



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE



MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID-TLEMEN-  
FACULTE DE TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de master  
En  
Génie Mécanique

**Option**

**Ingénierie des systèmes mécaniques productives**

**Présenté par**

**KHOUANE Ismail**

**THÈME**

**TOLERANCEMENT FONCTIONNEL D'UN ASSEMBLAGE  
APPLICATION A LA CINTREUSE A TUBE MANUELLE**

**Soutenu en Octobre 2013**

**Devant le jury :**

Président	CHEIKH Abdelmadjid	Professeur	UABB Tlemcen
Encadreur	CHEIKH Nassima	Maitre assistante A	UABB Tlemcen
Examineur	HADJOUI Fethi	Maitre-assistant A	UABB Tlemcen
Examineur	HAMOU Said	Professeur	UABB Tlemcen

Année universitaire 2012-2013

## RESUME

Les effets des choix de tolérances ont une grande influence sur la qualité des pièces, donc sur la qualité de l'assemblage et par la suite sur le prix de revient du produit fini. La maîtrise des tolérances au plus juste et au plus tôt permet de diminuer les délais et les coûts de production et donc, en partie, de diminuer le coût final du produit.

L'objectif de ce projet est de dimensionner un mécanisme qui est une cintreuse à tube 14mm manuelle et de déterminer les tolérances dimensionnelles de ses différentes pièces afin d'assurer les fonctions exigées en calculant les différents jeux fonctionnels.

L'environnement SolidWorks nous a permis par la suite de calculer les jeux et les tolérances dimensionnels et géométriques à l'aide des fonctions Dimxpert et Tolanalyst.

**Mots clés :** cotation fonctionnelle, tolérances, analyse, synthèse, cintreuse, Solidworks, Dimxpert, Tolanalyst.

---

## ABSTRACT

The effects of the choice of tolerances have a great influence on the quality of the parts, so the quality of the assembly and subsequently the cost of the finished product. Control tolerances fairer and earlier reduces the time and cost of production and therefore, in part, to reduce the final cost of the product.

The objective of this project is to size a mechanism that is a 14mm tube bender manual and determine the dimensional tolerances of its parts to perform the functions required by calculating the various functional games.

The SolidWorks environment allowed us later to calculate the games and the dimensional and geometric tolerances using DimXpert TolAnalyst and functions.

**Key Words:** functional dimensioning, tolerances, analysis, synthesis, bender, Solidworks, DimXpert, TolAnalyst.

---

## ملخص

/ لآثار المترتبة على اختيار مجال السماح يكون له تأثير كبير على نوعية الأجزاء و نوعية التجميع و هذا يؤثر على تكلفة المنتج النهائي. نوعية مجال السماح يقلل من الوقت الإنتاج

الهدف من هذا المشروع تحديد أبعاد جهاز طيات البدوي 14 ملم و تحديد مجال السماح الأبعاد الأداء المهام المطلوبة عن طريق حساب مختلف الأبعاد الوظيفية و أبعاد الشرط

سمح لنا جهاز Solidworks بحساب أبعاد الشرط و مجال السماح و تحديد الأبعاد باستخدام

Tolanalyst, Dimxpert

الكلمات المفتاحية. أبعاد وظيفية، مجال السماح، نموذج التحليل، نموذج التركيب، جهاز طيات

Solidworks, Tolanalyst, Dimxpert

# DEDICACE

*A mes parents, aux êtres qui me sont les plus chers au monde et auxquels je ne saurai jamais exprimer ma gratitude et ma reconnaissance en quelques lignes, je leur dédie ce modeste travail, que DIEU le tout puissant les protège.*

*Pour ton amour, ton affection et ton soutien, pour ton courage et ton sacrifice, je te dédie, pour la deuxième et la énième fois, ma très chère mère, un résultat modeste de ta bienveillance et tes longues années de patience.*

*A mes très chers frères Amine, Youcef et le petit Younes. A mes grands parents, mes oncles, tantes et cousins, et toutes les familles KHOUANE, GHITRI, MRAH, DRICI, et BOUCHIKHI.*

*Tous mes amis et spécialement A KAHOUADJI, MABROUKI, BENBEKHTI, MCHERNEN, fatema et Sarah A mon collègue, le regretté TERNAN Zouhír*

*Et à tous ceux que j'aime et m'aiment ... où qu'ils soient.*

# REMERCIEMENTS

*En premier lieu je remercie Dieu, le tout puissant pour ses faveurs et ses bontés, de m'avoir donné le courage et la patience pour avoir mené ce travail durant se semestre.*

*J'exprime mes sincères gratitudees à Mme CHEIKH Nassima qui a bien voulu m'encadrer, je tien à lui adresser mes vifs remerciements et profondes reconnaissance pour sa disponibilité, sa gentillesse, ses conseils et son aimable assistance.*

*J'apprécie toujours ses qualités humaines et professionnelles.*

*Mes sincères remerciements vont également à Mr CHEIKH Abdelmadjid pour l'intérêt qu'il a porté à notre travail en acceptant de présider le jury.*

*Mes remerciements les plus vifs s'adressent également à Mr HADJOUI Fethi et Mr HAMOU Saïd qui ont bien voulu m'honorer pour leur efficacité en examinant ce travail.*

*Enfin, je présente mes remerciements à l'ensemble des enseignants du département génie mécanique qu'ils ont contribués à notre formation.*

## SOMMAIRE

Liste des figures .....	38
Liste des tableaux .....	VII
Liste des abréviations .....	VIII
Résumé .....	IX
Abstract.....	X
ملخص .....	XI
INTRODUCTION.....	1

## CHAPITRE 1

### *État de l'art sur la cotation fonctionnelle et le tolérancement*

1 Introduction.....	3
2. Histoire des premières spécifications.....	3
3. La cotation.....	3
3.1. Généralité sur la cotation.....	3
3.2. Objectif .....	4
3.3. Réalisation graphique.....	4
3.4. Forme et dimensions nominales.....	5
3.5. Principes de cotation.....	5
4. Cotation fonctionnelle : pourquoi ?.....	5
4.1. But de la cotation fonctionnelle.....	6
4.2. Cotes fonctionnelles sur un dessin de définition de produit.....	6
5. Cote condition ou jeu.....	7
5.1. Représentation de la cote condition.....	7
5.2. Exemple de cote condition fonctionnelle.....	6
5.2.1. Surfaces terminales.....	8
5.2.2. Surfaces de liaison.....	8
6. Chaîne de cotes.....	8
6.1. Définition.....	8
6.2. Établissement d'une chaîne de cotes.....	9
6.3. Règles à respecter.....	10
7. Calcul des cotes.....	11

<b>8.</b>	<b>La norme ISO .....</b>	<b>12</b>
8.1.	Utilité.....	12
<b>9.</b>	<b>L'intervalle de tolérance.....</b>	<b>13</b>
9.1.	Choix des tolérances.....	13
<b>10.</b>	<b>Tolérances dimensionnelles.....</b>	<b>14</b>
10.1.	Ecriture d'une cote tolérance.....	15
<b>11.</b>	<b>Tolérances géométriques.....</b>	<b>16</b>
11.1.	Écritures des références.....	17
11.2	Tolérances d'états de surface.....	17
<b>12.</b>	<b>Ajustements.....</b>	<b>19</b>
12.1.	Définition ;.....	19
12.1.1.	Ajustement avec jeu.....	19
12.1.2	Ajustement avec serrage.....	20
12.1.3.	Ajustement incertain.....	20
12.2.	Choix de l'ajustement.....	20
<b>13.</b>	<b>Conclusion .....</b>	<b>20</b>

## **CHAPITRE 2**

### *Etat De L'art Des Méthodologies D'analyse Et De Synthèse Des Tolérances*

<b>1.</b>	<b>Introduction.....</b>	<b>21</b>
<b>2.</b>	<b>Analyse et synthèse des tolérances.....</b>	<b>21</b>
2.1.	.Analyse de la tolérance.....	21
2.2.	Synthèse de la tolérance.....	22
<b>3.</b>	<b>Tolérancement des cotes et méthodes de calcul des tolérances.....</b>	<b>22</b>
<b>4.</b>	<b>L'analyse de tolérances par des logiciels de simulation.....</b>	<b>24</b>
<b>5.</b>	<b>Analyse de la chaîne de cotes.....</b>	<b>25</b>
<b>6.</b>	<b>Synthèse sur les principales méthodes.....</b>	<b>25</b>
6.1.	Les méthodes arithmétiques .....	25
6.2.	Méthode de calcul arithmétique - méthode de WC (Worst Case).....	26
6.3.	Les méthodes statistiques .....	28
6.4.	Méthode de Monte-Carlo.....	30
<b>7.</b>	<b>Vérification de la faisabilité.....</b>	<b>30</b>
7.1.	Par le calcul des IT.....	30

8.	Algorithme général.....	31
9.	Avantages et inconvénients des différentes méthodes.....	32
10.	Conclusion.....	33

### CHAPITRE 3

#### *Etude fonctionnel et tolérancement de la Cintreuse a tube manuelle*

1.	Introduction.....	34
2.	Définition de cintrage.....	34
3.	Méthodes et différents types de cintrage.....	34
4.	Description.....	34
5.	Type des cintreuses.....	35
5.1.	Cintreuse pour tôle.....	35
5.2.	Cintreuse de tubes.....	35
6.	Présentation de notre cintreuse manuelle.....	35
7.	Etude fonctionnelle de la cintreuse.....	36
7.1.	Présentation des jeux fonctionnels.....	36
7.2.	attribution des tolérances pour chaque cot.....	37
8.	Les équations d'ajustement.....	41
8.1.	Ajustement avec jeu.....	42
9.	Calcul des jeux fonctionnels.....	42
9.1.	Calcul du jeu A.....	42
9.2.	Calcul du jeu B.....	45
9.3.	Calcule du jeu C.....	47
9.4.	Calcule du jeu D.....	49
9.5.	Calcule du jeu E.....	51
9.6.	Calcule du jeu F.....	53
10.	les mis en plan des pieces.....	54
11.	conclusion.....	60

### CHAPITRE 4

#### *Analyse des tolérances par L'application de SolidWorks et étude Comparative*

1.	Introduction.....	61
2.	Applications de SolidWorks pour le dimensionnement et l'analyse des tolérances..	61

<b>3. TolAnalyst .....</b>	<b>61</b>
<b>4. DimXpert.....</b>	<b>62</b>
<b>4.1. Fonctions.....</b>	<b>62</b>
<b>4.2. Reconnaissance des fonctions .....</b>	<b>62</b>
<b>4.3. Reconnaissance de la topologie.....</b>	<b>63</b>
<b>4.4. Utilisation de DimXpert.....</b>	<b>63</b>
<b>4.5. Pour définir les options de DimXpert.....</b>	<b>63</b>
<b>5. Pour insérer manuellement des cotes et des tolérances géométriques au moyen de DimXpert.....</b>	<b>64</b>
<b>6. Tolérance de cotation automatique.....</b>	<b>65</b>
<b>7. Application de dimXpert sur les pièces de la cintrreuse.....</b>	<b>66</b>
<b>7.1. Dimensionnement de la tige2 par dimXpert.....</b>	<b>66</b>
<b>7.2. Applique DimXpert sur la pièce Galet.....</b>	<b>67</b>
<b>7.3. Applique DimXpert sur le Crochet.....</b>	<b>68</b>
<b>7.4. Applique DimXpert sur la Pièce .....</b>	<b>69</b>
<b>7.5. Applique dimXpert sur le Boulon.....</b>	<b>70</b>
<b>8. Comment utiliser le TolAnalyst pour calculer les jeux et les tolérances.....</b>	<b>71</b>
<b>9. Calcul des jeux et les tolérances.....</b>	<b>72</b>
<b>9.1. Calcul le jeu A par TolAnalyst.....</b>	<b>72</b>
<b>9.2. Calcul du jeu B par TolAnalyst .....</b>	<b>73</b>
<b>9.3. Calcul le jeu C par TolAnalyst.....</b>	<b>74</b>
<b>9.4. Calcul du jeu D par TolAnalyst.....</b>	<b>75</b>
<b>9.5. Calcul du jeu E par TolAnalyst.....</b>	<b>76</b>
<b>9.6. Calcul du jeu F par TolAnalyst.....</b>	<b>77</b>
<b>10. Conclusion.....</b>	<b>78</b>
<b>Conclusion Général .....</b>	<b>79</b>



# LISTE DES FIGURES

## Chapitre 1

Figure1-1 : Exemple sur la cotation.....	4
Figure 1-2: Exemple de la cotation fonctionnelle.....	6
Figure 1-3:La cote condition ou le jeu.....	7
Figure1-4: exemple d'une clé pour manoeuvrer un écrou.....	8
Figure 1-5 : la clé et l'écrou.....	8
Figure1- 6: Exemple d'une chaine de cote.....	10
Figure 1-7: Modélisation des chaînes de cotes.....	11
Figure 1-8 : Typologie des tolérances.....	14
Figure 1-9: tolérance dimensionnelle.....	15
Figure 1-10: tolérance géométriques.....	16
Figure1-11 : Écritures des références.....	17
Figure 1-12 : tolerance geometrique.....	18
Figure 1-13 : exemple d'ajustement .....	19

## Chapitre 2

Figure 2-1: Processus de tolérancement.....	23
Figure 2-2 : Processus de tolérancement.....	24
Figure 2-3: Modèle SADT de résolution d'un problème de tolérancement.....	25
Figure 2-4 : Assemblage de deux pièces.....	28
Figure2-5 : exemple graphe statistique .....	29
Figure 2-6: algorithme générale.....	31

## Chapitre 3

Figure 3-1 : cintreuse manuelle.....	35
Figure 3.2:cintreuse manuelle .....	36
Figure 3-3: présentation de la chaine de cote (A) .....	43
Figure 3-4:présentation de la chaine de cote (B).....	45
Figure 3-5:présentation de la chaine de cote (C).....	47
Figure 3-6:présentation de la chaine de cote (D) .....	49
Figure 3-7:présentation de la chaine de cote (E).....	51
Figure 3-8: présentation de la chaine de cote (f) .....	53

## Chapitre 4

Figure 4. 1: Pièce cotée par DimXpert.....	65
Figure 4-2 : la pièce cotée automatiquement par dimXpert.....	66
Figure 4-3 : la tige cotée par DimXpert .....	67
Figure 4-4 : la pièce galet cotée par DimXpert .....	68
Figure 4-5 : le crochet coté par DimXpert .....	69

Figure 4-6: Pièce 3 coté par DimXpert .....	70
Figure4-7 : boulon coté par DimXpert.....	71
Figure 4-8: résultat final du jeu A .....	72
Figure4-9: résultat final du jeu B .....	73
Figure 4-10 : résultats final du jeu C.....	74
Figure 4-11 : résultat final du jeu D .....	75
Figure 4-12 : résultat final du jeu E.....	76
Figure 4-13 : résultat final du jeu F.....	77

# LISTE DES FIGURES

## Chapitre 1

Figure1-1 : Exemple sur la cotation.....	4
Figure 1-2: Exemple de la cotation fonctionnelle.....	6
Figure 1-3:La cote condition ou le jeu.....	7
Figure1-4: exemple d'une clé pour manœuvrer un écrou.....	8
Figure 1-5 : la clé et l'écrou.....	8
Figure1- 6: Exemple d'une chaine de cote.....	10
Figure 1-7: Modélisation des chaînes de cotes.....	11
Figure 1-8 : Typologie des tolérances.....	14
Figure 1-9: tolérance dimensionnelle.....	15
Figure 1-10: tolérance géométriques.....	16
Figure1-11 : Écritures des références.....	17
Figure 1-12 : tolerance geometrique.....	18
Figure 1-13 : exemple d'ajustement .....	19

## Chapitre 2

Figure 2-1: Processus de tolérancement.....	23
Figure 2-2 : Processus de tolérancement.....	24
Figure 2-3: Modèle SADT de résolution d'un problème de tolérancement.....	25
Figure 2-4 : Assemblage de deux pièces.....	28
Figure2-5 : exemple graphe statistique .....	29
Figure 2-6: algorithme générale.....	31

## Chapitre 3

Figure 3-1 : cintreuse manuelle.....	35
Figure 3.2:cintreuse manuelle .....	36
Figure 3-3: présentation de la chaine de cote (A) .....	43
Figure 3-4:présentation de la chaine de cote (B).....	45
Figure 3-5:présentation de la chaine de cote (C).....	47
Figure 3-6:présentation de la chaine de cote (D) .....	49
Figure 3-7:présentation de la chaine de cote (E).....	51
Figure 3-8: présentation de la chaine de cote (f) .....	53

## Chapitre 4

Figure 4. 1: Pièce cotée par DimXpert.....	65
Figure 4-2 : la pièce cotée automatiquement par dimXpert.....	66
Figure 4-3 : la tige cotée par DimXpert .....	67
Figure 4-4 : la pièce galet cotée par DimXpert .....	68
Figure 4-5 : le crochet coté par DimXpert .....	69

Figure 4-6: Pièce 3 coté par DimXpert .....	70
Figure4-7 : boulon coté par DimXpert.....	71
Figure 4-8: résultat final du jeu A .....	72
Figure4-9: résultat final du jeu B .....	73
Figure 4-10 : résultats final du jeu C.....	74
Figure 4-11 : résultat final du jeu D .....	75
Figure 4-12 : résultat final du jeu E.....	76
Figure 4-13 : résultat final du jeu F.....	77

CFAO : conception et fabrication assisté par ordinateur  
CAO : conception assisté par ordinateur  
IT : Intervalle de tolérance  
S.L : surface de liaison  
BE : bureau d'étude  
BM : bureau de méthode  
CC : cote condition  
Cf : cote de fabrication  
Cb : cote de brute  
ISO : norme international de l'ISO  
GD &T : géométrique dimensioning end tolérancing  
GPS : spécification géométrique du produit  
DM : dimension maximal  
Dm : dimension minimal  
JM : jeu maximal  
Jm : jeu minimal  
ES : écart supérieur  
EI : écart inferieure  
Mm : unité de cote  
a : notion d'arbre  
A : notion d'alisage  
MMC : méthode mointe carlo  
MPC : méthode pire de cas  
MCNP : monte carlo N.partiel transporte  
TNC : taux de nom conformité  
WC : worst case  
f : represent la relation entre les entrés et les sortie  
x : la dimension a contrôlé  
CAT: Computer aided tolérancing

# **RESUME**

*Les effets des choix de tolérances ont une grande influence sur la qualité des pièces, donc sur la qualité de l'assemblage et par la suite sur le prix de revient du produit fini. La maîtrise des tolérances au plus juste et au plus tôt permet de diminuer les délais et les coûts de production et donc, en partie, de diminuer le coût final du produit.*

*L'objectif de ce projet est de dimensionner un mécanisme qui est une cintreuse à tube 14mm manuelle et de déterminer les tolérances dimensionnelles de ses différentes pièces afin d'assurer les fonctions exigées en calculant les différents jeux fonctionnels.*

*L'environnement SolidWorks nous a permis par la suite de calculer les jeux et les tolérances dimensionnels et géométriques à l'aide des fonctions Dimxpert et Tolanalyst.*

**Mots clés :** *cotation fonctionnelle, tolérances, analyse, synthèse, cintreuse, Solidworks, Dimxpert, Tolanalyst.*

# *ABSTRACT*

*The effects of the choice of tolerances have a great influence on the quality of the parts, so the quality of the assembly and subsequently the cost of the finished product. Control tolerances fairer and earlier reduces the time and cost of production and therefore, in part, to reduce the final cost of the product.*

*The objective of this project is to size a mechanism that is a 14mm tube bender manual and determine the dimensional tolerances of its parts to perform the functions required by calculating the various functional games.*

*The SolidWorks environment allowed us later to calculate the games and the dimensional and geometric tolerances using DimXpert TolAnalyst and functions.*

*Key Words: functional dimensioning, tolerances, analysis, synthesis, bender, Solidworks, DimXpert, TolAnalyst.*

## ملخص

الآثار المترتبة على اختيار مجال السماح يكون له تأثير كبير على نوعية الأجزاء و نوعية التجميع و هذا يؤثر على تكلفة المنتج النهائي. نوعية مجال السماح يقلل من الوقت الإنتاج

الهدف من هذا المشروع تحديد أبعاد جهاز طيات البدوي 14 ملم و تحديد مجال السماح الأبعاد الأداء المهام المطلوبة عن طريق حساب مختلف الأبعاد الوظيفية و أبعاد الشرط

سمح لنا جهاز *Solidworks* بحساب أبعاد الشرط و مجال السماح و تحديد الأبعاد باستخدام

*Tolanalyst, Dimxpert*

**الكلمات المفتاحية**. أبعاد وظيفية، مجال السماح، نموذج التحليل، نموذج التركيب، جهاز طيات

*Solidworks, Tolanalyst, Dimxpert*



## *Introduction générale*

Un produit mécanique naît d'un besoin et doit remplir des fonctions particulières. De ce fait le but de la conception d'un produit industriel est de satisfaire des exigences fonctionnelles provenant du cahier des charges et aussi des acteurs de la conception. Le coût, le délai et la qualité sont parmi ces exigences. La définition, la réalisation et le contrôle de la géométrie des pièces selon les normes sont des aspects déterminants lors de la satisfaction des exigences de conception.

La fabrication des pièces constituant le produit ne peut être réalisée selon des cotes nominales (idéales), et ce, quelque soit la précision des machines utilisées. Il est donc indispensable de bien spécifier des tolérances lors de la définition de la géométrie (la conception) des pièces composant l'assemblage, où le concepteur doit définir des états limites à chaque cote nominale associée à la géométrie. Mais sans tolérancement optimal, on risque soit d'augmenter les coûts de fabrication par des tolérances trop sévères ou mal placées, soit de produire des pièces qui ne conviendront pas dans l'assemblage ou encore des assemblages peu fiables en fonctionnement. Pour remédier à ce problème et minimiser ces couts il est impératif de mettre en place une stratégie d'aide à la spécification judicieuse des tolérances. Cette spécification constitue un vecteur de communication entre la conception et la fabrication.

Dans ce but plusieurs systèmes CFAO ont été développés pour proposer au concepteur une aide à la tolérance ment fonctionnel respectant les normes et les standards internationaux. Cette aide peut se manifester par des simulations numériques du tolérancement des assemblages lors de la conception. Cela permettra par exemple de prévoir dès la conception les risques de dysfonctionnement des assemblages, et conduira à synthétiser des valeurs de tolérances sur la base d'un certain pourcentage de rebut de pièces (taux de non-conformité).

L'objectif de ce travail est de dimensionner un mécanisme qui est une cintreuse à tube manuelle et de déterminer les tolérances dimensionnelles optimales de ses différentes pièces afin d'assurer les fonctions exigées. Pour assurer cet objectif quatre chapitres ont été développés :

Le premier chapitre présente une recherche bibliographique sur le dimensionnement et les



tolérances dimensionnelle et géométrique dans un mécanisme, le dessin des chaînes de cotes ainsi que l'ajustement pour définir les jeux fonctionnels.

Dans le deuxième chapitre on définit d'une façon générale l'analyse et la synthèse des tolérances en citant les différentes méthodologies de calcul de ces tolérances (méthode arithmétique et statistique). ; Ensuite les deux méthodes « méthode pire des cas » et « méthode de Monté Carlo » seront expliquées brièvement pour faire une comparaison entre les deux méthodologies à la fin du chapitre.

Le chapitre trois est consacré à l'étude fonctionnelle de la cintreuse à tube manuelle, en commençant par la spécification des différents jeux avant de tracer les chaîne de cote condition et pour enfin faire des calculs manuels et trouver le jeu et sa tolérance.

Dans le dernier chapitre on refait pratiquement le même travail fait au chapitre trois par l'intermédiaire d'outils informatiques. En effet l'option DimXpert de SolidWorks va nous permettre de dimensionner et choisir les tolérances dimensionnelles et géométriques pour chaque pièce de la cintreuse manuelle ; ensuite le complément TolAnalyst fera l'analyse des tolérances en calculant les jeux, maximal et minimal, avec les intervalles de tolérance, pour enfin comparer avec les résultats trouvés précédemment (manuellement) et confirmer la fonctionnalité de cette cintreuse.

A la fin, une conclusion générale et des perspectives clôtureront notre travail.

# *Chapitre 1*

*État de l'art sur la cotation*

*fonctionnelle et le tolérancement*

## **1. Introduction**

Le « dimensionnement » et le « tolérancement dimensionnel et géométrique » sont essentiels pour définir une pièce de qualité qui assure convenablement sa fonctionnalité dans un mécanisme. En effet la cotation fonctionnelle est une fonction importante qui doit définir les exigences de qualité dimensionnelles et géométriques de fabrication de pièces, juste nécessaire pour garantir les conditions du fonctionnement et de l'assemblage du produit.

Dans ce chapitre on donne un aperçu assez détaillé sur la cotation fonctionnelle, les chaînes de cotes ainsi que les tolérances et les ajustements.

## **2. Histoire des premières spécifications [1]**

La notion d'interchangeabilité a été développée par le général français Jean-Baptiste de Gribeauval dès 1765. Un des intérêts à l'époque était de pouvoir échanger des pièces défectueuses de mousquets et de pistolets avec des pièces de remplacement récupérées sur d'autres pistolets sur le champ de bataille même. C'est à ce moment-là que les notions de géométrie idéale et de réalisation imparfaite ont pris tout leur sens. Des méthodes ont été conçues pour contraindre les variations géométriques et les vérifier par des calibres entre/n'entre pas.

## **3. Cotation**

### **3.1. Généralité sur la cotation**

- Les cotes inscrites sur les dessins sont les dimensions réelles.
- Toutes les cotes, tolérances et indications sont portés en millimètre. On ne marque jamais l'unité.
- Les cotes priment sur la dimension des vues.

### 3.2.Objectif

- Définir les notions de cote fonctionnelle, de cote-condition et de chaîne de cotes.
- Donner une méthode de détermination des chaînes de cotes et indiquer les règles de représentation vectorielle.
- De définir les cotes nominales et les IT de chaque pièce, afin que les jeux soient respectés, et donc d'assurer l'interchangeabilité des pièces d'un mécanisme.
- De diminuer les coûts de fabrication en donnant les plus larges tolérances possibles.

Chacune des conditions fonctionnelles (jeu ou serrage) conduit à mettre en place sur le dessin d'ensemble:

- ∞ Soit un ajustement (cas d'un assemblage arbre/alésage)
- ∞ Soit un jeu fonctionnel (cas où le jeu dépend d'un empilement de plusieurs cotes).

### 3.3.Réalisation graphique

Le but de la cotation est de réaliser des pièces. La cotation se fait sur des dessins de définition.

On ne note que les surfaces.

On distingue 4 niveaux :

- > Pour une seule surface : - la rugosité (état de surface).  
- la forme.
- > Entre plusieurs surfaces : - la position, l'orientation.  
- les dimensions.

La figure 1-1 donne un exemple sur la cotation :

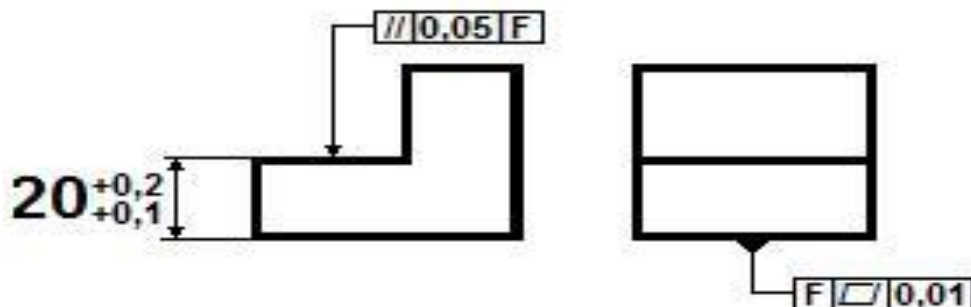


Figure1-1 : Exemple sur la cotation

### **3.4. Forme et dimensions nominales [2]**

Une pièce industrielle est définie par les bureaux d'études afin d'assurer une fonction déterminée à un prix de revient minimal. À partir d'un cahier des charges fonctionnel, le concepteur choisit les solutions techniques et définit le dessin d'ensemble, puis le dessin de définition, qui permettra ensuite aux services des méthodes de choisir le procédé d'élaboration et le moyen de vérification.

Une pièce est ainsi définie par :

- sa forme nominale, limitée par des surfaces géométriques simples (plans, cylindres, cônes, etc.) ou complexes et définie soit par des dessins conventionnels, soit par des équations mathématiques dans le cas de la conception assistée par ordinateur (CAO) ;
- ses dimensions nominales, définies par des valeurs numériques (appelées aussi cotes sur les dessins).

### **3.5. Principes de cotation [2]**

Selon le principe de l'enveloppe, les tolérances dimensionnelles définissent deux surfaces enveloppes entre lesquelles doit être comprise la surface réelle : d'après les normes française actuelles, c'est ce principe qui s'applique si aucune spécification particulière n'est portée au plan.

Cependant, il n'est pas toujours nécessaire, pour la fonction de la pièce, de lier la tolérance dimensionnelle et la tolérance de forme, il est alors possible d'utiliser le principe de l'indépendance.

## **4. Cotation fonctionnelle : pourquoi ? [4]**

Un mécanisme est constitué de différentes pièces. Pour que ce mécanisme fonctionne, des conditions doivent être assurées (jeu, dépassement, retrait, serrage, etc....).

La cotation fonctionnelle permet de rechercher les différentes cotes à respecter pour que les conditions soient assurées.

Les cotes obtenues sont appelées (cotes fonctionnelles), elles peuvent être:

- Un jeu (appelé jeu fonctionnel)
- Un serrage (écrasement d'un joint par exemple)
- Une course (déplacement piston...)
- Une cote (longueur d'un ressort > effort exercé)

Une cote fonctionnelle est donc une cote tolérancée appartenant à une pièce ayant une influence sur la cote condition, elle a une influence, dans la mesure où elle varie dans son intervalle de tolérance, sur la valeur d'une cote-condition. Une cote fonctionnelle est délimitée, à ses extrémités, par deux surfaces d'appui ou par une surface d'appui et une surface terminale.

#### 4.1. But de la cotation fonctionnelle

En dessin technique, la cotation fonctionnelle a pour but de définir les dimensions et les positions relatives des surfaces d'une pièce en faisant un choix raisonné pour les tolérances, appuyé sur l'analyse fonctionnelle des formes, et ainsi déterminer les cotes qui assureront, avec les tolérances les plus larges, les conditions de fonctionnement (jeux fonctionnels) de la pièce dans son mécanisme. Les tolérances établissent un compromis entre la précision requise pour un fonctionnement satisfaisant et les contraintes techniques et économiques de la fabrication.

#### 4.2. Cotes fonctionnelles sur un dessin de définition de produit

On reporte les cotes fonctionnelles relatives aux différentes pièces qui apparaissent lors de l'établissement de la chaîne de cote pour une condition définie. Les cotes fonctionnelles sont les cotes qu'il faut contrôler.

Comme montré sur la figure 1-2, les cotes peuvent être linéaires, angulaires ou radiales.

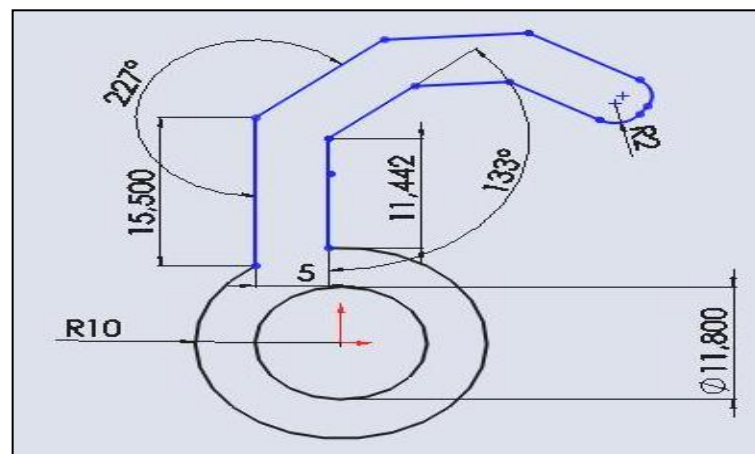


Figure 1-2: Exemple de la cotation fonctionnelle

## 5. Cote condition ou jeu [3]

Une cote condition est une cote tolérancée qui exprime une exigence liée à l'assemblage, ou au fonctionnement du mécanisme ou à l'assemblage d'un ensemble de pièces.

- Elle s'inscrit sur le dessin d'ensemble.
- Elle est orientée de gauche à droite, ou de bas en haut.

La figure 1-3 donne un exemple d'orientation de cote condition.

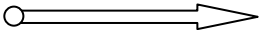



Figure 1-3: La cote condition ou le jeu

### 5.1. Représentation de la cote condition

Une cote condition doit être représentée sur un dessin comme illustré sur le tableau suivant :

Tableau 1-1 : représentation de la cote condition

Cote Condition Horizontale	Cote Condition Verticale
<p>De gauche à droite un point à gauche une flèche à droite</p> 	<p>De bas en haut : un point en bas une flèche en haut.</p> 

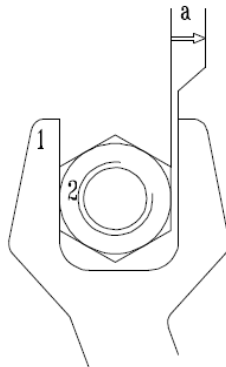
### 5.2. Exemple de cote condition fonctionnelle

Soit l'exemple suivant d'une clé pour manœuvrer un écrou, figure 1-4.

Condition fonctionnelle : Pour que la clé puisse servir à manœuvrer l'écrou, il faut qu'il y ait un jeu entre la clé et l'écrou.

La condition fonctionnelle est représentée sur le dessin par un vecteur à double trait orienté. Ce vecteur est appelé "COTE CONDITION".



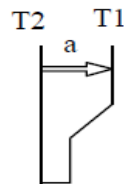


**Figure1-4:** exemple d'une clé pour manœuvrer un écrou [4]

### 5.2.1. Surfaces terminales

Les surfaces terminales sont les surfaces perpendiculaires à la direction de la cote condition qui limitent celle ci.

Exemple : la clé et l'écrou



**Figure 1-5 :** la clé et l'écrou [4]

Surface terminale en contact avec la clé (1) est ici appelée T1.

Surface terminale en contact avec l'écrou (2) est ici appelée T2

### 5.2.2. Surfaces de liaison

Pour assurer une condition il est nécessaire d'avoir des surfaces de liaison (S. L.).

Ces surfaces sont les surfaces de contact entre les pièces dont la direction est perpendiculaire à celle de la cote condition.

## 6. Chaîne de cotes

### 6.1. Définition [5]

Une chaîne de cotes rassemble toutes les cotes fonctionnelles ayant une influence sur la valeur d'une même cote condition ou jeu. L'ensemble de ces dimensions, ou « maillons », disposées en série, bout à bout forme une boucle.

Une chaîne de cotes est constituée :

- D'une et une seule cote condition (cote BE ou cote BM).
- De  $CF$  ou de  $Cb$  (cote de brut)

$$Cc = \Sigma CF + \Sigma Cb$$

Dans un mécanisme complexe, la détermination n'est pas toujours simple. Le recours à la chaîne de cote est la démarche univoque permettant de désigner les cotes de pièces ayant une influence sur le jeu. L'idée est la suivante : si le mécanisme est correctement tassé, c'est-à-dire avec toutes les pièces calées par contact franc, le jeu est concentré en un seul endroit. Ainsi, en passant de surface d'appui en surface d'appui, on peut parcourir un chemin depuis l'origine du vecteur jeu jusqu'à son extrémité.

- Les cotes orientées vers la droite (sens positif du jeu) font augmenter le jeu.
- Les cotes orientées vers la gauche (sens négatif) font diminuer le jeu.

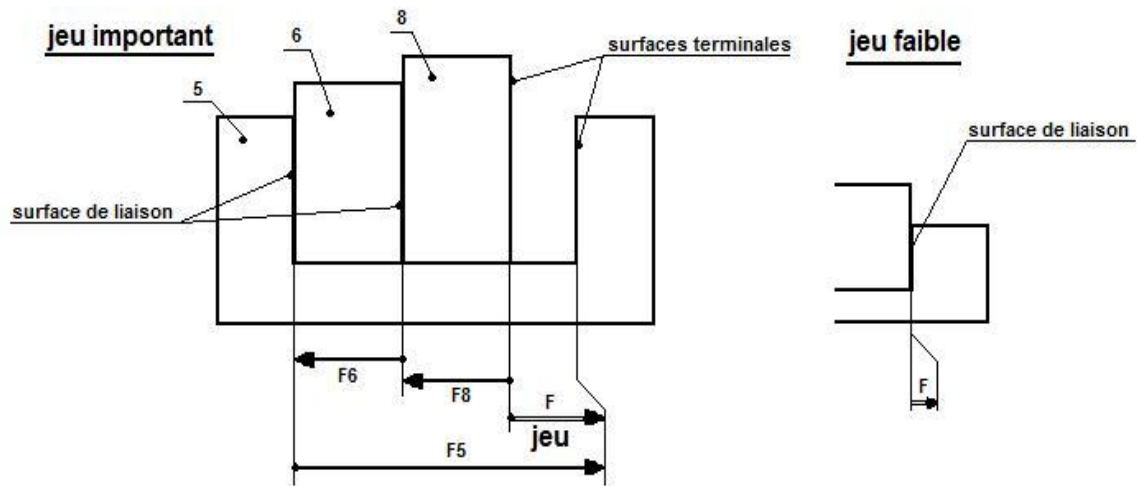
Si le jeu traduit une condition de fonctionnement du mécanisme, chaque cote est alors un élément de cotation fonctionnelle de la pièce, et fait l'objet d'une attention plus serrée qu'une simple cote dimensionnelle.

## 6.2.Établissement d'une chaîne de cotes

Méthode de tracé d'une chaîne de cote :

- ✓ Il faut d'abord découvrir et repérer toutes les cotes qui sont fonctionnelles pour un jeu  $J$  donné, c'est-à-dire toutes les cotes qui, lorsqu'elles varient dans leur intervalle de tolérance, ont une influence sur la valeur de ce jeu.
- ✓ Partir de l'origine du vecteur modélisant la cote condition. Cette origine touche une pièce ; tracer un vecteur ayant pour origine, l'origine de la CC. et pour extrémité la surface de liaison (S L) en contact avec une autre pièce.
- ✓ Continuer en traçant un vecteur sur cette autre pièce... ainsi de suite jusqu'à ce que l'extrémité du dernier vecteur touche la surface terminale en contact avec l'extrémité de la cote condition.

Dans l'exemple suivant (figure 1-6) la chaîne de cote est représentée et montre le jeu  $F$  entre les pièces 5 et 8, Ce jeu important est représenté alors que le jeu faible n'est pas représenté.

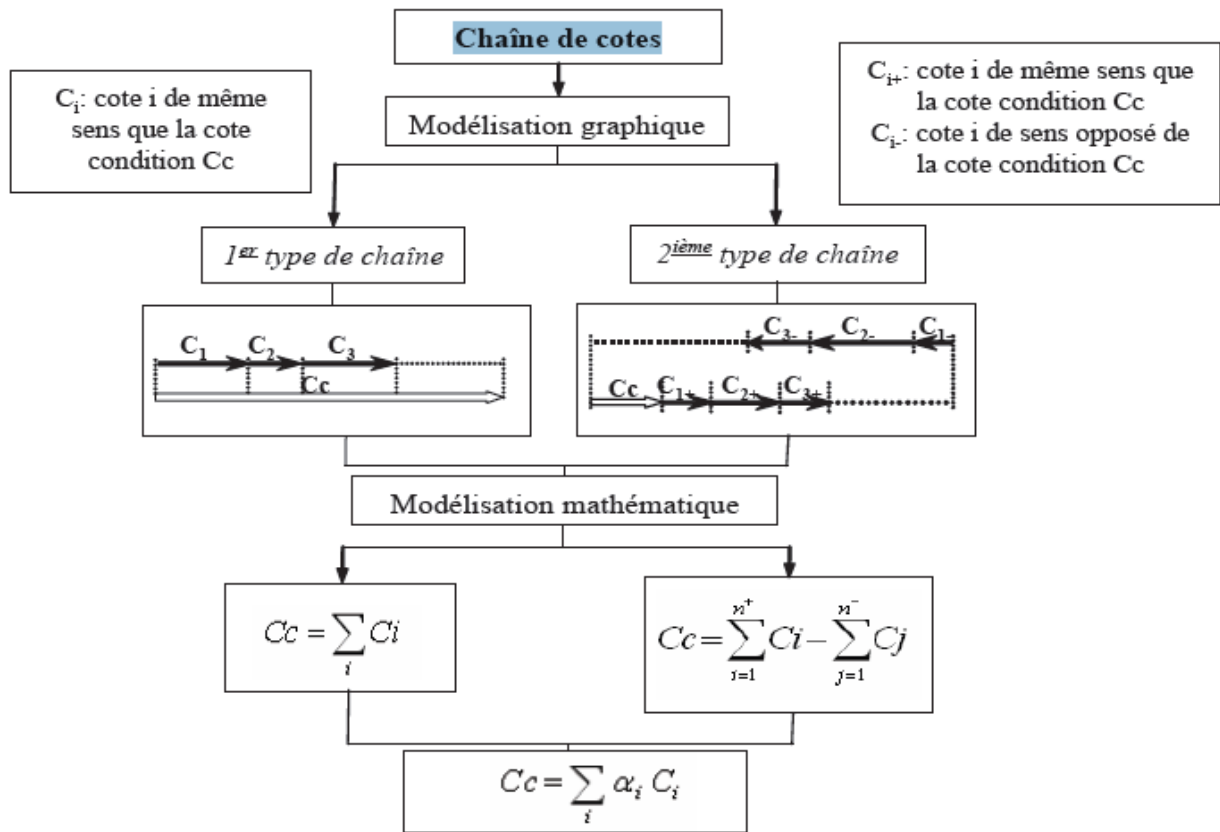


**Figure1- 6:** Exemple d'une chaîne de cote

### 6.3.Règles à respecter

- Les cotes sont positives dans le sens du vecteur cote-condition et négatives dans le sens opposé
- Il n'y a qu'une seule cote par pièce dans une chaîne de cote
- Une cote relie toujours deux surfaces d'une même pièce
- L'origine du premier vecteur est confondue avec l'origine du vecteur cote-condition (le point)
- L'extrémité du dernier vecteur est confondue avec l'extrémité du vecteur cote condition (la flèche)
- La chaîne de cotes est minimale (Chemin le plus court possible)

L'algorithme suivant (figure 1-7) montre les différentes étapes à suivre pour établir une chaîne de cotes :



**Figure 1-7: Modélisation des chaînes de cotes [8]**

$N +$  = nombre de pièces selon la cote condition Cc

$N -$  = nombre de pièces selon le sens inverse de la cote condition Cc

$\alpha = 1$  pour les cotes de même sens que la cote condition,  $\alpha = -1$  pour les cotes de sens opposées que la cote condition

## 7. Calcul des cotes

Trois relations permettent de déterminer la valeur d'une cote composante ou de la condition fonctionnelle:

La valeur de la condition fonctionnelle mini est égale à la somme des valeurs des cotes composantes mini orientées dans le même sens sur la chaîne de cote moins la somme des cotes composantes Maxi orientées en sens inverses (Condition mini = composantes mini même sens - composantes Maxi sens inverse).

La valeur de la condition fonctionnelle Maxi est égale à la somme des valeurs des cotes composantes Maxi Orientées dans le même sens sur la chaîne de cote moins la somme des

cotes composantes mini orientées en sens inverses. (Condition Maxi = composantes Maxi même sens - composantes mini sens inverse).

La somme des **IT** (intervalles de tolérance) des cotes composantes est égale à l'**IT** de la condition fonctionnelle.

## **8. La norme ISO [7]**

Cette norme internationale traite du domaine de la spécification et se présente sous forme d'un langage graphique. Elle a pour but de proposer des moyens d'exprimer les limites réelles (usinées) d'une pièce par rapport aux surfaces correspondantes du modèle parfait (celui provenant de la CAO). Cette définition normalisée repose sur :

- Un Principe
- Des exigences
- Des tolérances dimensionnelles
- Des tolérances géométriques

Il est à souligner que lorsque l'on parle de cotation fonctionnelle ou plus communément de tolérancement, cela englobe les tolérances dimensionnelles ainsi que les tolérances géométriques. Les Anglo-saxons utilisent quant à eux l'expression plus fidèle de « Géométric Dimensioning and Tolerancing » (GD&T).

### **8.1. Utilité [1]**

Une pièce est manufacturée pour remplir des fonctions. Certaines fonctions ne sont remplies que si la pièce a une forme définie, ce qui détermine la manière dont elle est conçue, dessinée. Cependant, l'objet réel, fabriqué, possède des défauts. La cotation fonctionnelle a pour but de définir les défauts acceptables.

Dans la cotation fonctionnelle on distingue

- les tolérances dimensionnelles qui déterminent les dimensions (longueur, largeur, rayon ou diamètre, ...) ainsi que le jeu permettant le montage, le démontage et les mouvements

- les tolérances géométriques.

La cotation GPS a pour but de lever les ambiguïtés sur les plans. En particulier, l'organisation de l'entreprise tend de plus en plus vers l'externalisation (recours à la sous-traitance) et l'internationalisation. La personne qui doit interpréter le plan n'a donc pas nécessairement les mêmes habitudes que la personne qui l'a conçu. La mise en œuvre de la cotation GPS est surtout intéressante dans le contexte des grandes séries en raison de la démarche à mettre en route en particulier de formation des différents intervenants et de contrôle.

## **9. Intervalle de tolérance [20]**

Une pièce peut être mesurée de façon précise, à l'aide d'un pied à coulisse, d'un micromètre ou d'un autre instrument de mesure. On accède de cette façon à la dimension de la pièce. Sur un dessin technique, les solides sont modélisés. On y indique les dimensions admissibles pour le bon fonctionnement à l'aide des cotes.

Celles-ci sont constituées d'une cote nominale et d'un intervalle de tolérance (**IT**) autour de cette cote nominale. L'intervalle de tolérance est donc la plage de variation autorisée à la surface dimensionnée.

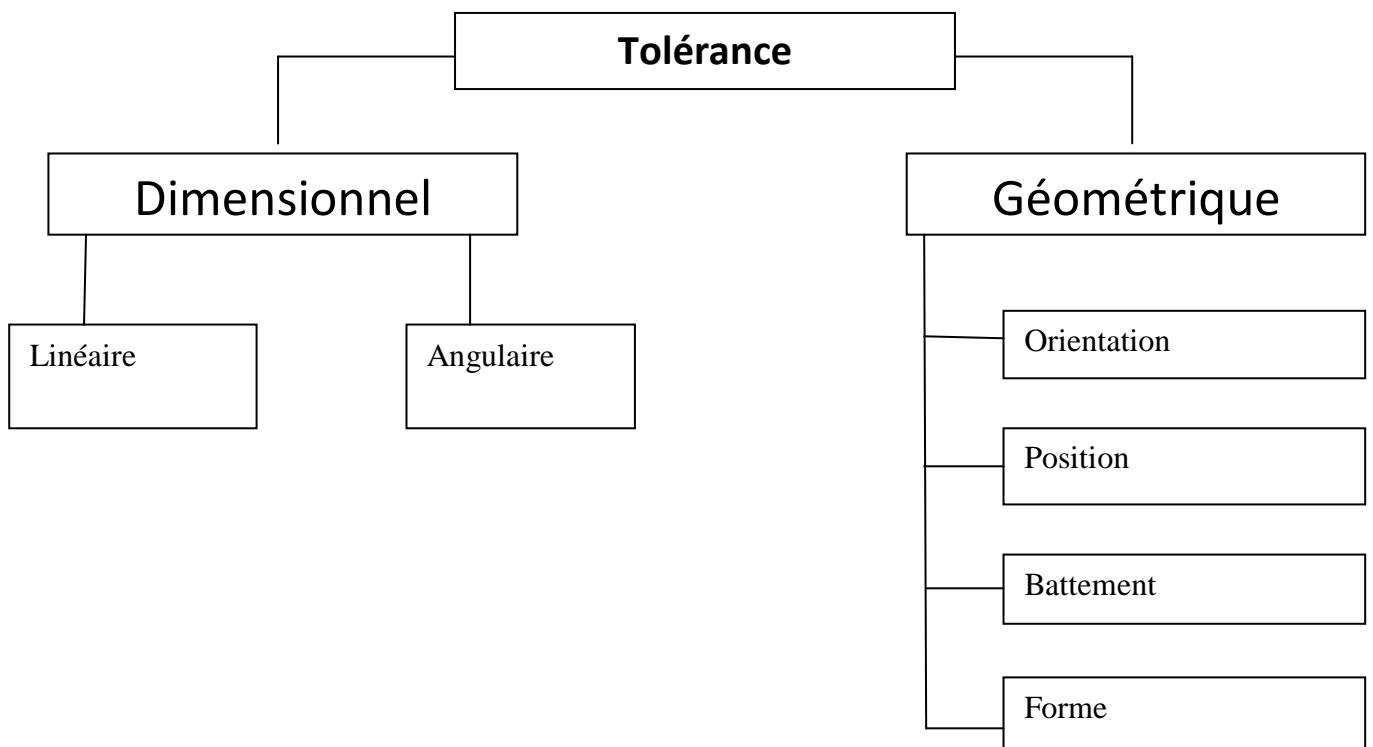
Le problème de la cotation est lié au problème de la fabrication des pièces mécaniques. La dispersion des dimensions d'une pièce exécutée en série suit une distribution gaussienne. Cette dispersion varie suivant le procédé utilisé. Les pièces se trouvant en dehors de l'IT iront au rebut. La réduction de l'IT a pour conséquence d'augmenter considérablement le coût d'une pièce.

### **9.1. Choix des tolérances**

Les tolérances sont le plus souvent choisies par une procédure itérative. En effet, au début on commence par choisir, à partir des tables de tolérances technologiques, les tolérances les plus larges. Ensuite on contrôle si elles vérifient les exigences fonctionnelles. Si ces dernières sont violées alors on réduit les tolérances tout en respectant les contraintes de fabrication. Cette réduction se fera particulièrement sur les cotes facilement réalisables,

puisque leur influence sur l'exigence fonctionnelle, d'une part et sur le cout, d'autre part, est grande.

Dans un dessin de définition on trouve les tolérances dimensionnelles et les tolérances géométriques :

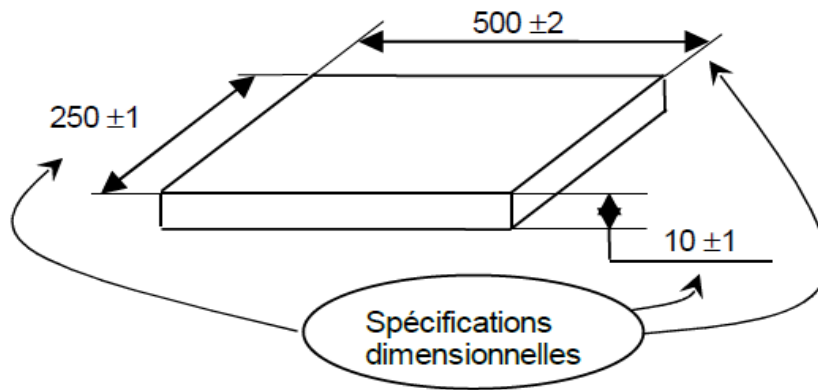


**Figure 1-8 : Typologie des tolérances [8]**

## **10. Tolérances dimensionnelles**

La forme la plus basique de cotation, il s'agit d'une double flèche pointant sur deux lignes de rappels. Cette cotation indique la distance séparant deux points dans la direction définie par la ligne de cote. Cette valeur est accompagnée d'un intervalle de tolérance. Toutefois ce moyen de cotation est insuffisant pour garantir la définition géométrique d'une pièce.

La figure (1-9) suivante donne un exemple où les spécifications sont utilisées directement au niveau des chaînes de cotes (ex :  $250 \pm 1$ )



**Figure 1-9: Tolérances dimensionnelles [3]**

La tolérance dimensionnelle  $t$  est la spécification qui définit la variation admissible de dimension d'un élément. Elle est égale à la différence entre la dimension maximale  $DM$  et la dimension minimale  $Dm$  de cet élément (arbre ou alésage). La zone de tolérance est la portion d'espace à l'intérieur de laquelle doit se situer l'élément considéré.

Le jeu maximal  $JM$  est égal à la différence entre la dimension maximale  $DM$  de l'alésage et la dimension minimale  $Dm$  de l'arbre, tandis que le jeu minimal  $Jm$  est égal à la dimension minimale  $Dm$  de l'alésage moins la dimension maximale  $DM$  de l'arbre :

$$JM = DM (\text{alésage}) - Dm (\text{arbre}) \quad (1-1)$$

$$Jm = Dm (\text{alésage}) - DM (\text{arbre}) \quad (1-2)$$

Remarque : L'unité courante des dimensions linéaires des dessins de construction mécanique, électrique et électronique est le millimètre.

### 10.1. Ecriture d'une cote tolérance

Cote nominale : Dimension ou cote qui sert de référence pour l'identification et l'inscription sur les dessins

Ecart supérieur : Egal à la différence entre la cote maxi et la cote nominale

$$ES = C_{\max} - C_{\text{nom}} \quad (1-3)$$

Ecart inférieur : Egal à la différence entre la cote mini et la cote nominale

$$EI = C_{\text{mini}} - C_{\text{nom}} \quad (1-4)$$

Notion d'arbre : Désigne une pièce contenue (minuscule)

Notion d'alésage : Désigne une pièce contenant (majuscule)



Une cote tolérancée est inscrite à partir de la cote nominale et des deux écarts. L'intervalle de tolérance n'est pas forcément symétrique par rapport à la cote nominale.

- Les écarts sont inscrits dans la même unité que la cote nominale (mm)
- Placer toujours l'écart supérieur au-dessus de l'écart inférieur
- Ne pas mettre de signe lorsque l'écart est nul
- Lorsque la tolérance est répartie symétriquement par rapport à la cote nominale

## 11. Tolérances géométriques [2]

De même que ses dimensions nominales ne peuvent être réalisées parfaitement, la forme nominale d'une pièce ne peut être parfaite, et il peut être nécessaire pour la fonction de limiter aussi par des tolérances ses écarts de forme (par exemple, planéité pour une glissière, cylindricité pour des axes de rotation, etc.), ainsi que l'orientation (parallélisme, perpendicularité, etc.) et la position des surfaces entre elles (localisation, coaxialité, symétrie pour des pièces destinées à s'assembler, etc.). Pour les pièces en rotation, le battement permet de limiter l'ensemble de ces trois clauses par rapport à l'axe de rotation.

L'ensemble de ces tolérances de forme, d'orientation, de position et de battement constitue les tolérances géométriques. Les écarts correspondants sont appelés écarts du premier ordre.

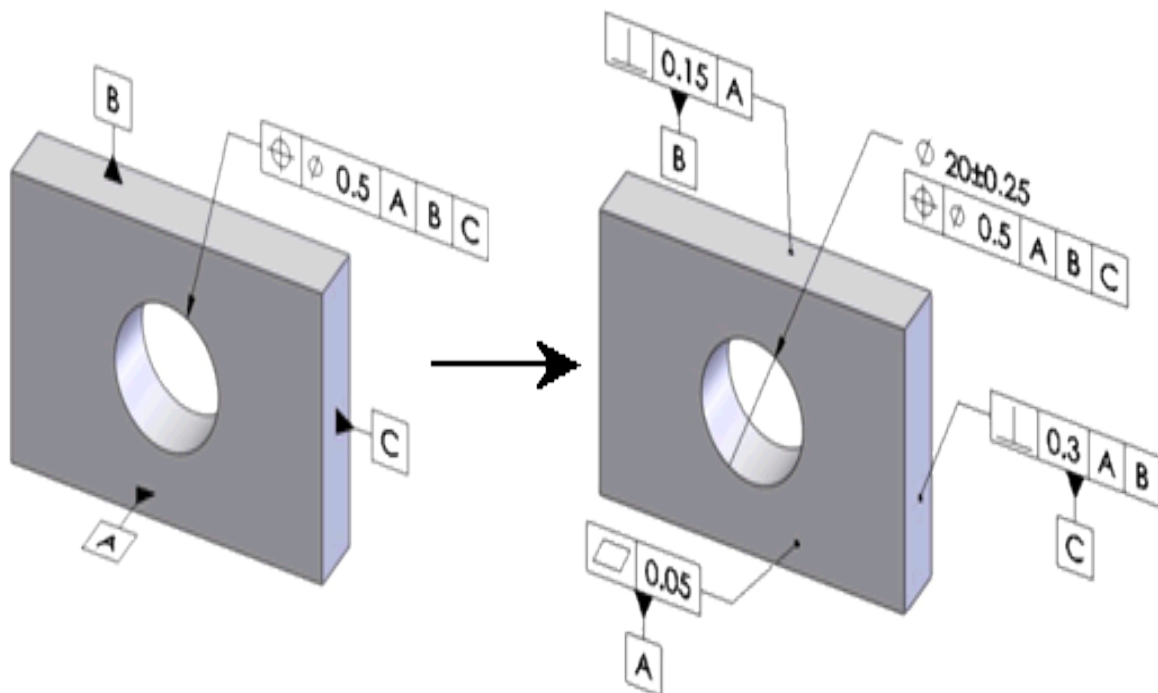


Figure 1-10: tolérance géométriques

### 11.1. Écritures des références

Le système de référence ordonné est un système construit progressivement à partir des références réelles spécifiées indiquées dans les cases du cadre de tolérance.

L'ordre de construction est donné de la gauche vers la droite. Ainsi la référence la plus à gauche est la référence primaire, la suivante la référence secondaire, tertiaire.

Théoriquement on peut aller jusqu'à 6 références si les références sont dérivées de points extraits des surfaces réelles. En général, trois références suffisent (plan, droite, point) pour construire un système de référence complet.

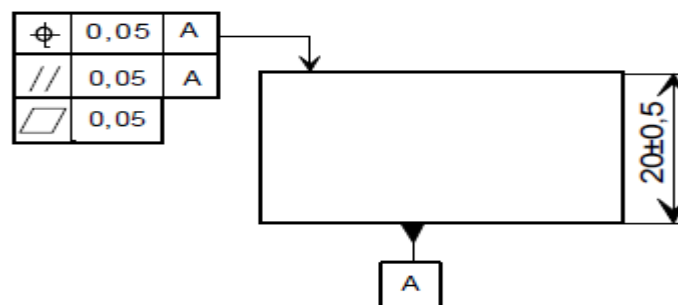


Figure1-11 : Écritures des références

### 11.2. Tolérances d'états de surface

Alors que les tolérances dimensionnelles et géométriques s'appliquent en général à l'ensemble de la surface, il est souvent nécessaire de limiter aussi les écarts micro géométriques de surface (appelés couramment états de surface) que l'on observe en agrandissant l'échelle d'observation :

- L'ondulation influe sur l'aspect et l'étanchéité. C'est, par exemple, la peau d'orange des surfaces peintes, le grain des surfaces sablées, les facettes de pièces rectifiées, etc. L'ondulation constitue les écarts du deuxième ordre.
- La rugosité est en général sensible à l'angle et influe sur le frottement, l'usure, etc. La rugosité constitue les écarts du troisième ordre.

Le tableau suivant représente les différents types de tolérances existantes :

**Tableau 1-2: tolérance geometrique [19]**

Les tolérances géométriques - ISO 1101			
type de tolérances	cas	symbole (ISO)	observation
tolérances de forme	rectitude		s'utilisent sans élément de référence
	planéité		
	circularité		
	cylindricité		
	profil d'une ligne		également utilisées avec tolérances de position, d'orientation et élément de référence
	profil d'une surface		
tolérances d'orientation	parallélisme		s'utilisent avec élément de référence (axe, plan...)
	perpendicularité		
	inclinaison		
tolérances de position	concentricité (centres) coaxialité (axes)		
	symétrie		
	localisation		
tolérances de battement	battement circulaire		
	battement total		
Symboles complémentaires			
<ul style="list-style-type: none"> <li>(E) exigence ou principe de l'enveloppe</li> <li>(F) condition à l'état libre (pièces non rigides)</li> <li>(L) exigence au minimum de matière</li> <li>(M) exigence au maximum de matière</li> <li>(P) zone de tolérance projetée</li> <li>∅ zone de tolérance cylindrique ou circulaire</li> <li>S ∅ zone de tolérance sphérique</li> </ul>	    	<ul style="list-style-type: none"> <li>indication de l'élément de référence</li> <li>dimension théoriquement exacte</li> <li>indication de référence partielle</li> <li>tout autour (profil)</li> </ul>	

## 12. Ajustements

### 12.1. Définition [2]

Dans le cas de deux pièces ajustées, les écarts et les tolérances sur chacune d'elles doivent être déterminés pour donner dans les cas extrêmes un jeu techniquement admissible.

Suivant la position respective des zones de tolérance de l'alésage et de l'arbre, l'ajustement peut être avec jeu, incertain ou avec serrage

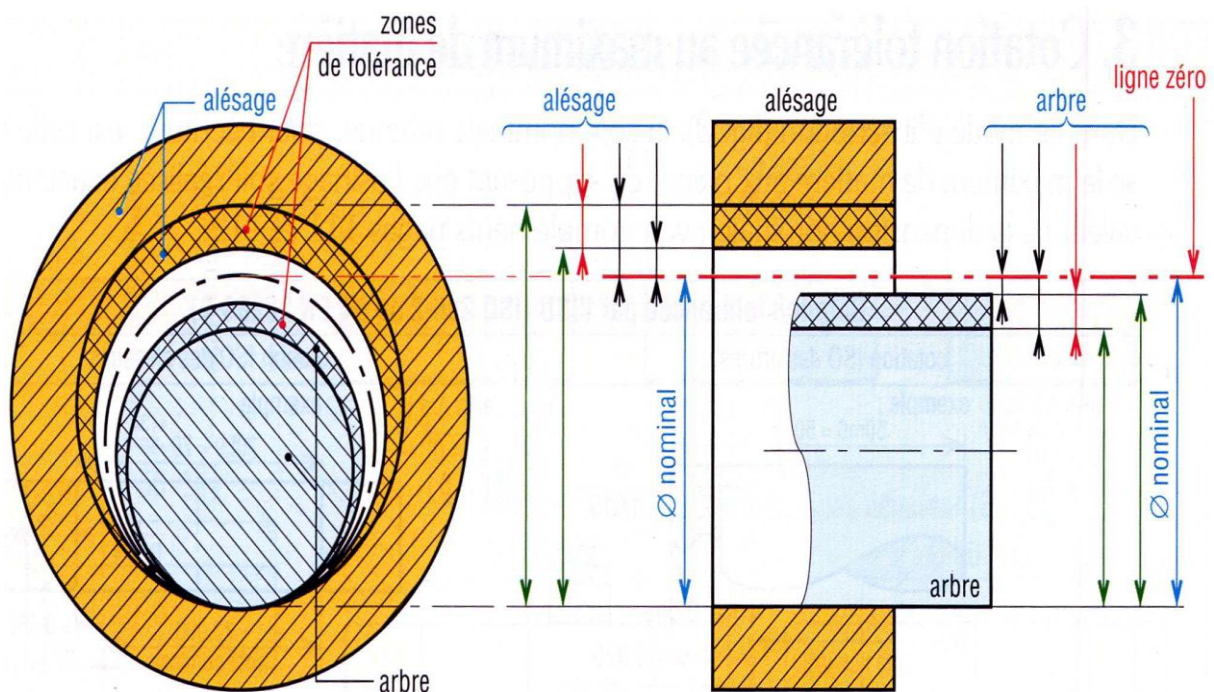


Figure 1-12 : exemple d'ajustement

Notion d'arbre : Désigne une pièce contenue (minuscule) par exemple cote : a

Notion d'alésage : Désigne une pièce contenant (majuscule) par exemple cote : A

#### 12.1.1. Ajustement avec jeu [6]

La cote effective de l'alésage est toujours supérieure à la cote effective de l'arbre. Les IT ne se chevauchent pas.

$$\text{Jeu max} = A_{\text{maxi}} - a_{\text{mini}} \quad (1-5)$$

$$\text{Jeu mini} = A_{\text{mini}} - a_{\text{maxi}} \quad (1-6)$$

$$\text{IT jeu} = IT_A + IT_a \quad (1-7)$$

### 12.1.2. Ajustement avec serrage [6]

La cote effective de l'arbre est toujours supérieure à la cote effective de l'alésage. Les IT ne se chevauchent pas.

$$\text{Serrage max} = A_{\text{mini}} - a_{\text{maxi}} \quad (1-8)$$

$$\text{Serrage mini} = A_{\text{maxi}} - a_{\text{mini}} \quad (1-9)$$

$$\text{IT serrage} = IT_A + IT_a \quad (1-10)$$

### 12.1.3. Ajustement incertain [6]

L'ajustement obtenu sera soit avec jeu, soit avec serrage. Les IT se chevauchent.

$$\text{Serrage max} = A_{\text{mini}} - a_{\text{maxi}} \quad (1-11)$$

$$\text{Jeu max} = A_{\text{maxi}} - a_{\text{mini}} \quad (1-12)$$

## 12.2. Choix de l'ajustement [6]

Le choix dépend de la liaison à réaliser et de la précision exigée pour le guidage. Les spécifications doivent être suffisantes mais non surabondantes. Une trop grande précision est inutile et chère.

Y a t il jeu ou serrage ? Les pièces sont-elles mobiles ou immobiles ? S'agit-il d'un positionnement ou d'un centrage ? La liaison doit-elle transmettre des efforts ?

## 13. Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté la notion de cotation fonctionnelle en définissant les chaînes de cotes ainsi que le tolérancement dimensionnel et géométrique. Nous avons montré que le but d'une cotation fonctionnelle est d'assurer le fonctionnement correct d'un mécanisme à partir de pièces fabriquées aux dimensions indiquées sur le dessin où le tolérancement comme tout langage normalisé représente un moyen de communication entre les différents métiers participant aux phases d'élaboration d'un produit : conception, fabrication et contrôle. Enfin l'aptitude fonctionnelle d'une pièce ou d'un ajustement donné n'est pas déterminée uniquement par la précision de ses dimensions mais dépend aussi des écarts géométriques et de l'état de surface.

## **Chapitre 2**

# ***Etat De L'art Des Méthodologies D'analyse Et De Synthèse Des Tolérances***

## **1. Introduction**

Le tolérancement permet de fixer des limites de variabilité acceptable les plus larges possibles pour diminuer les coûts de production et assurer un niveau de qualité optimale sur le produit fini. Il existe deux façons de faire les calculs de tolérancement, soit l'analyse et la synthèse.

L'analyse consiste à déterminer les tolérances de toutes les dimensions de la chaîne et de calculer les jeux maximal et minimal appelés jeux fonctionnels pour ensuite vérifier si ces jeux sont compatibles avec la fonction du mécanisme.

La synthèse quant à elle consiste à déterminer les jeux fonctionnels maximal et minimal en fonction du bon fonctionnement du mécanisme et à calculer les tolérances des autres pièces en tenant compte des contraintes des fournisseurs ou des procédés de fabrication disponibles pour la fabrication des pièces.

Dans ce chapitre on présente d'une façon générale l'analyse et la synthèse des tolérances en définissant chacune d'elles. Ensuite les différents modèles de calcul des tolérances : arithmétique et statistique, seront vus et expliqués brièvement.

## **2. Analyse et synthèse des tolérances**

### **2.1. .Analyse de la tolérance [10]**

Tâches directes, de contrôle :

La déviation limite de la composante de fermeture est déterminée sur la base des déviations limites connues de toutes les composantes partielles. Le calcul des tâches directes est clair et sert d'habitude à contrôler les composantes et les unités de montage construites selon un dessin spécifique.

## 2.2. Synthèse de la tolérance [10]

Tâches indirectes, de construction :

Les déviations limites des composantes partielles sont conçues sur la base des déviations limites connues de la composante de fermeture et des exigences de fonctionnement données. Les tâches indirectes se résolvent dans la conception des groupes de fonctionnement et de montage.

## 3. Tolérancement des cotes et méthodes de calcul des tolérances

Le tolérancement des caractéristiques d'un assemblage mécanique est très important pour l'obtention de la qualité et de la fiabilité des produits assemblés. La détermination des tolérances dans un assemblage reste un difficile compromis entre deux situations : le tolérancement "au pire des cas" et le tolérancement statistique.

Le choix de la méthode de calcul des tolérances et des déviations limites des composantes des chaînes dimensionnelles affecte la précision de production et l'interchangeabilité de montage des composantes. Par conséquent, le régime de la production et de service dépend du choix entre :

- La méthode de calcul arithmétique
- La méthode de calcul statistique

D'une façon générale, la formulation mathématique d'un problème d'analyse ou de synthèse des tolérances assure une relation entre les variables d'entrée  $X$  et les dimensions à contrôler (cote condition) :

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_n). \quad (2-1)$$

$f$  représente la relation entre les entrées et sorties, est déterminée à l'aide de l'analyse de tolérance

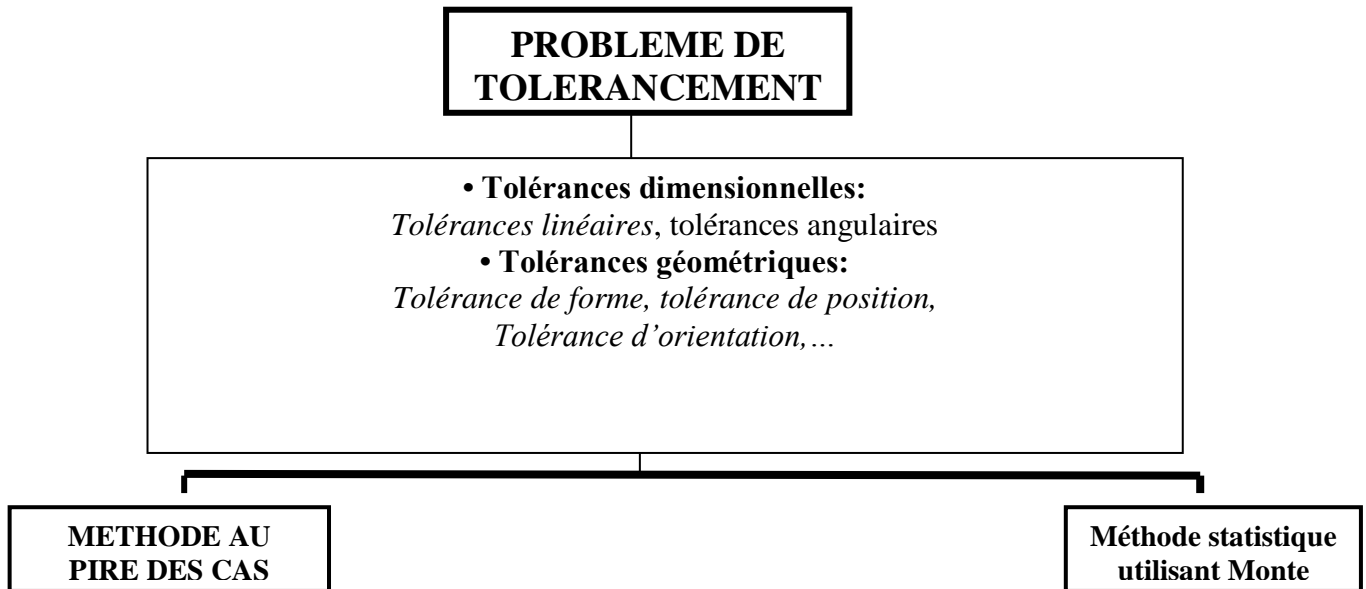
Le tolérancement au pire des cas garantit l'assemblage dans toutes les situations à partir du moment où les caractéristiques élémentaires sont dans les tolérances.

Le tolérancement statistique tient compte de la faible probabilité d'assemblages d'extrêmes entre eux et permet d'élargir de façon importante les tolérances pour diminuer les coûts. Cependant dans tous les cas de figure, ce tolérancement se traduit par un bipoint [Min



Max] qui n'est pas sans poser des problèmes en production. Une caractéristique est déclarée conforme si elle se situe "dans les tolérances".

La figure 2-1 montre le processus de tolérancement dimensionnel et géométrique :



**Figure 2-3:** Processus de tolérancement [11]

L'analyse de tolérances a pour but de déterminer l'influence des défauts sur le comportement géométrique du mécanisme, et de comparer cela aux exigences géométriques du produit.

Pour parvenir à cela, plusieurs modélisations plus ou moins proches les unes des autres ont été proposées. Ces modèles permettent de réaliser l'analyse au pire des cas et/ou en statistique.

La synthèse des tolérances, quant à elle, peut être vue comme l'opération "réciproque" de l'analyse des tolérances. Elle consiste à déterminer les intervalles de tolérances, si possible optimums, permettant de respecter les exigences fonctionnelles et de qualité. Pour affecter les intervalles de tolérance, les approches ont évolué des méthodes simplifiées vers des méthodes plus complexes. En effet, les premières approches (Scholtz, 1995) basées sur une répartition des intervalles de tolérance (méthode arithmétique ou au pire des cas) ne sont pas adaptées dans le cas de problèmes complexes car elles engendrent souvent des surcoûts de fabrication dus à des intervalles de tolérance trop réduits. Pour pallier ce problème, des approches statistiques ont été proposées (Scholtz, 1995), inspirées de la méthode Six Sigma dénommées

"semi-probabiliste" car elles s'appuient sur la théorie des probabilités sans nécessiter de calculs probabilistes particuliers. Testées et approuvées par de nombreux industriels depuis des dizaines d'années, ces approches sont très simples d'utilisation et relativement efficaces. Elles souffrent cependant d'importantes limitations car elles ne s'appliquent que sous certaines hypothèses très restrictives (dimensions Gaussiennes indépendantes, linéarité de la chaîne de cotes, etc.). De plus, elles ne permettent pas de contrôler le TNC avec précision. Enfin, la conception obtenue par ces approches n'a pas vocation à être optimale.

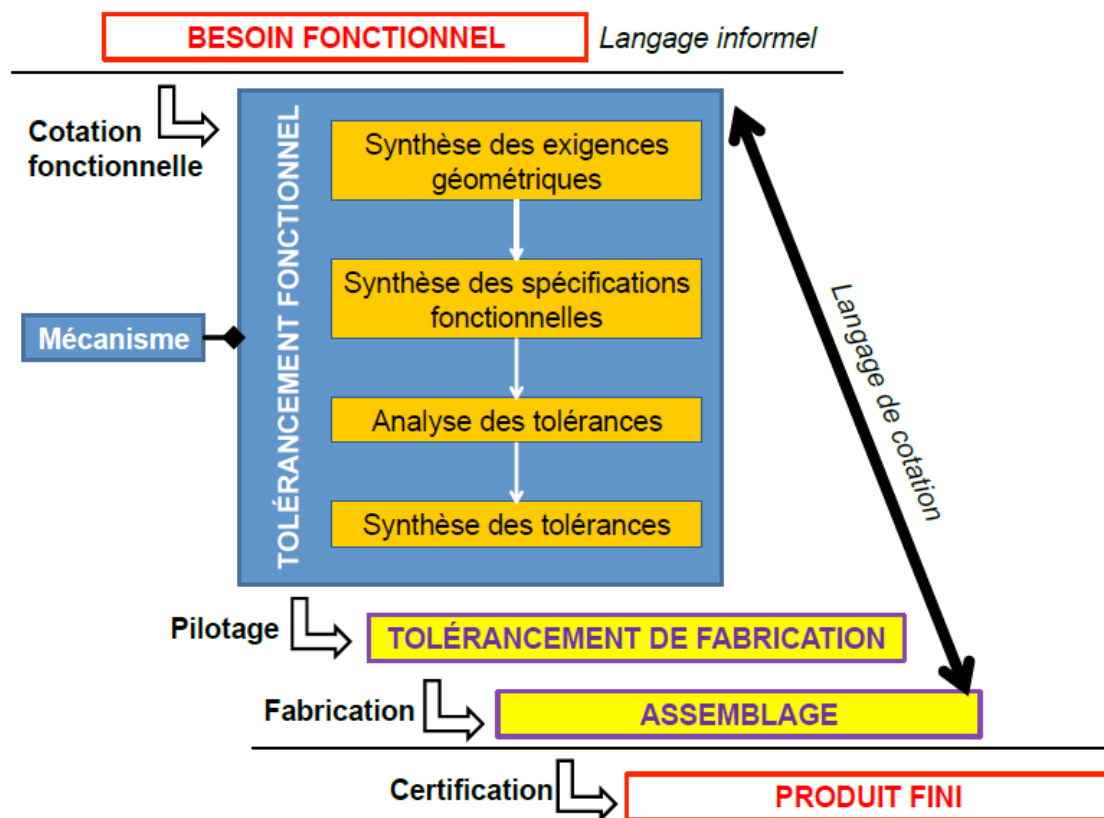


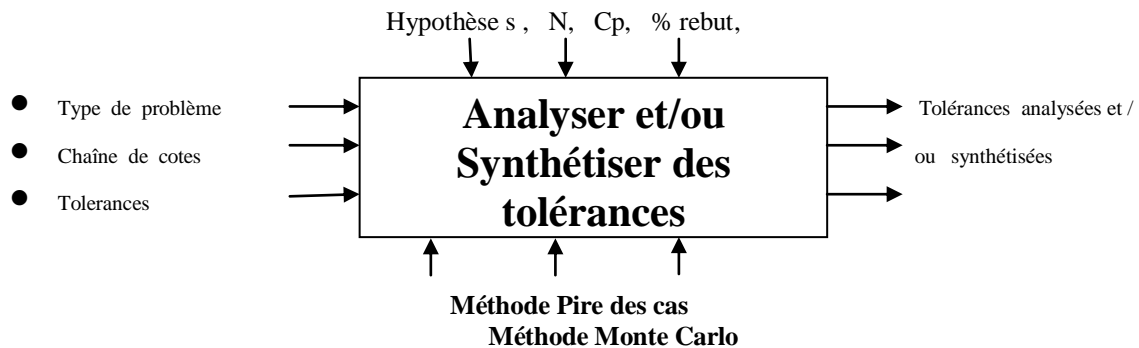
Figure 2-4 : Processus de tolérancement [12]

#### 4. Analyse de tolérances par des logiciels de simulation [12]

Industriellement, la démarche la plus en pointe est l'analyse de tolérance par les logiciels de CAT (Computer Aided Tolerancing) 3DCS<sup>®</sup> (Dimensional Control Systems), CETOL<sup>®</sup> (Sigmetrix), VSA<sup>®</sup> and eM-TolMate<sup>®</sup> (Siemens PLM) [Chiesi et Lapo (2003)] qui sont basées sur les méthodes de Monte Carlo. Pour cela, le concepteur doit choisir des spécifications à placer sur les pièces. Le logiciel simule alors un ensemble de pièces avec défaut en faisant des tirages aléatoires, puis assemble virtuellement les pièces. Il analyse alors

la caractéristique désirée sur les assemblages obtenus, ce qui permet d'estimer la résultante au pire des cas ou en statistique.

La qualité de ces résultats dépend de la cotation choisie, de la modélisation de la jonction et des différents réglages choisis pour les tirages aléatoires.



**Figure 2-5:** Modèle de résolution d'un problème de tolérancement [8]

## 5. Analyse de la chaîne de cotes [8]

L'analyse de la chaîne de cotes consiste à partir d'une chaîne préétablie où la cote condition est imposée. Ensuite, il s'agit de calculer la nouvelle cote condition et de voir sa conformité avec celle imposée. Un test de conformité permet de savoir dans le cas de non-conformité, le concepteur est amené à corriger les tolérances associées aux cotes participantes afin d'assurer la conformité. Les formules suivantes illustrent le principe de cette étape d'analyse.

Cote condition minimale  $\leq$  cote imposée  $\leq$  cote condition maximale

CC min  $\leq$  cote imposée  $\leq$  CC max

## 6. Synthèse sur les principales méthodes

### 6.1. Méthodes arithmétiques [14]

Les méthodes arithmétiques supposent que les tolérances sont à leurs limites extrêmes tout en garantissant l'assemblage de toutes les pièces. Ce qui garantit l'interchangeabilité totale des composants de l'assemblage. Ce type de tolérancement est appelé aussi tolérancement « au pire des cas » ou méthode de calcul au maximum - minimum. Parmi les méthodes arithmétiques, il y a :

- ° La méthode des chaînes des cotes ou pire des cas
- ° La méthode des domaines de jeux des écarts.
- ° La méthode des TMAP

Ces méthodes sont adaptées pour des assemblages composés d'un nombre réduit de pièces et pour de petites séries.

Ces méthodes constituent un procédé de résolution répétitif selon plusieurs itérations pour le choix des tolérances. Elles sont caractérisées par l'hypothèse de la rigidité des solides.

Méthodes arithmétiques :

- ➔ Les composants sont supposés rigides
- ➔ Les tolérances sont à leurs valeurs extrêmes
- ➔ On cherche à garantir 100% de conformité des assemblages
- ➔ Cela conduit à des tolérances très fines
- ➔ Les coûts sont inutilement élevés.

Or, la probabilité que toutes les tolérances soient ensemble à leurs valeurs extrêmes est infinitésimale

Ce groupe de méthodes est adapté pour des assemblages composés de peu d'éléments, pour de petites séries.

D'autres méthodes ont été développées pour les grandes séries.

## **6.2.Méthode de calcul arithmétique - méthode de WC (Worst Case)**

Elle est basée sur la condition de maintenir la déviation limite exigée de la composante de fermeture pour n'importe quelle combinaison des dimensions réelles des composantes partielles, c.-à-d. des dimensions limites supérieures et inférieures. Cette méthode garantit la pleine interchangeabilité de montage et de fonctionnement des composantes. Cependant, la demande d'une précision plus élevée de la composante de fermeture, elle a comme conséquence les tolérances trop limitées des composantes partielles et donc des coûts de production élevés. La méthode de WC est donc adéquate pour le calcul des circuits dimensionnels avec un nombre restreint de composantes ou au cas où une plus large tolérance de la dimension résultante serait acceptable. Elle est le plus souvent utilisée dans la production en pièces ou en petites séries.

La méthode de WC calcule la tolérance de la dimension résultante comme somme arithmétique de tolérances de toutes les dimensions partielles. Les dimensions de la composante de fermeture sont ainsi déterminées par sa valeur moyenne:

$$\mu = \sum_{i=1}^{k-1} \mu_i - \sum_{i=k}^n \mu_i \quad (2-2)$$

Et sa tolérance totale:

$$T = \sum_{i=1}^n T_i \quad (2-3)$$

Les dimensions extrêmes de la composante de fermeture sont données par les relations:

$$Z_{\min} = \mu - \frac{T}{2} \quad Z_{\max} = \mu + \frac{T}{2} \quad (2-4)$$

Où:

$\mu_i$  - dimension moyenne de la  $i^{\text{ème}}$  composante

$T_i$  - tolérance de la  $i^{\text{ème}}$  composante

$n$  - nombre total des composantes partielles

$i=1, \dots, k$  - nombre de composantes croissantes

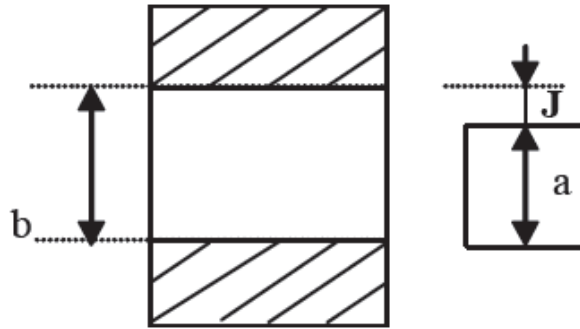
$i=k, \dots, n$  - nombre de composantes décroissantes

L'étude des tolérances consiste soit à synthétiser des tolérances dans le respect de la cote condition imposée par la chaîne de cotes, soit d'analyser un tolérancement préétabli. Ce dernier type nécessite de modifier plusieurs fois les tolérances afin d'aboutir aux limites acceptables par la chaîne de cotes de l'assemblage. La MPC permet de résoudre des problèmes dont le nombre d'inconnues est égal à deux. Cette méthode est indifférente vis à vis de la nature des cotes (uniforme ou non, symétrique ou non). Dans la figure suivante, un exemple d'assemblage de deux pièces illustre le principe de la méthode :

$$J_{\max} = \text{contenant max} - \text{contenu min} = b_{\max} - a_{\min} \quad (2-5)$$

$$J_{\min} = \text{contena nt m in} - \text{contenu max} = b_{\min} - a_{\max} \quad (2-6)$$

$$J_{\max} - J_{\min} = IT_a + IT_b \quad (2-7)$$



**Figure 2-6 : Assemblage de deux pièces [8]**

### **6.3.Méthodes statistiques [8]**

Aujourd'hui, de nombreuses industries s'intéressent de très près au tolérancement statistique car il est plus proche du réel que le tolérancement au pire des cas :

Le principal argument réside dans la réduction des coûts de production. Le tolérancement statistique adopte une stratégie différente et surtout moins coûteuse: augmenter les intervalles de tolérance sur les spécifications en acceptant de perdre l'avantage de l'interchangeabilité totale en quantifiant le pourcentage d'échec d'assemblage appelé aussi Taux de Non Conformité (TNC) à définir judicieusement.

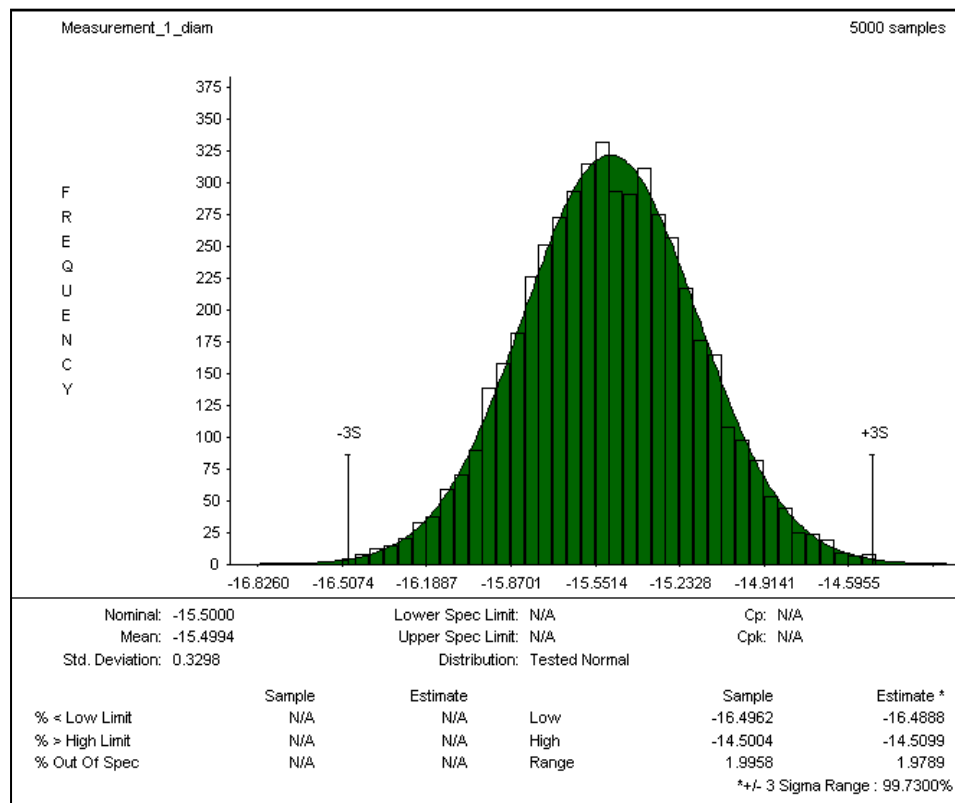
Dans certaines industries telle que l'industrie électronique, le tolérancement statistique s'impose car le taux de miniaturisation dépasse largement les améliorations des procédés de fabrication.

Le tolérancement statistique prend en compte les conditions de production sous plusieurs formes telles que la capacité machine ou encore le risque moyen. Ce qui répond aux principes de base de l'ingénierie simultanée et concourante.

Grand nombre des travaux de recherche actuels s'orientent vers les méthodes statistiques du fait de la flexibilité qu'elles peuvent donner au concepteur lors de l'expression des contraintes dimensionnelles et géométriques conditionnant le bon fonctionnement d'un mécanisme au juste coût. Parmi les méthodes statistiques, il y a la méthode:

- ° De la racine de la somme carrée
- ° De Croft,
- ° De la série de Taylor,
- ° Inertielle,
- ° De Taguchi

° De Monte Carlo



**Figure2-7 : exemple graphe statistique [13]**

Cette étude des méthodes d'analyse et de synthèse des tolérances permet le choix des méthodes à appliquer dans la démarche de tolérancement suivie. Elle assure ainsi l'identification des hypothèses à prendre en compte dans cette démarche : [14]

- ➔ Les tolérances sont modélisées par des distributions statistiques
- ➔ Extension des tolérances permet de réduire les coûts (Cpk)
- ➔ Permet de simuler le comportement des grandes séries
- ➔ Plusieurs méthodes existent et permettent de déterminer les quatre moments statistiques:
  - valeur moyenne,
  - variance,
  - skewness,
  - kurtosis

#### **6.4. Méthode de Monte-Carlo [15]**

Le terme **méthode de Monte-Carlo**, ou **méthode Monte-Carlo**, désigne toute méthode visant à calculer une valeur numérique en utilisant des procédés aléatoires, c'est-à-dire des techniques probabilistes. Le nom de ces méthodes, qui fait allusion aux jeux de hasard pratiqués à Monte-Carlo, a été inventé en 1947 par Nicholas Metropolis<sup>1</sup>, et publié pour la première fois en 1949 dans un article coécrit avec Stanislaw Ulam<sup>2</sup>.

Les méthodes de Monte-Carlo sont particulièrement utilisées pour calculer des intégrales en dimensions plus grandes que 1 (en particulier, pour calculer des surfaces et des volumes).

Le véritable développement des méthodes de Monte-Carlo s'est effectué sous l'impulsion de John von Neumann et Stanislas Ulam notamment, lors de la Seconde Guerre mondiale et des recherches sur la fabrication de la bombe atomique. Notamment, ils ont utilisé ces méthodes probabilistes pour résoudre des équations aux dérivées partielles dans le cadre de la Monte-Carlo N-Particle transport (MCNP).

## 7. Vérification de la faisabilité

### 7.1. Par le calcul des IT

La vérification de la faisabilité d'un projet de fabrication se fait des fois par la méthode  $\Delta I$  ou méthode des dispersions.

Il faut tout d'abord lister les Cotes fabriquées intervenant pour chaque cote condition (cotes bilimites).

Il convient ensuite d'évaluer les valeurs des différents IT des *Cf*.

Le projet de gamme permettra de réaliser cette cote si et seulement si :

$$IT(Cc) \geq \Sigma IT(Cf) \quad (2-8)$$

La chaîne de cotes peut se vérifier par les  $\Delta I$  (dispersions) en les écrivant dans l'ordre d'établissement de la chaîne de cotes :

- Le passage d'un  $\Delta I$  à l'autre se fait soit en changeant d'indice, soit en ajoutant un '.
- Le premier et le dernier  $\Delta I$  doivent avoir les mêmes numéros que la cote condition.

Exemple:  $IT(1-2) = \Delta I1 + \Delta I5 + \Delta I'5 + \Delta I2$



## 8. Algorithme général

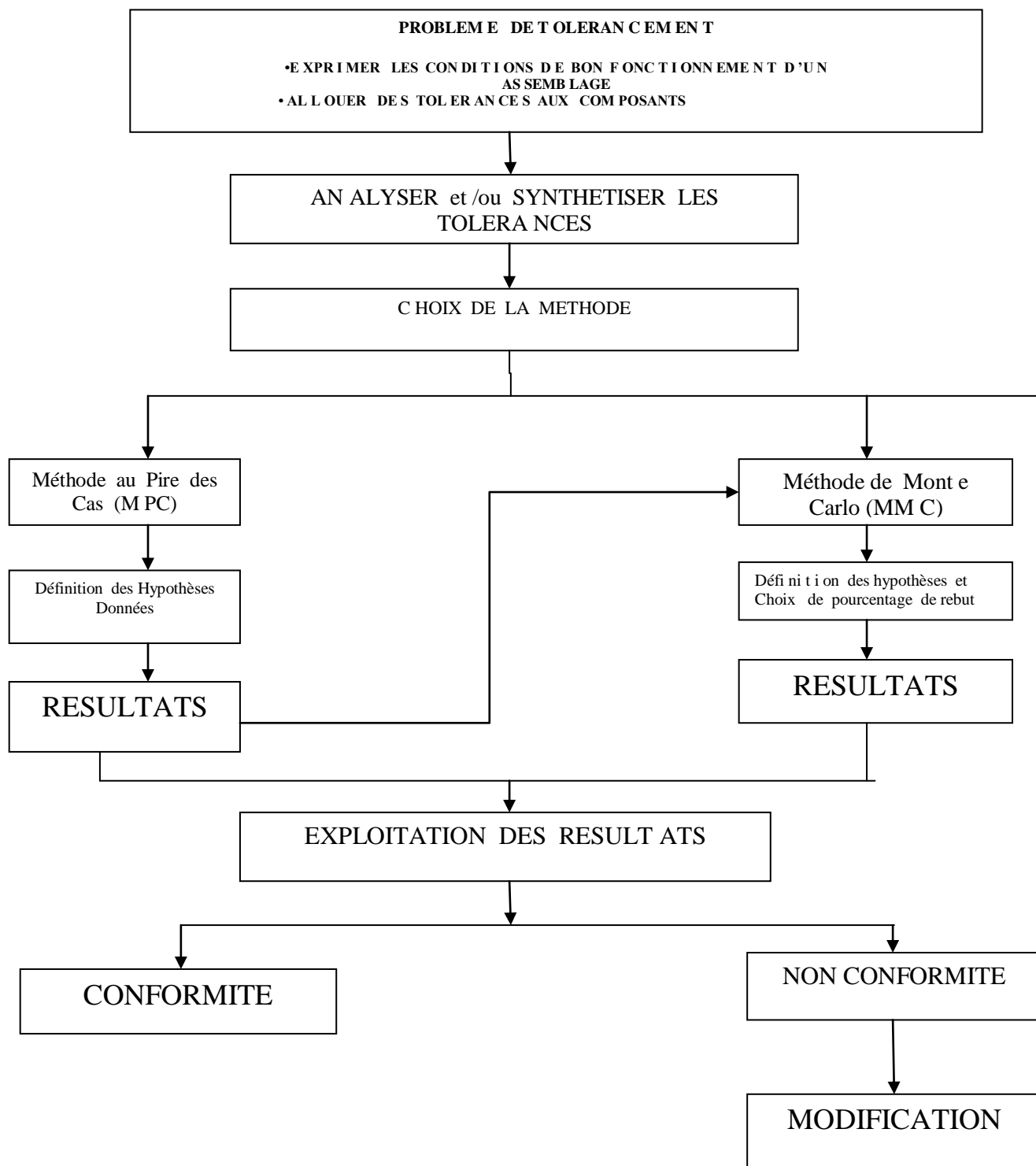


Figure 2-8: Algorithme générale [8]

La mise en Œuvre de la méthode (MPC) permet d'analyser un tolérancement prédéfini ou de synthétiser une cote condition à partir de la chaîne de cotes préétablie. L'application de la méthode (MMC) a pour objectif d'élargir des tolérances strictes ou de rétrécir des tolérances larges dans le respect d'un % de rebut choisi par le groupe de conception.

## 9. Avantages et inconvénients des différentes méthodes

Le tableau suivant est une comparaison entre les différentes méthodes arithmétiques et statistiques en citant les avantages et inconvénients de chacune d'elles :

**Tableau 2-3 : Avantages et inconvénients des différentes méthodes [8]**

Méthodes		Principe	Avantages	Inconvénients
<b>Arithmétique</b>	<b>Chaîne de cote</b>	Calcule la cote condition a partir de la chaîne de cote	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mise en œuvre simple</li> <li>▪ Assure l'interchangeabilité Totale des pièces et assemblages</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Limitée les tolérances dimensionnelles</li> <li>• Appliquée aux solides rigides</li> <li>• Gourmandes en temps de calcul</li> </ul>
	<b>Domaine des jeux et écarts</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Opère une linéarisation</li> <li>• Enonce les équations fonctionnelles</li> <li>• Teste l'assemblage d'un mécanisme</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Modélise graphiquement les zones de tolérances</li> <li>• Prend en compte les jeux dimensionnels et angulaires</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Appliquée aux solides rigides</li> <li>• Gourmande en temps de calcul</li> </ul>
<b>Statistique</b>	<b>Racine de la somme carrée</b>	• Calcule la cote condition a partir de la série de Taylor	• Simplicité de la mise en œuvre	• Utilisée pour des fonctions linéaires de la cote condition
	<b>Croft</b>	• Approxime la distribution tronquée par une distribution rectangulaire	• Meilleure que la méthode de la racine carrée pour un nombre restreint de paramètre	• Probabilité d'apparition des valeurs extrêmes est la même que les autres valeurs
	<b>Série de Taylor</b>	• Résout analytiquement l'expression des chaînes de cotes	• Calcul de la chaîne de cote linéaire et non linéaire	• Complexité des dérivées partielles pour le calcul des chaînes non linéaires
	<b>Inertielle</b>	• Utilise la fonction	• Distribution aléatoire des écarts	• Acceptabilité limitée par la

		cout de Taguchi • Minimise les inerties	• Meilleure compromis cout de produit /qualité	dépendance de l'élément à la population étudié
	<b>Taguchi</b>	• Utilise la fonction cout de Taguchi • Assure une distribution en 3 temps	• Simplicité • Application pour les distributions normales	• Difficulté pour les distributions non normales Résultat sur les moments
	<b>Monté Carlo</b>	• Echantillonne aléatoirement les distributions • Simule numériquement	• Simplicité de mise en œuvre très utilisée • Précise pour N importante Application pour une loi quelconque	• Nombre d'itération N important • Gourmande en temps de calcul
	<b>Quadratique ou approximation par intégration numérique</b>	• Détermine les dérivées de la chaîne des cotes	• Etude les cas non linéaire et pour le calcul des dérivées partielles	• Gourmande en temps de calcul

## 10. Conclusion

Dans ce chapitre une méthodologie d'analyse et de synthèse des tolérances a été définie. L'analyse des tolérances consiste à vérifier à postériorité la réalisation des conditions fonctionnelles préalablement spécifiées à partir du tolérancement de toutes les pièces du mécanisme. Tandis que la synthèse des tolérances consiste, à partir des spécifications exprimant les conditions fonctionnelles entre pièces, à générer un tolérancement des différentes pièces du mécanisme étudié respectant ces conditions.

Ensuite deux méthodes ont été expliquées brièvement : la méthode arithmétique « pire des cas » et la méthode statistique « de Monté Carlo », et à la fin une comparaison entre les deux méthodologies (arithmétique et statistique) a été élaborée.

## *Chapitre3*

*Etude fonctionnel et tolérancement de  
la*

*Cintreuse a tube manuelle*

## **1. Introduction**

Ce chapitre est consacré à l'analyse fonctionnelle de la cintreuse manuelle à tubes. Dans un premier temps on présente brièvement le cintrage et ses différents types ainsi que quelques cintruses. Ensuite on spécifie les différents jeux qui permettent la fonction de cette cintreuse avant de tracer la chaîne de cotes pour chaque jeu. En utilisant les différents tableaux des classements de tolérance on attribue des tolérances dimensionnelles pour chaque cote composant la chaîne, pour enfin faire des calculs manuels et trouver le jeu et sa tolérance.

## **2. Définition de cintrage [10]**

Le cintrage est un procédé mécanique de déformation d'un tube ou d'une barre, suivant un rayon et un angle avec une cintreuse. Le terme cintrage est aussi utilisé pour désigner globalement la transformation d'un produit cintré. Il existe plusieurs techniques : par enroulement, par poussée, par roulage et par emboutissage.

## **3. Méthodes et différents types de cintrage**

On distingue 3 types de cintrages :

- Cintrage à chaud
- Cintrage à froid
- Cintrage à froid par poussée.

Il faut distinguer le cintrage "à chaud", méthode artisanale ou réalisée par induction, du cintrage "à froid", la méthode industrielle. Dans l'industrie mondiale, on utilise essentiellement le cintrage à froid. Cette opération de déformation est réalisée, soit avec des machines manuelles, soit avec des machines de très haute technologie, certaines étant équipées de 13 axes numériques.

## **4. Description [10]**

Lorsque l'on cintré un tube, la paroi extérieure s'amincit (on l'appelle l'extrados). La matière s'allonge et perd de l'épaisseur. Tous les tubes ne sont pas cintrables, la matière doit présenter un pourcentage d'allongement suffisant. Au contraire de l'extrados, la paroi intérieure (appelée intrados) s'épaissit par compression de la matière. Ce phénomène peut conduire à l'apparition de plis dans le cintré ; c'est un des défauts les plus courants. Pour limiter la diminution d'épaisseur, on peut utiliser une poussée sur l'arrière du tube (on parle de booster). Cette pratique est particulièrement utilisée en rayon court ou en grand diamètre.

Pour limiter les plis, on utilise un "efface plis" ou "sabot lisseur" qui vient appuyer sur la zone intérieure du tube pendant le cintrage.

La figure 3-1 montre un exemple de cintreuse à tube manuelle :



**Figure 3-9** : cintreuse manuelle

## **5. Type des cintruses**

### **5.1. Cintreuse pour tôle**

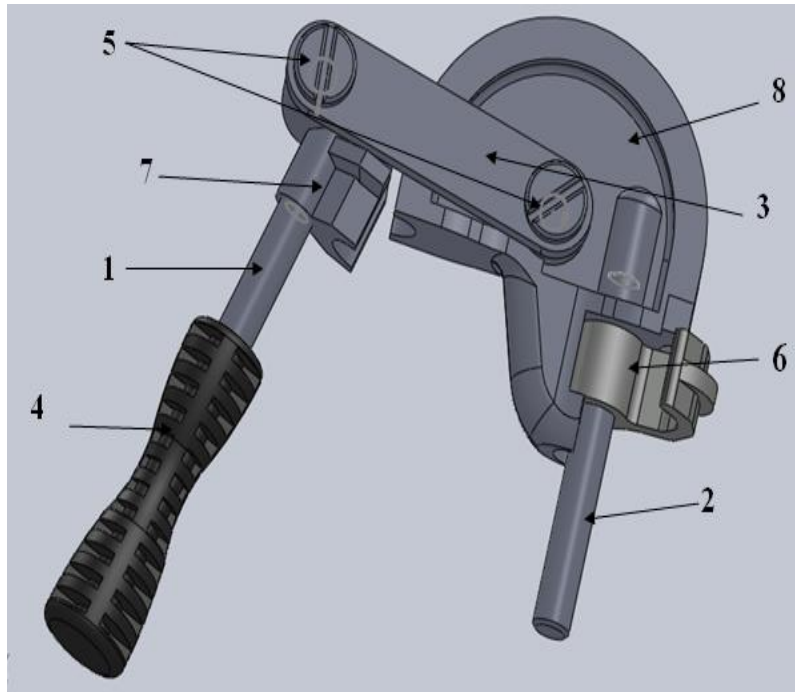
Les cintruses des tôles sont destinées au cintrage des tôles d'acier ou d'autres tôles, et en version manuelle et électrique

### **5.2. Cintreuse de tubes**

Les cintruses des profilés sont destinées au cintrage de divers matériaux de profilés pour obtenir des formes rondes, courbées et spirales, et les cintruses en version manuelle, hydraulique et électrique.

## **6. Présentation de notre cintreuse manuelle**

La cintreuse manuelle dont on va faire l'étude fonctionnelle est une cintreuse à tube 14mm composée de 9 pièces comme illustré dans la figure 3-2 :



**Figure 3.10:cintreuse manuelle [21]**

- 1 : tige 1
- 2 : tige 2
- 3 : Pièce 3
- 4 : bras ou poignée
- 5 : boulons (2)
- 6 : crochet
- 7 : galet
- 8 : sabot cintreur

## 7. Etude fonctionnelle de la cintrreuse :

### 7.1. Présentation des jeux fonctionnels :

Pour travailler correctement, il faut d'abord faire une étude fonctionnelle de l'ensemble étudié (la cintrreuse manuelle) à l'aide des méthodes appropriées (analyse fonctionnelle...). Cela permettra de définir les fonctions réelles à satisfaire et facilitera la constitution d'une liste de « chaînes de cotes » à vérifier. Dans ce but on va citer les jeux fonctionnels entre les différentes pièces de la cintrreuse qui doivent être respectés :

Dans le plan XY et suivant l'axe Y

1. Le premier jeu D est entre la pièce 6 (crochet) et la pièce 8 (sabot cintrreur)

Dans le plan XY et suivant la direction X

2. Le deuxième jeu C est entre la pièce 3 (Pièce 3) et la pièce 5 (boulons)

Dans le plan YZ et suivant l'axe Z

3. Le troisième jeu B axial est entre la pièce 5 (boulons) et la pièce 3 (Pièce 3)
4. Le quatrième jeu F est entre la pièce 7 (galet) et la pièce 8 (sabot cintrreur)

Dans le plan XZ et suivant l'axe Z

5. Le cinquième jeu A axial est entre la pièce 2 (tige 2) et la pièce 6 (crochet)

Dans le plan XZ et suivant l'axe X

1. Le sixième jeu E entre la pièce 6 (crochet) et la pièce 8 (sabot cintrreur)

### 7.2. Attribution des tolérances pour chaque cote

Suivant les dimensions des pièces et les procédés d'obtention (usinage ou moulage), on va utiliser les différents tableaux des ajustements et tolérances cités plus bas pour attribuer des tolérances dimensionnelles aux cotes des pièces qui vont participer dans les chaînes de cotes (citées plus bas) :

Le tableau ci-dessous présente le principe d'ajustement des pièces. On s'intéresse à la partie de pièces mobiles l'une par rapport à l'autre (qui est notre cas) et on choisit le cas ordinaire des pièces tournant ou glissant dans une bague ou palier. D'après plusieurs essais on remarque que le symbole **e9H9** donne un meilleur résultat par rapport aux autres.

**NB :** Ce symbole sera appliqué pour tous les arbres et alésages.





15.24 Principaux ajustements			Arbres*	H 6	H 7	H 8	H 9	H 11	
Pièces mobiles l'une par rapport à l'autre	Pièces dont le fonctionnement nécessite un grand jeu (dilatation, mauvais alignement, portées très longues, etc.).		c				9	11	
			d				9	11	
	Cas ordinaire des pièces tournant ou glissant dans une bague ou palier (bon graissage assuré).		e		7	8	9		
			f	6	6-7	7			
Pièces avec guidage précis pour mouvements de faible amplitude.		g	5	6					
Pièces immobiles l'une par rapport à l'autre	Démontage et remontage possible sans détérioration des pièces	L'assemblage ne peut pas transmettre d'effort	Mise en place possible à la main		h	5	6	7	8
			Mise en place au maillet		js	5	6		
		L'assemblage peut transmettre des efforts	Mise en place à la presse		k	5			
			Mise en place à la presse ou par dilatation (vérifier que les contraintes imposées au métal ne dépassent pas la limite élastique)		m		6		
	Démontage impossible sans détérioration des pièces	L'assemblage peut transmettre des efforts	Mise en place à la presse		p		6		
			Mise en place à la presse ou par dilatation (vérifier que les contraintes imposées au métal ne dépassent pas la limite élastique)		s			7	
			Mise en place à la presse ou par dilatation (vérifier que les contraintes imposées au métal ne dépassent pas la limite élastique)		u			7	
			Mise en place à la presse ou par dilatation (vérifier que les contraintes imposées au métal ne dépassent pas la limite élastique)		x			7	

Dans le cas général, le choix de la tolérance de l'alésage d'une pièce est basé sur le tableau 3.1 et le diamètre, on prend comme exemple le tableau 3-2 qui représente le classement de tolérance pour alésage. Dans notre cas on prend l'alésage H9 et une longueur entre 10 et 18.

Tableau 3.5: classe de tolérance pour alésage

[18]

Principaux écarts en micromètres													Température de référence : 20 °C	
Alésages	Jusqu'à 3 inclus	3 à 6 inclus	6 à 10	10 à 18	18 à 30	30 à 50	50 à 80	80 à 120	120 à 180	180 à 250	250 à 315	315 à 400	400 à 500	
D 10	+ 60 + 20	+ 78 + 30	+ 98 + 40	+ 120 + 50	+ 149 + 65	+ 180 + 80	+ 220 + 100	+ 260 + 120	+ 305 + 145	+ 355 + 170	+ 400 + 190	+ 440 + 210	+ 480 + 230	
F 7	+ 16 + 6	+ 22 + 10	+ 28 + 13	+ 34 + 16	+ 41 + 20	+ 50 + 25	+ 60 + 30	+ 71 + 36	+ 83 + 43	+ 96 + 50	+ 108 + 56	+ 119 + 62	+ 121 + 68	
G 6	+ 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	
H 6	+ 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	
H 7	+ 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	
H 8	+ 14 0	+ 18 0	+ 22 0	+ 27 0	+ 33 0	+ 39 0	+ 46 0	+ 54 0	+ 63 0	+ 72 0	+ 81 0	+ 89 0	+ 97 0	
H 9	+ 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	
H 10	+ 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	
H 11	+ 60 0	+ 75 0	+ 90 0	+ 110 0	+ 130 0	+ 160 0	+ 190 0	+ 210 0	+ 250 0	+ 290 0	+ 320 0	+ 360 0	+ 400 0	
H 12	+ 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	
H 13	+ 140 0	+ 180 0	+ 220 0	+ 270 0	+ 330 0	+ 390 0	+ 460 0	+ 540 0	+ 630 0	+ 720 0	+ 810 0	+ 890 0	+ 970 0	
J 7	+ 4 - 6	+ 6 - 6	+ 8 - 7	+ 10 - 8	+ 12 - 9	+ 14 - 11	+ 18 - 12	+ 22 - 13	+ 26 - 14	+ 30 - 16	+ 36 - 16	+ 39 - 18	+ 43 - 20	
K 6	0 - 6	+ 2 - 6	+ 2 - 7	+ 2 - 9	+ 2 - 11	+ 3 - 13	+ 4 - 15	+ 4 - 18	+ 4 - 21	+ 5 - 24	+ 5 - 27	+ 7 - 29	+ 8 - 32	
K 7	0 - 10	+ 3 - 9	+ 5 - 10	+ 6 - 12	+ 6 - 15	+ 7 - 18	+ 9 - 21	+ 10 - 25	+ 12 - 28	+ 13 - 33	+ 16 - 36	+ 17 - 40	+ 18 - 45	
M 7	- 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	
N 7	- 4 - 14	- 4 - 16	- 4 - 19	- 5 - 23	- 7 - 28	- 8 - 33	- 9 - 39	- 10 - 45	- 12 - 52	- 14 - 60	- 14 - 66	- 16 - 73	- 17 - 80	
N 9	- 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	
P 6	- 6 - 12	- 9 - 17	- 12 - 21	- 15 - 26	- 18 - 31	- 21 - 37	- 26 - 45	- 30 - 52	- 36 - 61	- 41 - 70	- 47 - 79	- 51 - 87	- 55 - 95	
P 7	- 6 - 16	- 8 - 20	- 9 - 24	- 11 - 29	- 14 - 35	- 17 - 42	- 21 - 51	- 24 - 59	- 28 - 68	- 33 - 79	- 36 - 88	- 41 - 98	- 45 - 108	
P 9	- 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	

JS = ± IT/2 (voir tableau 15.24).

\* Utiliser de préférence les qualités teintées en jaune.

Dans le cas général, le choix de la tolérance de l'arbre d'une pièce est basé sur le tableau 3.1 et le diamètre, on prend comme exemple le tableau 3-3 qui représente le classement de tolérance pour l'arbre. Dans notre cas on prend l'arbre e9 et une longueur entre 10mm et 18mm.

Tableau 3.6: classe de tolérance pour arbres

Arbres	Jusqu'à 3 inclus	3 à 6 inclus	6 à 10	10 à 18	18 à 30	30 à 50	50 à 80	80 à 120	120 à 180	180 à 250	250 à 315	315 à 400	400 à 500
a 11	- 270 - 330	- 270 - 345	- 280 - 370	- 290 - 400	- 300 - 430	- 320 - 470	- 360 - 530	- 410 - 600	- 580 - 710	- 820 - 950	- 1 050 - 1 240	- 1 350 - 1 560	- 1 650 - 1 900
c 11	- 60 - 120	- 70 - 145	- 80 - 170	- 95 - 205	- 110 - 240	- 130 - 280	- 150 - 330	- 180 - 390	- 230 - 450	- 280 - 530	- 330 - 620	- 400 - 720	- 480 - 840
d 9	- 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
d 10	- 20 - 60	- 30 - 78	- 40 - 98	- 50 - 120	- 65 - 149	- 80 - 180	- 100 - 220	- 120 - 250	- 145 - 305	- 170 - 355	- 190 - 400	- 210 - 440	- 230 - 480
d 11	- 20 - 80	- 30 - 105	- 40 - 130	- 50 - 160	- 65 - 195	- 80 - 240	- 100 - 290	- 120 - 340	- 145 - 395	- 170 - 460	- 190 - 510	- 210 - 570	- 230 - 630
e 7	- 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
e 8	- 14 - 28	- 20 - 38	- 25 - 47	- 32 - 59	- 40 - 73	- 50 - 89	- 60 - 106	- 72 - 126	- 85 - 148	- 100 - 172	- 110 - 191	- 125 - 214	- 135 - 232
e 9	- 14 - 39	- 20 - 50	- 25 - 61	- 32 - 75	- 40 - 92	- 50 - 112	- 60 - 134	- 72 - 159	- 85 - 185	- 100 - 215	- 110 - 240	- 125 - 265	- 135 - 290
f 6	- 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
f 7	- 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
f 8	- 6 - 20	- 10 - 28	- 13 - 35	- 16 - 43	- 20 - 53	- 25 - 64	- 30 - 76	- 36 - 90	- 43 - 106	- 50 - 122	- 56 - 137	- 62 - 151	- 68 - 165
g 5	- 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
g 6	- 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
h 5	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
h 6	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
h 7	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
h 8	0 - 14	0 - 18	0 - 22	0 - 27	0 - 33	0 - 39	0 - 46	0 - 54	0 - 63	0 - 72	0 - 81	0 - 89	0 - 97
h 9	0 - 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
h 10	0 - 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
h 11	0 - 60	0 - 75	0 - 90	0 - 110	0 - 130	0 - 160	0 - 190	0 - 220	0 - 250	0 - 290	0 - 320	0 - 360	0 - 400
h 13	0 - 140	0 - 180	0 - 220	0 - 270	0 - 330	0 - 390	0 - 460	0 - 540	0 - 630	0 - 720	0 - 810	0 - 890	0 - 970
j 6	+ 4 - 2	+ 6 - 2	+ 7 - 2	+ 8 - 3	+ 9 - 4	+ 11 - 5	+ 12 - 7	+ 13 - 9	+ 14 - 11	+ 16 - 13	+ 16 - 16	+ 18 - 18	+ 20 - 20
js 5	± 2	± 2,5	± 3	± 4	± 4,5	± 5,5	± 6,5	± 7,5	± 9	± 10	± 11,5	± 12,5	± 13,5
js 6	± 3	± 4	± 4,5	± 5,5	± 6,5	± 8	± 9,5	± 11	± 12,5	± 14,5	± 16	± 18	± 20
js 9	± 12	± 15	± 18	± 21	± 26	± 31	± 37	± 43	± 50	± 57	± 65	± 70	± 77
js 11	± 30	± 37	± 45	± 55	± 65	± 80	± 95	± 110	± 125	± 145	± 160	± 180	± 200
k 5	+ 4 0	+ 6 + 1	+ 7 + 1	+ 9 + 1	+ 11 + 2	+ 13 + 2	+ 15 + 2	+ 18 + 3	+ 21 + 3	+ 24 + 4	+ 27 + 4	+ 29 + 4	+ 32 + 5
k 6	+ 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
m 5	+ 6 + 2	+ 9 + 4	+ 12 + 6	+ 15 + 7	+ 17 + 8	+ 20 + 9	+ 24 + 11	+ 28 + 13	+ 33 + 15	+ 37 + 17	+ 43 + 20	+ 46 + 21	+ 50 + 23
m 6	+ 8 + 2	+ 12 + 4	+ 15 + 6	+ 18 + 7	+ 21 + 8	+ 25 + 9	+ 30 + 11	+ 35 + 13	+ 40 + 15	+ 46 + 17	+ 52 + 20	+ 57 + 21	+ 63 + 23
n 6	+ 10 + 4	+ 16 + 8	+ 19 + 10	+ 23 + 12	+ 28 + 15	+ 33 + 17	+ 39 + 20	+ 45 + 23	+ 52 + 27	+ 60 + 31	+ 66 + 34	+ 73 + 37	+ 80 + 40
p 6	+ 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

js = ± IT/2 (voir tableau 15.24).

Le tableau 3.4 représente les tolérances des pièces usinées. Dans notre cas le choix de tolérance pour une dimension linéaire est entre 6mm et 30mm avec une classe de précision moyenne.

**Tableau 3.7:**écarts pour éléments usinés [18]

<b>Écarts pour éléments usinés</b>													NF EN 22768 – ISO 2788	
Dimensions linéaires						Angles cassés			Dimensions angulaires					
						Rayons – chanfreins			Dimension du côté le plus court					
Classe de précision	0,5 à 3 inclus	3 à 6	6 à 30	30 à 120	120 à 400	0,5 à 3 inclus	3 à 6	> 6	Jusqu'à 10	10 à 50 inclus	50 à 120	120 à 400		
f (fin)	± 0,05	± 0,05	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,2	± 0,5	± 1	± 1°	± 30'	± 20'	± 10'		
m (moyen)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,2	± 0,5	± 1	± 1° 30'	± 1°	± 30'	± 15'		
c (large)	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 0,4	± 1	± 2	± 3°	± 2°	± 1°	± 30'		
v (très large)	–	± 0,5	± 1	± 1,5	± 2,5	± 0,4	± 1	± 2						

Le tableau 3.5 représente les tolérances des pièces moulées. Dans notre cas le choix de tolérance pour une cote nominale est entre 16mm et 25mm (tolérance B) qui nécessite des modèles métalliques.

**Tableau 3.8:** classe de tolérances pour pièces moulées en sable [18]

<b>Pièces moulées en sable*</b>													NF A 32013	
<b>Fontes à graphite lamellaire – Fontes malléables</b>														
<b>Fontes à graphite sphéroïdal – Aciers moulés</b>														
Cote nominale*	≤ 100			100 à 160			160 à 250			≤ 250				
	L	A	B	L	A	B	L	A	B	L	A	B		
≤ 16	± 1	± 0,5	± 0,5	± 1	± 0,5	± 0,5	± 1	± 0,5	± 0,5	± 2	± 1	± 1		
16 à 25	± 1	± 1	± 0,5	± 1	± 1	± 0,5	± 1	± 1	± 0,5	± 2	± 1	± 1		
25 à 40	± 1,5	± 1	± 0,5	± 1,5	± 1	± 0,5	± 1,5	± 1	± 0,5	± 2	± 1	± 1		
40 à 63	± 1,5	± 1	± 1	± 1,5	± 1	± 1	± 1,5	± 1	± 1	± 2	± 2	± 1		
63 à 100	± 2	± 1,5	± 1	± 2	± 1,5	± 1	± 2	± 1,5	± 1	± 2	± 2	± 1		

- Tolérances L : s'appliquent à des pièces acceptant des tolérances larges.
- Tolérances A : correspondent à l'utilisation de modèles en bois fixés sur plaques.
- Tolérances B : nécessitent des modèles métalliques.

## 8. Equations d'ajustement

Une chaîne de cote est une succession de vecteur traduisant l'implication des différents composants du mécanisme dans la réalisation d'une cote condition nécessaire au fonctionnement (voir la définition de la chaîne de cotes au chapitre 1).

Après avoir tracé la chaîne, on la projette, pour calculer les cotes limites et les intervalles de tolérances **IT** (le résultat doit aboutir à une valeur positive, pour vérifier la compatibilité de la chaîne), tel que montré dans les équations suivantes :

Condition mini = composantes mini même sens - composantes Maxi sens inverse (3-1)

Condition Maxi = composantes Maxi même sens - composantes mini sens inverse (3-2)

La somme des **IT** (intervalles de tolérance) des cotes composantes = **IT** de la condition fonctionnelle. (3-3)

### 8.1. Ajustement avec jeu

La cote effective de l'alésage est toujours supérieure à la cote effective de l'arbre. Les IT ne se chevauchent pas.

$$\mathbf{Jeu\ max = A_{maxi} - a_{mini}} \quad (3-4)$$

$$\mathbf{Jeu\ mini = A_{mini} - a_{maxi}} \quad (3-5)$$

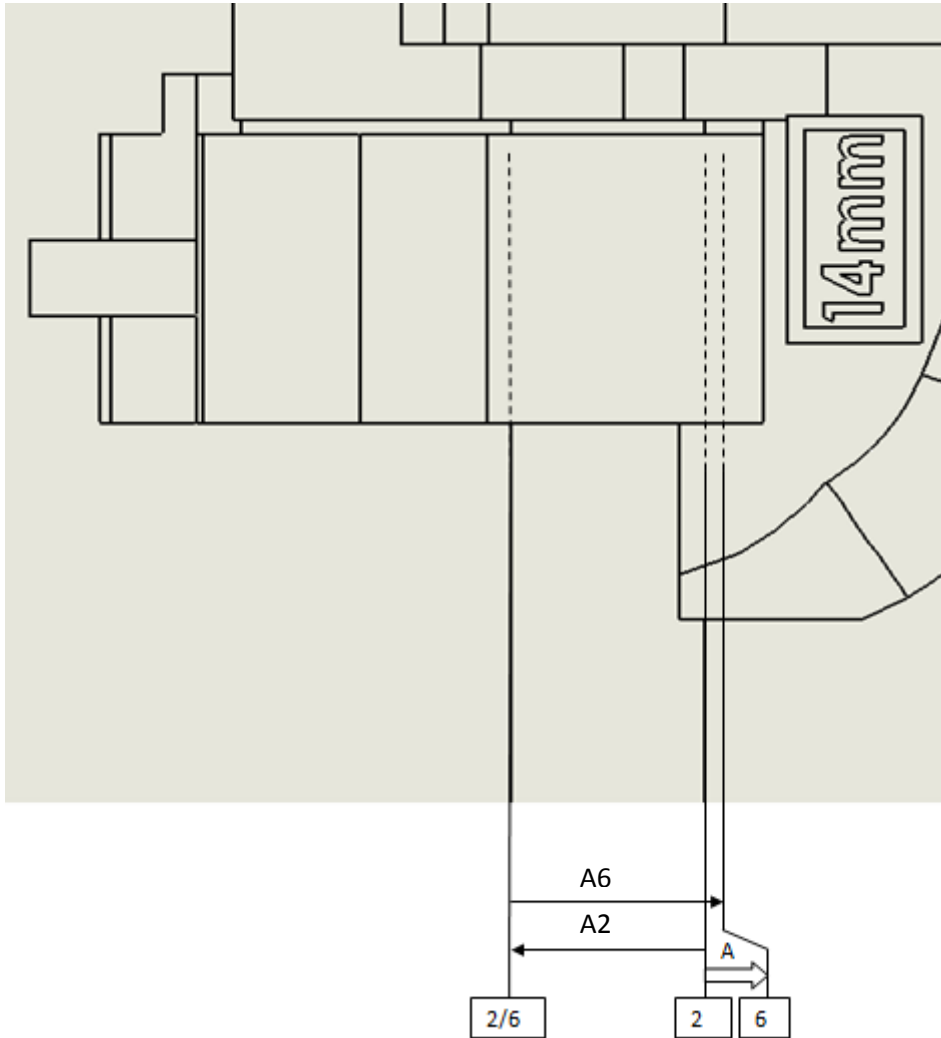
$$\mathbf{IT\ jeu = IT_A + IT_a} \quad (3-6)$$

**NB :** Puisque toutes les cotes condition de la cintreuse sont des jeux fonctionnels on utilisera les équations (3-4), (3-5) et (3-6) pour calculer les différents jeux et intervalles de tolérance.

## 9. Calcul des jeux fonctionnels

### 9.1. Calcul du jeu A

La figure (3-2) montre la chaîne de cote entre la tige(2) et le crochet(6)



**Figure 3-11** : présentation de la chaîne de cote (A)

Dans ce qui suit on va présenter et calculer le jeu de la chaîne de cote A

Soit A6 le diamètre de l'alésage du crochet et A2 le diamètre de la tige 2 de la cintreuse.

A l'aide du tableau (3-1) on a choisi e9 (l'écart de l'arbre) qui indique la position d'IT par rapport à la cote nominale. A partir du tableau précédent on détermine la tolérance de la pièce A2 (tige 2) et on choisit H9 à partir du tableau des alliages tableau (3-3)

$$A_2 = 11,5 e9 = 11,5_{-0,075}^{-0,032}$$

$$A_6 = 11,8H9 = 11,8_0^{+0,043}$$

Ces deux cotations permettent donc d'obtenir le jeu nominal.

On calcul maintenant le jeu entre les deux pièces (A2, A6) dont la chaîne de cote est donnée par l'équation ci-dessous :

$$\mathbf{JA} = A_6 - A_2$$

$$\mathbf{JA} = 11,8 - 11,5 = 0,3$$

A partir de l'équation (3-4) on calcul le jeu maximal de A.

$$\mathbf{JA}_{\max} = A_{6\max} - A_{2\min} = 11,843 - 11,425 = 0,418$$

$$\mathbf{JA}_{\max} = 0,418$$

A partir de l'équation (3-5) on calcul le jeu minimal de A

$$\mathbf{JA}_{\min} = A_{6\min} - A_{2\max} = 11,8 - 11,468 = 0,332$$

$$\mathbf{JA}_{\min} = 0,332$$

A partir de l'équation (3-6) on peut déduire l'intervalle de tolérance (IT) du jeu A.

$$\mathbf{IT(JA)} = IT(A_6) + IT(A_2) = \mathbf{JA}_{\max} - \mathbf{JA}_{\min} = 0,418 - 0,332 = 0,086$$

$$\mathbf{IT} = 0,086$$

Après avoir calculé IT et JA nominal on définit maintenant l'écart supérieur et inférieur du jeu

$$\mathbf{Ecart\ sup} = JA_{\max} - JA = 0,418 - 0,3 = 0,118$$

$$\mathbf{Ecart\ inf} = JA_{\min} - JA = 0,332 - 0,3 = 0,032$$

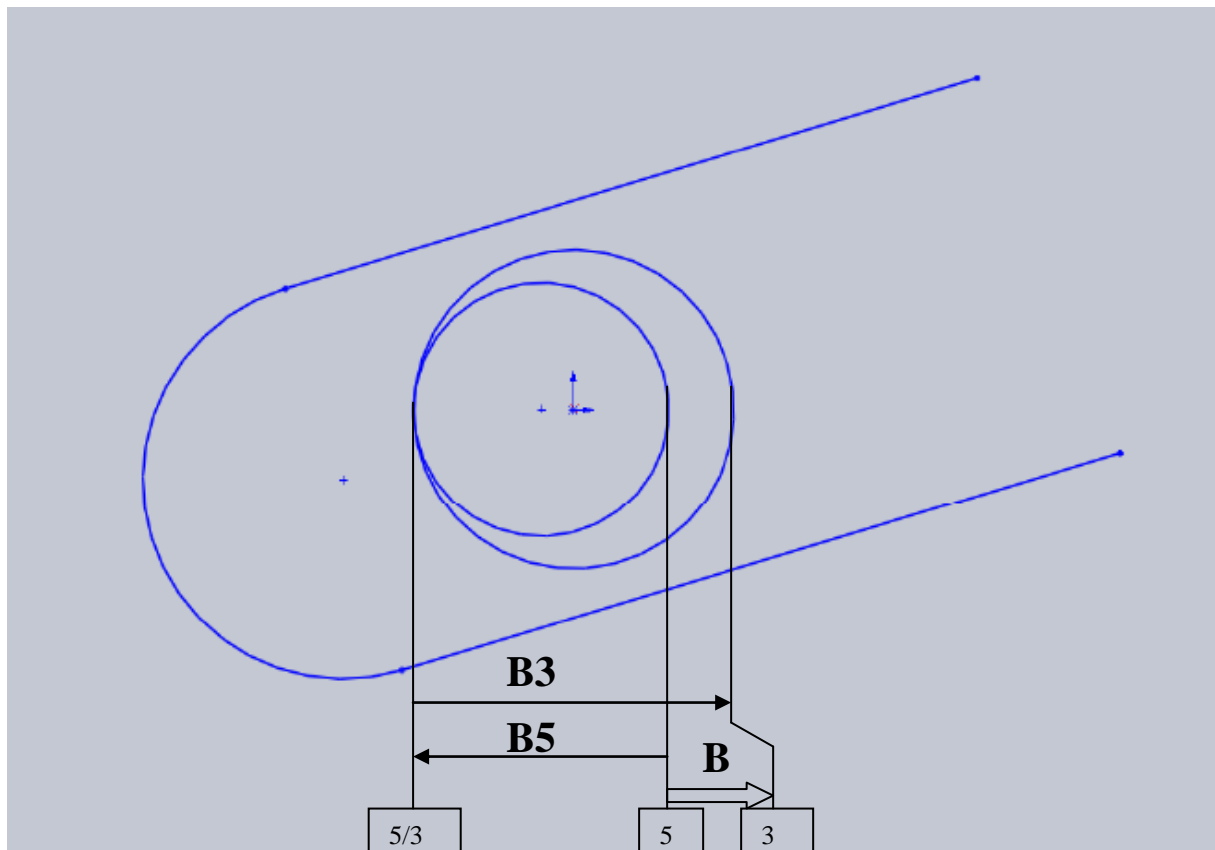
le jeu exact qui s'exprime sous la forme suivante :

$$\mathbf{JA} = 0,3 \begin{matrix} +0,118 \\ +0,032 \end{matrix}$$



## 9.2. Calcul du jeu B :

La figure (3-4) montre la chaîne de cote entre la pièce(3) Pièce 3 et la pièce(5) boulon



**Figure 3-12 : Présentation de la chaîne de cote (B)**

Dans ce qui suit on va présenter et calculer le jeu de la chaîne de cote B

Soit B3 le diamètre de l'alésage de la pièce (3) et B5 le diamètre de l'arbre de pièce (5) boulon

A l'aide du tableau 3.1 on a choisi e9 (l'écart de l'arbre) pour la pièce (5) qui indique la position de l'IT par rapport à la cote nominale. A partir du tableau 3.2 on détermine la tolérance de la pièce B3 (pièce 3) et on choisit H9 à partir du tableau 3-1

$$B_3 = 12H9 = 12_0^{+0,043}$$

$$B_5 = 11,5 e9 = 11,5_{-0,075}^{-0,032}$$

Ces deux cotations permettent donc d'obtenir le jeu nominal.

On calcul maintenant le jeu entre les deux pièces (B3, B5) à partir de l'équation ci-dessous :

$$JB = B3 - B5$$

$$\mathbf{JB} = 11,5 - 12 = 0,5$$

A partir de l'équation (3-4) on calcul le jeu maximal de B

$$\mathbf{JB}_{\max} = B_{3_{\max}} - B_{5_{\min}} = 12,043 - 11,425 = 0,618$$

$$\mathbf{JB}_{\max} = 0,618$$

A partir de l'équation (3-5) on calcul le jeu minimal de B

$$\mathbf{JB}_{\min} = B_{3_{\min}} - B_{5_{\max}} = 12 - 11,468 = 0,532$$

$$\mathbf{JB}_{\min} = 0,532$$

A partir de l'équation (3-6) on peut déduire une équation aux intervalles de tolérances (IT).

$$\mathbf{IT(B)} = IT(B3) + IT(B5) = \mathbf{JB}_{\max} - \mathbf{JB}_{\min} = 0,618 - 0,532 = 0,086$$

$$\mathbf{IT} = 0,086$$

Après avoir calculé IT et JB nominal on définit maintenant l'écart supérieur et inférieur du jeu

$$\mathbf{Ecart\ sup} = \mathbf{JB}_{\max} - \mathbf{JB} = 0,618 - 0,5 = 0,118$$

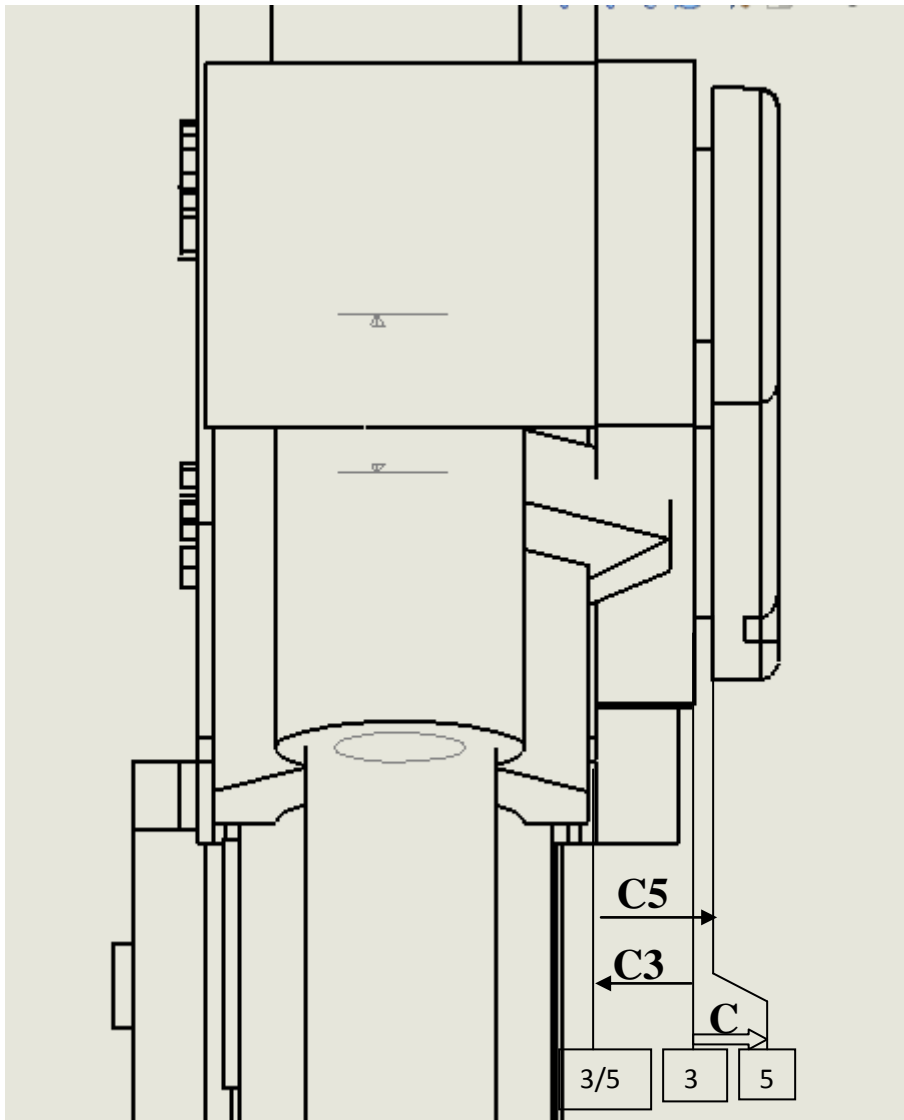
$$\mathbf{Ecart\ inf} = \mathbf{JB}_{\min} - \mathbf{JB} = 0,532 - 0,5 = 0,032$$

Le jeu exact qui s'exprime sous la forme suivante :

$$\mathbf{JB} = 0,5^{+0,118}_{+0,032}$$

### 9.3. Calcul du jeu (C)

La figure (3-5) montre la chaîne de cote entre la pièce(3) Pièce 3 et la pièce(5) boulon



**Figure 3-13:**présentation de la chaîne de cote (C)

Dans ce qui suit on va présenter et calculer le jeu de la chaîne de cote C

Soit C5 la dimension la pièce (5) et C3 la dimension de pièce (3)

A l'aide du tableau 4 on a choisi la tolérance 0,2 qui indique l'écart pour l'élément usiné.

$$C_5 = 7 \pm 0,2$$

$$C_3 = 6 \pm 0,2$$

Ces deux cotations permettent donc d'obtenir le jeu nominal.

On calcul maintenant le jeu entre les deux pièces (C5, C3) à partir de l'équation ci-dessous :

$$\mathbf{JC} = C5 - C3 = 7 - 6 = 1$$

A partir de l'équation (3-4) on calcul le jeu maximal de C

$$\mathbf{JC}_{\max} = C5_{\max} - C3_{\min} = 7,2 - 5,8 = 1,4$$

$$\mathbf{JC}_{\max} = 1,4$$

A partir de l'équation (3-5) on calcule le jeu minimal C

$$\mathbf{JC}_{\min} = C5_{\min} - C3_{\max} = 6,8 - 6,2 = 0,6$$

$$\mathbf{JC}_{\min} = 0,6$$

A partir de l'équation (3-6) on peut déduire une équation aux intervalles de tolérances (IT).

$$\mathbf{IT} = IT(C5) + IT(C3) = \mathbf{JC}_{\max} - \mathbf{JC}_{\min} = 1,4 - 0,6 = 0,8$$

$$\mathbf{IT} = 0,8$$

Après avoir calculé IT et JC nominal on définit maintenant l'écart supérieur et inférieur

$$\mathbf{Ecart\ sup} = \mathbf{JC}_{\max} - \mathbf{JC} = 1,4 - 1 = 0,4$$

$$\mathbf{Ecart\ inf} = \mathbf{JC}_{\min} - \mathbf{JC} = 0,6 - 1 = -0,4$$

Le jeu exact qui s'exprime sous la forme suivante :

$$\mathbf{JC} = 1^{\pm 0,4}$$

#### 9.4. Calcul du jeu (D)

La figure (3-6) montre la chaîne de cote entre la pièce(6) et la pièce(8) sabot cintreur

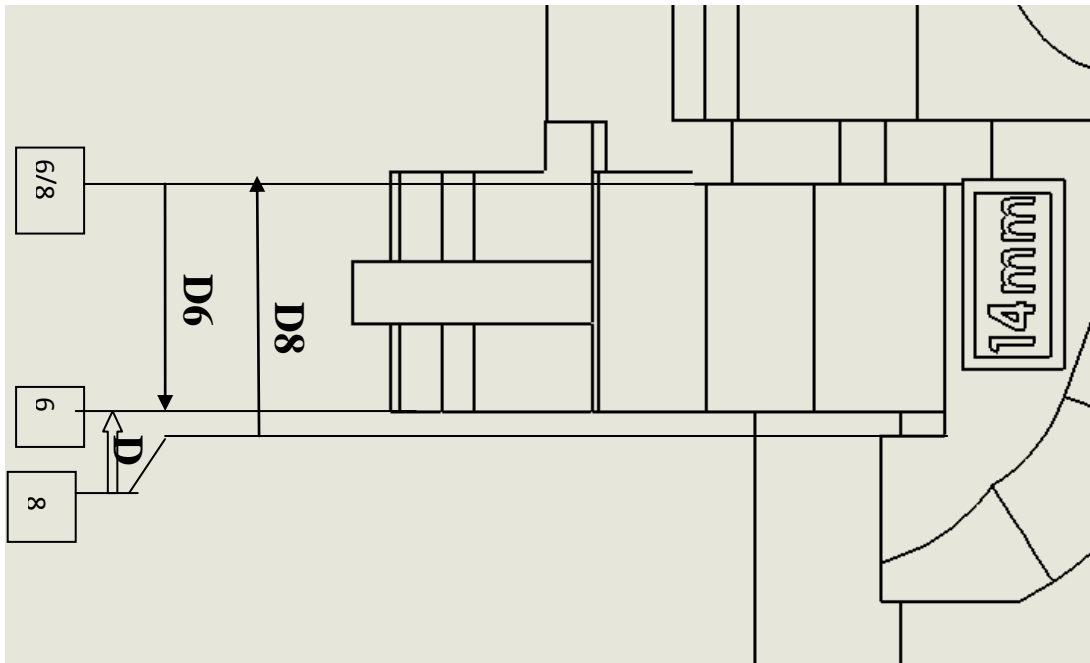


Figure 3-14:présentation de la chaîne de cote (D)

Dans ce qui suit on va présenter et calculer le jeu de la chaîne de cote D

Soit D8 la dimension la pièce (8) et D6 la dimension de pièce (6)

A l'aide du tableau 3-5 on a choisi la tolérance 0,5 qui indique l'écart de tolérance pour l'élément moulé en sable.

$$D_8 = 20 \pm 0,5$$

$$D_6 = 19 \pm 0,5$$

Ces deux cotations permettent donc d'obtenir le jeu nominal.

On calcul maintenant le jeu entre les deux pièces (D8, D6) à partir de l'équation ci-dessous :

$$JD = D8 - D6$$

$$JD = 20 - 19 = 1$$

A partir de l'équation (3-4) on calcul le jeu maximal de D

$$JD_{\max} = D8_{\max} - D6_{\min} = 20,5 - 18,5 = 2$$

$$JD_{\max} = 2$$

A partir de l'équation (3-5) on calcule le jeu minimal de D

$$\mathbf{JD}_{\min} = D_{8\min} - D_{6\max} = 19,5 - 19,5 = 0$$

$$\mathbf{JD}_{\min} = 0$$

A partir de l'équation on peut déduire une équation aux intervalles de tolérances (IT).

$$\mathbf{IT} = IT(D8) + IT(D6) = \mathbf{JD}_{\max} - \mathbf{JD}_{\min} = 2 - 0 = 2$$

$$\mathbf{IT} = 2$$

Après avoir calculé IT et JD nominal on définit maintenant l'écart supérieur et inférieur

$$\mathbf{Ecart\ sup} = JD_{\max} - JD = 2 - 1 = 1$$

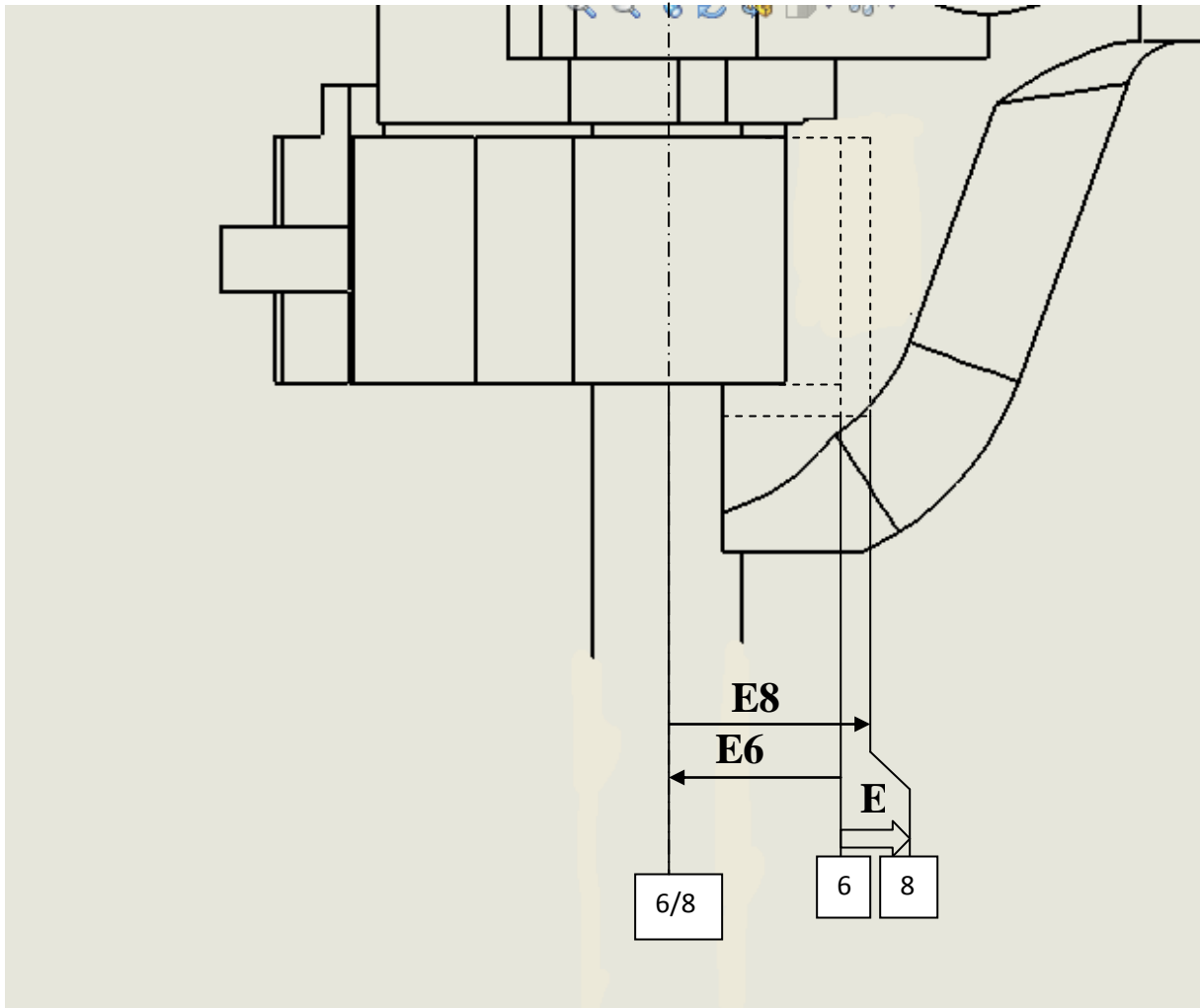
$$\mathbf{Ecart\ inf} = JD_{\min} - JD = 0 - 1 = -1$$

Le jeu exact qui s'exprime sous la forme suivante :

$$\mathbf{JD} = 1^{\pm 1}$$

## 9.5. Calcul du jeu (E)

La figure (3-7) montre la chaîne de cote entre la pièce(6) crochet et la pièce(8) sabot cintreur



**Figure 3-15:**présentation de la chaîne de cote (E)

Dans ce qui suit on va présenter et calculer le jeu de la chaîne de cote E

Soit E8 la dimension la pièce (8) et E6 la dimension de la pièce (6)

A l'aide du tableau 3-5 on a choisi la tolérance 0,5 pour E8 qui indique l'écart pour l'élément moulé en sable et 1 pour E6 les éléments usinés après le tableau 3-4

$$E_8 = 15,250 \pm 0,5$$

$$E_6 = 10 \pm 1$$

Ces deux cotations permettent donc d'obtenir le jeu nominal.

On calcul maintenant le jeu entre les deux pièces (E8, E6) a partir de l'équation ci-dessous :

$$\mathbf{JE} = E8 - E6$$

$$\mathbf{JE} = 15,250 - 10 = 5,250$$

A partir de l'équation (3-4) on calcul le jeu maximal de E

$$\mathbf{JE}_{\max} = E8_{\max} - E6_{\min} = 15,75 - 9 = 6,75$$

$$\mathbf{JE}_{\max} = 6,75$$

A partir de l'équation (3-5) on calcul le jeu minimal de E

$$\mathbf{JE}_{\min} = E8_{\min} - E6_{\max} = 14,75 - 11 = 3,75$$

$$\mathbf{JE}_{\min} = 3,75$$

A partir de l'équation (3-6) on peut déduire une équation aux intervalles de tolérances (IT).

$$\mathbf{IT} = IT(E8) + IT(E6) = \mathbf{JE}_{\max} - \mathbf{JE}_{\min} = 6,75 - 3,75 = 3$$

$$\mathbf{IT} = 3$$

Après avoir calculé IT et JE nominal on définit maintenant l'écart supérieur et inférieur

$$\mathbf{Ecart\ sup} = JE_{\max} - JE = 6,75 - 5,250 = 1,5$$

$$\mathbf{Ecart\ inf} = JE_{\min} - JE = 3,75 - 5,250 = -1,5$$

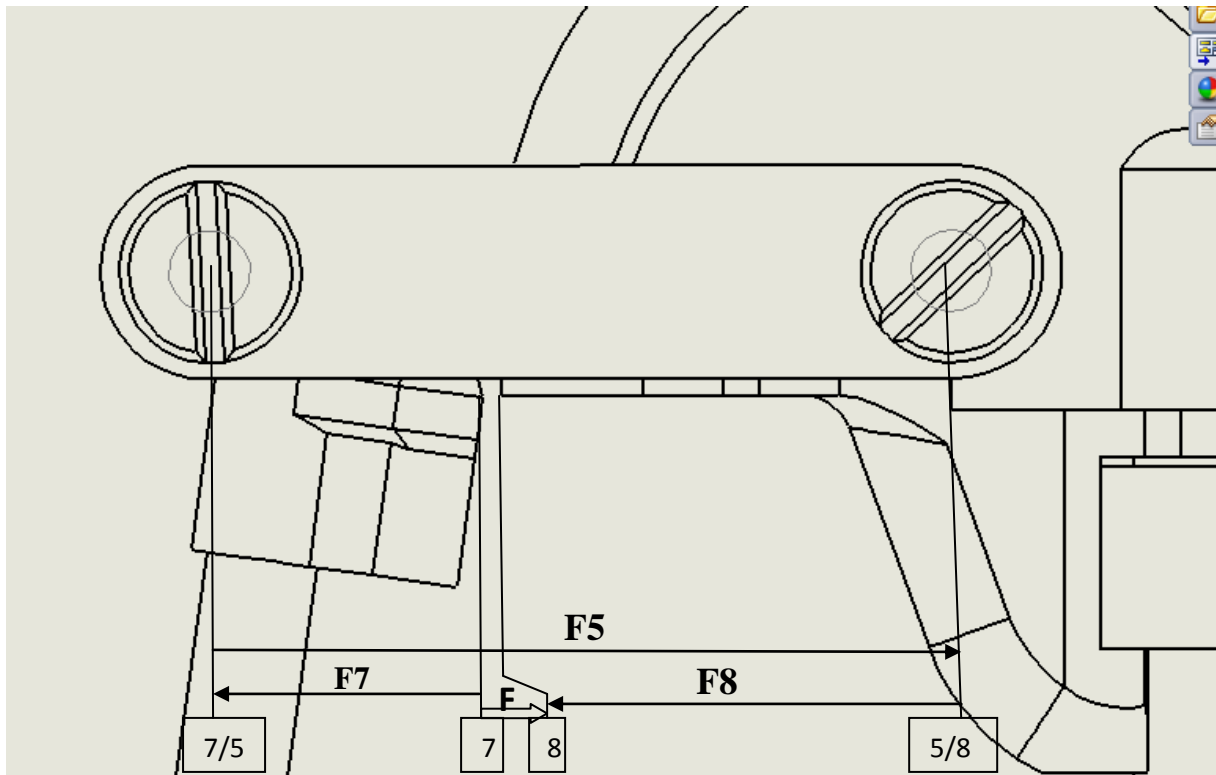
Le jeu exact qui s'exprime sous la forme suivante :

$$\mathbf{JE} = 5,250 \pm 1,5$$



## 9.6. Calcul du jeu (F) :

La figure (3-8) montre la chaîne de cote entre la pièce(7) galet et la pièce(8) sabot cintreur. Dans ce cas on a un galet mobile ce qui va nous donner un jeu variable. Cette contrainte nous oblige de choisir un repère arbitraire qui sert à calculer le jeu F( entre la pièce 7et 8) et qui dépend de notre cas afin d'avoir une rotation libre et sans frottement.



**Figure 3-16:** présentation de la chaîne de cote (F)

Dans ce qui suit on va présenter et calculer le jeu de la chaîne de cote F

Soit  $F_7$  la dimension la pièce (7) et  $F_5$  la dimension de la pièce (5) et  $F_8$  la dimension de la pièce (8)

A l'aide du tableau 3-5 on a choisi la tolérance 0,5 pour  $F_5$  et  $F_8$  qui indique l'écart pour l'élément moulé en sable et 1 pour  $F_7$  les éléments usinés d'après le tableau 3-4

$$F_7 = 47 \pm 1$$

$$F_5 = 78 \pm 0,5$$

$$F_8 = 26 \pm 0,5$$

Ces cotations permettent donc d'obtenir le jeu nominal.

On calcul maintenant le jeu entre les deux pièces ( $F_7$ ,  $F_8$ ) a partir de l'équation ci-dessous :

$$\mathbf{JF} = F5 - F7 - F8$$

$$\mathbf{JF} = 78 - 47 - 26 = 5,1$$

A partir de l'équation (3-4) on calcul le jeu maximal de F

$$\mathbf{JF}_{\max} = F5_{\max} - F7_{\min} - F8_{\min} \quad 78,5 - 46 - 25,5 = 7$$

$$\mathbf{JF}_{\max} = 7$$

A partir de l'équation (3-5) on calcul le jeu minimal de F

$$\mathbf{JF}_{\min} = F5_{\min} - F7_{\max} - F8_{\max} \quad 77,5 - 48 - 26,5 = 3$$

$$\mathbf{JF}_{\min} = 3$$

A partir de l'équation (3-6) on peut déduire une équation aux intervalles de tolérances (IT).

$$\mathbf{IT} = \mathbf{JF}_{\max} - \mathbf{JF}_{\min} = 7 - 3 = 4$$

$$\mathbf{IT} = 4$$

Après avoir calculé IT et JF nominal on définit maintenant l'écart supérieur et inférieur

$$\mathbf{Ecart\ sup} = \mathbf{JF}_{\max} - \mathbf{JF} = 7 - 5,1 = 1,9$$

$$\mathbf{Ecart\ inf} = \mathbf{JF}_{\min} - \mathbf{JF} = 3 - 5,1 = -2,1$$

Le jeu exact qui s'exprime sous la forme suivante :

$$\mathbf{JF} = 5,1_{-2,1}^{+1,9}$$

## 10. Les mis en plan des pièces

## **11. Conclusion**

Dans ce chapitre on a présenté une étude fonctionnelle de la cintreuse à tube manuelle en évaluant les différents jeux fonctionnels et élaborant les chaînes de cotes. Ensuite on a attribué des tolérances dimensionnelles pour les cotes des pièces participant dans les chaînes de cotes à partir des tableaux des ajustements pour enfin calculer les jeux et leurs intervalles de tolérances. Ces résultats devraient permettre un bon fonctionnement de la cintreuse et seront utilisés dans le prochain chapitre pour faire une comparaison avec les résultats obtenus numériquement par le logiciel.

## **Chapitre 4**

***Analyse des tolérances par  
L'application de SolidWorks et étude  
Comparative***

## 1. Introduction

Les effets des choix de tolérances ont des incidences sur la qualité de la pièce, donc sur la qualité de l'assemblage final ainsi que sur le prix de revient du produit fini. La maîtrise des tolérances au plus juste et au plus tôt permet de diminuer les délais et les coûts de production et, par la suite, de diminuer le coût final d'un produit.

Après avoir appliqué des tolérances aux pièces de la cintrreuse à tube manuelle à partir des différents tableaux de classement des tolérances, et après avoir calculé manuellement les différents jeux fonctionnels dans le chapitre précédent, nous allons maintenant refaire pratiquement le même travail mais par l'intermédiaire d'outils informatiques. En effet le complément dimXpert de SolidWorks va nous permettre de dimensionner et choisir les tolérances dimensionnel et géométrique pour chaque pièce et le complément TolAnalyst fera l'analyse des tolérances en calculant les jeux avec les intervalles de tolérance (par le jeu max et le jeu min) dans le but de comparer ces résultats avec ceux trouvés précédemment par les calculs manuels et par la suite les confirmer.

## 2. Applications de SolidWorks pour le dimensionnement et l'analyse des tolérances

Deux nouvelles applications (complément) de SolidWorks sont disponibles:

- DimXpert - Place des cotes et des tolérances sur les pièces.
- TolAnalyst - Effectue une analyse de la chaîne de cotes sur les assemblages pour vérifier que les composants peuvent être assemblés.

## 3. TolAnalyst [19]

TolAnalyst est une application d'analyse des tolérances qui détermine les effets des cotes et des tolérances sur les pièces et les assemblages. Les outils TolAnalyst permettent d'effectuer une analyse de la chaîne de cotes sur les assemblages dans le cas le plus défavorable.

Tout d'abord on commence par utiliser les outils DimXpert pour appliquer des cotes et des tolérances aux pièces ou composants d'un assemblage, puis on se sert des outils TolAnalyst afin de réutiliser ces données dans l'analyse de la chaîne de cotes.

Pour garantir la validité des données de tolérance, TolAnalyst utilise une interface d'assistance qui nous guide à travers une procédure en quatre étapes:

- ❖ Créer une mesure entre deux fonctions.
- ❖ Créer une séquence d'assemblage entre les fonctions de mesure.
- ❖ Appliquer des contraintes à chaque pièce.
- ❖ Evaluer les résultats.

## 4. DimXpert

DimXpert pour les pièces est un ensemble d'outils qui applique des cotes et des tolérances aux pièces.

### 4.1. Fonctions [19]

Pour DimXpert, "fonctions" signifie "fonctions de fabrication". Dans le monde de la CAO, on crée par exemple une fonction de "coque" qui est un type de fonction de "poche" dans le monde de la fabrication.

Fonctions de fabrication prises en charge:

- Bossage
- Chanfrein
- Cylindre
- Types de fonctions discrètes
- Chambrage
- Fraisage
- Perçage simple
- Ligne d'intersection
- Plan d'intersection
- Cône
- Encoche
- plan
- poche
- Congé
- Rainure
- Surface
- Glissière

Lorsqu'on applique des cotes DimXpert à des fonctions de fabrication, DimXpert utilise les méthodes suivantes, dans l'ordre ci-dessous, pour reconnaître les fonctions:

#### **4.2. Reconnaissance des fonctions du model [19]**

L'avantage de la reconnaissance des fonctions est que les fonctions identifiées sont mises à jour si on modifie les fonctions du modèle, en particulier si on ajoute des fonctions ou des faces, DimXpert reconnaît les fonctions de conception suivantes:

- ✓ Certaines extrusions (pour l'extraction de répétitions)
- ✓ Chanfrein
- ✓ Congé
- ✓ Représentation de filetage
- ✓ Perçage de l'Assistance pour le perçage
- ✓ Perçage simple
- ✓ Certaines répétitions (linéaires, circulaires et de symétrie pour l'extraction de répétitions)

#### **4.3. Reconnaissance de la topologie [19]**

Si la reconnaissance du modèle ne reconnaît pas les fonctions, DimXpert utilise la reconnaissance de la topologie. L'avantage de la reconnaissance de la topologie est qu'elle reconnaît les fonctions de fabrication que la reconnaissance du modèle ne reconnaît pas, telles que les rainures, les encoches et les poches. Seule la reconnaissance de la topologie est utilisée pour les fonctions de corps importés.

Les fonctions de topologie sont mises à jour si on modifie la géométrie mais les nouvelles occurrences ne sont pas ajoutées aux fonctions de répétition.

#### **4.4. Utilisation de DimXpert**

Un ensemble d'outils DimXpert permet d'insérer des cotes et des tolérances manuellement ou automatiquement. Le DimXpertManager :





- Liste les fonctions de tolérance définies par DimXpert dans un ordre chronologique.
- Affiche les outils DimXpert

## 4.5. Pour définir les options de DimXpert




1. Ouvrir DimXpert.sldprt.
2. Cliquer sur Outils, Options, Propriétés du document. Sous DimXpert, sélectionner Tolérance géométrique.
3. Sous Cotes absolues, sélectionner Créer des cotes absolues.
4. Cliquer sur OK.

On peut définir d'autres options d'outils DimXpert sous DimXpert.


## 5. Pour insérer manuellement des cotes et des tolérances géométriques au moyen de DimXpert

1. Cliquer sur Référence  (barre d'outils DimXpert) ou sur Outils, DimXpert.
2. Cliquer sur la face montrée pour placer la référence A, puis la faire glisser en position.
3. Ajouter les références B et C si nécessaire, puis cliquer sur  .  
DimXpertManager se met à jour pour afficher les références.
4. Cliquer sur Cote de mesure  (barre d'outils DimXpert) ou sur Outils, DimXpert, Cote de mesure.
5. Cliquer sur Tolérance géométrique  (barre d'outils DimXpert) ou sur Outils, DimXpert, Tolérance géométrique.

Dans la boîte de dialogue:

- a) Sélectionner Position  dans Symbole.
  - b) Cliquer sur Diamètre  .
6. Cliquer sur Condition au maximum de matière .
  7. Taper A, B et C pour Primaire, Secondaire et tertiaire.
  8. Sélectionner la surface adéquate.
  9. Cliquer sur OK.
  10. Cliquer sur Cote de positionnement  (barre d'outils DimXpert) ou sur Outils, DimXpert, Cote de positionnement.
  11. Sélectionner les faces supérieure et inférieure, puis cliquer pour positionner la cote.



12. Cliquer sur  .

Le modèle devrait ressembler à cette image par exemple :

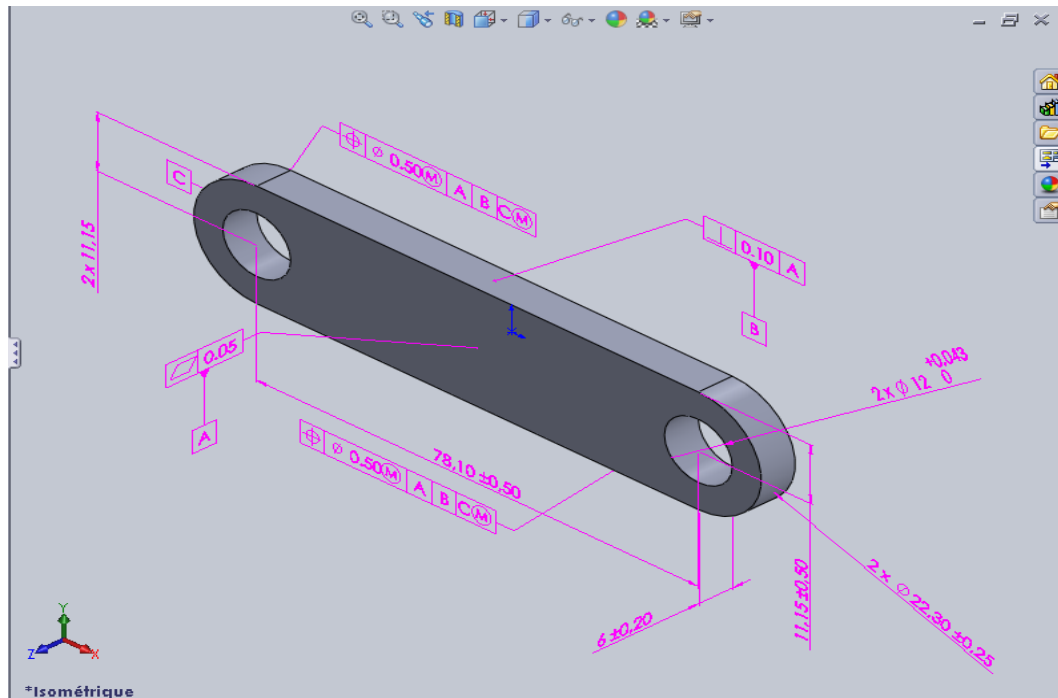
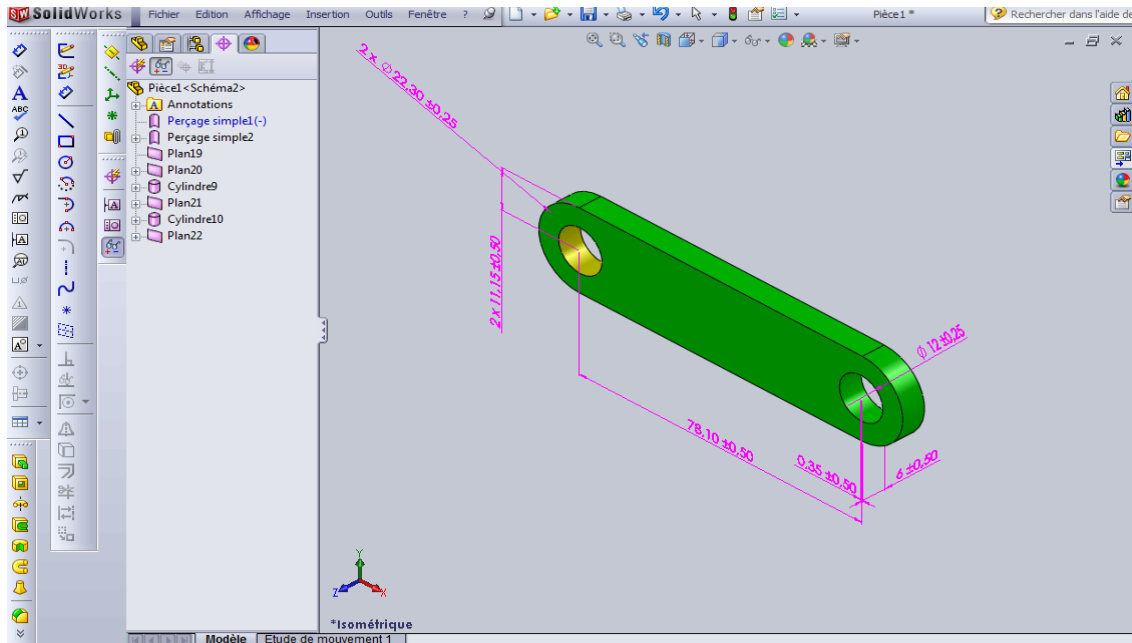


Figure 4. 17: Pièce cotée par DimXpert

## 6. Tolérance de cotation automatique [20]

La boîte de dialogue Tolérance de cotation est accessible en cliquant sur Tolérance dans Outils, Options, Propriétés du document, Options de cotation. Elle contrôle les valeurs de tolérance de cotation et l'affichage des cotes qui ne sont pas des nombres entiers. Les options disponibles dépendent du type de tolérance sélectionné et changent selon qu'on règle les options du document ou qu'on applique les spécifications aux cotes sélectionnées. Une fenêtre affiche un aperçu de la cote et des tolérances

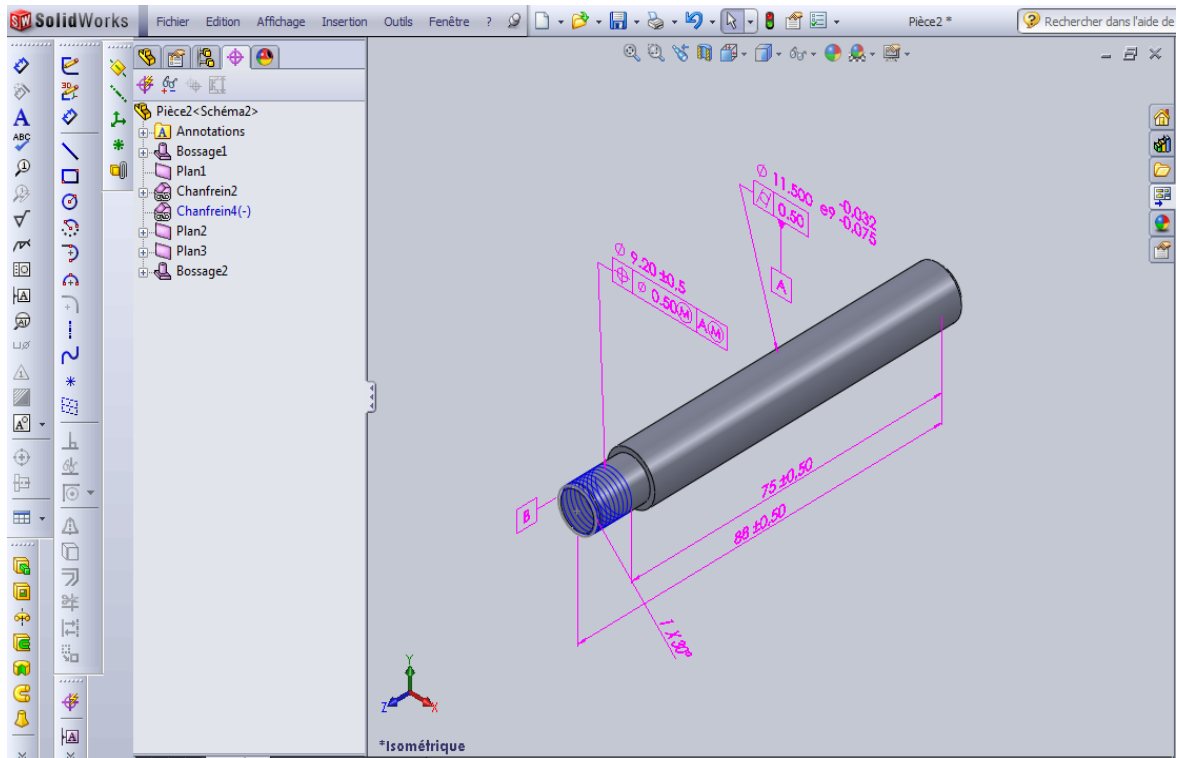


**Figure 4-18 :** la pièce cotée automatiquement par dimXpert

## 7. Application de dimXpert sur les pièces de la cintreuse

### 7.1. Dimensionnement de la tige2 par dimXpert

Pour la tige 2 on a utilisé les mêmes étapes et les techniques de dimensionnement précédentes sauf qu'on a modifié les tolérances dimensionnelles qui sont choisies des tableaux des classes de tolérances vus au chapitre3 pour assurer un bon ajustement entre la tige 2 et le crochet. Le résultat du dimensionnement est donné dans la figure 4-3 :



**Figure 4-19** : la tige cotée par DimXpert

## 7.2. Application de DimXpert sur la pièce Galet

Dans la figure 4-4 on présente la pièce moulée 7 (galet) qui permet de bloquer le tuyau pour le cintrer. Pour cette opération on a suivi les mêmes étapes de dimensionnement et modification des tolérances à partir du tableau des classes des pièces moulées en sable (voir chapitre 3).

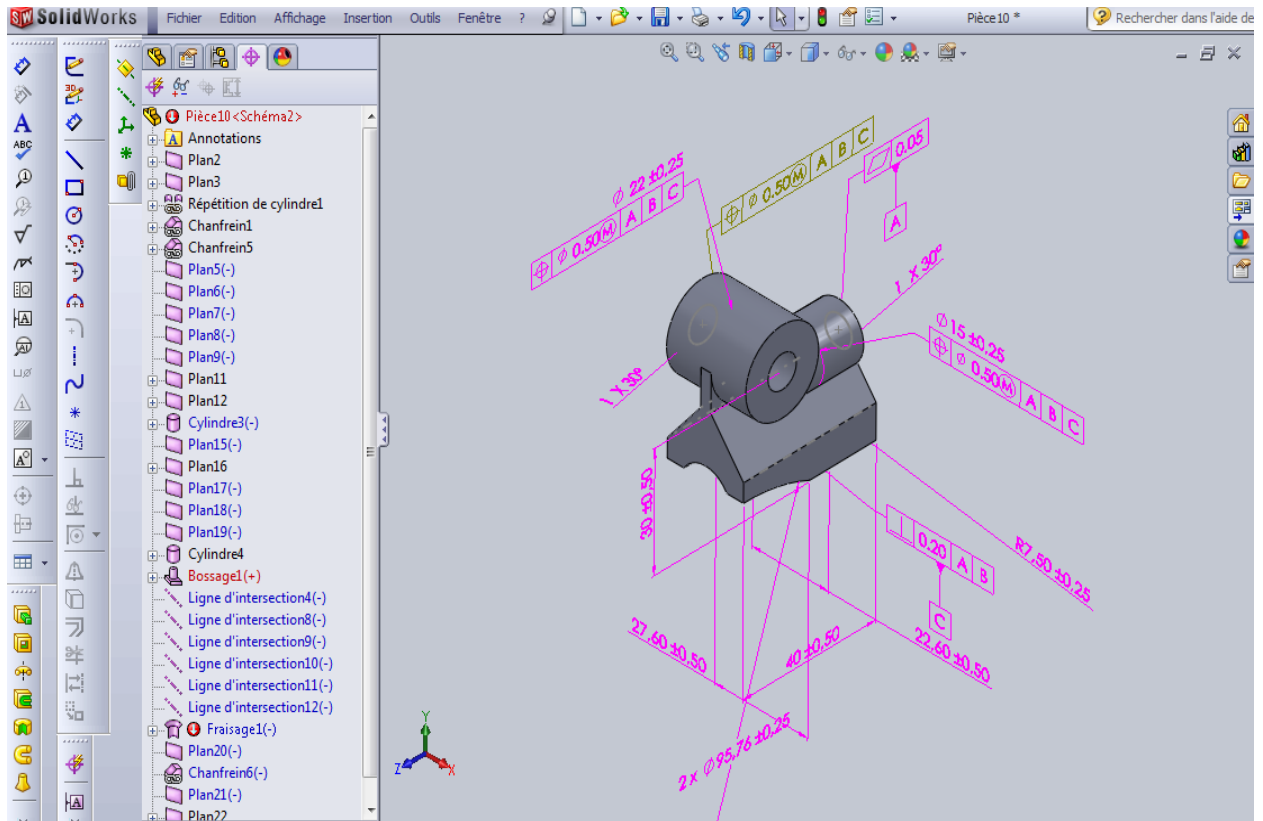


Figure 4-20 : la pièce galet cotée par DimXpert

### 7.3. Application de DimXpert sur le Crochet

La figure 4-5 montre le crochet de la cintreuse (pièce 6) après dimensionnement par DimXpert. Pour ce faire on a suivi les mêmes étapes précédentes (tolérance dimensionnel et géométrique) sauf qu'on a modifié la tolérance de l'alésage et de la longueur du cylindre à partir des deux tableaux (classe de tolérance pour alésage et principe d'ajustement) du chapitre 3 afin d'assurer un bon guidage de la tige 2 à l'intérieur du crochet et permettre une rotation de ce dernier par rapport au sabot cintreur.

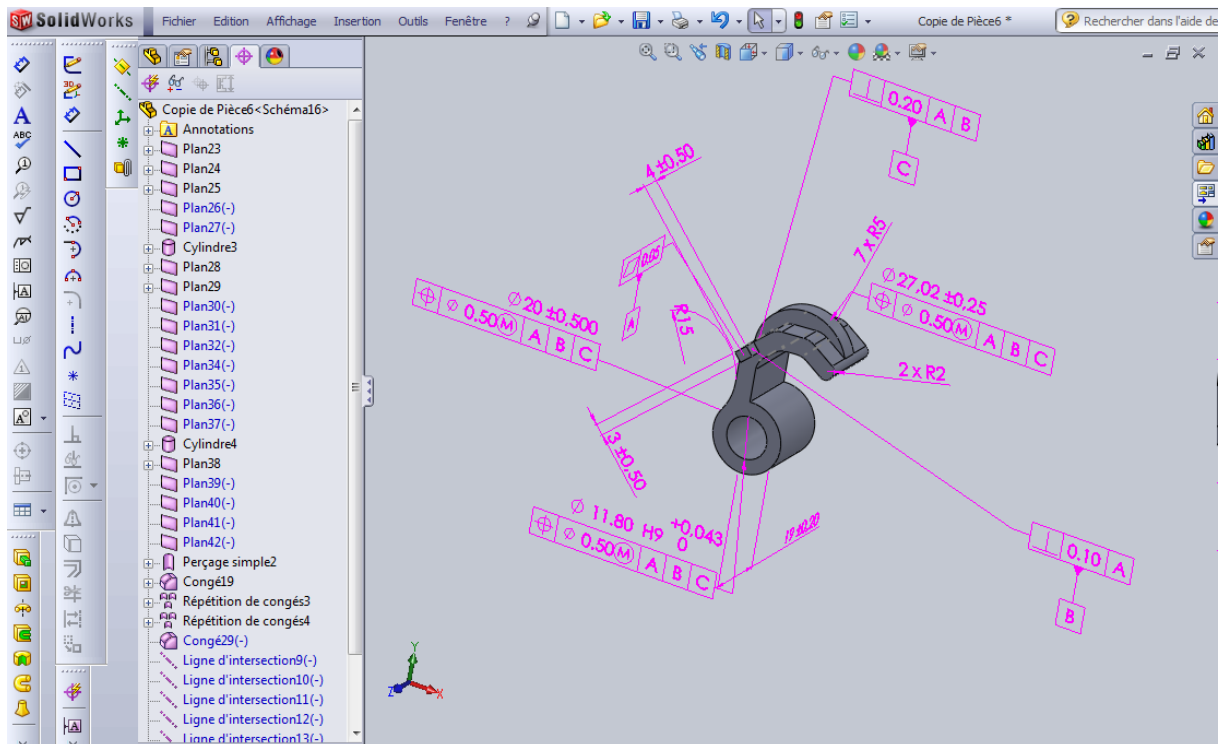
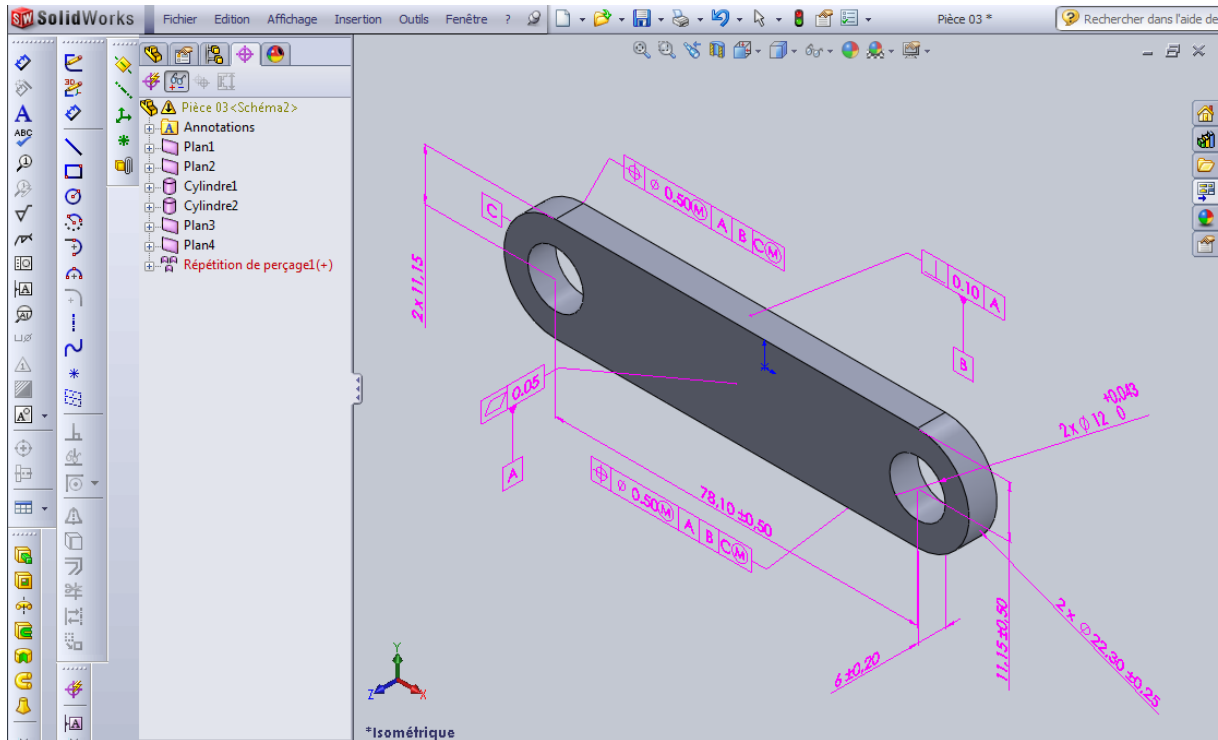


Figure 4-21 : le crochet coté par DimXpert

#### 7.4. Application de DimXpert sur la Pièce 3

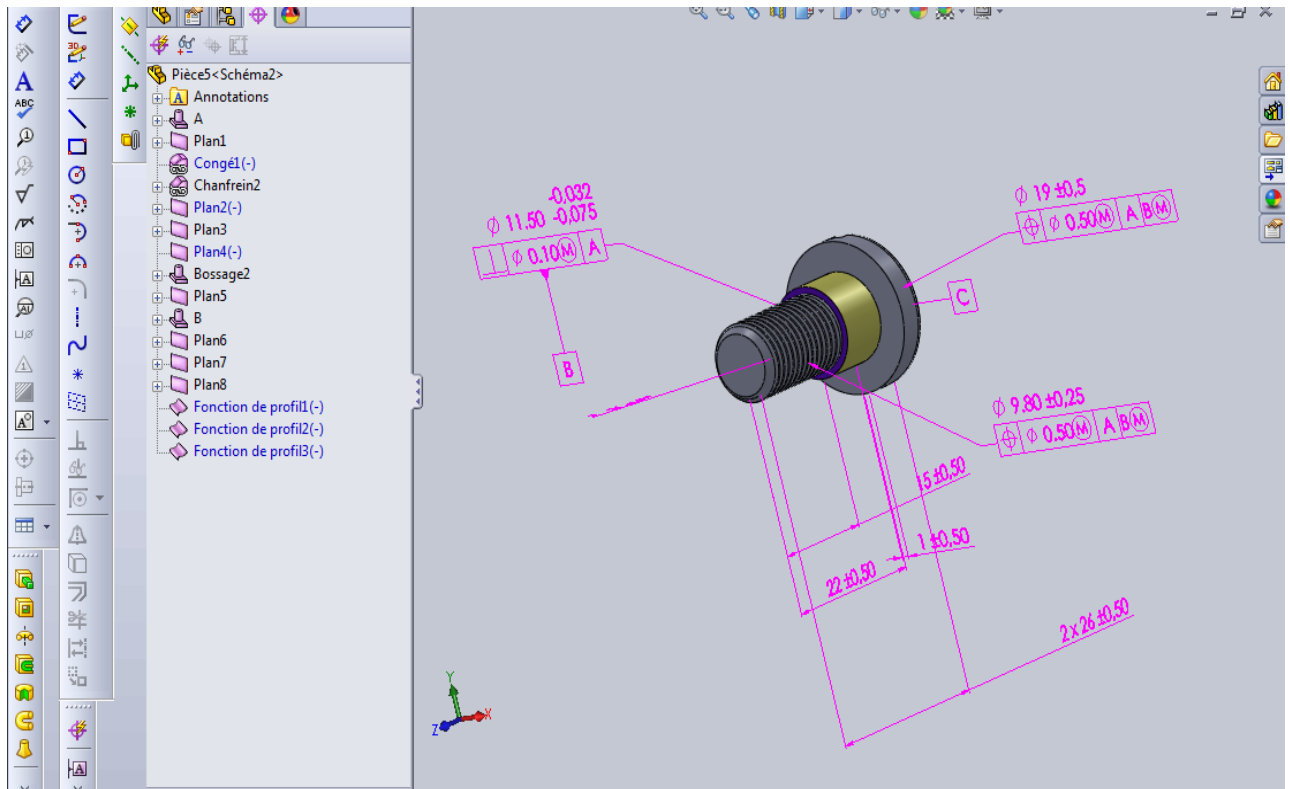
La figure 4-6 montre la pièce usinée (pièce 3) après dimensionnement par dimXpert. Dans cette figure on a modifié la tolérance de l'alésage et la largeur de pièce en se basant sur les deux tableaux 3-1 et 3-2 du chapitre 3 sachant qu'on a utilisé les mêmes étapes précédentes de dimensionnement et application des tolérances.



**Figure 4-22:** Pièce 3 coté par DimXpert

### 7.5. Application de DimXpert sur le Boulon




La figure ci-dessous représente le boulon dimensionné par DimXpert, (qui sert à fixer la pièce 2 avec 5 et la pièce 5 avec la pièce 7 pour assurer un mouvement rotatif de la pièce 5 par rapport à la pièce 2), après avoir choisi les tolérances en se basant sur les tableaux 3-1et 3-3 du chapitre 3.








**Figure4-23 : boulon coté par DimXpert**

## 8. Comment utiliser TolAnalyst pour calculer les jeux et les tolérances

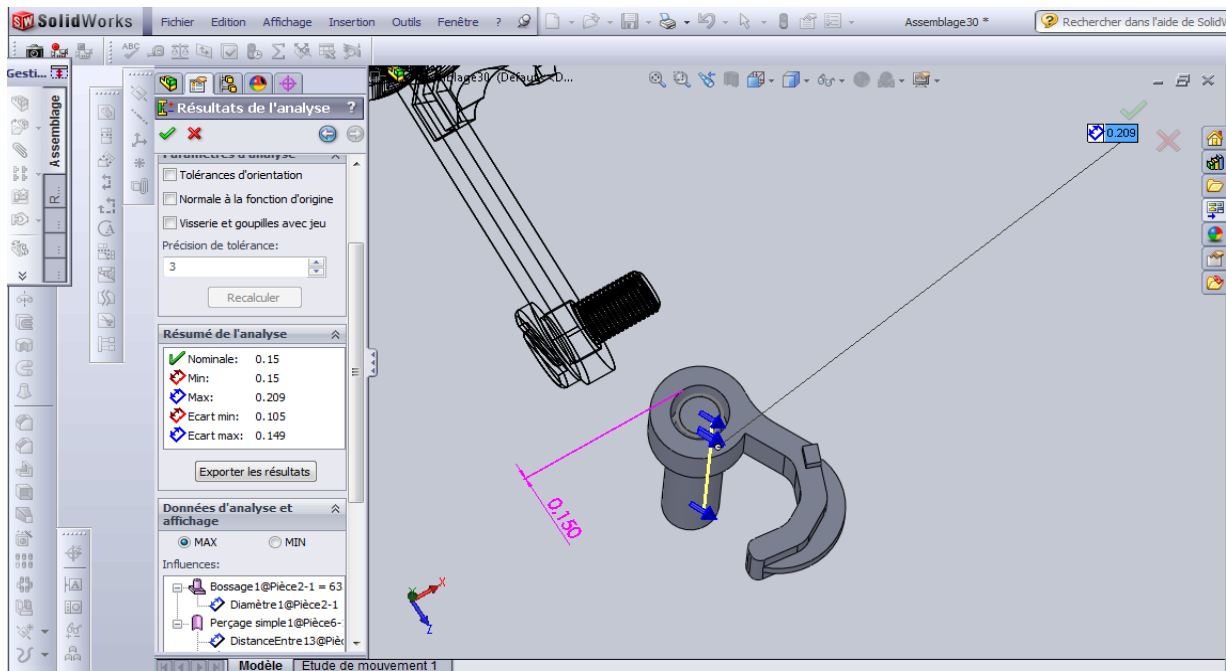
Pour activer le complément TolAnalyst :

- 1) Cliquer sur outils compléments.
- 2) Dans la colonne Compléments actifs, sélectionner TolAnalyst.
- 3) Cliquer sur OK.
- 4) Cliquer sur Etude TolAnalyst  (barre d'outils DimXpert).
- 5) Sélectionner la pièce mobile pour le champ Mesurer à partir de dans le PropertyManager.
- 6) Sous Mesurer à partir de et Mesurer jusqu'à, sélectionner Max pour coter l'intervalle maximal entre les deux fonctions.
- 7) Cliquer sur la zone graphique pour placer la cote.
- 8) Cliquer sur .
- 9) Sélectionner les pièces ; l'une d'elles est ajouté sous Composants et séquence.
- 10) Cliquer sur .

- 11) Dans le texte associé Plane1, cliquer sur  pour définir une contrainte primaire
- 12) L'icône correspondante qui était  devient , indiquant ainsi que la contrainte primaire requise a été appliquée à la pièce.
- 13) Cliquer sur  ..
- 14) Cliquer sur  pour enregistrer l'étude TolAnalyst.

## 9. Calcul des jeux et des tolérances

### 9.1. Calcul du jeu A par TolAnalyst

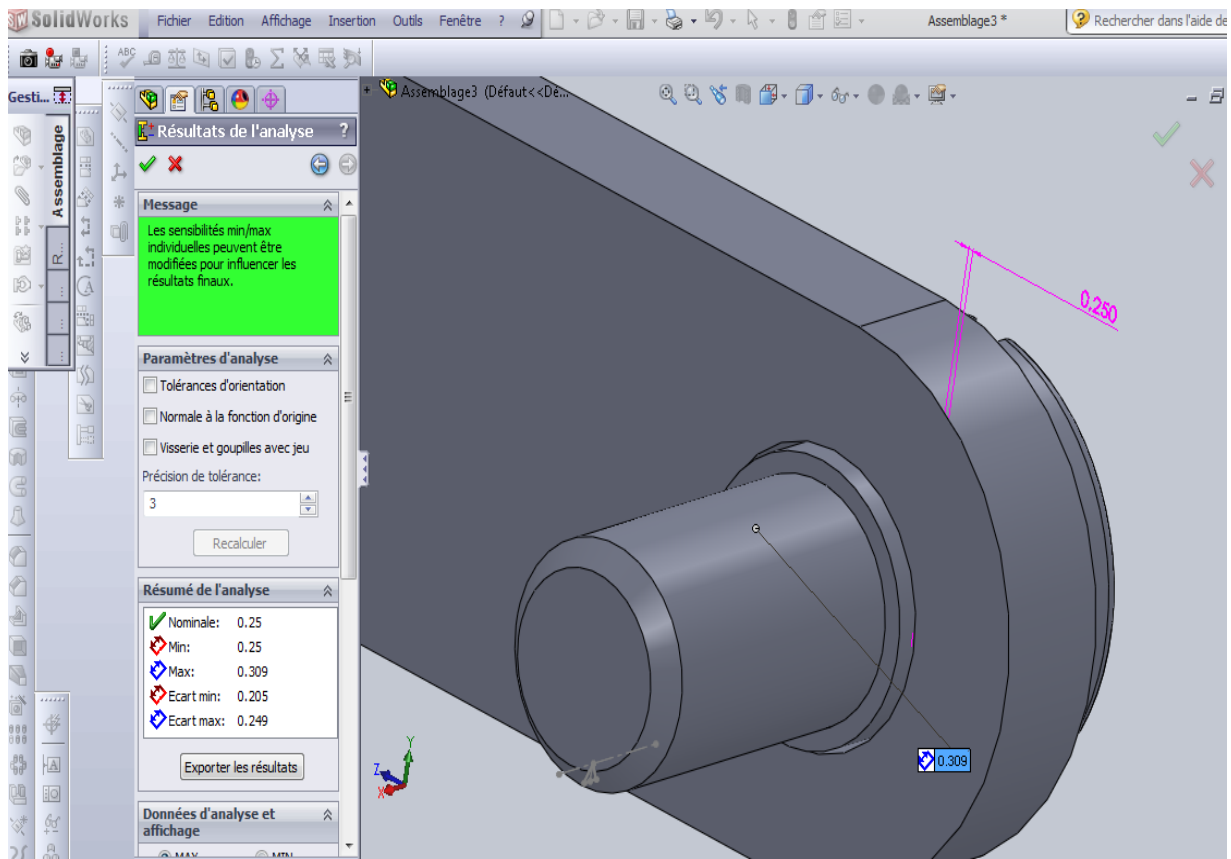


**Figure 4-24:** résultat final du jeu A

La figure 4-8 représente le résultat donné après analyse des tolérances par l'application TolAnalyst. Le crochet et la tige servent à fixer le tuyau avec le sabot cintreur pour déformer ce dernier sur le plan (XZ) suivant l'axe Z, pour que ces derniers assurent leur fonction un jeu axial doit être respecté. D'après le résultat obtenu on remarque que l'intervalle de tolérance et le jeu sont corrects ce qui confirme les résultats numériques trouvés dans le chapitre précédent.



## 9.2. Calcul du jeu B par TolAnalyst



**Figure4-25:** résultat final du jeu B

La figure 4-9 représente le résultat final du jeu axial B entre la pièce 5 (boulon) et la pièce 3 sur le plan (YZ) suivant l'axe Z, donné par l'analyse de l'intervalle de tolérance à l'aide de TolAnalyst sous SolidWorks.

On remarque que les résultats obtenus par TolAnalyst sont conformes avec les résultats obtenus par les applications précédentes du chapitre 3 (faites manuellement). Ce jeu va nous permettre de faire un mouvement rotatif libre entre la pièce 5 et la pièce 3.

### 9.3. Calcul du jeu C par TolAnalyst

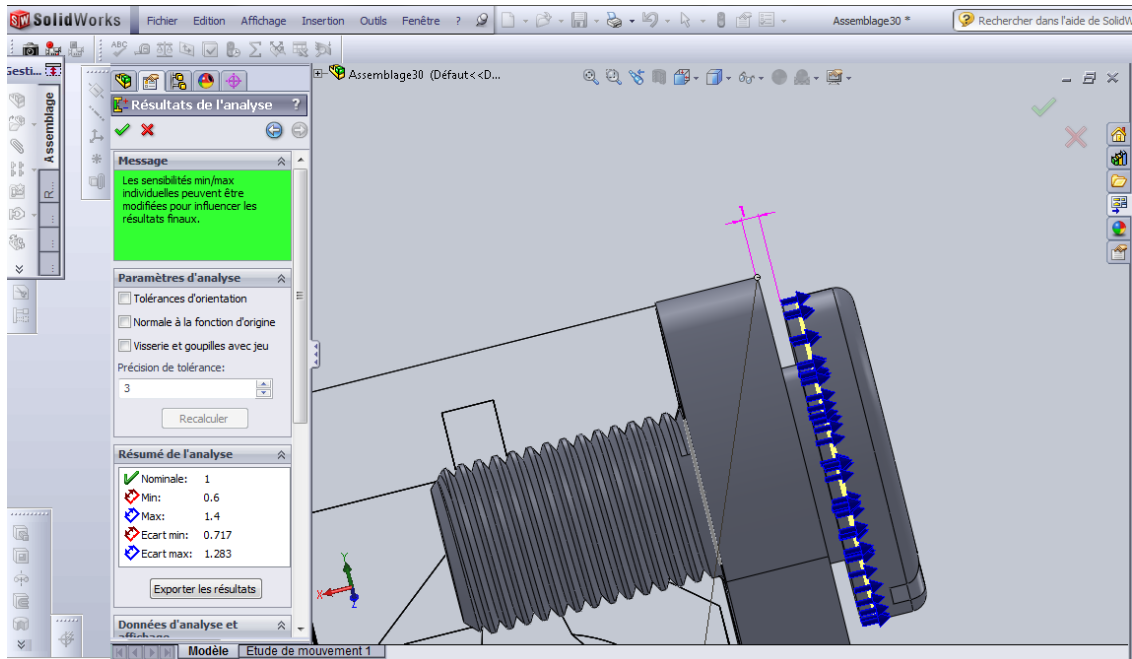


Figure 4-26 : résultats final du jeu C

La figure 4-10 représente le résultat du jeu entre la pièce 5 (boulon) et la pièce 3 sur le plan (XY) dans la direction X, on remarque qu'on a les mêmes résultats obtenus avec le calcul numérique. Ce jeu va permettre à la pièce 3 de tourner librement autour de l'axe du boulon.

## 9.4. Calcul du jeu D par TolAnalyst

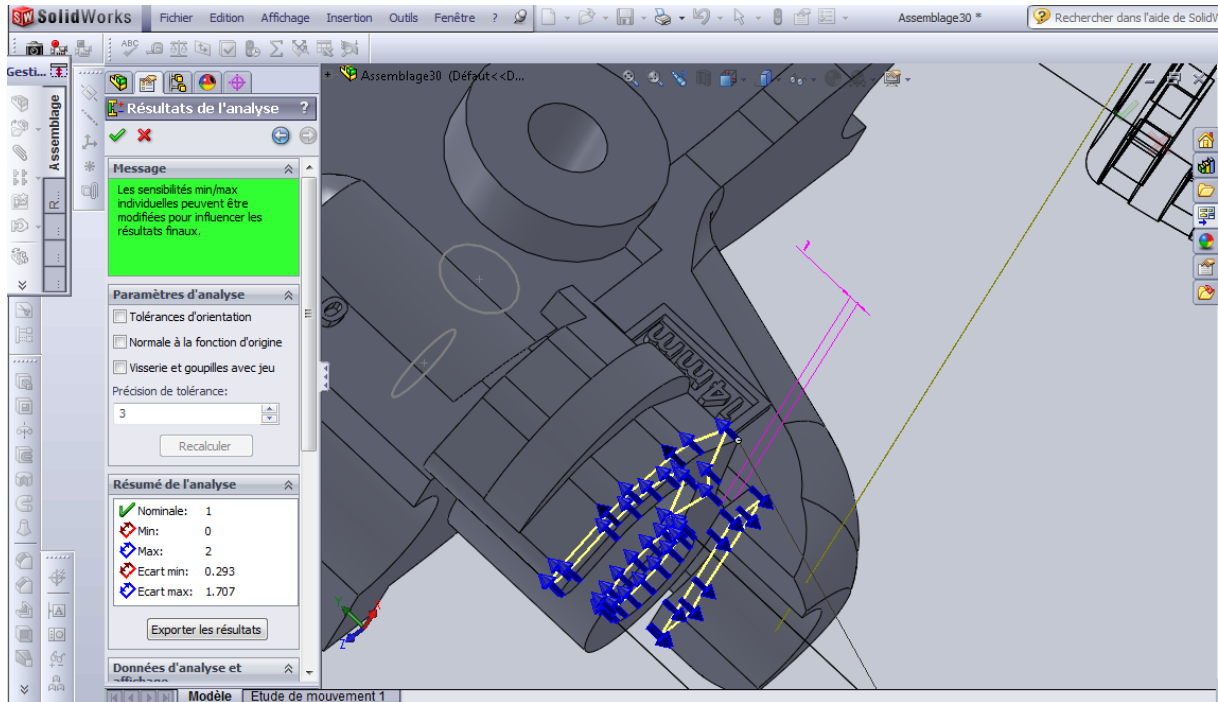
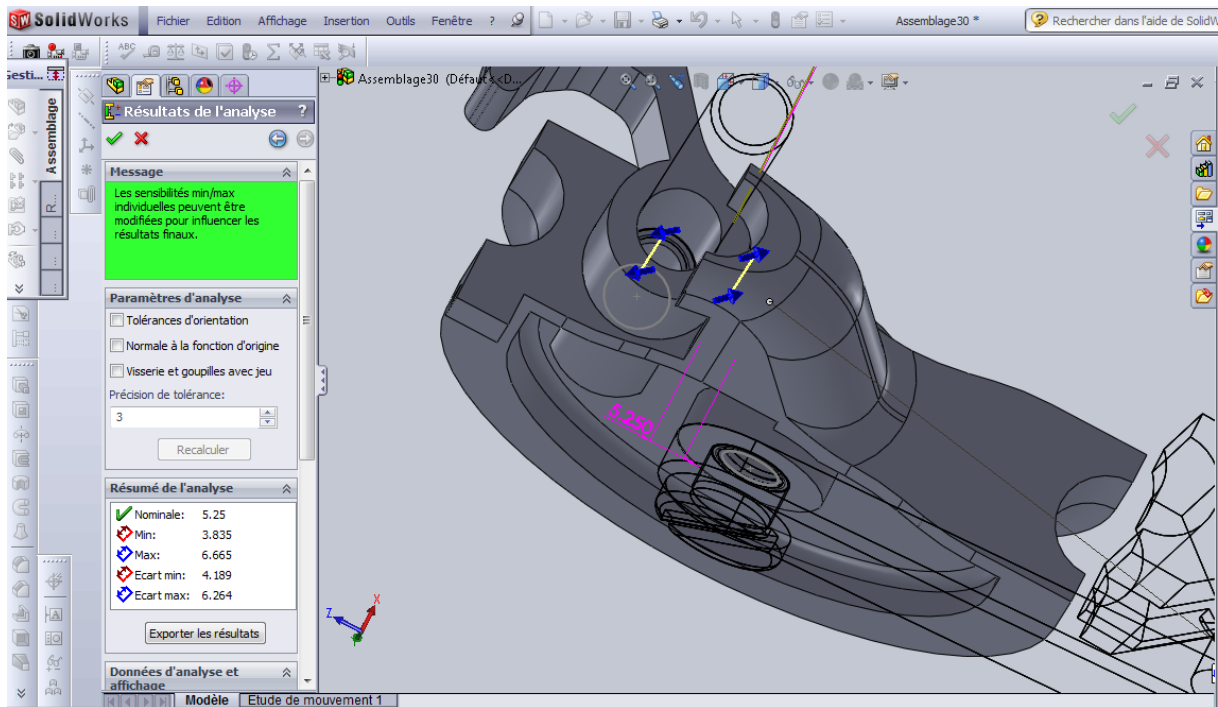


Figure 4-27 : résultat final du jeu D

La figure 4-11 représente le résultat du jeu entre le crochet et le sabot cintreur sur le plan (XY) dans la direction Y. Le crochet va nous permettre de fixer le tuyau sur le sabot cintreur pour le déformer. Ce jeu permet une petite translation suivant l'axe Y pour avoir une rotation limitée autour de la tige<sup>2</sup>. Les résultats trouvés concordent avec les résultats numériques du chapitre précédent.

## 9.5. Calcul du jeu E par TolAnalyst



**Figure 4-28 : résultat final du jeu E**

Nous représentons dans la figure 4-12 le résultat du jeu entre le crochet et le sabot cintreur dans le plan (XZ) suivant la direction Z, d'après les résultats obtenus on remarque qu'il y'a concordance avec ceux du chapitre précédent. Ce jeu nous donne un bon fonctionnement suivant l'axe Z.

## 9.6. Calcul du jeu F par TolAnalyst

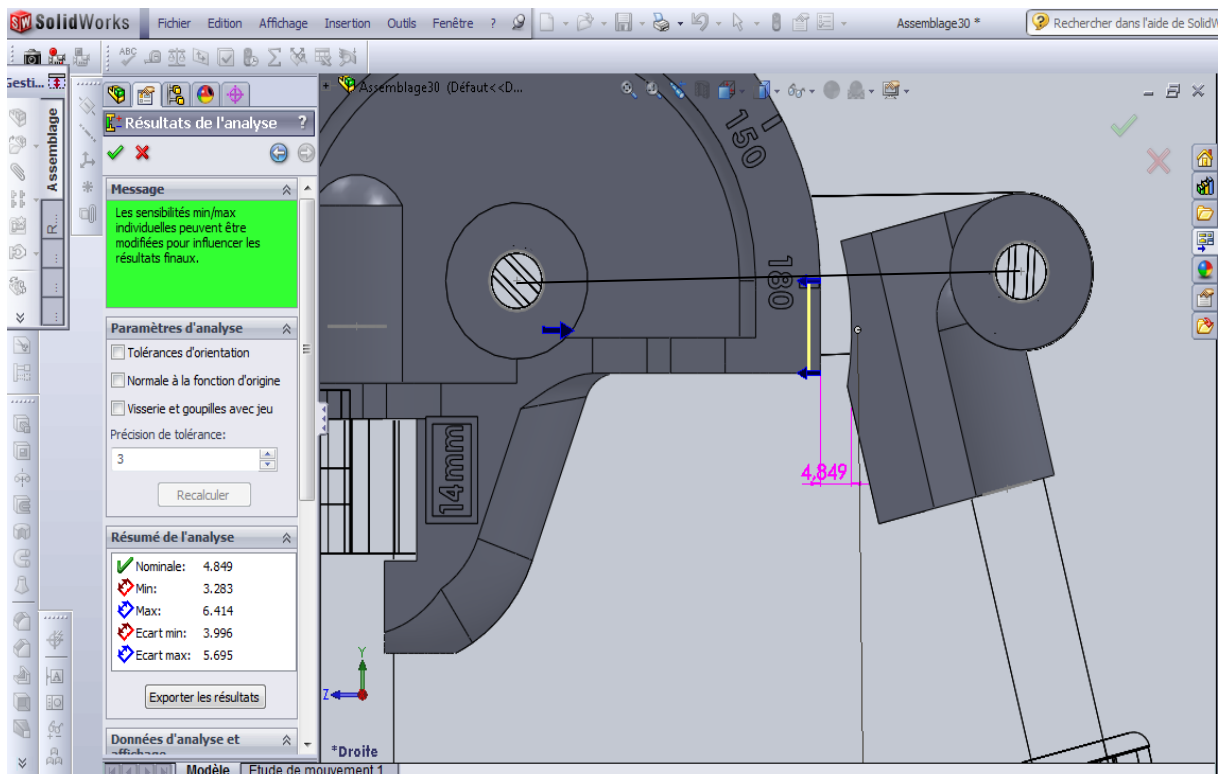


Figure 4-29 : résultat final du jeu F

La figure 4-13 représente le résultat du jeu entre le galet et le sabot cintreur. Ce jeu permet une rotation du galet autour du sabot cintreur pour avoir un pliage uniforme d'un tuyau. D'après les résultats obtenus on remarque que le jeu F sous TolAnalyst n'est pas le même que celui trouvé par les calculs numériques du chapitre 3.

En effet la forme arquée du galet ne présente pas un centre fixe qui nous permet de se repérer pour tracer un rayon et calculer la distance entre le centre du sabot et le galet et par la suite calculer le jeu manuellement. Donc à chaque fois qu'on veut calculer le jeu on fixe un nouveau point sur l'arc du galet suivant le plan (YZ) et on calcule un jeu qui est différent du premier.

## **10. Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons fait le dimensionnement et tolérancement des pièces de la cintrouse avec l'option DimXpert pour enfin faire l'analyse des tolérances par tolanalyst sous Solidworks. Avec cette option on est arrivé à déterminer le jeu entre les pièces de la cintrouse et confirmer les résultats avec le calcul numérique sauf pou le jeu F entre le sabot cintrour et le galet qui présente un cas particulier.

## CONCLUSION GENERALE

Le dimensionnement et le tolérancement sont essentiels pour concevoir une pièce de qualité qui assure convenablement sa fonctionnalité dans un mécanisme. L'identification de chaînes de cotes fonctionnelles est une étape très importante pour le passage de la conception à la réalisation d'un assemblage. En effet chaque chaîne doit définir les exigences de qualité dimensionnelles et géométriques des pièces nécessaires pour assurer leur bon fonctionnement tout en assurant l'assemblage facile du produit

C'est dans ce but qu'on a élaboré notre travail, en se basant sur deux approches, l'une représentée par un calcul numérique et l'autre utilisant des outils informatiques tels que DimXpert et TolAnalyst sous SolidWorks. Cette étude nous a permis d'analyser et déterminer les tolérances de toutes les dimensions de la chaîne et de calculer les jeux maximal et minimal appelés jeux fonctionnels pour ensuite vérifier si ces jeux sont compatibles avec la fonction du mécanisme.

Après un premier chapitre qui représente une recherche bibliographique sur le dimensionnement et les tolérances dimensionnelles, le second chapitre est consacré à la définition de l'analyse et la synthèse des tolérances d'une façon générale en citant quelques méthodologies de calcul de ces tolérances. Le troisième chapitre, qui était une étude fonctionnelle de la cintreuse, nous a permis de faire le dimensionnement et le tolérancement des différentes pièces de la cintreuse et l'élaboration des différents jeux avant de tracer les chaînes de cote pour enfin faire des calculs manuels et trouver le jeu et sa tolérance. Enfin le dernier chapitre traite les résultats sous SolidWorks basé sur l'option ou applications Dimxpert et TolAnalyst pour voir l'adéquation de ces résultats avec ceux trouvés dans le chapitre précédent.

Ce travail nous a permis d'utiliser les tableaux des ajustements et tolérances pour faire un choix optimal des tolérances afin d'assurer des jeux fonctionnels aboutissant au bon fonctionnement de notre cintreuse. En perspective on peut proposer l'utilisation de la méthode des dispersions (méthode  $\Delta I$ ) pour optimiser au mieux ces tolérances tout en respectant les contraintes de fabrication.

## REFERANCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1]- [http:// fr.wikipedia.org/wiki/Tol%C3%A9rance\\_g%C3%A9trique#Histoire\\_des\\_premi.C3.A8res\\_sp.C3.A9cifications](http://fr.wikipedia.org/wiki/Tol%C3%A9rance_g%C3%A9trique#Histoire_des_premi.C3.A8res_sp.C3.A9cifications). (15 juillet 2013)
- [2]- Tolérances et écarts dimensionnels, géométriques et d'états de surface par Jacques Boulanger Ingénieur des Arts et Métiers Métrologies et techniques de contrôle aux automobiles Peugeot
- [3]- professeur J-Y loussouarn, fichier de coure n5 tolérance et chaine de cote (lycée de l'école académie rennes.
- [4]- [http://www.google.fr/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CC8QFjAA&url=http%3A%2F%2Fchristophe.matter.free.fr%2Fconstruction%2F\\_private%2FCI1%2FCotation%2FChaines%2520de%2520cotes.pdf&ei=gMINUoHXIo374QSxuAE&usg=AFQjCNFMFW7uIeGyHlp0PTFQj1NMF2SqLw&bvm=bv.53537100,d.bGE&cad=rja](http://www.google.fr/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CC8QFjAA&url=http%3A%2F%2Fchristophe.matter.free.fr%2Fconstruction%2F_private%2FCI1%2FCotation%2FChaines%2520de%2520cotes.pdf&ei=gMINUoHXIo374QSxuAE&usg=AFQjCNFMFW7uIeGyHlp0PTFQj1NMF2SqLw&bvm=bv.53537100,d.bGE&cad=rja). (20 juillet 2013)
- [5]- [http://fr.wikipedia.org/wiki/Jeu\\_%28m%C3%A9canique%29#Cha.C3.AEne\\_de\\_cotes](http://fr.wikipedia.org/wiki/Jeu_%28m%C3%A9canique%29#Cha.C3.AEne_de_cotes). (1 aout 2013 )
- [6]- [http://www.google.fr/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CC8QFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.lyc-villars.ac-aix-marseille.fr%2Fspip%2FIMG%2Fpdf%2FCotation\\_et\\_tolerances.pdf&ei=u7BNUqP8OPHU4QSaroDYCQ&usg=AFQjCNEPPzrIMLq4lif-UM1rX2M\\_23J46w&bvm=bv.53537100,d.bGE&cad=rja](http://www.google.fr/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CC8QFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.lyc-villars.ac-aix-marseille.fr%2Fspip%2FIMG%2Fpdf%2FCotation_et_tolerances.pdf&ei=u7BNUqP8OPHU4QSaroDYCQ&usg=AFQjCNEPPzrIMLq4lif-UM1rX2M_23J46w&bvm=bv.53537100,d.bGE&cad=rja). (10 aout 2013)
- [7]- Spécification géométrique des produits : méthode d'analyse de tolérances. Application en conception assistée par ordinateur présentée et soutenue publiquement par Jean-Philippe Petit  
Date de soutenance : 17 Décembre 2004
- [8]- Abdessalem HASSANI, Nizar AIFAoui, Abdelmajid BENAMARA, Serge AMPER, Tolerance Analyses and optimisations methodology in integrated design:TOL\_ANALYSES 18 février 2010.
- [9]- <http://fr.wikipedia.org/wiki/Cintrage>.( 15 aout 2013 )
- [10]- <http://mitcalc.com/doc/tolanalysis3d/help/fr/tolanalysis3d.txt.htm>. (22 aout 2013)
- [11]- Hassani Abdessalem1 2, Nizar Aifaoui1, Ben Amara Abdelmajid1 Serge Samper2, Pascal Hernandez23ième, Congrès International Conception et Modélisation des Systèmes Mécaniques CMSM'2009Tunisie.



[12]- Thèse de doctorat de l'école normale supérieure de cachan présentée par Monsieur : Robin Chavanne le 6 juillet 2011.

[13]- Robert Bosch GmbH, reserves all rights even in the event of industrial property rights we reserve all rights of disposal such as copying and passing on to third parties 16-11-2006.

[14]- [http://www.google.fr/#q=calculer+les+tol%C3%A9ances+par+la+m%C3%A9thode+arithm%C3%A9tique+%28pdf%29&spell=1&sa=X&ei=yMWwUajjCq2Q7AaV-oC4Bg&ved=0CCgQBSgA&bav=on.2,or.r\\_qf.&bvm=bv.47534661,d.ZWU&fp=9f3a4cd68a8d6fcb&biw=1360&bih=622](http://www.google.fr/#q=calculer+les+tol%C3%A9ances+par+la+m%C3%A9thode+arithm%C3%A9tique+%28pdf%29&spell=1&sa=X&ei=yMWwUajjCq2Q7AaV-oC4Bg&ved=0CCgQBSgA&bav=on.2,or.r_qf.&bvm=bv.47534661,d.ZWU&fp=9f3a4cd68a8d6fcb&biw=1360&bih=622). (29 août 2013)

[15]- [http://fr.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9thode\\_de\\_Monte-Carlo](http://fr.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9thode_de_Monte-Carlo). ( 1 septembre 2013)

[16]- André Chevalier, chevalier guide de dissinateur industriel, édition 2004.

[17]- [http://www.google.fr/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CC80CC8QFjAA&url=http%3A%2F%2Ffiles.solidworks.com%2FSupportfiles%2FWhats\\_new%2F2008%2FFrench%2Fwhatsnew.pdf&ei=DYtOUpybOIba4ASmmoHwCw&usg=AFQjCNGzC6pLJ4Q9yi44VBM9HFigMbt3qw&bvm=bv.53537100,d.bGE&cad=rja](http://www.google.fr/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CC80CC8QFjAA&url=http%3A%2F%2Ffiles.solidworks.com%2FSupportfiles%2FWhats_new%2F2008%2FFrench%2Fwhatsnew.pdf&ei=DYtOUpybOIba4ASmmoHwCw&usg=AFQjCNGzC6pLJ4Q9yi44VBM9HFigMbt3qw&bvm=bv.53537100,d.bGE&cad=rja). (1 septembre 2013)

[18]- [http://help.solidworks.com/2010/french/SolidWorks/sldworks/LegacyHelp/Sldworks/Detailing/HIDD\\_DRAW\\_DIMTOL.htm?format=P](http://help.solidworks.com/2010/french/SolidWorks/sldworks/LegacyHelp/Sldworks/Detailing/HIDD_DRAW_DIMTOL.htm?format=P). ( 5 septembre 2013)

[19]- [http://www.zpag.net/Tecnologies\\_Industrielles/Tolerances\\_Geometriques.htm](http://www.zpag.net/Tecnologies_Industrielles/Tolerances_Geometriques.htm) .(27 septembre 2013)

[20]- REFERENCE MODULE TTA-DEI1 REFERENCE DOCUMENT Livret dessin cotation 1 DATE DE CREATION 17/12/04

[21]- [G.ouabel,retro-conception du cintreuse a tube manuel université de tlemcen 2011/2012](#)