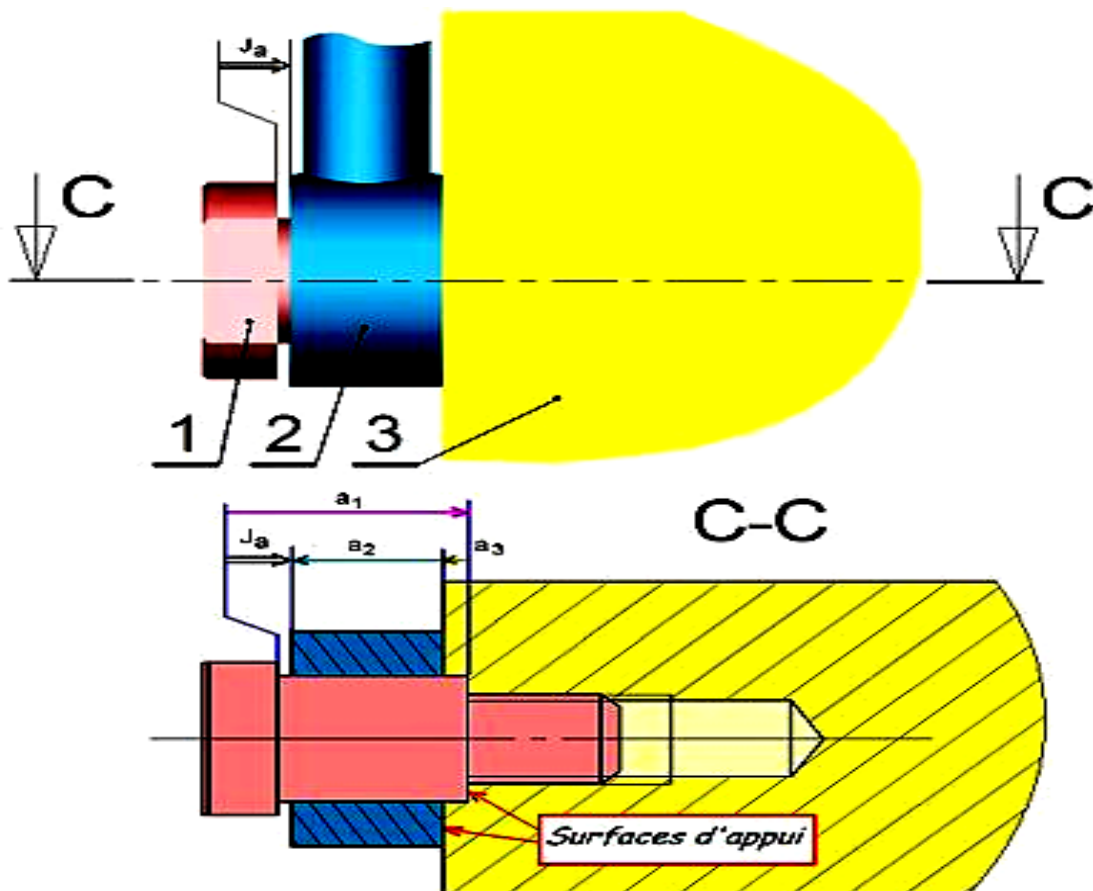


S.BENSAADA

M.T.BOUZIANE

Mohamed Zakaria BENSAADA

LIAISONS MECANIQUES, TOLERANCES DIMENSIONNELLES ET COTATION FONCTIONNELLE



PREFACE

Cet ouvrage traite les fondements technologiques des liaisons mécaniques, tolérances dimensionnelles et cotation fonctionnelle. Ces trois thèmes sont d'une importance capitale dans le domaine de la mécanique. D'une part 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. D'autre part 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. De même les conditions qui déterminent directement le fonctionnement d'une pièce dans son ensemble mécanique sont aussi importantes, et ces conditions se traduisent généralement par des jeux de fonctionnement. Ces jeux déterminent des chaînes de cotes fonctionnelles.

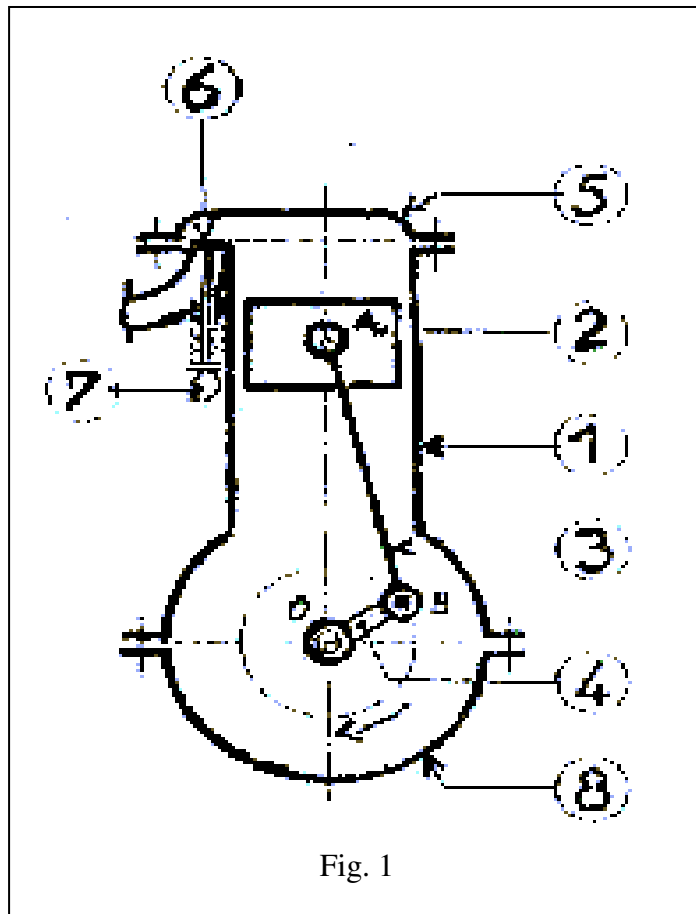
Les co-auteurs

1. LIAISONS MECANIQUES

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.

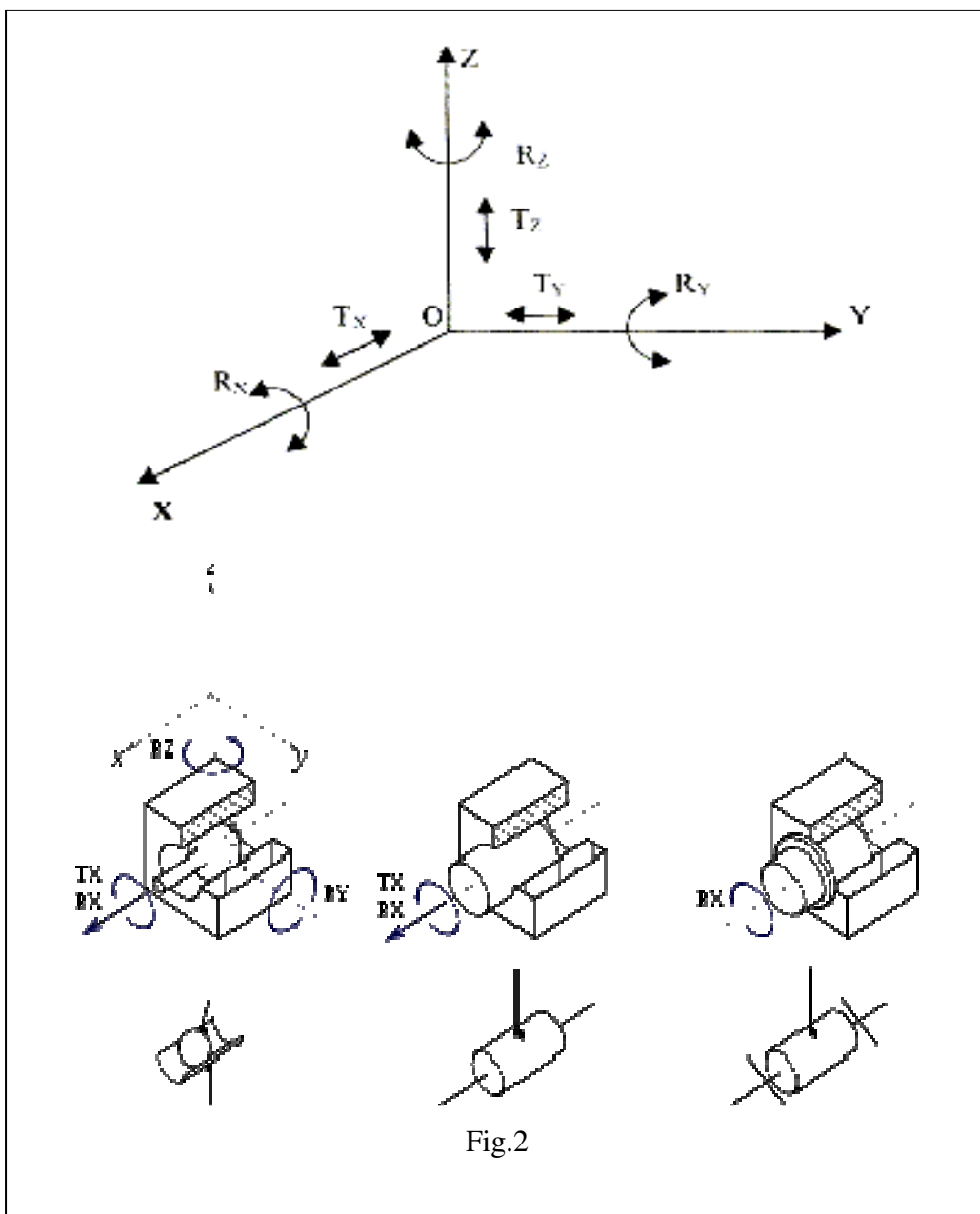
Par exemple dans un moteur à explosion (fig.1), le piston (2) est mobile en translation dans le cylindre (1), d'où nécessité d'un guidage, la bielle (3) doit être articulée en A sur le piston et en B sur le vilebrequin (4); le cylindre (1) et le carter (8) sont assemblés l'un sur l'autre afin de permettre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

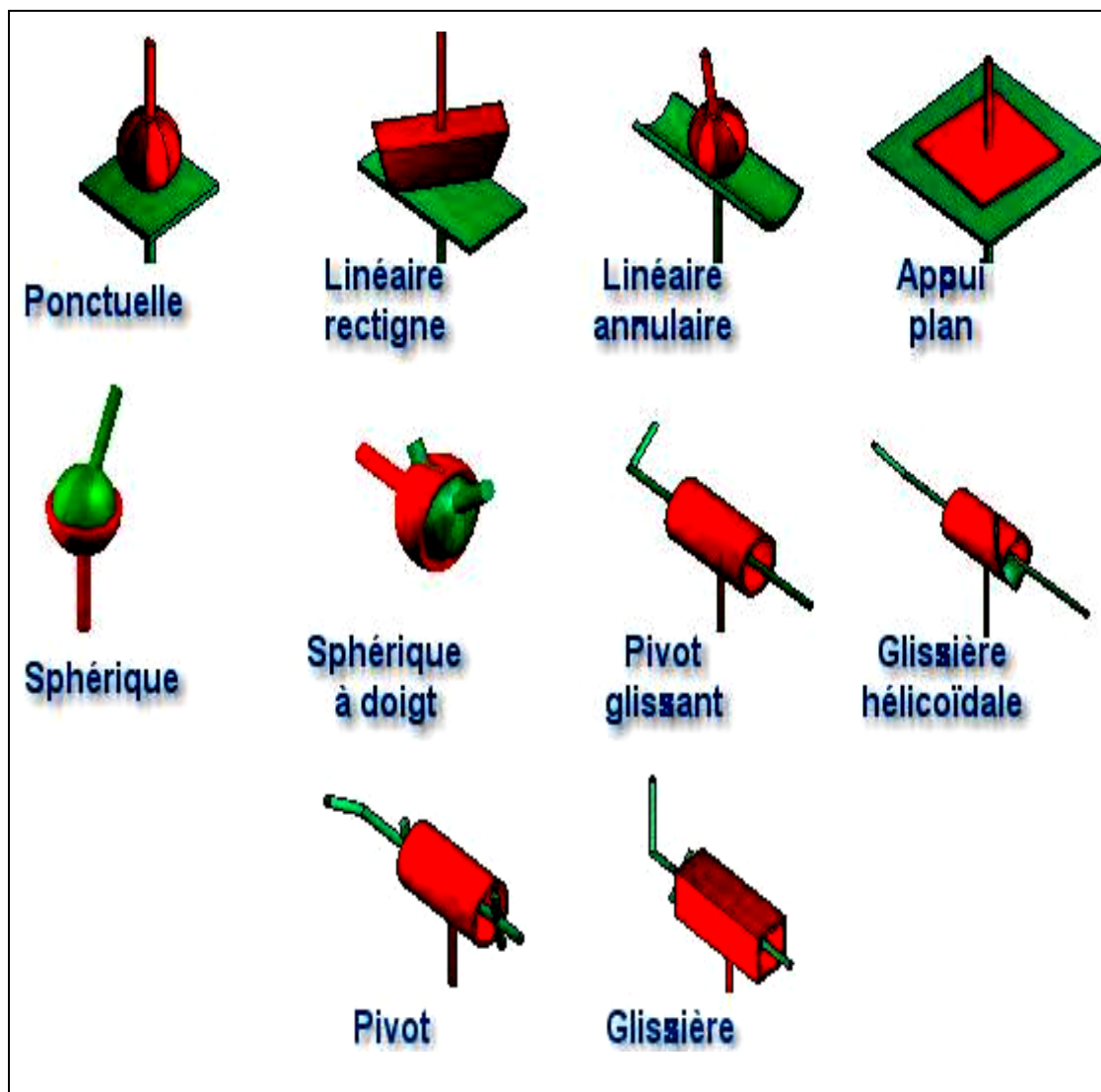
- a. l'immobilisation relative totale ou partielle des deux pièces adjacentes
- b. le guidage ou déplacement d'une pièce par rapport à une autre. On distingue les guidages suivants :
 - en translation (queue d'aronde),
 - en rotation (palier et roulement) ou rotation hélico i date (par filetage),
 - 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

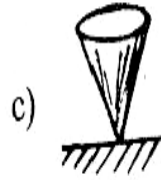
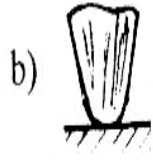
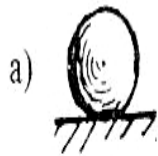
La liaison mécanique est la relation de contact entre deux pièces mécaniques. Réaliser une liaison entre deux pièces, c'est choisir les dispositions constructives qui suppriment un ou plusieurs degrés de liberté entre elles. Selon le nombre et la nature du degré de liberté à supprimer pour une pièce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

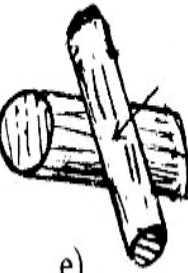


Formes de contact

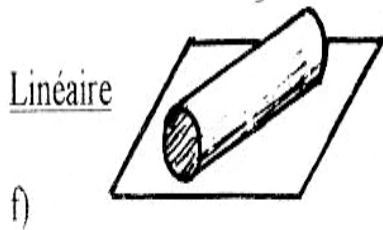
Ponctuel



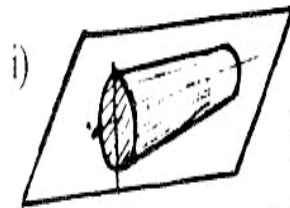
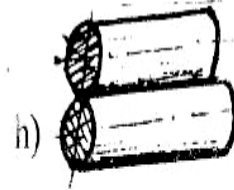
d) 2 billes en contact



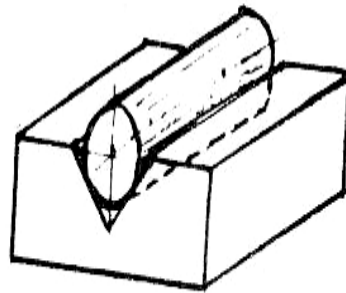
Linéaire



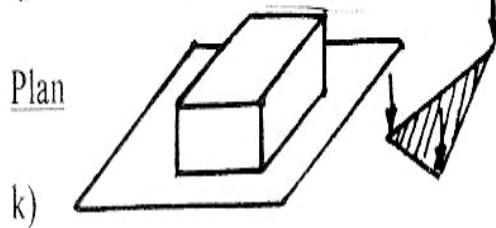
g)



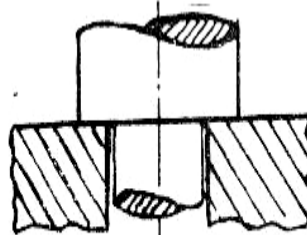
j) cylindres sur Vé
(2 contacts linéaires)



Plan



considérés comme
3 contacts non rectilignes



Annulaire

l) (comme contact plan : 3 ponctuels)

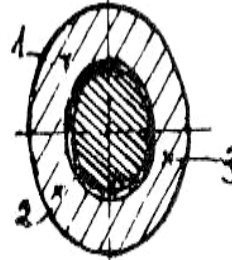
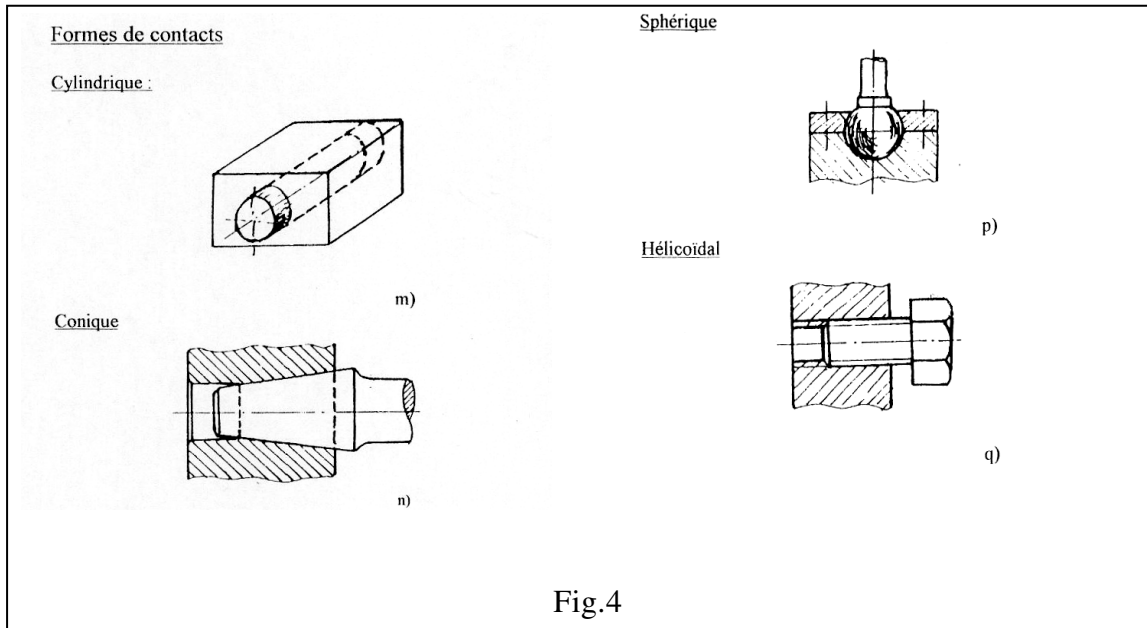


Fig.3

Désignation	Représentation plan et 3D	Degrés		Modélisation par torseur	
		T	R	Cinématique	Statique
Appui plan de normale \vec{z}		1	0	$V = \begin{Bmatrix} 0 & U \\ 0 & V \\ \gamma & W \end{Bmatrix}_{A,R}$	$T = \begin{Bmatrix} 0 & L \\ 0 & M \\ Z & 0 \end{Bmatrix}_{A,R}$
		1	0		
		0	1		
Encastrement		0	0	$V = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{A,R}$	$T = \begin{Bmatrix} X & L \\ Y & M \\ Z & N \end{Bmatrix}_{A,R}$
		0	0		
		0	0		
Glissière d'axe \vec{x}		1	0	$V = \begin{Bmatrix} 0 & U \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{A,R}$	$T = \begin{Bmatrix} 0 & L \\ Y & M \\ Z & N \end{Bmatrix}_{A,R}$
		0	0		
		0	0		
Hélicoïdale d'axe \vec{x}		1	1	$V = \begin{Bmatrix} \alpha & U \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{A,R}$	$T = \begin{Bmatrix} k.L & L \\ Y & M \\ Z & N \end{Bmatrix}_{A,R}$
		0	0		
		0	0		
Pivot d'axe \vec{x}		0	1	$V = \begin{Bmatrix} \alpha & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{A,R}$	$T = \begin{Bmatrix} X & 0 \\ Y & M \\ Z & N \end{Bmatrix}_{A,R}$
		0	0		
		0	0		
Pivot glissant d'axe \vec{x}		1	1	$V = \begin{Bmatrix} \alpha & U \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{A,R}$	$T = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y & M \\ Z & N \end{Bmatrix}_{A,R}$
		0	0		
		0	0		
Rotule de centre A		0	1	$V = \begin{Bmatrix} \alpha & 0 \\ \beta & 0 \\ \gamma & 0 \end{Bmatrix}_{A,R}$	$T = \begin{Bmatrix} X & 0 \\ Y & 0 \\ Z & 0 \end{Bmatrix}_{A,R}$
		0	1		
		0	1		
Ponctuelle de normale \vec{z}		1	1	$V = \begin{Bmatrix} \alpha & U \\ \beta & V \\ \gamma & 0 \end{Bmatrix}_{A,R}$	$T = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ Z & 0 \end{Bmatrix}_{A,R}$
		1	1		
		0	1		
Linéaire rectiligne de normale \vec{z} et d'axe \vec{x}		1	1	$V = \begin{Bmatrix} \alpha & U \\ 0 & V \\ \gamma & 0 \end{Bmatrix}_{A,R}$	$T = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & M \\ Z & 0 \end{Bmatrix}_{A,R}$
		1	0		
		0	1		
Linéaire annulaire d'axe \vec{x}		0	1	$V = \begin{Bmatrix} \alpha & 0 \\ \beta & V \\ \gamma & 0 \end{Bmatrix}_{A,R}$	$T = \begin{Bmatrix} X & 0 \\ 0 & 0 \\ Z & 0 \end{Bmatrix}_{A,R}$
		1	1		
		0	1		



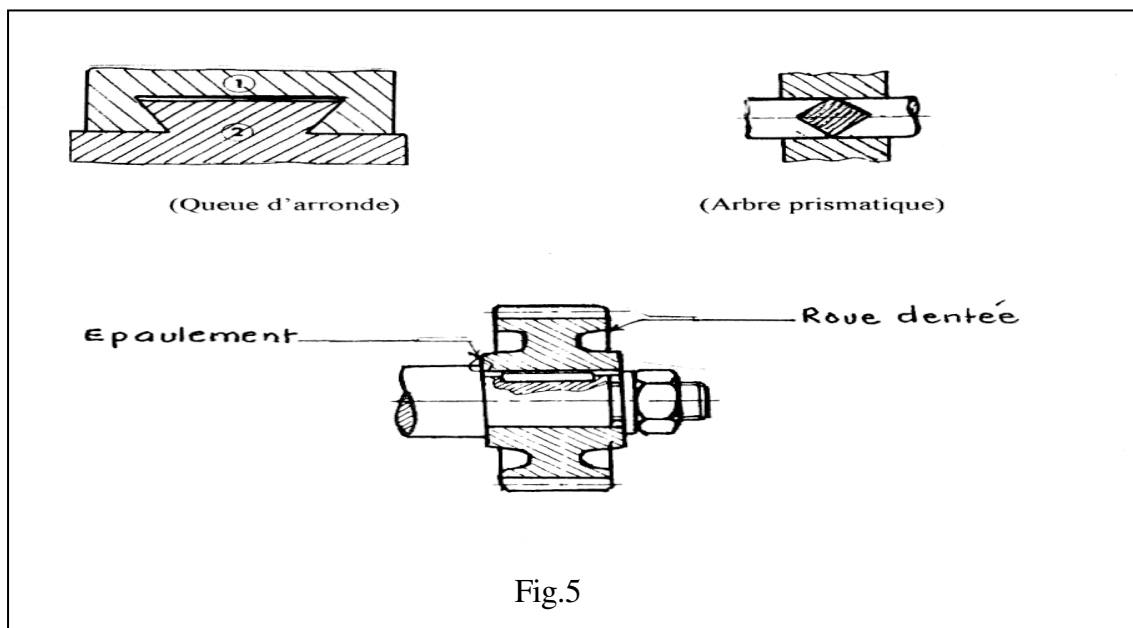
1.3. Modes de liaisons

Une liaison mécanique peut-être réalisée de deux façons :

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

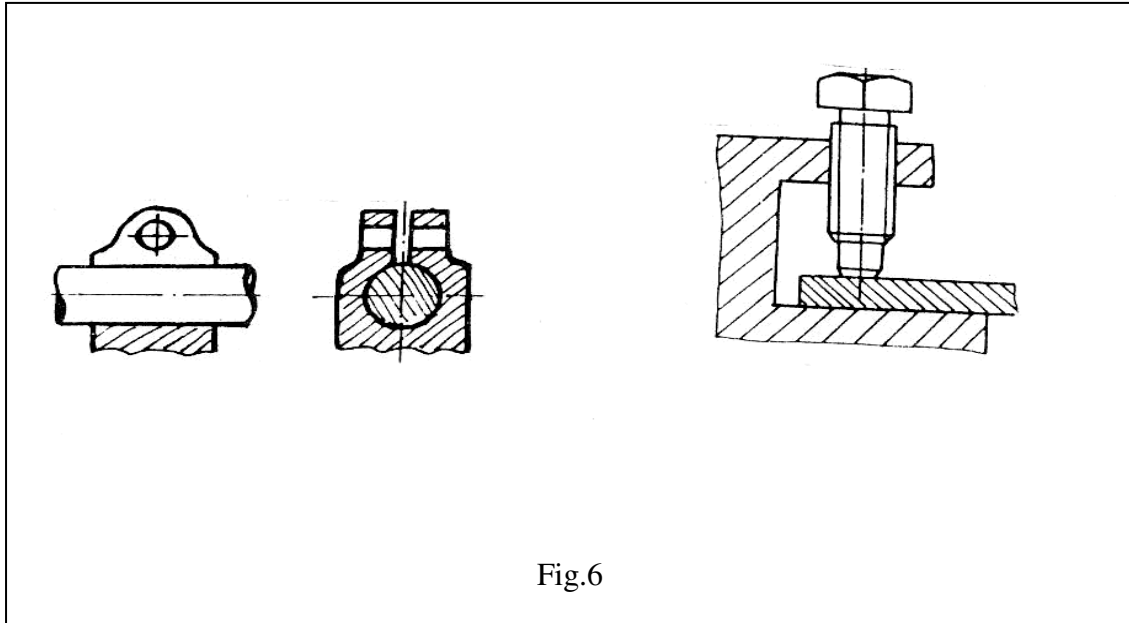
1.3.1. Liaison par obstacle

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.

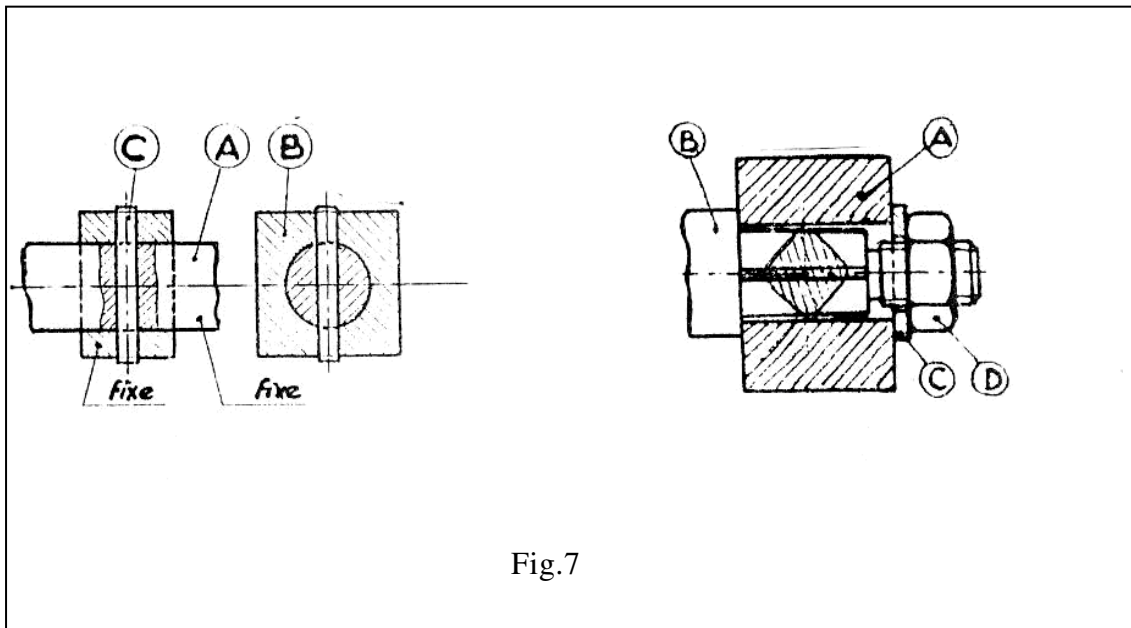
1.4. Caractère des liaisons

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

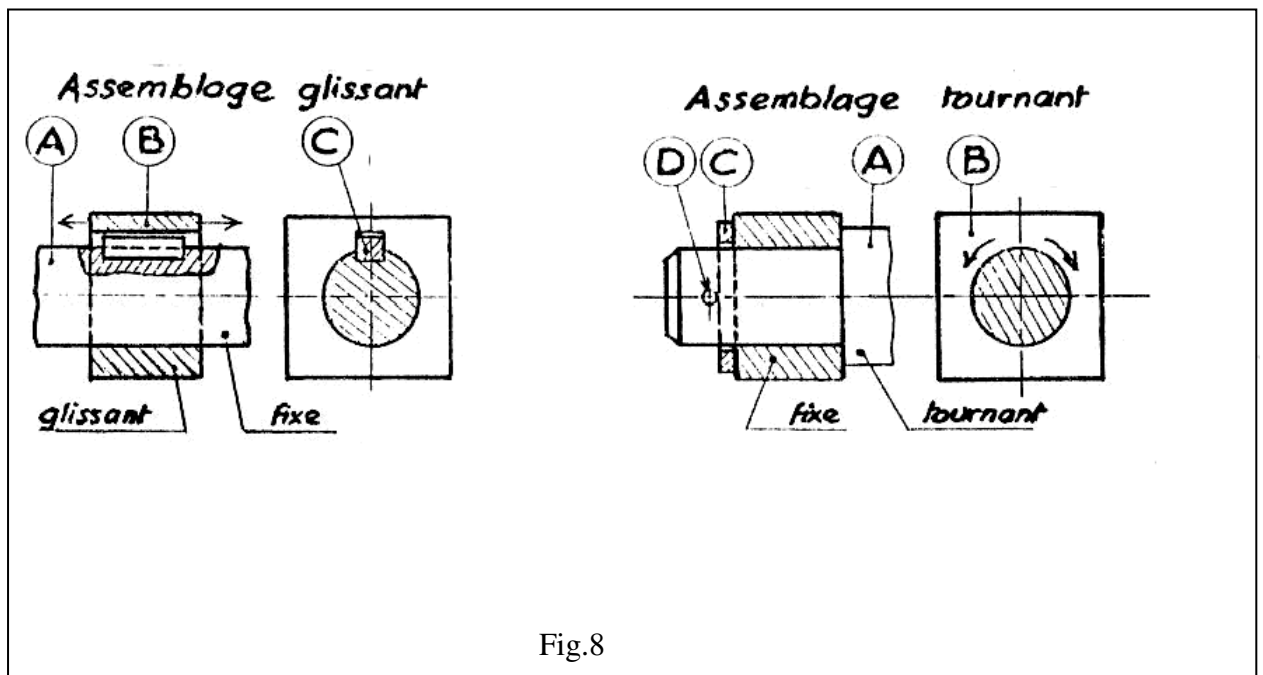
Lorsque les deux pièces ne peuvent prendre aucun mouvement de l'une par rapport à l'autre, elles sont solidaires entre elles. Dans ce cas on dit que la liaison est complète, totale ou encastrement. La force d'adhérence s'oppose à tout déplacement et là on ne tolère aucun degré de liberté et les

deux pièces sont considérées ou assimilées à une seule pièce (fig.7) Donc aucune possibilité de mouvement relatif.



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.

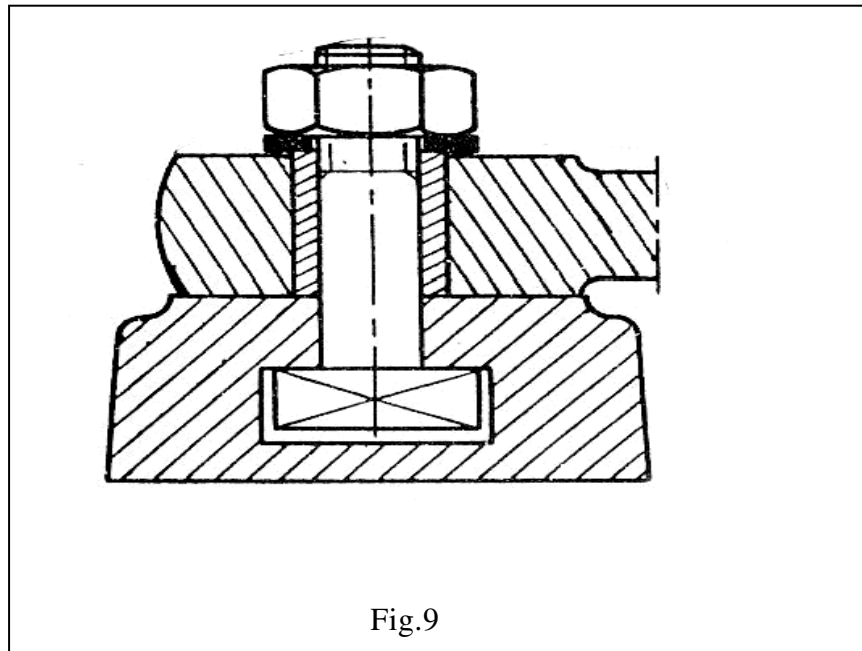


Fig.9

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).

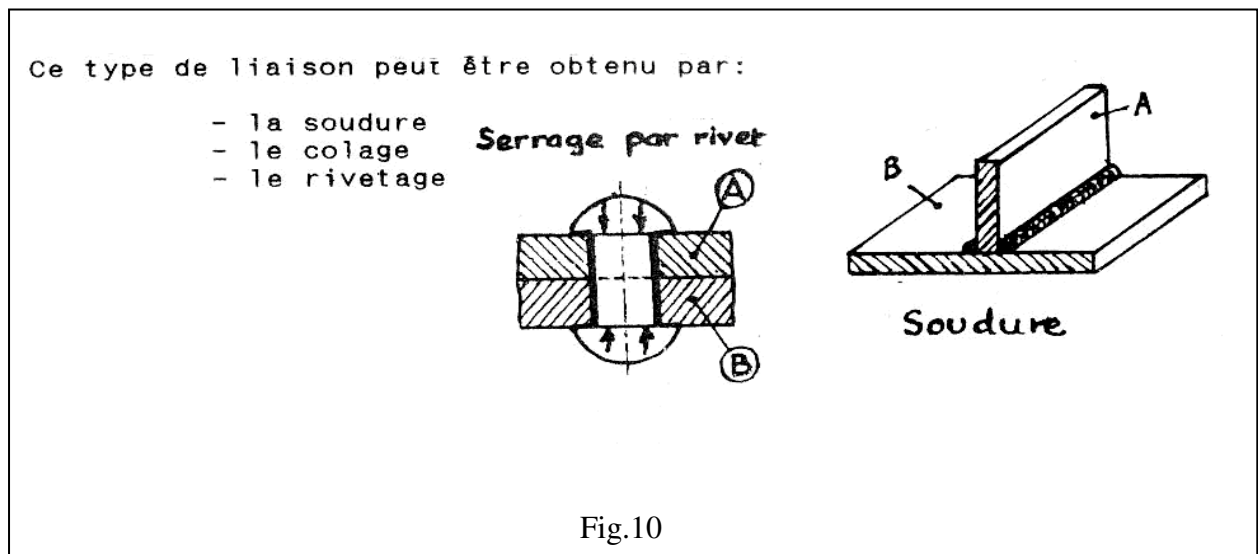
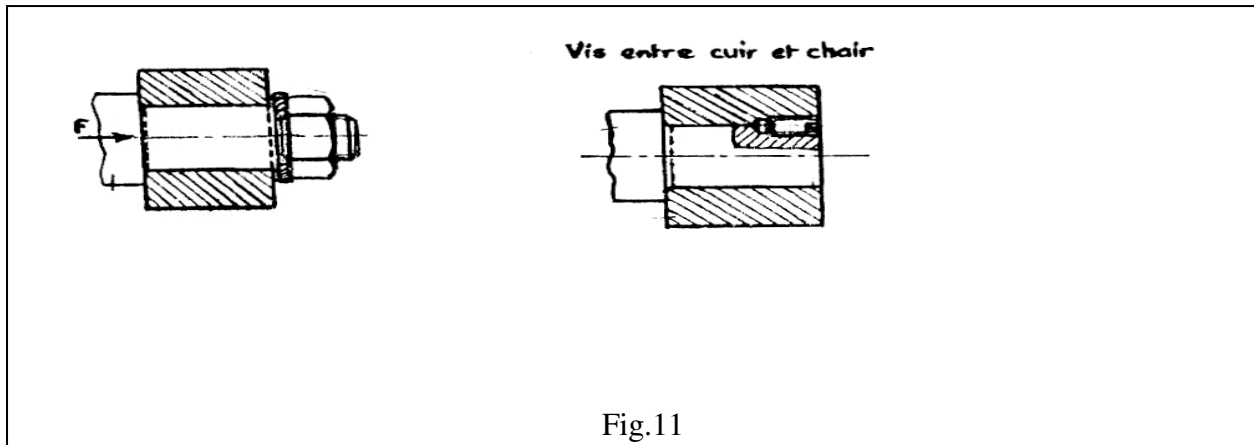


Fig.10

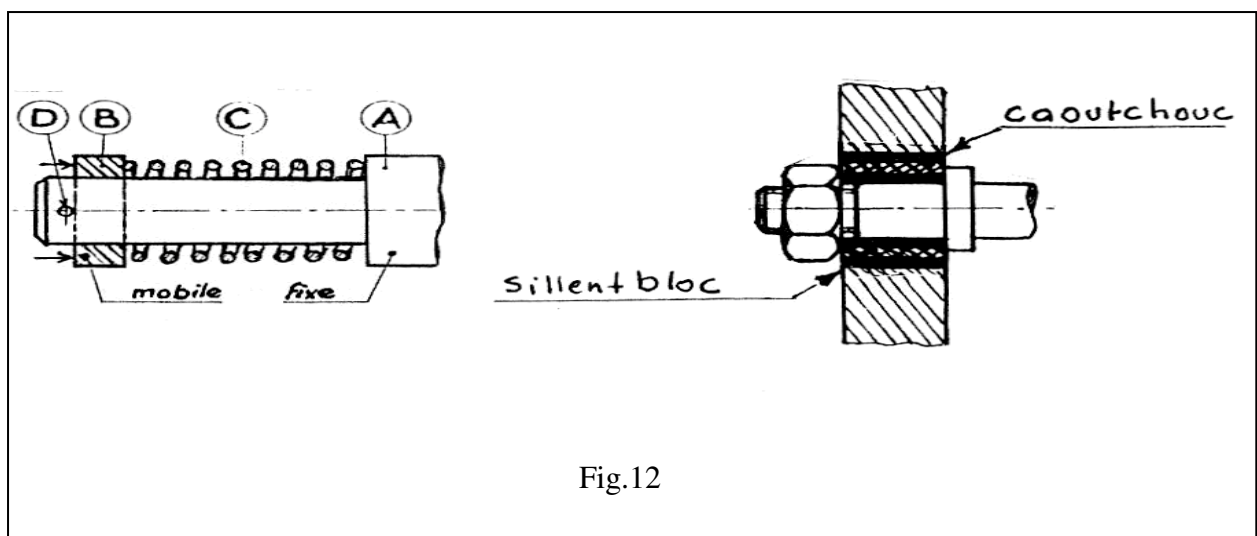
1.4.4. Liaison démontable

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.



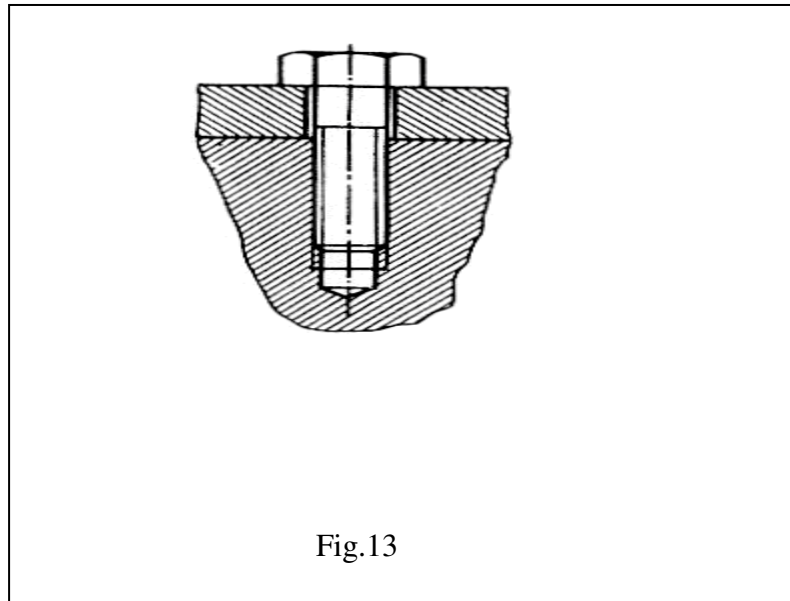
1.4.5. Liaison élastique

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.



1.4.6. Liaison rigide

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

Remarque :

- 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 possibles 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.

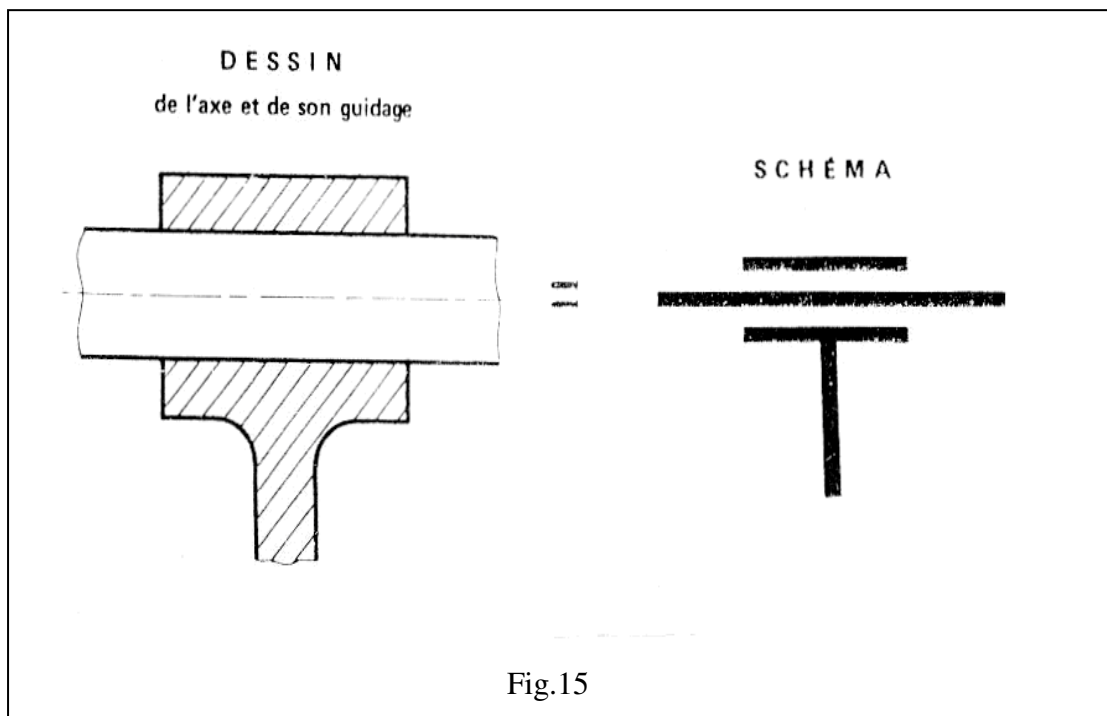
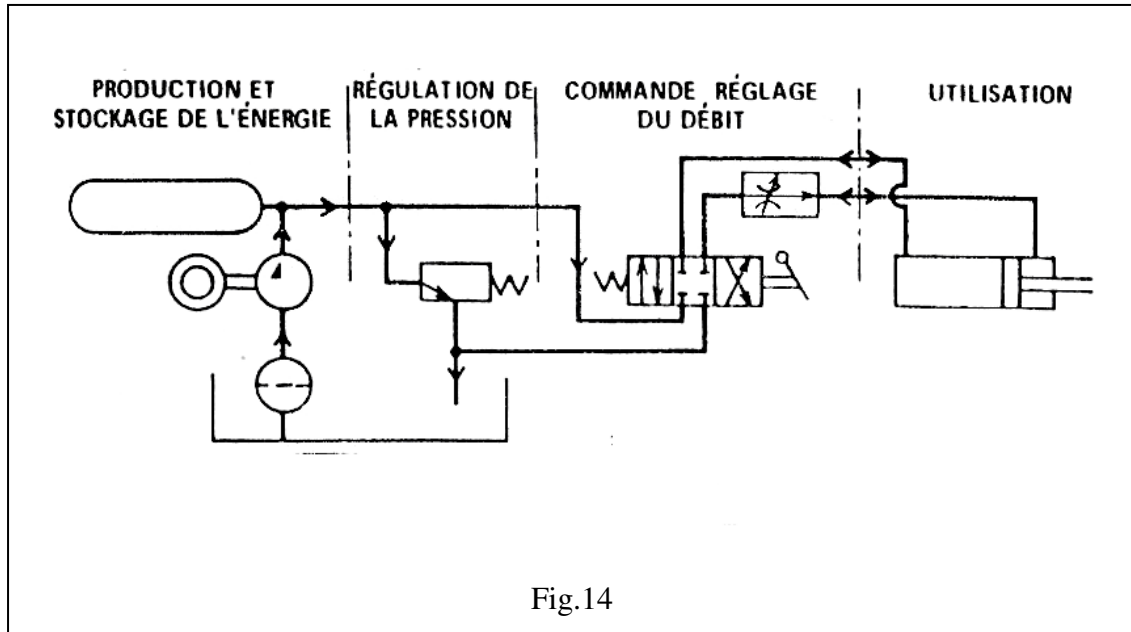
- les filetages
- les engrenages
- les ressorts
- les roulements
- les soudures
- les installations électriques
- les installations hydropneumatiques
- les appareils de robinetterie
- les liaisons mécaniques

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.



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	Mouvements	d.d.l.	Symbole
encastrement	0 rotation 0 translation	0	
pivot	1 rotation 0 translation	1	
glissière	0 rotation 1 translation	1	
glissière hélicoïdale	1 rotation 1 translation conjuguées	1	
pivot glissant	1 rotation 1 translation	2	
appui plan	1 rotation 2 translations	3	
rotule	3 rotations 0 translation	3	
linéaire rectiligne	2 rotations 2 translations	4	
linéaire annulaire	3 rotations 1 translation	4	
ponctuelle	2 translations 3 rotations	5	

Nom	Mouvements	d.d.l.	Symbole
pivot ou rotule Revolute (R)	1 rotation 0 translation	1	
glissière Prismatic (P)	0 rotation 1 translation	1	
glissière hélicoïdale Screw (H)	1 rotation 1 translation conjuguées	1	
pivot glissant Cylindric (C)	1 rotation 1 translation	2	
appui plan Planar pair (E)	1 rotation 2 translations	3	
rotule Spherical (S)	3 rotations 0 translation	3	

Fig.16

2.3.2. Représentation des roulements

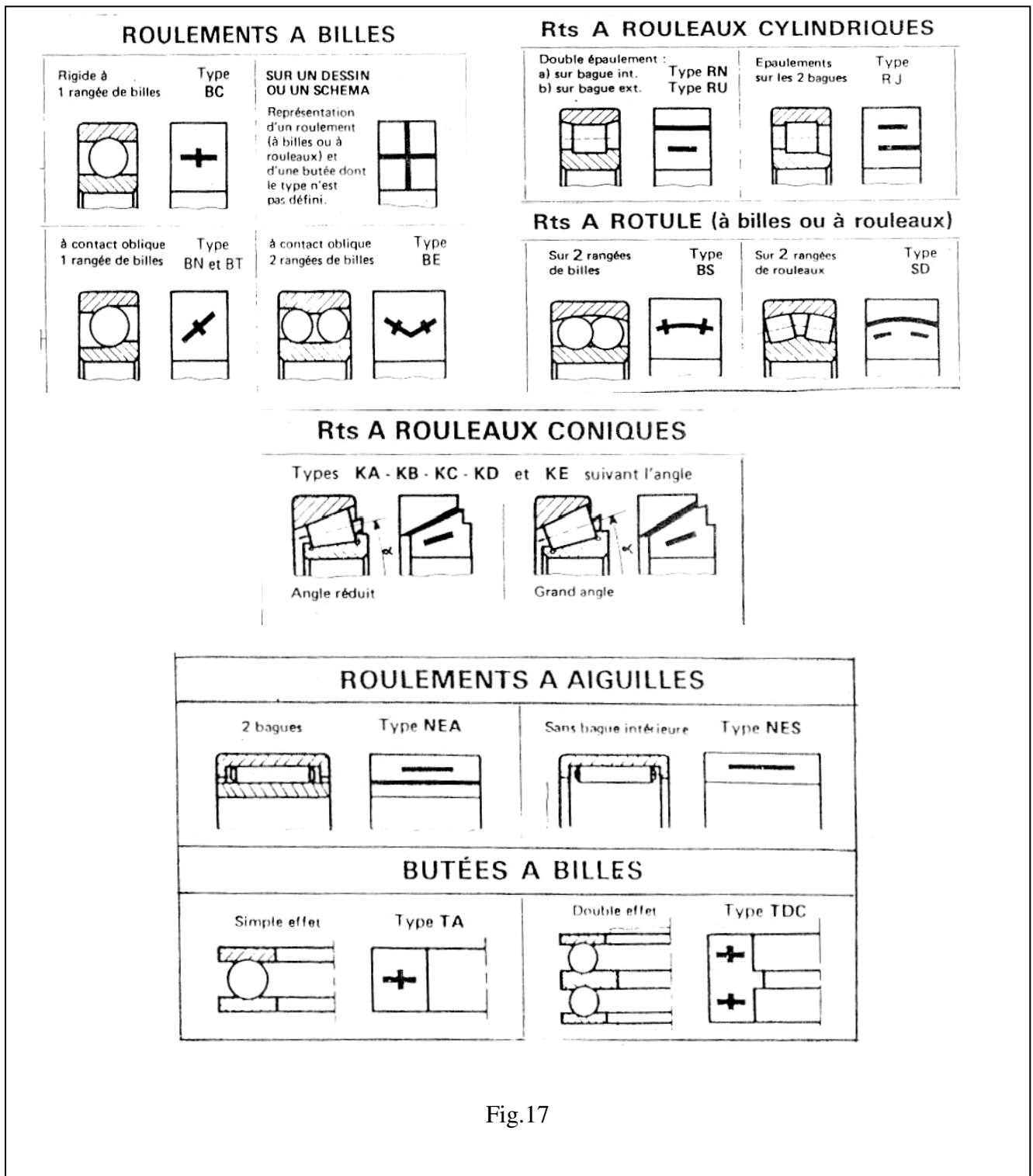
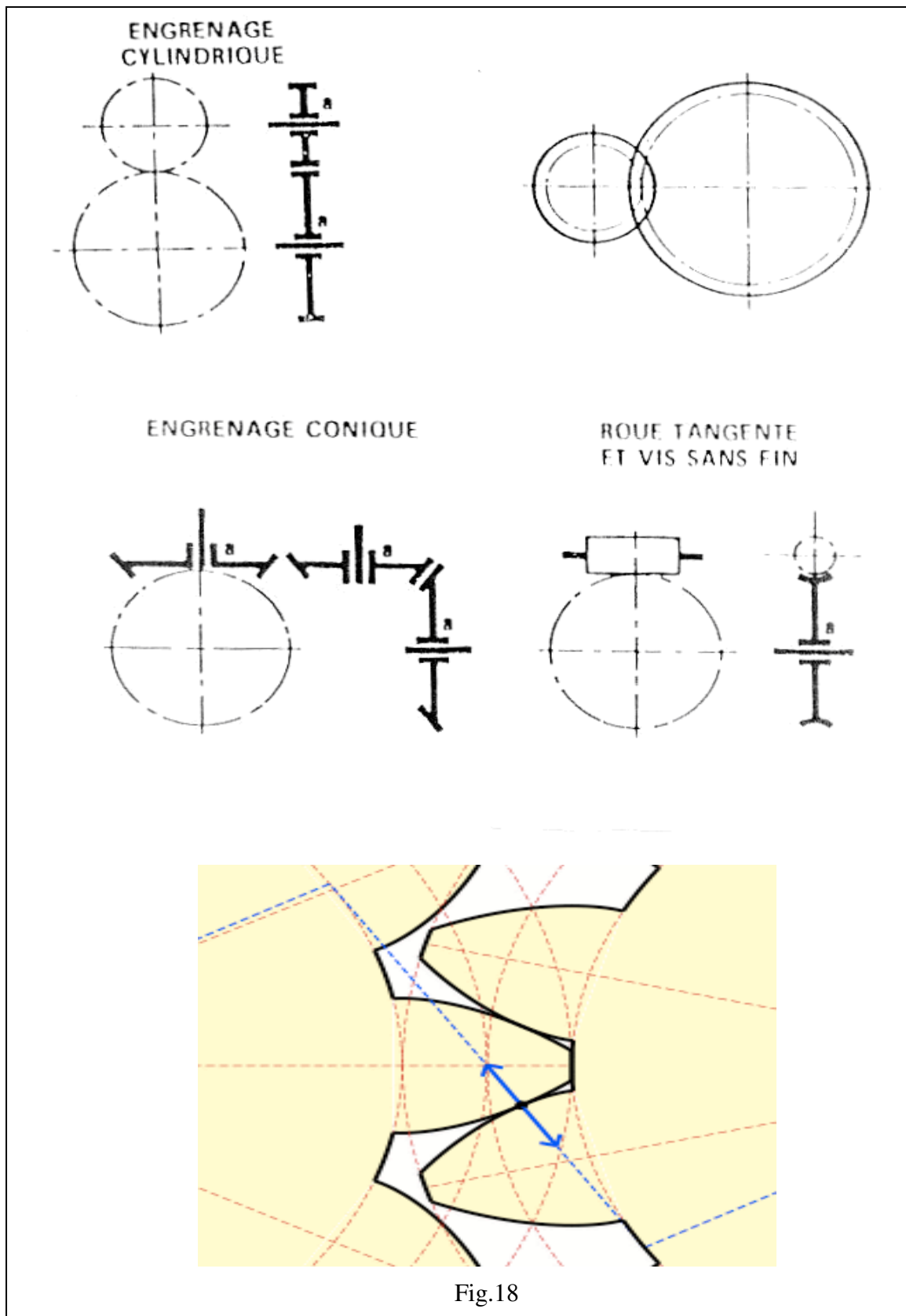


Fig.17

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 lietés mâles					
	Par manchons taraudés					
	Par soudures					
Signes de commande	Mécanique manuelle			Par un fluide auxiliaire par vérin		
	Mécanique par flotteur			id.	par moteur hydraulique	
	Mécanique à distance			id.	par moteur pneumatique	
	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					
Symboles généraux			Appareils de transformation de l'énergie		
Facsim	Appareils	Symboles	Facsim	Appareils	Symboles
	Conduite de travail			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			Vérin à simple effet	
	Appareil réglable			Vérin à double effet	
	Moteur électrique			Vérin différentiel	
	Moteur thermique			Multiplicateur de pression	
	Source de pression			Echangeur de pression	
	Flux hydraulique				
	Flux pneumatique				
	Ressort				
	Etranglement sensible à la viscosité				

Fig.20

foncties	Appareils	Symboles	foncties	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				
	Distributeur à	2 orifices 2 positions			Réducteur de pression	
		3 orifices 2 positions			Régulateur de débit	
		4 orifices 2 positions				
		5 orifices 2 positions				
Appareils de commande	Commande manuelle	bouton-poussoir		Réservoir à l'air libre	conduite débouchant au dessus du fluide	
		levier			conduite débouchant dans le liquide	
		pédale		Réservoir sous pression		
	Commande mécanique	poussoir		Purge d'air		
		ressort		Filtre, crépine		
		galet		Purgeur à commande manuelle		
	Commande électrique	par électro-aimant		Déshydrateur		
		par moteur		Lubrificateur		
	Commande pneumatique ou hydraulique		Refroidisseur			
	Commande par distributeur pilote		Réchauffeur			
	Dispositif de maintien en position		Régulateur de température			
	Dispositif de verrouillage		Manomètre			
				Appareils d'accumulation et de conditionnement		

Fig.21

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

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 établie 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).

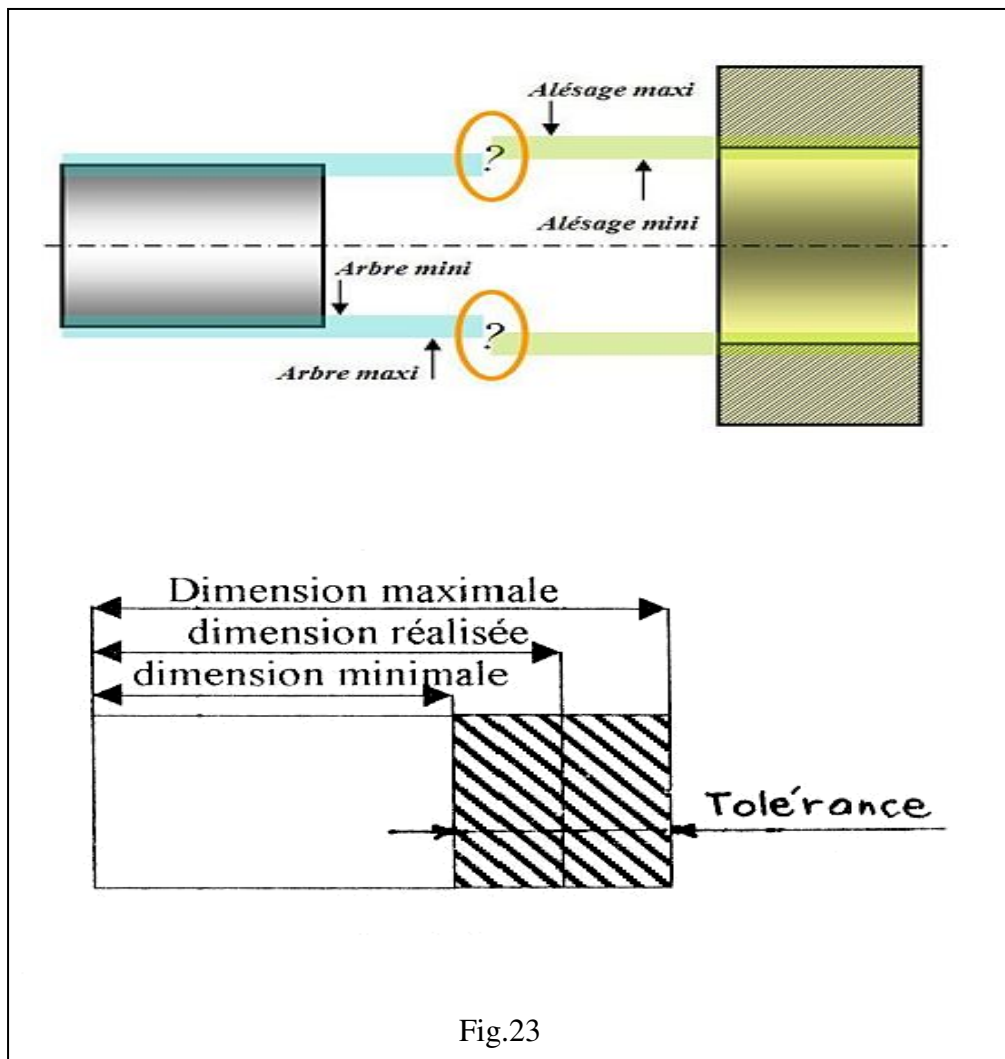


Fig.23

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

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

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

$$\text{Décidegré (dd)} = 0,1^\circ$$

Centidegré (cd) = $0,01^\circ$

Millidegré (md) = $0,001^\circ$

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

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

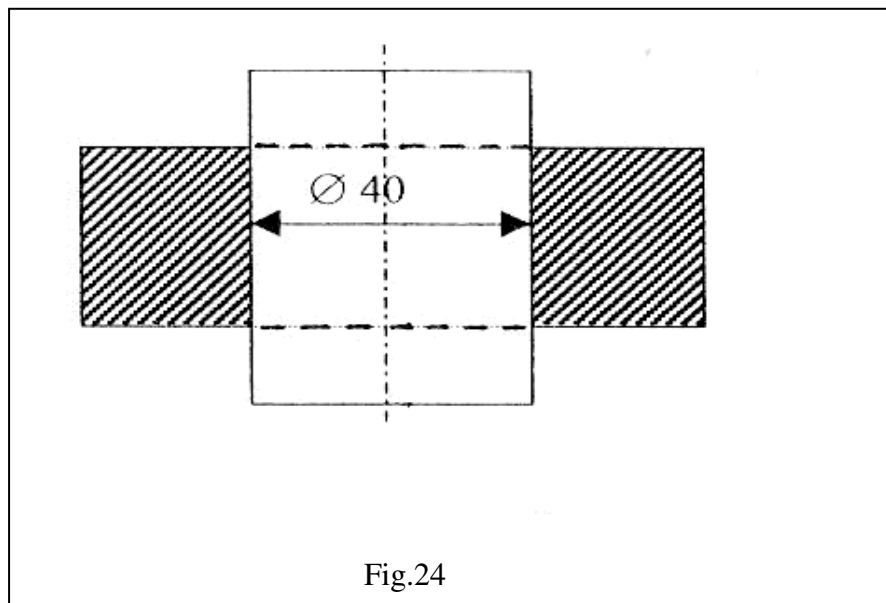
Grade (gr) = $90^\circ/100$

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 $\varnothing 40$ 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.

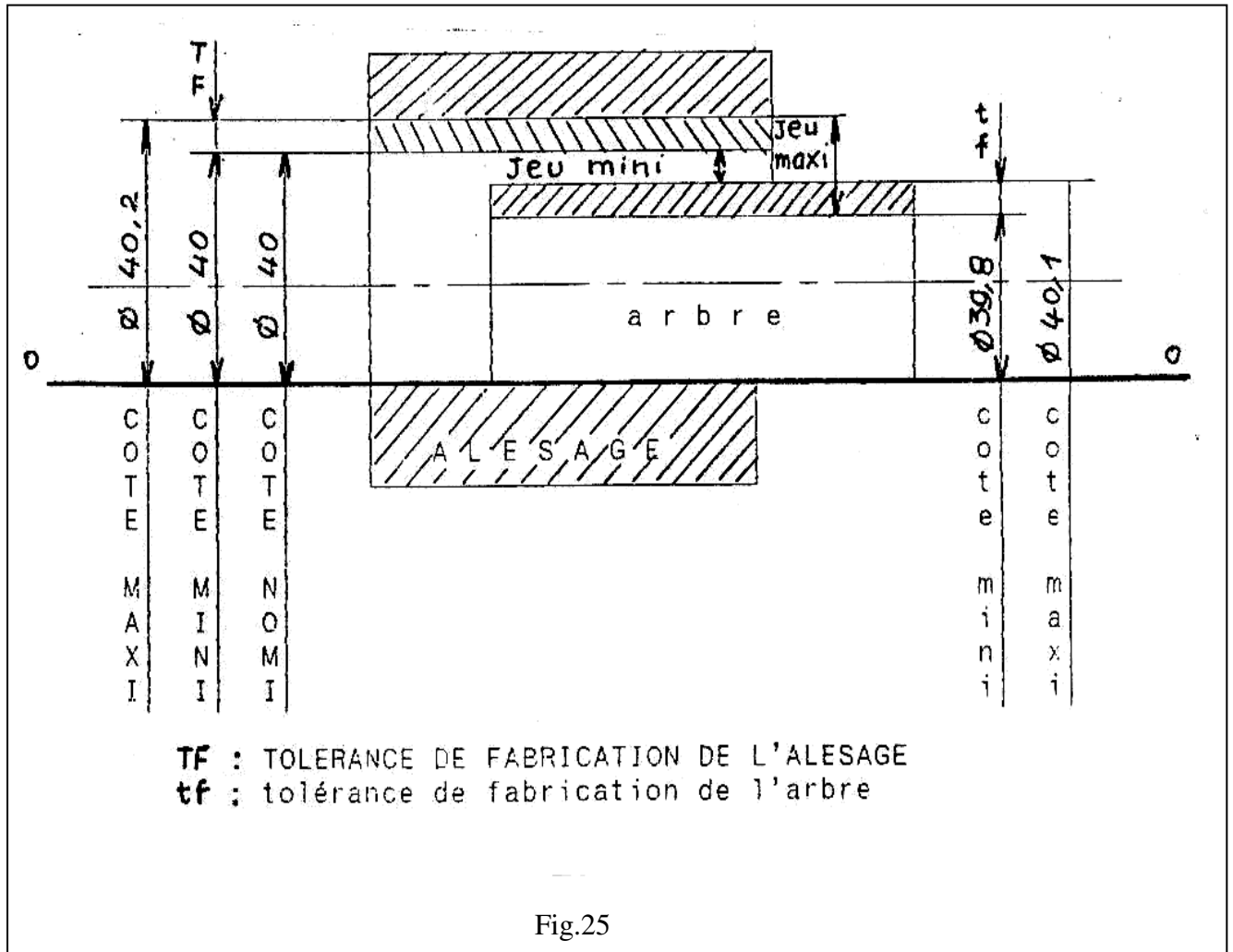
L'interchangeabilité est assez largement employée dans l'industrie car elle permet :

- D'obtenir des pièces comparables et admissibles avec de larges tolérances 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.

c. Cotes limites

d. 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

$$e_i = C_{\min} - C_n$$

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

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 i_t ; elle est une valeur absolue.

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

$$i_t = e_s - e_i$$

$$i_t = (C_{\max} - C_{ri}) - (C_{\min} - C_n) = C_{\max} - C_{\min}$$

$$\text{Donc : } i_t - C_{\max} - C_{\min} = e_s - e_i$$

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

$$IT = ES - EI = C_{\max} - C_{\min} = ES - EI$$

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 :

$$1. \text{ Arbre } \varnothing 40^{+0,01}_{-0,02}$$

40 mm = diamètre nominal ; + 0,01 mm = e_s ; - 0,02 mm = e_i

$$2. \text{ Alésage } \varnothing 50^{+0,02}_{-0,02}$$

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

3. Arbre $\varnothing 30^{+0,03}$

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

4. Alésage $\varnothing 60^{-0,03}$

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.

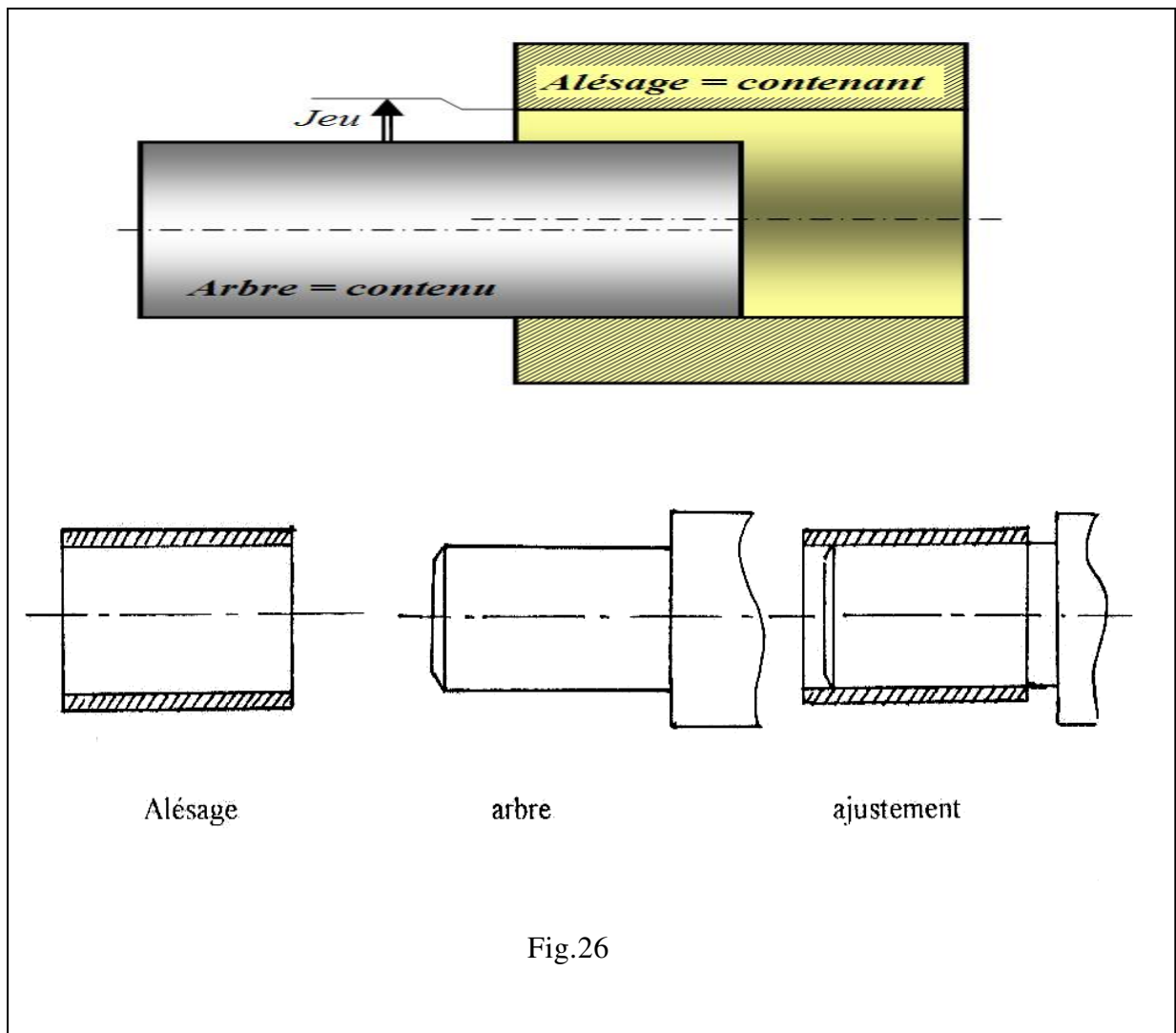


Fig.26

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).

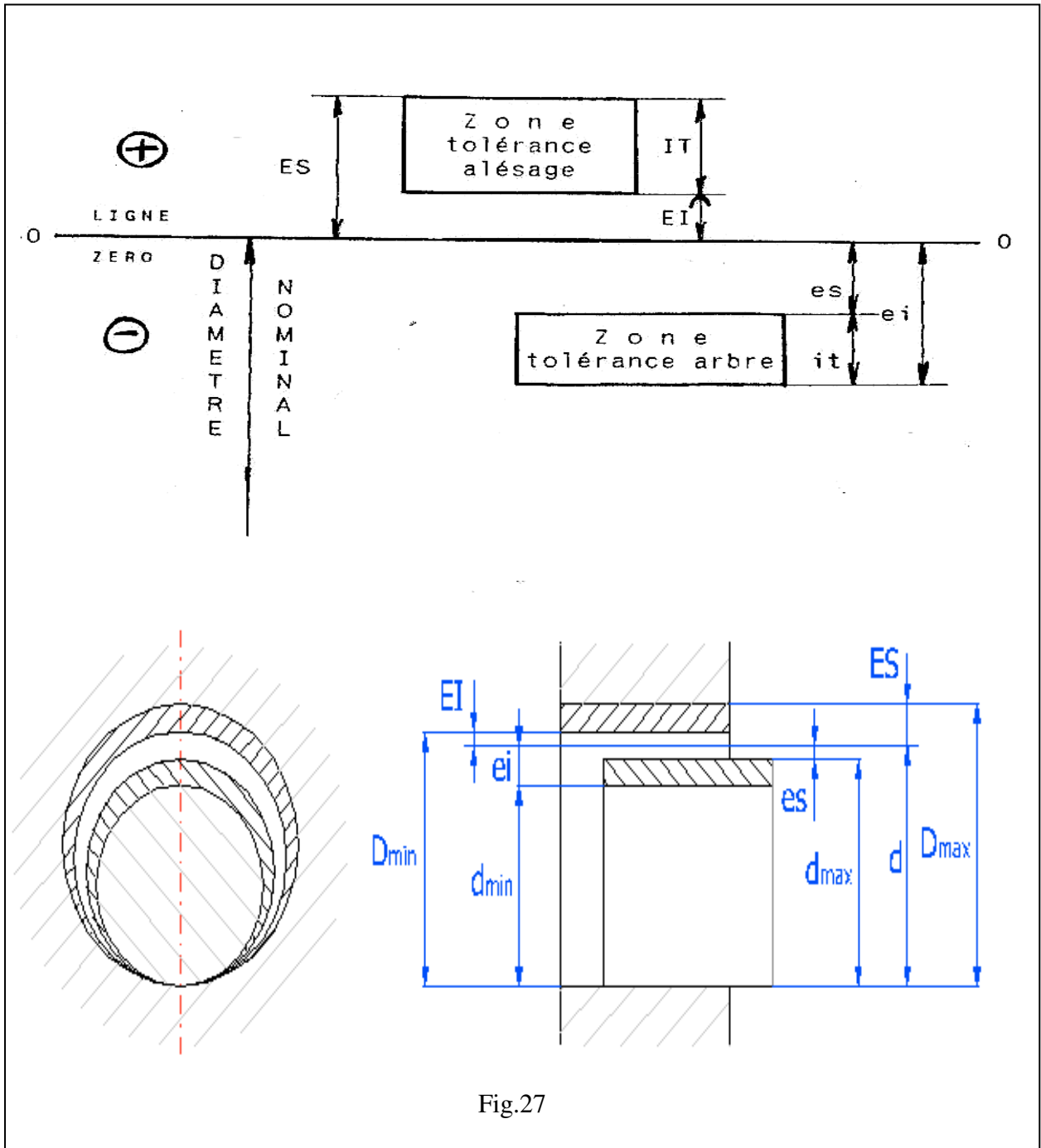


Fig.27

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.

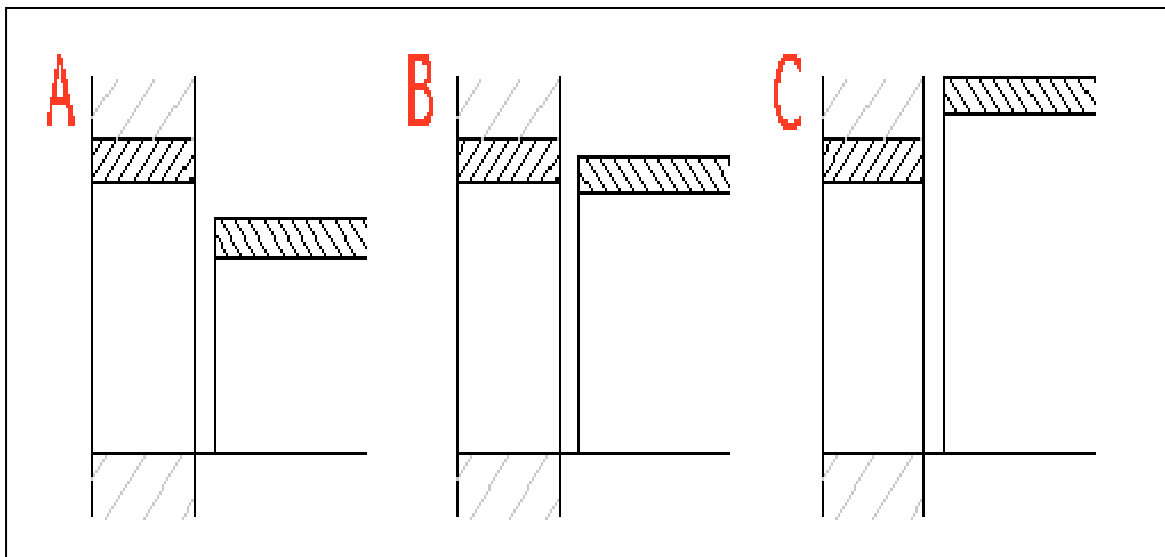
Types d'ajustements :

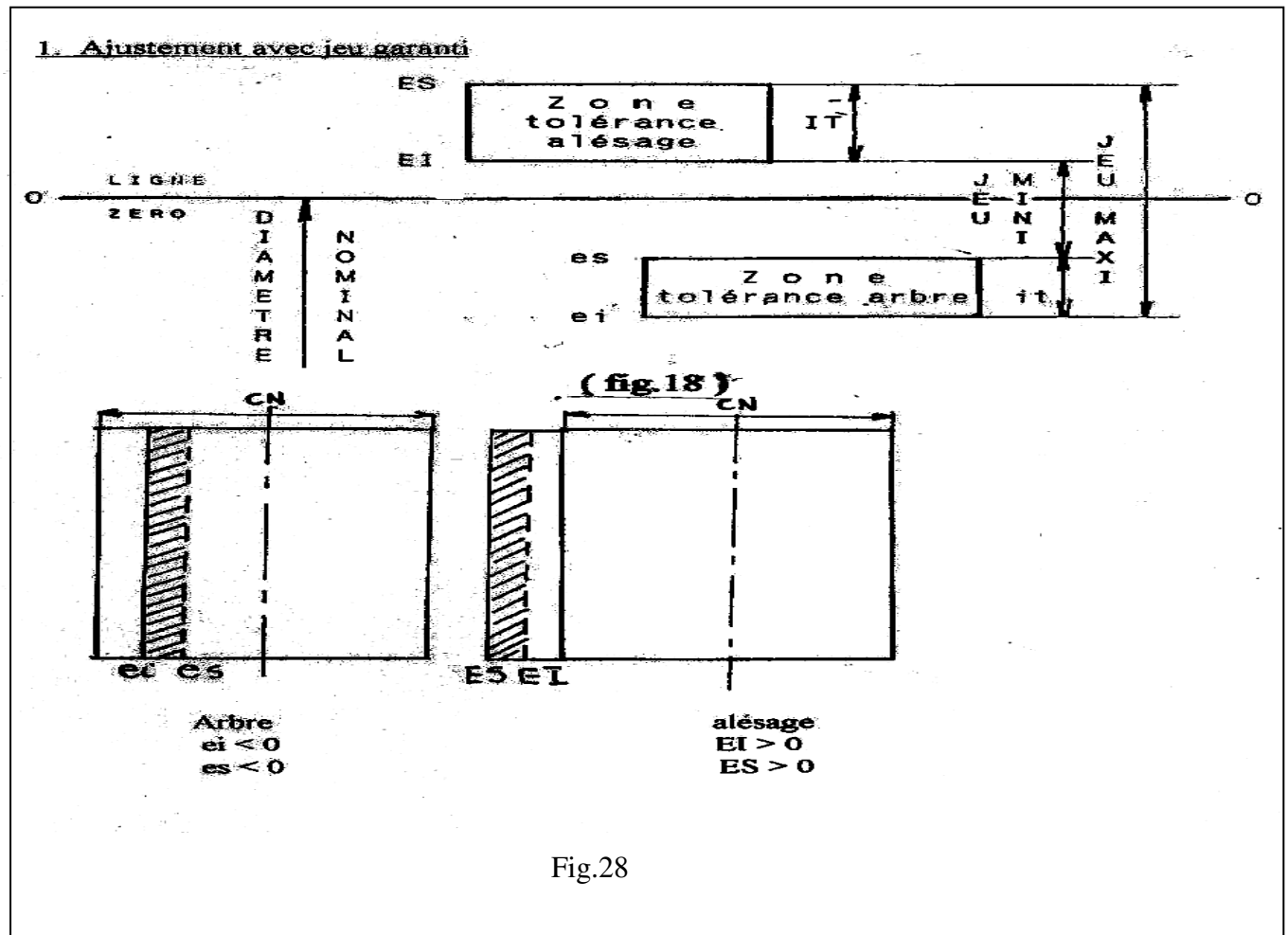
Le type d'ajustement est déterminé par les positions relatives des zones de tolérance des pièces à assembler. Si la différence entre la cote effective de l'alésage et celle de l'arbre est :

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

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

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





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

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

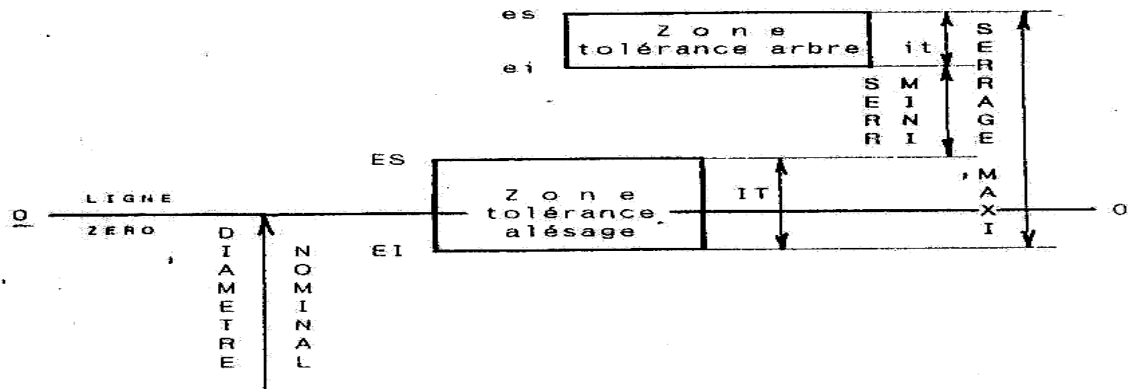
$$\text{Jeu mini} = C_{\text{min}}(\text{alésage}) - C_{\text{max}}(\text{arbre}) = (C_n + E_i) - (C_n + e_s) = E_i - e_s$$

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

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.

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

2. Ajustement avec serrage garanti



(fig.20)

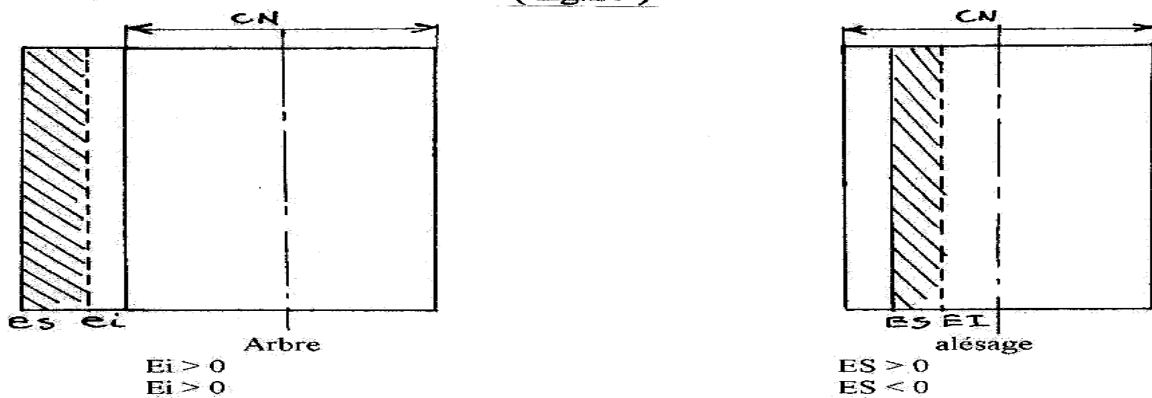


Fig.29

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.

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

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

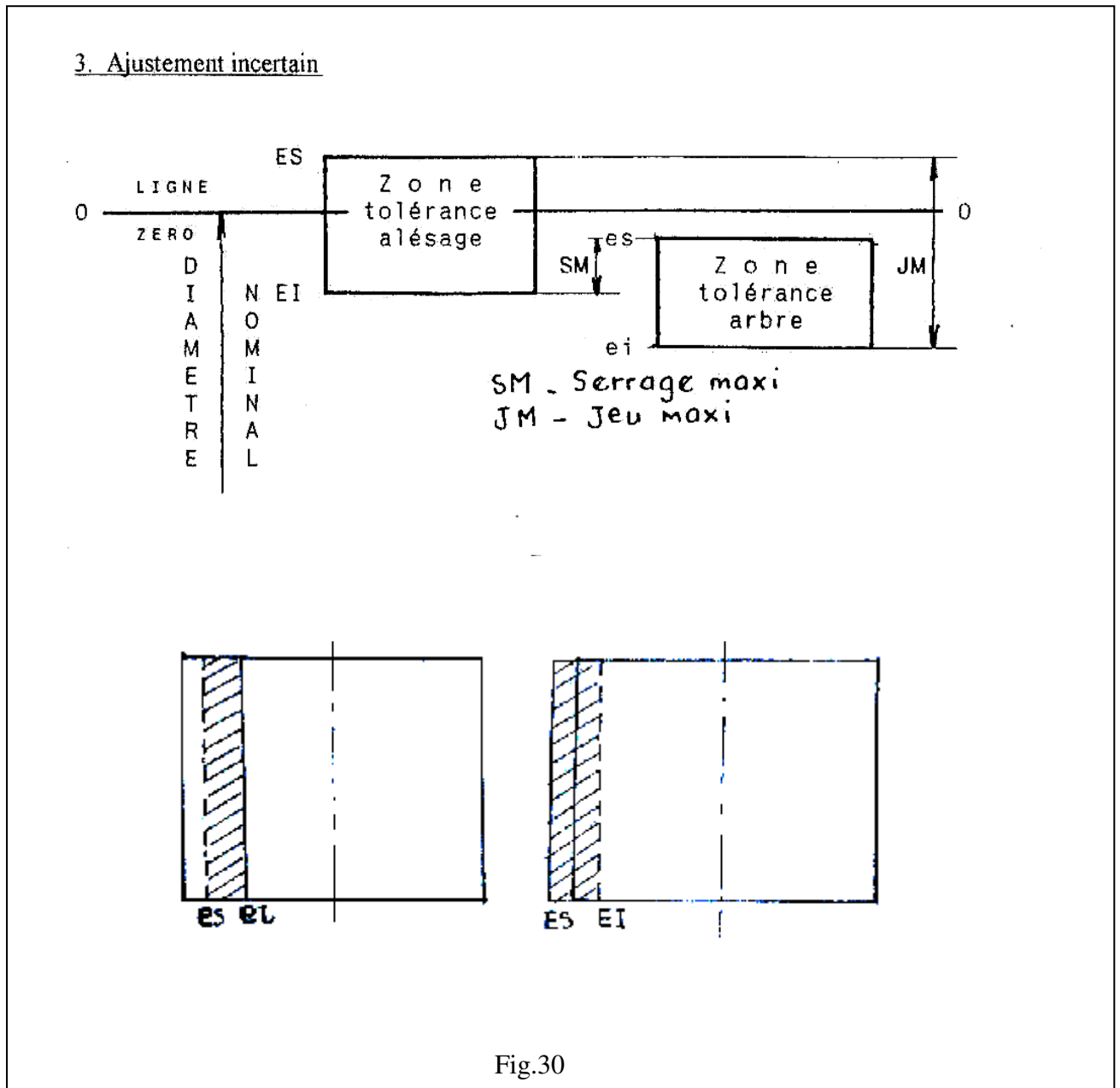
$$\text{Serrage min} \leq \text{Serrage réel} \leq \text{Serrage maxi}$$

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

Exemple :

Alésage $\varnothing 30^{+0,02}$
 $+0,01$

Arbre $\varnothing 30^{+0,04}$
 $+0,03$



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'est pourquoi cet ajustement porte le nom d'ajustement incertain.

Serrage maxi = es – EI

Jeu maxi = ES - ei

TA = IT + it = (ES - EI) + (es - ei) = (ES – ei) + (es – EI) = Serrage maxi - Jeu maxi

Exemple:

Alésage Ø 60 ^{+0,05}

Arbre Ø 60 ^{+0,03} _{-0,01}

Serrage maxi = es – EI = 0,03 - 0 = 0,03 mm

Jeu maxi = ES - ei = 0,05 - (-0,01) = 0,06 mm

TA = 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
												118			120
1,25	1,25	1,2	1,2	12,5	12,5	12,5	12	12	12	125	125	125	125	125	125
						13,2			13			132			130
	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
						17,0			17			170			170
	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
						21,2			21			212			210
	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
						26,5			26			265			260
	2,80		2,8		28,0	28,0		28	28		280	280		280	280
						30,0			30			300			300
3,15	3,15	3	3	31,5	31,5	31,5	32	32	32	315	315	315	320	320	320
						33,5			34			335			340
	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
						42,5			42			425			420
	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
						53,0			53			530			530
	5,60		5,5		56,0	56,0		56	56			560			560
						60,0			60			600			600
6,30	6,30	6	6	63,0	63,0	63,0	63	63	63			630			630
						67,0			67			670			670
	7,10		7		71,0	71,0		71	71			710			710
						75,0			75			750			750
8,00	8,00	8	8	80,0	80,0	80,0	80	80	80			800			800
						85,0			85			850			850
	9,00		9		90,0	90,0		90	90			900			900
						95,0			95			950			950
10,00	10,00	10	10	100,0	100,0	100,0	100	100	100			1000			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

- 0,1, 0, 1 : pour les cales étalons de grande 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 la même précision relative qui est définie par 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.

TOLERANCES FONDAMENTALES (en microns).

QUALITES	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
01	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	60	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

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, JS, J, 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, j, k, m, n, o, p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc.

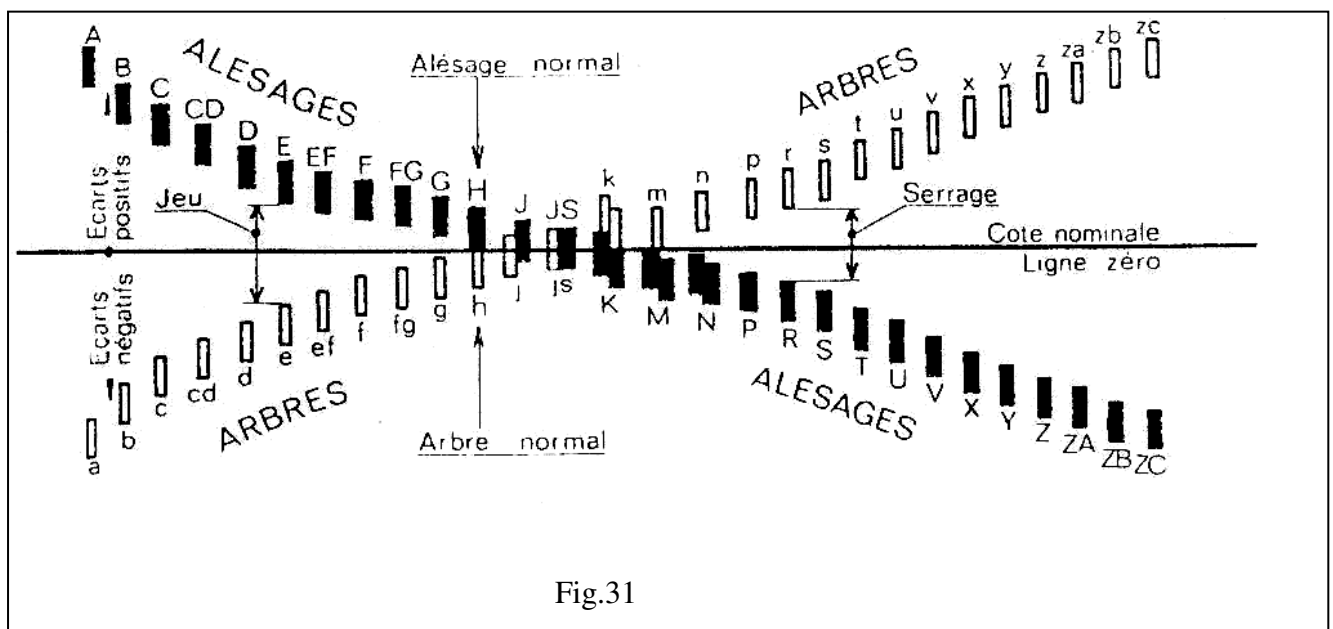


Fig.31

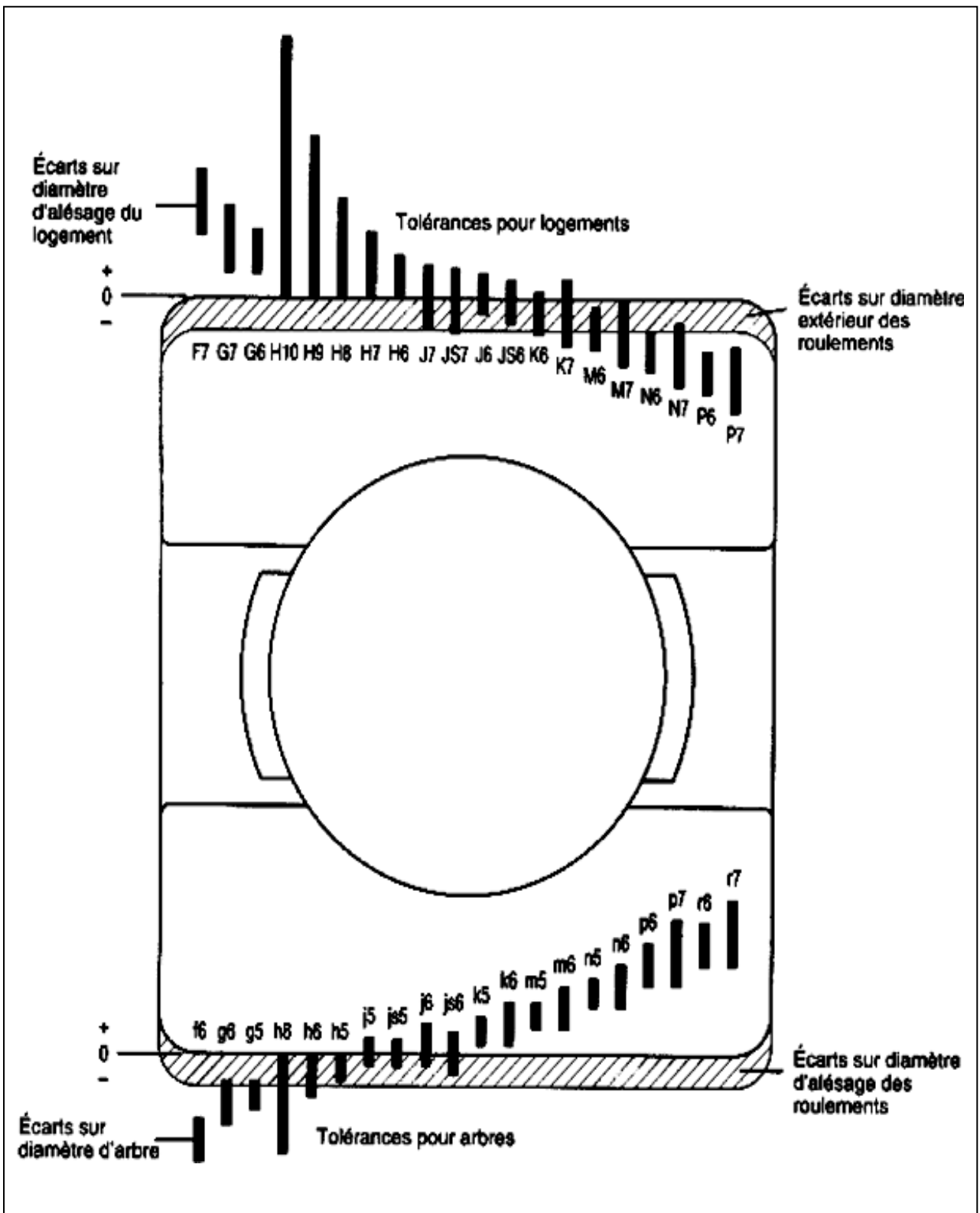
Position des alésages :

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 lu ligne zéro tel que $|ES| = |EI|$

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

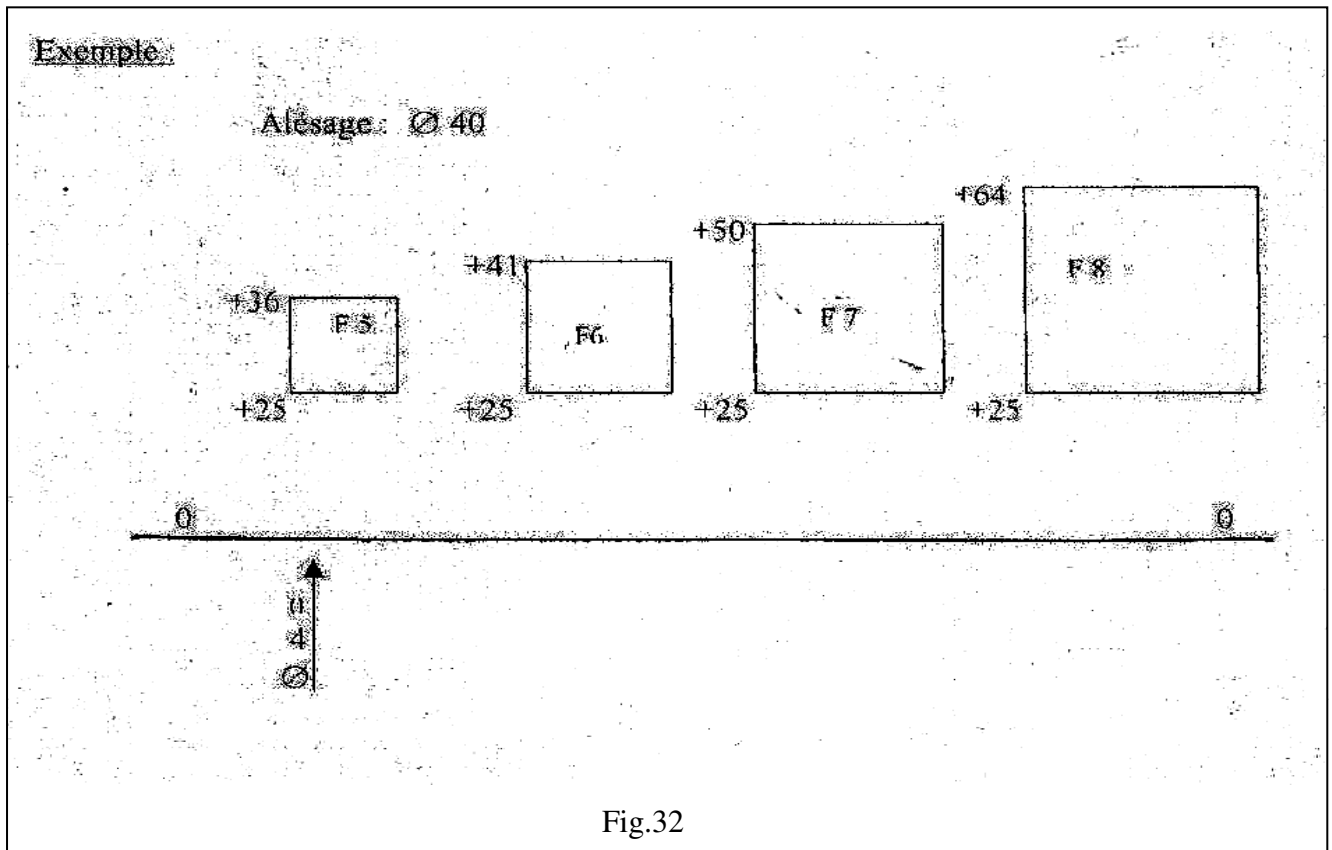


ECARTS DES ALESAGES (en microns)

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	+76 +30	+96 +40	+120 +50	+149 +65	+180 +80	+220 +100	+260 +120	+305 +145	+355 +170	+400 +190	+440 +210	+480 +230
F7	+16 +8	+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 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	+18 0	+22 0	+27 0	+33 0	+39 0	+48 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 -8	+6 -6	+8 -7	+10 -8	+12 -9	+14 -11	+18 -12	+22 -13	+26 -14	+30 -16	+36 -18	+39 -18	+43 -20
K6	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	-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

E CARTS 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
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 -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



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 :

$\varnothing 45 \begin{matrix} -0,025 \\ f7 \end{matrix}$ ou arbre $\varnothing 45 \begin{matrix} +0,060 \\ F7 \end{matrix}$

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 ou 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.

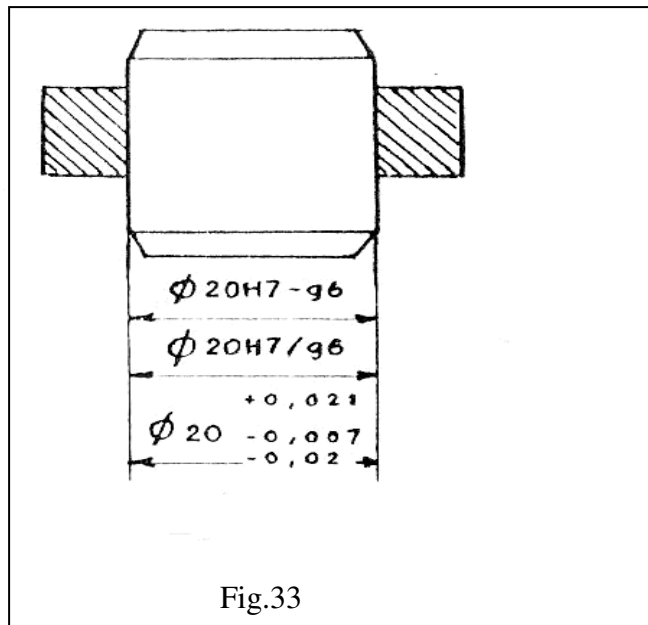


Fig.33

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

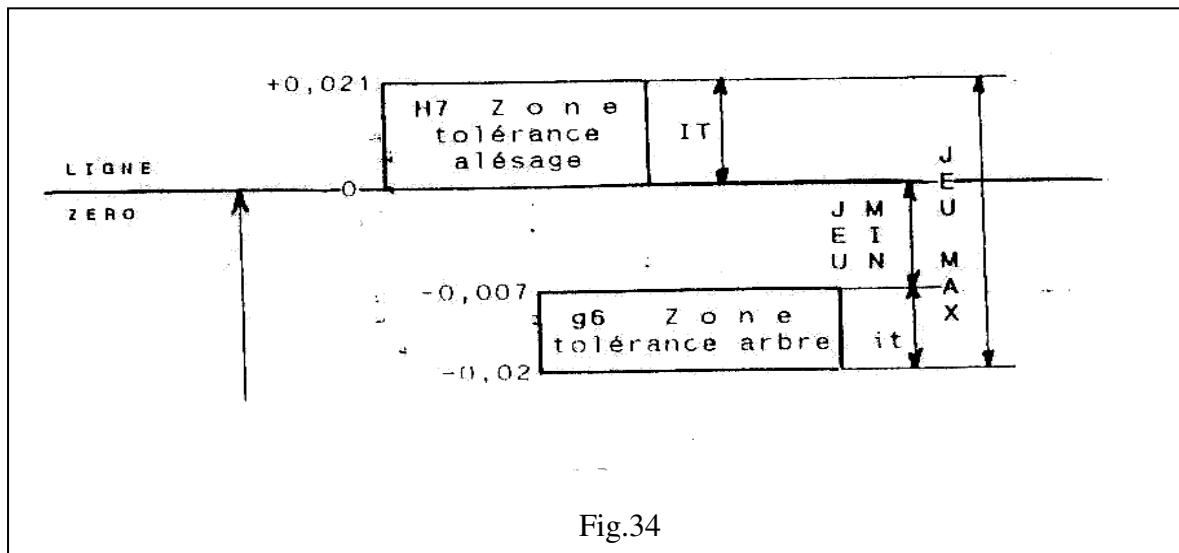


Fig.34

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

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

On sait que $es = S_{max}$

Et puisque $it = es - ei$

On 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

$$ES = IT = 46 \text{ et } EI = 0$$

4. On détermine l'arbre correspondant :

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

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

On a donc l'arbre :

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

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

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

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

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

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 :

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

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

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

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

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

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 $\varnothing 70 e7$ convient à notre ajustement du fait qu'il satisfait les deux conditions de jeu.

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

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.

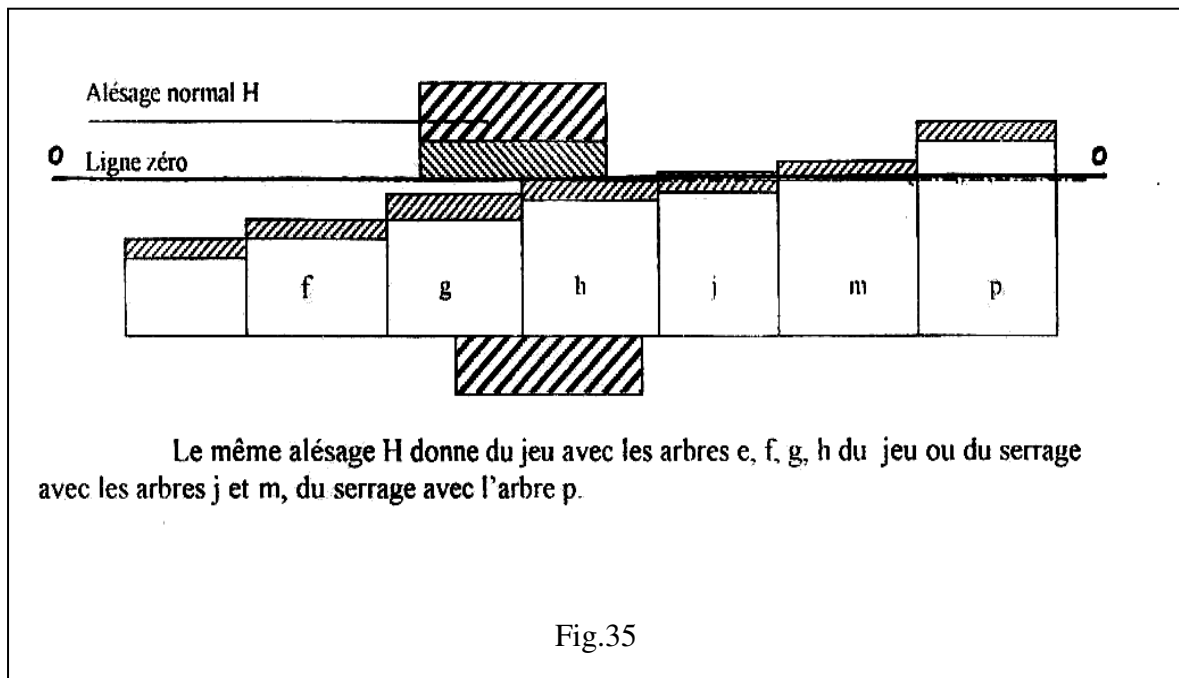
Ajustements pour pièces fixes :

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.

Domaines d'utilisation des ajustements choisis (les ajustements préférés sont en caractères gras):

Ajustements avec jeu:

H11/a11, **H11/c11**, H11/c9, H11/d11, A11/h11, **C11/h11**, D11/h11

Ajustements avec un grand jeu pour les pièces avec de grandes tolérances.

Usage: Pivots, loquets, ajustement des pièces dédiées à la soudure, ajustements des pièces exposées aux effets corrosifs, impuretés dues à la poussière et aux déformations thermales ou mécaniques.

H9/C9, H9/d10, **H9/d9**, H8/d9, H8/d8, **D10/h9**, **D9/h9**, D9/h8

Ajustements tournants avec un plus grand jeu sans aucune condition spéciale sur la précision de l'arbre de guidage.

Usage: Ajustements multiples des arbres des machines de production et à piston, pièces rarement en rotation ou qui oscillent seulement.

H9/e9, **H8/e8**, H7/e7, **E9/h9**, E8/h8, E8/h7

Ajustements tournants avec un plus grand jeu sans aucune condition spéciale sur la précision de l'ajustement.

Usage: Ajustements de longs arbres, ex. dans les machines agricoles, les roulements des pompes, des ventilateurs et des machines à pistons.

H9/f8, H8/f8, **H8/f7, H7/f7**, F8/h7, **F8/h6**

Ajustements tournants avec un plus petit jeu et avec une condition générale sur la précision de l'ajustement.

Usage: Ajustement principal des machines-outils. Ajustements habituel des arbres, des roulements des régulateurs, des broches des machines-outils, ajustement d'arbres coulissants.

H8/g7, **H7/g6, G7/h6**

Ajustements tournants avec un très petit jeu pour un guidage précis de l'arbre. Sans aucun jeu remarquable après montage.

Usage: Les pièces des machines-outils, les roues dentées coulissantes et les disques d'embrayage, les pivots des vilebrequins, les pistons des machines hydrauliques, tiges coulissantes dans les roulements, les broches des machines à aiguiser.

H11/h11, H11/h9

Ajustements glissants des pièces avec une grande tolérance. Les pièces peuvent facilement s'engrener et tourner.

Usage: Les pièces facilement démontables, les anneaux d'entretoise, les pièces des machines fixées à l'arbre à l'aide des goujons, des vis, des rivets ou des soudures.

H8/h9, H8/h8, H8/h7, **H7/h6**

Ajustements glissants avec un très petit jeu pour un guidage et un centrage précis des pièces. Montage par glissement sans usage de force considérable, après lubrification, les pièces peuvent être poussées ou tournées manuellement.

Usage: Guidage précis des machines et des produits, roues échangeables, guidages cylindriques.

Ajustements de transition:

H8/j7, **H7/js6**, H7/j6, J7/h6

Assemblages coulissants avec un petit jeu ou une interférence négligeable. Les pièces peuvent être montées ou démontées manuellement.

Usage: Assemblages facilement démontables des moyeux des roues dentées, des poulies et des manchons, anneaux de réglage, les coussinets des roulements fréquemment démontés.

H8/k7, **H7/k6**, K8/h7, **K7/h6**

Ajustements similaires avec un petit jeu ou une petite interférence. Les pièces peuvent être montées ou démontées à l'aide d'un maillet en caoutchouc.

Usage: Assemblages démontables des moyeux des roues dentées et des poulies, roues manuelles, embrayages, disques de frein.

H8/p7, H8/m7, H8/n7, H7/m6, **H7/n6**, M8/h6, N8/h7, **N7/h6**

Ajustements fixés avec un jeu négligeable ou une petite interférence. Le montage à la presse avec une force faible.

Usage: Bouchons fixés, manchons accrochés, armatures des moteurs électriques sur les arbres, anneaux des roues dentées, boulons ajustés.

Ajustements avec interférence:

H8/r7, **H7/p6**, **H7/r6**, **P7/h6**, R7/h6

Ajustements à la presse avec une interférence garantie. Assemblage des pièces par pressage à froid.

Usage: Moyeux des disques d'embrayage, coussinets des roulements.

H8/s7, H8/t7, **H7/s6**, H7/t6, **S7/h6**, T7/h6

Ajustements à la presse avec une interférence moyenne. Assemblage des pièces par pressage à chaud. Assemblage des pièces par pressage à froid seulement avec l'usage des forces considérables.

Usage: Assemblage permanent des roues dentées et des arbres, coussinets.

H8/u8, H8/u7, H8/x8, H7/u6, U8/h7, U7/h6

Ajustements à la presse avec une grande interférence. Assemblage à la presse avec l'usage des forces considérables pour les pièces de différentes températures.

Usage: assemblages permanents des roues dentées et des arbres, brides.

Conseil: Si cela n'est pas en contradiction avec les paramètres technologiques et techniques, utilisez de préférence les ajustements recommandés. Sur la liste, les ajustements recommandés sont marqués par un astérisque "*".

Note: Les ajustements recommandés conçus pour l'usage aux États Unis sont définis dans ANSI B4.2. Cette norme donne les groupes d'ajustements recommandés suivants:

- Ajustements avec jeu: H11/c11, H9/d9, H8/f7, H7/g6, H7/h6, C11/h11, D9/h9, F8/h7, G7/h6
- Ajustements de transition: H7/k6, H7/n6, K7/h6, N7/h6
- Ajustements avec interférence: H7/p6, H7/s6, H7/u6, P7/h6, S7/h6, U7/h

Exemples:

d	b	h	J=d-?	K=d+?
6 à 8	2	2	1,2	1
9 à 10	3	3	1,8	1,4
11 à 12	4	4	2,5	1,8
13 à 17	5	5	3	2,3
18 à 22	6	6	3,5	2,8
23 à 30	8	7	4	3,3
31 à 38	10	8	5	3,3
39 à 44	12	8	5	3,3
45 à 50	14	9	5,5	3,8

NORMALISATION CLAVETAGE DIN 6885.

H9	LIBRE	D10
N9	Neutre	Js9
P9	Serré	P9

h11

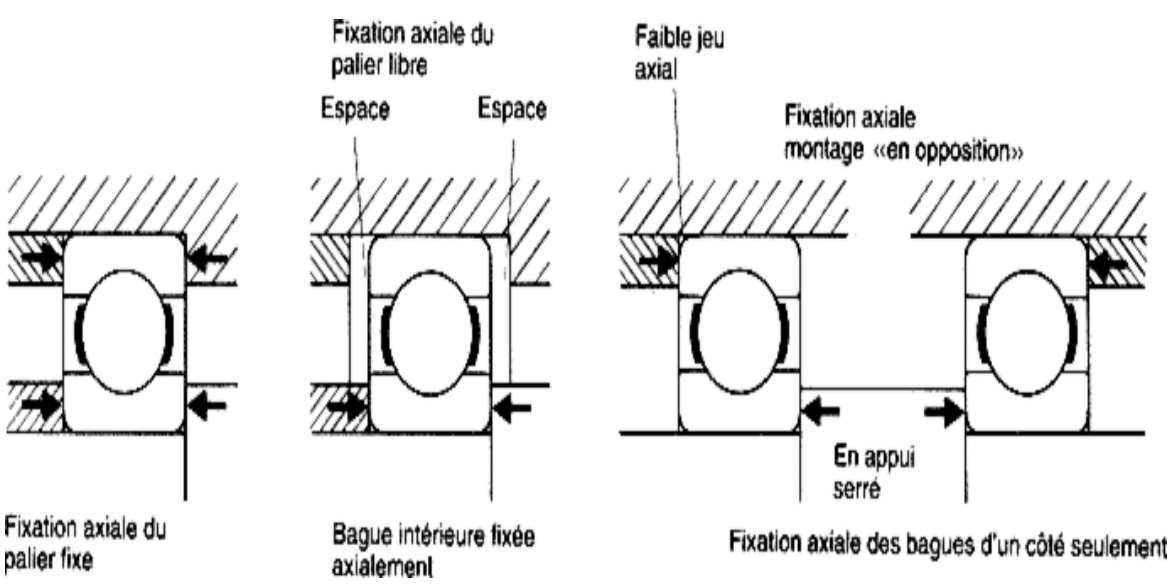
h9
















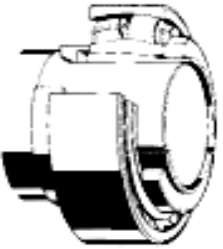

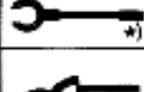




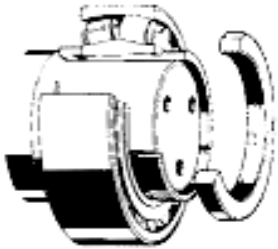





J

Sur **J** tolérance h12 de b

K

Sur **K** tolérance H12 de b



Type de montage	Outils de montage			
	Mécanique	Hydraulique	Pression d'huile	Outil de chauffage
Portée cylindrique  Roulements à rouleaux cylindriques NU, NJ, NUP toutes dimensions	Petits roulements 			
	Roulements moyens			
	Grands roulements 			
Portée conique 	Petits roulements 			
	Roulements moyens 			
	Grands roulements			
Manchon de serrage 	Petits roulements  			
	Roulements moyens 			
	Grands roulements			
Manchon de démontage 	Petits roulements 			
	Roulements moyens			
	Grands roulements			

Petits roulements : diamètre d'alésage < 80 mm
 Roulements moyens : diamètre d'alésage, 80 à 200 mm
 Grands roulements : diamètre d'alésage > 200 mm

*) Seulement pour les roulements à rotule sur billes.

Ne convient pas 

4. COTATION FONCTIONNELLE

Les conditions qui déterminent *une* pièce, un produit apte à l'emploi sont multiples. Nous nous bornerons cependant à étudier les conciliations 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).

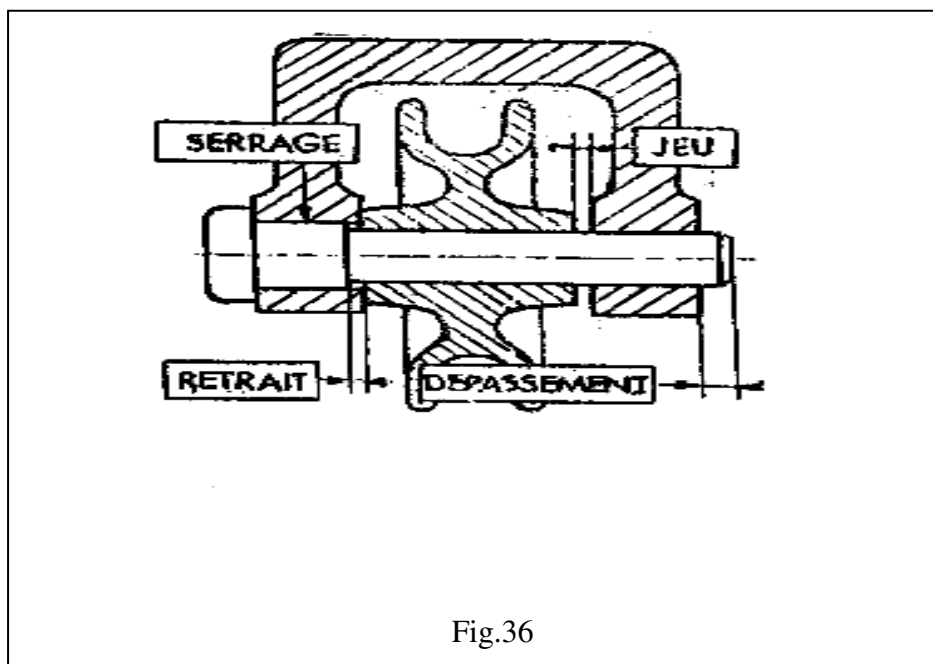
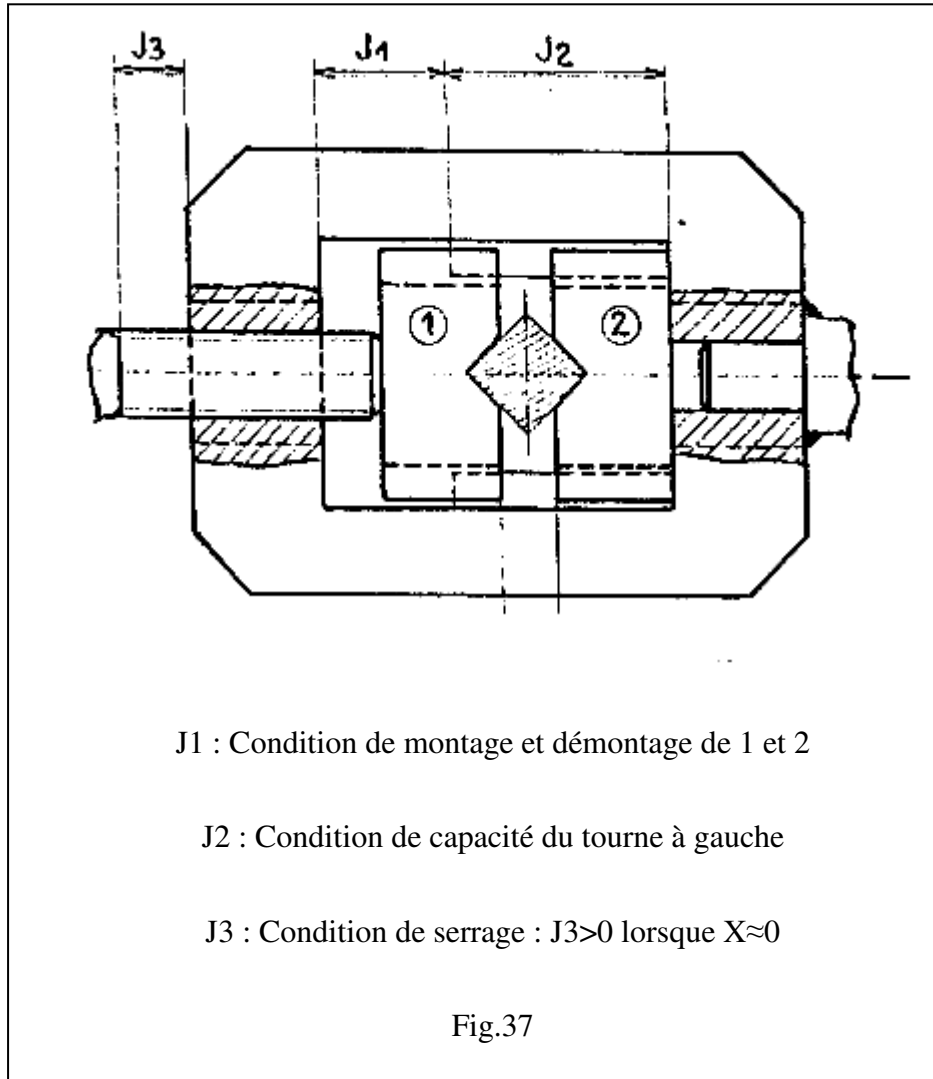


Fig.36

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 tel 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 rempli.

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

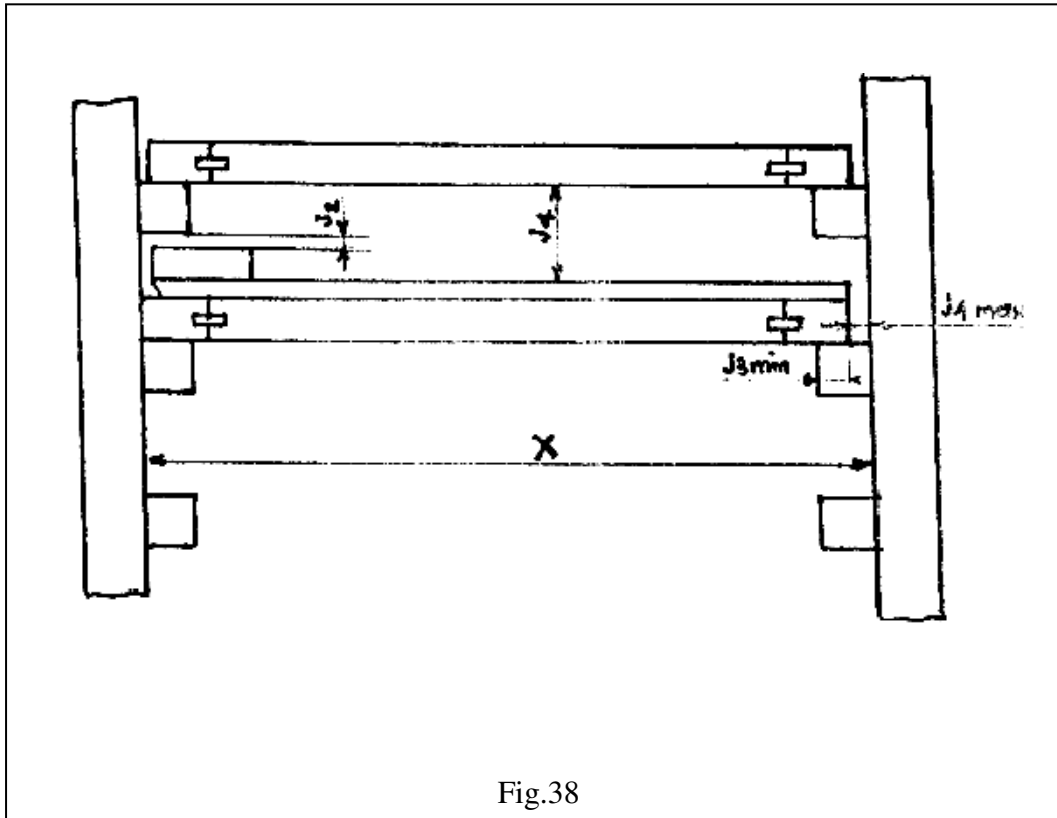


Fig.38

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 à 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).

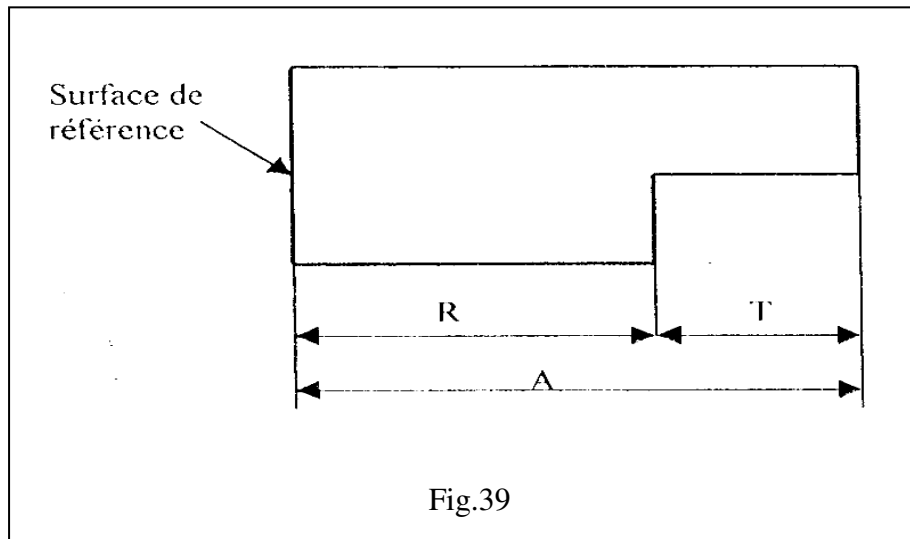


Fig.39

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

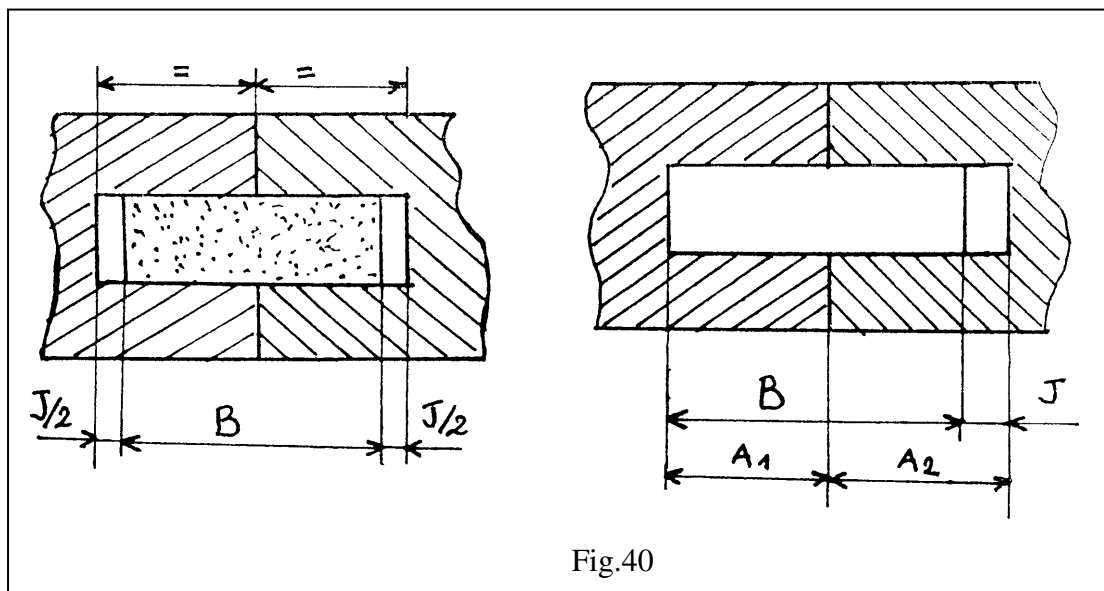


Fig.40

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

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 :

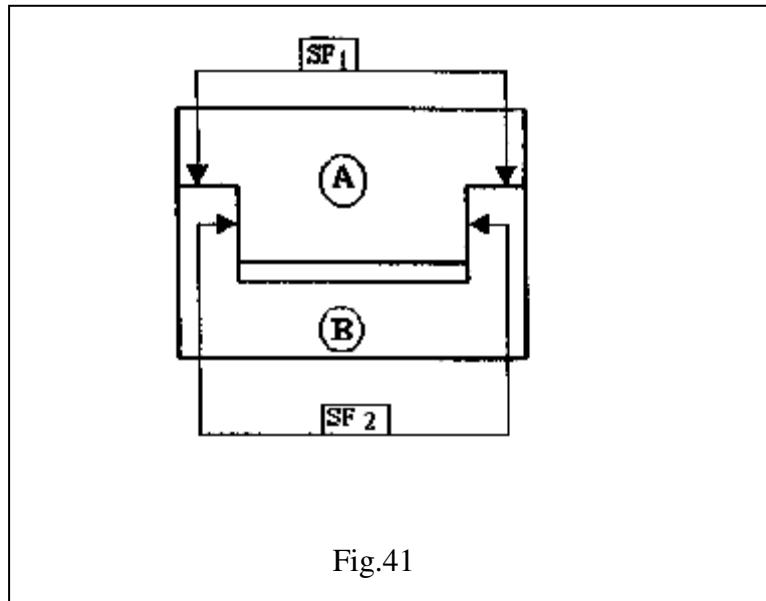
- a) L'analyse fonctionnelle de la pièce ou des pièces assemblée et les exigences technologiques.
- b) Les conditions de fonctionnement à imposer
- c) Le choix des dimensions à coter et la détermination de la chaîne de cotes fonctionnelles la plus courte possible.
- d) Le calcul des cotes nominales et 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

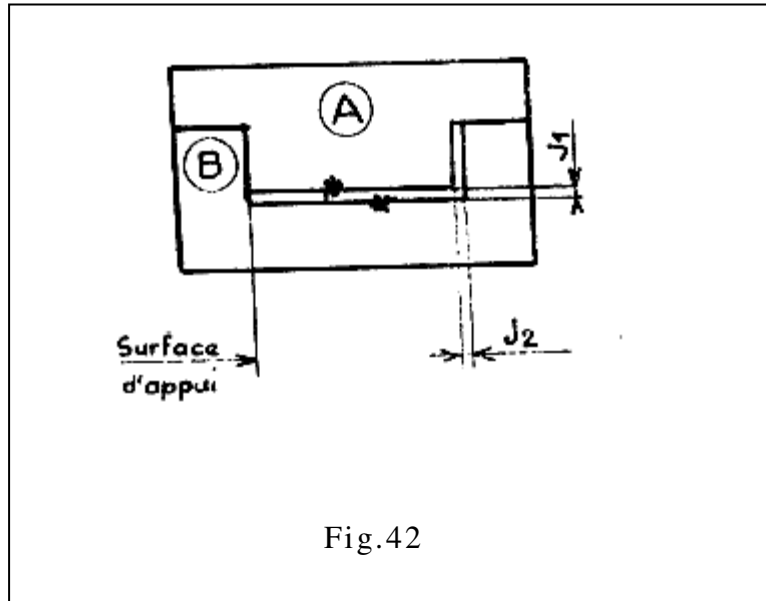
2) Il faut ensuite rechercher les conditions de fonctionnement qui se traduisent généralement par des jeux de montage et de démontage (dans ce cas j_1 et j_2).

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.



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 des 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 :

$$J_1 = B_1 - A_1$$

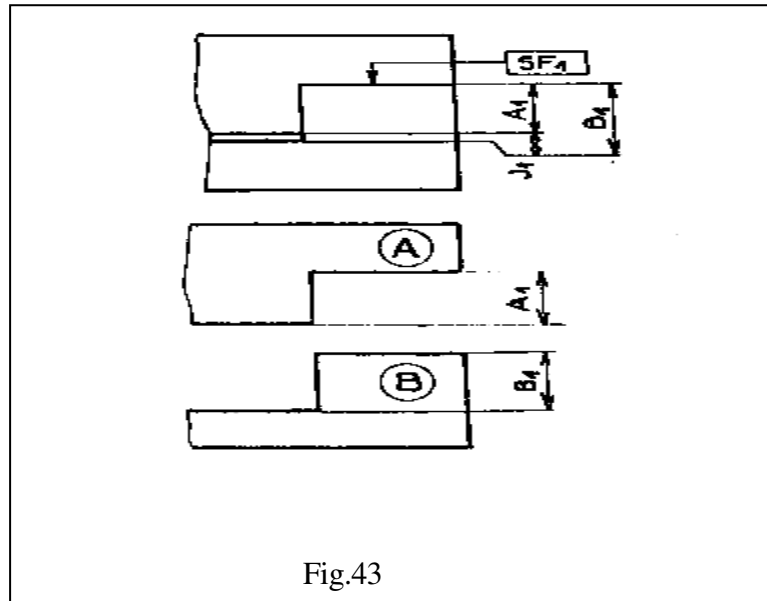


Fig.43

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 que l'on peut écrire $J = 0,03 \pm 0,02$

Remarques :

$$IT/J = 0,04 ; \quad IT/A2 = 0,015 ; \quad IT/B2 = 0,025 ;$$

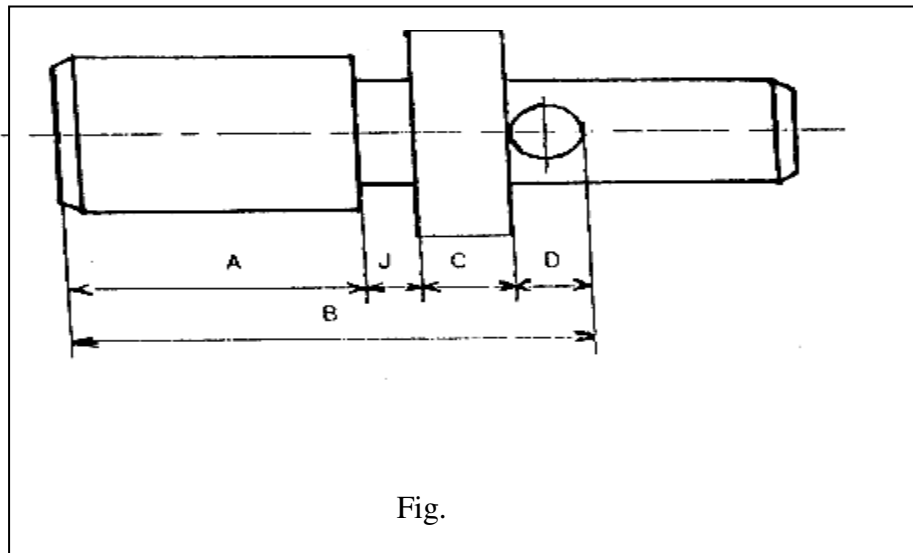
$$IT/J = IT/A2 + IT/B2; \quad 0,04 = 0,015 + 0,025$$

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 attribut une plus grande valeur :

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

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

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 :

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

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

Comme on sait que :

$$IT_B = B_{\max} - B_{\min}$$

Donc

$$B_{\max} = IT_B + B_{\min}$$

$$B_{\max} = 0,20 + 64,10$$

$$B_{\max} = 64,30$$

Calculons les écarts de la cote B :

- l'écart supérieur

$$ES = B_{\max} - B_{\text{nom}}$$

$$ES = 64,30 - 64,00$$

$$ES = + 0,30$$

- l'écart inférieur

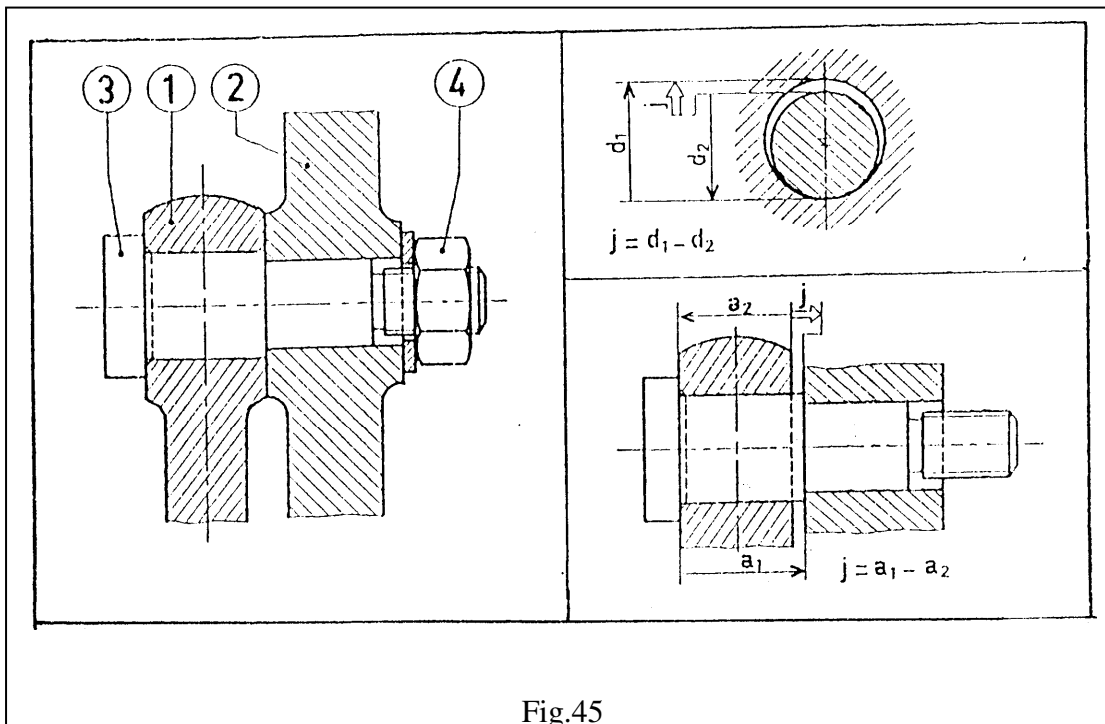
$$EI = B_{\min} - B_{\text{nom}}$$

$$EI = 64,10 - 64,00$$

$$EI = + 0,10$$

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

Exemple 3 Articulation (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

$$d_1 = I6_{+0,018 \text{ arbre}}$$

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

Ce sont donc les cotes fonctionnelles

$$Je_{\text{maxi}} = 18 - (-34) = 54 \mu$$

$$Je_{\text{mini}} = 0 - (-16) = 16 \mu$$

2) Calcul de a_1 et a_2

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

$$TA = IT / a_1 + IT / a_2 = Je_{\text{maxi}} - Je_{\text{mini}} = 0,08 - 0,03 = 0,05$$

Or $a_1 - a_2 = j$

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

Supposons que $IT / a_1 = IT / a_2 = 0,05 / 2 = 0,025 \text{ mm}$.

Exemple 4 Montage de roulement fig.46

a) Etude fonctionnelle

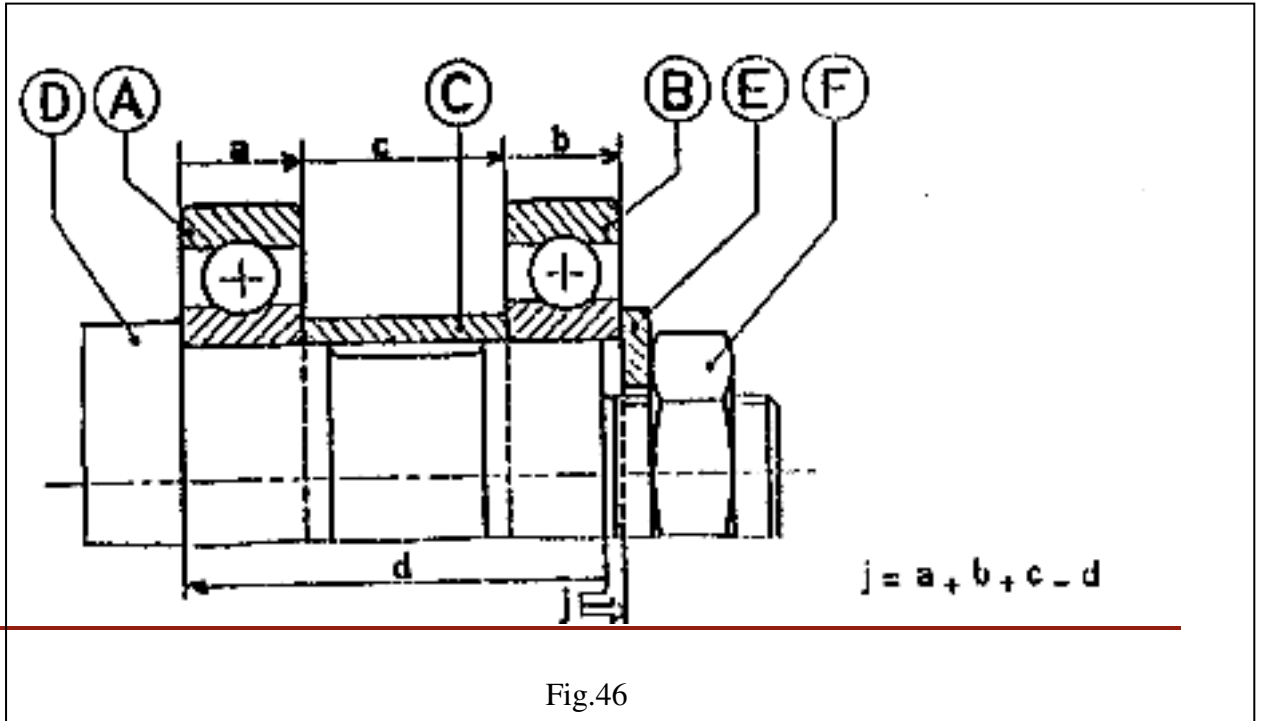


Fig.46

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 permettent 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.

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

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

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

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

$$A = b = 18^{\circ}_{012} \text{ ou } 17,94 \pm 0,06$$

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

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

L'équation de j_{moyen} donne alors

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

La côte 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.

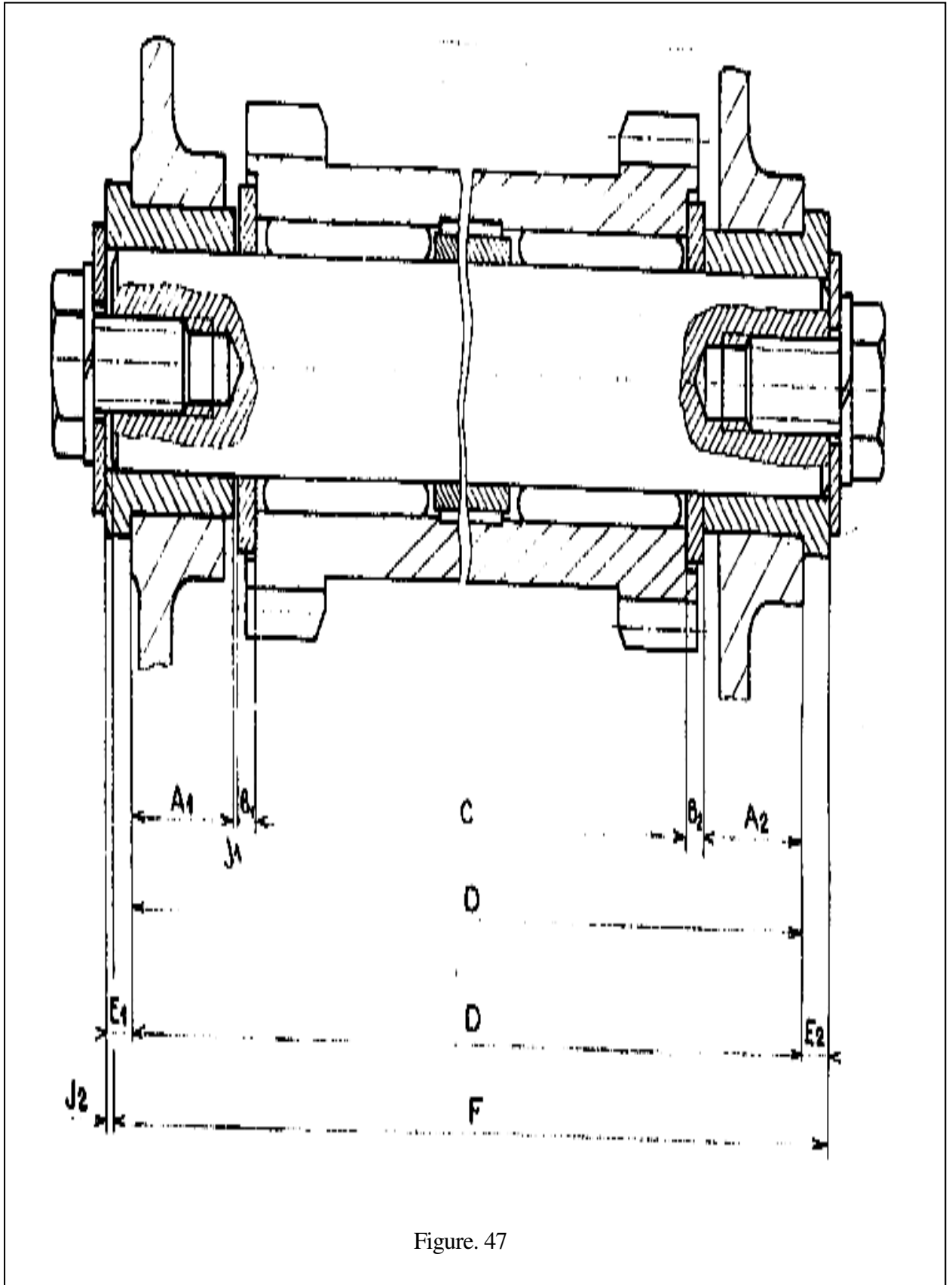


Figure. 47

Exemple 2

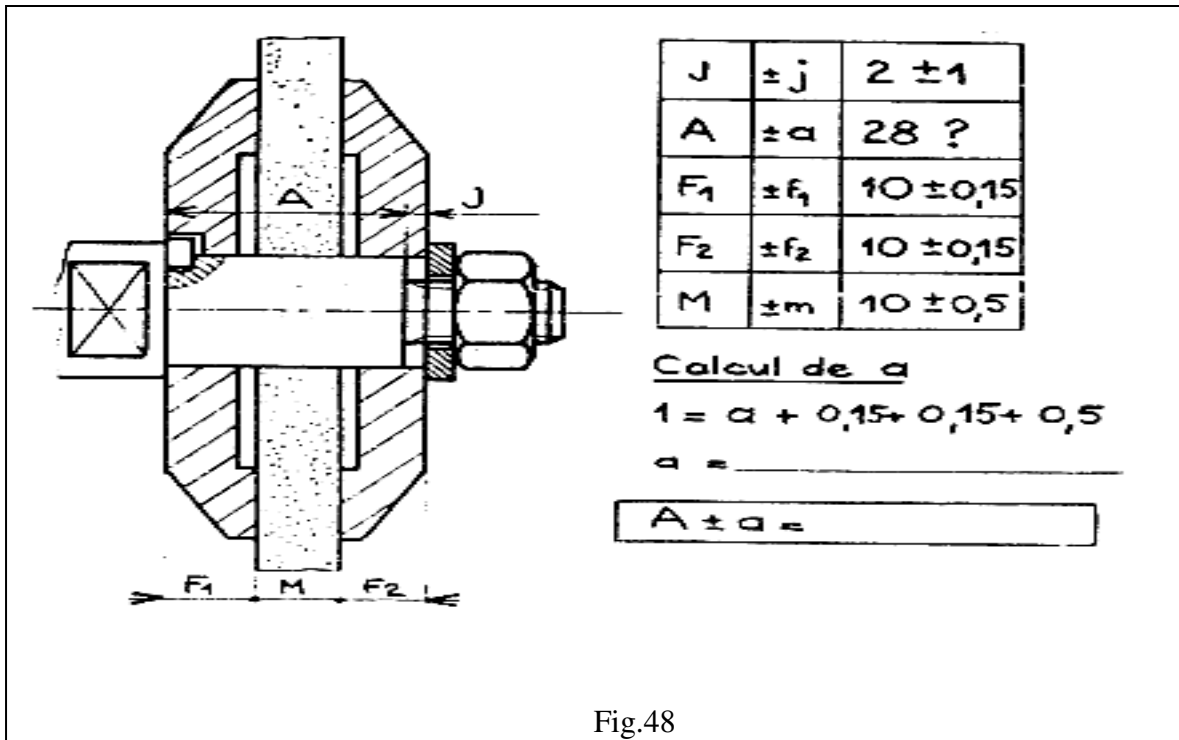


Fig.48

Exemple 3

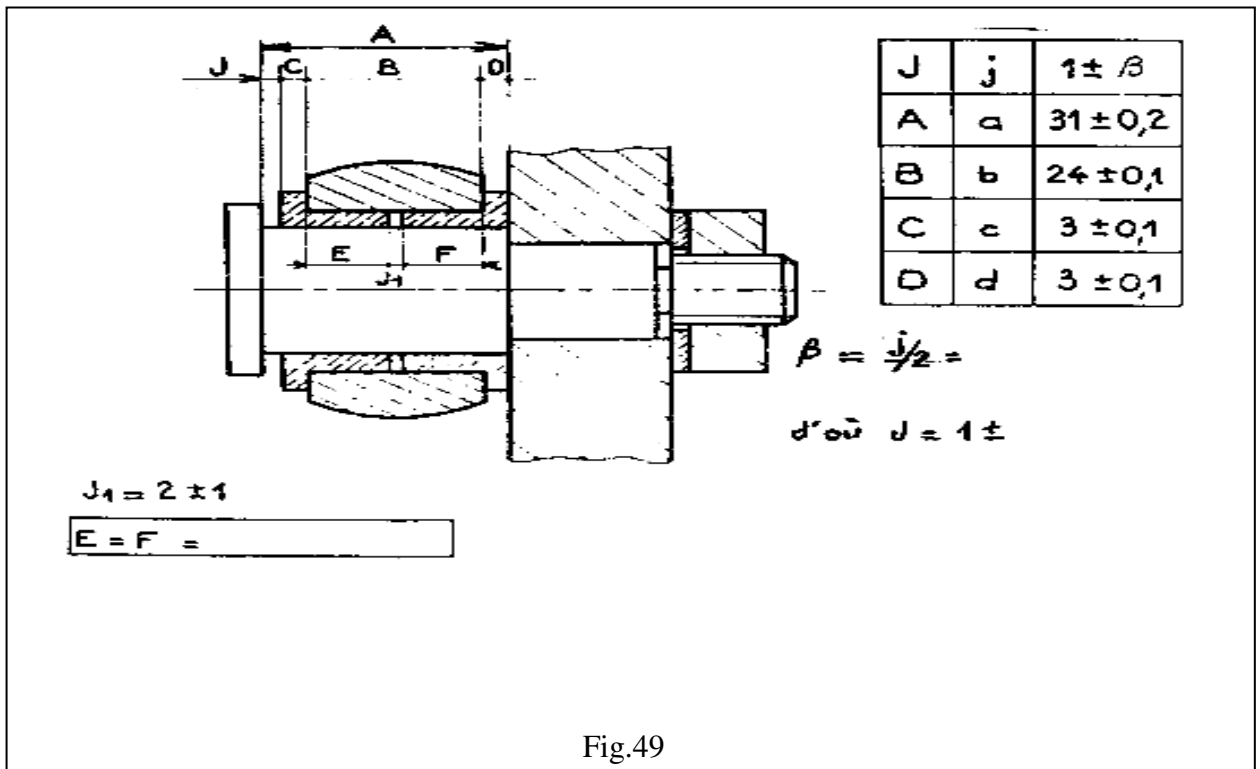


Fig.49

Exemple 5

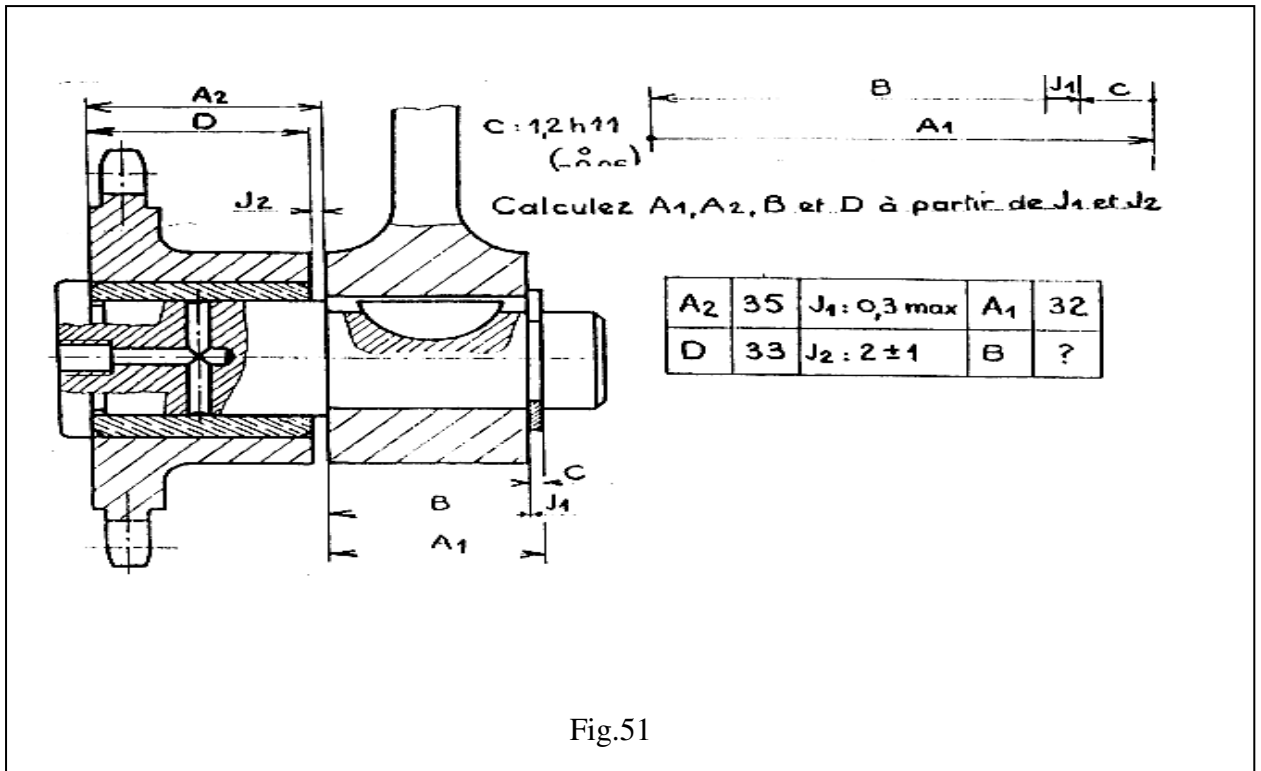


Fig.51

Exemple 6

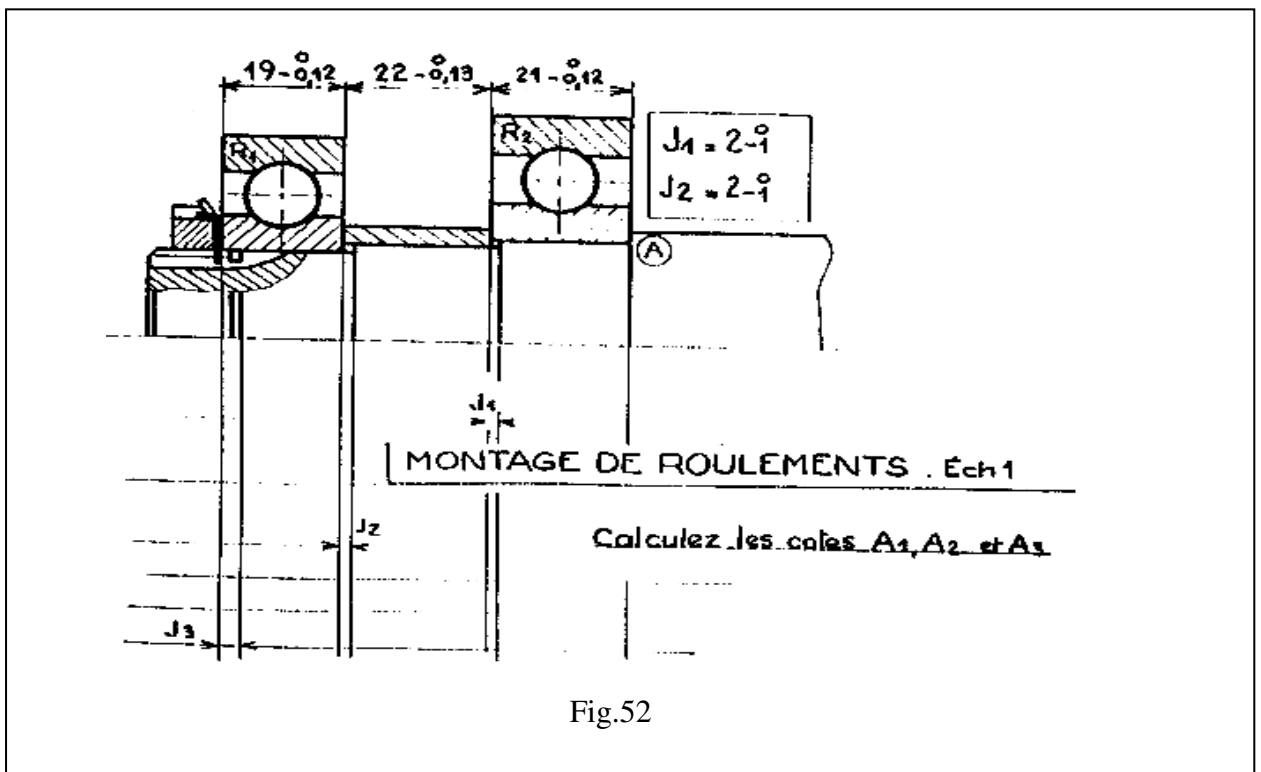


Fig.52

BIBLIOGRAPHIE

- 1. Aide Mémoire de l'Elève Dessinateur**
M. Norbert et R. Philippe; Edition La Chapelle, année 1981.
- 2. Le Dessin Technique (Deuxième Partie)**
S. Bensaada et D. Feliachi; Edition OPU Alger, année 1995.
- 3. Taschenbuch Maschinenbau (Band I/ II)**
Edition Veb Verlrag Technik Berlin, année 1965.
- 4. Dessin Technique et Eléments de Construction**
Edition André Desvigne.
- 5. Dessin Industriel et Technologie de Construction (1^o et 2^o partie)**
A. Cherfia et S. Benissaad; Edition OPU Alger, année 1995.
- 6. La cotation fonctionnelle et ses problèmes**
Michel Gimalec; Edition André Castella, année 1972.
- 7. Dessin Industriel (2^o et 3^o livre)**
R. Pasquet et P. Burtel; Edition Hachette, année 1951.
- 8. Dessin de Construction Mécanique**
H. Ribero; Edition Delagrave, année 1979.
- 9. Cours de Dessin**
Claude Sirault; Edition A. De Bocck, année 1977.

SOMMAIRE

1. LIAISONS MECANIKES.....	3
1.1. Fonctions mécaniques élémentaires.....	4
1.2. Formes de contacts.....	5
1.3. Modes de liaisons.....	9
1.4. Caractère des liaisons.....	10
1.5. Choix des liaisons.....	14
1.6. Réalisation des liaisons.....	14
2. REPRESENTATION SYMBOLIQUE.....	17
2.1. Généralités.....	17
2.2. Les schémas.....	17
2.3. Symboles pour schémas.....	18
3.TOLERANCES DIMENSIONNELLES ET AJUSTEMENTS..	26
3.1. Généralités sur le contrôle dimensionnel et l'interchangeabilité.....	26
3.2. L'interchangeabilité.....	28
3.3.Tolérances et ajustements.....	30
3.4. Principales méthodes de réalisation des ajustements avec serrage.....	56
4. COTATION FONCTIONNELLE.....	62
4.1. Définition et but de la cotation fonctionnelle.....	63
4. 2. Utilité du jeu.....	63
4.3 Chaîne de cote.....	64
4.4 Détermination des cotes fonctionnelles.....	67