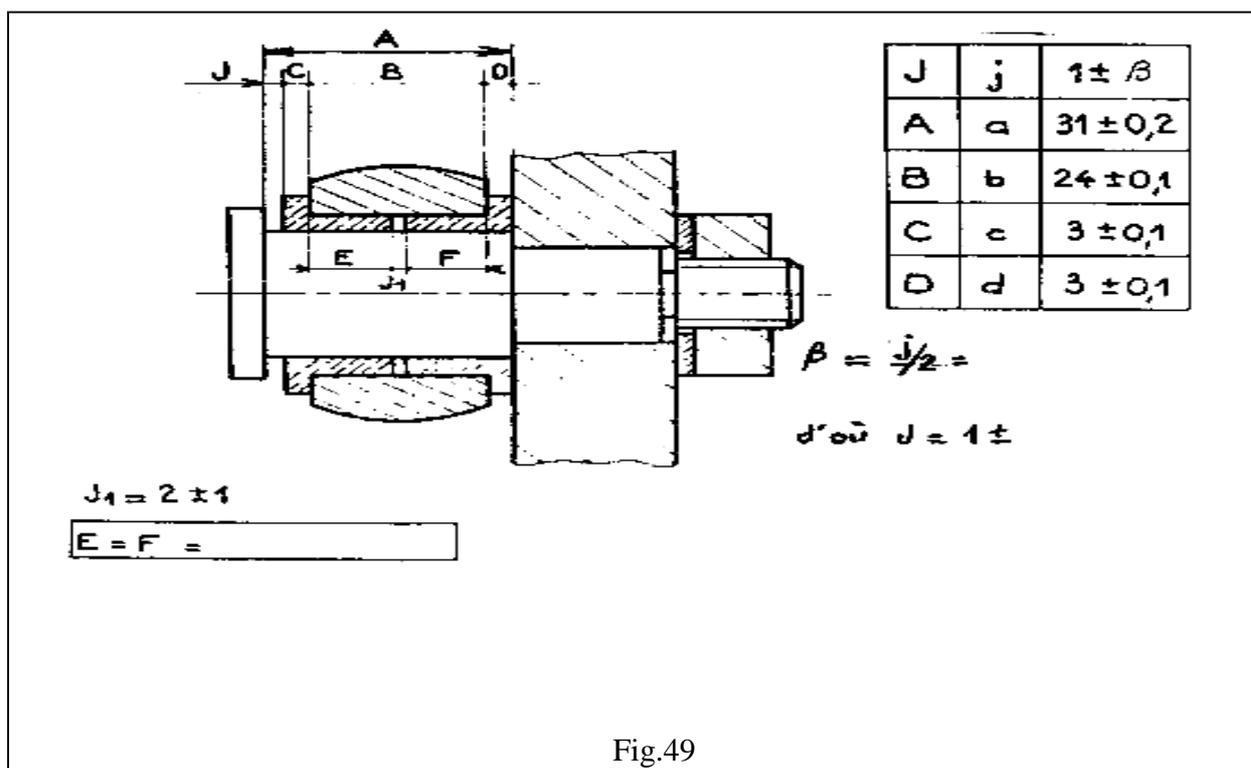
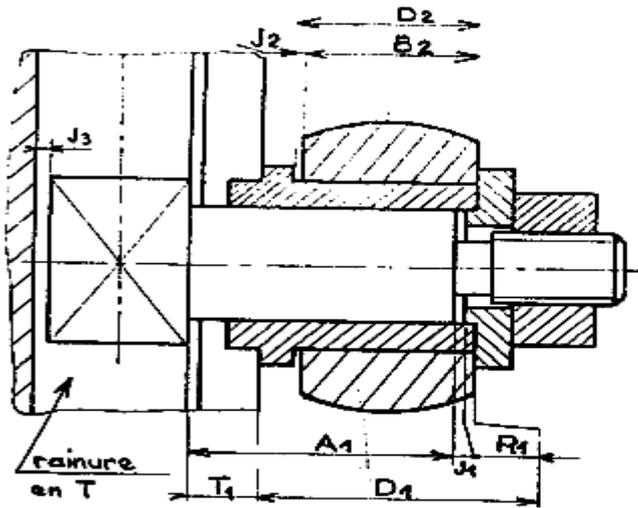


Fig.49

Exemple 4



J_1	$\pm j_1$	1	$\pm 0,5$
A_1	$\pm a_1$	39	$\pm 0,15$
D_1	$\pm d_1$	32	$\pm 0,15$
T_1	$\pm t_1$	10	$\pm 0,1$
R_1	$\pm r_1$?

J_2	$\pm j_2$	1,5	$\pm 0,6$
B_2	$\pm b_2$?	?
D_2	$\pm d_2$	26,5	?

Choisir b_2 et d_2

figure. 50

$$J_1 = (D_1 + T_1) - (A_1 + R_1)$$

$$R_1 = \dots$$

Calcul de r_1

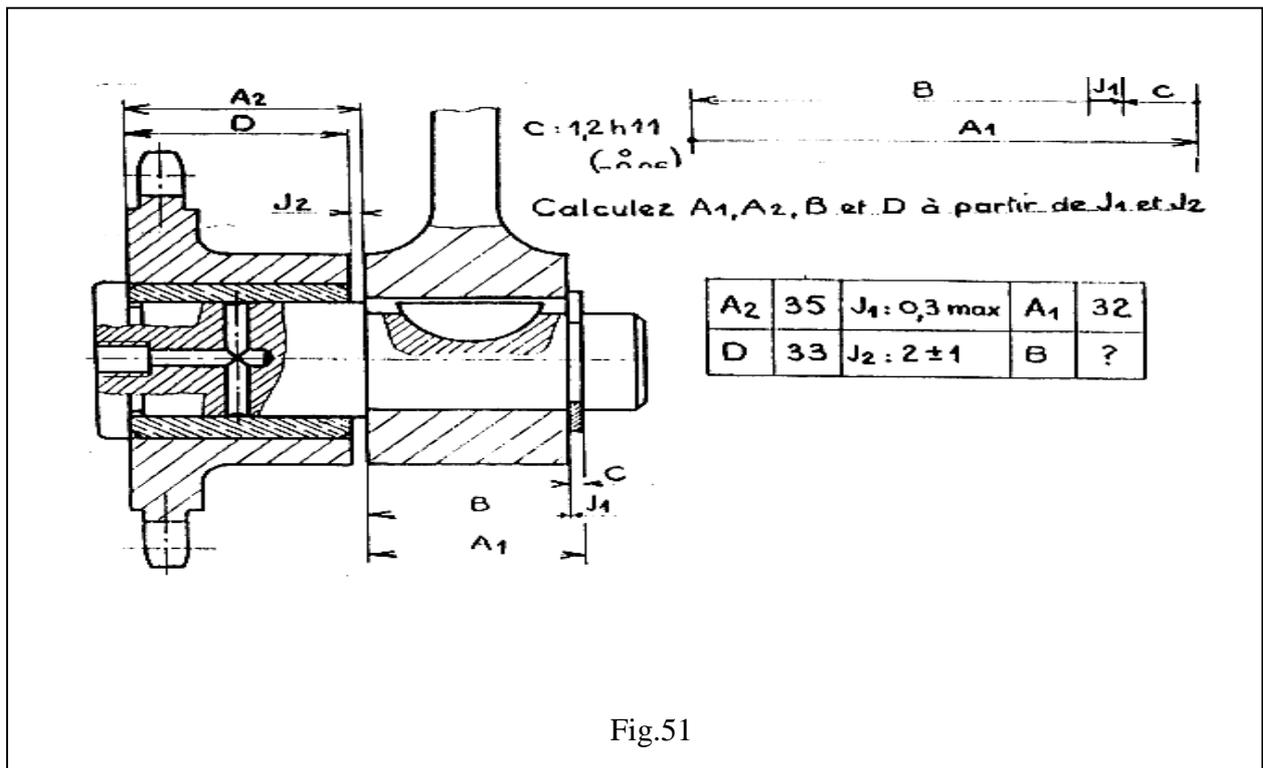
$$r_1 = \dots \quad \text{d'où : } R_1 \pm r_1 = \pm \dots$$

$$J_2 = D_2 - B_2$$

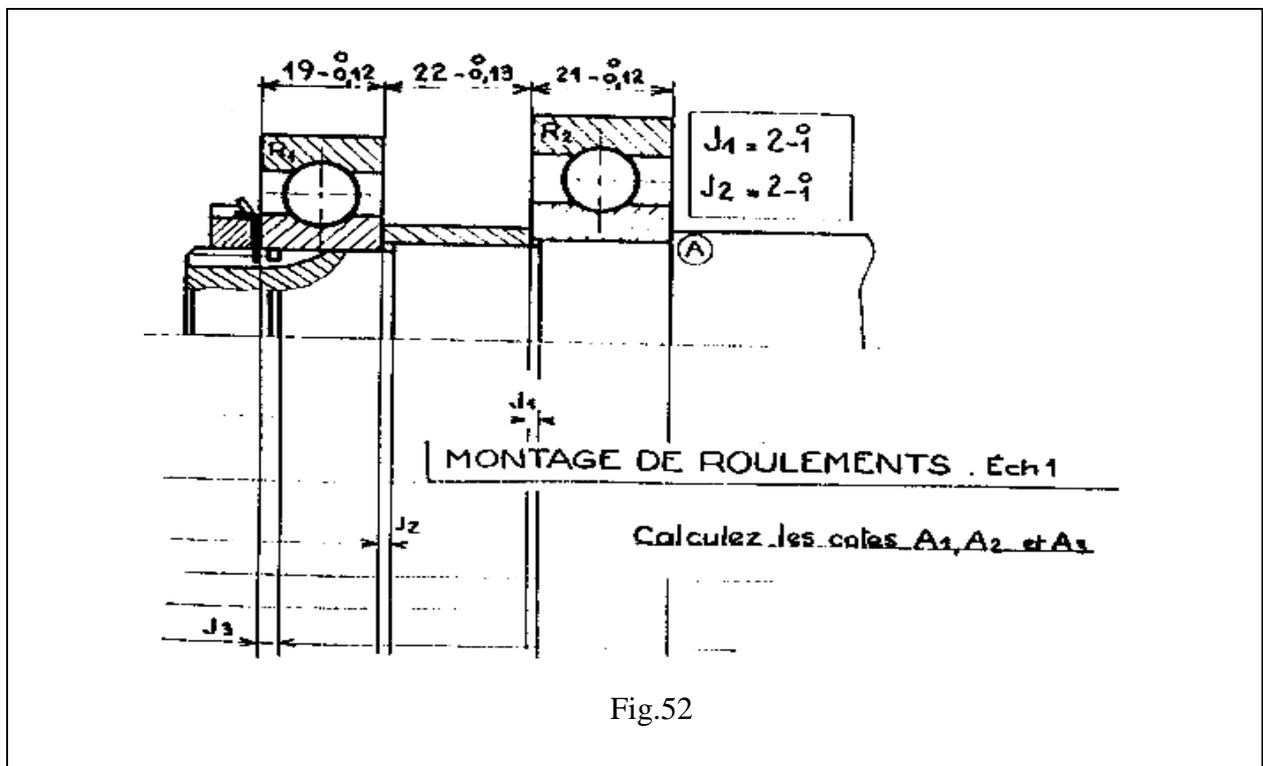
$$j_2 = \dots$$

Fig.50

Exemple 5



Exemple 6



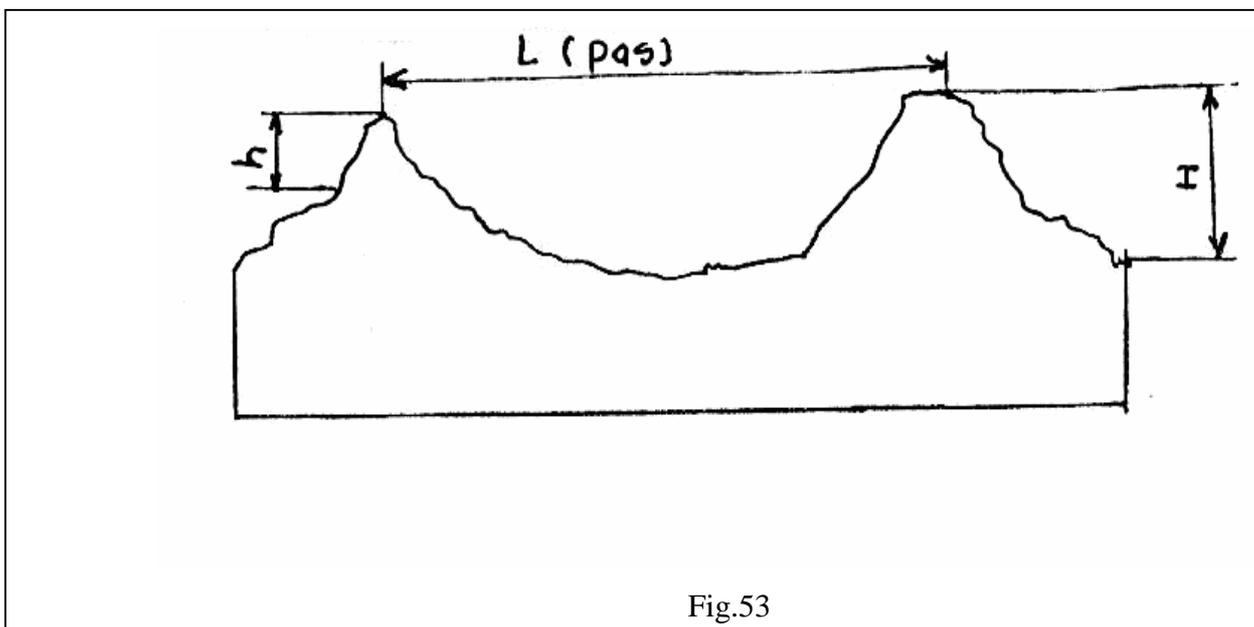
5. ETATS DE SURFACE

5.1. Définition

Une surface réelle usinée n'est jamais parfaite, elle présente toujours des défauts par suite des erreurs systématiques d'imperfections, admissibles dans la fabrication.

Les défauts peuvent être de forme (défauts macro-géométriques, ondulations) déjà étudiés dans la partie «contrôle du plan» ou de petits défauts (défauts micro-géométriques) désignés plus communément sous le nom de rugosité.

Ces deux types de défauts peuvent être distingués de la manière suivante, en considérant le schéma (fig. 53), relatif à l'état de surface :



- L : Longueur.
- H : hauteur d'onde.
- h : hauteur de rugosité.
- Si $L/H = 50$ à 1000 on a une ondulation.
- Si $L/H < 50$, on a une rugosité.

Donc la rugosité ou l'état de surface est caractérisée par des défauts de surfaces de faibles amplitudes.

5.2. Défauts de rugosité

Les défauts de rugosité possèdent une grande influence sur les fonctions des surfaces. L'état de rugosité dépend en effet des caractéristiques très diverses telles que :

- le frottement de glissement et de roulement,
- la résistance au matage,
- l'étanchéité,
- la résistance à l'écoulement des fluides,
- la facilité d'accrochage des revêtements,
- la résistance aux efforts alternés.

Une coupe longitudinale ou transversale d'une surface réelle donne un profil sur lequel on relevé des défauts de plusieurs ordres de grandeur (fig.54).

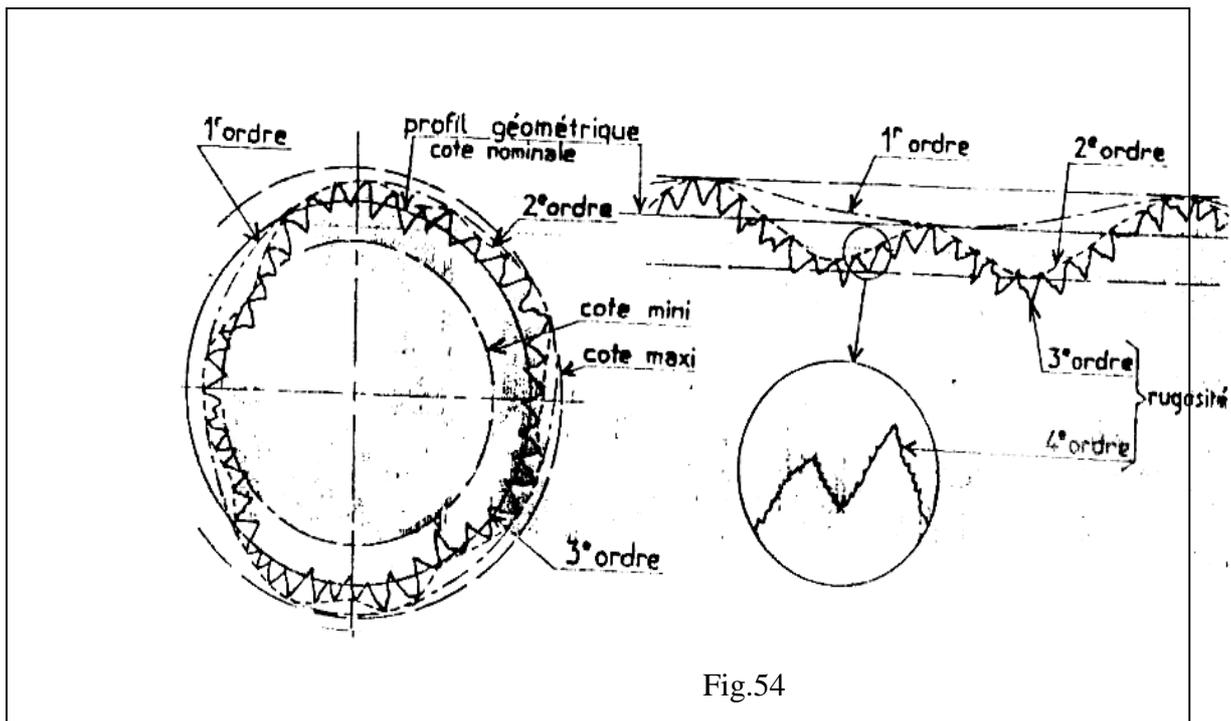


Fig.54

Les défauts sont :

- Défauts de 1^{er} ordre : Ce sont des défauts dus à des écarts de forme (rectitude, cylindricité, etc.) et de position (perpendicularité, parallélisme, etc.). provenant de la déformation de la pièce pendant et après l'usinage, des défauts de bridage, de la flexion des éléments de la machine, d'un mauvais guidage des éléments mobiles ou de l'usure des organes de la machine-outil.
- Défaut de 2^{ème} ordre : Défauts plus petits, ayant l'aspect général d'une ondulation, et provenant de l'avance par tournage ou en fraisage, de vibrations de basse fréquence de la pièce ou de l'outil.
- Défauts de 3^{ème} ordre : Stries et sillons dus à l'avance de l'arête coupante de l'outil, ou à l'avance par tour de la pièce, ou à des vibrations haute fréquence.

- Défauts de 4^{ème} ordre : Fentes et piqûres dues à des marques d'outil ou à des vibration haute fréquence.

L'ensemble des défauts de 3^{ème} et 4^{ème} ordre constituent la rugosité de la surface.

5.3. Critères de rugosité

Schématisons une surface réelle par son profil géométrique dont les écarts HI par rapport à la valeur nominale sont donnés en dix points (fig.55)

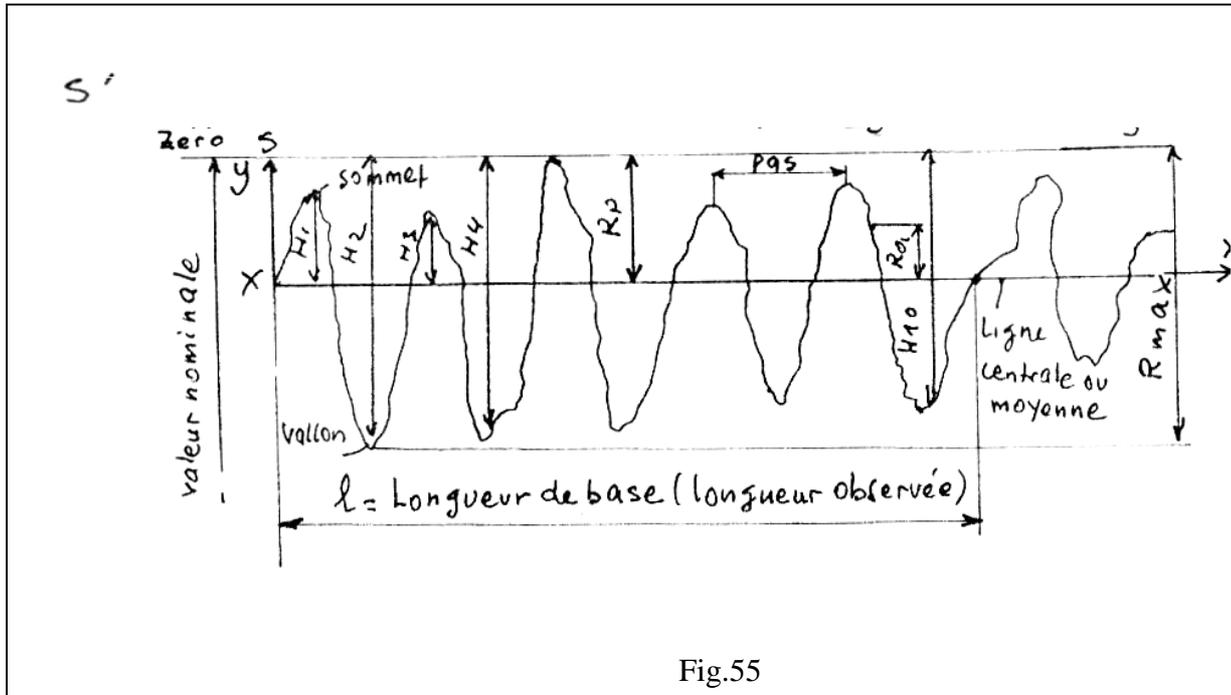


Fig.55

L'observation d'une telle surface permet de la caractériser par :

- Le profil géométrique SS' , plan de section théorique passant par les sommets les plus élevés.
- La ligne centrale ou moyenne XX' équilibrant sommets et vallons situés de part et d'autre dans la longueur de base l , elle sert de zéro à R_a dans les profilomètres.

l : est la longueur de base qui est choisie de telle façon qu'elle ne doit pas comprendre d'autres défauts. Elle est normalisée et fonction de la valeur R_p .

l en mm	R_p en microns
0,08	0 à 0,5
0,25	0,5 à 0,6
0,80	1,5 à 10
2,50	10 à 40
8,00	40 à 63
25,00	63 à 320

Une rugosité est définie par trois valeurs fondamentales appelées critères de rugosité ou

R_{max} : profondeur maximale : C'est la distance entre le plus haut sommet et le plus bas vallon ou creux.

R_p : profondeur moyenne entre SS' et XX'.

$$R_p = \frac{(H_1 + H_3 + H_5 + H_7 + H_9) - (H_2 + H_4 + H_6 + H_8 + H_{10})}{5}$$

R_a : écart moyen arithmétique, des ordonnées y par rapport à XX' :

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y| dy = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}$$

Ra en microns	Rp en microns
80	320
...	...
2,50	10
1,25	6,25
...	...
0,01	0,05

La fabrication d'une surface est d'autant plus coûteuse que la rugosité est faible. Chaque procédé de fabrication est limité dans l'obtention de la rugosité.

5.4. Indication de rugosité

La rugosité est symbolisée par : $\sqrt{\quad}$

Ce signe doit être porté sur la ligne représentative de la surface ou sur son prolongement. A l'intérieur du signe, on inscrit la valeur en microns du critère de rugosité retenu choisi comme limite admissible.

Exemples :

$$R_{m300} \sqrt{\quad} \quad R_{p40} \sqrt{\quad} \quad R_{a1,6} \sqrt{\quad} \quad 1,6 \sqrt{\quad} \quad 0,08 \sqrt{\quad} \quad \text{Rodé}$$

Les indications Rm ou Rp doivent être inscrites par contre Ra peut être omis ou non. Dans le cas où ne doit pas être inférieure à une certaine valeur, on indique deux valeurs limites superposées.

$$0,04 < R_{az} < 0,10 : \begin{array}{c} 0,10 \\ 0,04 \\ \sqrt{\quad} \end{array}$$

Si la valeur de la rugosité doit être complétée par le mode ou direction d'usinage, ils seront indiqués sur la ligne prolongeant le signe de la rugosité.

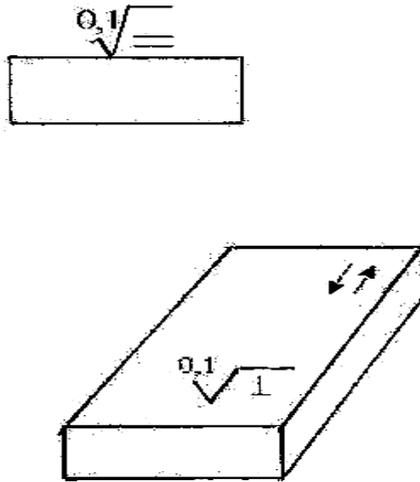


Fig.56

Parfois au lieu des critères de rugosité, on indique les signes de façonnage.

5.5. Les indices de façonnage

Dans ce paragraphe nous aborderons l'état géométrique des surfaces des pièces mécaniques. L'état de surface possède une grande influence sur les propriétés physiques et mécaniques des pièces, tels que frottement de glissement et de roulement. La résistance à l'usure, la résistance à l'écoulement des fluides, l'adhérence des revêtements etc. Tous ces défauts peuvent être contrôlés par des méthodes d'exploration aussi bien électriques qu'optiques.

Les surfaces des ébauches des pièces mécaniques sont réalisées en prévoyant des surépaisseurs de métal. L'enlèvement de ces surépaisseurs, permet d'obtenir des surfaces possédant les qualités géométriques et les dimensions exigées.

L'amélioration de l'état de surface est très coûteuse, le dessin doit préciser quel degré de finissage doit être exigé. A cet effet, on utilise des symboles caractérisant l'état de surface comme indiqués ci-dessous.

5.5.1. Surface sans surépaisseurs d'usinage

Si on ne porte aucun symbole sur les surfaces, son aspect peut être quelconque,

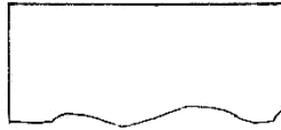


Fig.57

Le symbole \sim signifie que la surface peut rester brute ou subir une retouche grossière à l'outil et $R_a = 100$ à 200 microns.

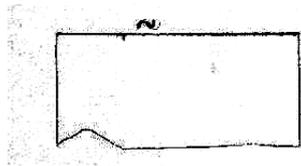


Fig.58

5.5.2. Surfaces avec surépaisseurs d'usinage

Le symbole utilisé est un triangle équilatéral.

- Un seul triangle ∇ signifie que les surfaces sont utilisées comme surfaces de contact d'assemblage et doivent avoir un bon aspect, elles peuvent être obtenues par tournage, meulage., rabotage, perçage et grattage. $R_a = 12,5$ à 50 microns

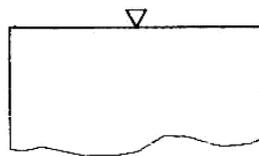


Fig.59

- Deux triangles $\nabla\nabla$, les surfaces doivent être géométriquement très correctes. Elles sont utilisées surtout pour les faces d'assemblage fixes et précises. Un parachèvement tels que le tournage de finition, le fraisage de face, le grattage, le brochage, la rectification et l'alésage, peut être nécessaire.

$R_a = 1,6$ à 6,3 microns.

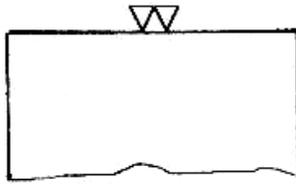


Fig.60

- Trois triangles $\nabla\nabla\nabla$, ces surfaces doivent être géométriquement très correctes et posséder en outre de bonne qualités frottantes telle que surfaces d'assemblage mobile précis. Le parachèvement est obligatoire, tels que la superfinition, le polissage, le rodage à la pierre, la rectification de précision, l'alésage au diamant, le tournage au diamant etc.

Ra = 0,05 à 0,8 microns.

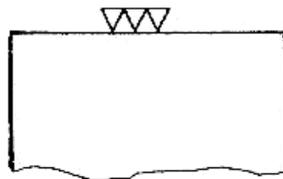


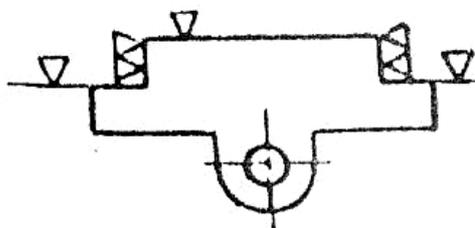
Fig.61

6.6. Mise en place des symboles sur le dessin

Les symboles sont placés sur les lignes représentatives des surfaces ou sur leur prolongement, autant que possible près des lignes de cotes correspondantes.

Pour une même surface, le symbole ne doit figurer qu'une seule fois quel que soit le nombre de vues.

Si la pièce possède des surfaces symétriques les symboles sont placés sur chacune d'elles (fig. 62).



(fig.62)

Le symbole n'est placé que sur une seule génératrice lorsqu'il s'agit des surfaces de révolution (fig. 63).

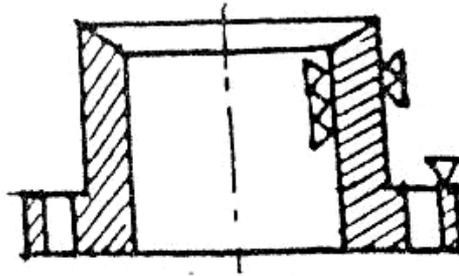
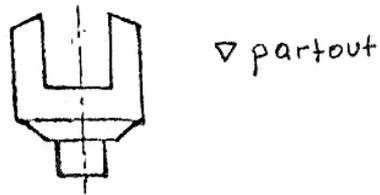


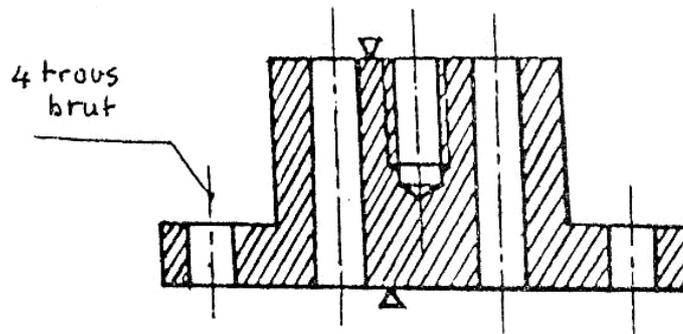
Fig. 63

Si toutes les surfaces d'une pièce sont usinées avec le même degré de finissage, le symbole est porté à coté du repère en ajoutant, s'il y a lieu, la mention « façonné partout » (fig. 64).



(fig.64)

On n'indique pas le signe d'usinage des trous taraudés et des trous de faible diamètre qui sont obligatoirement percés. Par contre on repère les trous restant bruts (fig. 65)



(fig.65)

6.METROLOGIEDIMENSIONNELLE

La métrologie est l'ensemble des moyens techniques utilisés pour le contrôle de pièces mécaniques.

En mécanique générale, la métrologie des fabrications s'intéresse :

- au contrôle des pièces exécutées ou en cours d'usinage
- au contrôle, sur machine de la position de la pièce par rapport à l'outil
- à la vérification géométrique des machines-outils
- au contrôle statistique des performances possibles sur chaque machine-outil.

En mécanique automobile, la métrologie s'intéresse :

- au contrôle des organes mécaniques pouvant subir une usure ou une déformation due au fonctionnement (ex: frottement cylindre/piston).
-

CONDITIONS D'EXÉCUTION

- température ambiante de la pièce à contrôler et des instruments de mesures voisine de 20°
 - pièce à contrôler propre
 - ébavurage convenable
 - la grande précision des appareils de mesures impose :
 - * manipulation soignée (pas de choc)
 - * un entretien régulier et approprié
 - * un rangement systématique après utilisation.
-

TYPES DE MESURES

- **par mesure directe** : calibre à coulisse, miromètre
 - **par comparaison** : comparateur, cale étalon
 - **par calibrage** : jauges de tolérances maxi et mini, calibres à mâchoires
-

L'amélioration de la qualité que ce soit des produits ou des processus est devenue une préoccupation majeure des entreprises industrielles.

Relever ce défi, impose aux entreprises de mieux maîtriser les instruments de mesure qu'elles utilisent. Toute erreur de conception ou de fabrication d'un produit peut avoir des conséquences désastreuses pour l'entreprise.

La mesure est devenue de plus en plus indispensable dans tous les secteurs d'activité. Elle permet de garantir les propriétés d'usage des produits, des échanges commerciaux, de maîtriser le processus de fabrication et de protéger la santé.

Toutefois les instruments de mesure n'ont de signification que si les valeurs qu'ils indiquent sont exactes. C'est pourquoi l'organisation de la fonction métrologique dans l'entreprise est primordiale. Elle oriente la gestion des moyens de mesure en fonction des besoins réels de l'entreprise et permet de s'assurer, à tout moment, que les instruments sont encore en état de bon fonctionnement et que toute éventuelle dérive reste maîtrisée et connue et ce à travers les opérations de vérification et de raccordement aux étalons nationaux ou internationaux.

2

La fonction métrologique est l'un des instruments centraux de la démarche qualité des entreprises et prend toute son importance aussi bien en tant que démarche volontaire interne à l'entreprise qu'en tant que démarche contractuelle pouvant aboutir à la certification. C'est un point de passage obligé pour l'obtention de la qualité des produits.

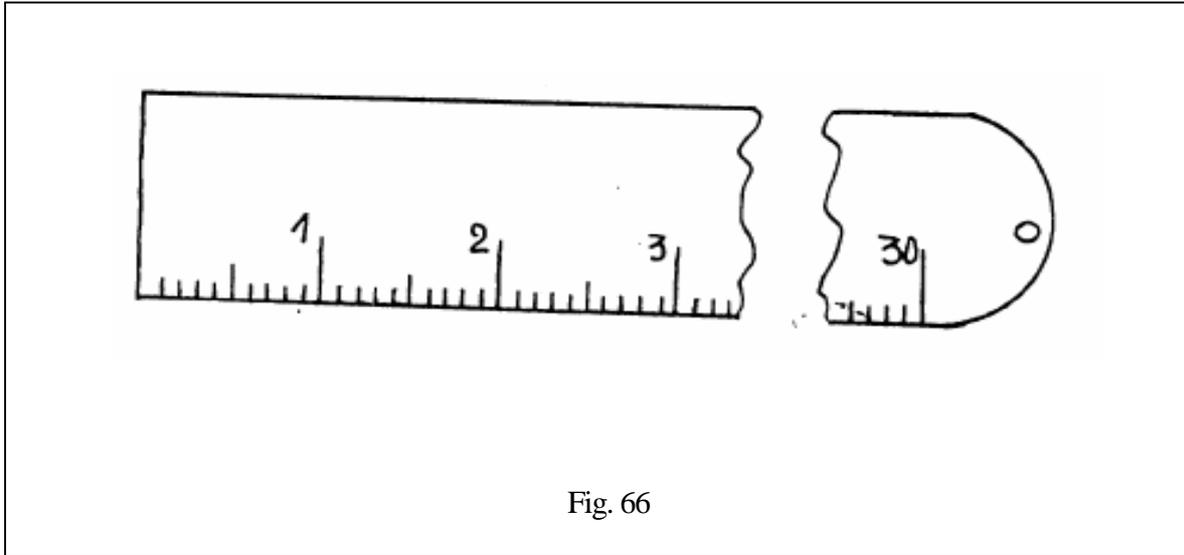
6.1. CONTROLE DES DIMENSIONS LINEAIRES

6.1.1. MESURE DIRECTE

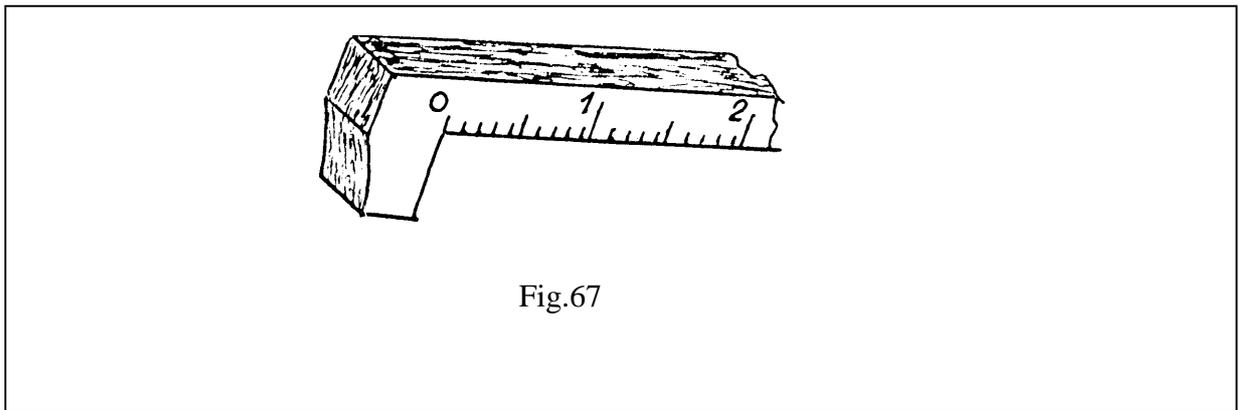
La mesure directe permet de lire directement la valeur de la dimension à l'aide d'instrument portant une graduation (règle graduée, pied-à-coulisse, micromètre).

6.1.1.1. Règle graduée

On utilise généralement un ruban d'acier flexible ou règle rigide de 0,2 à 2 m de longueur, graduée en millimètre avec parfois l'insertion des demi-millimètres figure. 66.



Un autre type de règle graduée, c'est le réglet à talon qui précise l'origine de la mesure figure 67.



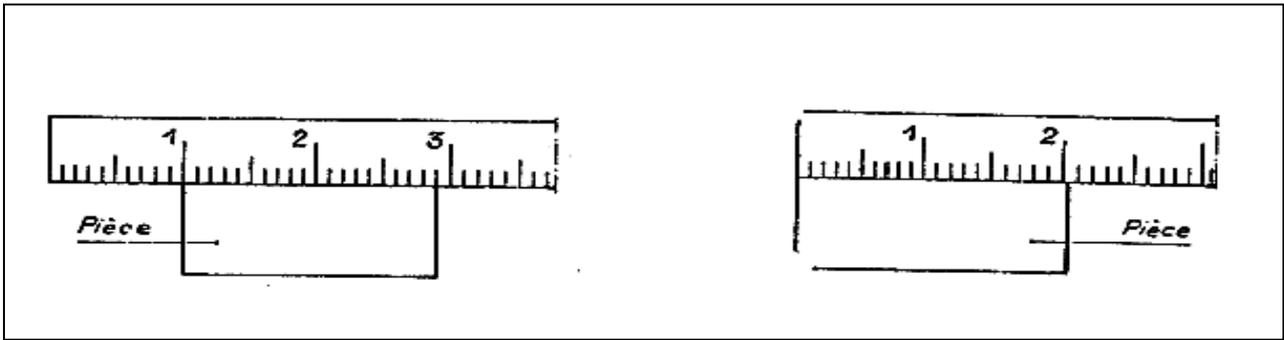
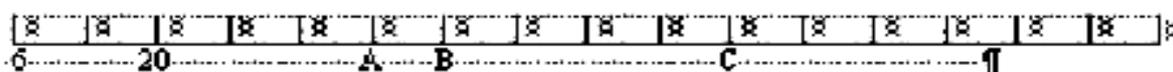
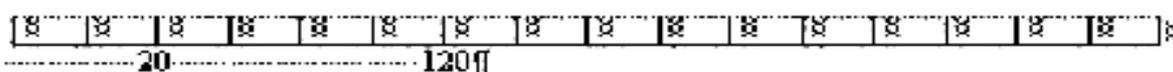


Fig.68

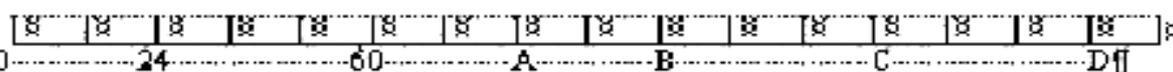


Abscisse de A: (+....) Abscisse de B: (+....) Abscisse de C: (+....) ...

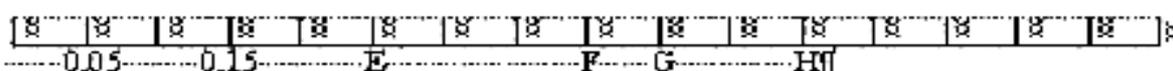
Placer le point D: (62) ...



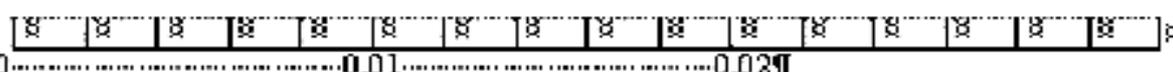
Placer le point F: (-170) → G: (-220) → H: (-320) → I: (-295) ...



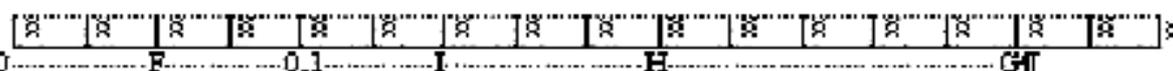
Abscisse de A: (+....) Abscisse de B: (+....) Abscisse de C: (+....) Abscisse de D: (+....) ...



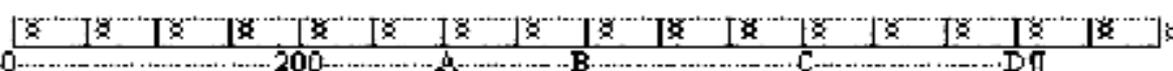
Abscisse de E: (+....) Abscisse de F: (+....) Abscisse de G: (+....) Abscisse de H: (+....) ...



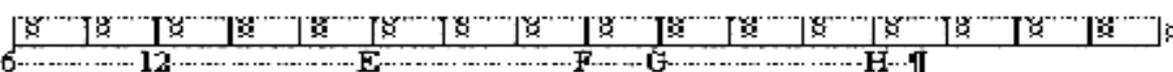
Placer A: (-0,004) → B: (-0,016) → C: (-0,024) → D: (-0,028) ...



Abscisse de F: (+....) Abscisse de G: (+....) Abscisse de H: (+....) Abscisse de I: (+....) ...

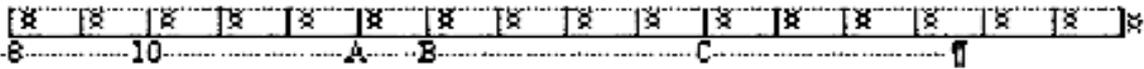


Abscisse de A: (+....) Abscisse de B: (+....) Abscisse de C: (+....) Abscisse de D: (+....) ...



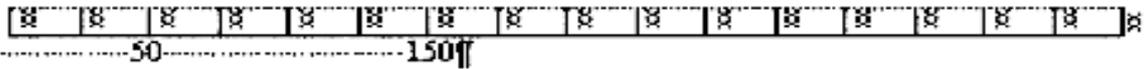
Abscisse de E: (+....) Abscisse de F: (+....) Abscisse de G: (+....) Abscisse de H: (+....) ...

LECTURE ET PLACEMENT DE POINTS

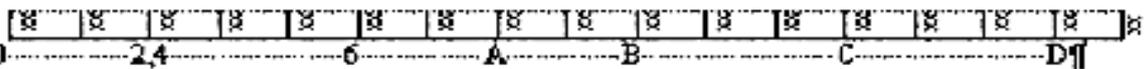


Placer le point D: (21)

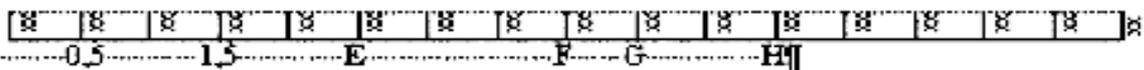
Abscisse de A: (+) Abscisse de B: (+) Abscisse de C: (+)



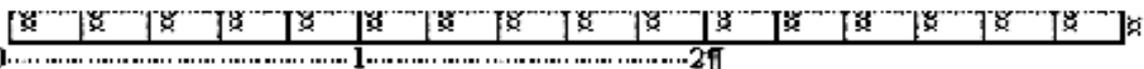
Placer le point F: (-25) → G: (29) → H: (33) → I: (37)



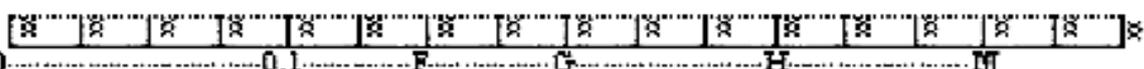
Abscisse de A: (+) Abscisse de B: (+) Abscisse de C: (+) Abscisse de D: (+)



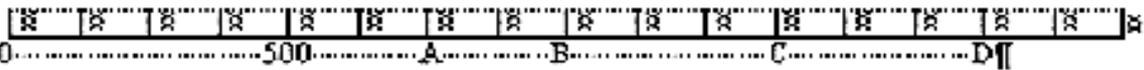
Abscisse de E: (+) Abscisse de F: (+) Abscisse de G: (+) Abscisse de H: (+)



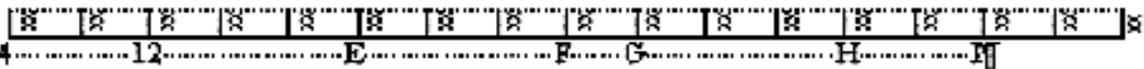
Placer A: (0,4) → B: (-1,6) → C: (-2,4) → D: (-2,8)



Abscisse de F: (+) Abscisse de G: (+) Abscisse de H: (+) Abscisse de I: (+)



Abscisse de A: (+) Abscisse de B: (+) Abscisse de C: (+) Abscisse de D: (+)



Abscisse de E: (+) Abscisse de F: (+) Abscisse de G: (+) Abscisse de H: (+)

Abscisse de I: (+)

6.1.1.2. Calibre à coulisse (pied-à-coulisse)

C'est un instrument de mesure directe, utilisant le principe de la règle graduée munie d'un bec transversal (le Pied) formant butée fixe et du vernier formant butée mobile (coulisseau se déplaçant sur la règle), figure 69.

Les pièces à mesurer sont prises entre les becs du calibre.

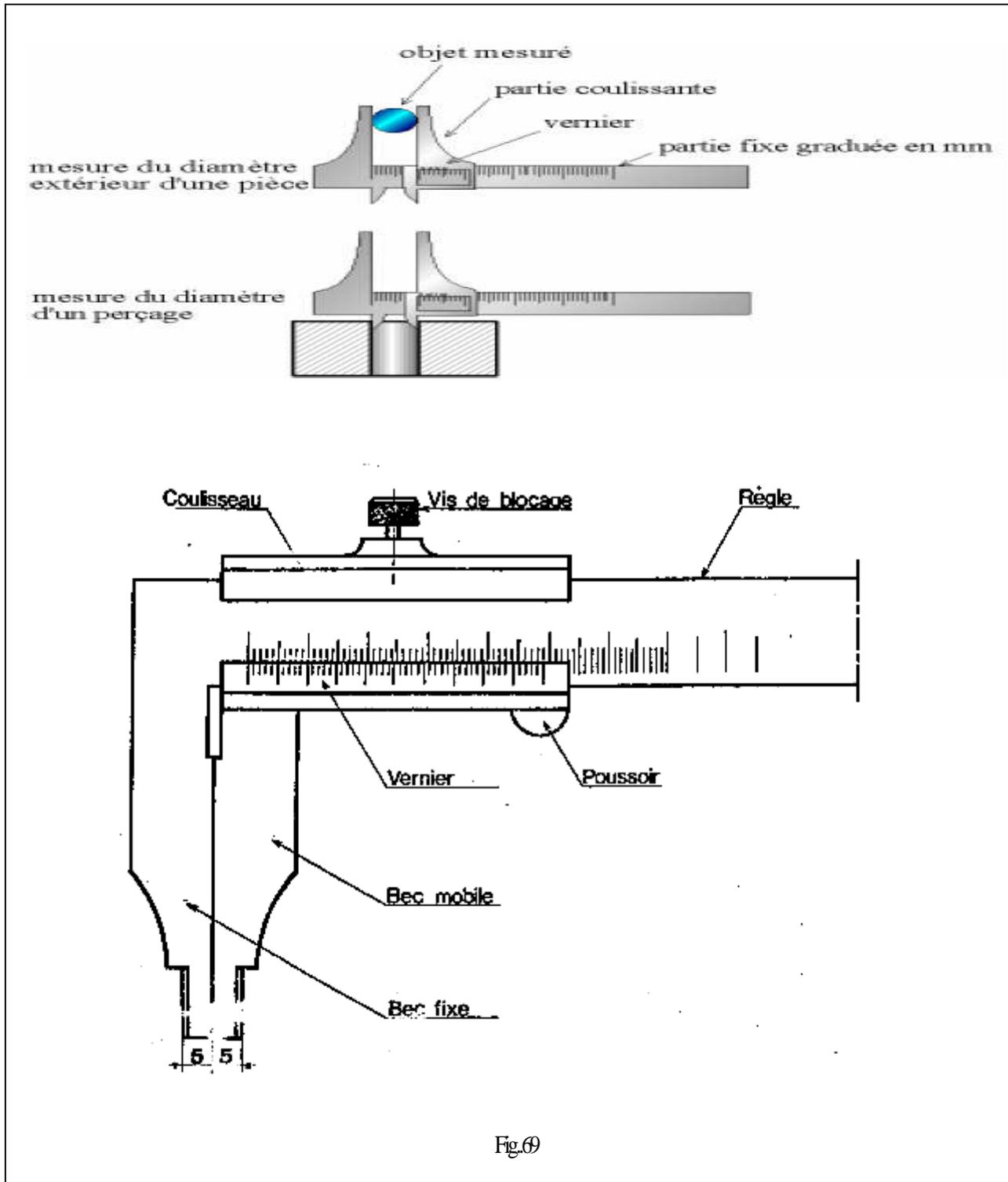
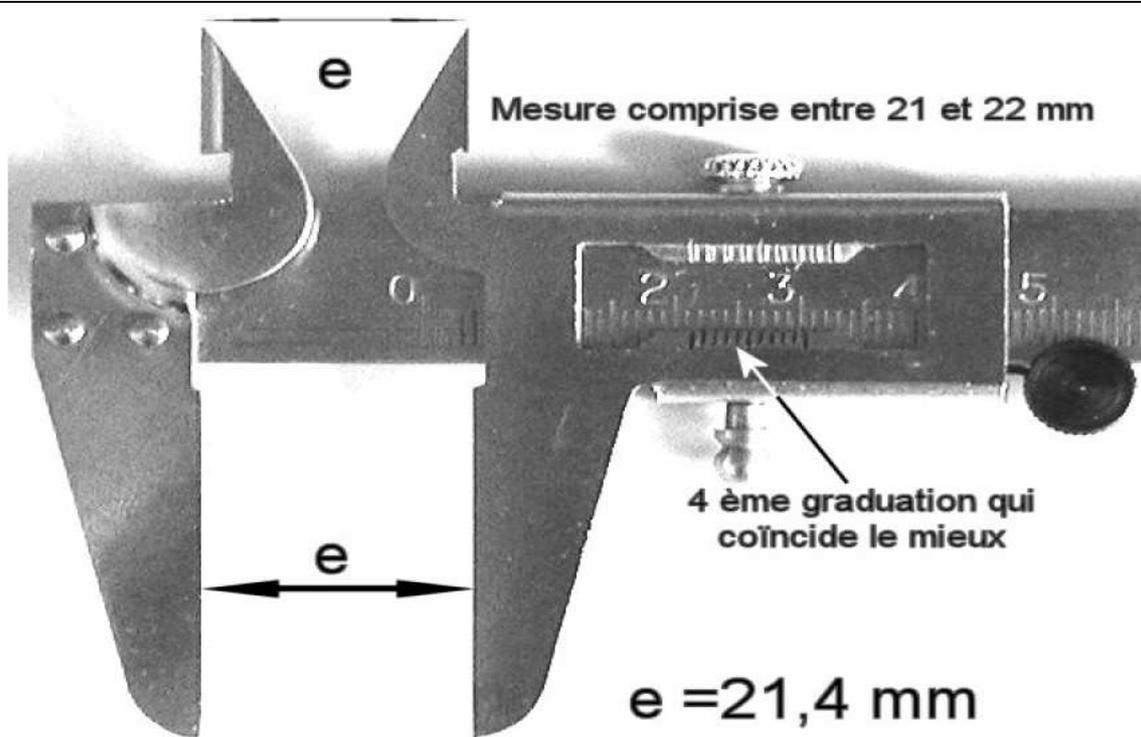


Fig.69

La mesure de la cote se fait : En mm sur la règle

En fraction de mm sur le vernier, trait de celui-ci en coïncidence avec une division de la règle.



Dans cet exemple, la 3^e division du vernier coïncide avec un trait de la règle. La mesure est donc 2,3 mm \pm 0,1 mm.



Dans cet exemple, aucun trait du vernier ne coïncide parfaitement. Néanmoins, la 2^e et la 3^e division sont assez près d'un trait de la règle. La longueur à mesurer est alors supérieure à 2,2 mm, mais inférieure à 2,3 mm; l'on dira 2,35 mm \pm 0,05 mm.

Fig.70

6.1.1.3. Types de verniers et leur utilisation

Si la règle est toujours graduée en mm, il n'en est pas de même pour le **VERNIER**. Celui-ci, gravé sur le coulisseau, a une graduation particulière dont le nombre de divisions va déterminer la précision de lecture du calibre à coulisse.

Le **Vernier au 1/10^e** possède 10 graduations égales, et mesure 9 mm. 1 graduation = 0,9 mm.
Précision du 1/10^e = 0.1 mm

Le **Vernier au 1/20^e** possède 20 graduations égales, et mesure 19 mm. 1 graduation = 0,95 mm.
Précision du 1/20^e = 0.05 mm

Le **Vernier au 1/50^e** possède 50 graduations égales, et mesure 49 mm. 1 graduation = 0,98 mm.
Précision du 1/50^e = 0.02 mm

MÉTHODE GÉNÉRALE DE LECTURE

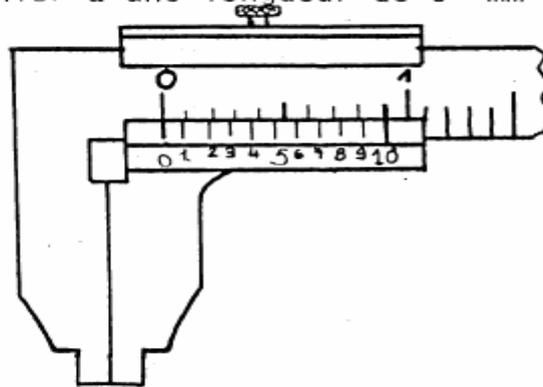
- 1° Lire le nombre entier de mm, à gauche du zéro du vernier.
 - 2° Localiser la graduation du vernier (une seule possible) qui coïncide avec une graduation quelconque de la règle
 - 3° Ajouter les millimètres, les 1/10^e, 1/20^e ou 1/50^e, selon les cas, pour obtenir la mesure exacte.
-

Selon le degré de précision on distingue :

- _ Vernier au dixième (1\10^{ème})
- _ Vernier au vingtième (1\20^{ème})
- _ Vernier au cinquantième (1\50^{ème})

a)- Vernier au dixième (1\10^{ème})

Le vernier à une longueur de 9 mm divisé en 10 parties égales



Quand le zéro du vernier coïncide avec celui de la règle (lecture zéro), la distance c_1 entre le 1 du vernier et le 1 de la règle est:

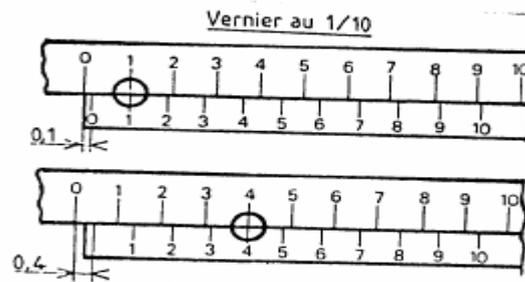
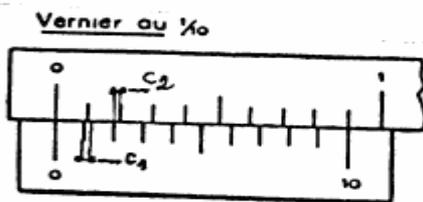
$$c_1 = 10/10 - 9/10 = 1/10 = 0,1 \text{ mm}$$

La distance c_2 entre le 2 du vernier et le 2 de la règle est:

$$c_2 = 2 \cdot 10/10 - 2 \cdot 9/10 = 2/10 = 0,2 \text{ mm}$$

et ainsi de suite $c_3 = 0,3 \text{ mm}$ etc....(fig.12).

Lorsque les divisions du vernier et de la règle 1 et 1, 2 et 2, 3 et 3 etc... viennent en coïncidence, la distance entre le zéro de la règle et le zéro du vernier (distance entre les becs) est respectivement de 0,1, 0,2, 0,3, etc...



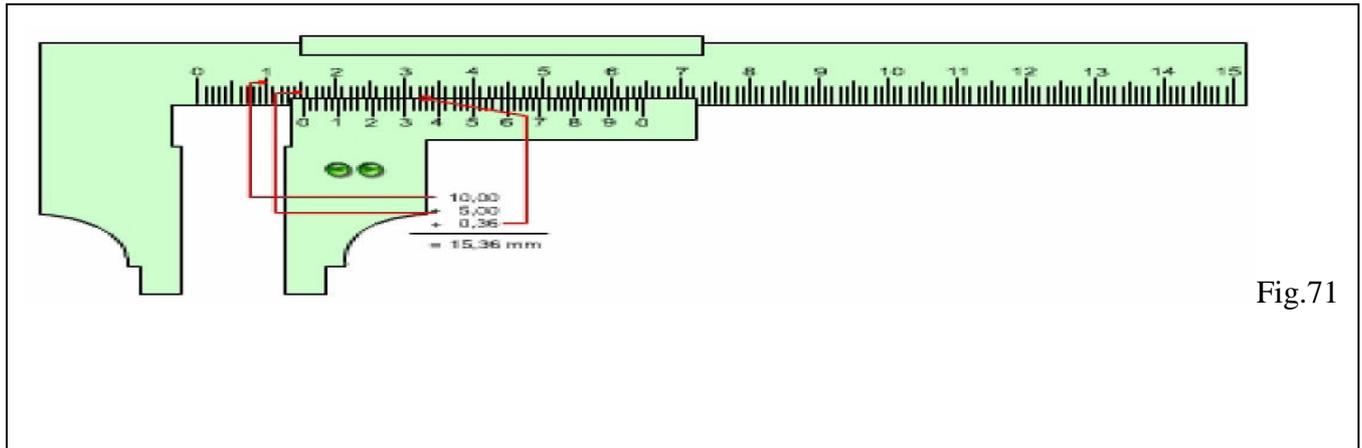
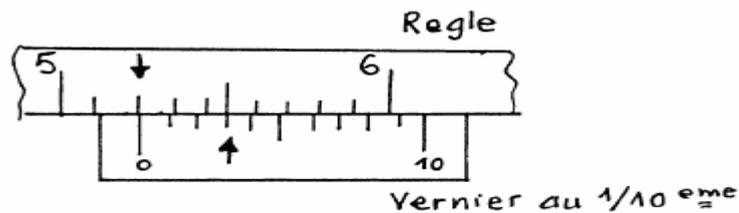


Fig.71

Exemple de lecture

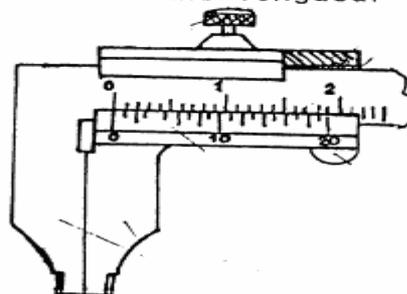


Sur la règle (fig.14), on lit 52 mm et sur le vernier on a la division 3 qui coïncide avec la division de la règle et puisqu'il s'agit d'un vernier au dixième, la lecture finale sera:

$$52 + 3/10 = 52,3 \text{ mm}$$

b)- Vernier au vingtième (1/20^{ème})

Ce type de vernier à une longueur de 19 mm divisée en 20 parties égales



Lorsque le zéro de la règle coïncide avec celui du vernier, le décalage entre les divisions du vernier 1, 2, 3, etc...et celles de la règle 1, 2, 3, etc...sont respectivement 1/10, 2/20, 3/30, etc...

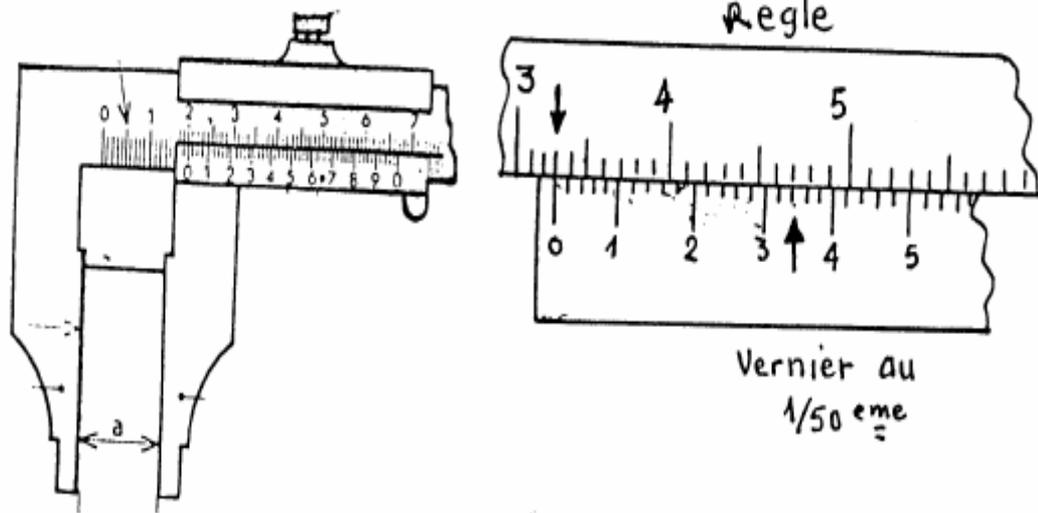
La figure 16 indique une lecture de:

$$62 \text{ mm} + 6/20 \text{ mm} = 62,3 \text{ mm}$$

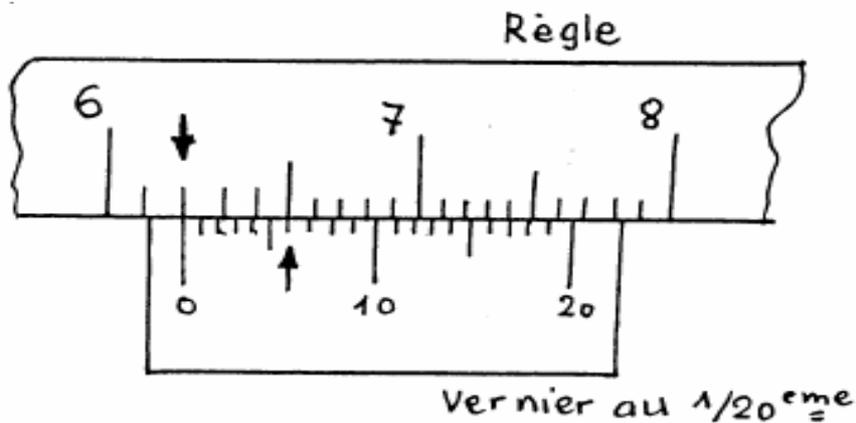
Le nombre 6 correspond à la graduation du vernier qui coïncide avec celle de la règle.

c)- Vernier au cinquantième ($1/50^{ème}$)

C'est le type de vernier le plus utilisé dans le domaine de la mécanique, sa longueur est de 49 mm divisée en 50 parties égales



Les lectures se lisent en $1/50^{ème}$ de millimètre que l'on peut transposer en centième $1/50 = 2/100$, c'est-à-dire chaque petite division du vernier est égale à $2/100$.



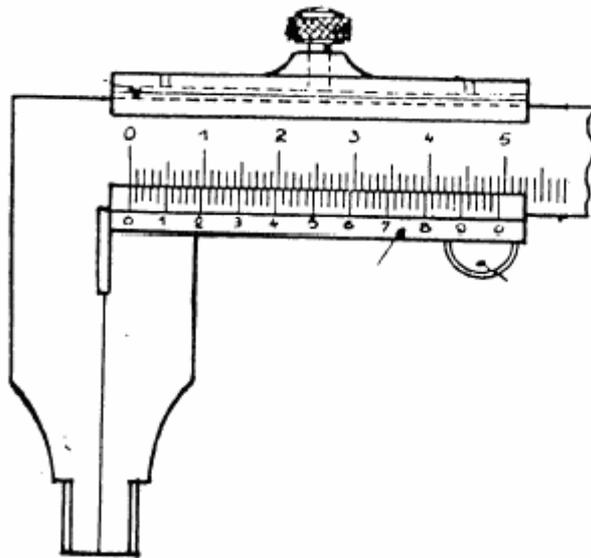
$$33 \text{ mm} + 32 \times 2 / 50 \times 2 \text{ mm} = 33 + 64 / 100 = 33,64 \text{ mm}$$

5.1.2.2. Caractéristique et adaptation des becs

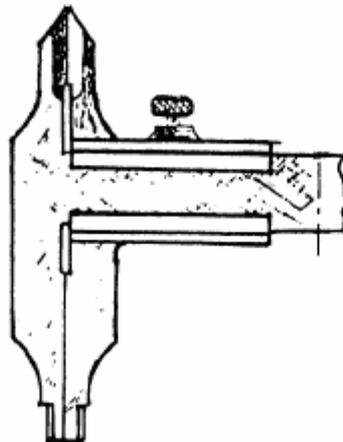
La capacité maximale de mesure des pieds-à-coulisse est de 250 mm à 1500 mm avec des verniers de 1/10, 1/20 et 1/50.

Les types de becs généralement rencontrés sont du type à:

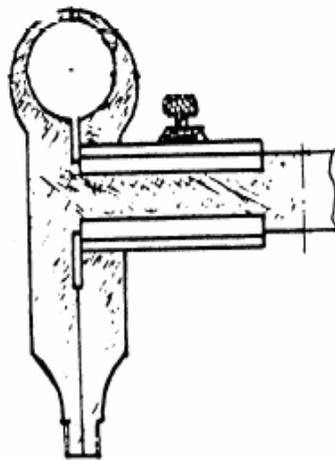
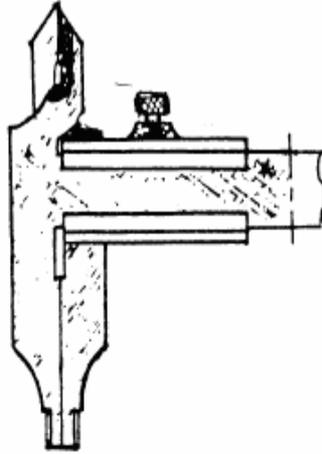
a)- becs simples,



b)- Becs à pointes ou couteaux



c)- Becs d'intérieur ou Becs à biseaux



-)- Jauge d'intérieur (ou de profondeur)

Elle est utilisée pour la mesure des longueurs d'épaulement intérieur, profondeur de rainures etc...

Son utilisation est la même que le pied-à-coulisse

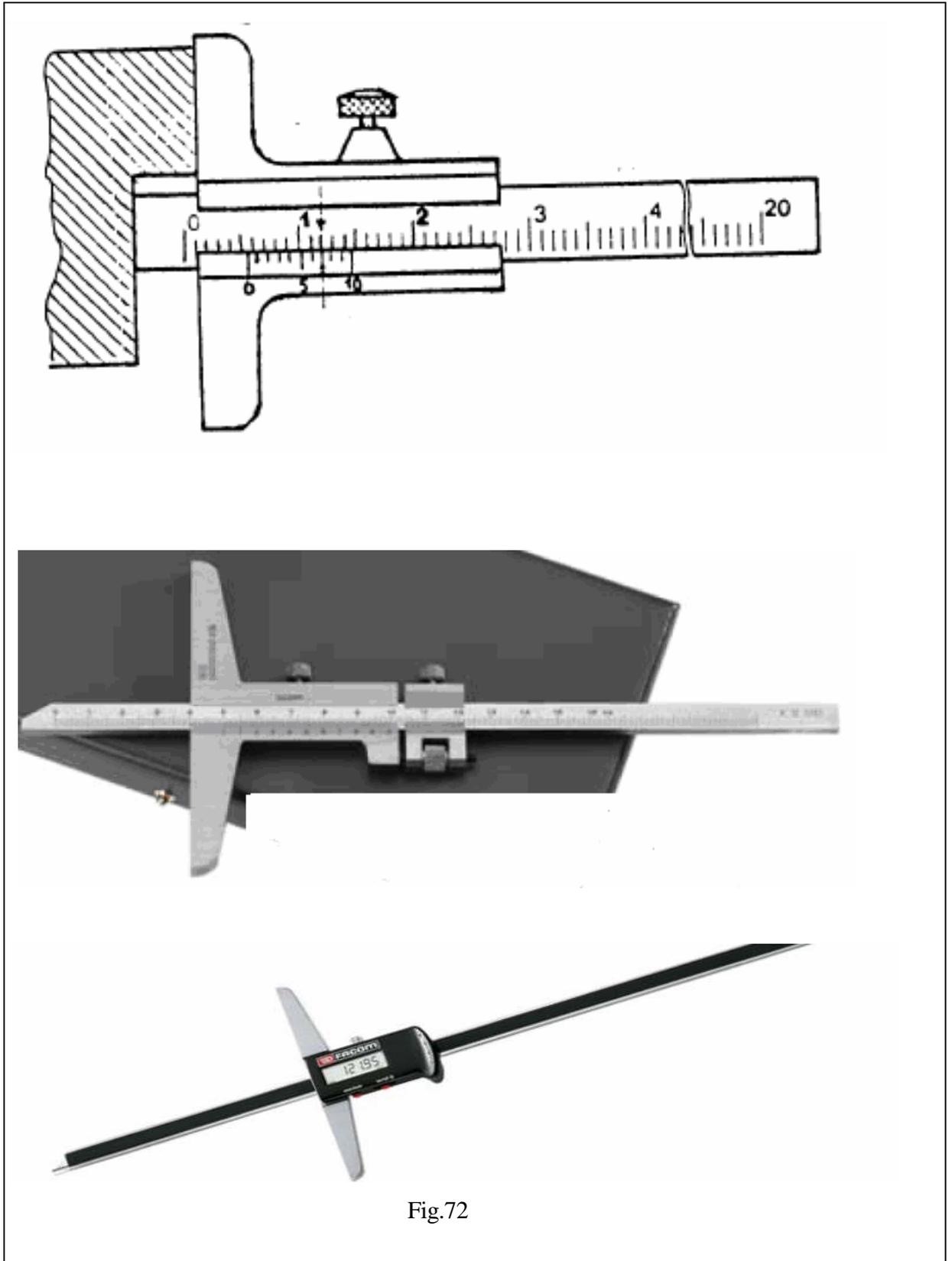


Fig.72

f)- Pied-module

C'est un double pied-à-coulisse conçu pour mesurer l'épaisseur des dents d'engrenage. Il comprend un pied normal dont les pointes des becs sont situées sur le cylindre primitif de l'engrenage à mesurer et un pied de profondeur.

La mesure de l'épaisseur (e) de la dent s'effectue après réglage de la hauteur (h)

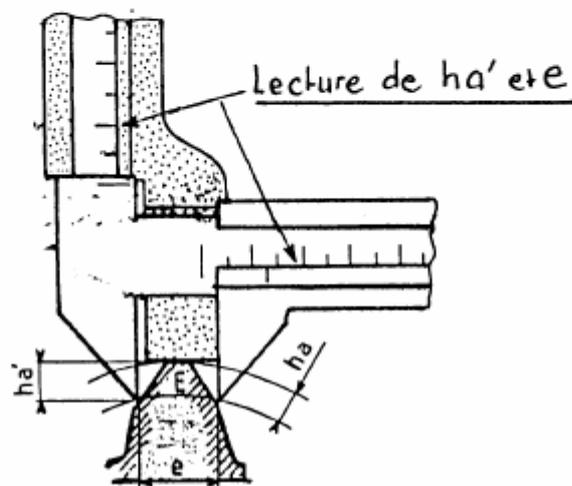


Fig.73

Autres types de pieds à coulisse

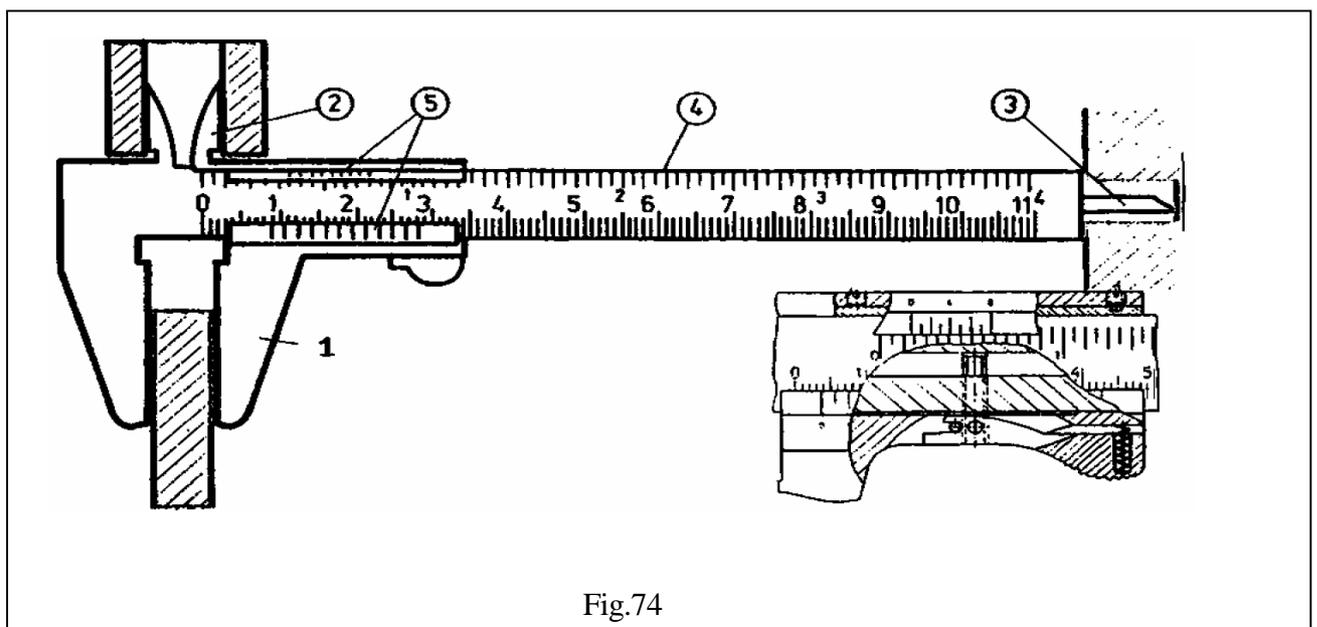
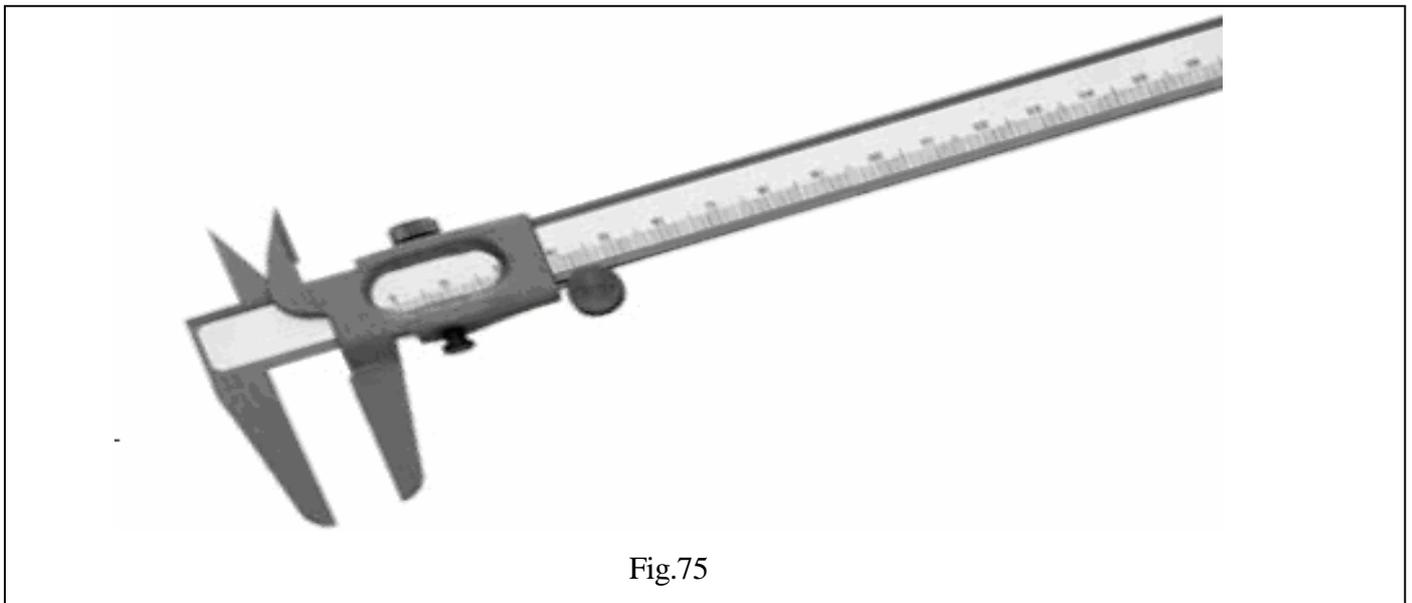


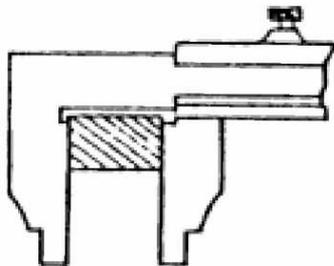
Fig.74



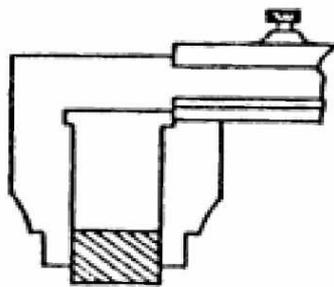
Utilisation des pieds à coulisse

LA TENUE DU CALIBRE À COULISSE

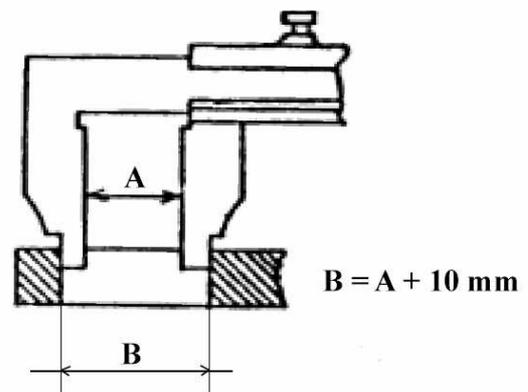
Mesure correcte



Mesure incorrecte



Mesure intérieure



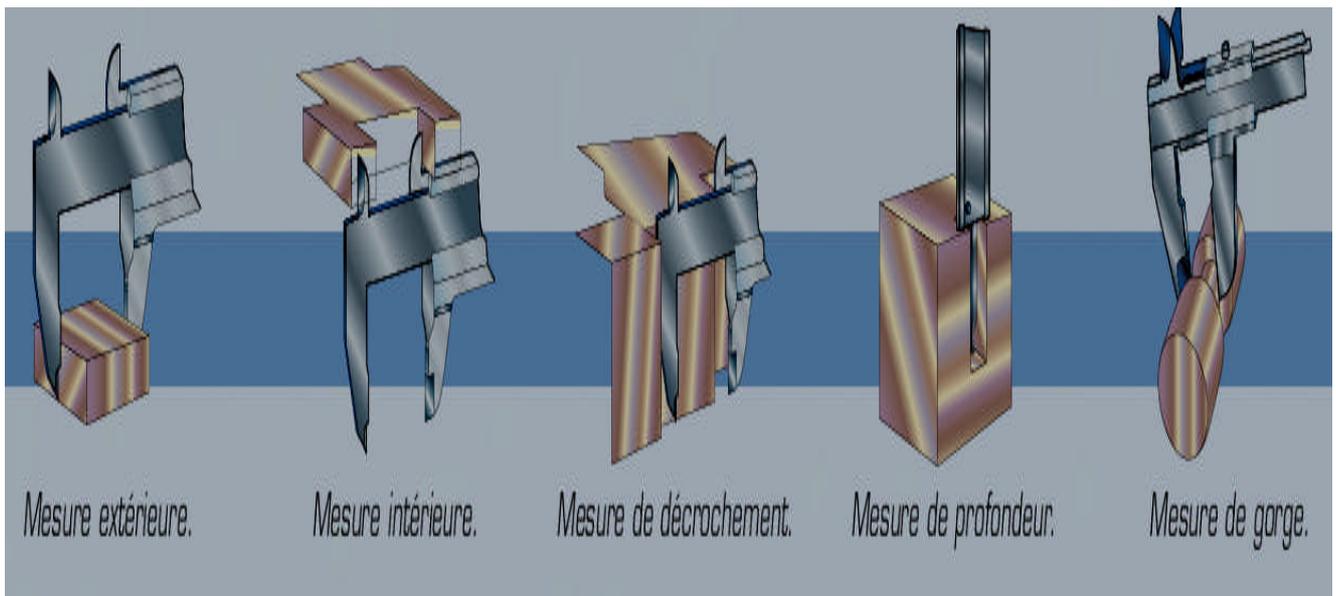
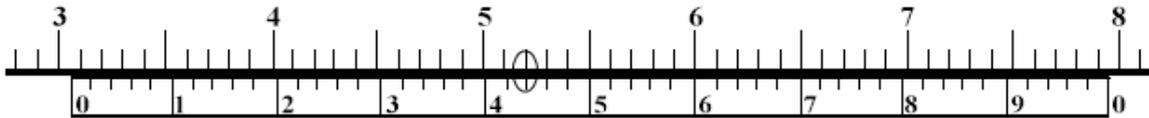


Fig.76

EXERCICES DE LECTURE

Lecture : 30,44 mm



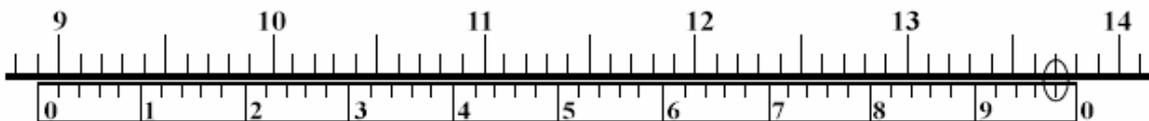
Lecture : 15,86 mm



Lecture : 41,14 mm



Lecture : 89,98 mm



Lecture : 121,38 mm



Lecture : 70,74 mm



Lecture : 131,04 mm



Lecture : 111,48 mm



g) Pied-à-coulisse à montre comparateur

La figure 77 représente un type de pied à coulisse à montre comparateur, avec bords intérieurs et jauge de profondeur, ayant une capacité de mesure de 150 mm et une précision de 0,01 mm.

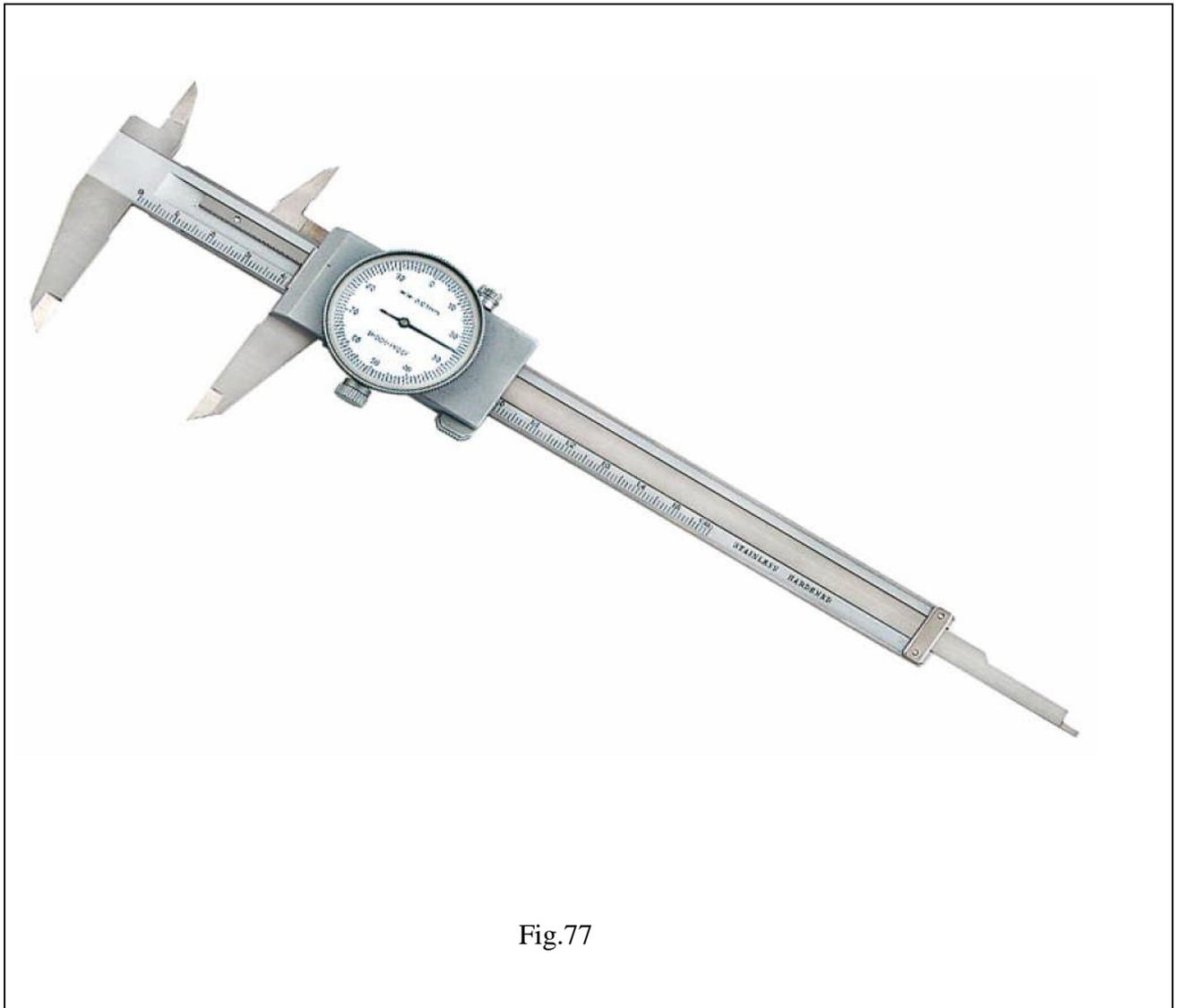
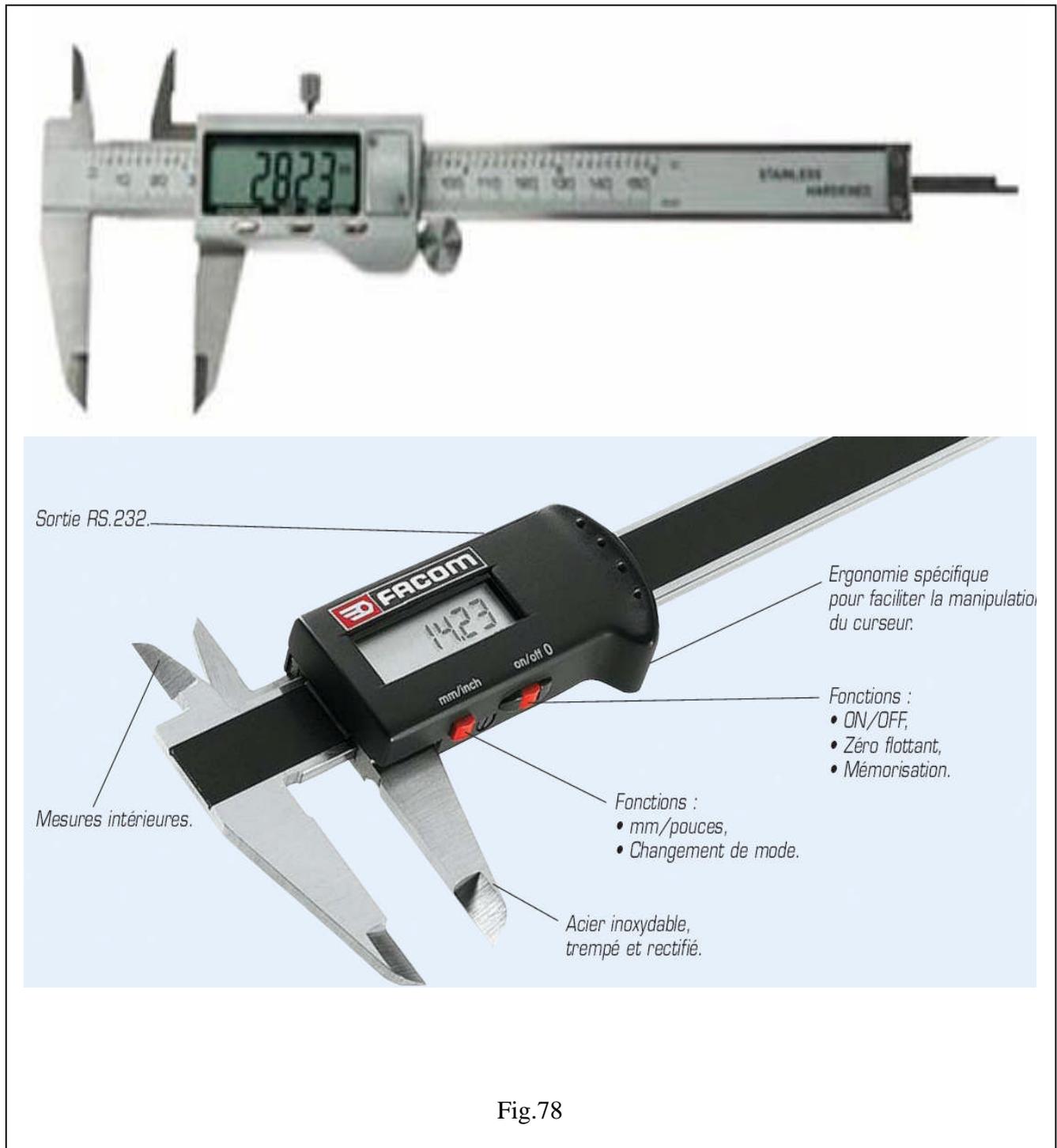


Fig.77

h) Pied-à-coulisse à lecture digitale

La figure 78 représente un pied-à-coulisse avec becs intérieurs et jauge de profondeur, possédant une capacité de mesure de 150 mm avec une précision de 0,01 mm. La mise à zéro peut se faire dans toutes les positions.



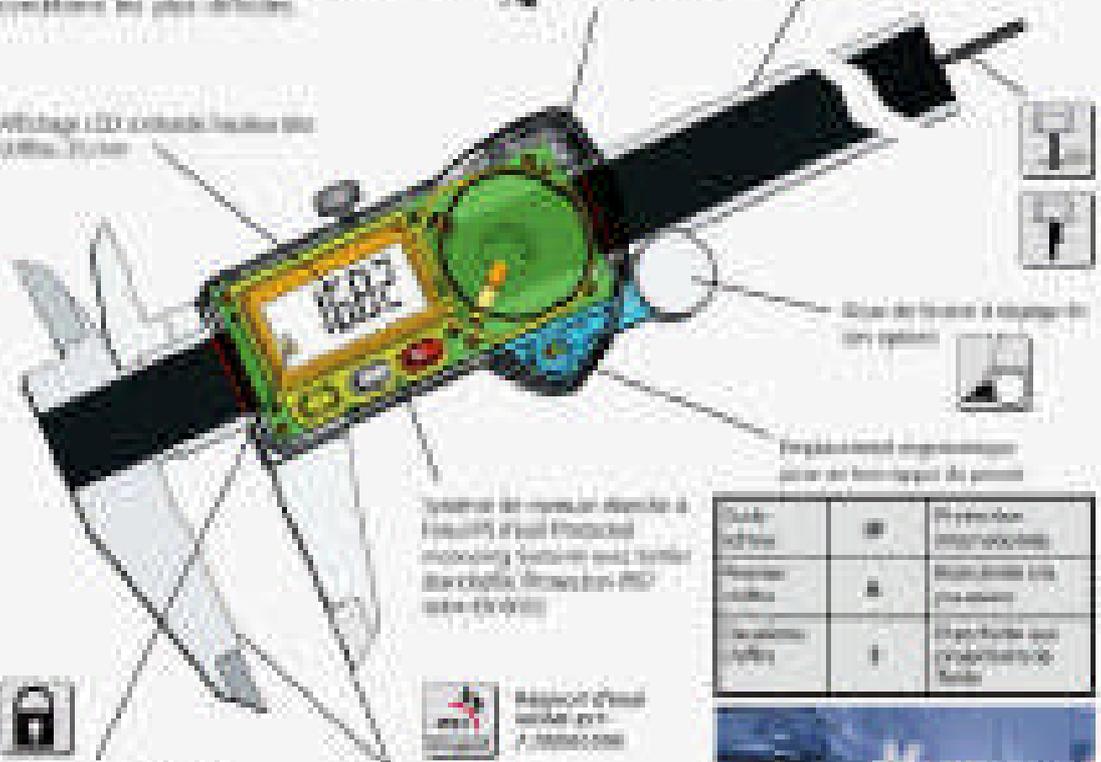
MarCal Pro à coulisse

► Le pied à coulisse numérique MarCal Pro à coulisse est un instrument de précision (NIST) pour les ateliers-fabrics et petits ateliers dans les conditions les plus difficiles.

Boîtier robuste en acier
 1/20000" de précision
 Mesure de longueur
 0,0001" (0,00254 mm)

Boîtier renforcé en
 aluminium anodisé à grain
 6061-T6

Écran LCD couleur haute résolution



Systeme de mesure directe à haute précision
 necessary volume and length
 MarCal Pro avec NIST
 0,0001" (0,00254 mm)

On/Off	⏻	Prise en charge
Menu	⏻	Navigation sur l'écran
Unité	⏻	Changement de l'unité de mesure



La fonction de verrouillage



Libération de la fonction de verrouillage

La fonction Release Lock

1. Appuyer sur le bouton de verrouillage 2. Appuyer de la fonction lock

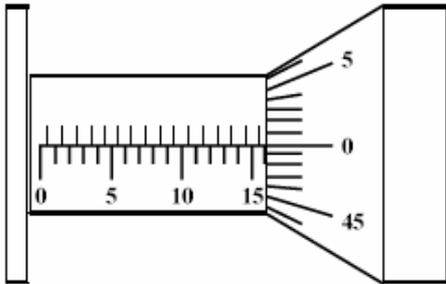


Avantages de la fonction Release Lock

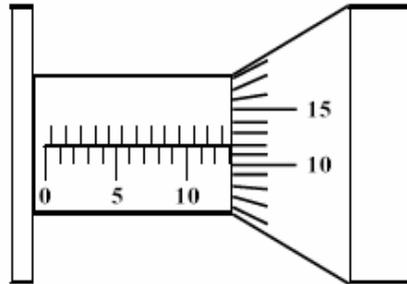
- La position est en lecture
- Plus de flexibilité manipulation
- Le pied à coulisse est toujours prêt à l'emploi

Fig.79

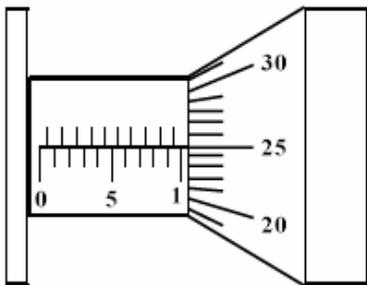
EXERCICES DE LECTURE



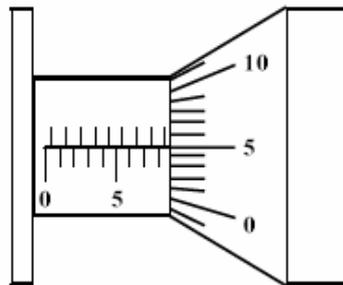
Lecture : 16,00 mm



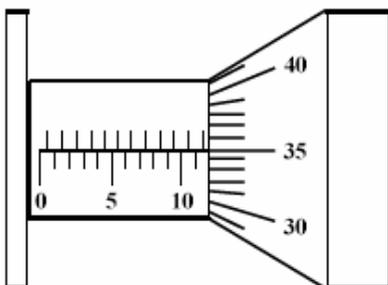
Lecture : 13,12 mm



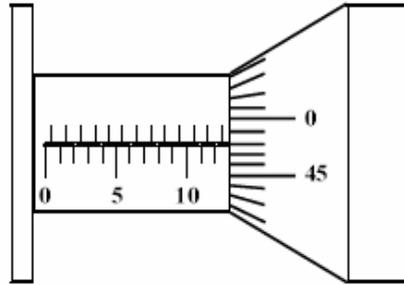
Lecture : 10,25 mm



Lecture : 8,55 mm



Lecture : 11,85 mm



Lecture : 12,98 mm

6.1.1.3. Micromètre (ou palmer)

Le Micromètre ou palmer (nom de son inventeur français), figure. 80, est un instrument de mesure directe pouvant délivrer des mesures avec une précision de 10 microns de mm et même de 1 micron de mm, donc sa précision est plus grande que celle du pied-à-coulisse .



Fig.80

6.1.1.3.1. Principe d'utilisation du palmer

Son utilisation est basée sur le principe Vis-Ecrou

La vis micrométrique constitue la touche mobile en rotation et en translation. La vis pénètre dans un corps cylindrique comportant la génératrice de repérage portant la graduation en mm et en demi-mm.

Lorsque la vis se déplace d'un tour la touche mobile se rapproche de la touche fixe du pas P égale à 0,5 mm, la douille ou tambour est divisé en 50 parties, dont chaque division représente 0,01 mm (1/100 mm).

C'est le même principe pour une vis micrométrique de pas égale à 1 mm et le tambour comportant 100 divisions.

L'autre partie du micromètre est la touche fixe réglable.

Le dispositif à friction permet de limiter la pression de contact des touches, ce qui évite les erreurs de mesure.

PRINCIPE DE LA LECTURE

VIS au PAS de 0,5 mm :

Le tambour est gradué en 50 parties égales.

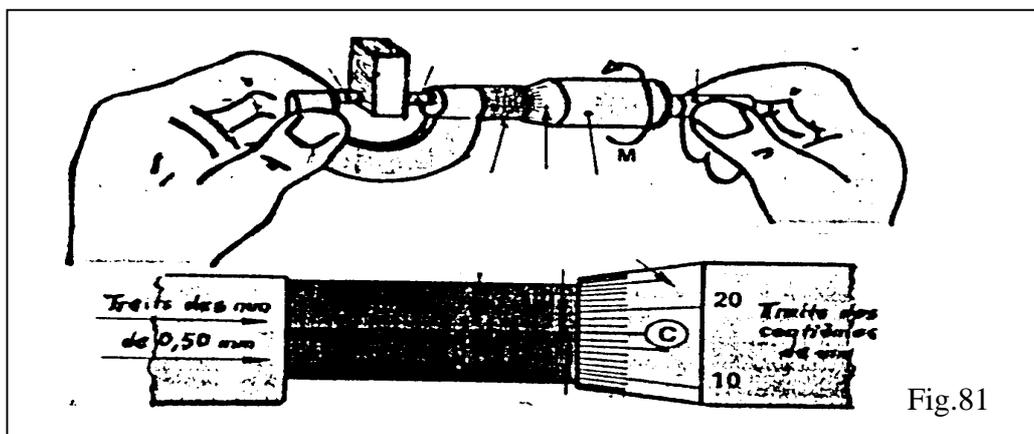
Chaque partie représente une lecture de $1/100^e$ de mm.

Il faut donc tourner le tambour de 2 tours pour que la touche mobile se déplace de 1 mm.

De 1 à 49 centièmes, la lecture est directe.

de 51 à 99 centièmes, il aura fallu ajouter 1 demi millimètre visible sur le manchon pour obtenir la valeur exacte.

Nous voyons donc que la lecture au micromètre présente une particularité demandant une certaine attention pour ne pas commettre d'erreur.



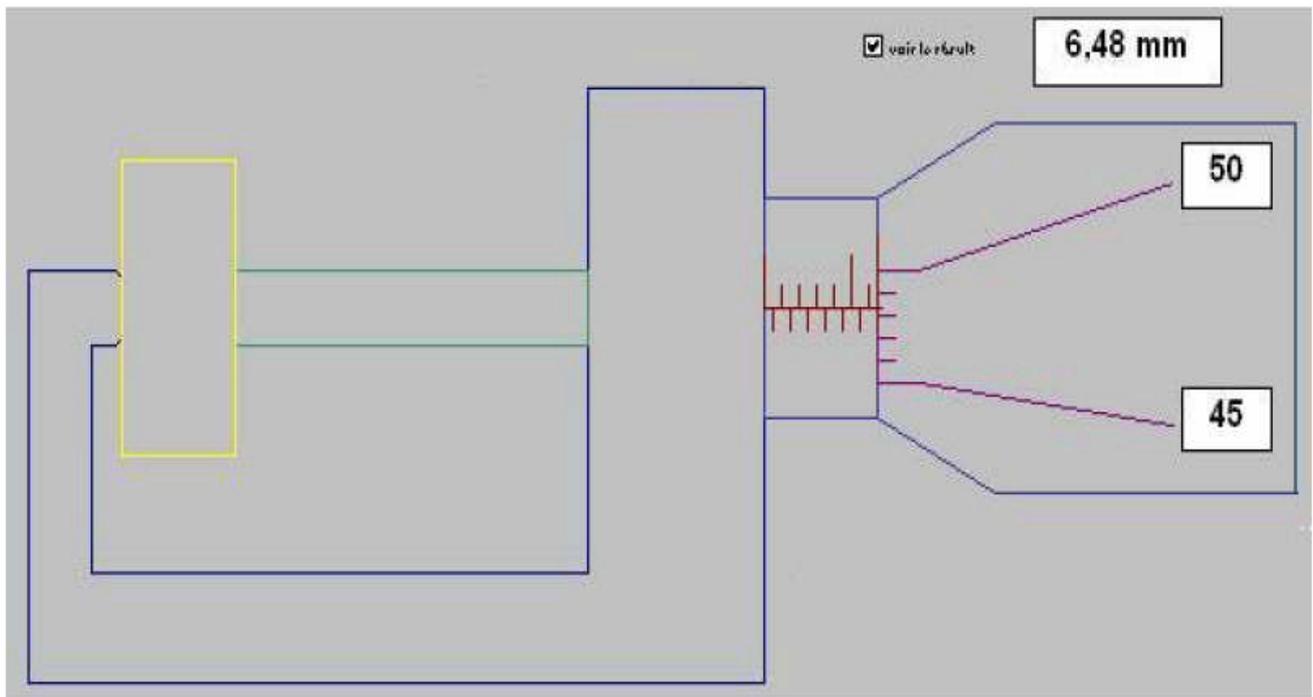
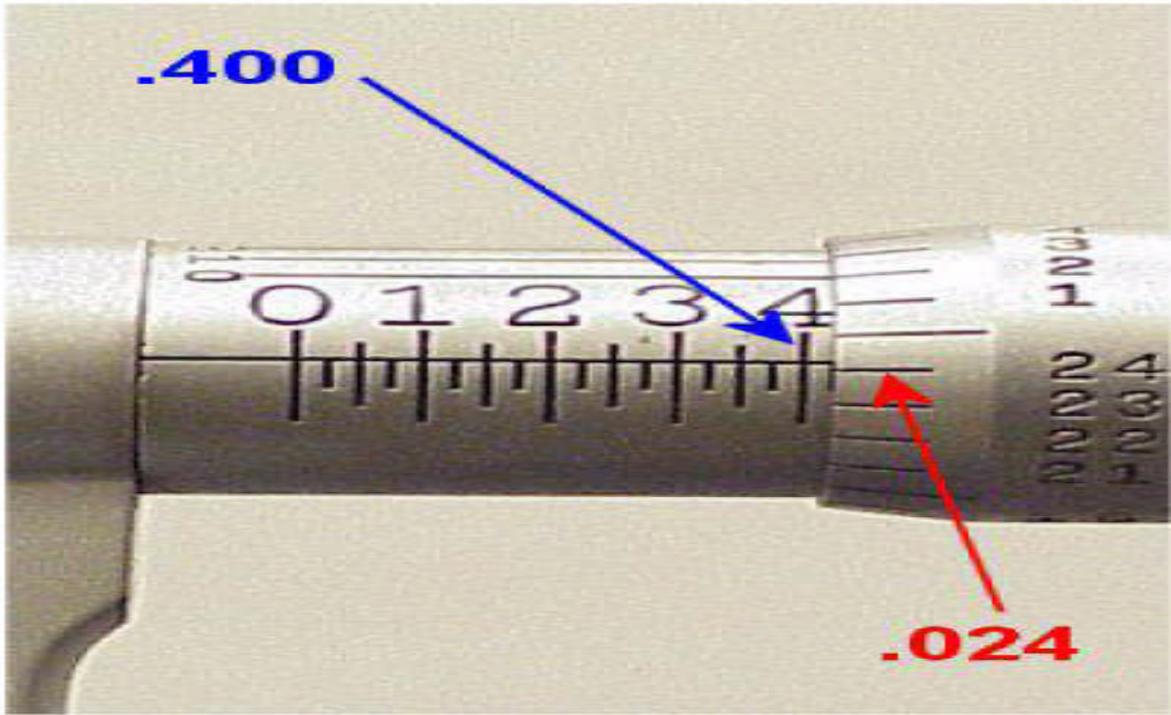
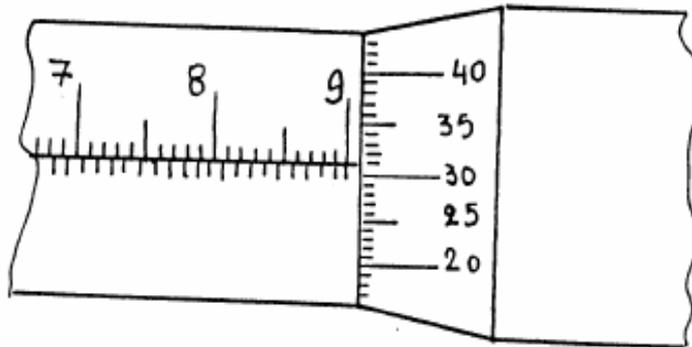


Fig.82

1^{er} cas,

Le demi-millimètre qui suit le millimètre n'apparaît pas, on lit:

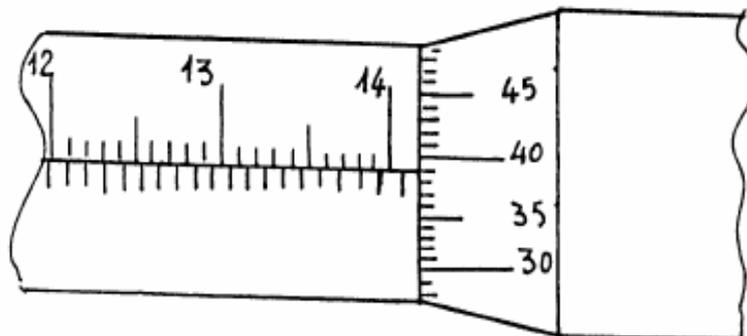
$$9 + 31/100 = 9,31 \text{ mm}$$



2^{ème} cas,

Le demi-millimètre qui suit le millimètre est découvert et on lit:

$$14 + 0,5 + 39/100 = 14,89 \text{ mm}$$



6.1.1.4. Etalonnage

La mise à zéro s'effectue généralement par rotation folle du tambour gradué à la demande d'un étalon de 10, 25, 50, etc.. placé entre les touches (figure.83)

La chaîne d'étalonnage est donc un moyen indispensable pour tout instrument de mesure, elle rend significatives ses indications. Elle permet aussi d'assurer l'identité des mesures effectuées tant sur le plan national que sur le plan international.

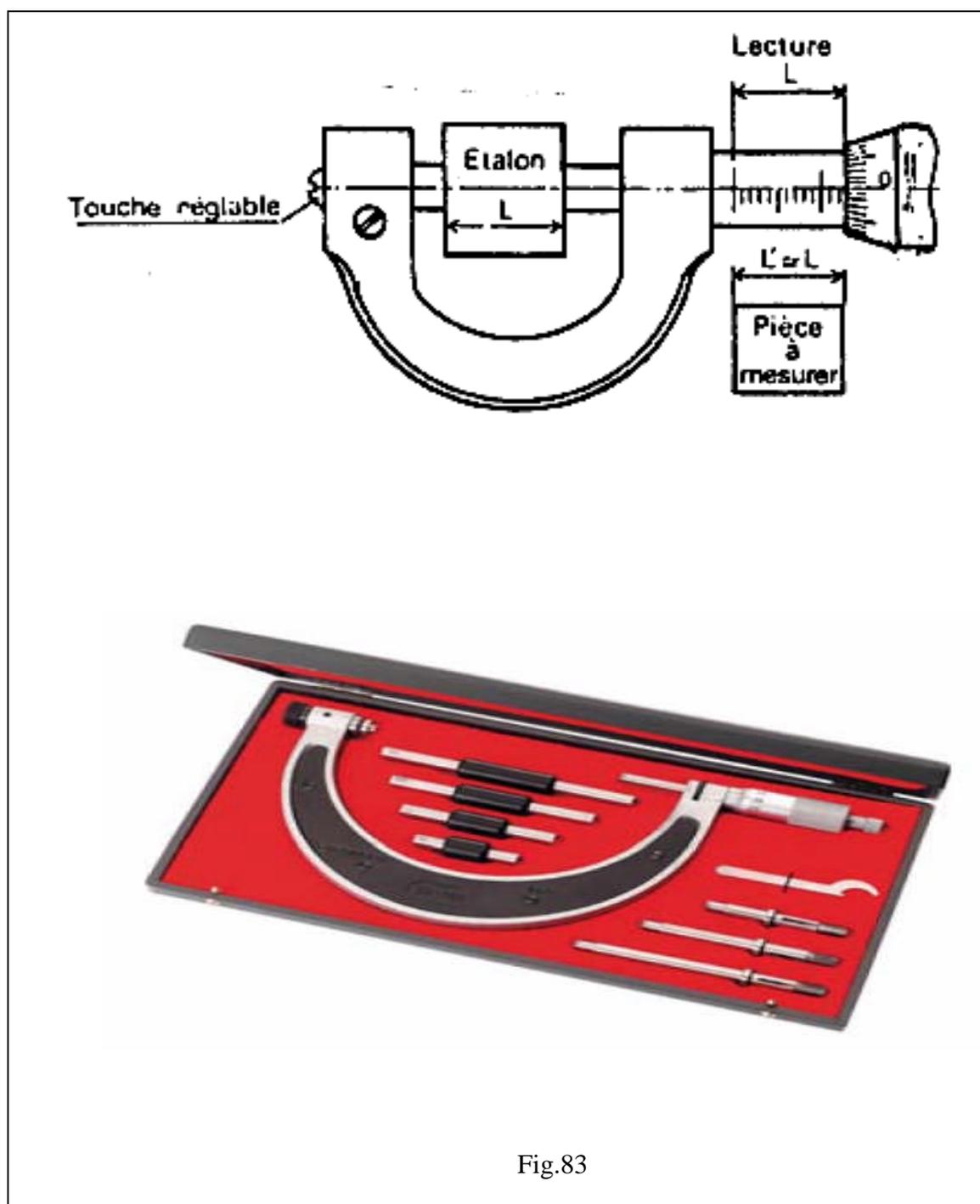
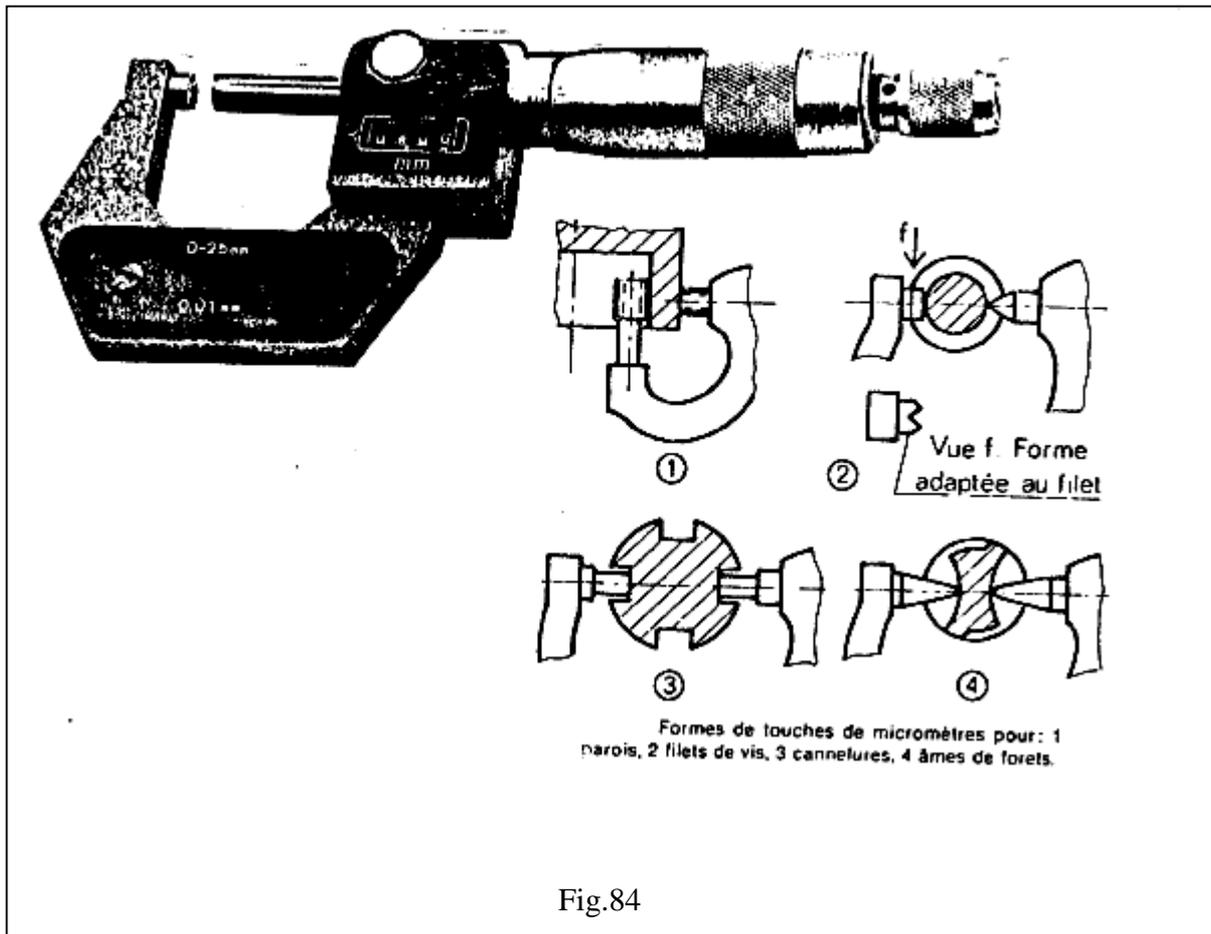


Fig.83

6.1.1.5. Micromètre d'extérieur à lecture numérique

Ce type de micromètre se différencie du type classique par l'affichage de la mesure de la cote. La mesure est donnée en millimètre avec une précision de 0,01 mm, fig.84.



6.1.1.6. Micromètre d'intérieur ou jauge micrométrique

En général il est utilisé pour la mesure des alésages, des cotes intérieures. Les deux touches opposées sont à bouts sphériques. Pour les alésages d'une cote inférieure à 25 mm on fait appel à des appareils spéciaux. Il existe d'autres types de micromètres d'intérieurs trois touches, pour la mesure des alésages.

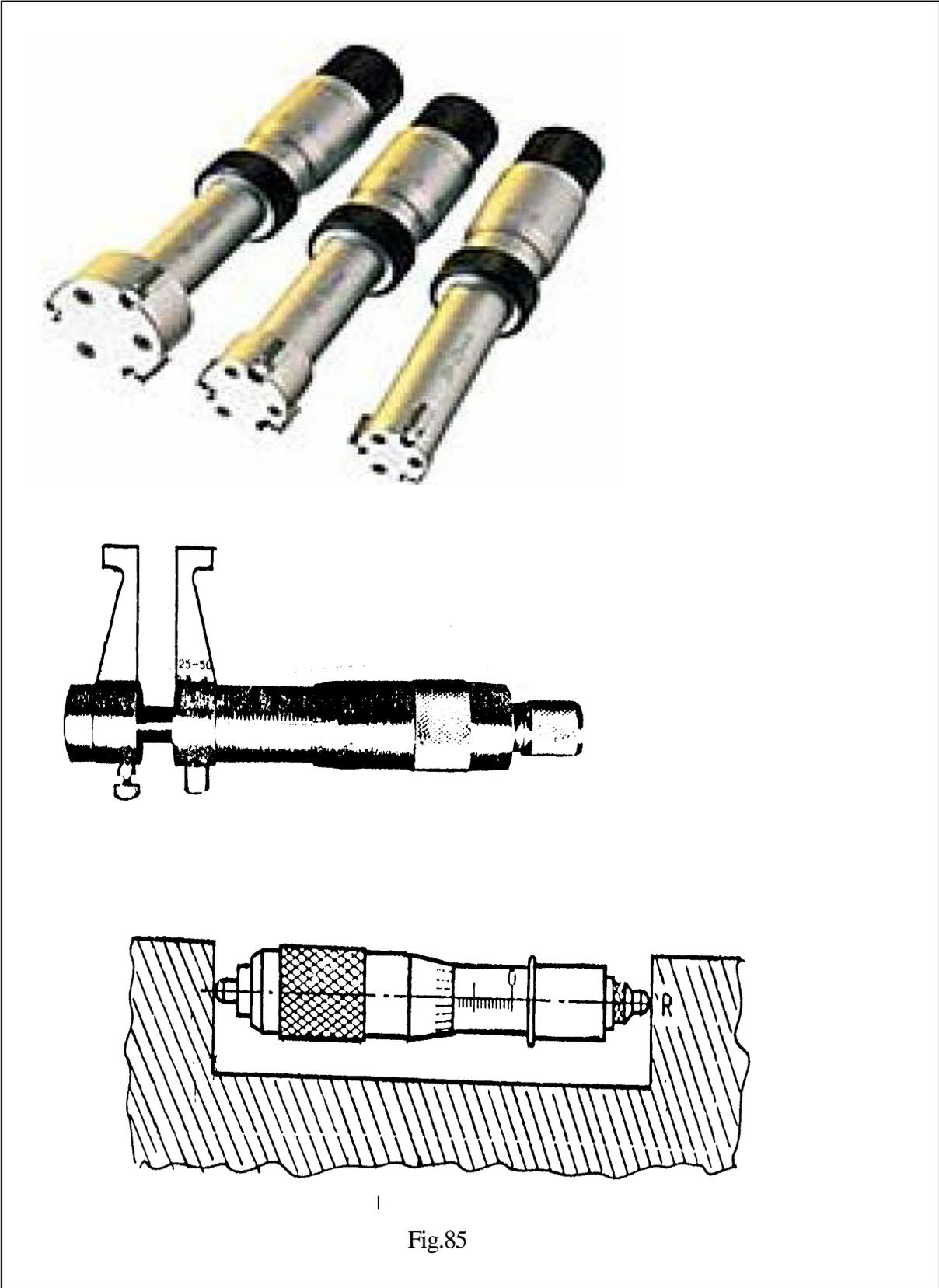


Fig.85

6.1.1.6. Jauge de profondeur

Son principe de fonctionnement est le même que celui du palmer de profondeur.

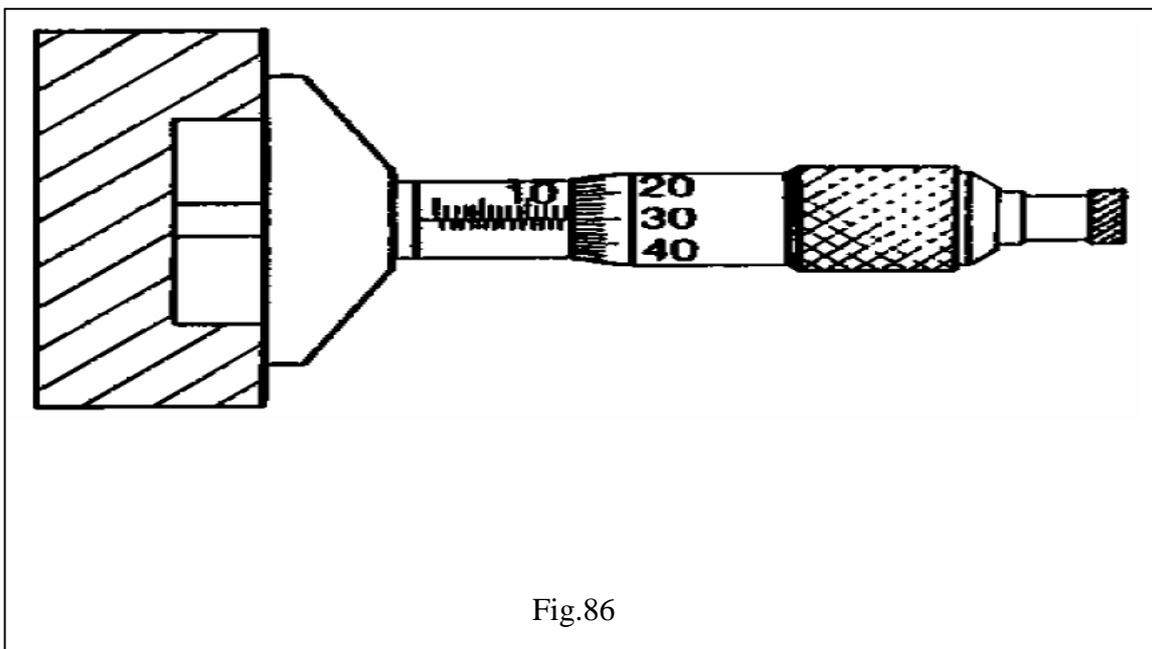
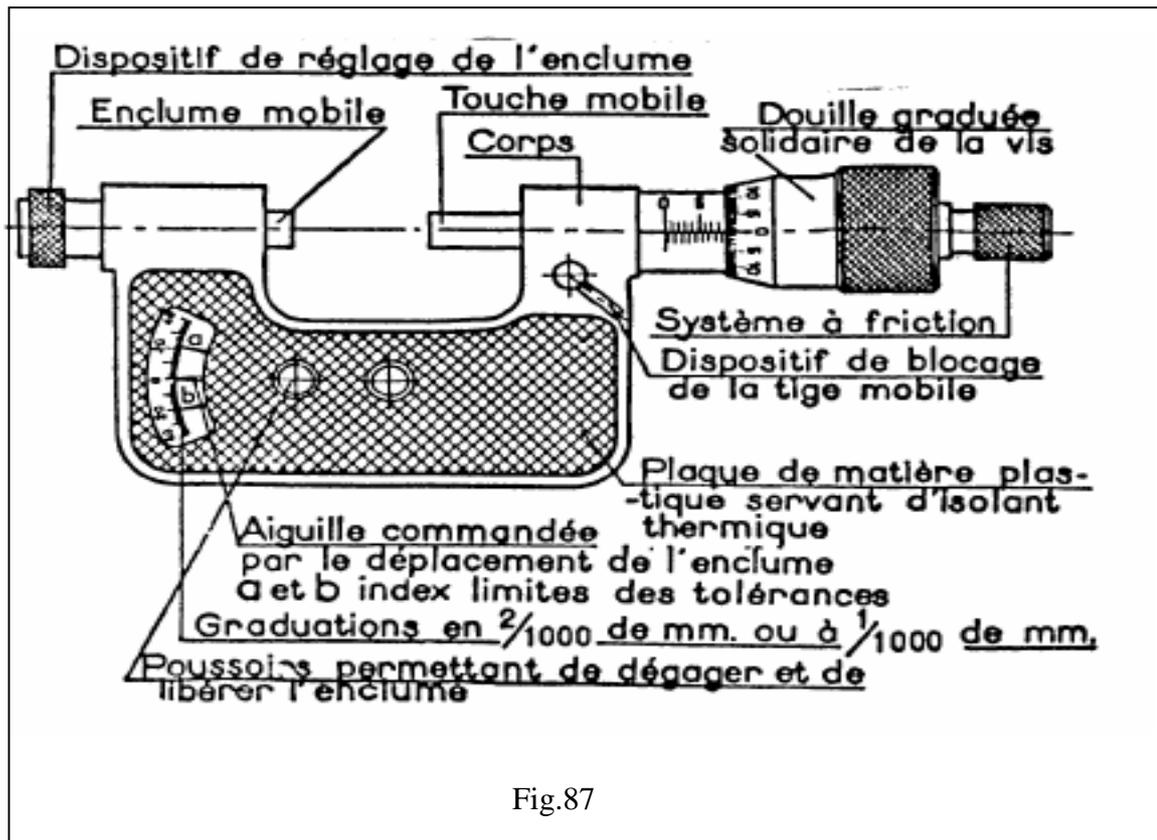


Fig.86

6.1.1.6. Micromètre de précision avec comparateur à aiguille incorporé

Il est appelé parfois le passamètre, permettant la mesure des cotes à $2/1000$ de mm près. La touche, qui est fixe sur les micromètres ordinaires, est ici mobile et son déplacement peut-être enregistré sur un cadran gradué en $2/1000$ de mm. Le déplacement de l'aiguille dans le cadran est commandé par la touche mobile, appelée aussi enclume. La position de l'aiguille est réglée par un dispositif se trouvant à l'extrémité de la touche mobile. Pour la mesure de la cote d'une pièce, cette dernière est placée entre les touches du passamètre et on agit ensuite sur le tambour jusqu'à ce que l'aiguille vienne en face du zéro de la graduation, à ce moment on peut lire la cote comme sur un micromètre ordinaire.



6.1.1.6. Micromètre à affichage digitale





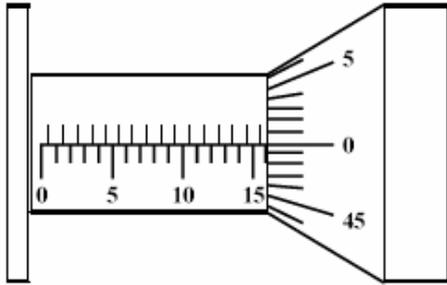
Fig.89

Remarques :

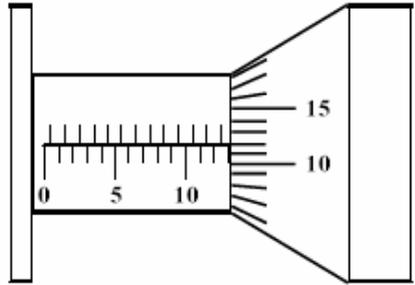
Afin de minimiser les erreurs lors de la mesure avec l'utilisation des pieds-à-coulisse et palmers, il faut:

- Utiliser un effort de serrage modéré, surtout pour les pieds-à-coulisse.
- Les surfaces de contacts avec la pièce doivent-être propres et leur application doit-être bonne.
- Eviter les erreurs de parallaxe (les lectures à affichage numérique ne comportent aucun risque d'erreurs).
- Entretien des instruments de mesure tels que nettoyage, graissage, rattrapage des jeux et surtout l'étalonnage qui doit être fréquent.

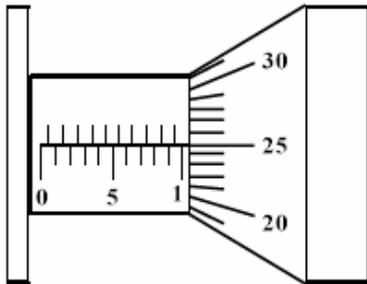
EXERCICES DE LECTURE



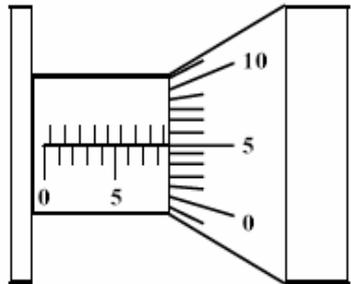
Lecture : 16,00 mm



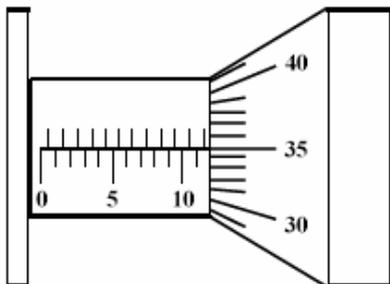
Lecture : 13,12 mm



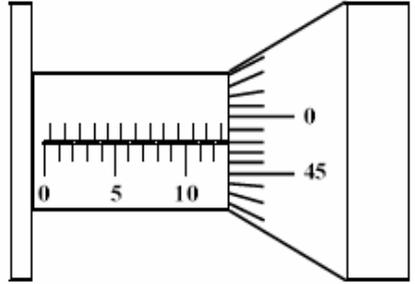
Lecture : 10,25 mm



Lecture : 8,55 mm



Lecture : 11,85 mm



Lecture : 12,98 mm

6.2. Sphéromètre

Le sphéromètre (figure. 90) est comparable à une jauge de profondeur. Il peut donner des mesures relativement plus précises, jusqu'à 0,001 mm. Il est utilisé généralement pour la mesure des surfaces sphériques et l'épaisseur des plaques. La précision de réglage dépend énormément du procédé de mesure, car le moment de l'établissement du contact est le plus délicat.

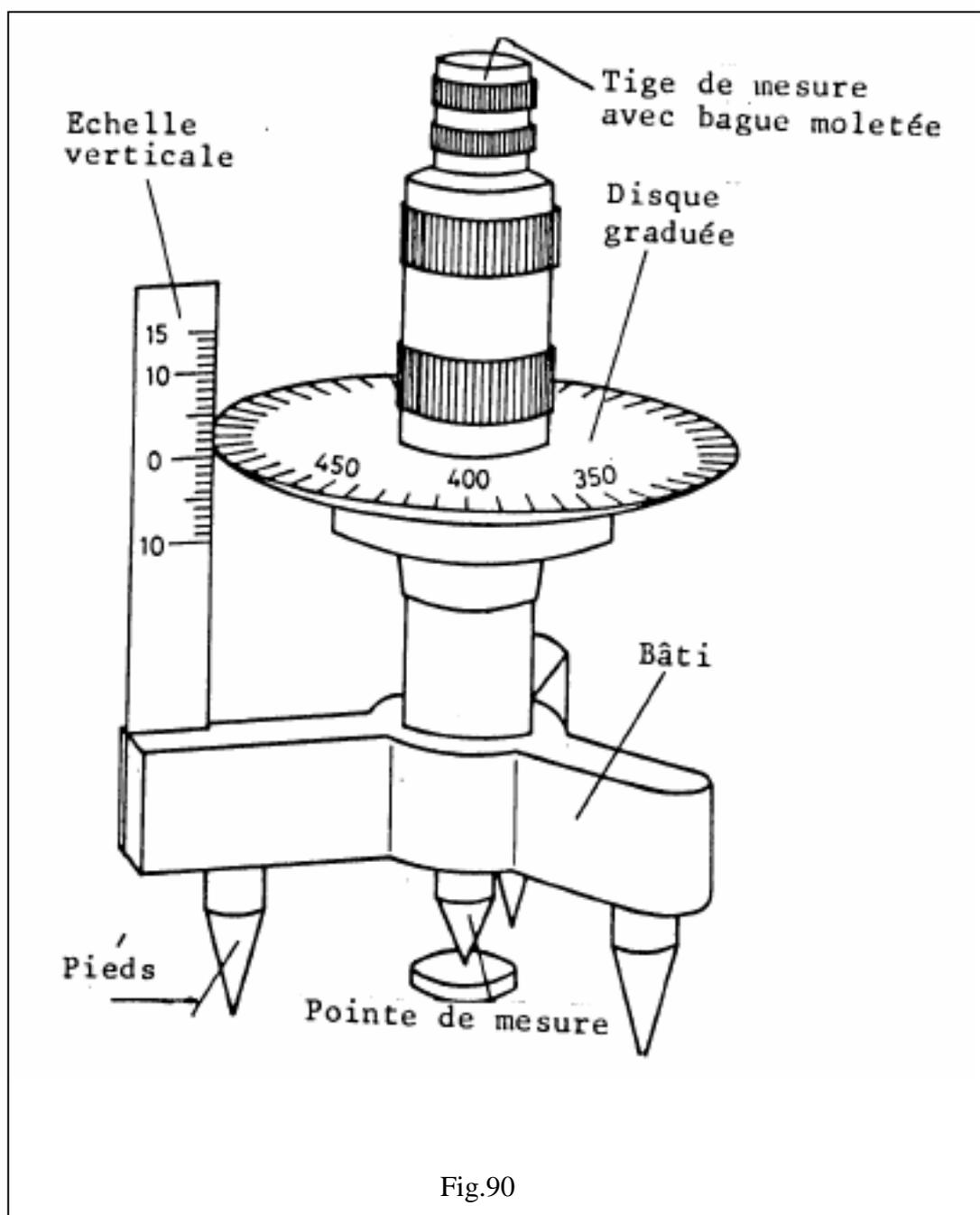
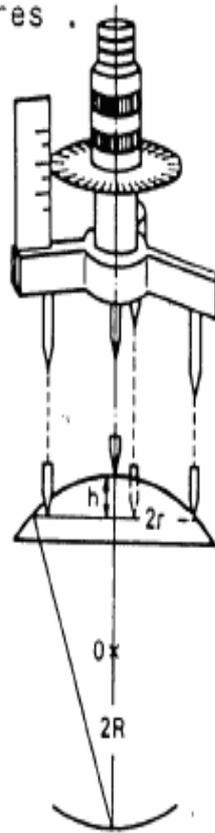


Fig.90

le montage pour déterminer les rayons de courbures .



Pour déterminer les rayons de courbures il est préférable de procéder à des mesures en plusieurs endroits, car le moment de contact est plus difficile à constater qu'avec des surfaces planes. Après quelques mesures, on devrait révéifier le point zéro du sphéromètre et le cas échéant le redéterminer.

Le rayon de courbure est déterminé par la relation suivante :

$$R = r^2 + h^2 / 2 h$$

où r est calculé à partir de la longueur mesurée a du côté du triangle équilatéral formé par les pieds du sphéromètre

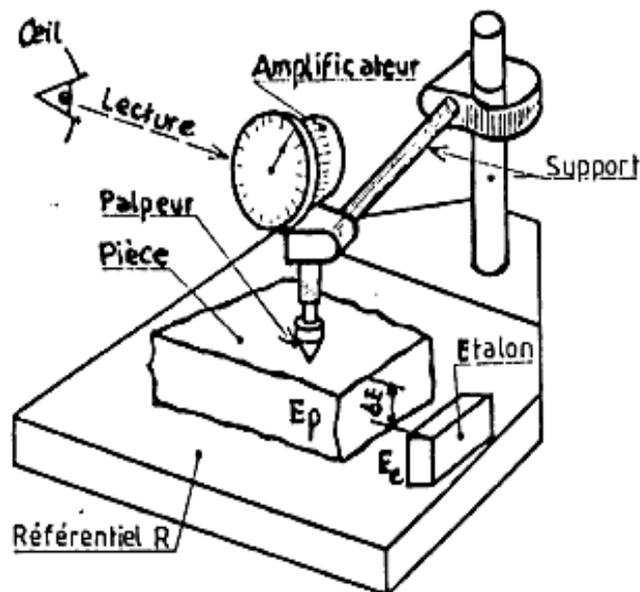
$$r = a/\sqrt{3}$$

6.3. Mesure indirecte ou par comparaison

La mesure indirecte consiste à obtenir l'écart ΔE (très faible) de cote existant entre la cote de la pièce E_p et celle de l'étalon E_e de dimension voisine.

L'écart ΔE est amplifié, visualisé, mesuré etc...

Le dispositif d'amplification peut-être mécanique, optique (électronique) ou pneumatique.



La pièce et l'étalon sont placés sur un même plan de référence, généralement on utilise le marbre et l'écart entre la pièce et l'étalon est lu avec son signe, car trois cas peuvent se présenter :

- $\Delta E > 0$ l'écart est positif si la pièce est plus grande que l'étalon.

- $\Delta E < 0$ l'écart est négatif si la pièce est plus petite que l'étalon.

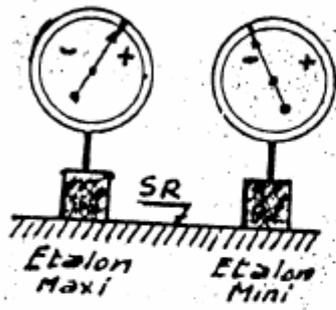
- $\Delta E = 0$ l'écart est nul si la pièce et l'étalon sont de même dimension.

Parfois la pièce à mesurer est comparée à une pièce prototype, dans ce cas si l'écart constaté demeure dans la tolérance prévue, la pièce est réputée bonne, en cas contraire elle est refusée.

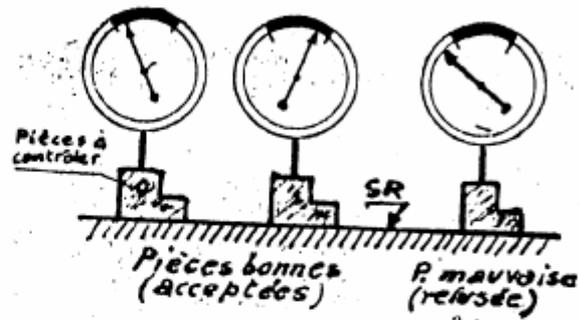
Ce type de mesure s'applique aussi bien à des dimensions linéaires qu'à des formes géométriques, par exemple un cylindre est contrôlé en diamètre, longueur, régularité des rayons, rectitudes des génératrices etc...

Contrôle des Pièces

Reglage des index

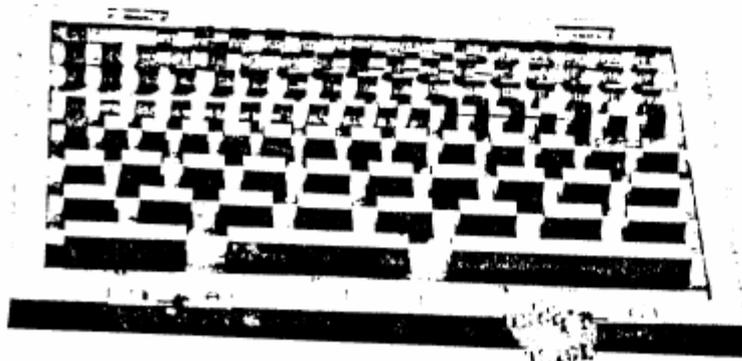


operation de controle

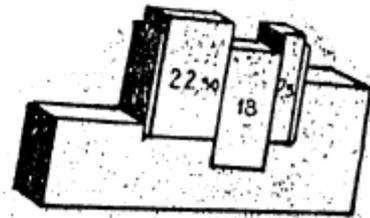


CALES ETALONS

Ce sont des pièces en acier trempé, ayant la forme d'un prisme rectangulaire et portant la cote nominale sur les faces de références, elles sont regroupées en jeux de 1 à 200 mm



Cales Johansson



Cales Manurhin

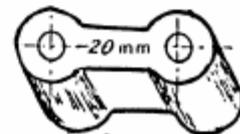


Fig.91

Il existe des cales en carbone de tungstène dont leur longévité par rapport aux cales d'acier est supérieure, en plus le carbone est inaltérable, insensible à la corrosion manuelle ainsi qu'à tout flux magnétique.

Les cales étalons doivent répondre aux conditions suivantes :

- Leurs surfaces de référence doivent posséder une planéité aussi parfaite que possible (tolérance $< 0,0001$ mm) pour leur permettre de se combiner entre elles par juxtaposition et par adhérence et d'obtenir la cote désirée (l'attraction moléculaire suffit à maintenir les cales l'une sur l'autre)

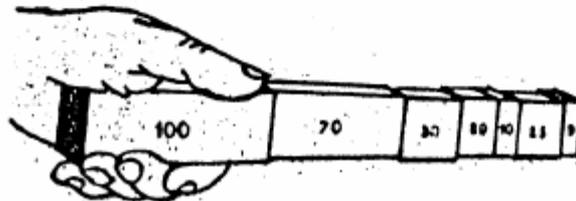


Fig.92

- Leurs faces de référence doivent être rigoureusement parallèles entre elles

- La cote indiquée sur la cale doit se rapprocher le plus possible de la cote absolue.

- La qualité de l'acier et le traitement thermique subit leur confèrent une très grande dureté afin d'éviter une usure qui rendrait les cales impropres à l'utilisation demandée.

Emploi des cales

Les cales sont groupées par jeu et pour réaliser un empilage de cales suivant une cote désirée, il faut chercher:

- Une cale contenant les millièmes
- Une cale contenant les centièmes
- Une cale contenant les dixièmes

- Une ou plusieurs cales permettant de compléter l'empilage.

Les cales ont un emploi très étendu et peuvent-être employées comme :

- Trusquin de précision avec un bec à tracer et un socle.

- Calibre à mâchoire.

- Contrôle d'alésage avec les becs demi-ronds.

- Réglage d'appareils de mesure par comparaison.

- Réglage des butées micrométriques etc...

6.3.1. COMPARATEUR A CADRAN

Dans la catégorie des appareils à amplification mécanique, le comparateur à cadran est le plus utilisé (figure.93).



Fig.93

L'amplification des déplacements du palpeur (touche) solidaire d'une crémaillère est obtenue par engrenage.

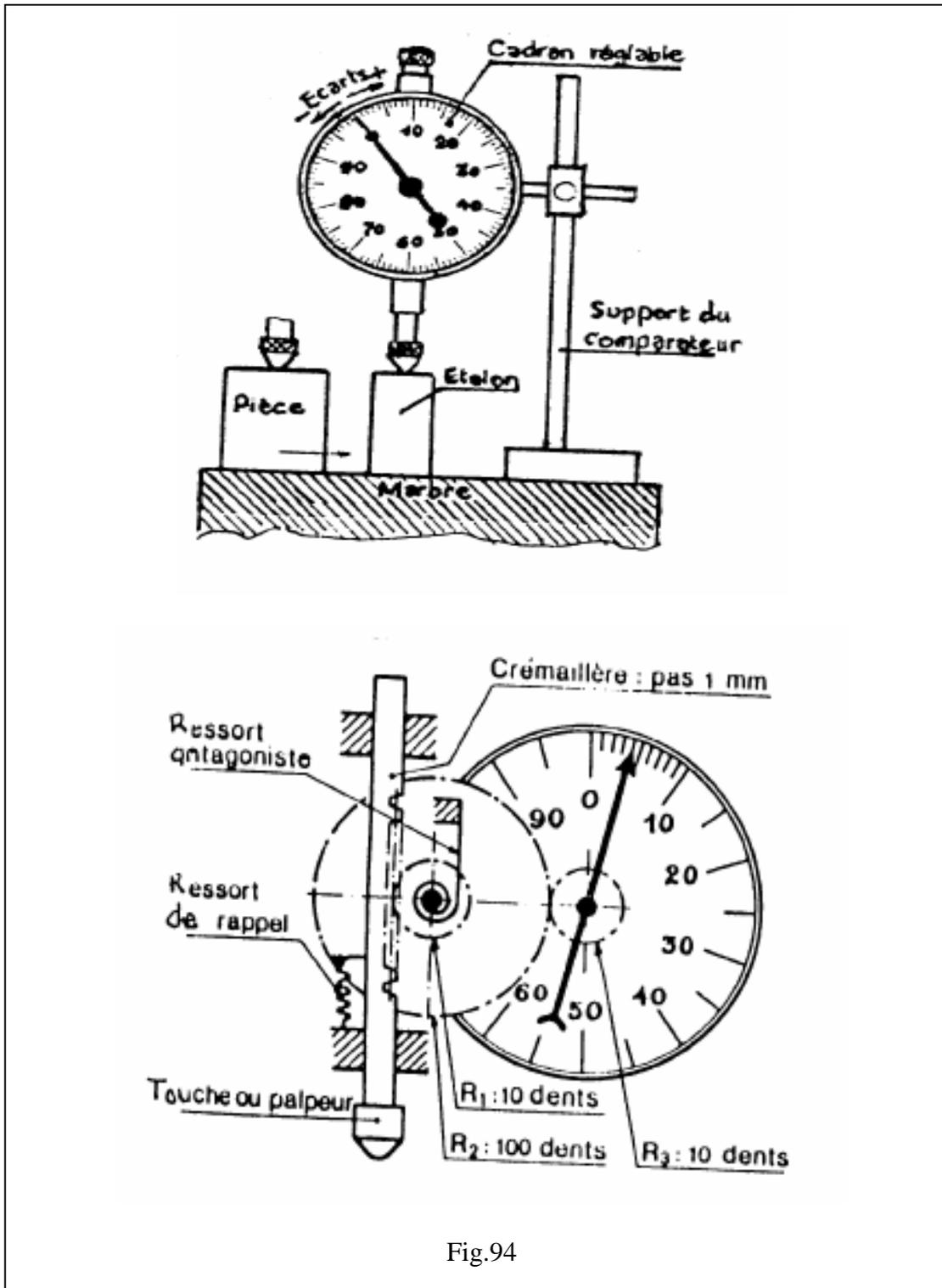


Fig.94

Lorsque la crémaillère (le palpeur) se déplace de 1 mm, soit une dent, le pignon R1 de 10 dents en prise avec la crémaillère tournera de 1 dent, soit 1/10ème de tour.

Le pignon R2 de 100 dents monté fixe sur l'axe du pignon R1 fera forcément 1/10ème de tour, soit une rotation de $100/10 = 10$ dents.

Le pignon R3 portant l'aiguille et ayant 10 dents et engrenant avec le pignon R2 fera donc un tour.

Donc pour un déplacement de 1 mm du palpeur la grande aiguille du cadran fait un tour et comme le cadran est divisé en 100 divisions égales, chaque division représente un déplacement de 1/100ème du palpeur et à chaque tour, le petit cadran marque le déplacement de 1 mm.

La touche du palpeur est démontable, sa forme est choisit en fonction de la forme de la surface de contact, il existe le palpeur pour la surface cylindrique (fig.44) et le palpeur pour la surface plane

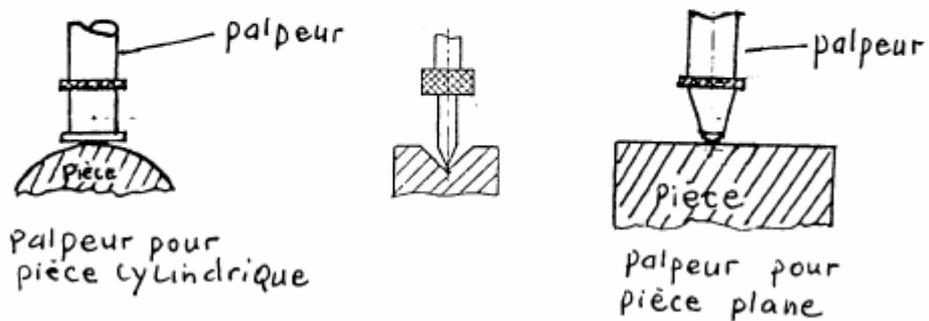


Fig.95

Différents types de supports et comparateurs



Fig.96



Fig.97

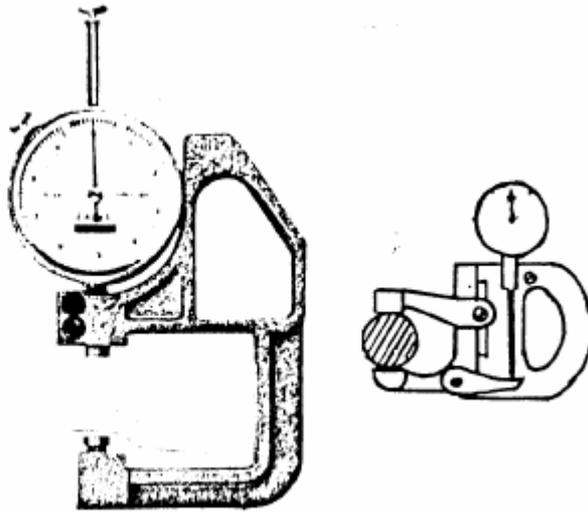


6.3.2.Mesure et contrôle des arbres et des alésages

Grâce aux divers supports existants, le champ d'application du comparateur à cadran peut s'étendre au contrôle des défauts de forme (conicité, ovalité) et mesure des dimensions diamétrales (alésage, arbre).

a)- Mesure et contrôle des arbres

L'arbre est placé entre les deux touches, ou la touche articulée commande l'aiguille et la touche fixe se règle à une position convenable pour le diamètre à mesurer.

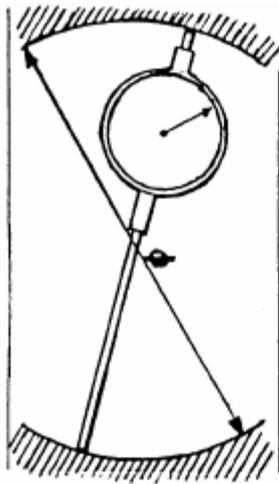


b)- Mesure et contrôle des alésages

Pour les grands alésages, la broche à comparateur porte du côté touche fixe une montre et l'on obtient la mesure par un double balancement.

- Balancement transversal pour centrer la broche dans le plan axial.

- Balancement longitudinal pour obtenir le point de rebroussement correspondant à une position diamétrale.



Il existe d'autres dispositifs de contrôle par comparateur des alésages moyens et petits. La mise à zéro des comparateurs d'alésages se fait au moyen de bagues étalons ou avec cales.

Fig.98

6.3.3. Comparateur à amplification pneumatique

Principe:

L'amplification consiste à transformer directement ou indirectement les écarts de cotes d'une pièce en variation de pression d'air.

L'avantage dans ce procédé de mesure est surtout l'absence de contact mécanique dans le système amplificateur, on évite ainsi les erreurs de mesures dues aux poussées de contact aux frottements, à l'usure de l'organe de mesure et à l'influence de l'opérateur.

Le mesurage pneumatique consiste à transformer la distance (d) entre la base de sortie (jouant le rôle de palpeur) et la surface à explorer, en une variation de pression.

L'air arrive en P et alimente le régulateur qui maintient la pression à une valeur rigoureusement constante ($h=H$). Dès qu'elle a tendance à augmenter, le clapet C en effet et provoque l'auto-régulation.

L'air passe alors, par le gicleur de tête G_1 très petit dans la chambre de détente E et son évacuation se fait en S entre une orifice de sortie calibrée, ou buse et la pièce.

La pression h dans la chambre E est donc inférieure à H et le liquide coloré monte dans le tube manométrique M d'autant plus que la différence $H - h$ est plus grande.

Comme la pression P_1 dépend de la hauteur d'écoulement (d) laissée entre le gicleur de sortie S et la pièce, c'est la dénivellation manométrique qui mesure l'écart de cote d avec un coefficient d'amplification important.

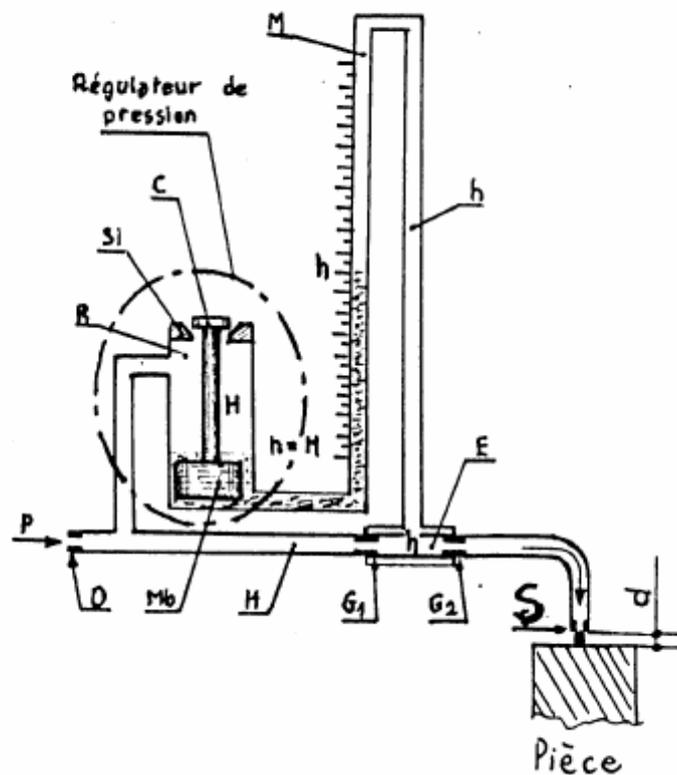
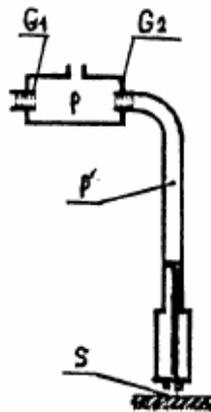


Fig.99

a)- Mesure sans contact (laminage direct)

L'air sous pression à sa sortie dans l'atmosphère, subit un laminage direct lorsqu'il a lieu entre la buse de sortie S et la pièce, il n'y a alors aucun contact entre l'appareil et la pièce.



b)- Mesure avec contact (laminage indirect)

Le laminage indirect se fait toujours en basse pression, un palpeur à touche est mis en contact avec la pièce par l'action d'un ressort dont la poussée est de l'ordre de 1N, c'est le clapet qui obture alors plus ou moins l'orifice de sortie d'air reporté en S.

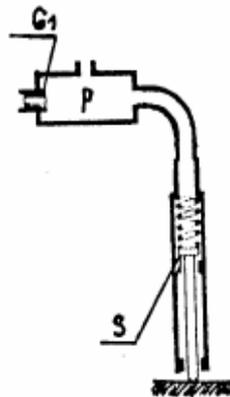


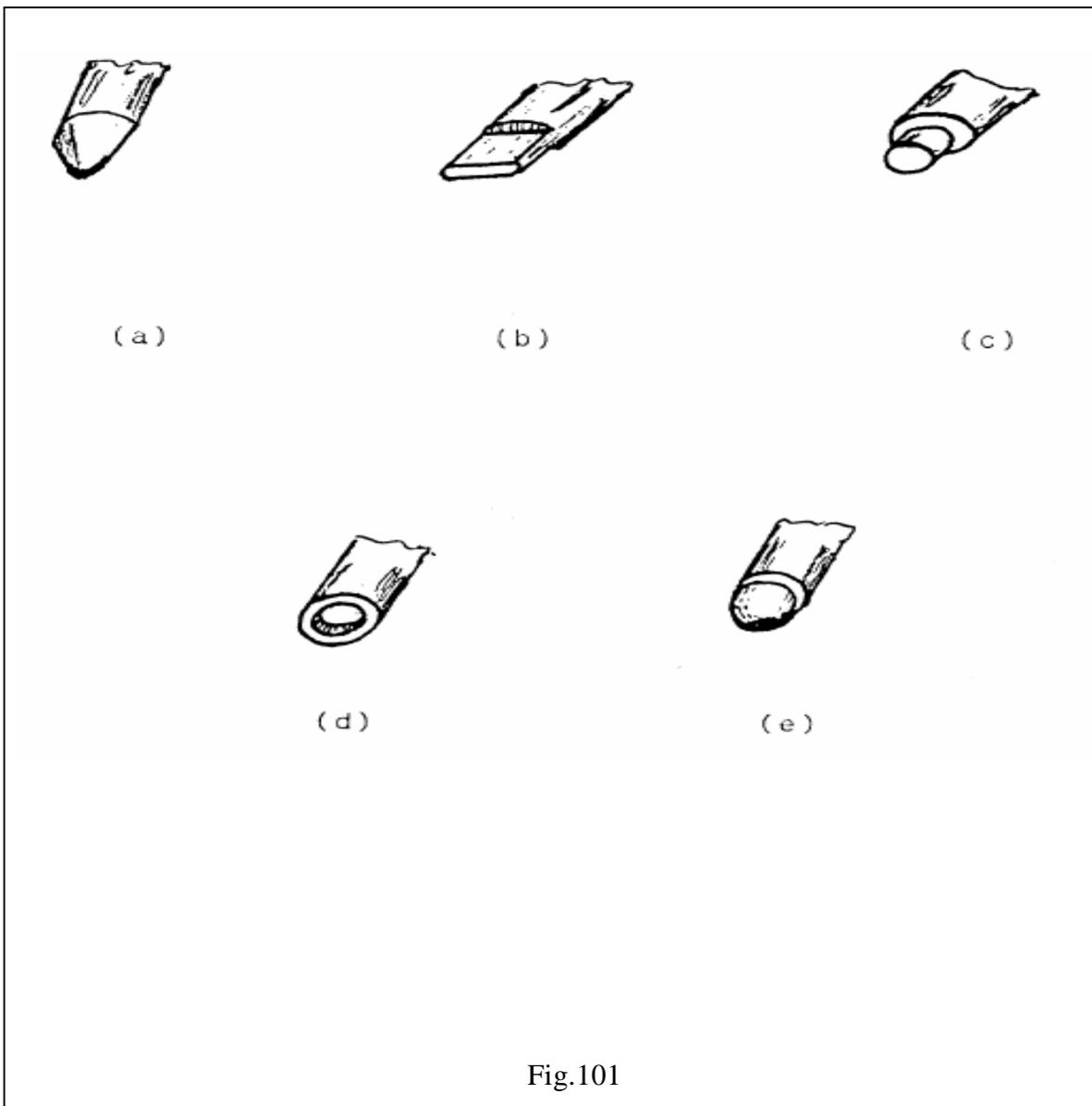
Fig.100

Les palpeurs

La touche est en carbure de tungstène, leurs formes dépendent de la nature de la mesure.

Les formes qu'on peut adopter sont :

- a)-en pointe
- b)-en couteau
- c)-plate
- d)-annulaire
- e)-sphérique



6.3.4. Compateur à amplification optique

L'appareil est surtout destiné aux contrôles des cotes en série avec une précision de mesure de $\pm 0,001$ mm. Parmi ces types d'appareils on distingue le micro-mesureur vertical SAGEM, dont le principe de fonctionnement est le suivant:

Un palpeur appuie sur la pièce à mesurer avec une pression constante de 2 N/cm^2 , relié par un système de levier à un miroir oscillant. Le déplacement du palpeur commande l'oscillation du miroir cylindrique ou plan. Le miroir renvoie sur un écran translucide et gradué (échelle de lecture), l'image d'un trait donné par un petit projecteur fixe. Le rapport des leviers et le rapport de la projection du miroir ont été déterminés de telle sorte qu'à un déplacement de un micron du palpeur correspond un déplacement d'une division de l'image du trait, donc il y a amplification optique.

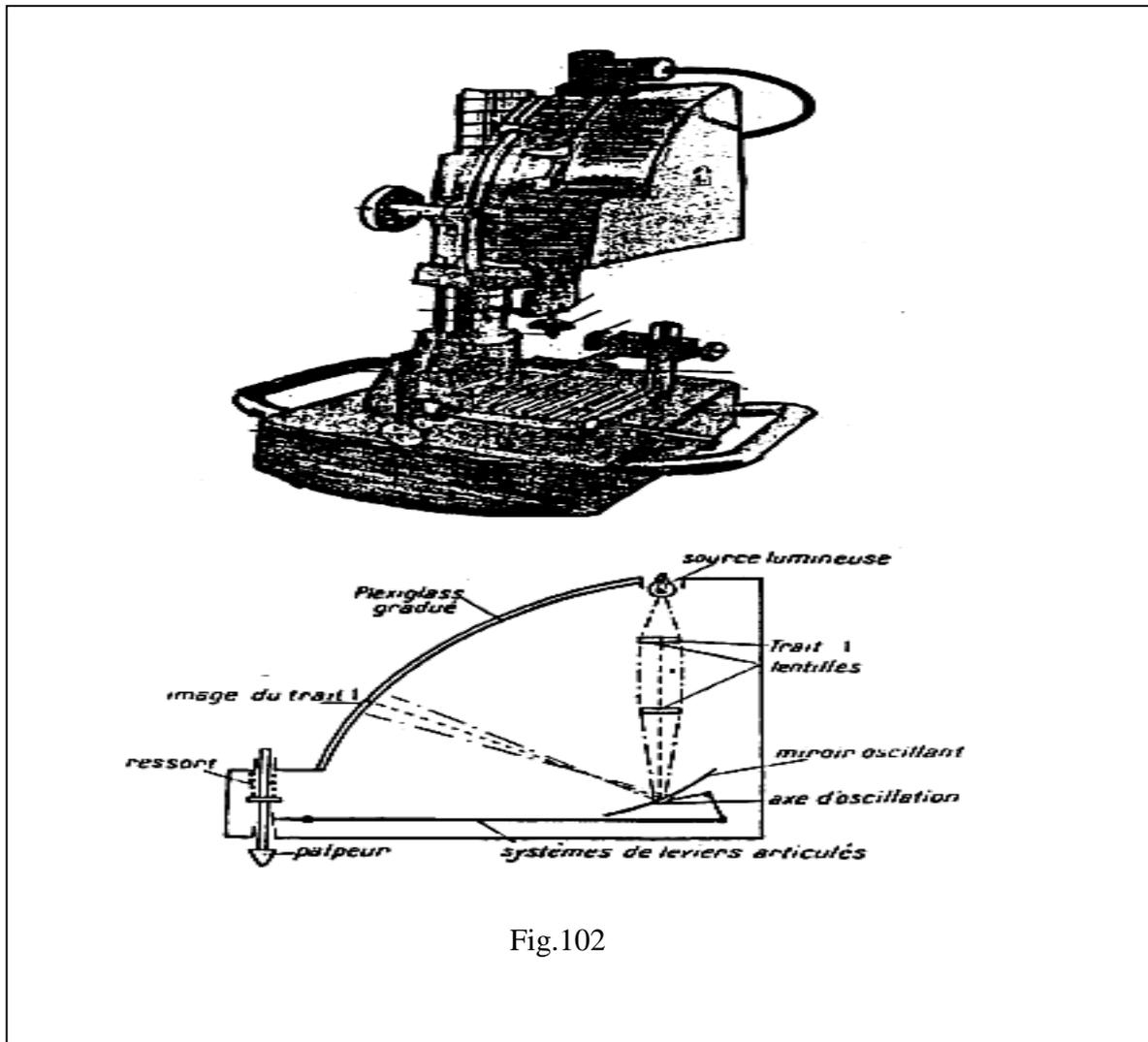


Fig.102

6.3.5. CONTROLE DES DIMENSIONS PAR VERIFICATEURS A TOLERANCE (CONTROLE SANS MESURE DES COTES)

Les vérificateurs à tolérance ou calibres à limites sont des instruments étalons employés pour s'assurer que les cotes des pièces sont bien comprises entre les valeurs limites maxi et mini prévues (intervalle de tolérance spécifié). Ils sont fabriqués en acier très résistant à l'usure, car lors du contrôle, leurs faces de référence subissent des frottements. Les pièces après leur fabrication doivent assurer les conditions d'interchangeabilité, à cet effet un contrôle dimensionnel est nécessaire, afin d'éliminer celles dont les cotes sont en dehors de la tolérance spécifiée, c'est-à-dire de conclure que la fabrication est bonne ou mauvaise.

Ce type de contrôle est avantageux car :

- Il est rapide et n'exige aucune lecture de la cote (les erreurs de mesures peuvent-être évitées)
- Les vérificateurs à tolérance ne subissent aucun dérèglement des dimensions.

Les vérificateurs se divisent en deux types :

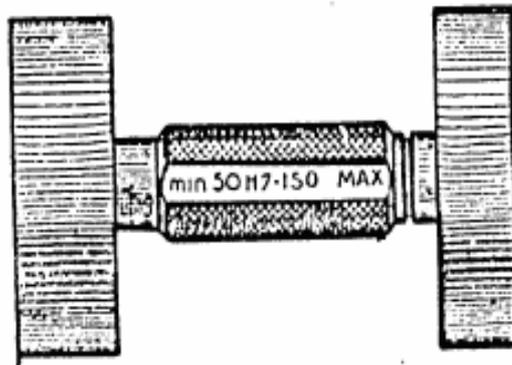
- Les vérificateurs d'alésage (contenant)
- Les vérificateurs d'arbre (contenus)

Le principe de leur utilisation est le même et à pour but de vérifier que les cotes réelles de l'alésage ou de l'arbre à contrôler sont réalisées dans la tolérance exigée.

6.3.5.1. VERIFICATEURS DES ALESAGES

6.3.5.1.1. Tampons lisses doubles (calibres tampons)

Ils sont utilisés pour le contrôle des alésages cylindriques et des rainures droites et sont constitués par deux étalons (tampons) cylindriques dont la surface est parfaitement lisse.



Broches à bouts sphériques

Utilisées pour le contrôle des alésages supérieurs à 100 mm.
Les SR sont des portions de sphère.

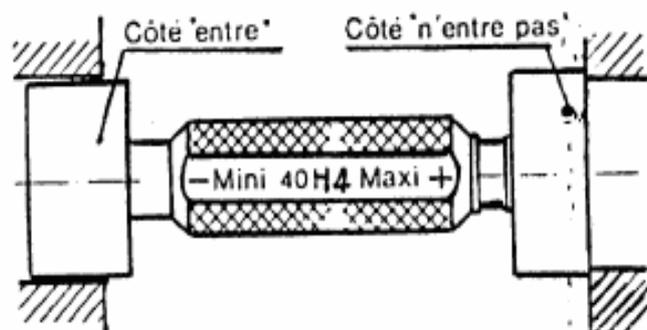
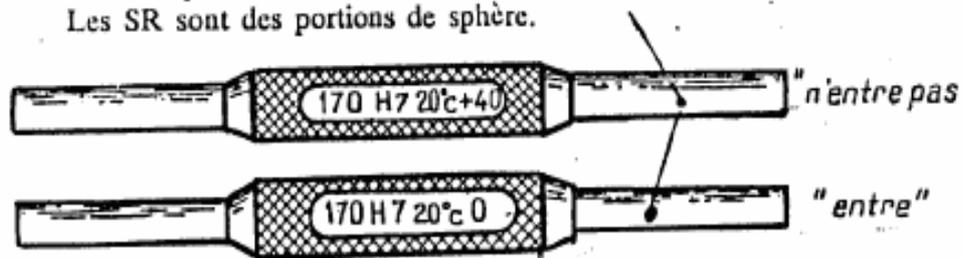


Fig.103

Les deux étalons sont reliés par une poignée sur laquelle est inscrite la cote nominale avec les symboles de tolérances (généralement ISO).

Le tampon maxi (n'entre pas) est repéré par le signe + (ou maxi) et le tampon mini (entre) est repéré par le signe * (ou mini).

Le tampon "ENTRE" est plus long que le tampon "N'ENTRE PAS" , car le coté "ENTRE" s'use plus que le coté "N'ENTRE PAS" et il est ainsi possible de les distinguer .

Pour les dimensions au delà de 100 mm on utilise les broches montées sur la même poignée (généralement isolantes) et sont utilisées par paire (broche maxi et broche mini) .

Exemple de contrôle

a : coté <ENTRE> entre et coté <N'ENTRE PAS> n'entre pas \Rightarrow Alésage bon.

b : coté <ENTRE> et <N'ENTRE PAS> entrent \Rightarrow Alésage rebuté.

c : coté <ENTRE> et <N'ENTRE PAS> n'entrent pas \Rightarrow Alésage à retoucher.

coté <ENTRE> entre et coté <N'entre pas> n'entre pas
ALEPAGE BON

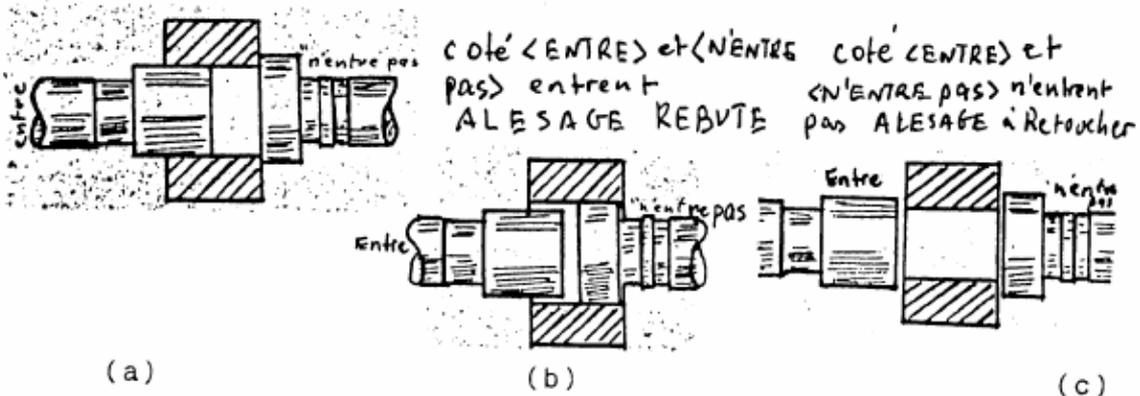
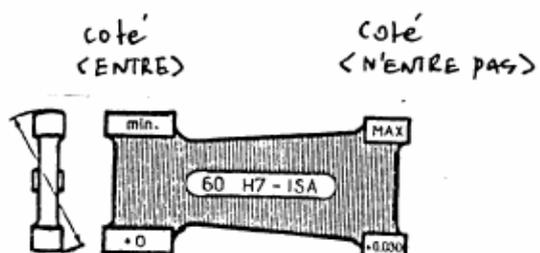


Fig.104

6.3.5.1.2. Jauges plates

Elles possèdent les même caractéristiques que les tampons et permettent de détecter l'ovalisation des alésages (défaut de cylindricité). Les touches sont de part et d'autre du corps de la jauge jusqu'à 100 mm de cote nominale (jauge plate double à deux extrémités)



Les touches sont du même coté au delà de 100 mm (jauge plate double à une seule extrémité)

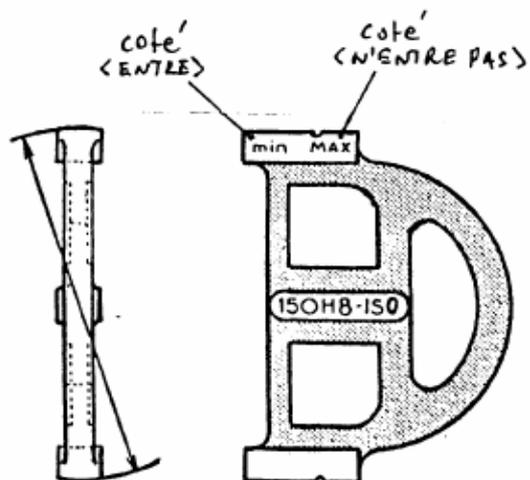
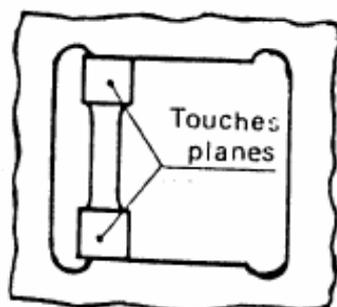


Fig.105

Les touches des jauges plates sont cylindriques pour le contrôle des alésages et elles sont planes pour le contrôle de la cote entre faces planes parallèles (rainures, chapes, évidement)



6.3.5.1.3. Broches Elles remplacent les jauges plates et elles sont utilisées pour des dimensions au delà de 100 mm. Pour le contrôle des alésages on utilise des broches à bouts sphériques et pour le contrôle des écartements intérieurs on utilise des broches à bouts plans. Les broches sont utilisées par paire (broche maxi et broche mini) montées sur la même poignée isolante (ébonite), afin d'éviter leur dilatation provoquée par la chaleur de la main.

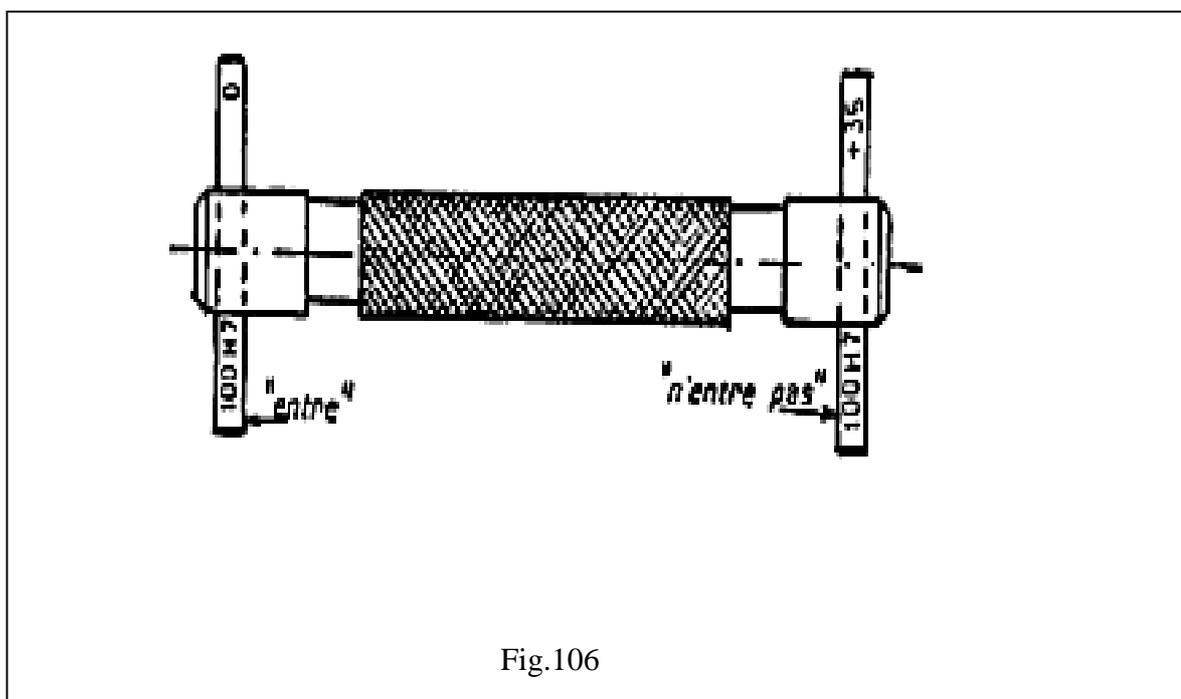


Fig.106

L'extrémité de la broche maxi porte une gorge distinctive.

Le basculement de la broche lors du contrôle est nécessaire pour trouver sa position correcte .

VERIFICATEURS DES ARBRES

Calibres à mâchoires

Le principe de contrôle est le même que celui des alésages. La cote maxi est repérée par <ENTRE> et la cote mini par <N'ENTRE PAS>.

Il existe deux types de calibres à mâchoires.

- Calibre à mâchoire à deux extrémités (figure.107 le coté <ENTRE> se distingue par une plus grande largeur du corps.

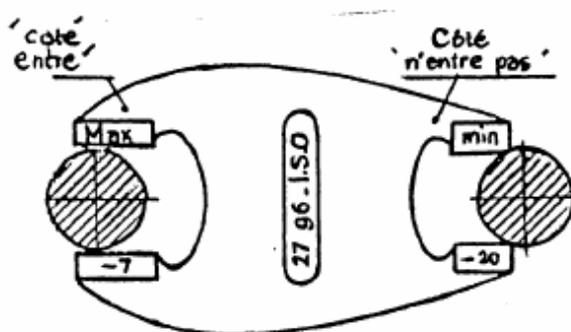


figure.107

- Calibre à mâchoires à une seule extrémité utilisée pour les cotes supérieure à 100 mm figure.108 .

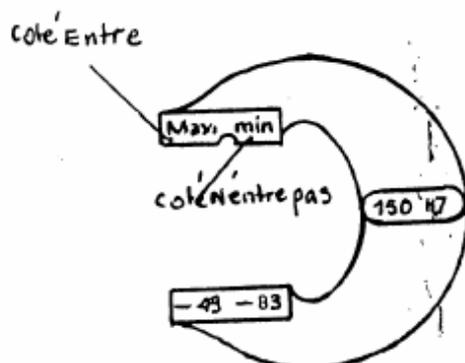


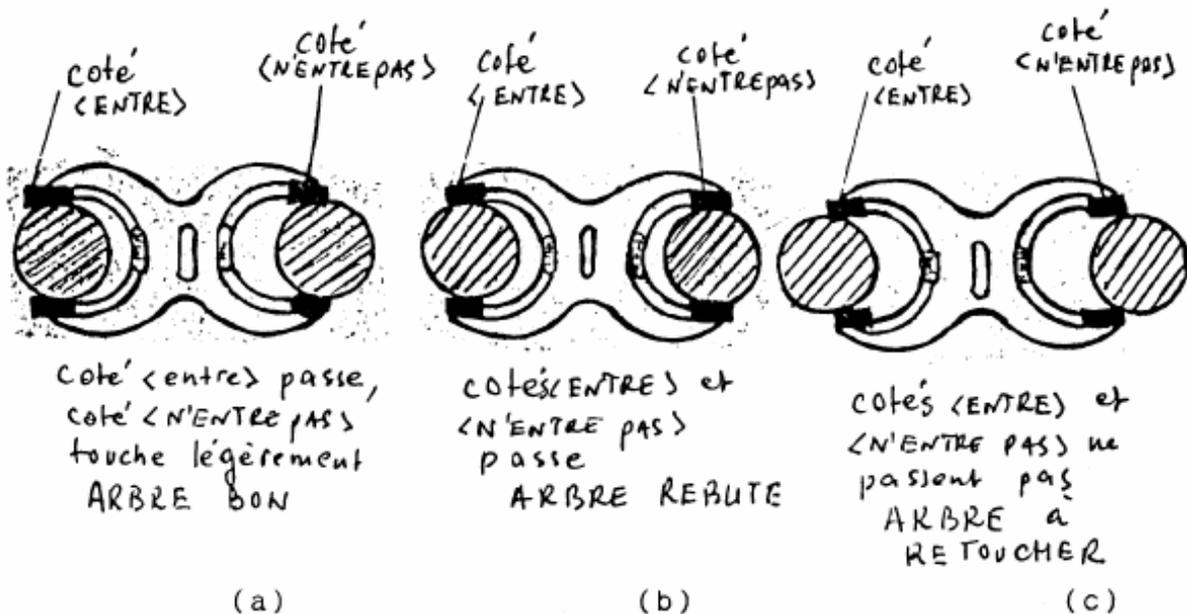
figure.108

Exemple de contrôle

- Figure.109, a: Coté <ENTRE> passe, coté <N'ENTRE PAS> touche légèrement \implies Arbre bon.

- Figure b: Cotés <ENTRE> et <N'ENTRE PAS> passent \implies Arbre rebuté.

- Figure c: Cotés <ENTRE> et <N'ENTRE PAS> ne passent pas \implies Arbre à retoucher.



(figure.109

Il existe d'autres types de calibres à mâchoires réglables, possédant 11 calibres pour arbres de 0 à 102 mm.

Remarques et domaines d'utilisation des calibres

Chaque vérificateur doit porter :

- La cote nominale suivie des symboles de position et de grandeur de tolérance.
- Les écarts exprimés en microns des cotes limites par rapport à la cote nominale.
- Une différenciation entre le coté maxi et le coté mini.

Calibres d'alésage

<ENTRE>	<N'ENTRE PAS>	Cote nominale \varnothing en mm
Broches Tampons	Jauges	de 1 exclu à 100 mm inclus
Jauges	Broches	de 100 exclu 250 mm inclus
Broches	Broches	de 250 exclu à 315 mm inclus
Broches	Broches	de 315 exclu à 500 mm inclus

Calibres d'arbre

<ENTRE>	<N'ENTRE PAS>	Cote nominale \varnothing en mm
Calibres à mâchoires	Calibres à mâchoires	de 1 exclu à 100 mm inclus
Calibres à mâchoires	Calibres à mâchoires	de 100 exclu à 250 mm inclus
Calibres à mâchoires	Calibres à mâchoires	de 250 exclu à 315 mm inclus
Instrument à lecture	Instrument à lecture	de 315 exclu à 500 inclus

Bagues lisses

Elles sont utilisées par paire, une bague repérée maxi, doit s'engager sur l'arbre et tourner sur lui et une bague mini ne doit pas passer (figure.110).

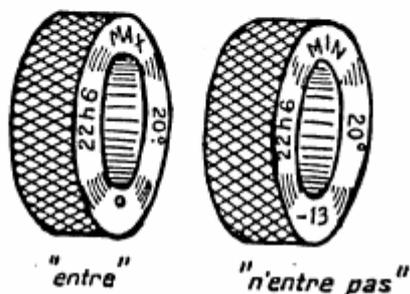


figure.110

Dans le cas du tourillon, le contrôle est impossible à la bague, tandis que le calibre à mâchoire s'y prête bien (figure.111).

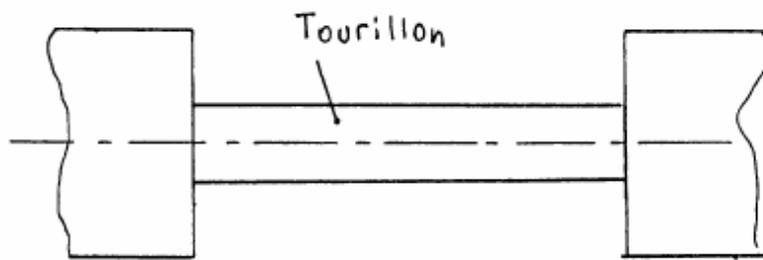


figure.111

6.3.5.1.4. Projecteur de profil

Les projecteurs de profil sont des appareils de métrologie basés sur la projection d'images permettant de comparer à un tracé ou à une graduation, l'image agrandie de l'objet à vérifier.

Les projecteurs de profil sont surtout utilisés lors du contrôle des petites pièces de forme complexe afin de les observer sur un écran avec un agrandissement de 10 fois à 100 fois.

Il est utilisé aussi pour le contrôle de forme des gabarits, du profil des outils de forme (fraise, outils de taillage, tarauds), des surfaces usinées avec précision de leur position relative etc...

Le projecteur de profil possède un écran circulaire tournant, divisé en degrés avec un vernier au 1/12, ce qui assure la lecture des angles à 5' près.

Les pièces sont placées sur un support approprié sous forme de table plane en verre, vissés, montage entre pointes.

L'éclairage se fait en arrière de la pièce à contrôler. On obtient sur l'écran une silhouette sombre de la pièce, limitée par le profil à contrôler qui se distingue très nettement.

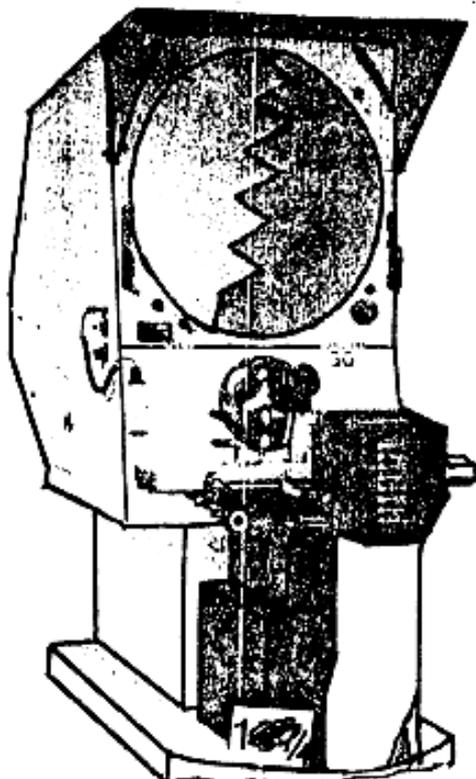


figure.112

6.3.5. CONTROLE ET MESURE DES ANGLES

6.3.5.1 Dimensions angulaires

Dans ce chapitre ce qui nous intéresse sont les dimensions angulaires caractérisant la position relative de deux plans sécants ou celle des génératrices d'une surface conique.

Les surfaces planes d'un organe mécanique peuvent-être parallèle entre elles, perpendiculaires ou concourantes (figure.113).

- P1 : parallèle a P
- P2 : perpendiculaire à P1
- P3 : oblique au plan P4

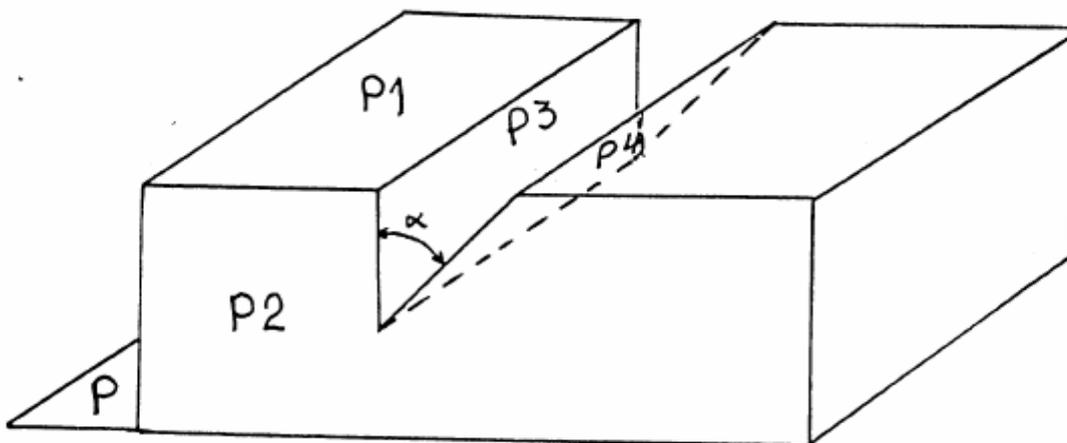


figure.113

Ce qui est important dans ce type de contrôle c'est le cas de deux plans non parallèles, qui en se coupant forment un dièdre.

Donc contrôler l'angle entre P3 et P4 revient à contrôler l'angle dièdre α ,

Les surfaces des organes mécaniques peuvent-être aussi conique et l'angle au sommet du cône (figure.114) peut-être contrôlé aussi, c'est l'angle obtenu en coupant le cône par un plan contenant l'axe de celui-ci.

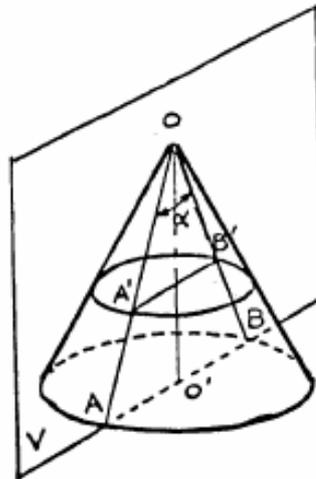


figure.114

6.3.5.1.1. Unités de mesures des angles

Pendant et après l'élaboration des pièces on procède à des mesures pour constater la conformité des dimensions réelles avec les spécifications du dessin d'exécution et localiser les retouches éventuelles.

Les dimensions angulaires précisées par le dessin d'exécution sont données en:

- RADIAN (rd)
- DEGRE (°) qui vaut $\pi/180$ radians
- MINUTE (') qui vaut 1/60 de degré
- SECONDE (") qui vaut 1/60 de minute

En mécanique on utilise surtout le degré et ses sous-multiples.

6.3.5.2. Contrôle sans mesure (par comparaison)

Les instruments utilisés sont les vérificateurs à angles fixes ou réglables tels que :

- CALIBRE D'ANGLE
- VE

6.3.5.2.1. Contrôle au calibre d'angle

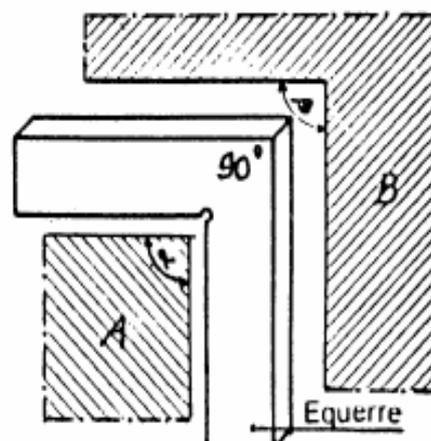
Ces types d'instruments sont surtout utilisés pour le contrôle des angles usuels tels que : 30° , 45° , 60° , 90° , 120° , 135° , etc...

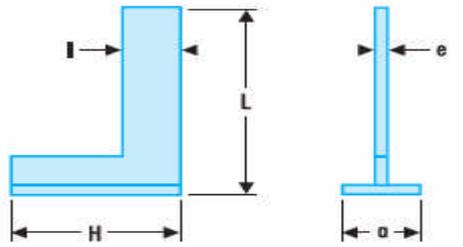
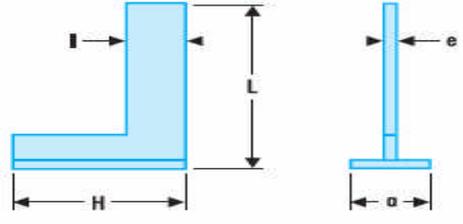
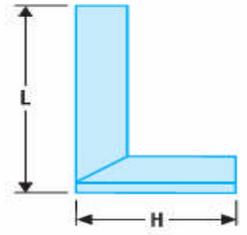
L'équerre est un calibre d'angle qui mesure 90° . Elle est de faible épaisseur, taillée dans une mince plaque d'acier trempé et rectifié.

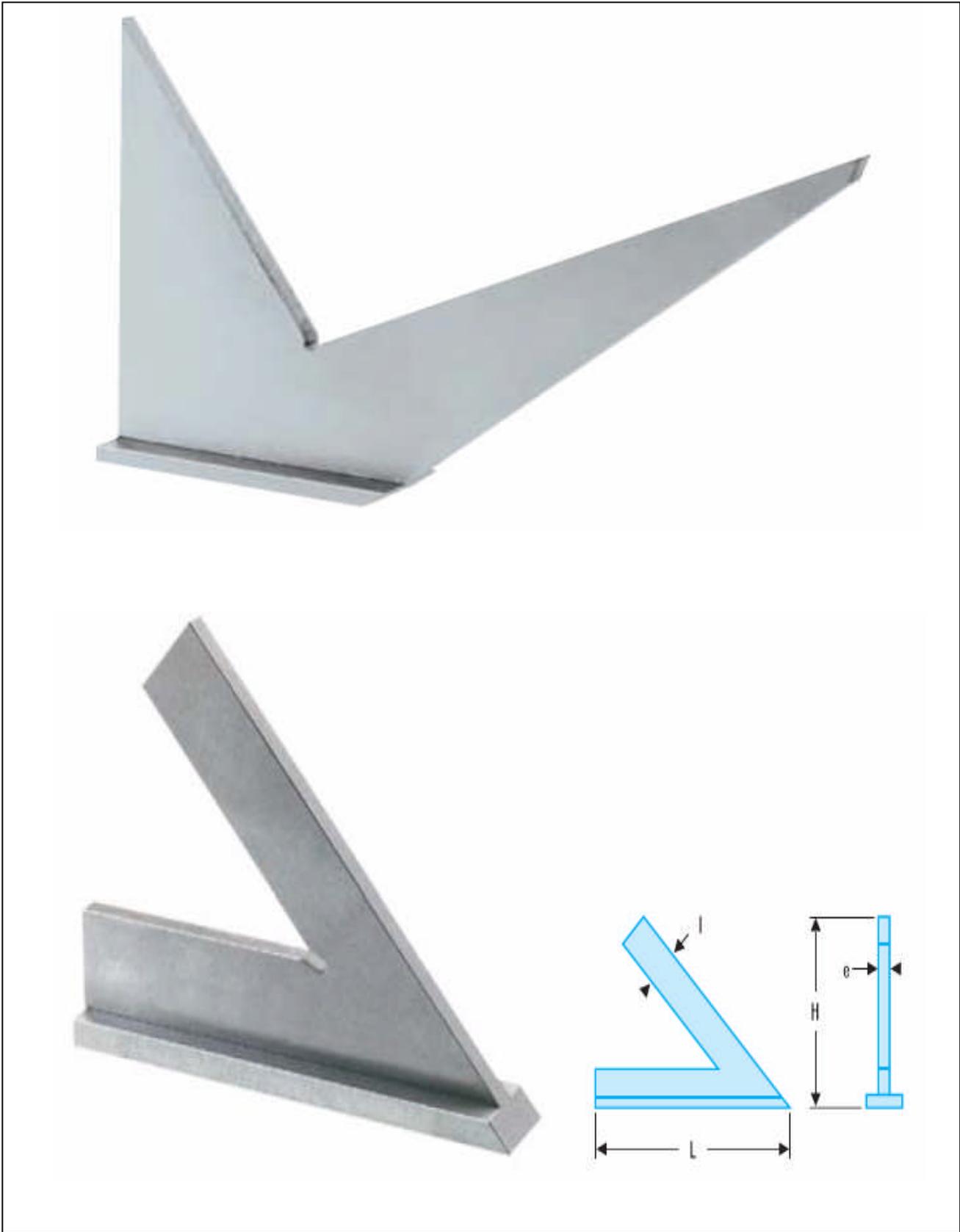
a) Les calibres d'angles fixes présentent un dégagement au sommet de l'angle rentrant afin de garantir le contact correct des cotés (figure.115).



figure.115







b) Les fausses équerres permettent d'obtenir des angles de 0° à 180° par pivotement de la branche mobile et à l'aide d'angle modèle ou angle étalon (figure.116).

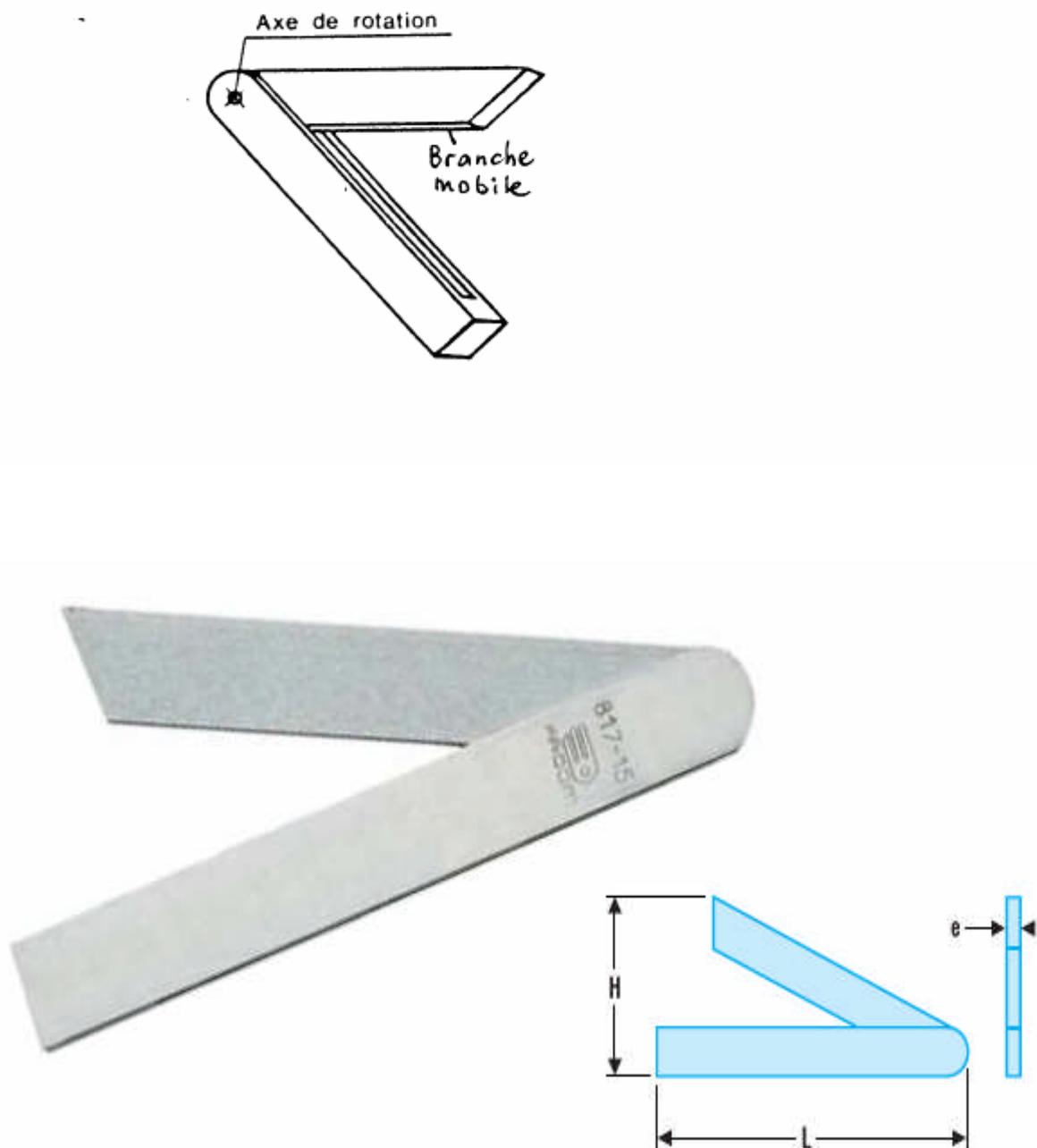


Fig.116

6.3.5.2.1. Contrôle au Vé

Il a la forme d'un prisme rectangulaire portant une entaille à angle droit, ses faces sont inclinées à 45° et perpendiculaires aux faces principales figure.117.

Il existe des Vés à inclinaison fixe ou variable (multi-angles).

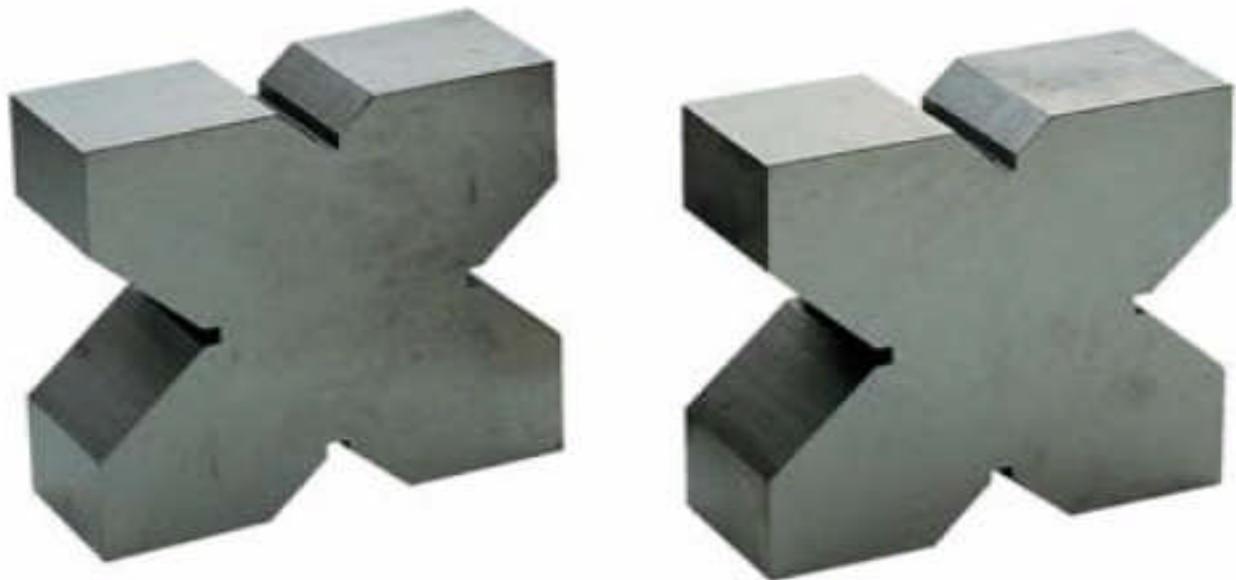
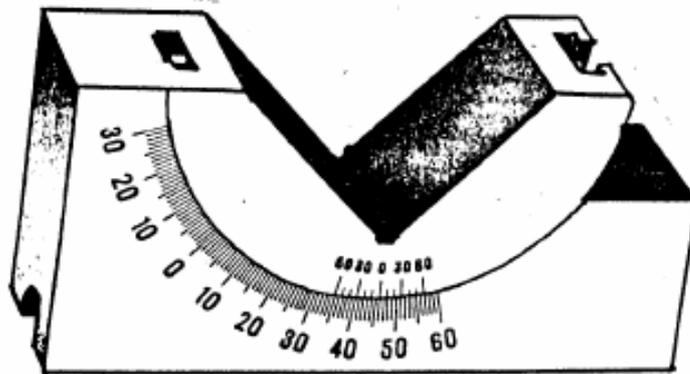
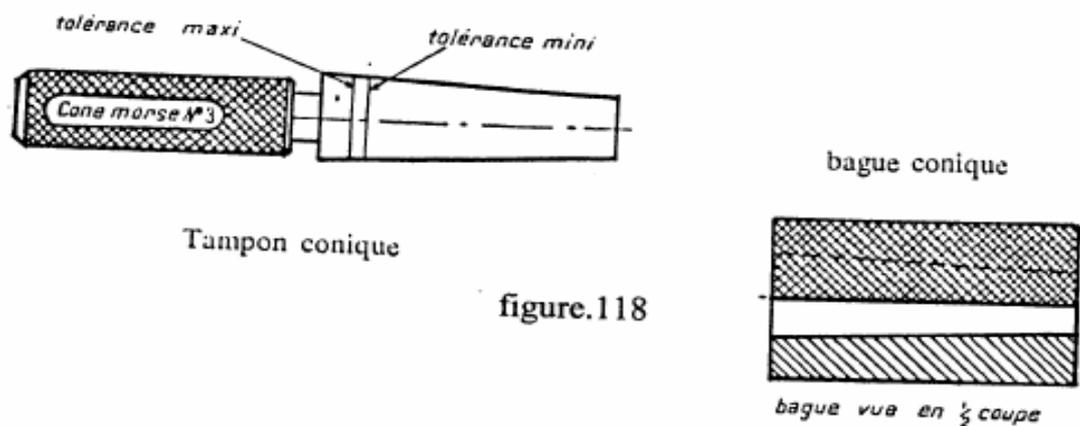


Fig.117

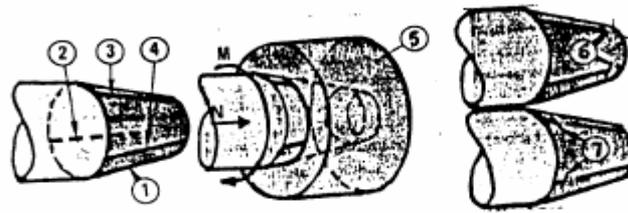
6.3.5.2.1. Contrôle de l'angle au sommet du cône

Les vérificateurs qui servent au contrôle des cônes extérieurs sont les bagues coniques et au contrôle des cônes intérieurs, les tampons figure.118.



On repère au crayon gras ou à la craie, trois génératrices régulièrement espacées sur le cône à vérifier, ensuite on assure le contact entre la référence du vérificateur (tampon ou bague conique) et la surface à contrôler, on effectue une légère rotation du vérificateur puis la dégager (figure.119). Le léger frottement suffit pour effacer les traits sur toute leur longueur, alors la surface conique est exacte .

Si l'effacement est localisée, la surface conique est incorrecte ,une modification du réglage suivant les indications du contrôle est nécessaire.



Contrôle du cône (1). Génératrices (2) (3) (4) au crayon gras. Engagement dans la bague conique (5) : portées de (1) trop petit (6), trop grand (7).

(figure.119

6.3.5.3. Contrôle avec mesure

L'instrument utilisé est le rapporteur d'angle, il permet d'exprimer directement la mesure de l'angle en degrés.

Selon la précision de l'instrument on distingue :

- Le rapporteur simple avec précision de 1°
- Le rapporteur à vernier avec précision de $5'$

6.3.5.3.1. Rapporteur au vernier 1/12 de degré

Il comporte une couronne graduée en degrés portant une réglette coulissante **figure.120**, le vernier d'angle (graduation en minutes) tourne concentriquement à la couronne et porte une branche formant règle.

La rotation du disque fait varier l'angle formé par la réglette et la règle et dont la valeur est lue sur le vernier.

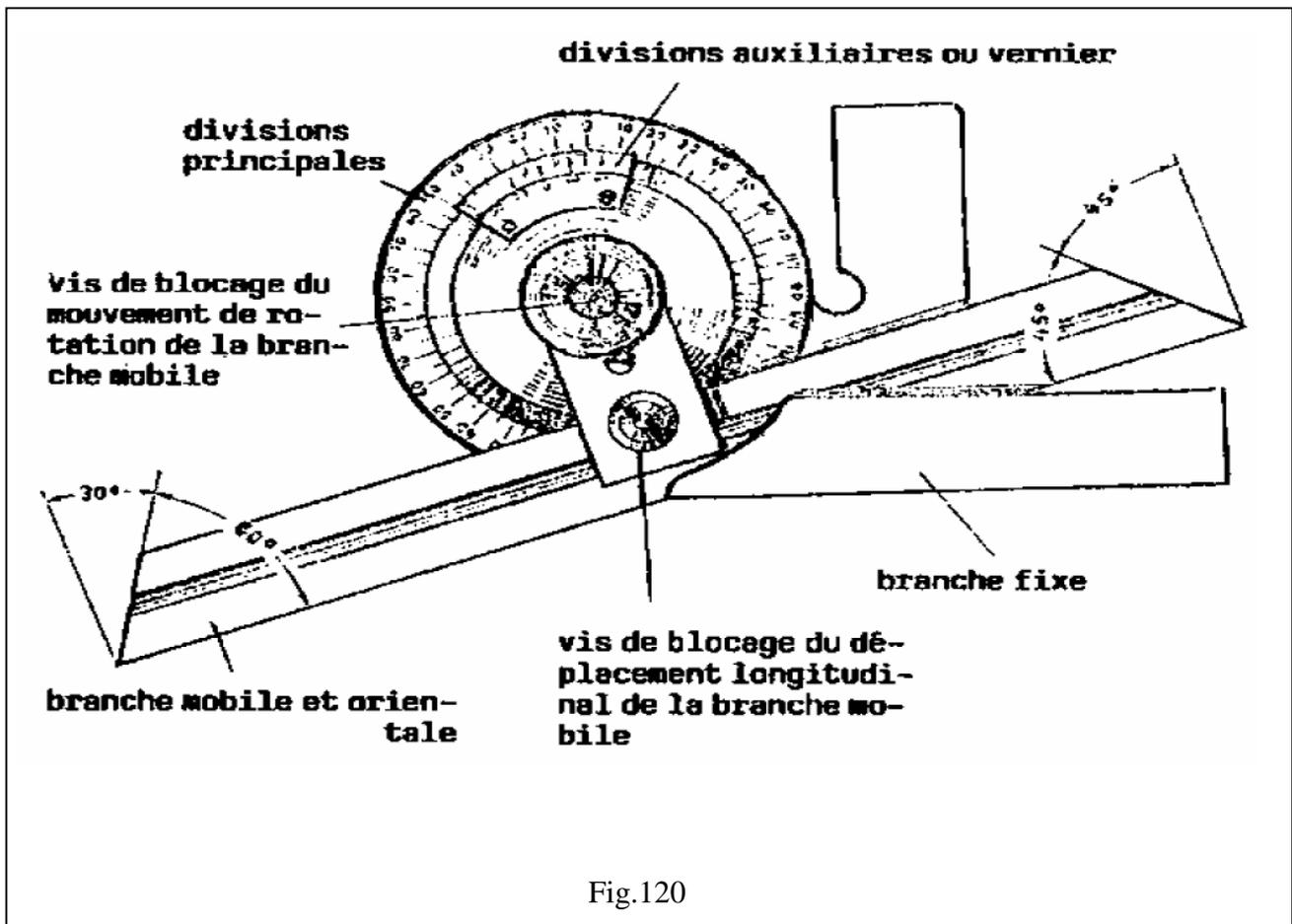


Fig.120

Lecture au vernier 1/12 de degré

Les 12 divisions du vernier correspondent à un secteur angulaire de 23°, donc chaque division vaut :

$$23^\circ / 12 = 1^\circ 5'$$

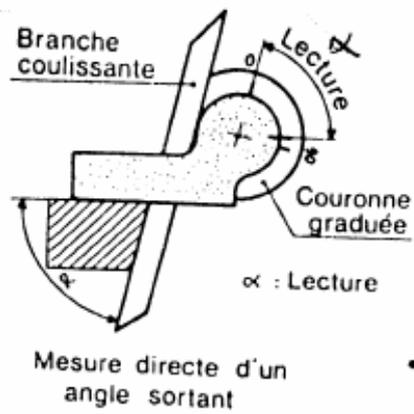
Lorsque les zéros coïncident, le décalage entre la 1^{ère} division du vernier et le 2^{ème} degré du secteur gradué est égal à :

$$2^\circ - 23^\circ / 12 = 1/12 = 5' \text{ d'angle}$$

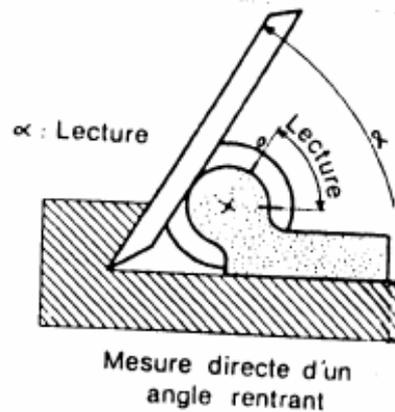
Le décalage entre la 2^{ème} division du vernier et le 4^{ème} degré du secteur gradué est égale à :

$$4^\circ - 2 \times 23/12 = 2/12 = 10' \text{ d'angle}$$

Le vernier est gradué de 3 en 3 divisions soit 15, 30, 45, 60 minutes (figure.121).



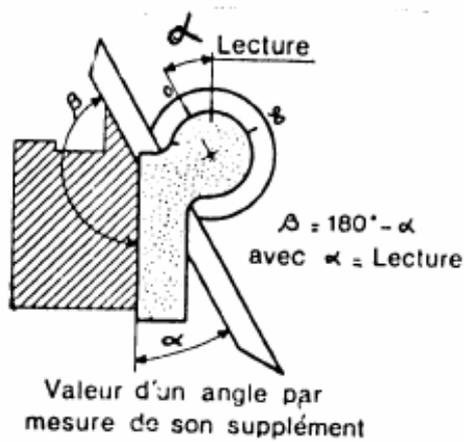
(a)



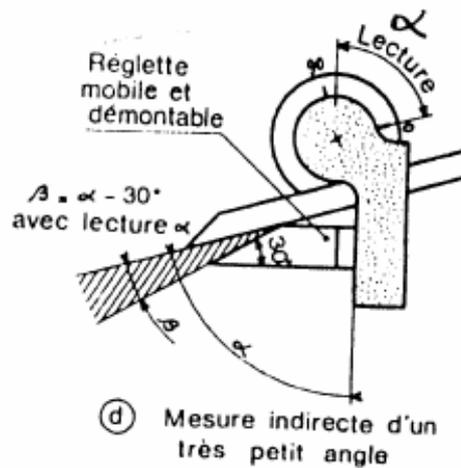
(b)

figure.122

Elle peut-être indirecte si la valeur de l'angle se déduit de la mesure de son supplément (fig.76 c) ou de son complément (figure.123 d).

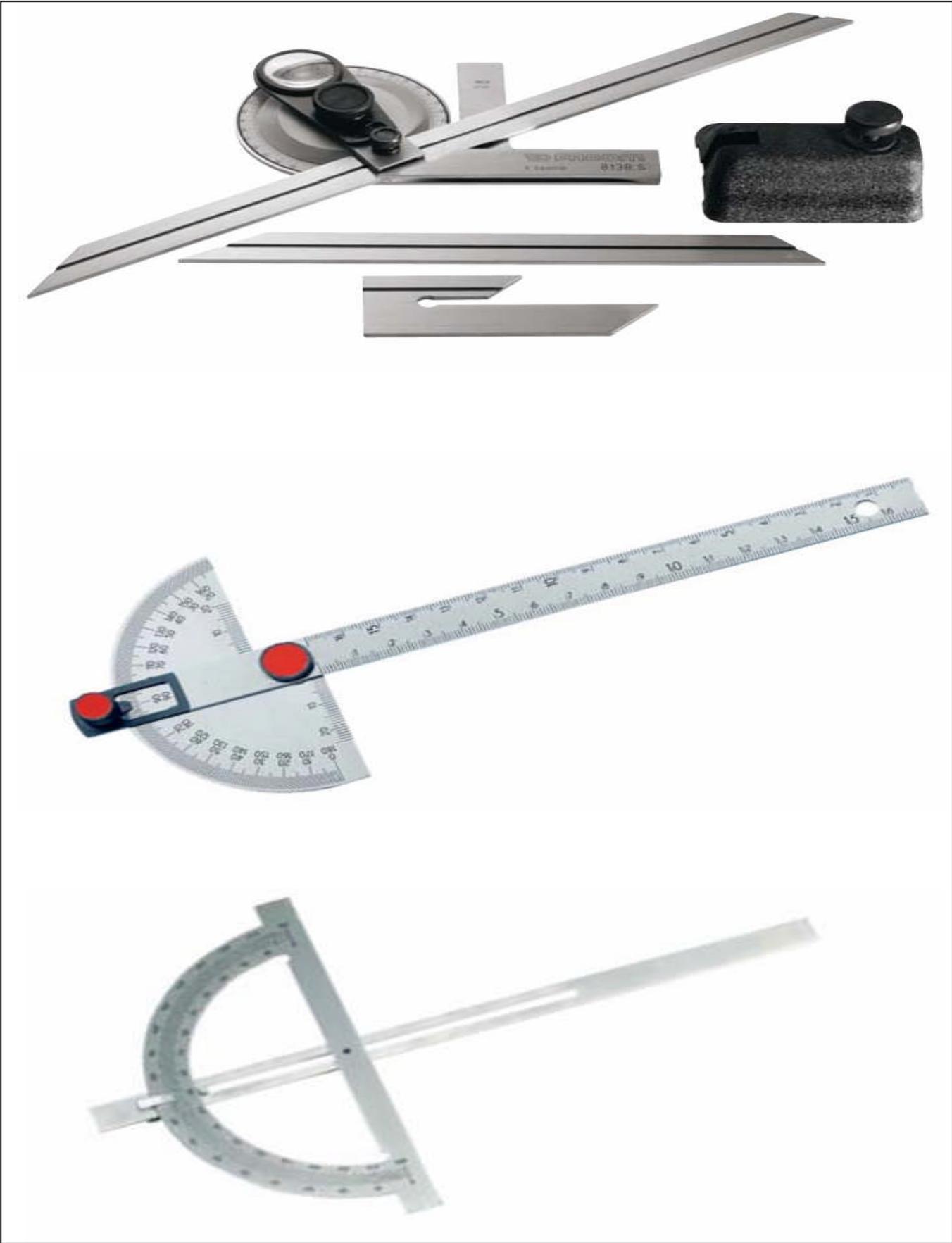


(a)



(b)

figure.123



6.3.5.3.1. Rapporteur d'angle à affichage digital

Il peut donner des mesures de 1 minute ou 0,01 degré, d'où sa précision est de 0,01 degré, il possède une sélection de trois échelles de mesures 1.360°, 2.180°, 4.90° avec la possibilité de conversion immédiate en degrés, minutes ou centième de degré (figure.124) et possédant une sortie pour imprimante.



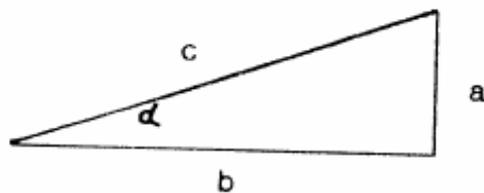
Fig.124

6.3.5.3. Contrôle par la méthode des piges cylindriques

Pour mesurer les pièces ayant une pente, le contact direct étant impossible, il faut intercaler entre la pièce et le vérificateur des éléments d'appoint et parmi ces éléments les plus utilisés sont les piges (billes) cylindriques.

Ces types de mesures font appel à deux relations trigonométriques élémentaires.

Dans un triangle rectangle dont α est le petit angle, on a :



$$\sin \alpha = \frac{a}{c}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{b}$$

Ces relations apportent une solution facile à de nombreux problèmes usuels tels que la détermination de :

- l'angle formé entre deux faces pentées ou deux génératrices de cône
- la distance entre deux faces ou deux lignes pentés.

Pour mesurer l'angle α tel que schématisé sur la figure.125. a)

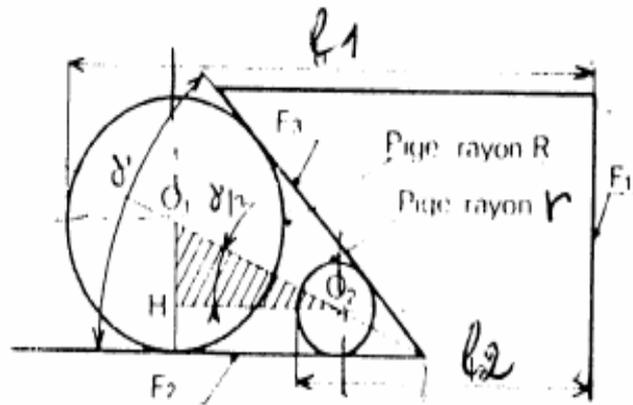


figure.125)

la première pige de rayon R est placée entre les faces du dièdre et on mesure la distance l_1 de la génératrice la plus éloignée à la face de référence F_1 de la pièce.

On opère de même avec la deuxième pige de rayon r et on mesure l_2 .

Selon la figure 77.a, on peut en déduire α comme suit :

$$\text{tg.} \frac{\alpha}{2} = \frac{\overline{O_1 H}}{\overline{O_2 H}}$$

$$\overline{O_1 H} = R - r$$

$$\overline{O_2 H} = (l_1 - R) - (l_2 - r) = (l_1 - l_2) - (R - r)$$

$\text{tg.} \frac{\alpha}{2} = \frac{R - r}{(l_1 - l_2) - (R - r)}$

Exemple :

Diamètres des piges :

$$D = 20 \quad (R = 10)$$

$$d = 10 \quad (r = 5)$$

$$l_1 = 67,25$$

$$l_2 = 52,35$$

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{R - r}{(l_1 - l_2) - (R - r)} = \frac{10 - 5}{(67,25 - 52,35) - (10 - 5)} =$$

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = 0,505 \quad \text{d'où} \quad \frac{\alpha}{2} = 26^\circ 44' \quad \text{donc} \quad \alpha = 53^\circ 28'$$

A l'aide de la même relation précédente, on peut calculer la valeur $(l_1 - l_2)$ correspondant à un angle donné.

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot (l_1 - l_2) - \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot (R - r) = R - r$$

$$\text{d'où} \quad (l_1 - l_2) = \frac{(R - r) \cdot (1 + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2})}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} =$$

$$= (R - r) \cdot \left(1 + \operatorname{cotg} \frac{\alpha}{2}\right)$$

$$(l_1 - l_2) = (R - r) \cdot \left(1 + \operatorname{cotg} \frac{\alpha}{2}\right)$$

Mesure et contrôle d'une conicité

Le cône à contrôler (cône mâle) tel que schématisé sur la figure .126 prend appui sur un arbre et des piges identiques sont posées contre deux génératrices apposées respectivement sur le marbre et sur descales latérales de hauteur identique H.

On mesure les cotes l_1 et l_2 et on déduit la conicité C

$$C = \frac{l_1 - l_2}{H}$$

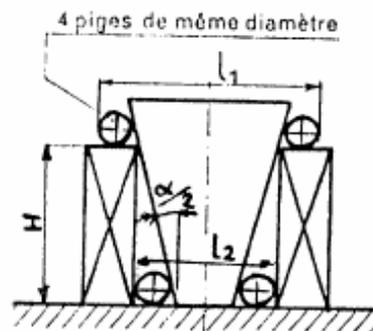
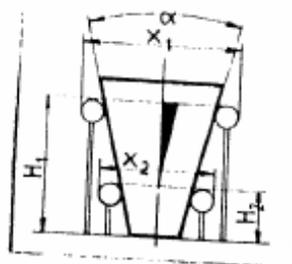


figure.126)

Dans le cas où on veut calculer la différence $X_1 - X_2$ si H_1 et H_2 sont connus (figure.127), on peut appliquer la relation suivante :

$$2 \cdot \text{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{(X_1 - X_2)}{(H_1 - H_2)}$$

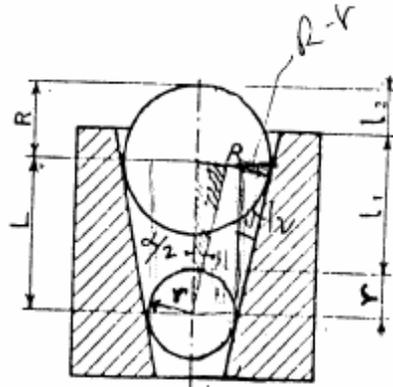
$$X_1 - X_2 = 2 \cdot \text{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot (H_1 - H_2)$$



(figure.127

Pour un alésage conique (cône femelle) dessiné sur la figure 77.d, on utilise des billes au lieu des piges et après avoir mesuré l_1 et l_2 , on calcule α selon la relation suivante :

$$\text{Eg } \frac{\alpha}{2} = \frac{R - r}{L} = \frac{R - r}{r + l_1 + l_2 - R} = \frac{R - r}{(l_1 + l_2) - (R - r)}$$



(figure.128)

Dans le cas où plusieurs billes sont utilisées (figure.129), on peut calculer α selon la relation suivante :

$$C = (H - R) - (H_2 - R_2)$$

$$\sin. \alpha = \frac{R - R_2}{C}$$

$$C_1 = (H - R) - (H_1 - R_1)$$

$$C_2 = (H_1 - R_1) - (H_2 - R_2)$$

Les génératrices sont rectilignes si :

$$\sin. \alpha = \frac{R - R_2}{C} = \frac{R - R_2}{C_1} = \frac{R_1 - R_2}{C_2}$$

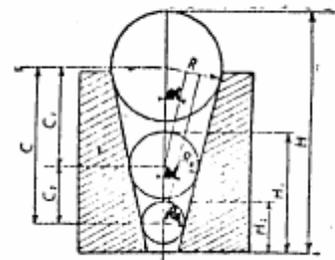


figure.129)

6.3. CONTROLE DES SURFACES PLANES

Après usinage les surfaces ne peuvent pas être parfaites, elles présentent toujours des défauts microgéométriques qui caractérisent l'état de surfaces.

La forme générale d'une surface peut-être aussi altérée par des défauts de plus grandes amplitudes (défauts macrogéométriques).

La surface est caractérisée par ses dimensions assorties de tolérances .

Contrôler une surface consiste à s'assurer de l'importance des défauts macrogéométriques et de l'exactitude de ses dimensions.

Le symbole normalisé de planéité porté sur les dessins de définition est un parallélogramme.

Le plus souvent on utilise le marbre ou la règle pour le contrôle du plan.

Contrôle à la règle

Ce type de contrôle est généralement utilisé pour les pièces de grande dimension, il est basé sur le théorème de géométrie suivant :

Une droite possédant deux points communs avec un plan est totalement contenue dans ce plan.

Les règles ont la forme d'un prisme rectangulaire élaborée en acier trempé et rectifiée.

Elles doivent-être peu déformables sous l'action de leur propre poids

Pour associer les qualités de légèreté et de rigidité, on donne aux règles une forme en double trapèze et une section en I évidée de grande hauteur.

La figure 130 représente les différents types de règles utilisées.

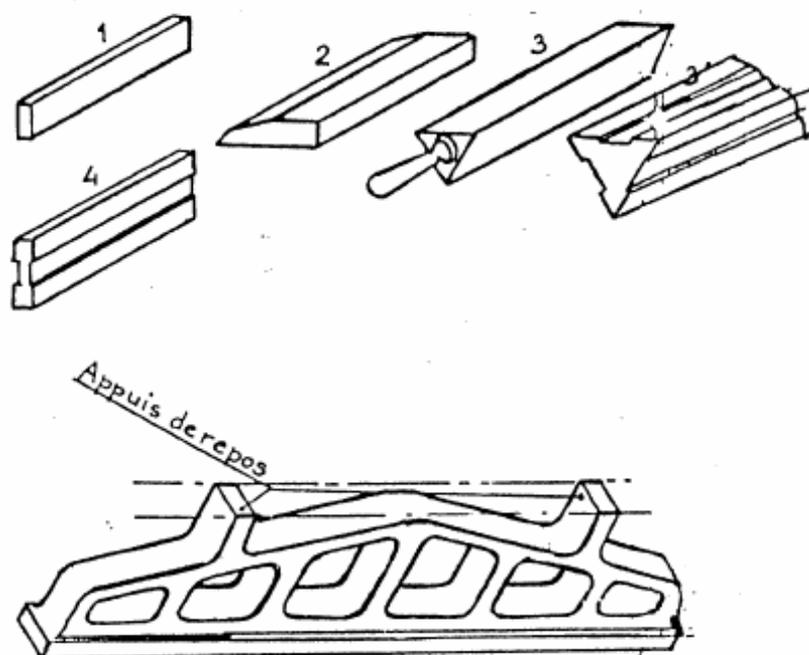


figure.130

MODE OPERATOIRE

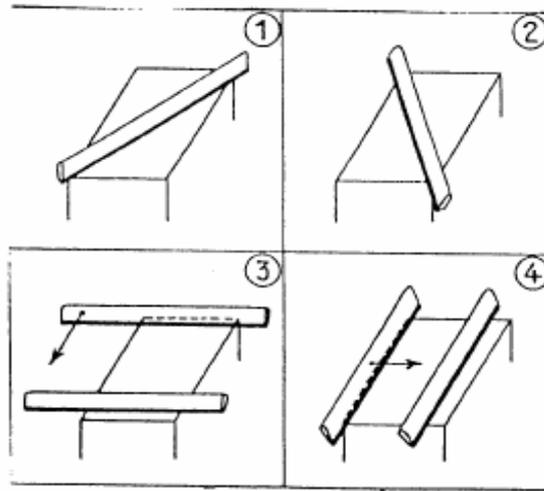
Contrôle direct

a)- Règles permettant un contact linéaire

Les règles comportent des arêtes rectilignes, représentant l'intersection de deux surfaces planes.

Le contact de l'arête et du plan est contrôlé visuellement pour apprécier la filtration de la lumière le long de l'arête de la règle dont l'épaisseur de cette filtration de lumière peut correspondre à un défaut de 1/100 de mm.

La surface qu'on veut contrôler peut-être réglée suivant une ou deux directions et suivant les autres directions peut avoir des défauts, donc il est prudent d'effectuer le contrôle suivant plusieurs directions concourantes **figure.131**. Les deux principales directions sont les diagonales, car elles correspondent aux deux plus grandes dimensions de vérification



Positions successives de la règle permettant le contrôle d'un plan.

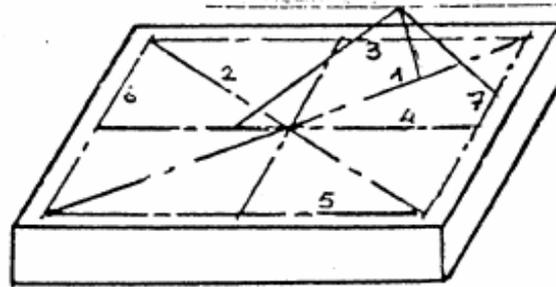


figure.131

La règle doit être placée dans ces différentes positions sans la faire glisser car le frottement userait ses arêtes.

S'il n'y a aucune filtration de lumière le long de l'arête de la règle, la surface est plane, dans le cas contraire ou des filtrations de lumière se manifestent, la surface possède des défauts (elle est gauchée).

b)- Règle comportant une large surface plane

1)- La première méthode consiste à poser la règle sur la surface en contact et la solliciter à pivoter.

Si la surface présente un creux, la règle peut pivoter autour de chacune de ses extrémités.

Si elle présente une bosse, la règle peut pivoter sur la partie bombée.

Quand la surface est plane le pivotement devient difficile, il peut être obtenu en n'importe point de la règle.

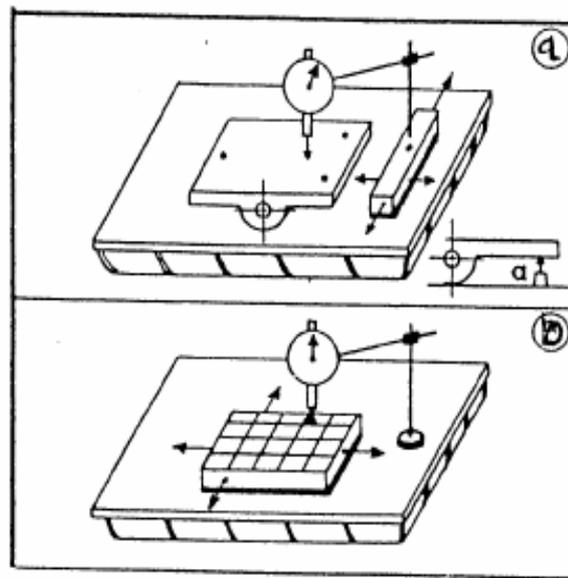
2)- La deuxième méthode consiste à poser la règle sur la surface enduite d'une très mince couche de colorant. Un mouvement alternatif de translation rectiligne permet de mettre en évidence les points de contact.

Contrôle indirect

Le contrôle est effectué en utilisant un comparateur que l'on déplace le long de la pièce.

En se basant sur la propriété suivante :

Si deux plans sont parallèles, la distance d'un point quelconque de l'un des plans à l'autre plan est constante. Donc il suffit de faire un relevé des différents lieux de mesure et de mesurer les différences de niveau entre le plan et la surface de la pièce **figure.132**



Contrôle d'une surface plane au comparateur

figure.132

La pièce est placée en appui sur trois vérins A, B, C réglée à la même altitude, un quadrillage est effectué sur la surface à mesurer, ensuite à l'aide du comparateur on mesure les écarts des points 1, 2, 3 etc... par rapport au plan théorique.

Contrôle au marbre

Le marbre matérialise un plan fabriqué en fonte ou en granit et sert de surface plane de référence.

Les marbres sont posés sur des appuis pour éviter que des actions de contact déformantes prennent naissance (pour assurer une rigidité suffisante) (figure.133.)

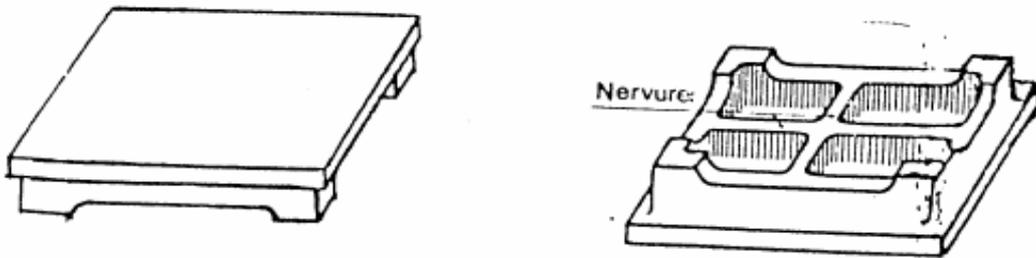


figure.133

Les dimensions des pièces à contrôler doivent être inférieures à celle du marbre ; le contrôle au marbre est un contrôle par comparaison est basé sur la méthode suivante :

Sur un plan enduit d'une très mince couche de colorant, posé sur une surface parfaitement plane et on la faisant glisser légèrement, seules ses parties en contact avec le plan seront colorées. Les surfaces en relief (parties hautes) sont brillantes.

Cette méthode ne permet pas de chiffrer les écarts, mais on peut compter le nombre de points de contact au centimètre carré (figure.134). 5 Surfaces de portée au centimètre carré indiquent une excellente exécution.

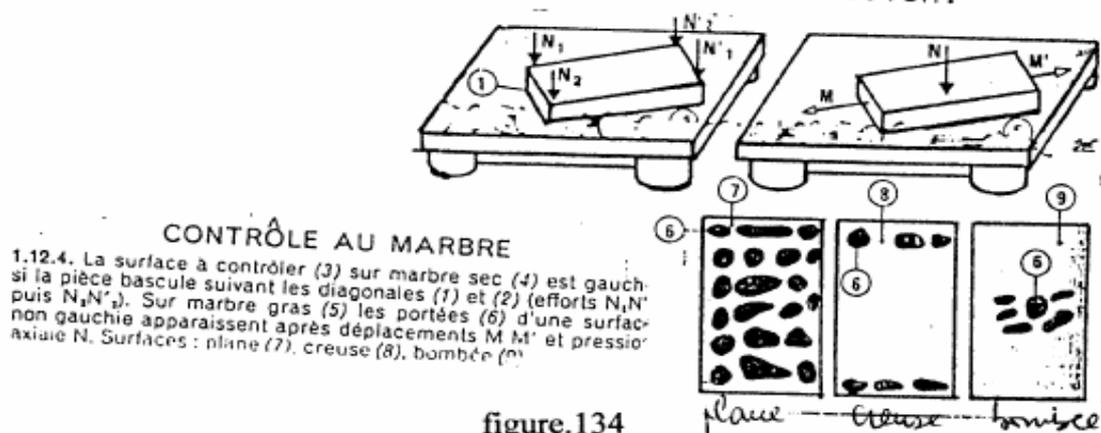
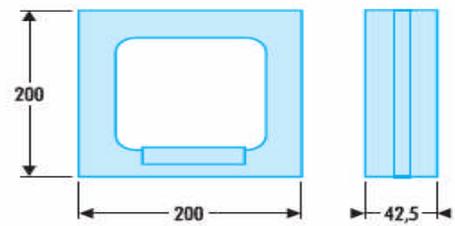
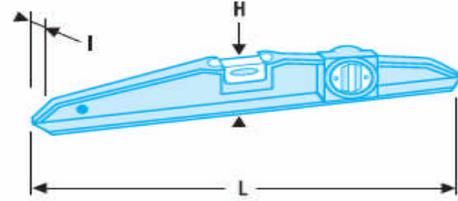


figure.134

C'est-à-dire on admet qu'une surface est plane lorsque les points de contact (plages brillantes) sont régulièrement répartis et assez rapprochés.



7. CONTROLE DE LA RUGOSITE

7.6 • Contrôle de la rugosité

On peut rappeler que la qualité d'un état de surface doit varier dans le même sens que la qualité de fabrication.

La rugosité est une caractéristique importante de l'état de surface.

Indépendamment des erreurs de forme et de dimension, la surface engendrée par l'outil présente des rugosités qui rendent imprécise sa définition. Une observation microscopique permet de constater la présence de sillons et de crêtes.

7.7 Contrôle visuel et tactile (viso-tactile)

On évalue l'aspect et le degré de la rugosité en comparant la surface réalisée avec des surfaces échantillons, dont on connaît la rugosité.

C'est-à-dire l'appréciation de l'ampleur des défauts se fait à l'oeil et au toucher et par comparaison avec des échantillons types normalisés se présentant sous forme de plaquettes comportant chacune une série d'échantillons de surfaces obtenues par les procédés d'usinage les plus courants figure.142.

Chaque échantillon est repéré par une lettre pour les procédés d'usinage et d'un numéro qui correspond au critère de l'écart moyen arithmétique (Ra) de la rugosité.

Ce procédé est rapide et économique puisqu'il ne nécessite aucun matériel de contrôle et donne des résultats très appréciables .



Composition :

- 3 échantillons rodage 0,05 - 0,1 - 0,2 Ra.
- 3 échantillons alésage 0,4 - 0,8 - 1,6 Ra.
- 6 échantillons rectification 0,05 - 0,1 - 0,2 - 0,4 - 0,8 - 1,6 Ra.
- 6 échantillons fraisage en roulant 0,4 - 0,8 - 1,6 - 3,2 - 6,3 - 12,5 Ra.
- 6 échantillons fraisage en bout 0,4 - 0,8 - 1,6 - 3,2 - 6,3 - 12,5 Ra.
- 6 échantillons tournage 0,4 - 0,8 - 1,6 - 3,2 - 6,3 - 12,5 Ra.

figure.142

7.7.1 Contrôle pneumatique

La tête de contrôle comporte un gicleur de sortie qui débouche à l'intérieur d'une couronne circulaire plane de faible diamètre ($d=3\text{mm}$) servant de palpeur est associé à un comparateur pneumatique.

Le principe de la mesure consiste à comparer la fuite d'air quand le gicleur est posé sur la surface à contrôler et la fuite lorsqu'il est posé sur une surface étalon.

Toute imperfection de la surface augmente donc la section de passage de l'air, d'autant plus que le vide entre les saillies et les creux est plus important. Par suite la colonne manométrique du comparateur indique une hauteur locale compensée des défauts d'ondulation et des rugosités.

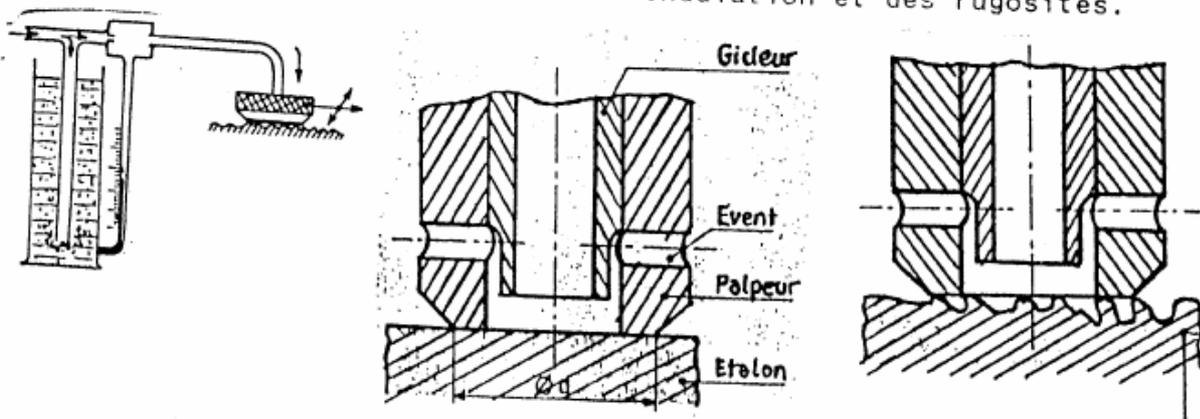


figure.143

7.7.2 Contrôle électronique

L'appareillage de contrôle est constitué d'un capteur composé d'un palpeur à aiguille, d'un groupe électronique ayant pour but de transformer les oscillations en signaux électriques et de les diriger vers un amplificateur associé à une unité de calcul, d'un cadran d'affichage des critères et éventuellement d'une unité d'enregistrement, d'une commande de déplacement du palpeur à vitesse constante figure.144.

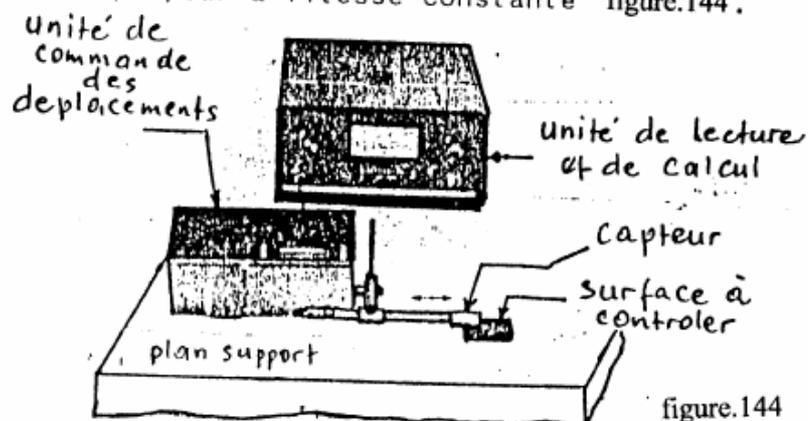


figure.144

Les figures 145 a, b et c obtenues lors de la mesure nous aident à déterminer les critères de rugosité.

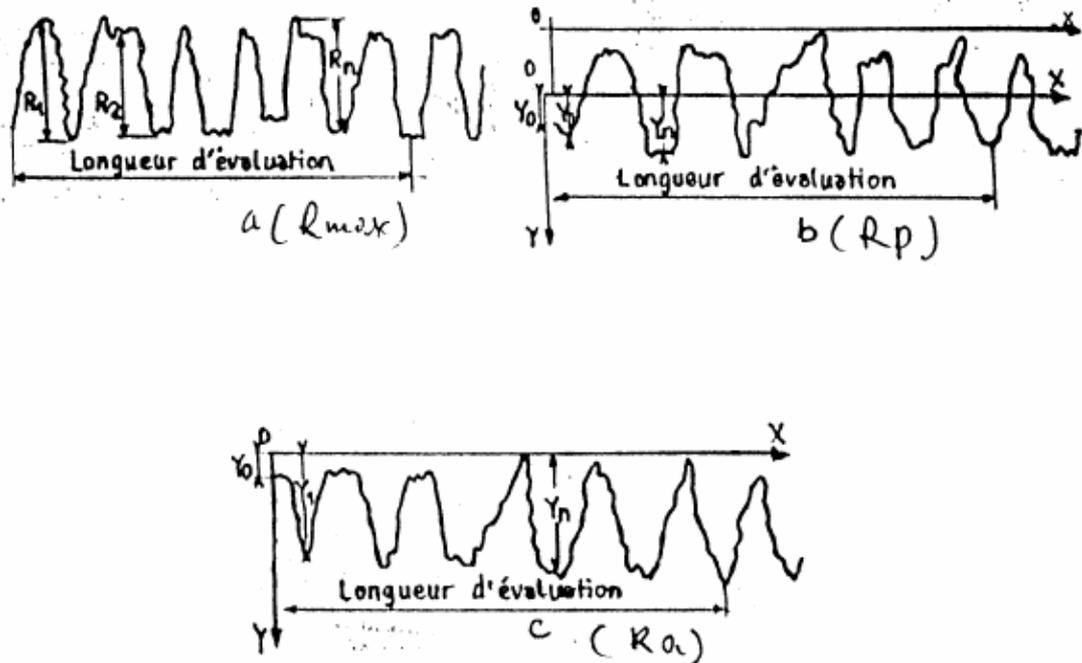


figure.145

$$d) - R \approx R_1 + R_2 + \dots + R_n / n$$

avec $n > 8$

C'est la moyenne des distances saillies-creux du profil de rugosité.

$$b) R_p \approx Y_0 + Y_1 + \dots + Y_n / n$$

C'est la moyenne arithmétique de toutes les distances entre le profil mesuré et l'ondulation

$$c) R_a \approx Y_0 + Y_1 + \dots + Y_n / n$$

C'est la moyenne des écarts de rugosité par rapport à la ligne moyenne de rugosité OX.

Un autre type d'appareil pour le contrôle de la rugosité, possédant une grande précision de mesure et donnant directement les résultats des critères de rugosité par affichage digital, en plus des résultats qui peuvent-être imprimés

8.CONTROLE DES ENGRENAGES

8.1. Définition

Un engrenage est constitué par l'ensemble de deux roues dentées engrenant ensemble (dont l'une est par l'autre par contact des dents). On dit que les deux roues sont conjuguées. La petite des deux roues est appelée pignon, l'autre la roue.

Une roue de rayon infini est une crémaillère. Un engrenage est destiné à transmettre la puissance entre deux arbres rapprochés avec modification du couple transmis et de la vitesse de rotation.

Quel que soit le type d'engrenages et la formes de la denture, le rapport des vitesses est toujours égal au rapport inverse des nombres de dents, il est aussi égal au rapport inverse des diamètres primitifs.

8.2 Classification

- a) Axes des arbres parallèles : engrenage parallèle (ou engrenage à roues cylindriques).
- b) Axes concourants : engrenage concourant (roues coniques).
- c) Axes non dans le même plan (engrenage gauche).

8.3 Engrenage cylindrique à denture droite

8.3.1 Définitions

a) Cylindres primitifs : cylindres fictifs, solidaires des roues, qui roulent sans glisser l'un sur l'autre pendant le mouvement.

(les cylindres primitifs de deux roues d'engrenage à denture normale sont tangent l'un à l'autre suivant une génératrice ; leur diamètre est celui des roues de friction donnant le même rapport de vitesses.

b) Surface active : Portion de la surface d'une dent dont les éléments entrent en contact avec une dent de l'autre roue. La partie de cette surface située au dessus du cylindre primitif est la face ; l'autre partie est le flanc.

c) Profil : Intersection d'une surface active et d'un plan perpendiculaire à l'axe de la roue ; le profil des engrenages normaux est une développante du cercle.

d) Cercle de base : ou cercle développé. Celui dont la développante est le profil de la roue considérée.

e) Cercle de tête : Cercle contenant les sommets des dents.

f) Cercle de pied : Cercle tangent au fond des entre-dents.

g) Hauteur de dent h : distance radiale entre le cercle de tête et le cercle de pied. Elle comprend la saillie S et le creux t.

h) Pas circonférentiel P : longueur de l'arc du cercle primitif compris entre deux profils homologues consécutifs (deux dents consécutives) il comprend une épaisseur curviligne e et un intervalle curviligne i (voir **figure.146**) $P = \pi.m$

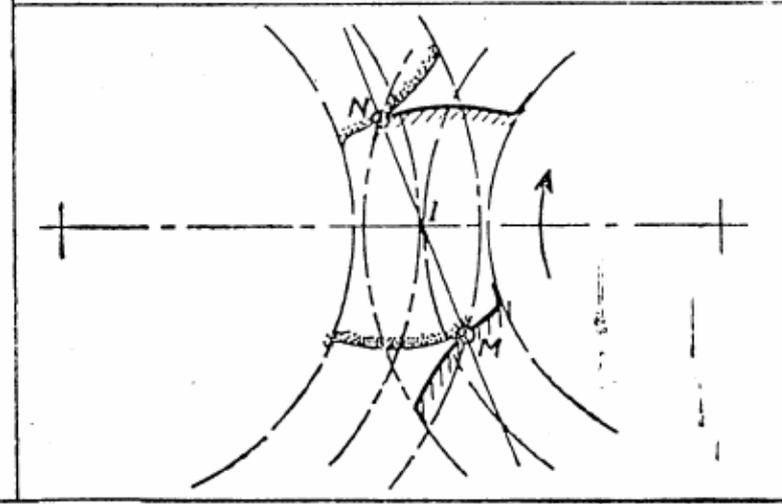
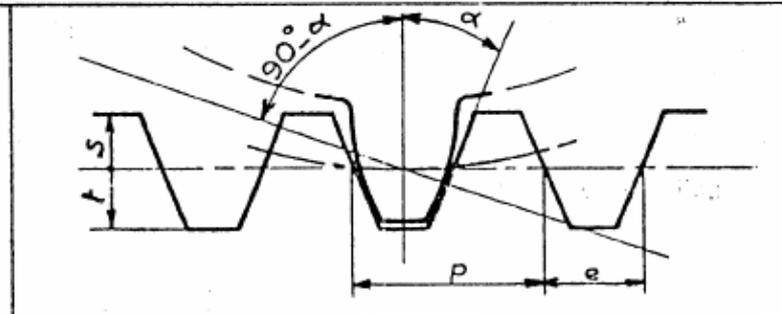
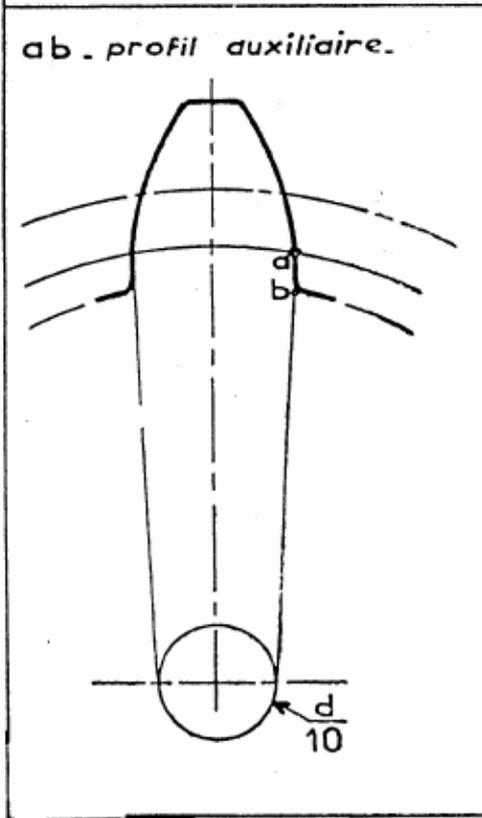
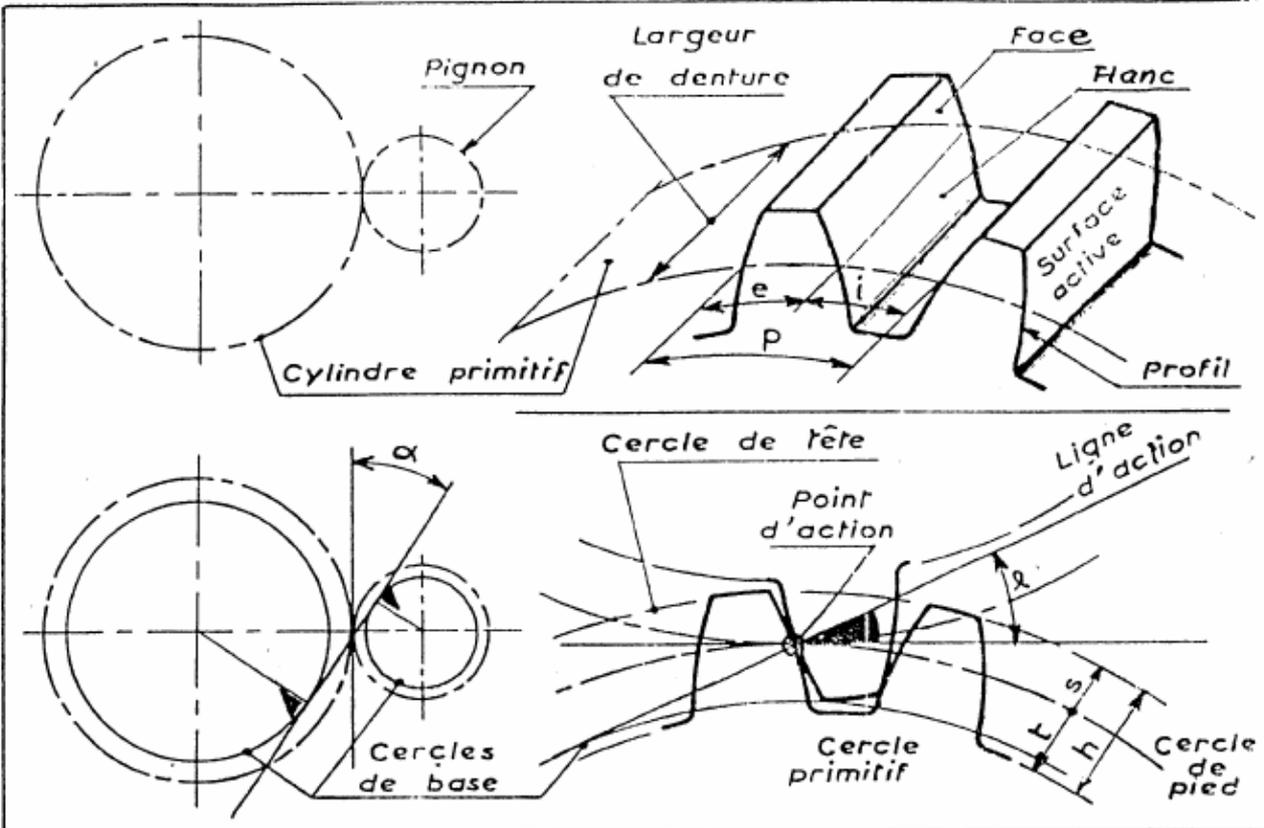


figure.146 >

en effet la longueur de la circonférence primitive est égale à $\pi.d$ ou $p.Z$ d'où $P = \pi.d/Z = \pi.m$.

- i) Point d'action : Point de contact de deux profils conjugués.
- j) Lignes d'action : ligne sur laquelle se déplace le point d'action. Dans un engrenage à développante elle est la droite tangente aux deux cercles de base et se confond avec la normale commune aux profils conjugués. La poussée d'une dent sur la dent de la roue conjuguée s'exerce suivant cette ligne. les points encadrés limitent le segment d'action MN.
- k) Angle de pression α : angle formé par la ligne d'action avec la tangente commune aux cercles primitifs.
- l) Module M : Quotient du diamètre primitif d par le nombre de dents Z .
- m) Rapport d'engrenage ρ : Quotient du nombre de dents de la roue par le nombre de dents du pignon, il est toujours >1 . C'est un rapport de réduction si le pignon est menant, un rapport de multiplication si la roue est menante.
- n) Crémaillère : Barre dentée engrenant avec une roue. C'est une portion de roue cylindrique de diamètre infini. Les surfaces actives sont planes ; le profil est une droite faisant avec la ligne des centres un angle égal à l'angle de pression.
- o) Arc de conduite : Arc parcouru par un point de l'un des cercles primitifs depuis le commencement jusqu'à la fin de l'action. L'arc de conduite doit être supérieur à un pas ; il est d'autant plus grand que la saillie des dents est plus grande, que l'angle de pression est plus faible.
- p) Tracé du profil de la dent : Si le cercle de pied est plus petit que le cercle de base, le profil est complété par une portion de droite telle que ab appelée profil auxiliaire. L'arrondi au fond des entre-dents a pour rayon maximum $0,4M$. Un dégagement au sommet des dents est prévu pour les roues fortement chargées et tournant à grande vitesse.

Saillie $S = \text{module } m$

Creux $t = 1,25 m$

Épaisseur de la dent = demi-pas = $m.\pi/2$.

8.3.2 Calcul et représentation de la denture droite (normale)

Angle de pression : 20°

MODULES

Principaux : 0,5 - 0,6 - 0,8 - 1 - 1,25 - 1,5 - 2 - 2,5 - 3 - 4 - 5 - 6 - 8 - 10 - 12 - 16 - 20 - 25.

Secondaires : 0,55 - 0,7 - 0,9 - 1,125 - 1,375 - 1,75 - 2,25 - 2,75 - 3,5 - 4,5 - 5,5 - 7 - 9 - 11 - 14 - 18 - 22

Exceptionnels : 0,75 - 3,25 - 3,75 - 6,5.

Dimensions des dents :

	Saillie S	Creux t	Hauteur h	Epaisseur e
Denture normale.....	1 M	1,25 M	2,25 M	$\pi \frac{M}{2}$
Denture déportée.....	M (1 ± x)	M (1,25 ± x)	—	$M \left(\frac{\pi}{2} \pm 2 \times \text{tg } 20^\circ \right)$

Largeur de denture : $l = kM$

$k = 10$ (valeur recommandée) - 6,4 - 8 - 12,5 - 16.

Nombre de dents

Série		
Recommandée	Complémentaire	Exceptionnelle
12 - 16 - 20	14 - 18 - 22	13 - 15 - 19
25 - 32 - 40	28 - 36 - 45	26 - 27 - 30 - 38
50 - 63 - 80	56 - 71 - 90	53 - 60 - 75
100 - 125 - 160	112 - 140	106 - 118 - 150

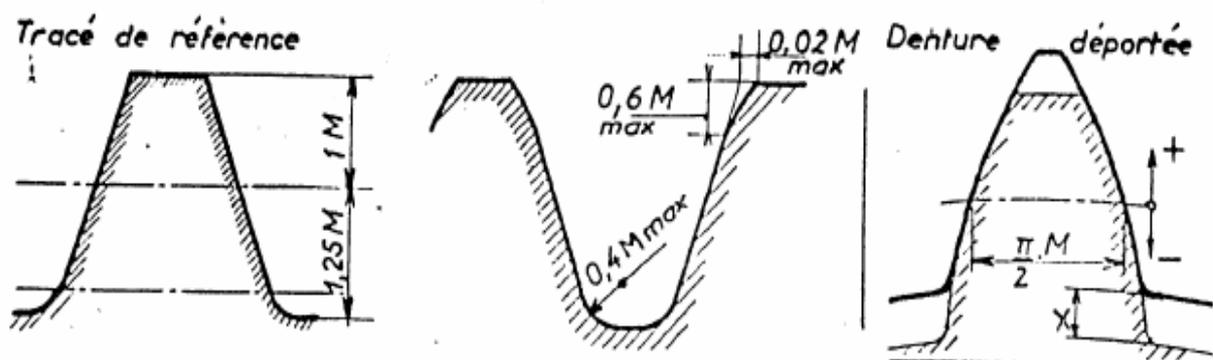
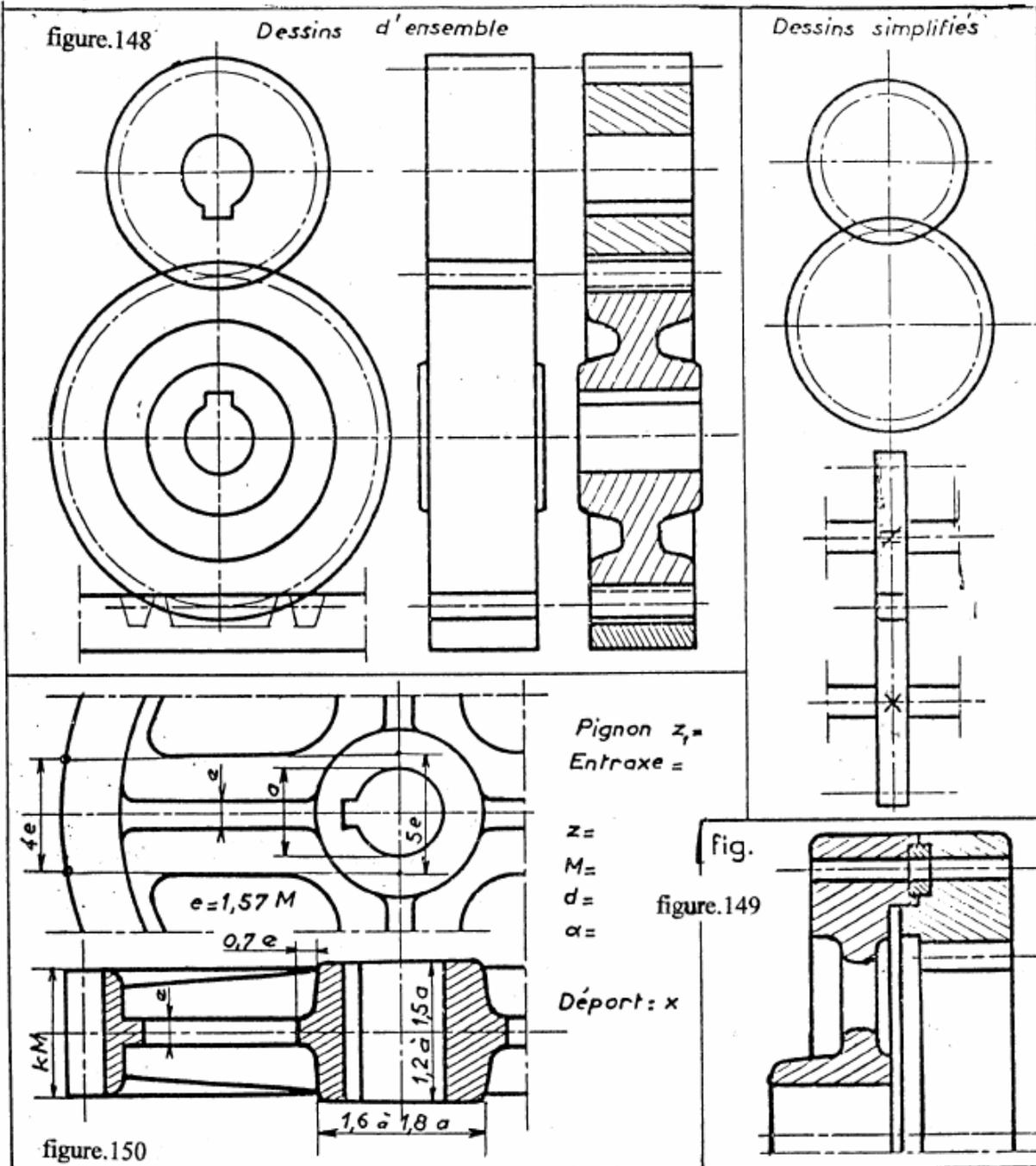


figure.147



Dans les vues autres que la coupe axiale, on représente la pièce commune une pièce pleine non dentée en ajoutant le tracé de la surface primitive ; la denture et la surface de pied ne sont tracées que dans des cas exceptionnels : crémaillère, secteur denté, (utiliser le trait continu fin en vue de face).

Dans le dessin d'un engrenage, chaque élément non coupé est représenté comme s'il était seul.

Dessins simplifiés - Les détails n'intéressant pas la surface active sont supprimés.

Cotation (fig. figure.149). – Indiquer seulement les dimensions de la roue avant taillage.

Indiquer en légende :

- le nombre de dents, le module, l'angle de pression, le diamètre primitif, éventuellement le déport de denture.

Ajouter le nombre de dents de la roue conjuguée, l'entr'axe, (cotes de fonctionnement) et les tolérances d'exécution (classe de denture).

Engrenages intérieurs figure.150- Le sens de rotation est le même pour la roue et le pignon. La denture de la roue est généralement taillée dans une couronne rapportée.

La différence des nombres de dents de la roue et du pignon doit être au moins égale à 6.

Calcul des éléments de la denture

Données :

Module m (calculé en fonction de l'effort à transmettre, de la résistance de la matière constitutive et de la largeur de denture).

Calcul :

Saillie $S = m$

Creux $t = 1,25m$

Hauteur $h = s + t = 2,25m$

Diamètre primitif $d = m, Z$

Diamètre de tête $d_s = d + 2m = m(Z + 2)$

Diamètre de pied $d_t = d - 2,5 m = m(Z - 2,5)$

Pas $p = m.\pi$

Distance d'axes de deux roues en prise :

$$a = (m.Z_1/2) + (m.Z_2/2) = m(Z_1 + Z_2)/2$$

Calcul d'un engrenage

Relations. Roue: z dents. Pignon: z_1 dents

$$d = M \times z \quad (1) \quad p = \frac{N_1}{N} = \frac{d}{d_1} = \frac{z}{z_1}$$

$$\text{Entr'axes} \quad E = \frac{d + d_1}{2} = M \left(\frac{z + z_1}{2} \right)$$

$$d_1 = \frac{2E}{p + 1} \quad (4) \quad d = 2E - d_1 = \frac{2E p}{p + 1}$$

$$\text{Diamètres extérieurs:} \quad D = d + 2M = M(z + 2) \\ D_1 = M(z_1 + 2)$$

$$\text{Effort tangentiel:} \quad T = \frac{716 P}{N \times r} \text{ kg}$$

P = puissance transmise en chevaux
 r = rayon primitif en mètres.

$$\text{Vitesse linéaire:} \quad V = \frac{\pi r N}{30} \text{ m/s}$$

Module. Pour une largeur de denture $l = kM$

$$M = 2,3 \sqrt{\frac{T}{k.R.f_v}}$$

R = contrainte admissible à la flexion en kg/mm^2 .

f_v = facteur de vitesse faisant intervenir les efforts dynamiques appliqués à la denture.

Valeurs de R

Fonte - Celoron	Acier moulé	Acier forgé	Aciers spéciaux	Bronze
4	8	12	20 à 30	6

Valeurs de f_v

V m/s	0,5	1	2	3	4-5	6-7	8-9	10-11	12-13	14-15
f_v	0,9	0,85	0,75	0,70	0,60	0,55	0,5	0,45	0,40	0,35

Données. – On connaît généralement : E, ρ (N et N_1) et la puissance P chevaux.
Les formules permettent de calculer dans l'ordre : d – d_1 – T – v – M – z et z_1 – D – D_1 .

Diamètre de l'alésage. – Le diamètre de l'arbre est calculé comme il est indiqué plus loin en tenant compte du couple de torsion $C = T \times r$ et du moment

de flexion calculé avec $F = \frac{T}{\cos \alpha}$ On arrondi le résultat trouvé à la

valeur immédiatement supérieure figurant dans le tableau des diamètre d'alésages normaux donnés ci-dessous :

Série principale : 20- 22 – 24 – 27 – 30 – 33 – 36 – 39 – 42 – 45 – 48 – 52 – 56 – 60 – 64 – 68 .
Série complémentaire : (à n'utiliser que pour des arbres de transmission) 25 – 35 – 40 – 50 – 70

Interférence. – Les dents de la roue ont tendance à entailler le profil auxiliaire de la denture du pignon : c'est le phénomène d'interférence figure. 157. Le fonctionnement n'est possible qu'avec un certain jeu qui entraîne une usure rapide des dents, ou bien en adoptant un profil concave, ce qui affaiblit la racine de la dent.

Avec un angle de pression de 20° , le nombre minimum de dents z_1 que doit avoir le pignon pour que l'interférence ne se produise pas est donné par les tableaux ci-dessous :

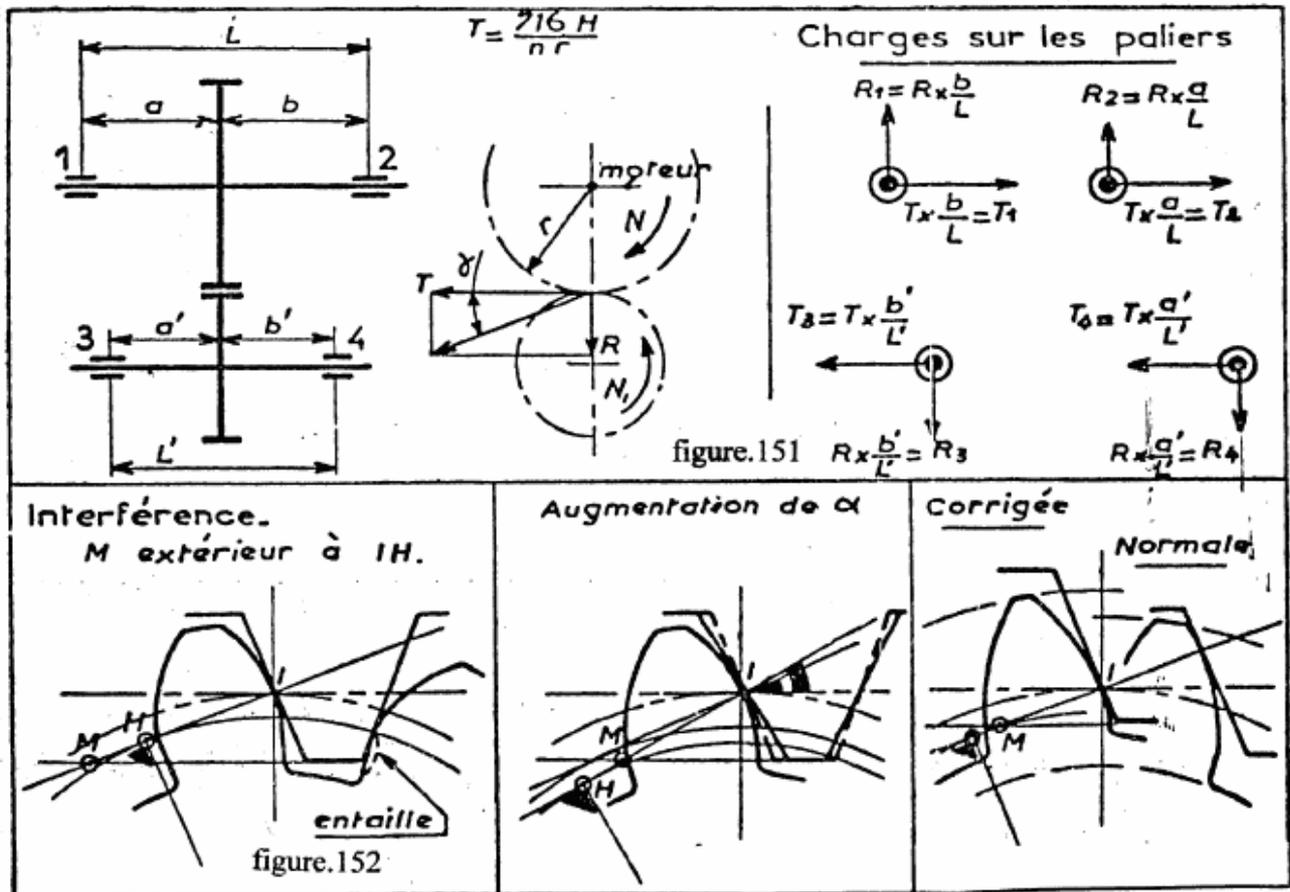
Engrenages extérieurs

$z/z_1 = \rho$ (maximum)	1	2	2,5	3	4	6	> 7	Crémaillère
z_1 (dent. normale)	12	14	15	16	16	16	17	18

Engrenages intérieurs

$z/z_1 = \rho$ (minimum)	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2	2,5	3	4	9
z_1 (dent. normale)	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18

2° Déplacement des cercles de tête et de pied. – La taille des dents de la roue est diminuée ; le creux est augmenté de façon que la hauteur de la dent conserve la même valeur. La correction inverse est faite sur la denture du pignon
 Le déport de denture x s'exprime en fraction de module
 Cette méthode ne peut s'utiliser si le rapport d'engrenage est égal à 1, puisque les dents sont identiques dans ce cas.



8.4. Engrenages cylindriques à denture hélicoïdale

8.4.1 Définition (figure.153)

Hélice primitive. – Intersection de la surface active (flanc d'une dent) et du cylindre primitif. La surface active est un hélicoïde développable. Son intersection avec un plan perpendiculaire à l'axe de la roue est une développante de cercle.

Pas axial H. – Pas de l'hélice primitive, ou pas hélicoïdal.

Pas apparent p_a . – Longueur de l'arc du cercle primitif comprenant une dent et une entre-dent.

Pas réel p_r . – Longueur de l'arc d'une hélice du cylindre primitif orthogonale aux hélices primitives.

Inclinaison α . – Angle aigu formé par la tangente à l'hélice primitive avec l'axe de la roue.

Module apparent M_a . – Quotient du diamètre primitif par le nombre de dents.

Module réel M_r . – Quotient du pas réel par π .

Angle de pression réel α ou β . – Angle aigu formé par les lignes d'intersection du plan d'action et d'un plan tangent aux cylindres primitifs avec un plan orthogonal aux hélices primitives.

Relation.

$$p_a = \frac{\pi d}{2} = M_a \pi \quad p_r = p_a \times \cos \alpha = M_r \pi$$

$$M_a = \frac{d}{z} = \frac{p_a}{\pi} = \frac{M_r}{\cos \alpha} \quad M_r = M_a \times \cos \alpha = \frac{p_r}{\pi}$$

$$H = \pi d \times \cot g \alpha$$

Dimensions caractéristiques. – Elles s'expriment en fonction du module réel de M.

$$\text{Saillie } S = M_r \quad \text{creux } t = 1,15 M_r$$

$$d = M_a \times z = \frac{M_r \times z}{\cos \alpha}$$

$$D = M_r \left(\frac{z}{\cos \alpha} + 2 \right)$$

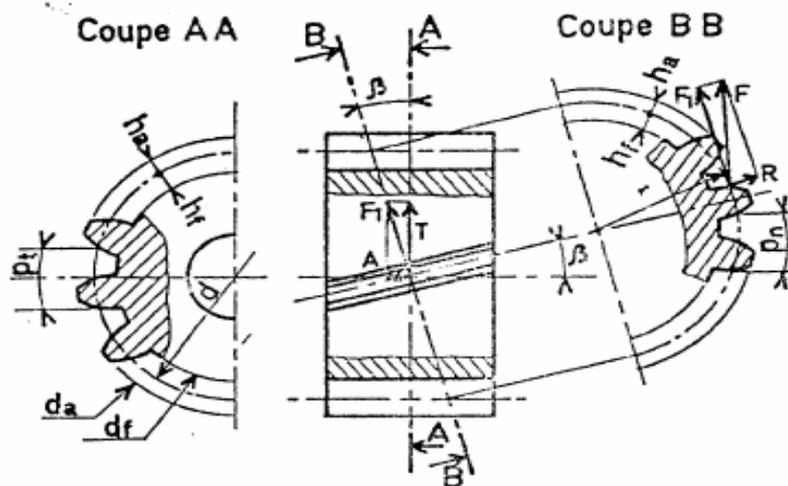
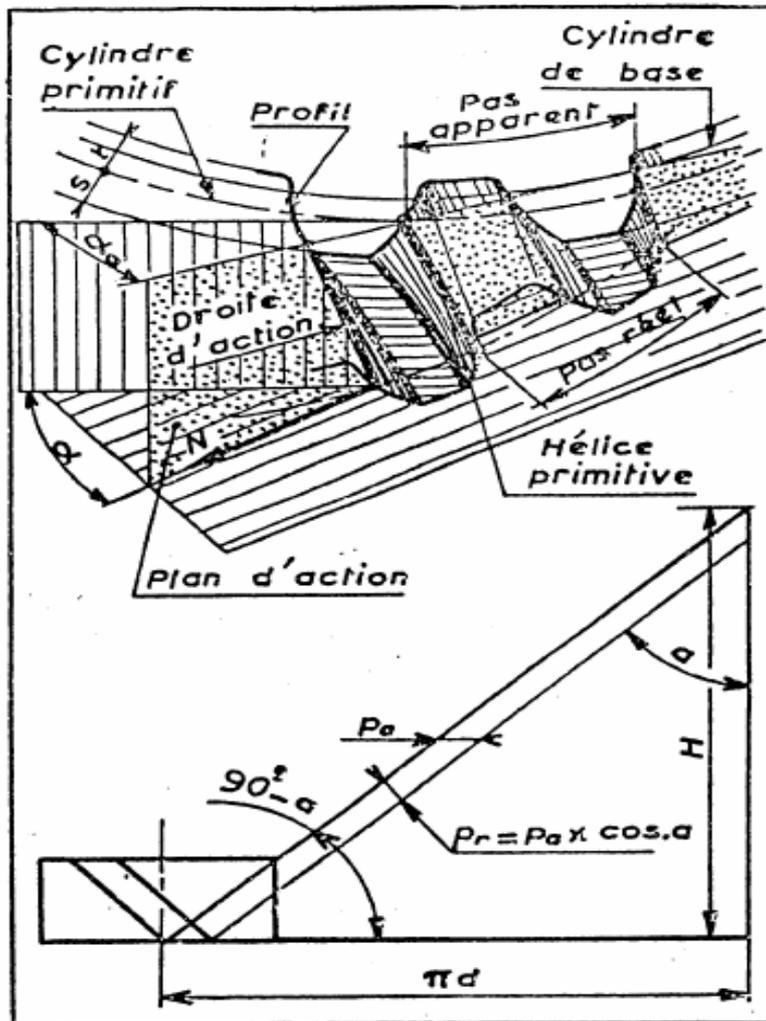


figure.153

Diamètre primitif $d = M a \times z = M r \times Z / \cos \alpha$

Diamètre de tête $d_a = d + 2 M r$

Diamètre de pied $d_f = d - 2,5 M r$

Distance d'axes $a =$ somme des rayons primitifs.

Nombre fictif de dent z' . – Utilisé pour le taillage à la fraiseuse. La section droite d'une dent est contenue dans un plan perpendiculaire aux hélices ; la section du cylindre primitif par ce plan oblique est une ellipse. Le profil des dents est assimilé à celui des dents d'une roue droite ayant pour rayon primitif le rayon de courbure R de l'ellipse à l'extrémité de son petit axe **figure.154**

$$R = \frac{r}{\cos^2 \alpha}$$

Le taillage nécessite une fraise au module réel M_r correspondant à un nombre de dent fictif :

$$z' = \frac{z}{\cos^2 \alpha}$$

Représentation. Cotation figure.155 En coupe la représentation est la même que celle d'une roue droite. Si la roue n'est pas coupée, on représente généralement une hélice primitive. Les cotes générales sont complétées par un tableau donnant les caractéristiques de la denture.

Calcul du module. – Le module réel se calcule comme celui d'une roue droite.

$$M_r = 2,3 \cdot \sqrt{\frac{F}{k \cdot R \cdot f_v}} \quad \text{avec} \quad F = \frac{T}{\cos \alpha}$$

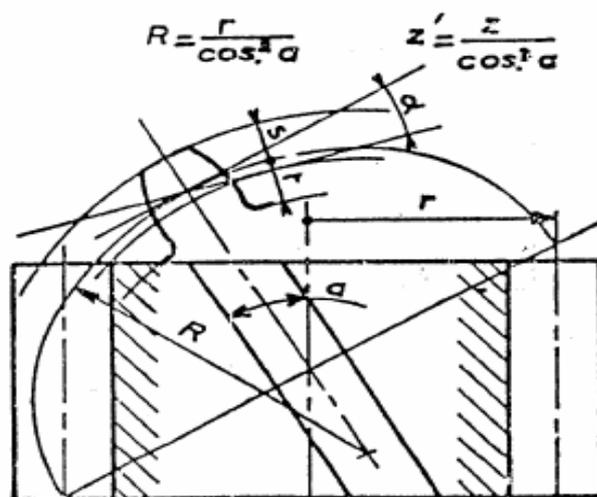
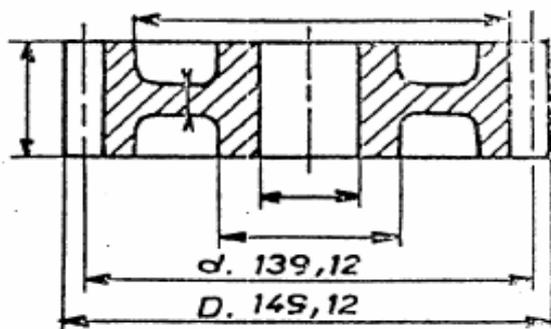


figure.154



24 dents. $M_r = 5$ $M_a = 5,30$
 Inclinaison: $21^\circ 44'$ à droite.
 Angle de pression réel: $\alpha = 20^\circ$

figure.155

8.4.2 Relation entre les éléments de deux roues en prise

a) Roues à axes parallèles figure.156

Les hélices primitives sont de sens contraire ; elles ont même inclinaison α .
Les modules réel et apparent sont les mêmes pour les deux roues, donc les mêmes pas réel et apparent.

$$\text{On a la relation : } E = \frac{d + d_1}{2} = \frac{M(z + z_1)}{2 \cos \alpha}$$

Calcul d'un couple.

Données : E et ρ (N et N_1), puissance transmise P .

Le début du calcul est identique à celui effectué pour les engrenages droits. On utilise les mêmes pour déterminer successivement :

$$d - d_1 - T \text{ et } M_r.$$

Pour le calcul de M_r on suppose $\hat{a} = 30^\circ$, c'est à dire un effort tangentiel égal à $1,15 T$.

La détermination des nombres de dents z et z_1 se fait de la manière suivante :

En supposant $\hat{a} = 30^\circ$ (roues droites), calculer la somme des nombres de dents approximatifs :

$$z' + z'_1 = \frac{2E}{M_r} \times 0,866$$

Chercher les rapports équivalents à $\frac{z}{z_1} = \frac{N_1}{N}$ en divisant les deux termes par un même nombre.

Choisir parmi les rapport obtenus $\frac{z}{z_1} = \frac{a}{b} = \frac{c}{d} = \dots$ celui dont la somme des termes

se rapproche le plus de la somme $z' + z'_1$; les termes de ce rapport sont les nombres z et z_1 .

Calculer ensuite $\cos \alpha$ tiré de puis les autres caractéristiques : a , M_a , etc...

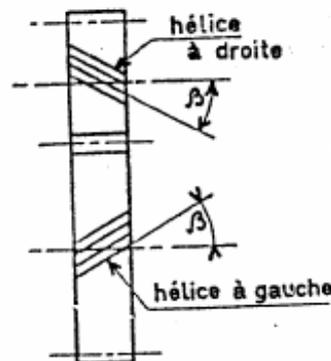


figure.156

b) Roues à axes perpendiculaires *figure.157*

Les hélices sont de même sens : les angles α et α_1 de ces hélices sont complémentaires. Le module réel M_r est le même pour les deux roues, les modules apparents différent, sauf si l'inclinaison est de 45° . Le rendement, assez faible, de ce genre d'engrenage est maximum lorsque $\hat{\alpha} = \hat{\alpha}_1 = 45^\circ$.

Relations : $\hat{\alpha} + \hat{\alpha}_1 = 90^\circ$ (18) $M_r = M_a \cos \alpha = M_{a1} \cos \alpha_1$

$$d = \frac{M_r \times z}{\cos \alpha} \quad (20) \quad d_1 = \frac{M_r \times z_1}{\cos \alpha_1} = \frac{M_r \times z_1}{\sin \alpha}$$

$$\text{Entr'axe } E = \frac{M_r}{2} \left(\frac{z}{\cos \alpha} + \frac{z_1}{\sin \alpha} \right)$$

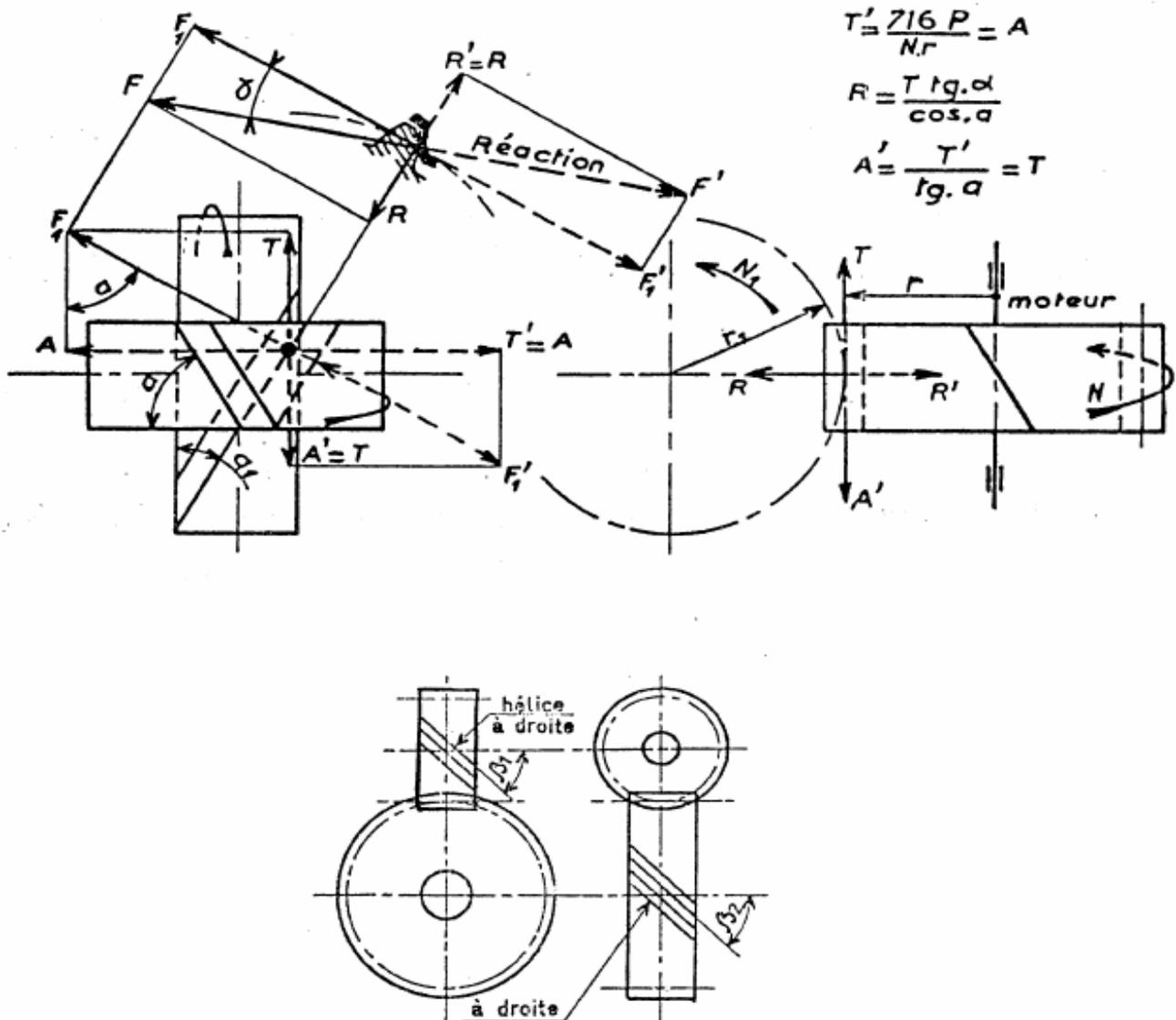


figure.157 -

Calcul d'un couple.

Données. E et ρ (N et N_1). Puissance transmise P ch.

- Calculer d et d_1 comme pour deux roues droites, puis M_t en supposant $\hat{a} = \hat{a}_1 = 45^\circ$ c'est à dire un effort tangentiel égal à $1,414T$.
- En déduire $M_a = \frac{M_r}{\cos \alpha} = 1,414 M_r$.
- Calculer les nombres de dents :

$$z = \frac{d}{M_a} \quad \text{et} \quad z_1 = \frac{d_1}{M_a}$$

- Prendre les valeurs entières immédiatement voisines des résultats trouvés tels que la relation $\frac{z}{z_1} = \rho$ soit satisfaite.
- Déterminer la valeur exacte des angles α et α_1 avec la construction suivante **figure.158** sur deux axes rectangulaires ox, oy porter, à une échelle convenable (5 à 10 mm pour une dent par exemple), des longueurs om et on égales aux nombres de dents z et z_1 . On détermine le point K ayant ces deux longueurs pour coordonnées. Sur une règle, mesurer à la même échelle, une longueur AB égale à $\frac{2E}{M_r}$. Les points A et B glissant sur les axes ox, oy , déplacer la règle jusqu'à ce que qu'elle passe par le point K . Les angles α et α_1 sont les inclinaisons d'hélice cherchées.

On a en effet :

$$AK = \frac{z_1}{\sin \alpha} \quad KB = \frac{z}{\cos \alpha}$$

$$AK + KB = \frac{2E}{M_r} = \frac{z_1}{\sin \alpha} + \frac{z}{\cos \alpha} \quad \text{qui est la relation}$$

Avec un tracé précis le résultat trouvé est très proche de la valeur exacte. Celle-ci est ensuite déterminée facilement par tâtonnements en utilisant la formule de l'entr'axe.

Remarque. – Il peut y avoir zéro, une ou deux solutions. Dans ce dernier cas (cas général), on choisit celle qui donne l'angle α le plus voisin de 45° .

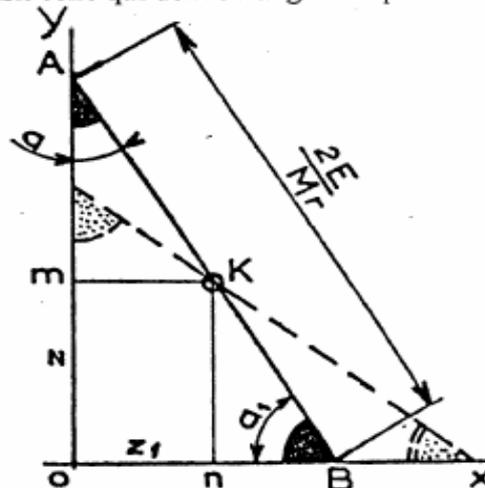


figure.158

8.4.3 Diamètre de l'alésage d'une roue

a) roues à axes parallèles. On a :

$$T = \frac{716P}{N \times r} = T'; A = T \operatorname{tg} \alpha = A'; R = \frac{T \operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha} = R'$$

Les éléments du calcul de l'arbre sont :

- le couple $C = T \times r$.
- le moment de flexion calculé avec l'une des réactions des paliers, égales aux charges appliquées.

$M_1 = S_1 \times a = S_2 \times b$ pour l'arbre moteur. $M'_1 = S_3 \times a' = S_4 \times b'$ pour arbre mené.

b) Roues à axes perpendiculaires

Roue menante. Couple $T' \times r$.

Moment de flexion calculé avec S_2 ou S_1 .

Roue menée. Couple $T \times r$.

Moment de flexion calculé avec S_3 ou S_4 .

8.4.4 Charges sur les paliers

On tient compte des forces d'action sur la roue menée, des réaction sur la roue menante.

La figure indique les valeurs de ces charges ; le sens du couple $A \times r$ créé par l'effort axial est déterminé en tenant compte du sens de rotation et de l'inclinaison des hélices. On a :

Un) Roues à axes parallèles figure.159

$$A' \times r = P_1 \times L = P_2 \times L \quad \text{d'où} : P_1 = P_2 = \frac{A' \times r}{L}$$

$$A \times r = P_3 \times L' = P_4 \times L' \quad \text{d'où} : P_3 = P_4 = \frac{A \times r}{L'}$$

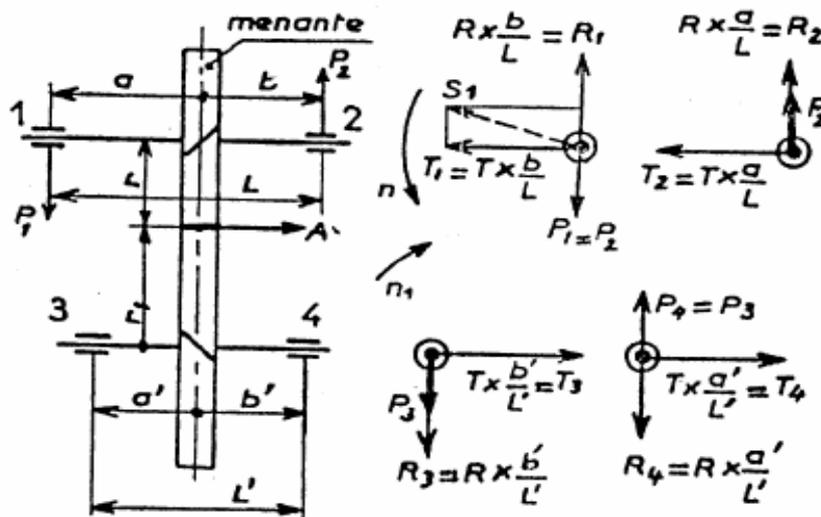


figure.159

- Roues à axes perpendiculaires

Menante. Couple $T \times r$ d'où $P_1 = P_2 = \frac{T \times r}{L}$

Menée. Couple $A \times r_1$ d'où $P_3 = P_4 = \frac{A \times r_1}{L_1}$

La charge radiale sur un palier est de la forme : $R \pm P$.
La charge totale sur un palier, tel que I par exemple, est égale à :

$$S_1 = \sqrt{T_1^2 + (R_1 - P_1)^2}$$

Sens de rotation des roues à axes perpendiculaires. – La roue menante est assimilée à une vis, à droite ou à gauche, fixe en translation ; la roue menée est considérée comme étant un écrou. Cette dernière roue étant vue de face, le sens du déplacement de l'écrou fictif fixe le sens de rotation de la roue menée.

8.5 Roue et vis figure.160

Ce système présente l'avantage d'assurer un rapport d'engrenage élevé (de 10 à 70).
On peut avoir les couples suivants :

- **Roue droite et vis sans fin** – Le contact, théoriquement ponctuel entraîne une usure rapide des dents. Convient pour la transmission de faibles efforts.
- **Roue creuse et vis tangente** – Emploi général. Exige un excellent graissage.
- **Roue et vis globique** – L'exécution de la vis est délicate. Convient pour la transmission à faible vitesse d'efforts importants.

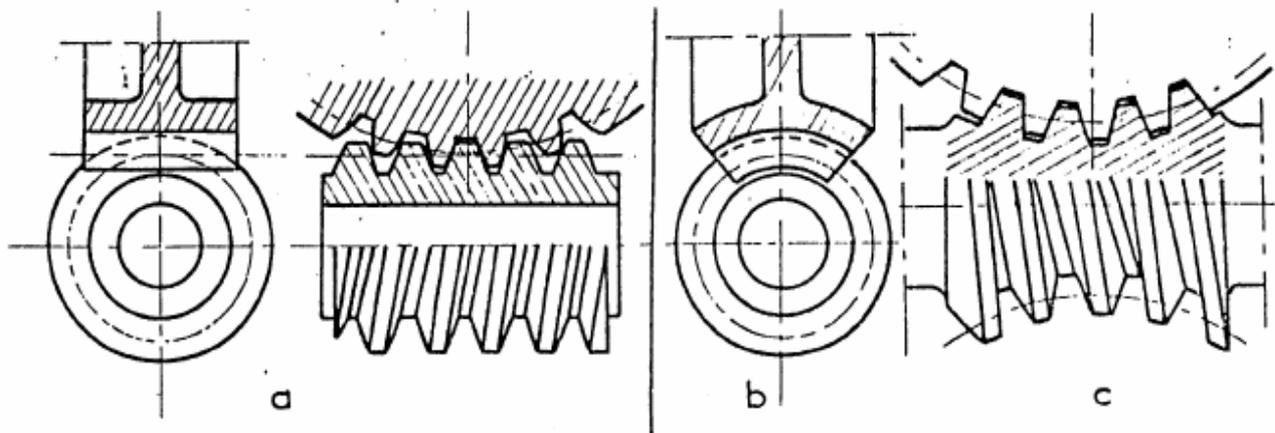
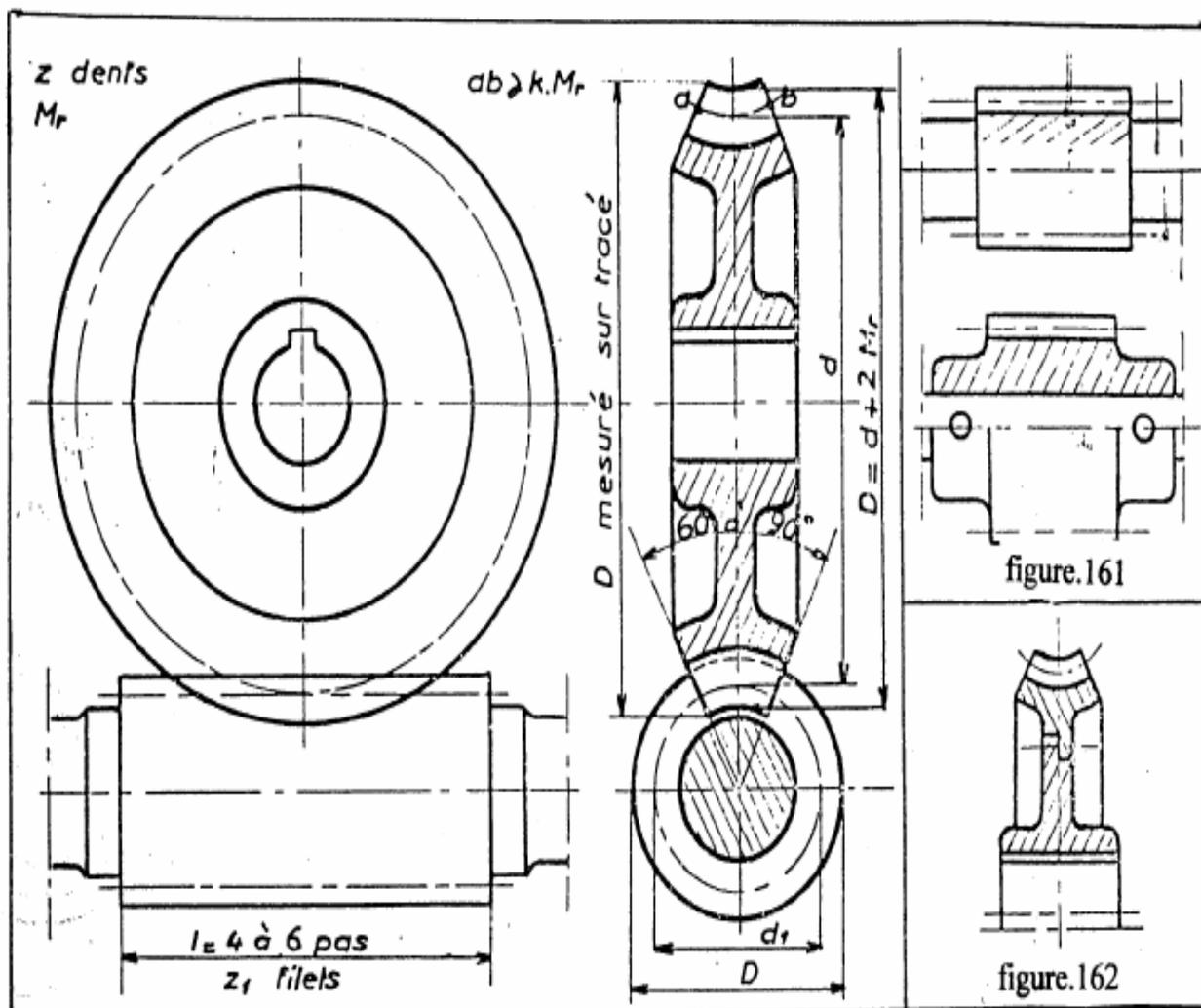


figure.160

Construction. – **Vis** : En acier mi-dur, dur, ou cémenté et trempé. Elle est taillée directement dans l'arbre ou rapporté sur celui-ci par clavetage ou goupillage

Une vis peut être à un ou plusieurs filets.

- **Roue** : On l'exécute en fonte ou en bronze à frottement. Dans ce dernier cas il est économique de prévoir une roue de grandes dimensions en deux pièces : couronne dentée fixée sur un centre en fonte ou en acier moulé figure.161



Caractéristiques figure.162 L'inclinaison a_1 des filets de vis est mesurée par rapport à la base.

La section des filets par un plan passant par l'axe est une crémaillère dont le pas est égal au pas apparent p_a de la roue.

L'inclinaison des hélices de la roue est égale à l'angle a_1 .

Z_1 étant le nombre de filets de la vis et z le nombre de dents de la roue, on a les relations :

8.6 Eléments à contrôler

Dans les systèmes d'engrenages, les erreurs de denture sont souvent la cause d'un fonctionnement bruyant, d'une usure excessive et d'irrégularité de rotation des arbres menés.

Les éléments à contrôler sont:

- l'épaisseur des dents
- le nombre de dents : z
- la rugosité des flancs des dents
- le profil de la denture
- la coaxialité du cylindre primitif avec l'alésage

* La rugosité peut être contrôlée par l'utilisation des plaquettes (Rugotest) ou par l'appareil rugosimètre.

* Le contrôle du nombre de dents se fait par le comptage du nombre de dents.

8.6.1 Contrôle de l'épaisseur des dents

L'épaisseur e (fig.102) de la dent correspond théoriquement au $P/2$ soit $\pi.m/2$ ($arc/2$)

$$P = 2 \times e =$$

où P est le pas qui est égal à deux fois l'épaisseur de la dent (e).

Or l'épaisseur mesurée sur une dent ou pied module (figure.163) est l'épaisseur théorique correspondant à la corde ab sous-tendant cet arc

$$e = ab = P/2 = \pi.m/2$$

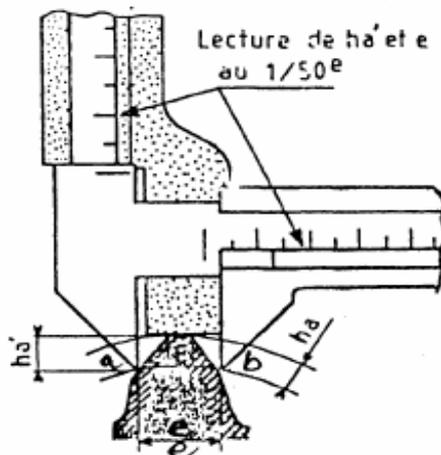


figure.163

Mais on a toujours la corde qui est inférieure à l'arc, ce qui donne une épaisseur pratique comprise entre ad et ae (ad est l'épaisseur mini et ae l'épaisseur maxi), figure.164.

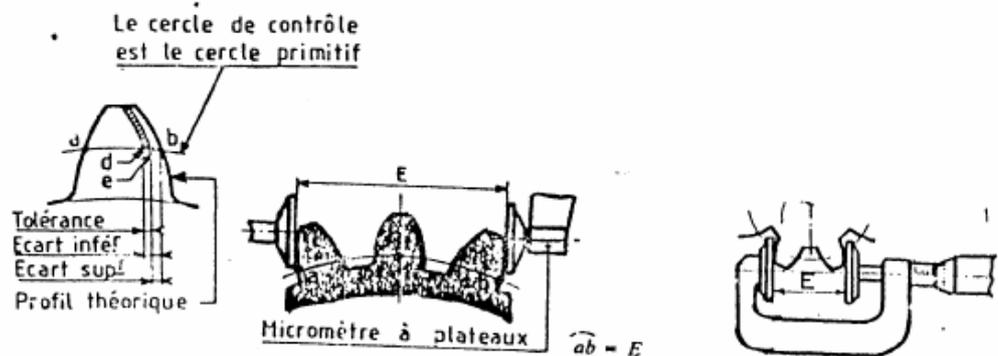


figure.164

DENTURE DROITE NON CORRIGÉE					
Angle de pression $\alpha = 20^\circ$. Module $m = 1$					
Z	K	E	Z	K	E
10	2	4,568 3	42	5	13,872 8
11	2	4,582 3	43	5	13,886 8
12	2	4,596 3	44	5	13,900 8
13	2	4,610 3	45	5	13,914 8
14	2	4,624 3	46	6	16,881 0
15	2	4,638 3	47	6	16,895 0
16	2	4,652 3	48	6	16,909 0
17	2	4,666 3	49	6	16,923 0
18	2	4,680 3	50	6	16,937 0
19	3	7,646 4	51	6	16,951 0
20	3	7,660 4	52	6	16,965 0
21	3	7,674 4	53	6	16,979 0
22	3	7,688 4	54	6	16,993 0
23	3	7,702 5	55	7	19,959 1
24	3	7,716 5	56	7	19,973 2
25	3	7,730 5	57	7	19,987 2
26	3	7,744 5	58	7	20,001 2
27	3	7,758 5	59	7	20,015 2
28	4	10,724 6	60	7	20,029 2
29	4	10,738 6	61	7	20,043 2
30	4	10,752 6	62	7	20,057 2
31	4	10,766 6	63	7	20,071 2
32	4	10,780 6	64	8	23,037 3
33	4	10,794 6	65	8	23,051 3
34	4	10,808 6	66	8	23,065 3
35	4	10,822 6	67	8	23,079 3
36	4	10,836 7	68	8	23,093 3
37	5	13,802 8	69	8	23,107 4
38	5	13,816 8	70	8	23,121 4
39	5	13,830 8	71	8	23,135 4
40	5	13,844 8	72	8	23,149 4
41	5	13,858 8	73	9	26,115 5

Les valeurs de ce tableau sont établies pour le module 1. Pour les autres modules, les cotes d'écartement E sont obtenues en multipliant celles du tableau par la valeur du module de la roue à contrôler.
 Z : nombre de dents.
 K : nombre de dents dans la mesure.
 E : valeur de référence de la mesure.

8.6.2 Contrôle du profil de la dent

Ce contrôle se fait par génération. La roue dentée à vérifier est montée sur un arbre portant un galet d'entraînement dont le diamètre est égal à celui de la développante engendrée (cercle de base de la développante), le galet est toujours maintenu en contact avec une règle fixée sur un chariot d'entraînement.

La translation du chariot (règle) entraîne la rotation du galet et de la roue.

Le palpeur suit le profil de la dent à vérifier. Si le profil est exact, le palpeur reste immobile pendant le roulement, sinon ses déplacements sont lisibles sur un indicateur.

Les écarts de profil sont enregistrés sur une bande.

Le contrôle se fait sur chaque flanc par retournement de la pièce (figure.165).

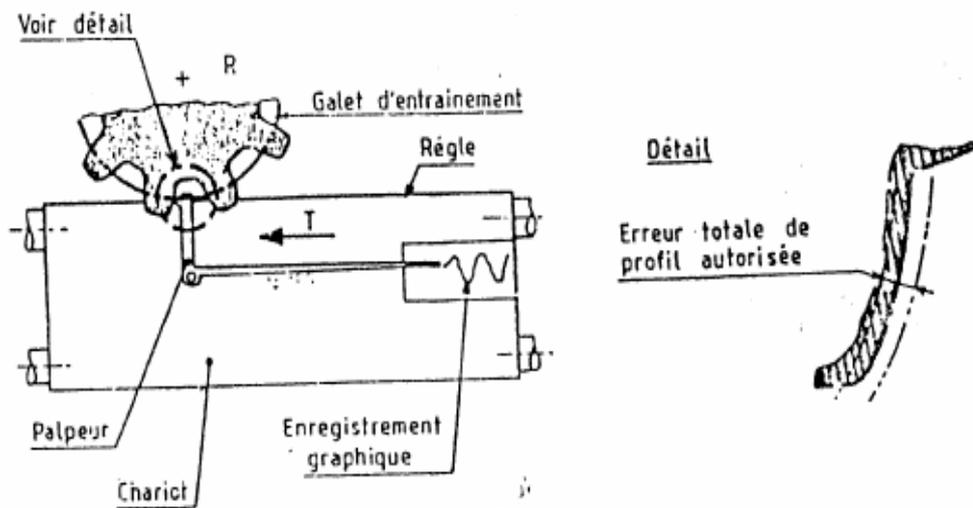


figure.165

Contrôle de la coaxialité du cylindre primitif avec l'alésage

Contrôle à l'aide d'une pige

La roue est mise en position par l'alésage. Le palpeur du comparateur vient tangent à la génératrice supérieure d'une pige qui prend appui sur les flancs de denture en étant tangente au cercle primitif (figure.166).

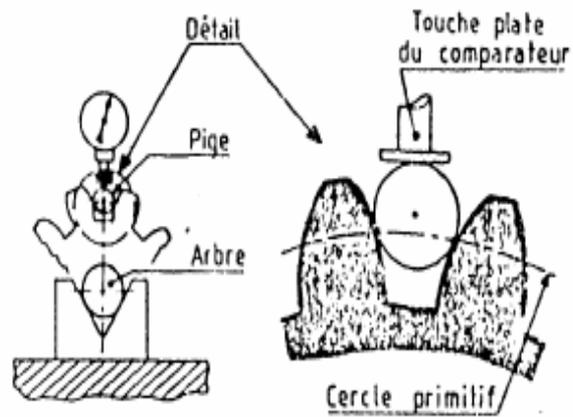


figure.166

Contrôle avec roue étalon

La roue à contrôler s'engrène avec une roue étalon. Le contact est maintenu par des ressorts.

Les défauts de coaxialité provoquent les déplacements du chariot qui sont enregistrés par un comparateur (figure.167).

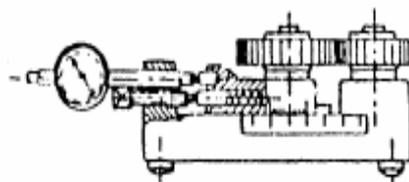


figure.167

9. CONTROLE DES FILETAGES

9.1. Les filetages

a) définition

Le filetage consiste à creuser une ou plusieurs rainures hélicoïdales le long d'une tige cylindrique (quelques fois d'un cône), ou à la surface interne d'un trou taraudé, pour le logement du filet d'une vis.

La courbe tracée par une rainure hélicoïdale est appelée hélice ou encore l'hélice c'est la courbe engendrée sur un cylindre, tournant d'un mouvement uniforme autour de son axe, par un point se déplaçant sur ce cylindre d'un mouvement uniforme et parallèlement à l'axe.

L'hélice est dite à droite (filetage à droite) si l'observateur voit les spires monter de gauche à droite et inversement **figure.168** cela signifie qu'une vis à droite pénètre dans un écrou immobilisé en tournant vers la droite ou inversement filetage dit à gauche.

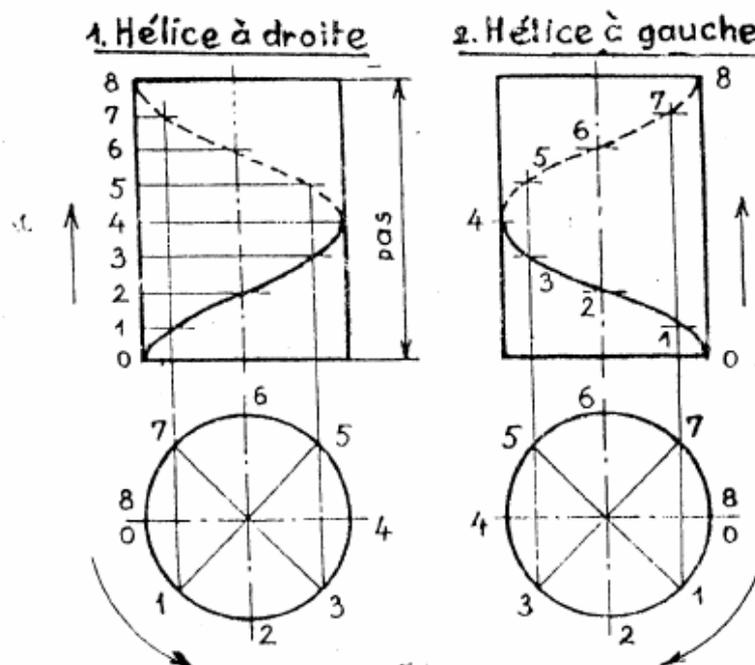


figure.168

- La portion de courbe tracée pendant un tour du cylindre est une spire.
- Le pas de l'hélice correspond à une rotation d'un tour.
- La partie pleine restante (saillies) sur le cylindre appelées filet.
- L'écrou c'est la pièce représentant un trou taraudé et destinée à être vissée sur une tige filetée.
- Le boulon (vis) ensemble constitué par une tige filetée présentant une tête et un écrou.
- Généralement les pièces filetées à gauche sont repérées par des saignées, ou autres détails, tel qu'un moletage croisé pour les pièces tubulaires de faible épaisseur **figure.169**

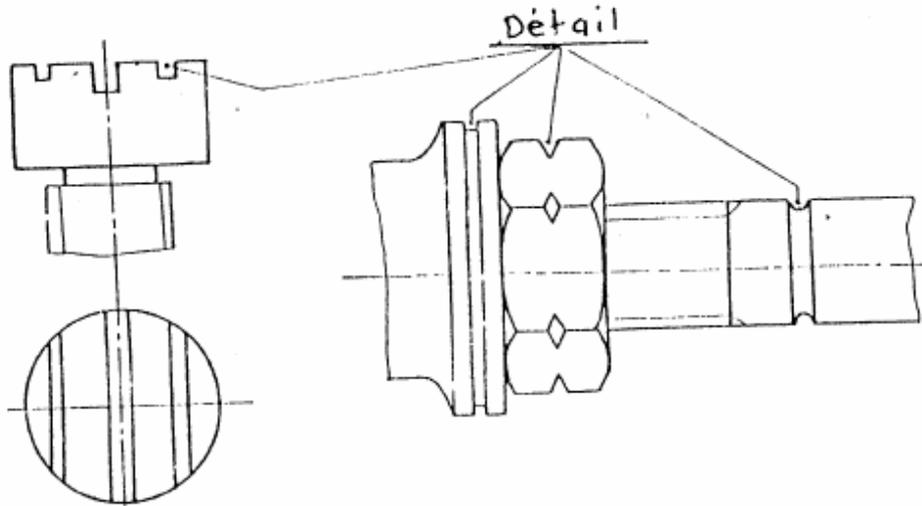


figure.169

b) construction de l'hélice.

Sur le développement de la surface latérale du cylindre fig.38, la développée de l'hélice est une droite inclinée de l'angle α sur la développée de la circonférence de base. On a les relations :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p \sin P}{\pi D}$$

longueur d'une spire : $l_s = \sqrt{p^2 + \pi^2 D^2}$

Pour la construction de l'hélice partager le cercle de base en n parties égales numérotées de 0 à n , à partir de l'origine de la spire et suivant le sens d'enroulement. Tracer sur la vue de face les génératrices passant par ces points. Porter sur la génératrice O du cylindre des divisions égales à P/n , numérotées de 0 à n . A partir de la base, reporter les divisions sur les génératrices de même numéro. Pour simplifier l'exécution du dessin on remplace le plus souvent les spires d'hélice par des segments de droite.

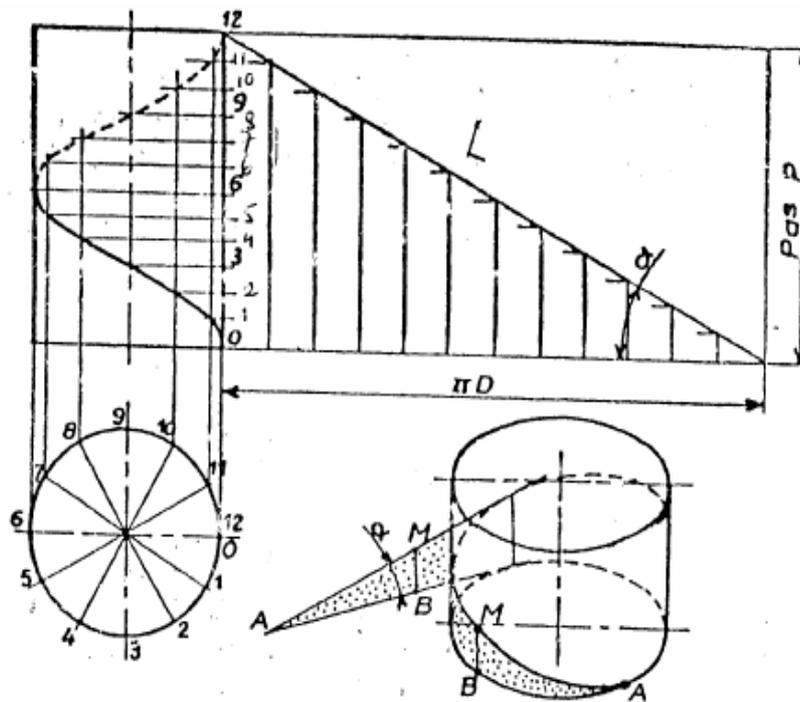


figure.170

C) Dimensions et représentation

Une pièce filetée se représente comme une pièce lisse non filetée, avec l'adjonction du cylindre passant à fond de filets en traits fins ou interrompus (vue ou caché), la longueur filetée utilisable est indiquée par un trait fort (ou caché). Les cas les plus couramment rencontrés sont représentés sur la figure figure.171

i) tige filetée

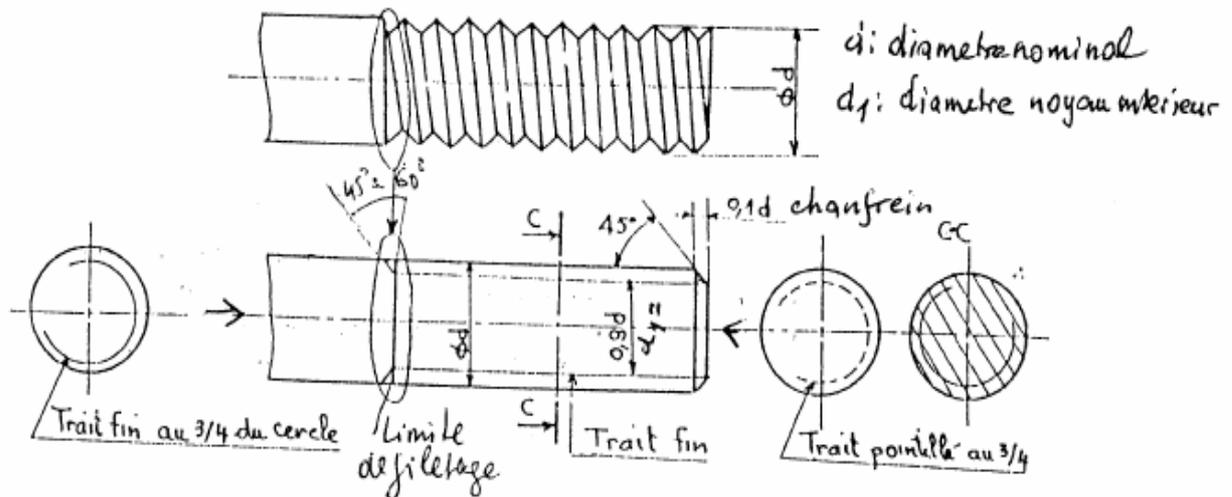


figure.171

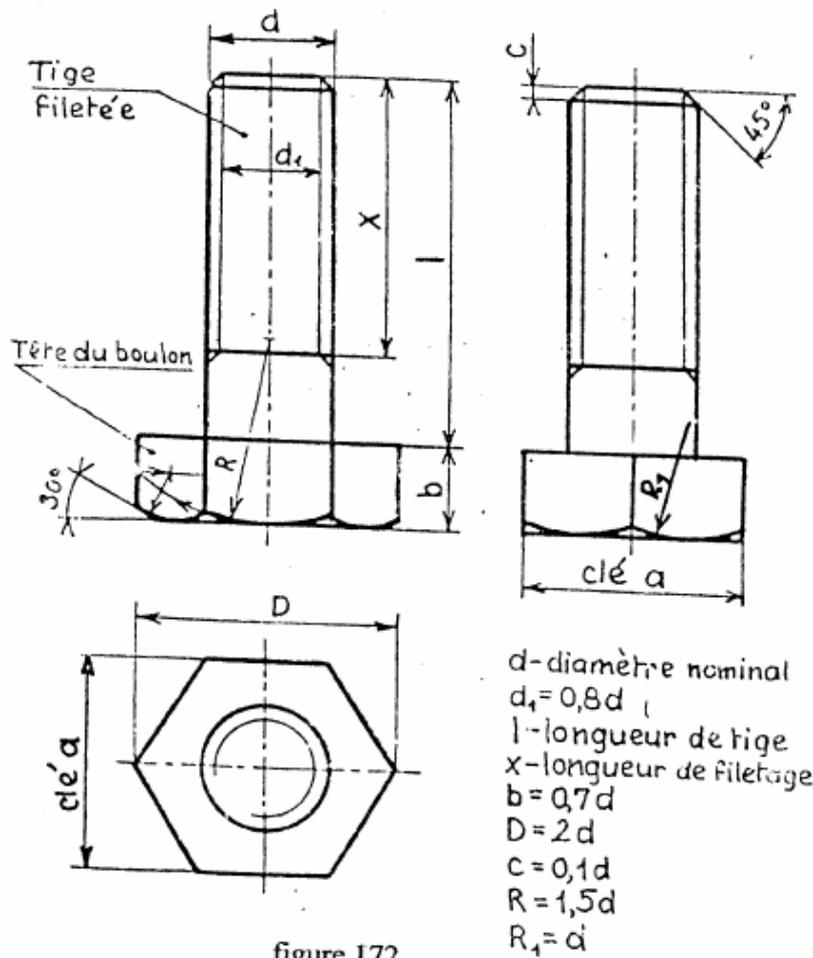


figure.172

ii) écrou coupé

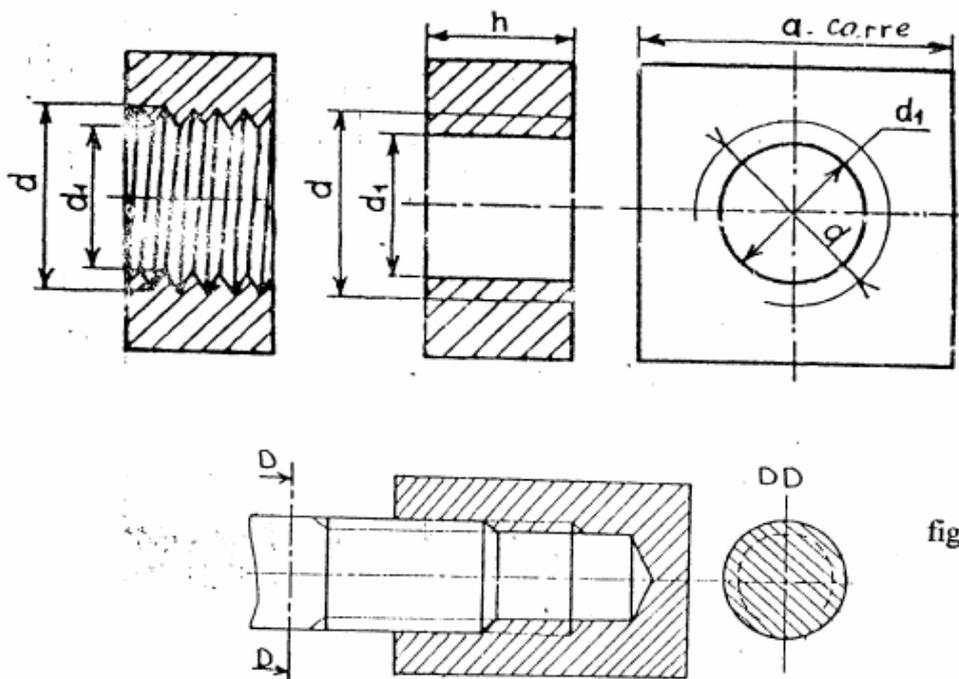


figure.173

Exemple de désignation

- Pour un écrou

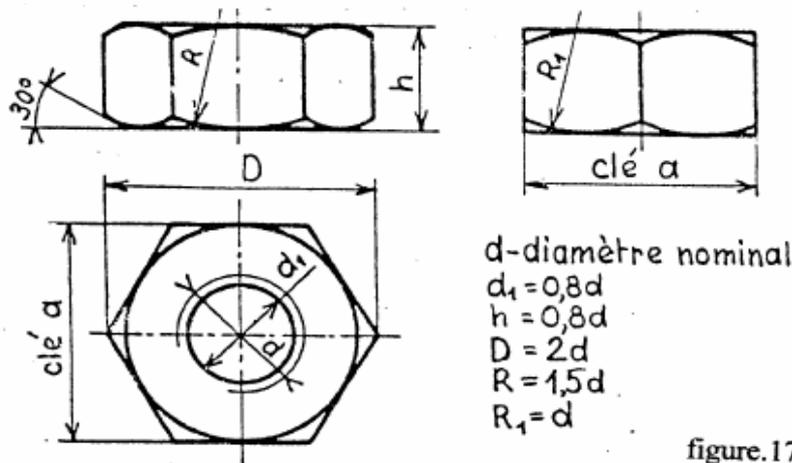


figure.174

i) Le diamètre nominal

Pour la vis c'est le diamètre d au sommet des filets, pour l'écrou c'est le diamètre D au fond des filets figure.175

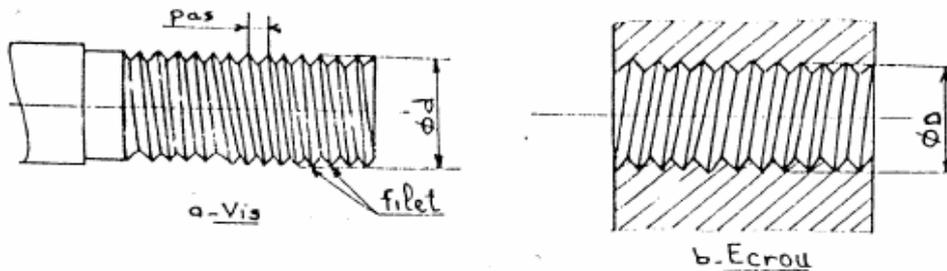


figure.175

b) Le pas

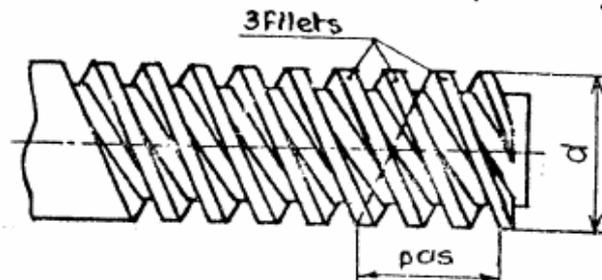
c'est la distance de deux points consécutifs de l'hélice situés sur une même génératrice (distance séparant deux sommets appartenants au même filet, voir figure.40). Pour chaque diamètre nominal, il existe un pas usuel ou pas gros et un petit nombre de pas fins d'emploi exceptionnel.

ii) Le nombre de filets

Le nombre de filets sur une longueur de un pas, il est de un en principe. Mais si pour un pas important plus grand que le pas gros normalisé, on creuse dans l'intervalle de ce dernier plusieurs rainures hélicoïdales identiques figure.176

Une vis à plusieurs filets permet d'obtenir pour un tour de vis un grand déplacement de l'écrou.

Vis à 3 filets à droite / filet trapézoïdal /



• figure.176

d) Le profil de filetage

i) profil métrique ISO

La section génératrice est un triangle équilatéral dont le côté est égal au pas **P** figure.177. Le sens de l'hélice est en principe à droite. Les diamètres nominaux s'échelonnent de 1 à 300mm pour chacun d'eux. Il est prévu un pas gros et plusieurs pas fins. L'ensemble constitue le filetage métrique.

Sa désignation commence par la lettre M (initiale du métrique) suivie du diamètre et du pas ex : M30x3,5 (ou M30). Le filet ISO est résistant et facile à réaliser. Il est utilisé pour la boulonnerie et la visserie.

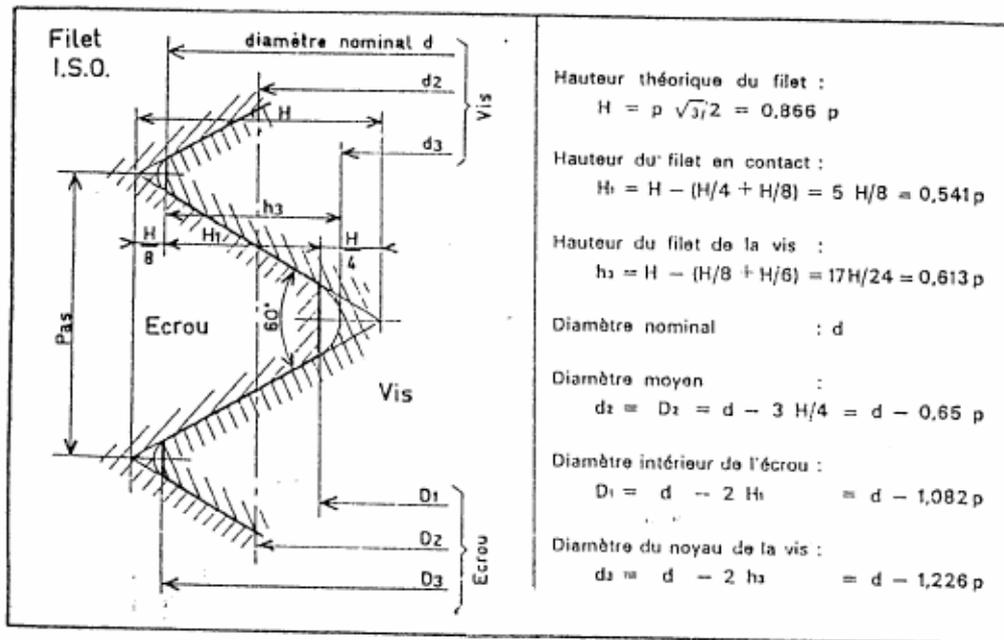


figure.177

ii) filetage « GAZ »

C'est un filet triangulaire dérivé du filet anglais whit worth et utilisé pour le raccordement des tubes filetés.

La section génératrice est un triangle isocèle d'angle au sommet 55° figure.178

On le désigne par la lettre G (initiale du gaz) suivie du diamètre approximatif du tube en pouces par ex : G 2 1/2 (1 pouce = 25.4mm). *Pour tuyauterie et robinetterie*

iii) filet trapézoïdal

La section génératrice est un trapèze isocèle dont l'angle des côtés non parallèles est de 30°

Exemple de désignation Tr 20x6.

Il sont utilisés pour les vis de transformation de mouvement, vis-mères de tour, chariot, poupée mobile etc.

iv) filet rond

Leur désignation commence par le symbole Rd suivi du diamètre et du pas Rd 24x4

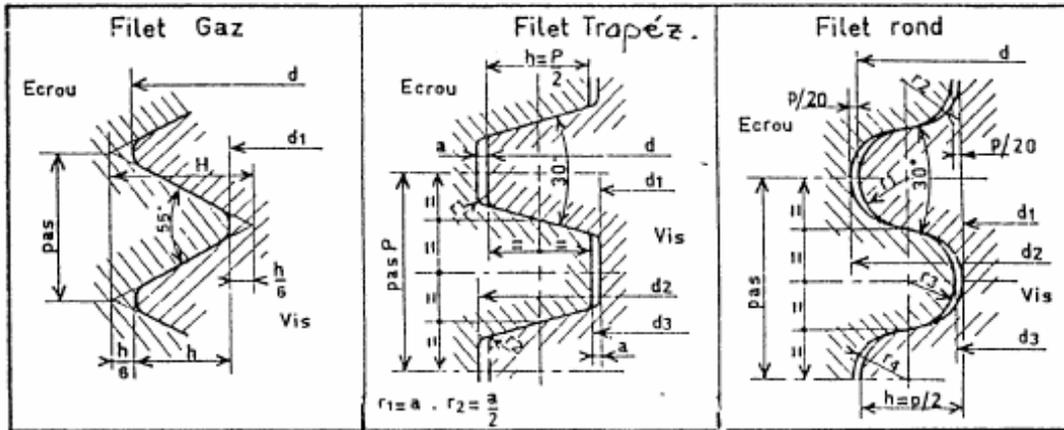


figure.178

V) filet carré

Leur désignation : Filet Cr 25x5 figure.179

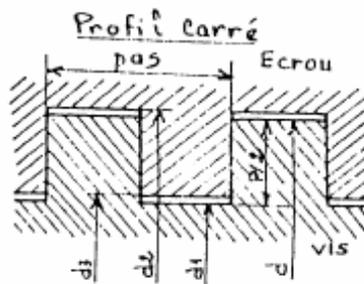


figure.179

Les longueurs, totales et filetée, dépendent de l'épaisseur des pièces à assembler, laquelle constitue le serrage figure.180 Pour l'estimation de ce serrage il faut tenir compte éventuellement de l'épaisseur des rondelles.

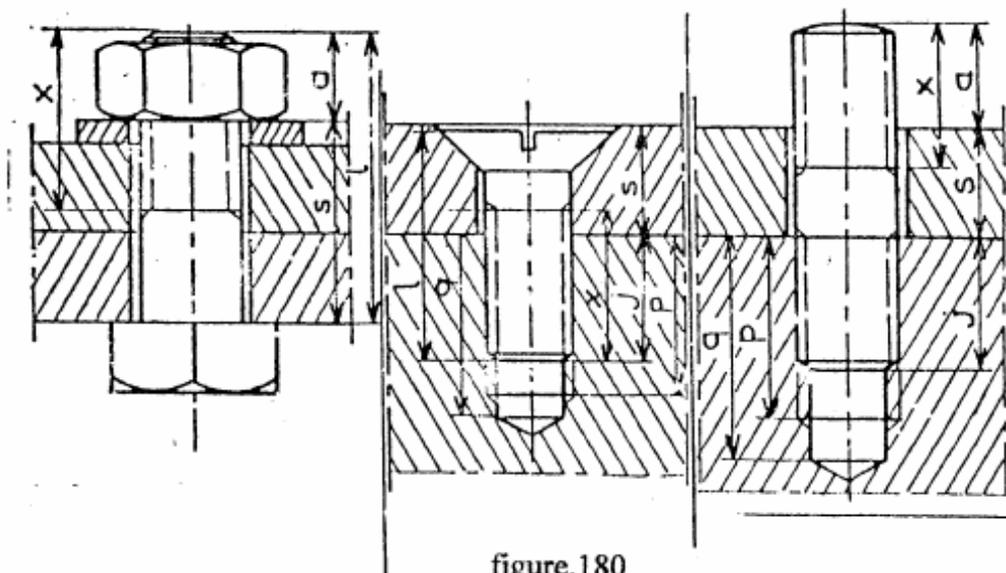


figure.180

La longueur de tige l est déterminée par $l = S + a$, la quantité a ayant les valeurs ci-dessous

$a = d$ pour boulon en goujon avec écrou normal

$a = 1,7 d$ pour boulon ou goujon avec écrou et contre écrou

$a \approx 1,4 d$ pour boulon ou goujon avec écrou crânelé

$a = d$ pour vis implantée dans un métal tenace

$a = 1,5 d$ pour vis implantée dans un métal tendre

On choisit la longueur normale, égale ou immédiatement supérieure à la valeur trouvée. Le tableau ci-dessous nous fournit également la longueur filetée correspondante x .

Longueurs de tige l	Diamètre nominal d											
	6-7	8-9	10-11	12	14	16	18	20	22	24	27	30
	Longueurs filetées x											
8	8											
10	10	10										
12	12	12	12									
14	14	14	14	14								
16	16	16	16	16	16							
18	18	18	18	18	18	18						
20	20	20	20	20	20	20	20					
22	22	22	22	22	22	22	22	22				
25	21	25	25	25	25	25	25	25	25			
28	22	25	28	28	28	28	28	28	28	25	25	
30	22	25	30	30	30	30	30	30	30	30	30	28
35	22	25	28	30	35	35	35	35	35	35	35	35
40	22	25	28	30	34	40	40	40	40	40	40	40
45	22	25	28	30	34	37	45	45	45	45	45	45
50	22	25	28	30	34	37	40	50	50	50	50	50
55	22	25	28	30	34	37	40	44	47	55	55	55
60	22	25	28	30	34	37	40	44	47	50	60	60
65-70-75-80	22	25	28	30	34	37	40	44	47	50	55	60
90	27	30	33	35	39	42	45	49	52	55	60	65
100-110	32	35	38	40	44	47	50	54	57	60	65	70
120-130-140	32	35	38	40	44	47	50	54	57	60	65	70
150 à 180	32	35	38	40	44	47	50	54	57	60	65	70

La longueur d'implantation des vis et des goujons à pour valeur :

Pour les vis : $j = a$

Pour les goujons $j = 1,5$ à $3d$ (tarudage métal () ou tendre)

La profondeur de tarudage p d'un trou borgne normal recevant une vis ou un goujon est égale à $j + 4$ pas ; celle de l'avant trou q est d'environ $j + 10$ pas.

d) choix d'un filetage

Le plus souvent on utilise les filets ISO. Après calcul de la section du noyau, choisir le diamètre de préférence dans la colonne 1, à défaut dans la colonne 2, puis dans la colonne 3. Choisir de préférence la pas gros à défaut adapter le plus fort pas fin compatible avec l'emploi.

FILETAGES MÉTRIQUES

Diamètre nominal			Pas gros			Diamètre nominal			Pas gros		
Col. 1	Col. 2	Col. 3	Pas	Section du noyau	Pas fine	Col. 1	Col. 2	Col. 3	Pas	Section du noyau	Pas fine
1			0,25	0,377	0,2	24			3	324	1-1,5-2
1,2	1,1		0,25	0,494	0,2		27	25	3	427	1-1,5-2
1,6	1,4		0,3	0,626	0,2			28	3	427	1-1,5-2
2	1,8		0,35	1,08	0,2	30			3,5	519	1-1,5-2-3
2,5	2,2		0,4	1,48	0,2		33	32	3,5	647	1,5-2
3			0,45	1,79	0,25			35	4	759	1,5-2-3
4	3,5		0,5	2,13	0,25	36	39		4	913	1,5-2-3
5	4,5		0,5	2,98	0,35			40	4,5	1050	1,5-2-3
6		5,5	0,6	4,47	0,35	42	45		4,5	1220	1,5-2-3-4
8			0,7	6	0,35	48	50		5	1380	1,5-2-3-4
10			0,75	7,75	0,5		52	55	5	1650	1,5-2-3-4
12	14		0,8	10,1	0,5			58	5,5	1910	1,5-2-3-4
16		17	1	12,7	0,5	56	60		5,5	2230	1,5-2-3-4
20	18		1,25	17,9	0,75		62	65	6	2520	1,5-2-3-4
22	22		1,25	26,1	0,75	64	68	70	6	2890	1,5-2-3-4
			1,25	32,9	0,75-1			75			1,5-2-3-4-6
			1,5	43,8	0,75-1						id.
			1,5	52,3	0,75-1						id.
			1,5	65,9	0,75-1						id.
			1,75	76,2	1-1,25-1,5						2,3-4-6
			2	105	1-1,25-1,5						
			2	144	1-1,5						
			2,5	175	1-1,5-2						
			2,5	225	1-1,5-2						
			2,5	281	1-1,5-2						
						80	76	75			

puis de 5 en 5 jusqu'à 300

FILET GAZ - FILET TRAPÉZOÏDAL

Dénomination	Diam. extér. d	Pas	FILET TRAPÉZOÏDAL													
			Diamètre d													
			Pas P du profil													
Col. 1	Col. 2	1,5	2	3	4	5	6	8	10	12	16	20	24			
1/16	7,723	0,907	8	9	1,5											
1/8	9,728	0,907	10	11	1,5	2										
1/4	13,157	1,337	12	14	1,5	2										
3/8	16,662	1,337	16	18		2	3									
1/2	20,955	1,814	20	22		2	3	4								
3/4	26,441	1,814	25	28			3	4	5							
1	33,249	2,309	32	36			3	4	5	6						
1 1/4	41,910	2,309	40	45			4	5	6	8						
1 1/2	47,803	2,309	50	56			4	5	6	8	10					
2	59,614	2,309	63	70				5	6	8	10	12				
2 1/2	75,184	2,309	80	90				5	6	8	10	12	16			
3	87,884	2,309	100	110				5	6	8	10	12	16	20		
3 1/2	100,330	2,309	125	140					6	8	10	12	16	20		
4	113,030	2,309	160	180					6	8	10	12	16	20		
5	138,430	2,309							6	8	10	12	16	20		
6	163,830	2,309							6	8	10	12	16	24		

FILETAGES POUR BOULONNERIE

Diam. nominal d	Pas gros	d	Pas gros	d	Pas gros	Pas fins	d	Pas gros	Pas fins	d	Pas gros	Pas fins
1	0,25	2	0,40	(4,5)	0,75		12	1,75	1,25	24	3	2
(1,1)	0,25	2,2	0,45	5	0,80		14	2	1,50	27	3	2
1,2	0,25	2,5	0,45	6	1		16	2	1,50	30	3,5	2
1,4	0,30	3	0,50	(7)	1		18	2,5	1,50	33	3,5	2
1,6	0,35	3,5	0,60	8	1,25	1	20	2,5	1,50	36	4	3
1,8	0,35	4	0,70	10	1,50	1,25	22	2,5	1,50	39	4	3

CLASSES DE QUALITÉ DE LA BOULONNERIE

Caractéristiques mécaniques	Classes de qualité											
	3-6	4-6	4-8	5-6	5-8	6-6	6-8	6-9	8-8	10-9	12-9	14-9
R mini (daN/mm ²)	33,3	39,2	39,2	49	49	58,8	58,8	58,8	78,4	98	117,6	137,2
Re mini (daN/mm ²)	19,6	23,5	31,3	29,4	39,2	35,2	47	52,9	62,7	88,2	105,8	123,4
Allongement A % mini	25	25	14	20	10	16	8	12	12	9	8	7
Dureté HB mini	90	110	110	140	140	170	170	170	225	280	330	390
Résilience KCU mini	—	—	—	—	—	—	—	—	6	4	3	3

9.2. Méthodes de contrôle

9.2.1. Contrôle sans mesure

C'est un contrôle intégral, qui vérifie globalement le profil, le pas et le diamètre sur flancs. Ce type de contrôle est surtout utilisé pour les filetages de qualité moyennes.

Les moyens utilisés sont les bagues, tampons et calibres à mâchoire.

Pour les taraudages on utilise un tampon maxi (n'entre pas) qui ne doit pas passer et un tampon mini (entre) qui doit passer figure.181)

Tampon fileté
AVEC CÔTÉ (ENTRE)
↓ (N'ENTRE PAS)

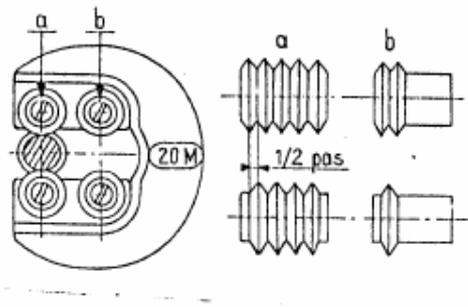
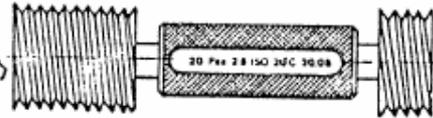


figure.181

Pour les vis on utilise les bagues ou calibres à mâchoires, le côté mini (n'entre pas), ne doit pas passer et le côté maxi (entre) doit passer figure.182.

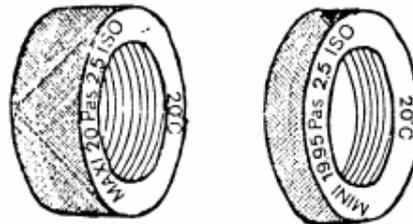


figure.182

9.2.2. Contrôle avec mesure

a)- Mesure au micromètre à filets

La mesure porte sur le diamètre d_2 (diamètre à flanc des filets). Les touches du micromètre sont adaptées respectivement au creux et au sommet (l'ovalisation et la conicité) de profils qu'elles enserrant avec écartement d_2 figure.183)

Ce procédé est utilisé pour les filetages de qualité moyenne .

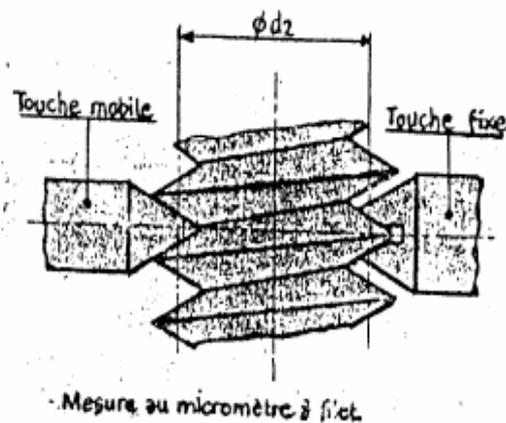


figure.183

b)- Mesure à l'aide de piges cylindriques

Cette méthode donne une précision acceptable surtout pour les filetages de qualité fine .

Les trois piges ont un même diamètre (a) choisit en fonction du pas du filetage (figure.184)

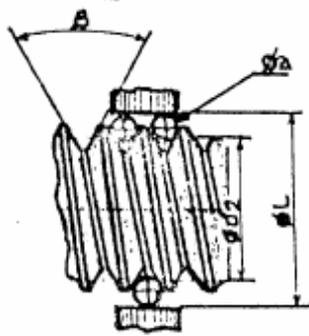
Chaque pige est tangente aux deux flancs du filet et à la base théorique du triangle.

$$a = p / 2 \cos \beta / 2$$

$$\text{pour } \beta = 60^\circ \text{ on a } a = 0,577 p$$

La relation entre L et d_2

$$d_2 = L - 3a + 0,866 p$$



PIGES POUR PAS MÉTRIQUE
(profil à 60°)

Pas	Diam.	Pas	Diam.	Pas	Diam.
0,60	0,346	1,25	0,721	3,50	2,020
0,70	0,404	1,50	0,866	4,00	2,309
0,75	0,413	1,75	1,009	4,50	2,598
0,80	0,461	2,00	1,155	5,00	2,886
0,90	0,520	2,50	1,441	5,50	3,175
1,00	0,577	3,00	1,732	6,00	3,464

figure.184

c)- Contrôle des écrous (taraudage)

Le moyen utilisé est une jauge micrométrique d'intérieur, disposant d'une tête spéciale pour diamètre figure.185.

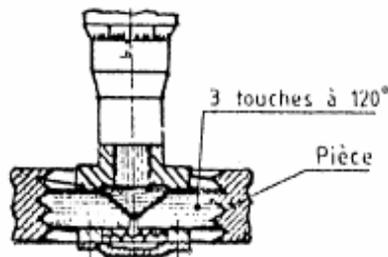


figure.185

d)- Contrôle du profil

Le contrôle est effectué au moyen du microscope goniométrique, il permet à la fois de détecter les défauts de forme du profil et les défauts de position (figure.186).

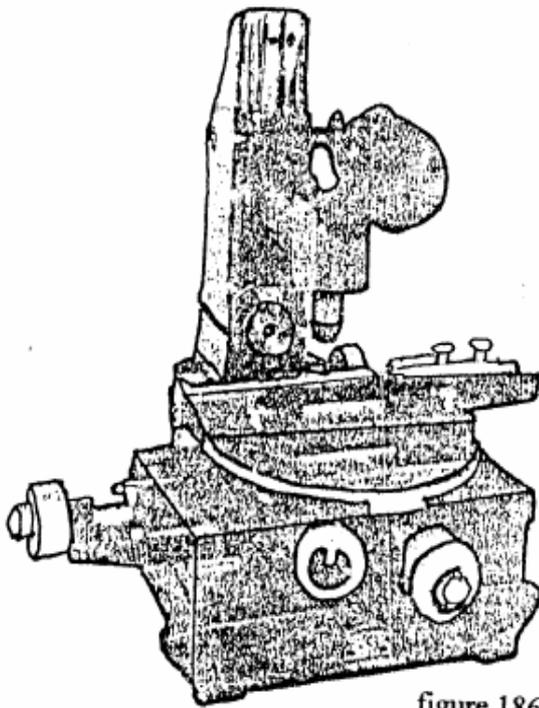


figure.186

Pour effectuer le contrôle on aligne les sommets des filets sur le réticule fixe ,ensuite on mesure les inclinaisons α et β des flancs à l'aide du réticule mobile, les figures 187 représentent l'image vue dans l'oculaire.

La valeur δ de l'angle au sommet est égale à :
 $\delta = 180^\circ - (\alpha + \beta)$

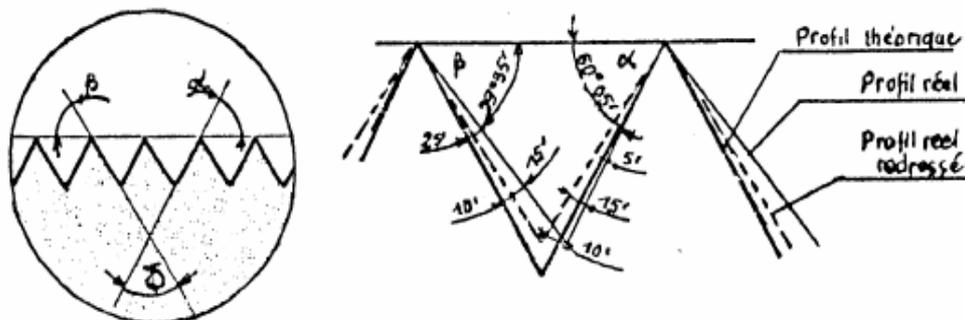


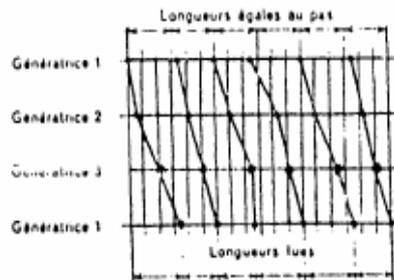
figure.187

e)- Contrôle du pas

Le contrôle du pas peut-être effectué à l'aide du microscope goniométrique, où la vis filetée est portée par un chariot dont les déplacements longitudinaux sont mesurés avec précision à la cale ou au comparateur.

La visée sur les flancs des filets successifs donne les variations du pas. Le porte pièce est muni d'un diviseur qui permet par rotation successive de $1/4$ ou de $1/3$ de tour de répéter les mesures suivant 4 ou 3 génératrices.

L'irrégularité de l'hélice directrice du filet apparait nettement sur le graphe des mesures du pas ainsi que le voilage des filets (**figure.188**).



Graphe des défauts de pas et de voilage

figure.188)

10. CONTROLE DES MACHINES OUTILS

10.1 Généralités

Les machines outils, toujours conçues pour engendrer mécaniquement des surfaces de forme et précision bien déterminées, doivent être contrôlées avant leur mise en service et après chaque réparation. Les spécifications de réception, pour les divers types de machines sont codifiées autrement dit normalisées.

Le contrôle complet comprend deux séries d'opérations:

- la vérification géométrique des formes; positions relatives et trajectoires des organes porte-pièce et porte-outil au repos.
- l'exécution de pièces-épreuves permettant d'apprécier la qualité de la machine en action.

Ces dernières pourront mettre en évidence des irrégularités non découvertes par vérification géométrique telles que:

- défauts de forme de pièces mobiles pouvant se compenser ou s'ajouter au cours des déplacements de celles-ci
- défauts périodiques (engrenages, filetages)
- déformations élastiques produites par l'effort de coupe ou par inertie (perceuses, étaux-limeurs)
- déformations par variation de température des broches animées d'une grande vitesse (machines à rectifier)
- autres.

La vérification géométrique au repos passe en priorité, elle est impérative, car ses résultats conditionnent le bon fonctionnement de la machine. Les erreurs (en grandeur et direction) doivent rester inférieures aux tolérances admises et l'ordre imposé aux vérifications tend à éviter les additions d'écarts.

On distingue les contrôles courants se rapportant aux dimensions et positions relatives des organes fixes ou mobiles et les contrôles spéciaux nécessitant l'emploi d'appareils particuliers.

Les contrôles courants permettent les constatations suivantes: planéité, rectitude de glissière, alignement d'axes, faux-ronds, voilage, orientation relative des chariots, de la broche, etc...

Le matériel courant utilisé est: règles, équerres, cylindres-équerres, cales réglables, piges cylindriques, mandrins cylindriques et coniques, appareils de mesure et indicateurs montés sur supports divers, niveau d'eau, etc... Tout ce matériel étant d'une précision suffisante pour garantir les contrôles. On veillera cependant à éviter les flexions parasites lorsque les appareils sont de dimensions assez élevées, en particulier pour les règles et les mandrins.

Les contrôles spéciaux font appel à des appareils d'emploi peu courants : mesureur des pas des filetages, règle optique, lunette d'alignement, etc...

10.2 Classes de précision

Après le contrôle, on peut classer les machines outils dans l'une des quatre classes de précision normalisées.

Classe	Position des écarts mesurés par rapport aux normes	Utilisations possibles
1	Inférieurs à ceux tolérés	Travaux très précis
2	Egale à ceux tolérés	Travaux courants de semi-finition et finition
3	Supérieurs à ceux tolérés	Travaux d'ébauche
4	Très supérieurs à ceux tolérés	travaux de dégrossissage

10.3 Contrôle d'un tour

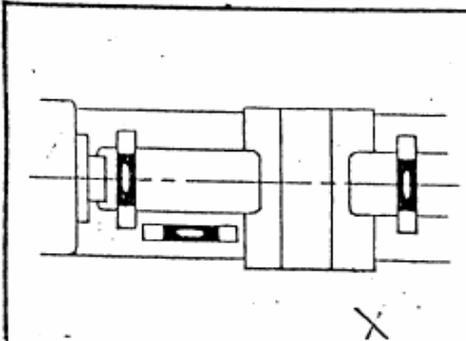
Pour chaque catégorie de machines les contrôles sont déterminés selon les conditions de fonctionnement de leurs divers mécanismes. Ainsi les normes sont établies pour tous les types de tours spéciaux, les étaux-limeurs, raboteuses, mortaiseuses, fraiseuses, perceuses, aléseuses, machines à rectifier les surfaces planes et cylindriques, machines à tailler les engrenages, etc...

A titre d'exemple, nous présentons ci dessous les différentes phases de contrôle d'un tour d'outillage, telles qu'elles sont imposés par les normes de sorte que :

- Hauteur de pointe : $HP \leq 250$
- Entre pointe : $EP \leq 1500$

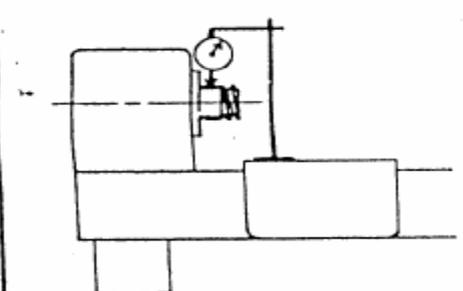
10.3.1 Nivellement : (Fig.I)

Le tour repose sur des calles placées sur un massif en béton. Il est nivelé en long et en travers. le banc est toujours très déformable en torsion.

	<p>Mise en place.</p> <p>Nivellement :</p> <p>par mètre { en long — 0,02</p> <p> { en travers — 0,02</p>	I
		Tolérance en mm

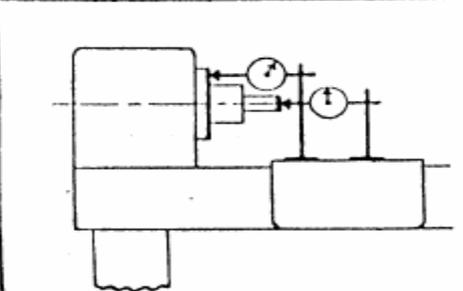
10.3.2. Faux-rond de la portée de la broche : (Fig.II)

A l'aide d'un indicateur et en faisant tourner la broche, on vérifie le faux-rond de la portée de centrage des plateaux.

	<p><i>Faux-rond de la portée de centrage de la broche</i> _____</p>	<p style="text-align: center;">II</p> <p style="text-align: right;">0,005</p>
---	---	---

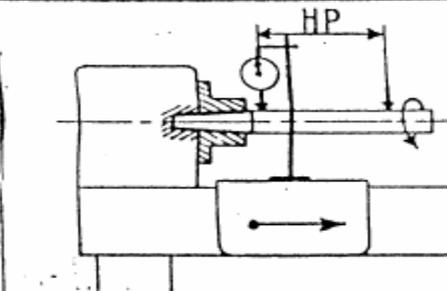
10.3.3 Voilage de la butée et de portée de la broche (Fig.III)

Vérifier en premier lieu et annuler si nécessaire le jeu longitudinal. L'indicateur est amené en bout sur une pointe tronquée ou une pointe creuse munie d'une bille collée à la graisse. Pendant la rotation un déplacement longitudinal indique un voilage des butées. Même contrôle sur la face d'appui du plateau. Faire autant que possible ces essais sous charge axiale.

	<p><i>Voilage des butées de broche</i> _____</p> <p><i>Voilage de la face d'appui du plateau</i> _____ (en charge si possible)</p>	<p style="text-align: center;">III</p> <p style="text-align: right;">0,01</p> <p style="text-align: right;">0,01</p>
---	--	--

10.3.4 Faux-rond du cône de pointe vive : (Fig.IV)

Utiliser un mandrin cylindrique de longueur HP monté dans le cône de la broche et faire tourner celle-ci.

	<p><i>Faux-rond du logement de pointe</i></p> <p>1° à la sortie _____</p> <p>2° à une distance=HP _____ (mandrin référence)</p>	<p style="text-align: center;">IV</p> <p style="text-align: right;">0,005</p> <p style="text-align: right;">0,01</p>
---	---	--

10.3.5 Parallélisme entre broche et banc : (Fig.V)

Même montage que précédemment, la broche restant fixe. On déplace à l'aide du chariot l'indicateur le long du mandrin : 1° dans le plan vertical (le mandrin peut s'élever vers la contre-poupée); 2° dans le plan horizontal (grande base du cône vers la broche). En cas de faux-rond, prendre la moyenne de deux mesures opposés.

	<p><i>Parallélisme longitudinal entre broche et chariot</i></p> <p>1° dans le plan vertical...+0,01</p> <p>2° dans le plan horizontal...-0,01</p>	<p style="text-align: center;">V</p>
--	---	--------------------------------------

10.3.6 Alignement du fourreau de contre-poupée avec le banc : (Fig.VI)

Le fourreau sorti à son maximum d'utilisation, l'indicateur est posé sur le chariot que l'on déplace.

	<p><i>Parallélisme : axe du fourreau et chariot longitudinal</i></p> <p>sur 300 { en plan vertical...+0,01 en plan horizontal...+0,01</p>	<p style="text-align: center;">VI</p>
--	---	---------------------------------------

10.3.7 Alignement du logement de contre-pointe: (Fig.VII)

On déplace l'indicateur à l'aide du chariot sur mandrin-référence comme à la (Fig.IV).

	<p><i>Parallélisme du logement de pointe et du chariot longitudinal</i></p> <p>sur 300 { en plan vertical...0,01 en plan horizontal...0,01</p>	<p style="text-align: center;">VII</p> <p>Tolérance en mm</p>
--	--	---

10.3.8 Perpendicularité entre broche et chariot transversal:(Fig.VIII)

Utiliser le grand plateau de montage et vérifier son non voilage. L'indicateur est fixé à la place de l'outil (le chariot longitudinal étant bloqué) glisse le long de la face.

	<p><i>Perpendicularité: axe de broche et chariot transversal sur 300 _____</i></p>	<p style="text-align: center;">VIII</p> <p style="text-align: right;">0,01</p>
--	--	--

10.3.9 Faux-ronds des pointes : (Fig.IX)

Les deux pointes sont montée successivement dans le logement de la poupée fixe. Faire tourner la broche. La tolérance sur la contre pointe peut être élargie car elle n'entraîne pas de défaut de concentricité.

	<p><i>Faux-rond des pointes _____</i></p> <p>(moins important pour contre-pointe)</p>	<p style="text-align: center;">IX</p> <p style="text-align: right;">0,01</p>
--	---	--

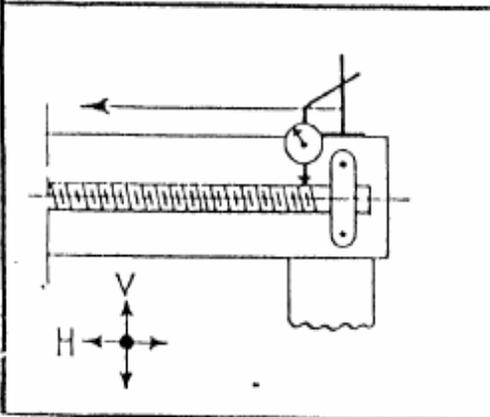
10.3.10 Parallélisme entre ligne des pointes et banc : (Fig.X)

Après vérification des pointes, monter un mandrin cylindrique entre pointes. L'indicateur sur chariot, glissant le long du banc, contrôle dans les deux plans. L'écart en sens transversal s'annule par le réglage toujours possible.

	<p><i>Parallélisme : ligne des pointes et chariot longitudinal défaut de hauteur _____</i></p> <p>(latéral réglable)</p>	<p style="text-align: center;">X</p> <p style="text-align: right;">+0,01</p>
--	--	--

10.3.11 Parallélisme entre vis-mère et banc : (Fig.XI)

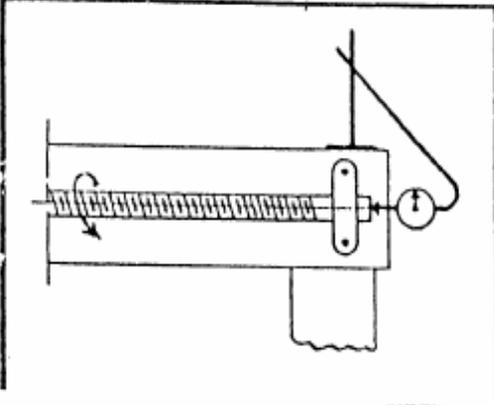
L'indicateur glisse sur le banc; le palpeur contrôle le diamètre extérieur de vis-mère.

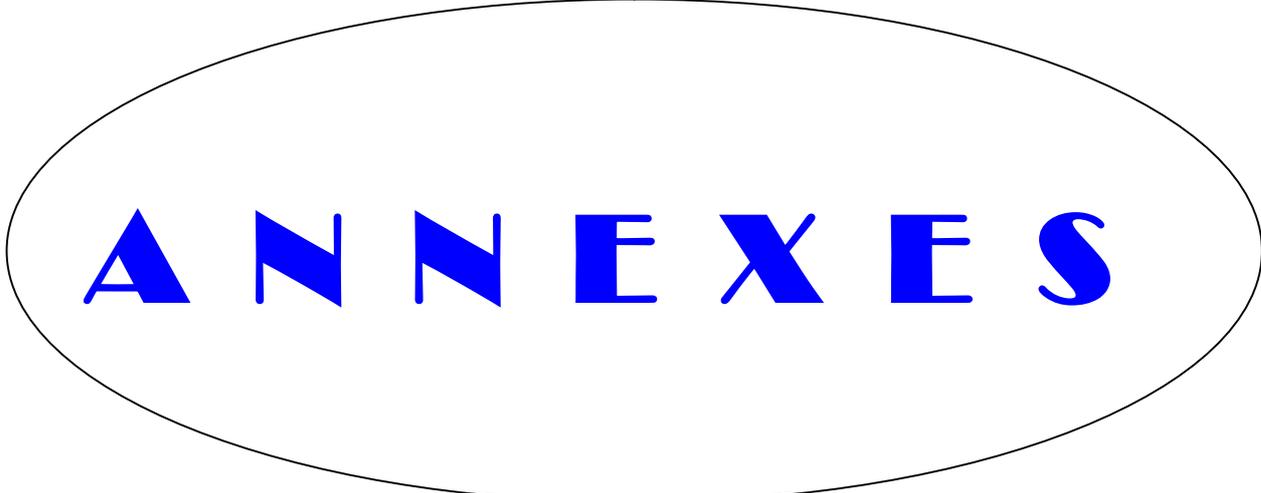
	<p><i>Parallélisme :</i> <i>vis-mère et banc</i></p> <p>_en plan vertical_____0,05</p> <p>_en plan horizontal_____0,05</p>	
---	--	---

10.3.12- Voilage de la vis-mère : (Fig.XII)

Dans le centre de la vis-mère, coller à la graisse une petite bille et placer sur celle-ci la touche de l'indicateur. Faire tourner la vis-mère maintenue sous pression constante contre la butée. Alternner le sens de la poussée (le voilage provoque des défauts périodiques de pas).

Le pas de la vis-mère peut être contrôlé avec un appareil spécial. Le contrôle le plus efficace est réalisé sur la pièce éprouvette.

	<p><i>Voilage de</i> <i>la vis-mère</i>_____0,005</p> <p><i>Pas de la vis-mère:</i></p> <p>_erreur totale sur 300_0,02</p> <p>_erreur locale sur 50_0,02</p>	
---	--	---



ANNEXES

Unités de mesure

N-newton unité de force.

1daN=10N~1,02Kgf.

1kN=10³N.

1MN=10⁶N.

N/m²-unité de contrainte et de pression.

1Pa=N/m².

1bar=10⁵Pa=1Kgf/cm²=1daN/cm²=10⁵N/m².

Mesures linéaires

1 micron = 1/1000 de millimètre [mm] = 0,001 mm

1 pouce (inche) [in] = 25,40 mm

1 pied (foot) [ft] = 304,80 mm

1 yard [yd] = 0,914 mètre [m] = 914 mm

1 mille terrestre (mile) [mi] = 1,609 kilomètre [km]

1 mille marin (nautical mile) = 1,853 km

Mesures de surface

1 pouce carré (square inche) [in²] = 645,2 mm²

1 pied carré (square foot) [ft²] = 0,0929 m²

1 yard carré [yd²] = 0,836 m²

1 mille carré (square mile) [mi²] = 2,59 km²

Mesures de volume

1 pouce cube (cubic inche) [in³] = 16,39 cm³

1 pied cube (cubic foot) [ft³] = 28,32 dm³ ou litres[l]

1 yard cube (cubic yard) [yd³] = 0,765 m³

1 US gallon [US gal] = 3,785 litres [l]

1 UK gallon [UK gal] = 4,5461 litres [l]

1 barille de pétrole (barrel petroleum) [br] = 159 l

Mesures de masse, poids et force

- 1 grain = 64,8 milligramme [mg]
- 1 once (ounce) [oz] = 28,35 gramme [g]
- 1 livre (pound) [lb] = 0,4536 kg
- 1 kilogramme force [kgf]:
 - 1 kgf = 9,806 Newton [N]
 - 1 kgf = 0,9806 décanewton [daN]
- 1 (hundred weight) [cwt] = 50,80 kg
- 1 tonne américaine(short ton)[Sh tn] = 0,9072 tonne [t]
- 1 tonne britannique(long ton)[UK ton] = 1,0160 t
- 1 livre force-pied (pound force-foot) [lbf ft]:
 - 1 lbf ft = 1,3558 Nm

Mesures de pression et contrainte

- 1 kg/cm² = 0,9807 bar [b]
 - = 0,9678 atmosphère [atm]
 - = 10,01 m H₂O
- 1 pascal [Pa] = 1 Newton par m² [N/m²]
- 1 mégapascal [MPa] = 1 Newton par mm² [N/mm²]
- 1 bar [b]:
 - 1 b = 1 décanewton par cm² [daN/cm²]
 - 1 b = 1,013 x 10⁵ pascal [Pa]
 - 1 b = 10,21 m H₂O
- 1 hectobar [hbar] = 1 daN/mm²
- 1 livre force par pouce carré (pound force per square inch) [lbf/in²] ou [PSI]:
 - 1 [lbf/in²] ou [PSI] = 0,0069 N/mm² ou MPa
 - 1 [lbf/in²] ou [PSI] = 0,069 daN/cm² ou b
 - 1 [lbf/in²] ou [PSI] = 0,0703 kg/cm²
 - 1 [lbf/in²] ou [PSI] = 51,715 mm de mercure [mm Hg]
 - 1 [lbf/in²] ou [PSI] = 0,70307 mm H₂O
- 1 livre force par pied carré (pound force per foot inch) [PSF] = 4,88 kg/m²
- 1 tonne américaine par pouce carré(Short ton per square inch) [Sh tn/in²] = 13,79 Mpa = 1,406 kg/mm²
- 1 tonne britannique par pouce carré (UK ton per square inch) [UK ton/in²] = 15,44 Mpa = 1,575 kg/mm²

ECARTS DES ALISAGES (en microns)
ES et EI

Alésage	PALIERS DE DIAMETRES (en mm)												
	>0 ≤3	>3 <6	>6 <10	>10 <18	>18 <30	>30 <50	>50 <80	>80 <120	>120 <180	>180 <250	>250 <315	>315 <400	>400 <500
D10	+60 +20	+78 +30	+98 +40	+120 +50	+149 +65	+180 +80	+220 +100	+260 +120	+305 +145	+355 +170	+400 +190	+440 +210	+480 +230
F7	+16 +6	+22 +10	+28 +13	+34 +16	+41 +20	+50 +25	+60 +30	+71 +36	+83 +43	+96 +50	+108 +56	+119 +62	+131 +68
G6	+8 +2	+12 +4	+14 +5	+17 +6	+20 +7	+25 +9	+29 +10	+34 +12	+39 +14	+44 +15	+49 +17	+54 +18	+60 +20
H6	+6 0	+8 +4	+9 0	+11 0	+13 0	+16 0	+19 0	+22 0	+25 0	+29 0	+32 0	+36 0	+40 0
H7	+10 0	+12 0	+15 0	+18 0	+21 0	+25 0	+30 0	+35 0	+40 0	+46 0	+52 0	+57 0	+63 0
H8	+14 0	+18 0	+22 0	+27 0	+33 0	+39 0	+46 0	+54 0	+63 0	+72 0	+81 0	+89 0	+97 0
H9	+25 0	+30 0	+36 0	+43 0	+52 0	+62 0	+74 0	+87 0	+100 0	+115 0	+130 0	+140 0	+155 0
H10	+40 0	+48 0	+58 0	+70 0	+84 0	+100 0	+120 0	+140 0	+160 0	+185 0	+210 0	+230 0	+250 0
H12	+100 0	+120 0	+150 0	+180 0	+210 0	+250 0	+300 0	+350 0	+400 0	+460 0	+520 0	+570 0	+630 0
J7	+4 -6	+6 -6	+8 -7	+10 -8	+12 -9	+14 -11	+18 -12	+22 -13	+26 -14	+30 -16	+36 -16	+39 -18	+43 -20
K6	0 -6	+2 -6	+2 -7	+2 -9	+2 -11	+3 -13	+4 -15	+4 -18	+4 -21	+5 -24	+5 -27	+7 -29	+8 -32
M7	-2 -12	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57	0 -63
N9	-4 -29	0 -30	0 -36	0 -43	0 -52	0 -52	0 -74	0 -87	0 -100	0 -115	0 -130	0 -140	0 -155
P6	-6 -12	-9 -17	-12 -21	-15 -26	-18 -31	-21 -37	-26 -45	-30 -52	-36 -61	-41 -70	-47 -79	-51 -87	-55 -95
P9	-9 -31	-12 -42	-15 -51	-18 -61	-22 -74	-26 -88	-32 -106	-37 -124	-43 -143	-50 -165	-56 -186	-62 -202	-68 -223

Tolérances fondamentales (en microns)
it et IT

Qualités	PALIERS DE DIAMETRES (en mm)												
	3	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400	400 500
0.1	0.3	0.4	0.4	0.5	0.6	0.6	0.8	1	1.2	2	2.5	3	4
0	0.5	0.6	0.6	0.8	1	1	1.2	1.5	2	3	4	5	6
1	0.8	1	1	1.2	1.5	1.5	2	2.5	3.5	4.5	6	7	8
2	1.2	1.5	1.5	2	2.5	2.5	3	4	5	7	8	9	10
3	2	2.5	2.5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
4	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
5	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
7	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
8	14	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89	97
9	25	30	36	43	54	62	74	87	100	115	130	140	155
10	40	48	58	70	84	100	120	140	160	185	210	230	250
11	80	75	90	110	130	160	190	220	250	270	320	360	400
12	100	120	150	180	210	250	300	350	400	460	520	570	630
13	140	180	220	270	330	390	460	540	630	720	810	890	970
14	250	300	360	430	520	620	740	870	1000	1150	1300	1400	1550
15	400	480	580	700	840	1000	1200	1400	1600	1850	2100	2300	2500
16	600	750	900	1100	1300	1600	1900	2200	2500	2900	3200	3600	4000

ECART DES ARBRES (en microns)

es et ei

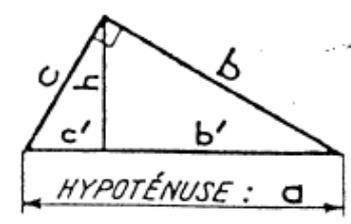
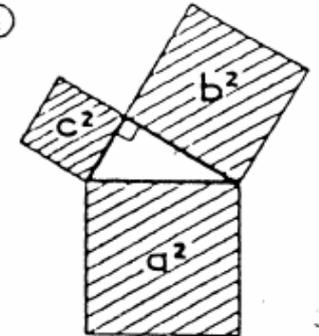
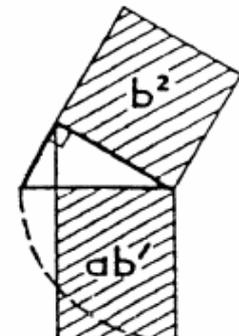
Arbre	PALIERS DE DIAMETRES (en mm)												
	<0 ≤3	>3 <5	>5 <10	>10 <18	>18 <30	>30 <50	>50 <80	>80 <120	>120 <180	>180 <250	>250 <315	>315 <400	>400 <500
d9	-20 -45	-30 -60	-40 -75	-50 -93	-65 -117	-80 -142	-100 -174	-120 -207	-145 -245	-170 -285	-190 -320	-210 -350	-230 -385
d11	-20 -80	-30 -105	-40 -130	-50 -160	-65 -195	-80 -240	-100 -290	-120 -340	-145 -395	-170 -460	-190 -510	-210 -570	-230 -630
e7	-14 -24	-20 -32	-25 -40	-32 -50	-40 -61	-50 -75	-60 -90	-72 -107	-85 -125	-100 -146	-110 -162	-125 -182	-135 -198
e9	-14 -39	-20 -50	-25 -61	-32 -75	-40 -92	-50 -112	-60 -134	-72 -159	-85 -185	-100 -215	-110 -240	-125 -265	-135 -290
f6	-6 -12	-10 -18	-13 -22	-16 -27	-20 -33	-25 -41	-30 -49	-36 -58	-43 -68	-50 -79	-56 -88	-62 -98	-68 -108
f7	-6 -16	-10 -22	-13 -28	-16 -34	-20 -41	-25 -60	-30 -60	-36 -71	-43 -83	-50 -96	-56 -106	-62 -119	-68 -131
g5	-2 -6	-4 -9	-5 -11	-6 -14	-7 -16	-9 -20	-10 -23	-12 -27	-14 -32	-15 -35	-17 -40	-18 -43	-20 -47
g6	-2 -8	-4 -12	-5 -14	-6 -17	-7 -20	-9 -25	-10 -29	-12 -34	-14 -39	-15 -44	-17 -49	-18 -54	-20 -60
h5	0 -4	0 -5	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -15	0 -18	0 -20	0 -23	0 -25	0 -27
h6	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -16	0 -19	0 -22	0 -25	0 -29	0 -32	0 -36	0 -40
h7	0 -10	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57	0 -63
j6	+4 -2	+6 -2	+7 -2	+8 -3	+9 -4	+11 -5	+12 -7	+13 -9	+14 -11	+16 -13	+16 -16	+18 -18	+20 -20
k6	+5 0	+9 +1	+10 +1	+12 +1	+15 +2	+18 +2	+21 +2	+25 +3	+28 +3	+33 +4	+36 +4	+40 +4	+45 +5
m6	+8 +12	+12 +4	+15 +6	+18 +7	+21 +8	+25 +9	+30 +11	+35 +13	+40 +15	+46 +17	+52 +20	+57 +21	+63 +23
p6	+12 +5	+20 +12	+24 +15	+29 +18	+35 +22	+42 +25	+51 +32	+59 +37	+68 +43	+79 +50	+88 +56	+98 +62	+108 +68

ECART DES ARBRES (en microns)

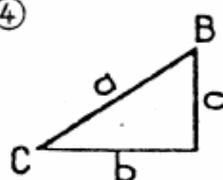
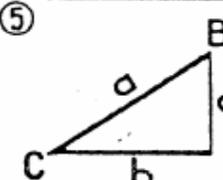
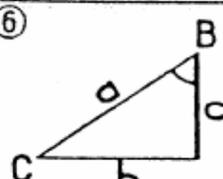
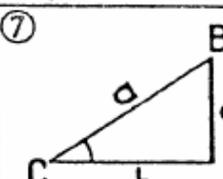
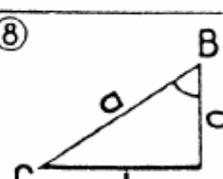
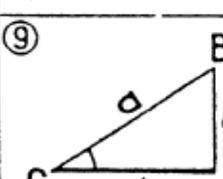
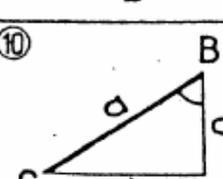
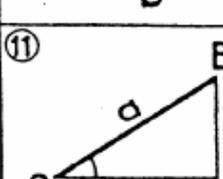
es et ei

Arbre	PALIERS DE DIAMETRES (en mm)												
	<0 ≤3	>3 <5	>5 <10	>10 <18	>18 <30	>30 <50	>50 <80	>80 <120	>120 <180	>180 <250	>250 <315	>315 <400	>400 <500
d9	-20 -45	-30 -60	-40 -75	-50 -93	-65 -117	-80 -142	-100 -174	-120 -207	-145 -245	-170 -285	-190 -320	-210 -350	-230 -385
d11	-20 -80	-30 -105	-40 -130	-50 -160	-65 -195	-80 -240	-100 -290	-120 -340	-145 -395	-170 -460	-190 -510	-210 -570	-230 -630
e7	-14 -24	-20 -32	-25 -40	-32 -50	-40 -61	-50 -75	-60 -90	-72 -107	-85 -125	-100 -146	-110 -162	-125 -182	-135 -198
e9	-14 -39	-20 -50	-25 -61	-32 -75	-40 -92	-50 -112	-60 -134	-72 -159	-85 -185	-100 -215	-110 -240	-125 -265	-135 -290
f6	-6 -12	-10 -18	-13 -22	-16 -27	-20 -33	-25 -41	-30 -49	-36 -58	-43 -68	-50 -79	-56 -88	-62 -98	-68 -108
f7	-6 -16	-10 -22	-13 -28	-16 -34	-20 -41	-25 -60	-30 -60	-36 -71	-43 -83	-50 -96	-56 -106	-62 -119	-68 -131
g5	-2 -6	-4 -9	-5 -11	-6 -14	-7 -16	-9 -20	-10 -23	-12 -27	-14 -32	-15 -35	-17 -40	-18 -43	-20 -47
g6	-2 -8	-4 -12	-5 -14	-6 -17	-7 -20	-9 -25	-10 -29	-12 -34	-14 -39	-15 -44	-17 -49	-18 -54	-20 -60
h5	0 -4	0 -5	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -15	0 -18	0 -20	0 -23	0 -25	0 -27
h6	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -16	0 -19	0 -22	0 -25	0 -29	0 -32	0 -36	0 -40
h7	0 -10	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57	0 -63
j6	+4 -2	+6 -2	+7 -2	+8 -3	+9 -4	+11 -5	+12 -7	+13 -9	+14 -11	+16 -13	+16 -16	+18 -18	+20 -20
k6	+6 0	+9 +1	+10 +1	+12 +1	+15 +2	+18 +2	+21 +2	+25 +3	+28 +3	+33 +4	+36 +4	+40 +4	+45 +5
m6	+8 +12	+12 +4	+15 +6	+18 +7	+21 +8	+25 +9	+30 +11	+35 +13	+40 +15	+46 +17	+52 +20	+57 +21	+63 +23
p6	+12 +6	+20 +12	+24 +15	+29 +18	+35 +22	+42 +25	+51 +32	+59 +37	+68 +43	+79 +50	+88 +56	+98 +62	+108 +68

RELATIONS MÉTRIQUES

$a^2 = b^2 + c^2$ $b^2 = a^2 - c^2$ $c^2 = a^2 - b^2$	 <p style="text-align: center;">HYPOTÉNUSE : a</p>	$b^2 = ab'$ $c^2 = ac'$ $h = \frac{bc}{a}$
<p>①</p> 	<p>②</p>  <p style="text-align: center;">$h^2 = b'c'$</p>	<p>③</p> 
<p>Exemple : $b = 12, c = 15$ $a^2 = 12^2 + 15^2 = 369$ $a = \sqrt{369} = 19,21$</p>	<p>Exemple : $b' = 14, c' = 5$ $h^2 = 14 \times 5 = 70$ $h = \sqrt{70} = 8,37$</p>	<p>Exemple : $b' = 6, c' = 10$ $b^2 = 16 \times 6 = 96 ; b = \sqrt{96}$ $c^2 = 16 \times 10 = 160 ; c = \sqrt{160}$</p>

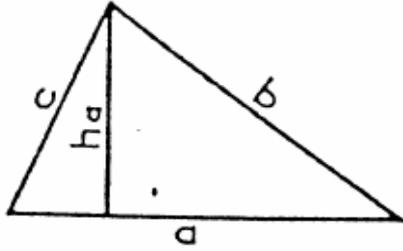
RELATIONS TRIGONOMETRIQUES

<p>④</p> 	<p>On connaît a et c</p> $\sin \hat{C} = c : a$ $\cos \hat{B} = c : a$ $b = c \operatorname{tg} \hat{B}$	<p>⑤</p> 	<p>On connaît a et b</p> $\sin \hat{B} = b : a$ $\cos \hat{C} = b : a$ $c = b \operatorname{tg} \hat{C}$
<p>⑥</p> 	<p>On connaît c et \hat{B}</p> $\hat{C} = 90^\circ - \hat{B}$ $a = c : \cos \hat{B}$ $b = c \operatorname{tg} \hat{B}$	<p>⑦</p> 	<p>On connaît c et \hat{C}</p> $\hat{B} = 90^\circ - \hat{C}$ $a = c : \sin \hat{C}$ $b = c \operatorname{cotg} \hat{C}$
<p>⑧</p> 	<p>On connaît b et \hat{B}</p> $\hat{C} = 90^\circ - \hat{B}$ $a = b : \sin \hat{B}$ $c = b \operatorname{cotg} \hat{B}$	<p>⑨</p> 	<p>On connaît b et \hat{C}</p> $\hat{B} = 90^\circ - \hat{C}$ $a = b : \cos \hat{C}$ $c = b \operatorname{tg} \hat{C}$
<p>⑩</p> 	<p>On connaît a et \hat{B}</p> $\hat{C} = 90^\circ - \hat{B}$ $b = a \sin \hat{B}$ $c = a \cos \hat{B}$	<p>⑪</p> 	<p>On connaît a et \hat{C}</p> $\hat{B} = 90^\circ - \hat{C}$ $b = a \cos \hat{C}$ $c = a \sin \hat{C}$

Les valeurs de SIN, COS, TG, COTG sont lues dans les tables (Doc 15, 16, 17, 18)

RELATIONS MÉTRIQUES

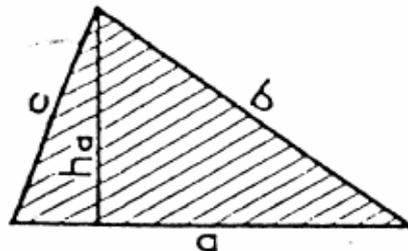
① HAUTEUR (h)



$$h_a = \frac{2}{a} \sqrt{p(p-a)(p-b)(p-c)}$$

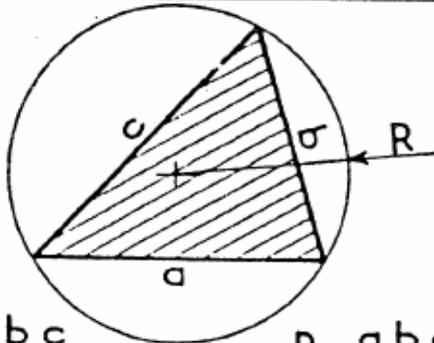
p ou $\frac{1}{2}$ périmètre = $(a+b+c):2$

② SURFACE (S)



$$S = \frac{a h_a}{2}$$

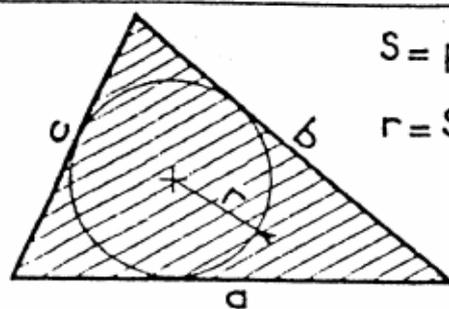
③ CERCLE CIRCONSCRIT



$$S = \frac{a b c}{4 R}$$

$$R = \frac{a b c}{4 S}$$

④ CERCLE INSCRIT

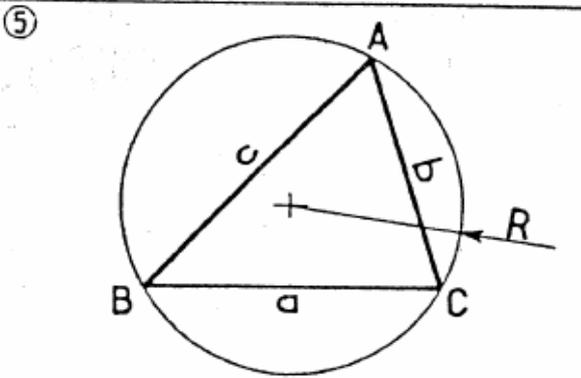


$$S = p r$$

$$r = S : p$$

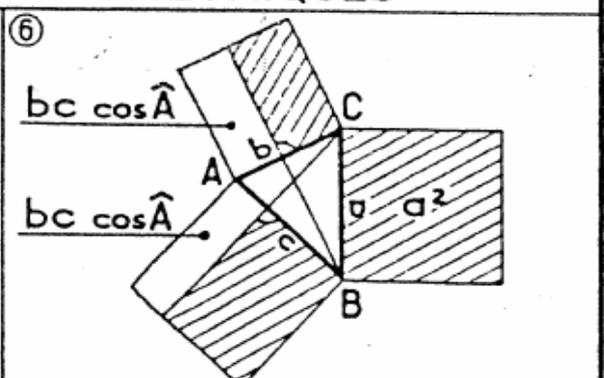
p ou $\frac{1}{2}$ périmètre = $(a+b+c):2$

RELATIONS TRIGONOMETRIQUES



$$\frac{a}{\sin \hat{A}} = \frac{b}{\sin \hat{B}} = \frac{c}{\sin \hat{C}} = 2 R$$

$a = 2 R \sin \hat{A}$	$\sin \hat{A} = a : 2 R$
$b = 2 R \sin \hat{B}$	$\sin \hat{B} = b : 2 R$
$c = 2 R \sin \hat{C}$	$\sin \hat{C} = c : 2 R$



$$a^2 = b^2 + c^2 - 2 b c \cos \hat{A}$$

Si $\hat{A} > 90^\circ$
 son supplément $\alpha = 180^\circ - \hat{A}$;
 donc $\alpha < 90^\circ$ et $\cos \hat{A} = -\cos \alpha$
 $a^2 = b^2 + c^2 + 2 b c \cos \alpha$

Les valeurs de SIN, COS, TG, COTG sont lues dans les tables (Doc 15,16,17,18)

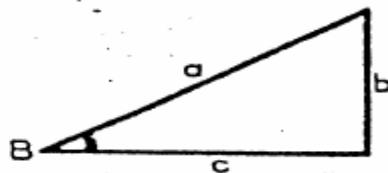
SINUS 0° à 45°								S
Degrés	Minutes							
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	0,0000	0,0029	0,0058	0,0087	0,0116	0,0145	0,0175	89
1	0,0175	0,0204	0,0233	0,0262	0,0291	0,0320	0,0349	88
2	0,0349	0,0378	0,0407	0,0436	0,0465	0,0494	0,0523	87
3	0,0523	0,0552	0,0581	0,0611	0,0640	0,0669	0,0698	86
4	0,0698	0,0727	0,0756	0,0785	0,0814	0,0843	0,0872	85
5	0,0872	0,0901	0,0930	0,0959	0,0987	0,1016	0,1045	84
6	0,1045	0,1074	0,1103	0,1132	0,1161	0,1190	0,1219	83
7	0,1219	0,1248	0,1276	0,1305	0,1334	0,1363	0,1392	82
8	0,1392	0,1421	0,1449	0,1478	0,1507	0,1536	0,1564	81
9	0,1564	0,1593	0,1622	0,1651	0,1679	0,1708	0,1737	80
10	0,1737	0,1765	0,1794	0,1822	0,1851	0,1880	0,1908	79
11	0,1908	0,1937	0,1965	0,1994	0,2022	0,2051	0,2079	78
12	0,2079	0,2108	0,2136	0,2164	0,2193	0,2221	0,2250	77
13	0,2250	0,2278	0,2306	0,2335	0,2363	0,2391	0,2419	76
14	0,2419	0,2447	0,2476	0,2504	0,2532	0,2560	0,2588	75
15	0,2588	0,2616	0,2644	0,2672	0,2700	0,2728	0,2756	74
16	0,2756	0,2784	0,2812	0,2840	0,2868	0,2896	0,2924	73
17	0,2924	0,2952	0,2979	0,3007	0,3035	0,3063	0,3090	72
18	0,3090	0,3118	0,3145	0,3173	0,3201	0,3228	0,3256	71
19	0,3256	0,3283	0,3311	0,3338	0,3366	0,3393	0,3420	70
20	0,3420	0,3448	0,3475	0,3502	0,3529	0,3557	0,3584	69
21	0,3584	0,3611	0,3638	0,3665	0,3692	0,3719	0,3746	68
22	0,3746	0,3773	0,3800	0,3827	0,3854	0,3881	0,3907	67
23	0,3907	0,3934	0,3961	0,3988	0,4014	0,4041	0,4067	66
24	0,4067	0,4094	0,4120	0,4147	0,4173	0,4200	0,4226	65
25	0,4226	0,4253	0,4279	0,4305	0,4331	0,4358	0,4384	64
26	0,4384	0,4410	0,4436	0,4462	0,4488	0,4514	0,4540	63
27	0,4540	0,4566	0,4592	0,4618	0,4643	0,4669	0,4695	62
28	0,4695	0,4720	0,4746	0,4772	0,4797	0,4823	0,4848	61
29	0,4848	0,4874	0,4899	0,4924	0,4950	0,4975	0,5000	60
30	0,5000	0,5025	0,5050	0,5075	0,5100	0,5125	0,5150	59
31	0,5150	0,5175	0,5200	0,5225	0,5250	0,5275	0,5299	58
32	0,5299	0,5324	0,5348	0,5373	0,5398	0,5422	0,5446	57
33	0,5446	0,5471	0,5495	0,5519	0,5544	0,5568	0,5592	56
34	0,5592	0,5616	0,5640	0,5664	0,5688	0,5712	0,5736	55
35	0,5736	0,5760	0,5783	0,5807	0,5831	0,5854	0,5878	54
36	0,5878	0,5901	0,5925	0,5948	0,5972	0,5995	0,6018	53
37	0,6018	0,6041	0,6065	0,6088	0,6111	0,6134	0,6157	52
38	0,6157	0,6180	0,6202	0,6225	0,6248	0,6271	0,6293	51
39	0,6293	0,6316	0,6338	0,6361	0,6383	0,6406	0,6428	50
40	0,6428	0,6450	0,6472	0,6495	0,6517	0,6539	0,6561	49
41	0,6561	0,6583	0,6604	0,6625	0,6648	0,6670	0,6691	48
42	0,6691	0,6713	0,6734	0,6756	0,6777	0,6799	0,6820	47
43	0,6820	0,6841	0,6862	0,6884	0,6905	0,6926	0,6947	46
44	0,6947	0,6968	0,6988	0,7009	0,7030	0,7051	0,7071	45
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Degrés

COSINUS 45° à 90°

$$\sin \hat{B} = \frac{b}{a}$$

$$b = a \sin \hat{B}$$

$$a = \frac{b}{\sin \hat{B}}$$



$$\cos \hat{B} = \frac{c}{a}$$

$$c = a \cos \hat{B}$$

$$a = \frac{c}{\cos \hat{B}}$$

S								
SINUS 45° à 90°								
Degrés	Minutes							Degrés
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
45	0,7071	0,7092	0,7112	0,7132	0,7153	0,7173	0,7193	44
46	0,7193	0,7214	0,7234	0,7254	0,7274	0,7294	0,7313	43
47	0,7313	0,7333	0,7353	0,7373	0,7392	0,7412	0,7431	42
48	0,7431	0,7451	0,7470	0,7490	0,7509	0,7528	0,7547	41
49	0,7547	0,7566	0,7585	0,7604	0,7623	0,7642	0,7660	40
50	0,7660	0,7679	0,7698	0,7716	0,7735	0,7753	0,7771	39
51	0,7771	0,7790	0,7808	0,7826	0,7844	0,7862	0,7880	38
52	0,7880	0,7898	0,7916	0,7933	0,7951	0,7969	0,7986	37
53	0,7986	0,8004	0,8021	0,8039	0,8056	0,8073	0,8090	36
54	0,8090	0,8107	0,8124	0,8141	0,8158	0,8175	0,8191	35
55	0,8191	0,8208	0,8225	0,8241	0,8258	0,8274	0,8290	34
56	0,8290	0,8307	0,8323	0,8339	0,8355	0,8371	0,8387	33
57	0,8387	0,8403	0,8418	0,8434	0,8450	0,8465	0,8481	32
58	0,8481	0,8496	0,8511	0,8526	0,8542	0,8557	0,8572	31
59	0,8572	0,8587	0,8602	0,8616	0,8631	0,8646	0,8660	30
60	0,8660	0,8675	0,8689	0,8704	0,8718	0,8732	0,8746	29
61	0,8746	0,8760	0,8774	0,8788	0,8802	0,8816	0,8830	28
62	0,8830	0,8843	0,8857	0,8870	0,8884	0,8897	0,8910	27
63	0,8910	0,8923	0,8936	0,8949	0,8962	0,8975	0,8988	26
64	0,8988	0,9001	0,9013	0,9026	0,9038	0,9051	0,9063	25
65	0,9063	0,9075	0,9088	0,9100	0,9112	0,9124	0,9136	24
66	0,9136	0,9147	0,9159	0,9171	0,9182	0,9194	0,9205	23
67	0,9205	0,9216	0,9228	0,9239	0,9250	0,9261	0,9272	22
68	0,9272	0,9283	0,9293	0,9304	0,9315	0,9325	0,9336	21
69	0,9336	0,9346	0,9357	0,9367	0,9377	0,9387	0,9397	20
70	0,9397	0,9407	0,9417	0,9426	0,9436	0,9446	0,9455	19
71	0,9455	0,9465	0,9474	0,9483	0,9492	0,9501	0,9511	18
72	0,9511	0,9520	0,9528	0,9537	0,9546	0,9555	0,9563	17
73	0,9563	0,9572	0,9580	0,9588	0,9596	0,9605	0,9613	16
74	0,9613	0,9621	0,9629	0,9636	0,9644	0,9652	0,9659	15
75	0,9659	0,9667	0,9674	0,9682	0,9689	0,9696	0,9703	14
76	0,9703	0,9710	0,9717	0,9724	0,9730	0,9737	0,9744	13
77	0,9744	0,9750	0,9757	0,9763	0,9769	0,9775	0,9782	12
78	0,9782	0,9788	0,9793	0,9799	0,9805	0,9811	0,9816	11
79	0,9816	0,9822	0,9827	0,9832	0,9838	0,9843	0,9848	10
80	0,9848	0,9853	0,9858	0,9863	0,9868	0,9872	0,9877	9
81	0,9877	0,9881	0,9886	0,9890	0,9894	0,9899	0,9903	8
82	0,9903	0,9907	0,9911	0,9914	0,9918	0,9922	0,9925	7
83	0,9925	0,9929	0,9932	0,9936	0,9939	0,9942	0,9945	6
84	0,9945	0,9948	0,9951	0,9954	0,9957	0,9959	0,9962	5
85	0,9962	0,9964	0,9967	0,9969	0,9971	0,9974	0,9976	4
86	0,9976	0,9978	0,9980	0,9981	0,9983	0,9985	0,9986	3
87	0,9986	0,9988	0,9989	0,9990	0,9992	0,9993	0,9994	2
88	0,9994	0,9995	0,9996	0,9997	0,9997	0,9998	0,9998	1
89	0,9998	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	1,0000	1,0000	0
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Degrés

COSINUS 0° à 45°

LECTURE DIRECTE	CALCUL UTILISANT LA DIFFERENCE TABULAIRE	LECTURE DIRECTE
Exemple: sin 20°10' = 0,3448	sin 20°16'	Exemple: cos 25°40' = 0,9013
A retenir sin 30° = 0,5 sin 45° = 0,707 sin 60° = 0,866	$\begin{array}{l} \sin 20^\circ 20' = 0,3475 \\ \sin 20^\circ 10' = 0,3448 \\ \text{différence } 10' \Delta = 27 \end{array}$ $\text{pour } 6 = \frac{27 \times 6}{10} = 16$ $\begin{array}{l} \text{différence } \Delta' = 0,0016 \\ \sin 20^\circ 10' = 0,3448 \\ \sin 20^\circ 16' = 0,3464 \end{array}$	A retenir cos 30° = 0,866 cos 45° = 0,707 cos 60° = 0,5

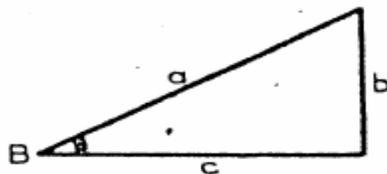
TANGENTE 0° à 45°								T
Degrés	Minutes							
	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	
0	0,0000	0,0029	0,0058	0,0087	0,0116	0,0145	0,0175	89
1	0,0175	0,0204	0,0233	0,0262	0,0291	0,0320	0,0349	88
2	0,0349	0,0378	0,0407	0,0437	0,0466	0,0495	0,0524	87
3	0,0524	0,0553	0,0582	0,0612	0,0641	0,0670	0,0699	86
4	0,0699	0,0729	0,0758	0,0787	0,0816	0,0846	0,0875	85
5	0,0875	0,0904	0,0934	0,0963	0,0992	0,1022	0,1051	84
6	0,1051	0,1081	0,1110	0,1139	0,1169	0,1198	0,1228	83
7	0,1228	0,1257	0,1287	0,1317	0,1346	0,1376	0,1405	82
8	0,1405	0,1435	0,1465	0,1495	0,1524	0,1554	0,1584	81
9	0,1584	0,1614	0,1644	0,1673	0,1703	0,1733	0,1763	80
10	0,1763	0,1793	0,1823	0,1853	0,1884	0,1914	0,1944	79
11	0,1944	0,1974	0,2004	0,2035	0,2065	0,2095	0,2126	78
12	0,2126	0,2156	0,2186	0,2217	0,2248	0,2278	0,2309	77
13	0,2309	0,2339	0,2370	0,2401	0,2432	0,2462	0,2493	76
14	0,2493	0,2524	0,2555	0,2586	0,2617	0,2648	0,2680	75
15	0,2680	0,2711	0,2742	0,2773	0,2805	0,2836	0,2868	74
16	0,2868	0,2899	0,2931	0,2962	0,2994	0,3027	0,3057	73
17	0,3057	0,3089	0,3121	0,3153	0,3185	0,3217	0,3249	72
18	0,3249	0,3281	0,3314	0,3346	0,3378	0,3411	0,3443	71
19	0,3443	0,3476	0,3508	0,3541	0,3574	0,3607	0,3640	70
20	0,3640	0,3673	0,3706	0,3739	0,3772	0,3805	0,3839	69
21	0,3839	0,3872	0,3906	0,3939	0,3973	0,4007	0,4040	68
22	0,4040	0,4074	0,4108	0,4142	0,4176	0,4211	0,4245	67
23	0,4245	0,4279	0,4314	0,4348	0,4383	0,4418	0,4452	66
24	0,4452	0,4487	0,4522	0,4557	0,4592	0,4628	0,4663	65
25	0,4663	0,4699	0,4734	0,4770	0,4806	0,4841	0,4877	64
26	0,4877	0,4913	0,4950	0,4986	0,5022	0,5059	0,5095	63
27	0,5095	0,5132	0,5169	0,5206	0,5243	0,5280	0,5317	62
28	0,5317	0,5355	0,5392	0,5430	0,5467	0,5505	0,5543	61
29	0,5543	0,5581	0,5619	0,5658	0,5696	0,5735	0,5774	60
30	0,5774	0,5812	0,5851	0,5891	0,5930	0,5969	0,6009	59
31	0,6009	0,6048	0,6088	0,6128	0,6168	0,6208	0,6249	58
32	0,6249	0,6289	0,6330	0,6371	0,6412	0,6453	0,6494	57
33	0,6494	0,6536	0,6577	0,6619	0,6661	0,6703	0,6745	56
34	0,6745	0,6788	0,6830	0,6873	0,6916	0,6959	0,7002	55
35	0,7002	0,7046	0,7089	0,7133	0,7177	0,7221	0,7265	54
36	0,7265	0,7310	0,7355	0,7400	0,7445	0,7490	0,7536	53
37	0,7536	0,7581	0,7627	0,7673	0,7720	0,7766	0,7813	52
38	0,7813	0,7860	0,7907	0,7954	0,8002	0,8050	0,8098	51
39	0,8098	0,8146	0,8195	0,8243	0,8292	0,8342	0,8391	50
40	0,8391	0,8441	0,8491	0,8541	0,8591	0,8642	0,8693	49
41	0,8693	0,8744	0,8796	0,8847	0,8899	0,8952	0,9004	48
42	0,9004	0,9057	0,9110	0,9163	0,9217	0,9271	0,9325	47
43	0,9325	0,9380	0,9435	0,9490	0,9545	0,9601	0,9657	46
44	0,9657	0,9713	0,9770	0,9827	0,9884	0,9942	1,0000	45
	60°	50°	40°	30°	20°	10°	0°	Degrés

COTANGENTE 45° à 90°

$$\operatorname{tg} \hat{B} = \frac{b}{c}$$

$$b = c \operatorname{tg} \hat{B}$$

$$c = \frac{b}{\operatorname{tg} \hat{B}}$$



$$\operatorname{cotg} \hat{B} = \frac{c}{b}$$

$$b = \frac{c}{\operatorname{cotg} \hat{B}}$$

$$c = b \operatorname{cotg} \hat{B}$$

T								
TANGENTE 45° à 90°								
Degrés	Minutes							Degrés
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
45	1,0000	1,0058	1,0117	1,0176	1,0236	1,0295	1,0355	44
46	1,0355	1,0416	1,0477	1,0538	1,0599	1,0661	1,0724	43
47	1,0724	1,0786	1,0850	1,0913	1,0977	1,1041	1,1106	42
48	1,1106	1,1171	1,1237	1,1303	1,1369	1,1436	1,1504	41
49	1,1504	1,1572	1,1640	1,1709	1,1778	1,1847	1,1918	40
50	1,1918	1,1988	1,2059	1,2131	1,2203	1,2276	1,2349	39
51	1,2349	1,2423	1,2497	1,2572	1,2647	1,2723	1,2799	38
52	1,2799	1,2876	1,2954	1,3032	1,3111	1,3190	1,3270	37
53	1,3270	1,3351	1,3432	1,3514	1,3597	1,3680	1,3764	36
54	1,3764	1,3848	1,3934	1,4020	1,4106	1,4193	1,4281	35
55	1,4281	1,4370	1,4460	1,4550	1,4641	1,4733	1,4826	34
56	1,4826	1,4919	1,5013	1,5108	1,5204	1,5301	1,5399	33
57	1,5399	1,5497	1,5597	1,5697	1,5798	1,5900	1,6003	32
58	1,6003	1,6107	1,6213	1,6319	1,6426	1,6534	1,6643	31
59	1,6643	1,6753	1,6864	1,6977	1,7090	1,7205	1,7321	30
60	1,7321	1,7438	1,7556	1,7675	1,7796	1,7917	1,8041	29
61	1,8041	1,8165	1,8291	1,8418	1,8546	1,8676	1,8807	28
62	1,8807	1,8940	1,9074	1,9210	1,9347	1,9486	1,9626	27
63	1,9626	1,9768	1,9912	2,0057	2,0204	2,0353	2,0503	26
64	2,0503	2,0655	2,0809	2,0965	2,1123	2,1283	2,1445	25
65	2,1445	2,1609	2,1775	2,1943	2,2113	2,2286	2,2460	24
66	2,2460	2,2637	2,2817	2,2998	2,3183	2,3369	2,3559	23
67	2,3559	2,3750	2,3945	2,4142	2,4342	2,4545	2,4751	22
68	2,4751	2,4960	2,5172	2,5387	2,5605	2,5826	2,6051	21
69	2,6051	2,6279	2,6511	2,6746	2,6985	2,7228	2,7475	20
70	2,7475	2,7725	2,7980	2,8239	2,8502	2,8770	2,9042	19
71	2,9042	2,9319	2,9600	2,9887	3,0178	3,0475	3,0777	18
72	3,0777	3,1084	3,1397	3,1716	3,2041	3,2371	3,2709	17
73	3,2709	3,3052	3,3402	3,3759	3,4124	3,4495	3,4874	16
74	3,4874	3,5261	3,5656	3,6059	3,6471	3,6891	3,7321	15
75	3,7321	3,7760	3,8208	3,8667	3,9136	3,9617	4,0108	14
76	4,0108	4,0611	4,1126	4,1653	4,2193	4,2747	4,3315	13
77	4,3315	4,3897	4,4494	4,5107	4,5736	4,6383	4,7046	12
78	4,7046	4,7729	4,8430	4,9152	4,9894	5,0658	5,1446	11
79	5,1446	5,2257	5,3093	5,3955	5,4845	5,5764	5,6713	10
80	5,6713	5,7694	5,8708	5,9758	6,0844	6,1970	6,3138	9
81	6,3138	6,4348	6,5606	6,6912	6,8269	6,9682	7,1154	8
82	7,1154	7,2687	7,4287	7,5958	7,7704	7,9530	8,1444	7
83	8,1444	8,3450	8,5556	8,7769	9,0098	9,2553	9,5144	6
84	9,5144	9,7882	10,0780	10,3854	10,7119	11,0594	11,4301	5
85	11,4301	11,8262	12,2505	12,7062	13,1969	13,7267	14,3007	4
86	14,3007	14,9244	15,6048	16,3499	17,1693	18,0750	19,0811	3
87	19,0811	20,2056	21,4704	22,9038	24,5418	26,4316	28,6363	2
88	28,6363	31,2416	34,3678	38,1885	42,9641	49,1039	57,2900	1
89	57,2900	68,7501	85,9398	114,5887	171,8854	343,7737		0
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Degrés

COTANGENTE 0° à 45°

LECTURE DIRECTE	CONVERSION	LECTURE DIRECTE
tg 23°40' = 0,4383	<div style="display: flex; align-items: center; justify-content: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-right: 10px;">Pente en %</div> <div style="margin-right: 10px;">→</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-right: 10px;">Angle en degrés</div> <div style="margin-right: 10px;">←</div> </div>	cotg 39°10' = 1,2276
A retenir tg 30° = 0,5773 tg 45° = 1,0000 tg 60° = 1,7320	$\text{Pente} = \text{tg} \alpha \times 100$ <p>Exemple :</p> $\alpha = 6^\circ \quad \text{Pente} = \text{tg} 6^\circ \times 100 = 10,51\%$	A retenir cotg 30° = 1,7320 cotg 45° = 1,0000 cotg 60° = 0,5773

① DEGRÉS EN RADIANS			② GRADES EN RADIANS		
°	rd	Exemple: 62°32'	gr	rd	Exemple: 29,43gr
1	0,017 45	$ \begin{array}{r} 60^\circ \quad 1,047 2 \\ 2^\circ \quad 0,034 91 \\ 30' \quad 0,008 7 \\ 2' \quad \underline{0,000 58} \\ 1,091 39 \\ \hline 62^\circ 32' = 1,0914 \text{ rd} \end{array} $	1	0,015 71	$ \begin{array}{r} 20 \text{ gr} \quad 0,314 2 \\ 9 \text{ gr} \quad 0,141 37 \\ 4 \text{ dgr} \quad 0,006 28 \\ 3 \text{ cgr} \quad \underline{0,000 48} \\ 0,462 33 \\ \hline 29,43 \text{ gr} = 0,4623 \text{ rd} \end{array} $
2	0,034 91		2	0,031 42	
3	0,052 36		3	0,047 12	
4	0,069 81		4	0,062 83	
5	0,087 27		5	0,078 54	
6	0,104 72		6	0,094 25	
7	0,122 17		7	0,109 96	
8	0,139 63		8	0,125 66	
9	0,157 08		9	0,141 37	
1' = 0,000 29rd			1 dgr = 0,001 57rd		
1" = 0,000 005rd			1 cgr = 0,000 16rd		

③ RADIANS EN DEGRÉS						
0,1 rd	°	0,01 rd	°	0,001 rd	°	Exemple: 0,25rd
1	5° 43' 46"	1	34' 23"	1	3' 26"	$ \begin{array}{r} 0,2 \text{ rd} \quad 11^\circ 27' 33'' \\ 0,05 \text{ rd} \quad \underline{2^\circ 51' 53''} \\ 14^\circ 19' 26'' \\ \hline 0,25 \text{ rd} = 14^\circ 19' 26'' \end{array} $
2	11° 27' 33"	2	1° 08' 45"	2	6' 53"	
3	17° 11' 19"	3	1° 43' 08"	3	10' 19"	
4	22° 55' 06"	4	2° 17' 31"	4	13' 45"	
5	28° 38' 52"	5	2° 51' 53"	5	17' 11"	
6	34° 22' 39"	6	3° 26' 16"	6	20' 37"	
7	40° 06' 25"	7	4° 00' 39"	7	24' 04"	
8	45° 50' 12"	8	4° 35' 01"	8	27' 30"	
9	51° 33' 58"	9	5° 09' 24"	9	30' 56"	
10	57° 17' 45"	10	5° 43' 46"	10	34' 23"	

④ RADIANS EN GRADES						
0,1 rd	gr	0,01 rd	gr	0,001 rd	gr	Exemple: 1,467rd
1	6,366	1	0,637	1	0,064	$ \begin{array}{r} 1 \text{ rd} \quad 63,66 \\ 0,4 \text{ rd} \quad 25,465 \\ 0,06 \text{ rd} \quad 3,820 \\ 0,007 \text{ rd} \quad \underline{0,446} \\ 93,391 \\ \hline 1,467 \text{ rd} \approx 93,39 \text{ gr} \end{array} $
2	12,732	2	1,273	2	0,127	
3	19,099	3	1,910	3	0,191	
4	25,465	4	2,547	4	0,255	
5	31,831	5	3,183	5	0,318	
6	38,197	6	3,820	6	0,382	
7	44,563	7	4,456	7	0,446	
8	50,930	8	5,093	8	0,509	
9	57,296	9	5,730	9	0,573	
10	63,662	10	6,366	10	0,637	

⑤ PETITS ANGLES ($\leq 0,1 \text{ rd}$ ou $5^\circ 40'$)			
L'angle x est exprimé en rd Résultats avec 4 ou même 5 chiffres exacts	$\sin x \approx x - \frac{x^3}{6}$	$x \approx \sin x + \frac{\sin^3 x}{6}$	Utiliser: - les tables de conversion - les tables des carrés et des cubes
	$\cos x \approx 1 - \frac{x^2}{2}$	$x \approx \sqrt{2 - 2 \cos x}$	
	$\text{tg } x \approx x + \frac{x^3}{3}$	$x \approx \text{tg } x - \frac{\text{tg}^3 x}{3}$	

↓	SINUS	COSINUS	TANGENTE	COTANGENTE	↑
1	0,0157	0,9999	0,0157	63,657	99
2	0,0314	0,9995	0,0314	31,821	98
3	0,0471	0,9989	0,0472	21,205	97
4	0,0628	0,9981	0,0629	15,895	96
5	0,0785	0,9969	0,0787	12,706	95
6	0,0941	0,9956	0,0945	10,579	94
7	0,1097	0,9940	0,1104	9,0579	93
8	0,1253	0,9921	0,1263	7,9158	92
9	0,1409	0,9900	0,1423	7,0264	91
10	0,1564	0,9877	0,1584	6,3138	90
11	0,1719	0,9851	0,1745	5,7297	89
12	0,1874	0,9823	0,1908	5,2422	88
13	0,2028	0,9792	0,2071	4,8288	87
14	0,2181	0,9759	0,2235	4,4737	86
15	0,2334	0,9724	0,2401	4,1653	85
16	0,2487	0,9686	0,2568	3,8947	84
17	0,2639	0,9646	0,2736	3,6554	83
18	0,2790	0,9603	0,2905	3,4420	82
19	0,2940	0,9558	0,3076	3,2506	81
20	0,3090	0,9511	0,3249	3,0777	80
21	0,3239	0,9461	0,3424	2,9208	79
22	0,3387	0,9409	0,3600	2,7776	78
23	0,3535	0,9354	0,3779	2,6464	77
24	0,3681	0,9298	0,3959	2,5257	76
25	0,3827	0,9239	0,4142	2,4142	75
26	0,3971	0,9178	0,4327	2,3109	74
27	0,4115	0,9114	0,4515	2,2148	73
28	0,4258	0,9048	0,4706	2,1251	72
29	0,4399	0,8980	0,4899	2,0413	71
30	0,4540	0,8910	0,5095	1,9626	70
31	0,4679	0,8838	0,5295	1,8887	69
32	0,4818	0,8763	0,5498	1,8190	68
33	0,4955	0,8686	0,5704	1,7532	67
34	0,5090	0,8607	0,5914	1,6909	66
35	0,5225	0,8526	0,6128	1,6319	65
36	0,5358	0,8443	0,6346	1,5757	64
37	0,5490	0,8358	0,6569	1,5224	63
38	0,5621	0,8271	0,6796	1,4715	62
39	0,5750	0,8181	0,7028	1,4229	61
40	0,5878	0,8090	0,7265	1,3764	60
41	0,6004	0,7997	0,7508	1,3319	59
42	0,6129	0,7902	0,7757	1,2892	58
43	0,6252	0,7804	0,8012	1,2482	57
44	0,6374	0,7705	0,8273	1,2088	56
45	0,6494	0,7604	0,8541	1,1709	55
46	0,6613	0,7501	0,8816	1,1343	54
47	0,6730	0,7396	0,9099	1,0990	53
48	0,6845	0,7290	0,9391	1,0649	52
49	0,6959	0,7181	0,9619	1,0319	51
50	0,7071	0,7071	1,0000	1,0000	50
↓	COSINUS	SINUS	COTANGENTE	TANGENTE	↑

<p>Exemple: $\sin 25,37 \text{ gr} ?$</p> <p>$\sin 25 \text{ gr} = 0,3827$ ←</p> <p>$\sin 26 \text{ gr} = 0,3971$</p> <p>$\Delta = 144$</p> <p>pour $0,37 \text{ gr}$:</p> <p>$\Delta' = 144 \times 0,37 = 53$</p> <p>$\sin 25,37 \text{ gr} = 0,3880$</p>	<p>Exemple: $\cotg 41,72 \text{ gr} ?$</p> <p>$\cotg 41 \text{ gr} = 1,3319$ ←</p> <p>$\cotg 42 \text{ gr} = 1,2892$</p> <p>$\Delta = -427$</p> <p>pour $0,72 \text{ gr}$:</p> <p>$\Delta' = (-427) \times 0,72 = -307$</p> <p>$\cotg 41,72 \text{ gr} = 1,3012$</p>
---	---

S O M M A I R E

1. Liaisons mécaniques	1
2. Tolérances et Ajustements.....	11
3. Représentation symbolique	40
4. Cotation fonctionnelle	49
5. Contrôle des dimensions linéaires	72
6. Contrôle et mesure des dimensions linéaires	111
7. Contrôle des surfaces planes	124
8. Contrôle des engrenages.....	139
9. Contrôle des filetages	160
10. Contrôle des machines outils	174
11. Annexes	180

BIBLIOGRAPHIE

1. Aide Mémoire de l'Élève Dessinateur
M. Norbert et R. Philippe; Édition La Chapelle, année 1981.
2. Le Dessin Technique (Deuxième Partie)
S. Bensaada et D. Feliachi; Édition OPU Alger, année 1995.
3. Taschenbuch Maschinenbau (Band I/ II)
Édition Veb Verlrag Technik Berlin, année 1965.
4. Dessin Technique et Éléments de Construction
Édition André Desvigne.
5. Dessin Industriel et Technologie de Construction (1^o et 2^o partie)
A. Cherfia et S. Benissaad; Édition OPU Alger, année 1995.
6. La cotation fonctionnelle et ses problèmes
Michel Gimalec; Édition André Castella, année 1972.
7. Dessin Industriel (2^o et 3^o livre)
R. Pasquet et P. Burtel; Édition Hachette, année 1951.
8. Dessin de Construction Mécanique
H. Ribcrof; Édition Delagrave, année 1979.
9. Cours de Dessin
Claude Sirault; Édition A. De Bocck, année 1977.