

### Mise en position des pièces

1. Nom de la pièce		Pièce ou bloc :		Alias :	Etat :	Auteur :	
Embout		e		e	1	Martin	
2. Type d'entité de liaison		Plan		Cylindre		4 trous parallèles	
3. Surface de mise en position		A e		B e		C e	
4. Type d'interface		contact		jeu		jeu vis M4 serrage	
5. Type d'entité de liaison		Plan		Cylindre		4 taraudages	
6. Surface d'appui		D c		E c		F c	
Pièce d'appui		Primaire		Secondaire		Tertiaire	

**Interface**

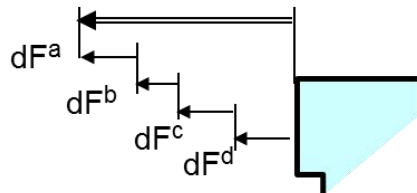
- directe avec un composant
- contact vis
- jeu goupille
- Serrage Pion
- incertain Circlips
- colle Roulement
- peinture Coussinet
- cote décalage

+ dimensions

### Cotation des pièces

Forme	Orientation	Position
<b>Plan</b> 		
<b>Plans coplanaires</b> 		
<b>Cylindre</b> 		
<b>Avec vis</b> 		

### Chaînes de cotes (droite d'analyse)



Juin 2017

## SOMMAIRE

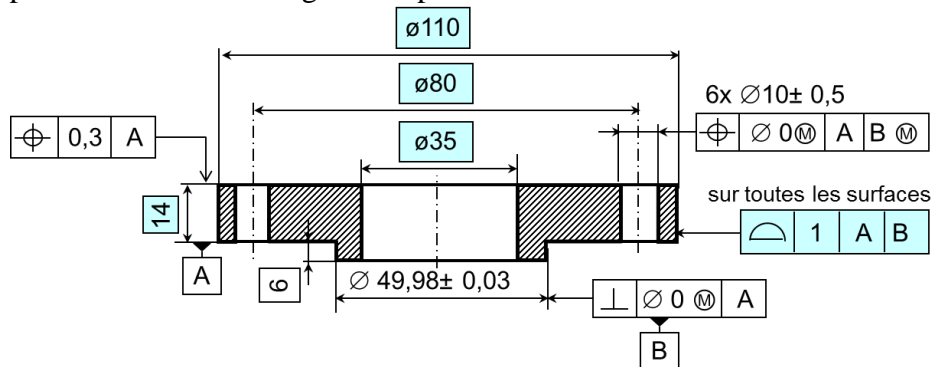
1. PRINCIPE DE LA COTATION FONCTIONNELLE .....	3
1.1 Objectifs de la cotation fonctionnelle .....	3
1.2 Organigramme de la méthode .....	4
1.3 Désignation des pièces du mécanisme .....	4
2. DECOMPOSITION D'UN MECANISME EN SOUS-SYSTEMES .....	5
2.1 Graphe de structure du mécanisme .....	5
2.2 Graphe de structure du réducteur .....	6
3. ANALYSE DE LA MISE EN POSITION DES PIECES .....	6
3.1 Mise en position du carter .....	6
3.2 Description d'une liaison .....	8
3.3 Ordre de prépondérance des liaisons .....	11
3.4 Mise en position des autres pièces .....	12
3.5 Dossier technique .....	16
3.6 Données nécessaires à la cotation d'une pièce isolée .....	16
3.7 Résumé de la méthode .....	17
4. COTATION DES JONCTIONS .....	19
4.1 Règle générale de cotation des surfaces de jonction .....	19
4.2 Cotation type des jonctions surfaciques .....	19
4.3 Cotation des jonctions avec jeu ou serrage .....	21
4.4 Cotation des jonctions avec filetage .....	23
4.5 Règles complémentaires .....	24
4.6 Exemple de liaison avec composant .....	30
4.7 Valeur des tolérances .....	34
4.8 Application au réducteur .....	35
4.9 Système de références sur plusieurs pièces .....	36
4.10 Résumé de la méthode .....	41
5. TOLERANCEMENT GENERAL .....	42
5.1 Tolérancement de toutes les surfaces .....	42
5.2 Congés et chanfreins .....	43
5.3 Surfaces d'assemblage par vis .....	43
5.4 Tolérancement général du carter .....	44
5.5 Résumé de la méthode .....	45
6. POSITION RELATIVE DES JONCTIONS ET DES SURFACES .....	46
6.1 Position relative de deux jonctions .....	46
6.2 Cotation des pièces minces .....	48
6.3 Recherche des maillons influents .....	48
6.4 Etude du carter .....	54
6.5 Résumé de la méthode .....	56
7. CONCLUSION .....	56
8. ANNEXES .....	57
8.1 Perfectionnement de la cotation de la roue dentée .....	57
8.2 Exercices d'initiation et corrections .....	58
8.3 Analyse d'une jonction .....	61

# 1. PRINCIPE DE LA COTATION FONCTIONNELLE

## 1.1 Objectifs de la cotation fonctionnelle

La démarche de cotation fonctionnelle vise à définir les **dessins de définition fonctionnelle** (pièce en fonctionnement)

Un dessin de définition est un **document contractuel** entre le client et le fournisseur qui décrit complètement et sans ambiguïté les pièces.



Exemple de dessin de définition d'un flasque

Les spécifications fonctionnelles assurent :

- La montabilité des pièces,
- L'interchangeabilité et la fabrication indépendante des pièces,
- Le bon fonctionnement du mécanisme et sa durée de vie.

L'objectif de la méthode est d'allouer la tolérance la plus grande possible à chaque spécification, pour limiter les coûts de fabrication et de contrôle.

La cotation fonctionnelle du dessin de définition est lue :

- par le gammiste pour choisir des processus de production et de contrôle capables,
- par le métrologue, pour valider la conformité de la pièce,
- par le service achat, pour accepter et payer un lot de pièces ou le refuser.

Le langage utilisé pour décrire les spécifications de chaque pièce est défini par les normes ISO de cotation qui sont adoptées par toutes les entreprises de mécanique générale et de précision, surtout dans le contexte de l'externalisation des productions (Renault, PSA, SAFRAN, AIRBUS, VALEO...).

Les principales normes sont regroupées dans la matrice GPS (Geometrical Product Specification) : ISO 1101 (2013), ISO 5459 (2011) et ISO 2692 (2015)

Contrairement à ce qui se dit, la cotation s'applique aussi bien en série que pour des pièces unitaires et il n'est pas plus long de faire une cotation ISO qu'une cotation élémentaire.

Le seul cas où la cotation peut être omise ou simplifiée, c'est lorsque le concepteur réalise les pièces en étroite collaboration avec l'atelier au sein de la même entreprise, car il n'y a pas de relation contractuelle. C'est alors le fabricant qui fait l'étude fonctionnelle pour réaliser les pièces qui fonctionnent...

**La cotation dépend du processus d'assemblage et de réglage du mécanisme. Le concepteur doit donc impérativement collaborer avec le responsable de l'assemblage pour optimiser le tolérancement.**

La démarche cotation fonctionnelle impose de tenir compte des défauts géométriques inévitables lors de la fabrication des produits.

Afin de permettre la fabrication des pièces sur des sites et avec des procédés différents, les informations sur les contrôles et la fabrication doivent être données respectivement sur des fiches de contrôle et des dessins de phase ou du brut (pas sur le dessin de définition).

## 1.2 Organigramme de la méthode

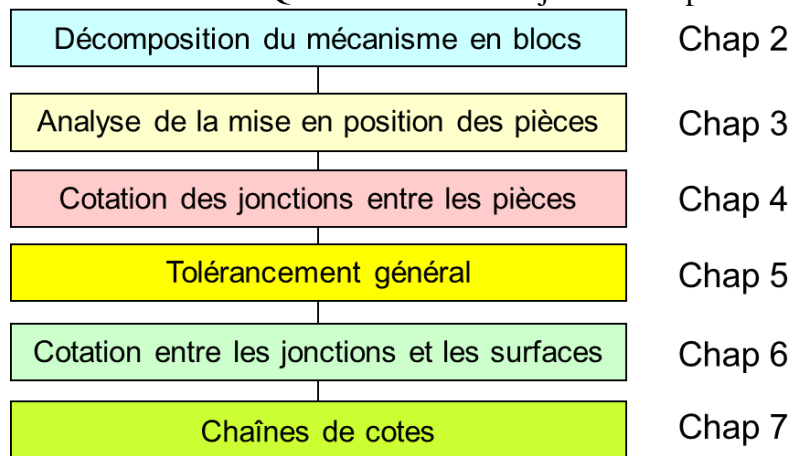
La méthode proposée s'appelle CLIC, Cotation en Localisation avec Influence des Contacts. Elle a été développée dans le cadre de mes activités de recherche au Laboratoire Universitaire de Recherche en Production Automatisée de l'ENS Cachan depuis 1997.

Plusieurs variantes sont possibles. Ce cours décrit la méthode QUICK\_GPS largement approuvée par les entreprises car elle permet de confier la cotation d'une pièce à un concepteur, quasi-indépendamment des autres pièces.

Le concepteur doit connaître globalement l'ensemble du mécanisme et étudier tour à tour chacune des pièces. La cotation porte principalement sur les jonctions de la pièce étudiée avec les pièces voisines et sur les maillons entre ces jonctions (70% du travail).

Les tolérances sont choisies dans un tableau de tolérances par défaut. Le calcul de la résultante de la chaîne de cotes de chaque exigence permet ensuite d'optimiser les tolérances et les cotes moyennes choisies.

Chaque étape de la démarche CLIC/QUICK GPS fait l'objet d'un chapitre de ce document.

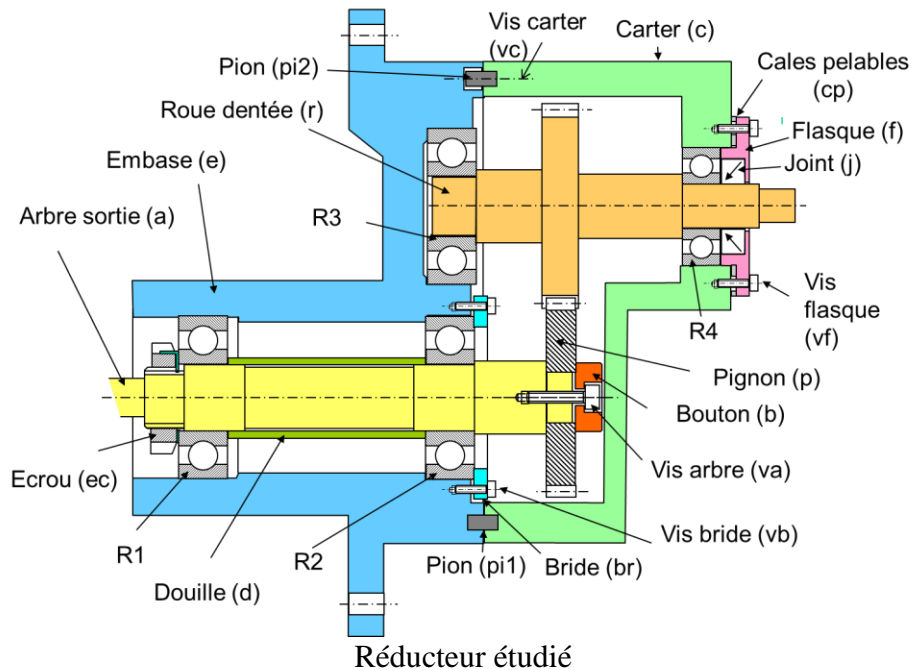


Méthode de cotation QUICK GPS

## 1.3 Désignation des pièces du mécanisme

Donner un nom à chaque pièce avec un alias formé de une ou deux lettres (ex : corps, alias c). Identifier les composants standard du commerce (désignation complète permettant de connaître les dimensions et les tolérances).

Cette méthode va être illustrée à l'aide des pièces d'un réducteur.



## 2. DECOMPOSITION D'UN MECANISME EN SOUS-SYSTEMES

### 2.1 Graphe de structure du mécanisme

Le tolérancement impose que tous les partenaires du projet identifient la mise en position des pièces du mécanisme de la même façon.

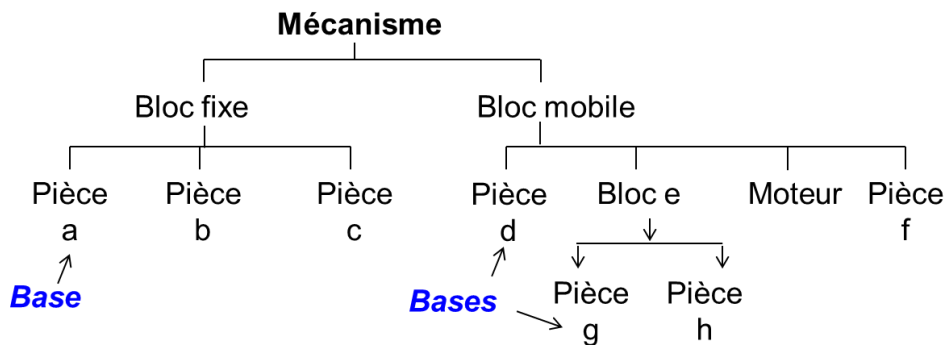
Dans cette méthode QUICK GPS, la structure du mécanisme est décrite par un graphe. La mise en position de chaque pièce est décrite par un tableau.

La première ligne du graphe permet de décomposer le mécanisme avec un bloc fixe et les différents blocs mobiles. En dessous, chaque bloc est représenté par une ligne.

Généralement, un bloc est composé de pièces solidaires ou de blocs de niveaux inférieurs. Sur une ligne, chaque pièce est mise en position sur des surfaces appartenant à des pièces situées à sa gauche dans le graphe. La pièce la plus à gauche sur une ligne est donc la base du bloc.

Un composant acheté (moteur, capteur,...) est considéré comme un sous-ensemble monobloc. (Il n'a pas à être décomposé).

Les petits composants standards (vis, pions, roulements...) ne sont pas forcément représentés dans ce graphe.



Graphe de mise en position d'un mécanisme classique

Lorsque le mécanisme comporte différentes configurations (par exemple, configurations à gauche, à droite et en position intermédiaire), il y a un graphe pour chaque configuration.

Certains mécanismes imposent des graphes plus complexes (ex : systèmes articulés, tuyaux de flexibles de raccordement...). Certains blocs peuvent alors comporter des parties mobiles.

Remarque : La base d'un bloc est la pièce la plus importante qui reçoit plusieurs pièces. Généralement, la base met en position le bloc dans le mécanisme. Parfois, plusieurs solutions sont possibles. Il faut choisir une pièce de base et la conserver pour tout le projet pour obtenir une cotation cohérente et permettre l'élaboration des chaînes de cotes. Les cotations seront légèrement différentes en changeant de base.

## 2.2 Graphe de structure du réducteur

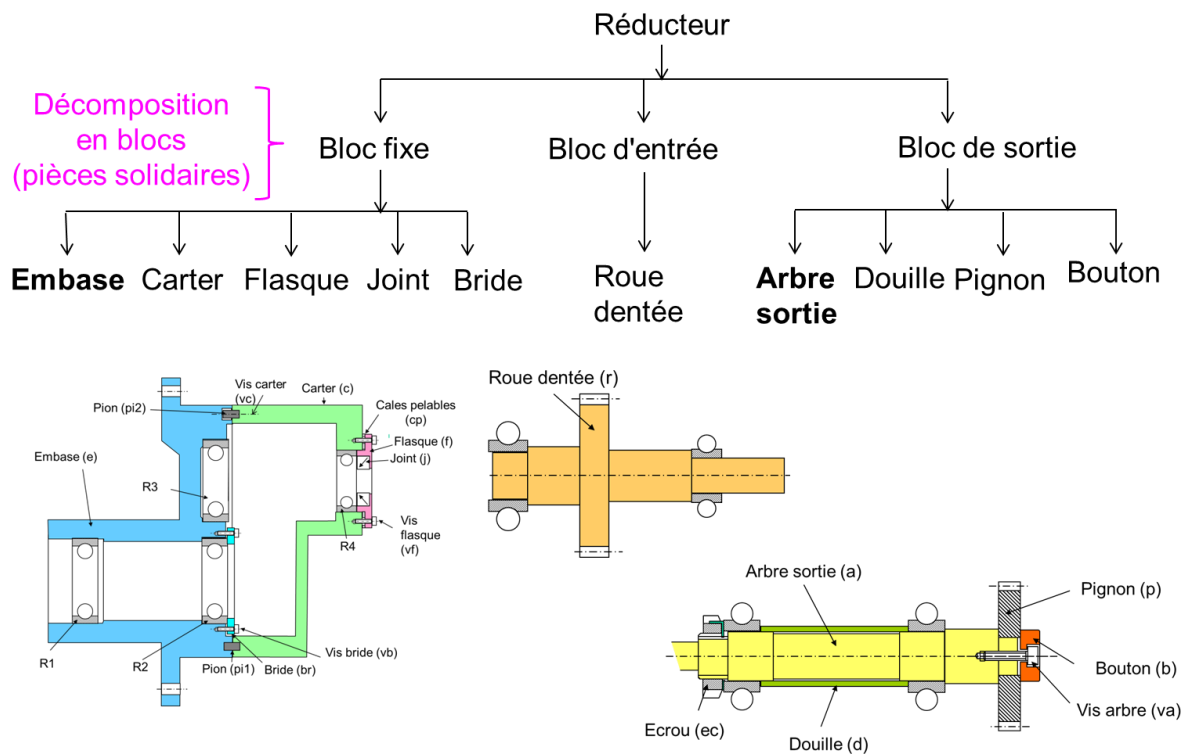
### 2.2.1 Structure du mécanisme

Le réducteur est composé d'un bloc fixe, d'un bloc d'entrée et d'un bloc de sortie.

Le bloc fixe comprend toutes les pièces fixes reliées à l'embase qui est le bâti du mécanisme relié au milieu extérieur.

Le bloc de sortie comprend toutes les pièces tournantes liées à l'arbre de sortie.

Le bloc d'entrée ne comporte qu'une seule pièce qui est la roue dentée.



Graphe du réducteur

Remarque : dans cette décomposition, les bagues des roulements se trouvent séparées.

## 3. ANALYSE DE LA MISE EN POSITION DES PIÈCES

### 3.1 Mise en position du carter

#### 3.1.1 Principe de description de la mise en position

Choisir la base du bloc qui est la première pièce sur laquelle s'assemble ensuite les autres pièces.

Chaque pièce est ensuite mise en position par des surfaces de références qui sont posées sur des surfaces d'appui d'une pièce ou de plusieurs pièces différentes déjà en place sur le mécanisme en cours de construction.

*Lors de l'apprentissage de la méthode, il est conseillé de faire un schéma par pièce et par bloc pour décrire sa mise en position sur le reste du mécanisme.*

*Les futurs outils de CAO utiliseront cette notion de mise en position pour réaliser l'assemblage du mécanisme.*

Faire un schéma avec la pièce étudiée et les pièces d'appui.

Surligner les surfaces de référence et d'appui en rouge pour l'entité primaire, en vert pour la secondaire et en bleu pour la tertiaire.

Indiquer s'il y a du jeu dans la liaison (arbre plus petit que l'alésage) ou du serrage.

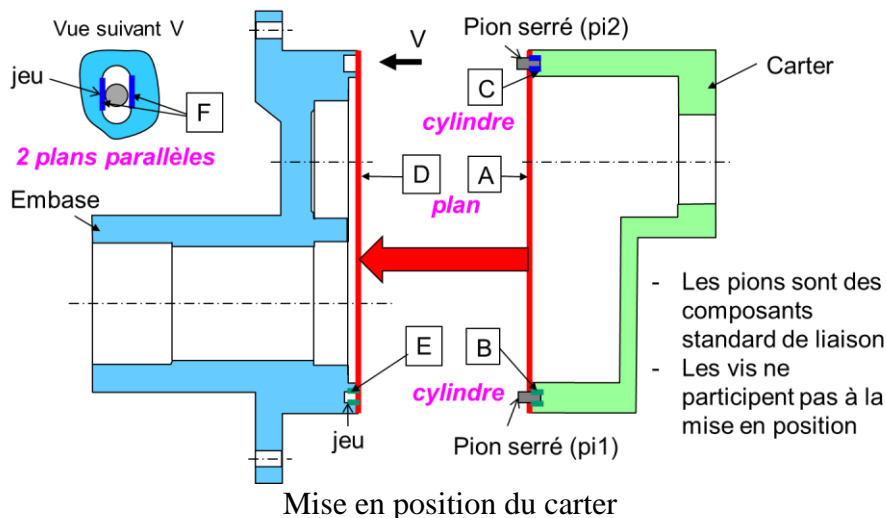
Désigner les surfaces de références par ABC et les surfaces d'appui par DEF(\*).

(\*) ou une des lettres suivantes si la pièce d'appui comporte déjà une surface de ce nom.

Si la pièce comporte des mobilités (tige de vérin rentrée ou tige sortie), il y a un schéma de la pièce pour chaque mise en position différente.

### 3.1.2 Mise en position du carter sur l'embase (jonction principale du carter)

Dans ce mécanisme, la base du bloc fixe est l'embase. C'est le bâti du mécanisme qui permet de fixer le réducteur sur le milieu extérieur.



Le schéma ci-avant montre la mise en position du carter sur l'embase.

- Le plan primaire A du carter vient en contact avec le plan D de l'embase.
- Un pion (pi1) serré dans le carter centre le cylindre B du carter avec le cylindre E de l'embase. Il y a du jeu dans l'embase.
- Un pion (pi2) serré dans le carter centre cylindre C du carter dans la rainure F de l'embase. Il y a du jeu dans l'embase..

Les surfaces de références A, B, C constituent le système de références principal du carter.

Les surfaces d'appui D, E, F constituent un système de références auxiliaire pour l'embase.

*Remarque 1 : F désigne l'ensemble des 2 plans parallèles de la rainure de l'embase.*

*Remarque 2 : Les vis ne participent pas à la mise en position du carter, car tous les degrés de liberté sont bloqués par le plan et les 2 pions*

### 3.1.3 Représentation de la mise en position par un tableau

Une pièce est mise en position sur le reste du mécanisme par une **jonction décrite par un tableau de mise en position**.

La jonction est composée de 1, 2 ou 3 **liaisons**. Chaque liaison élimine certains degrés de liberté, ce qui classe les liaisons selon un ordre de prépondérance désigné par **primaire, secondaire et tertiaire**.

Sur chaque pièce, la liaison est assurée par une entité de positionnement, avec une interface.

Le tableau suivant correspond à la mise en position du carter décrite en 3.1.2 :

1. Nom de la pièce	Pièce ou bloc :	Alias :	Etat :	Auteur :
	<b>Carter</b>	<b>c</b>	1	Martin
2. Type d'entité de liaison	Plan	Cylindre	Cylindre	
3. Surface de mise en position	A   c	B   c	C   c	
4. Type d'interface	contact	Serrage Pion 4@,3,98mini jeu	Serrage Pion 4@,3,98mini jeu	
5. Type d'entité de liaison	Plan	Cylindre	2 plans // sym	
6. Surface d'appui	D   e	E   e	F   e	
Pièce d'appui	Liaison primaire	Liaison secondaire	Liaison tertiaire	

Tableau de mise en position

La mise en position de chaque pièce est décrite par son tableau. La première ligne comporte le nom de la pièce, son alias, le numéro de l'état (les états correspondent à des mises en position différentes de la pièce) et le nom de l'auteur du tableau (traçabilité).

En dessous, les trois colonnes correspondent respectivement aux liaisons primaire, secondaire et tertiaire (le cas échéant).

Dans chaque colonne, on a :

- Ligne 2, la désignation du type d'entité de liaison de la pièce étudiée.
- Ligne 3, le nom de la surface, l'alias de la pièce à laquelle appartient la surface et éventuellement les numéros des surfaces de l'entité.
- Ligne 4, le type d'interface pour chaque liaison (généralement jeu, serrage ou contact ou composant d'interface).
- Ligne 5, la désignation du type d'entité de liaison de la pièce d'appui.
- Ligne 6, le nom de la surface d'appui, l'alias de la pièce d'appui et éventuellement les numéros des surfaces de l'entité.

Lorsqu'un bloc (ou une pièce) a une mobilité et change de surfaces de mise en position, il faut un tableau pour chaque mise en position extrême ou remarquable et éventuellement un tableau pour les phases transitoires. Dans ce cas, la liaison primaire est généralement commune à toutes les positions.

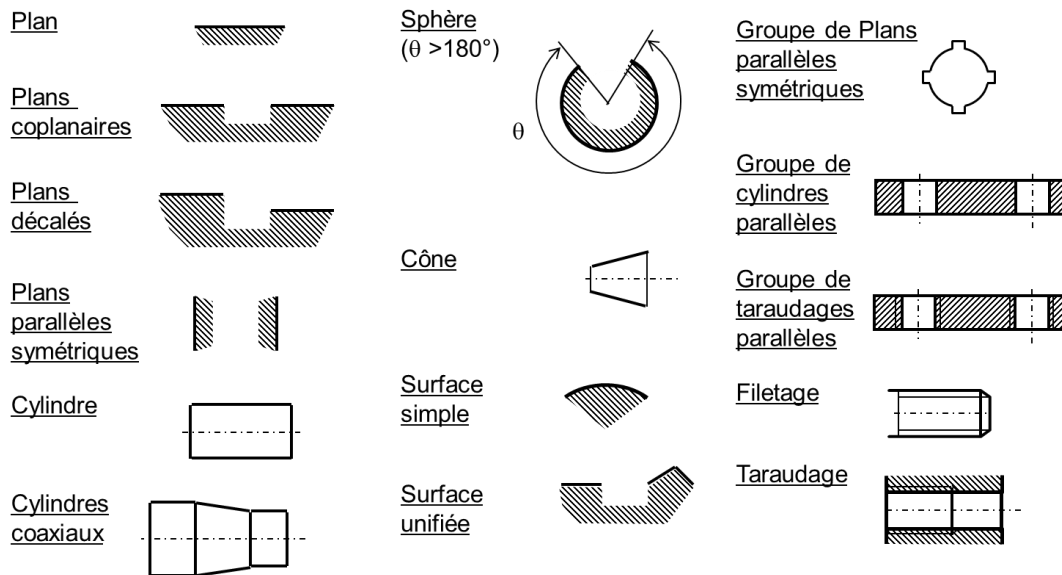
## 3.2 Description d'une liaison

### 3.2.1 Entité de liaison

Chaque liaison primaire, secondaire ou tertiaire est assurée soit par une surface unique (plan, cylindre, cône, sphère, surface gauche), soit par l'association de plusieurs surfaces en **entités de positionnement**.



Les entités considérées dans cette méthode sont les suivantes :



Liste des entités de positionnement

La surface simple peut être constituée par un secteur cylindrique, sphérique ou conique ou par toute autre surface gauche (spline, surface réglée...).

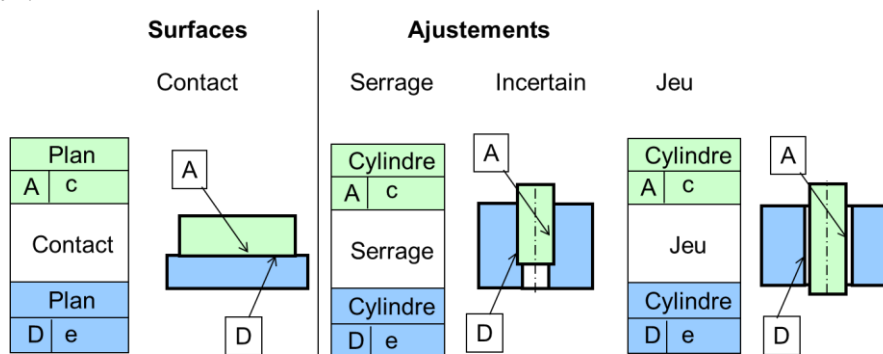
Cette liste est complète au sens où les autres entités pouvant être rencontrées sont considérées comme une surface quelconque (simple ou composée).

*Remarque : la bonne désignation d'une entité est très importante, car elle permettra d'appliquer directement la cotation type de cette entité.*

### 3.2.2 Interfaces entre entités de mise en position

Les interfaces simples sont décrites par l'un des 4 mots-clés :

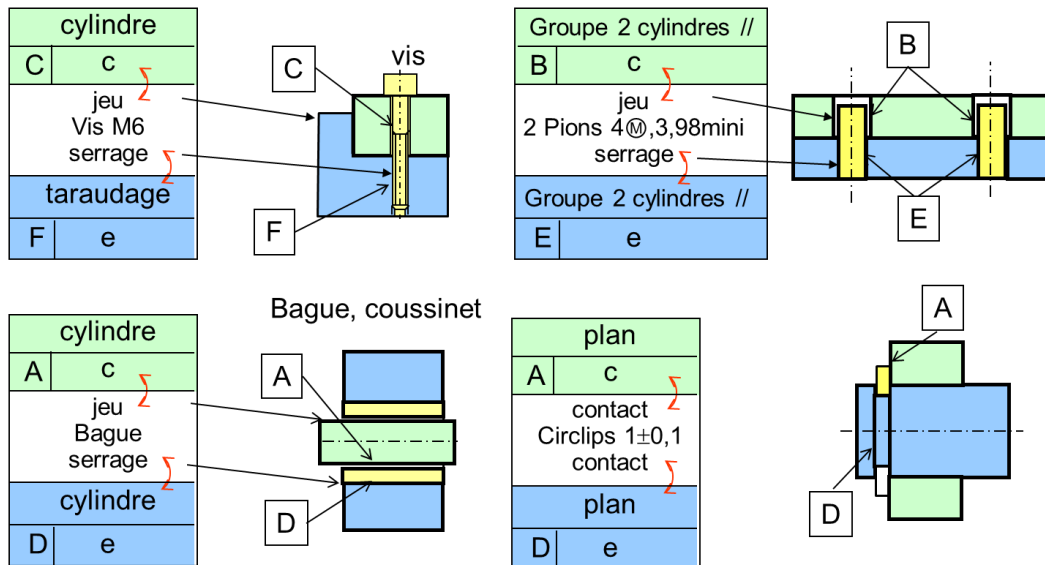
- Contact : les entités de positionnement sont directement en contact
- Serrage : les surfaces constituent un ajustement avec serrage sans flottement (ex : arbre plus gros que l'alésage).
- Jeu : les surfaces constituent un ajustement avec jeu, c'est-à-dire que l'arbre est plus petit que l'alésage (la liaison laisse une petite mobilité)
- Incertain : le jeu est très faible ou nul. Le jeu favorable est nul. Le jeu défavorable est positif.



Interfaces simples

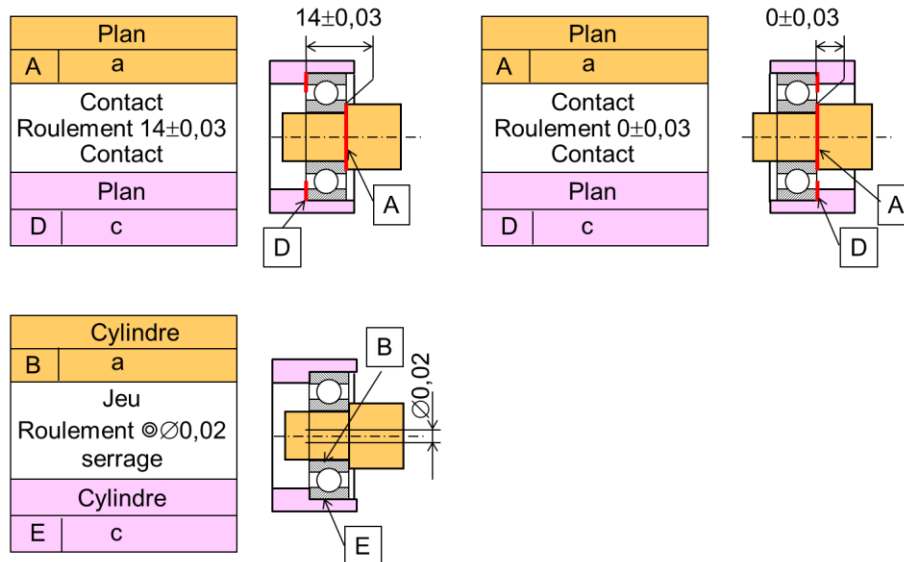
Conseil : pour faciliter l'identification des surfaces dans le schéma d'un assemblage, il est préférable de faire pointer la flèche sur la surface par l'intérieur de la matière.

Certaines liaisons sont assurées avec un composant standard du commerce qui peut être en contact avec les surfaces de mise en position ou assemblé avec serrage ou jeu.



Interfaces avec composants

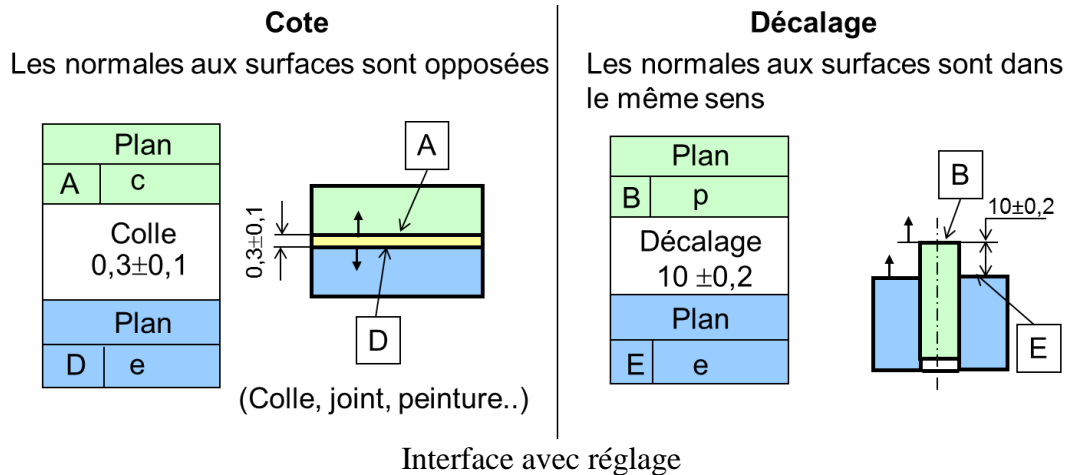
Pour les roulements, il est possible d'indiquer la distance entre les surfaces de mise en position en incluant la déflexion axiale ou radiale.



Interfaces avec roulement

Certaines liaisons imposent le réglage de la distance entre les surfaces de mise en position.

- Cote : les normales aux surfaces sont opposées.
- Décalage : les normales aux surfaces sont dans le même sens.



Cette liste d'interfaces n'est pas limitative. Tous les types de composants standard peuvent être placés en interface. Toutefois, des systèmes particuliers peuvent imposer que la mise en position du composant soit décrite par un tableau spécifique.

### 3.3 Ordre de prépondérance des liaisons

#### 3.3.1 Définition de la prépondérance

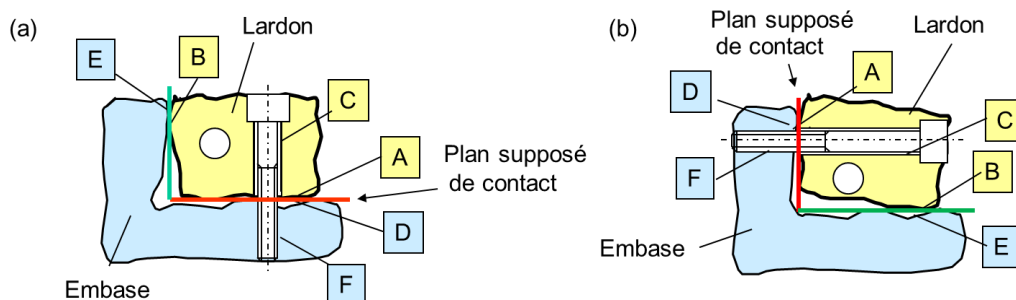
L'ordre primaire, secondaire, tertiaire des liaisons est déterminé par le concepteur en fonction des degrés de libertés qu'il veut faire supprimer par chaque entité de liaison.

**La liaison prépondérante est celle qui supprime le plus de degrés de liberté en rotation** (sauf la liaison sphérique qui doit être considérée comme primaire)

Conseil : Pour faciliter la lecture, il est possible de colorier l'entité primaire en rouge, l'entité secondaire en vert, l'entité tertiaire en bleu.

#### 3.3.2 Jonction plan | plan.

Le serrage ou les efforts extérieurs imposent le contact sur un plan qui est donc le plan primaire.



#### Jonction plan | plan

Dans les deux cas (a) et (b), le serrage par la vis plaque le lardon sur l'embase par l'intermédiaire d'un plan de contact. C'est ce plan qui impose l'orientation du lardon par rapport à l'embase. On dit que ce plan de contact est primaire car il bloque effectivement deux degrés de liberté en rotation. Il est prépondérant par rapport à l'autre plan secondaire qui ne bloque plus qu'un seul degré en rotation.

Le plan primaire du lardon est donc appelé A et est parfaitement en contact avec le plan D de l'embase. Dans le cas (a), la liaison primaire est "horizontale", dans le cas (b), elle est "verticale".

Le plan secondaire du lardon est appelé B, il est en contact avec E sur une ligne (voire sur deux points). Cette ligne de contact assure l'orientation de la pièce autour de la normale au plan primaire.

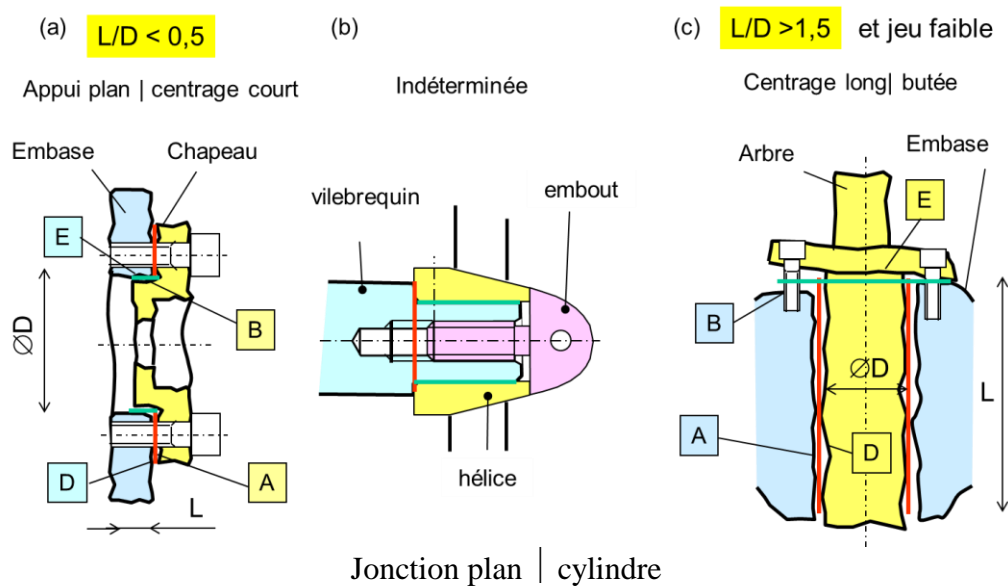
Le dernier degré de liberté en translation est limité par la vis qui positionne la référence tertiaire C du lardon (trou cylindrique) par rapport à la référence F de l'embase (trou taraudé).

### 3.3.3 Jonctions plan | cylindre court et cylindre long | plan

La figure (a) représente une jonction appui plan primaire | centrage court secondaire avec un rapport  $L/D < 0,5$ . ( $L$  = Etendue de la liaison cylindrique,  $D$  = Diamètre du cylindre).

La figure (c) représente une jonction centrage long primaire | appui plan ou ponctuel secondaire avec un rapport  $L/D > 1,5$ .

Pour  $L/D \in ]0,5 ; 1,5[$ , la liaison est indéterminée. Pour que le plan soit primaire, il faut du jeu dans la liaison cylindrique et un effort axial. Pour que le cylindre soit primaire, il faut que l'alésage cylindrique soit serré sur l'arbre.



En (a) et (b), l'effort de serrage assure le contact sur le plan A qui est donc primaire.

En (c), le cylindre long A oriente l'arbre. Le contact ne peut pas être assuré sur tout le plan car le jeu dans la liaison cylindrique est faible. Le cylindre est primaire, le plan B est secondaire.

### 3.3.4 Cohérence de l'ordre de prépondérance

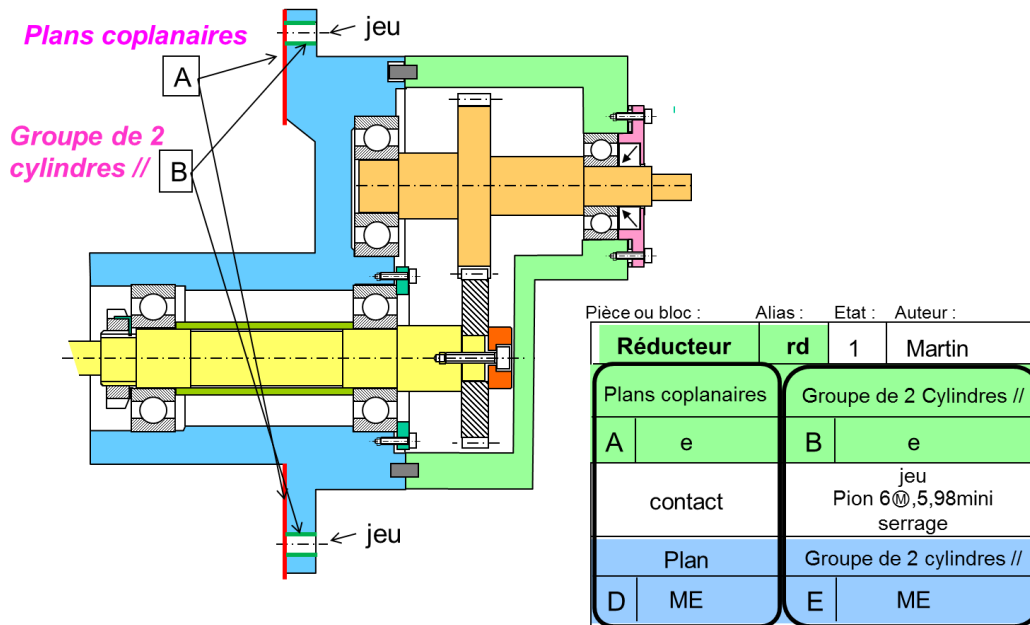
L'ordre de prépondérance primaire, secondaire tertiaire est choisi par le concepteur, en fonction des défaillances pouvant se produire en cas de défaut dans la liaison. Cet ordre doit être cohérent avec la conception de la jonction, en particulier en fonction de l'étendue des surfaces et des efforts appliqués au sein de la jonction.

## 3.4 Mise en position des autres pièces

### 3.4.1 Mise en position du mécanisme

Le mécanisme est fixé sur le milieu extérieur par des surfaces appartenant à une ou plusieurs pièces. Cette mise en position est normalement déjà imposée par le concepteur responsable de l'implantation du réducteur dans son environnement extérieur (machine, véhicule...).

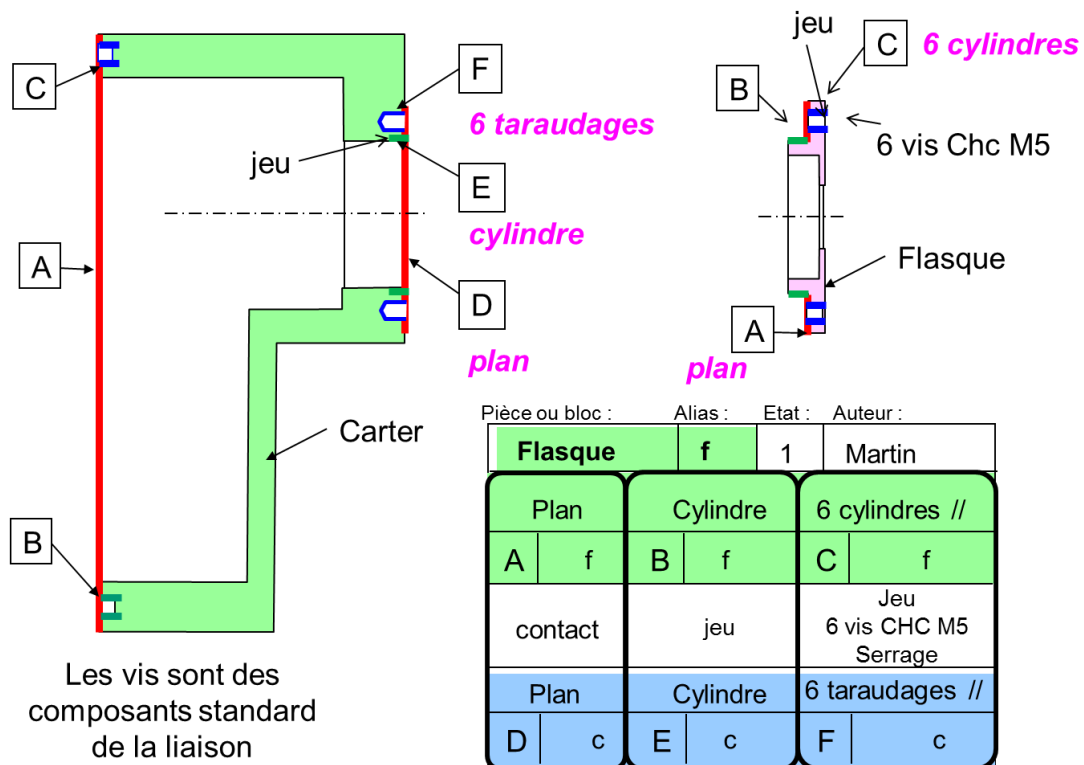
Remarque : si les surfaces d'appui ne sont pas connues, mettre l'indication « ME » sur la dernière ligne pour « Milieu Extérieur ».



Mise en position du mécanisme dans le milieu extérieur

- Les plans coplanaires A de l'embase sont sans doute en appui plan sur un bâti hors du domaine de l'étude qui peut être schématisé ou non.
- Les deux trous parallèles B positionnent le mécanisme avec du jeu.

**3.4.2 Mise en position du flasque sur le carter (jonction auxiliaire du carter)**



Mise en position du flasque

- Le plan primaire A du flasque vient en contact avec le plan D du carter.
- Le cylindre B du flasque est centré dans le cylindre E du carter. Il y a du jeu dans cette liaison.

- 6 vis CHC M5 passent avec du jeu dans les 6 trous C du flasque et sont serrées dans les 6 taraudages F du carter.

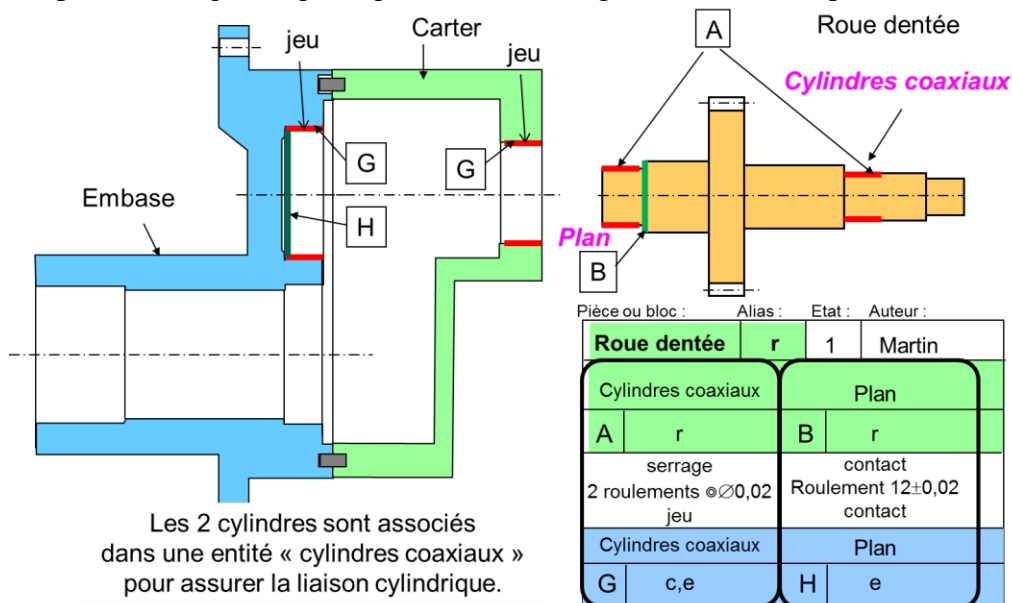
Les surfaces de références A, B, C du flasque constituent le système de références principal du flasque.

Les surfaces d'appui D, E, F constituent un système de références auxiliaire pour le carter.

*Remarque : C désigne le groupe des 6 cylindres (répétition circulaire) recevant les vis. F représente les 6 taraudages. Les vis participent à la mise en position du carter, car tous les degrés de liberté ne sont pas bloqués par le plan primaire et le cylindre secondaire. Les vis assurent le maintien en position et bloquent le dernier degré de liberté en rotation, car il n'y a aucun autre dispositif d'orientation.*

### 3.4.3 Mise en position de la roue dentée sur deux pièces différentes

Cette exemple montre qu'une pièce peut être mise en position sur deux pièces différentes.



Mise en position de la roue dentée

- Les deux cylindres coaxiaux A de la roue dentée sont centrés respectivement dans les deux alésages G de l'embasse et du carter à l'aide de deux roulements. Les roulements R3 et R4 sont montés avec du jeu dans leur alésage et serrés sur les portées de la roue dentée. La déflexion radiale des roulements est indiquée sous la forme d'une coaxialité  $\varnothing 0,02$ .
- Le plan B de la roue dentée est positionné axialement par rapport au plan H de l'embasse à l'aide du roulement R3 avec une distance  $12 \pm 0,02$  incluant la déflexion axiale  $\pm 0,02$ .

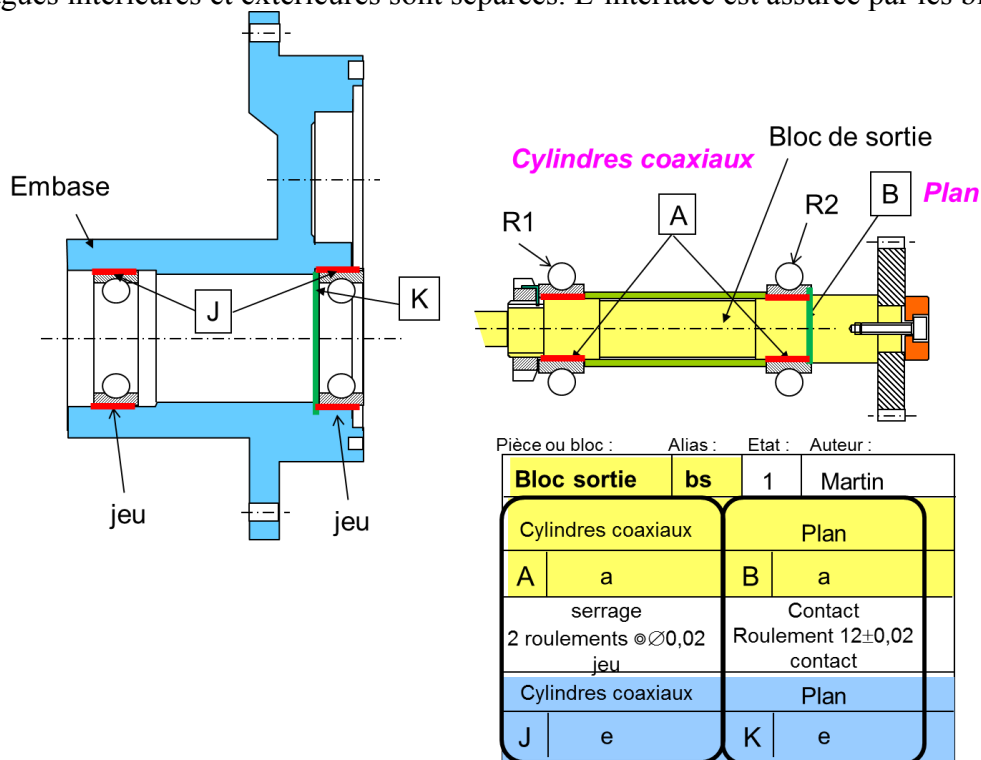
Les surfaces de références A et B constituent le système de références principal de la roue dentée.

Les surfaces d'appui G et H constituent virtuellement un système de références auxiliaire pour le sous-ensemble formé par le carter et l'embasse, mais comme ces surfaces n'appartiennent pas à une seule pièce, il n'y a pas un système de références auxiliaire complet sur chaque pièce.

### 3.4.4 Mise en position d'un bloc

Un bloc est considéré comme un ensemble monobloc. Les surfaces de mise en position appartiennent éventuellement à des pièces différentes de ce bloc.

Les roulements sont des composants de jonction du bloc de sortie avec le sous-ensemble fixe. Les bagues intérieures et extérieures sont séparées. L'interface est assurée par les billes.



26

Mise en position du bloc de sortie

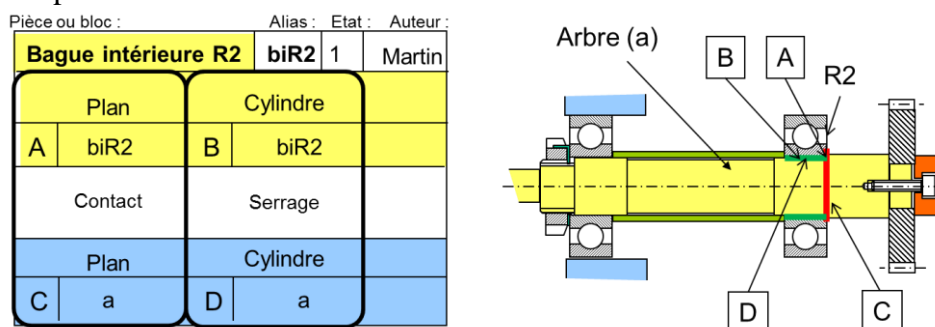
- Les deux cylindres coaxiaux A de l'arbre de sortie sont centrés respectivement dans les deux alésages J de l'embase à l'aide de deux roulements R3 et R4 qui sont montés avec du jeu dans leurs alésages et serrés sur les portées de l'arbre de sortie. La déflexion radiale des roulements est indiquée sous la forme d'une coaxialité  $\varnothing 0,02$ .
- Le plan B de l'arbre de sortie est positionné axialement par rapport au plan K de l'embase à l'aide du roulement R2. La distance entre B et K est  $12\pm 0,02$ .

Les surfaces de références A, B constituent le système de références principal du bloc de sortie.

Les surfaces d'appui J et K constituent un système de références auxiliaire pour l'embase.

### 3.4.5 Mise en position des bagues de roulement

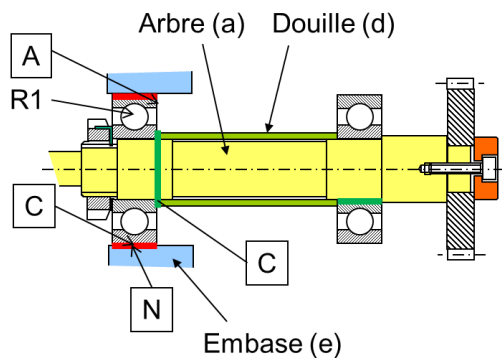
La mise en position des bagues des roulements peut être décrite avec des tableaux spécifiques, afin de préciser l'ordre de prépondérance. Généralement, la bague est serrée axialement avec un appui plan primaire.



Mise en position de la bague intérieure du roulement R2

La bague extérieure du roulement R1 est uniquement centrée dans l'alésage N de l'embase. Le plan A de la bague extérieure est positionné à  $0\pm 0,02$  par rapport au plan C de la douille. Le rotulage interne du roulement autorise ainsi un positionnement primaire du cylindre C et un appui plan primaire du plan A.

Pièce ou bloc :		Alias :		Etat :		Auteur :	
Bague extérieure e R1		beR1		1		Martin	
Cylindre		Plan					
C	beR1	A	beR1				
Jeu		0±0,02					
Cylindre		Plan					
N	e	C	d				



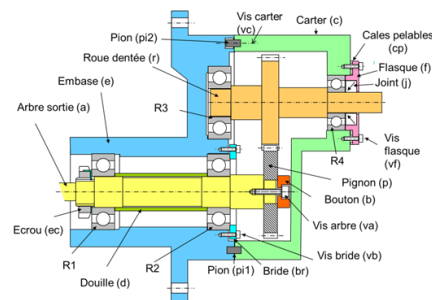
Mise en position de la bague extérieure du roulement R1

### 3.5 Dossier technique

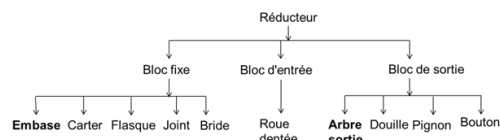
Le dossier technique est très important pour la capitalisation des choix au sein de l'entreprise et au cours du cycle de vie du produit. Il permet également la validation du projet dès cette étape, auprès de tous les partenaires (clients, fournisseurs, calcul de structure...).

Ce dossier très rapide à faire avec des captures comporte :

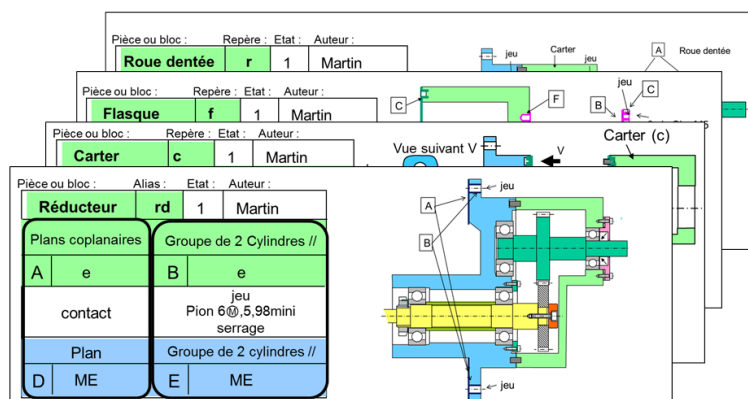
Le dessin d'ensemble avec la nomenclature des pièces et des composants



Le graphe décrivant la structure du mécanisme



Les tableaux de mise en position de chaque bloc et de chaque pièce



Dossier technique

### 3.6 Données nécessaires à la cotation d'une pièce isolée

Pour pouvoir faire la cotation fonctionnelle d'une pièce, il faut avoir identifié toutes les jonctions avec les pièces voisines notamment :



- La jonction principale (qui correspond à la mise en position de la pièce étudiée sur le reste du mécanisme).
- Les jonctions auxiliaires correspondant à toutes les autres pièces qui viennent en appui sur la pièce étudiée.

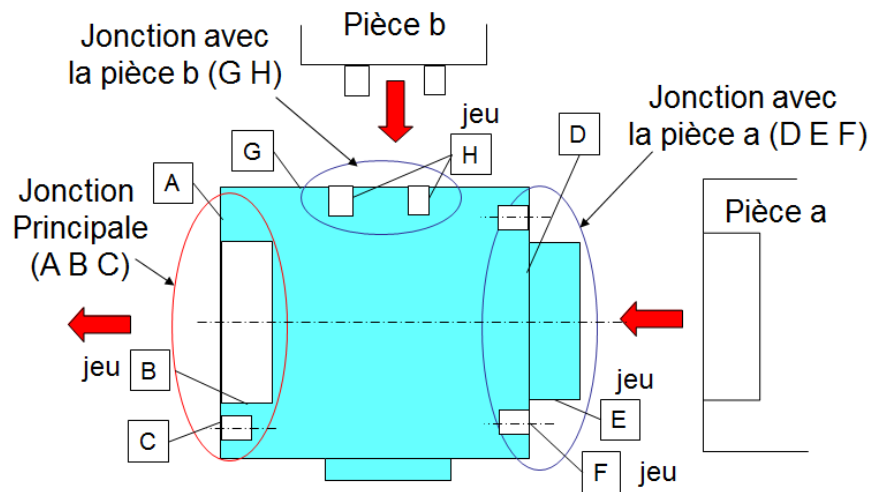
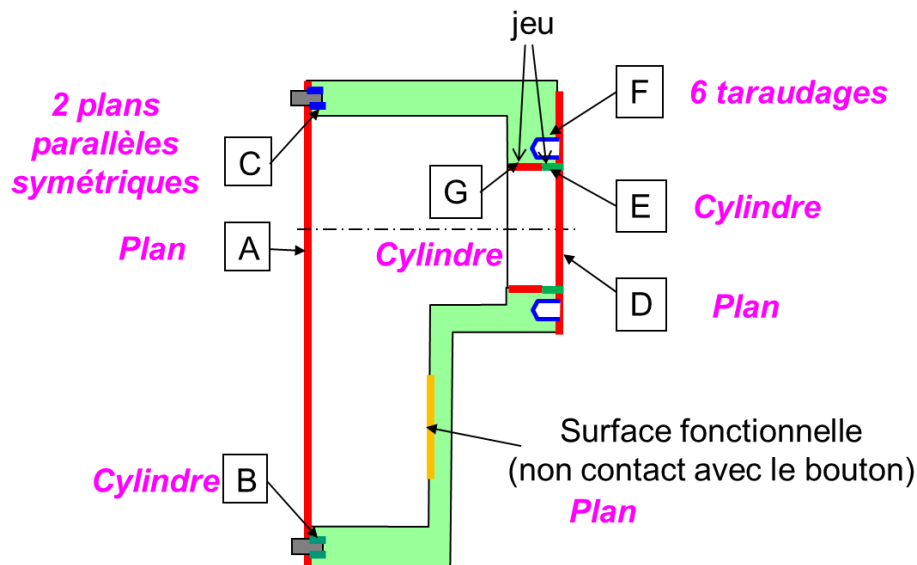


Schéma de principe des jonctions d'une pièce

Il faut également identifier les autres surfaces fonctionnelles qui n'interviennent dans aucune jonction, mais qui nécessitent un tolérancement plus précis que le tolérancement général. À titre d'exemple, l'étude du carter peut être réalisée à partir de cette figure de synthèse.



Surfaces des jonctions et surface fonctionnelle du carter

Les surfaces E et G sont deux zones restreintes du même alésage correspondant respectivement aux liaisons avec le roulement et avec le flasque. Théoriquement, il faudrait gérer séparément ces deux zones restreintes pour faire une cotation rigoureuse. Il est aussi possible de fusionner ces deux zones pour simplifier la cotation, mais cette « simplification » impose une adaptation des règles de cotation et nécessite une bonne expertise.

### 3.7 Résumé de la méthode

- Décomposer le mécanisme en créant un bloc pour chaque groupe cinématique et éventuellement pour chaque sous-ensemble réalisé séparément.
- Choisir la base du mécanisme et de chaque bloc.

- Définir la mise en position de chaque pièce et de chaque bloc, sauf les bases (un schéma par pièce).
- Indiquer les liaisons avec du jeu et les pions serrés
- Lorsqu'une pièce a une mobilité, il peut y avoir plusieurs mises en position différentes qui doivent être cohérentes.
- L'ordre des surfaces primaire, secondaire et tertiaire est défini par la prépondérance des surfaces de références,
- La surface prépondérante est celle qui bloque le plus de degrés de liberté en rotation,
- Pour faire la cotation d'une pièce isolée, il faut connaître toutes les jonctions avec les pièces voisines et les autres surfaces fonctionnelles de la pièce nécessitant une tolérance plus précise que le tolérancement général.

**Intérêt de la méthode**

Les mises en position ainsi décrites peuvent facilement être lues et approuvées par tous les partenaires du projet, concepteurs, fabricants, clients, fournisseurs.

Cette méthode permet notamment de valider un projet très tôt, avant de passer à la cotation.

Très souvent, cette analyse révèle des lacunes et permet d'améliorer la conception du produit ou de le simplifier.

Ces schémas sont joints au dossier technique du produit.

Ce dossier permet maintenant de faire étudier séparément chaque pièce par des concepteurs voire des entreprises différentes et de générer une cotation des jonctions cohérente.

## 4. COTATION DES JONCTIONS

### 4.1 Règle générale de cotation des surfaces de jonction

Les tableaux ci-après définissent, pour chaque type d'entité, la cotation à recopier sur le dessin de définition suivant que l'entité est primaire, secondaire ou tertiaire en adaptant les noms des références. Les pièces sont supposées rigides.

Les tableaux indiquent des spécifications de position en pointillés. En général, c'est la spécification d'orientation qu'il faut appliquer à la surface. Toutefois, si la surface spécifiée est parallèle à une des références ou plus généralement, s'il est possible de mettre une cote encadrée entre la surface spécifiée et le système de référence, il faut une position et une orientation (voir règle 4).

Choisir la valeur des tolérances ou mettre simplement la lettre t en attendant de choisir.

Indiquer les diamètres nominaux et les cotes encadrées entre la surface tolérancée et les références.

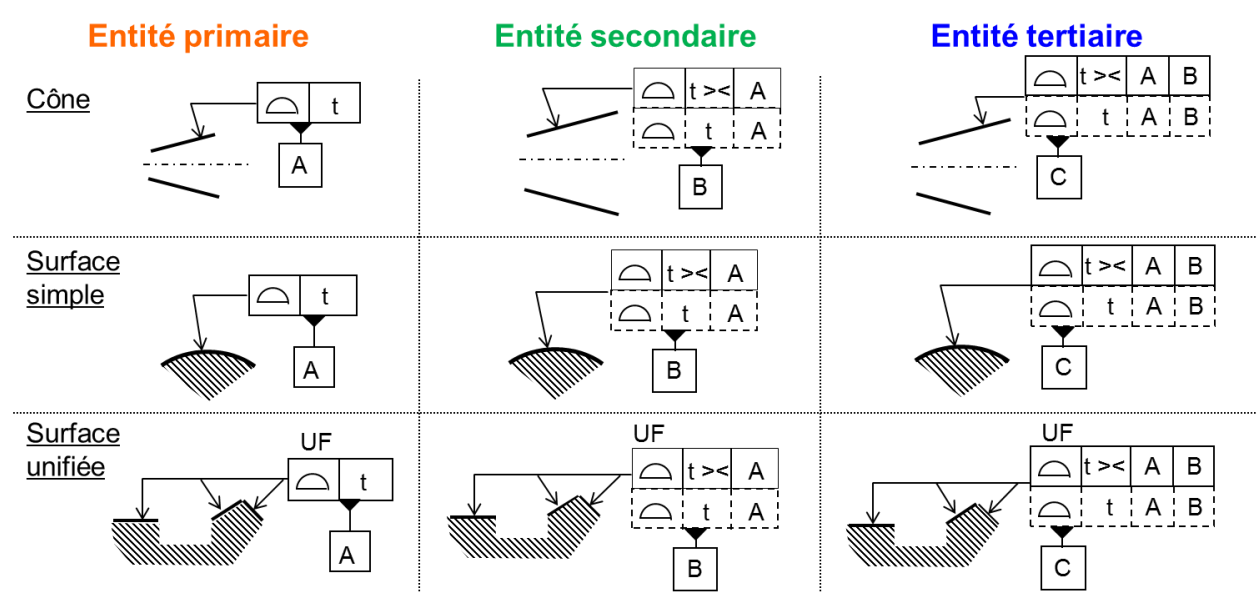
Si besoin, les tolérances peuvent être écrites sous forme littérale avec la lettre de l'alias de la pièce et un numéro (ex : t1a, t2a...pour la pièce a avec une numérotation dans l'ordre d'écriture des tolérances). Les cotes nominales ou les cotes moyennes peuvent être désignées par l'alias suivi d'un numéro (ex : a1, a2, a3...).

### 4.2 Cotation type des jonctions surfaciques

#### 4.2.1 Tableau de cotation des entités surfacique

Ces spécifications permettent d'assurer la qualité des contacts surface sur surface entre les pièces.

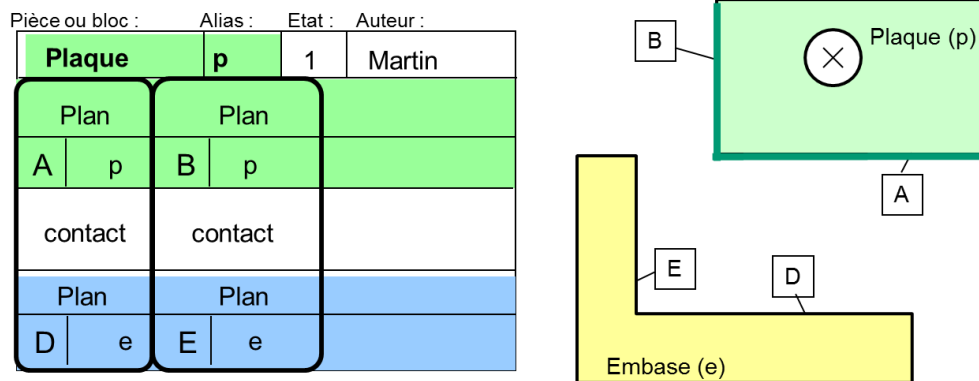
	Entité primaire	Entité secondaire	Entité tertiaire
<b>Plan</b>			
<b>Plans coplanaires</b>			
<b>Plans parallèles décalés</b>			



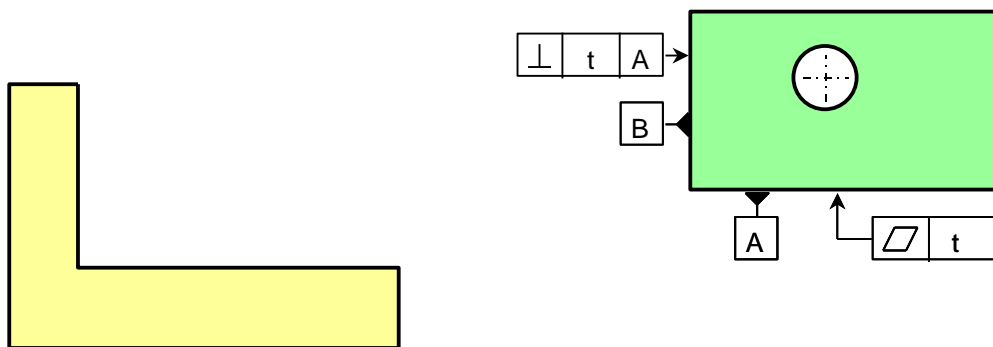
Cotation type des entités surfaciques

### 4.2.2 Mode d'emploi sur un exemple

La jonction est décrite par un tableau de mise en position accompagné impérativement par schéma. Il faut recopier la cotation type sur les dessins de la pièce étudiée et de la pièce d'appui, pour chaque entité primaire, secondaire et tertiaire en adaptant les noms des références.



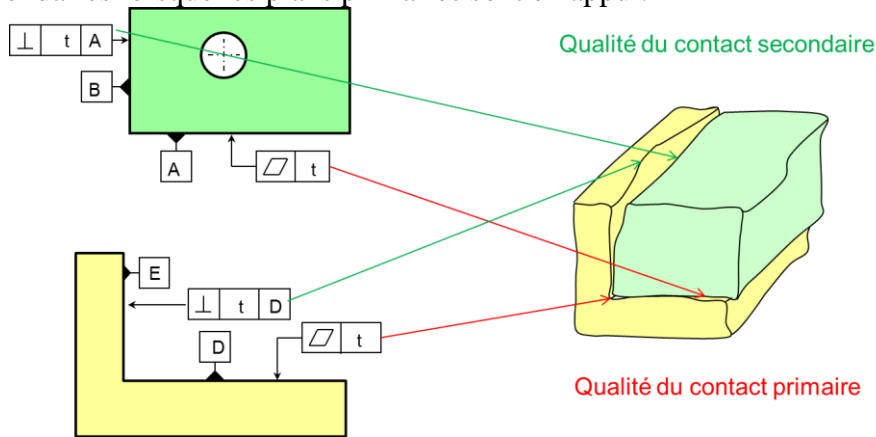
Exemple de mécanisme



Faire de même la cotation de l'embase.

Principe de cotation des deux pièces

La planéité des plans primaires garantit la qualité du contact plan sur plan. Les perpendicularités des plans secondaires par rapport aux primaires assurent un bon contact sur les plans secondaires lorsque les plans primaires sont en appui.



4.3 Cotation des jonctions avec jeu ou serrage

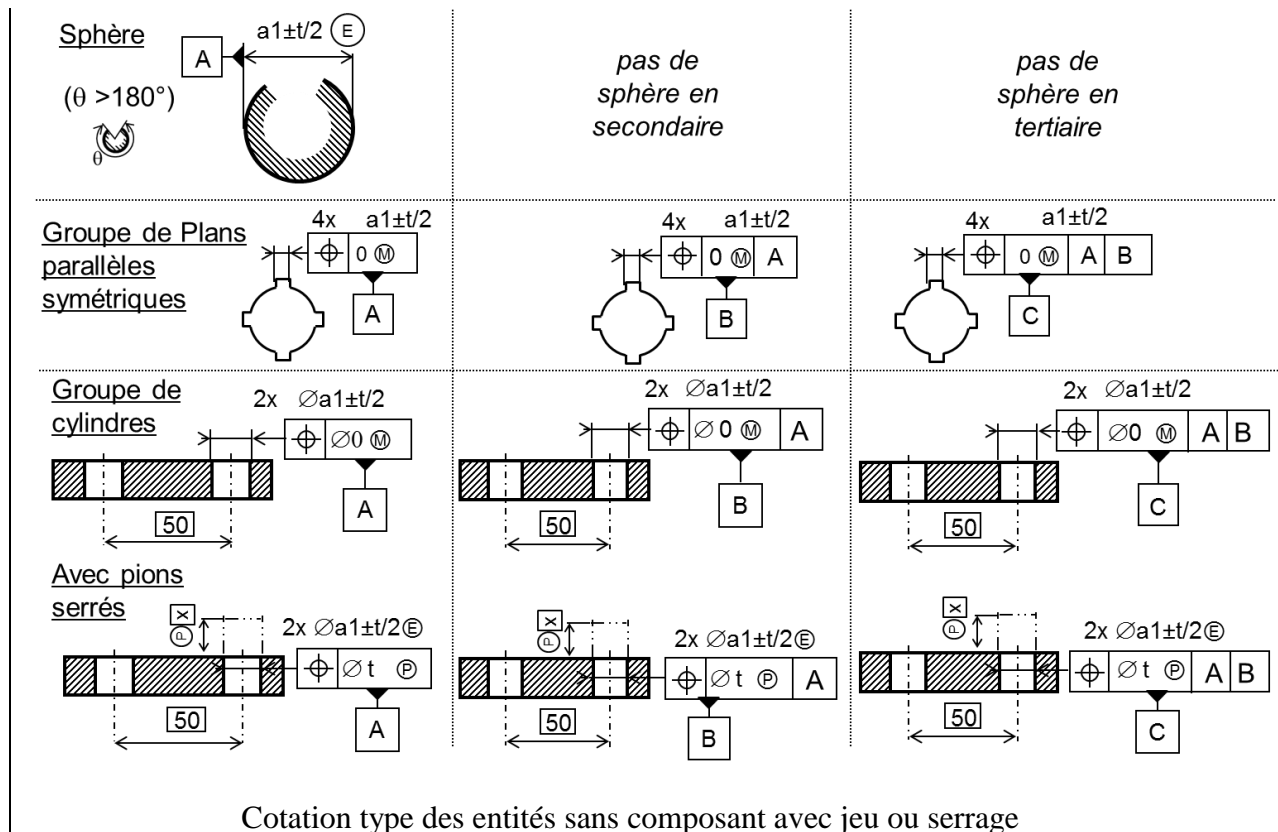
4.3.1 Tableau de cotation des entités ajustement

Les modificateurs  $\ominus$  et  $\oplus$  permettent de maîtriser le jeu mini ou le serrage maxi pour garantir la montabilité.

La dimension au minimum de matière permet de maîtriser le jeu maxi ou le serrage mini dans la jonction.

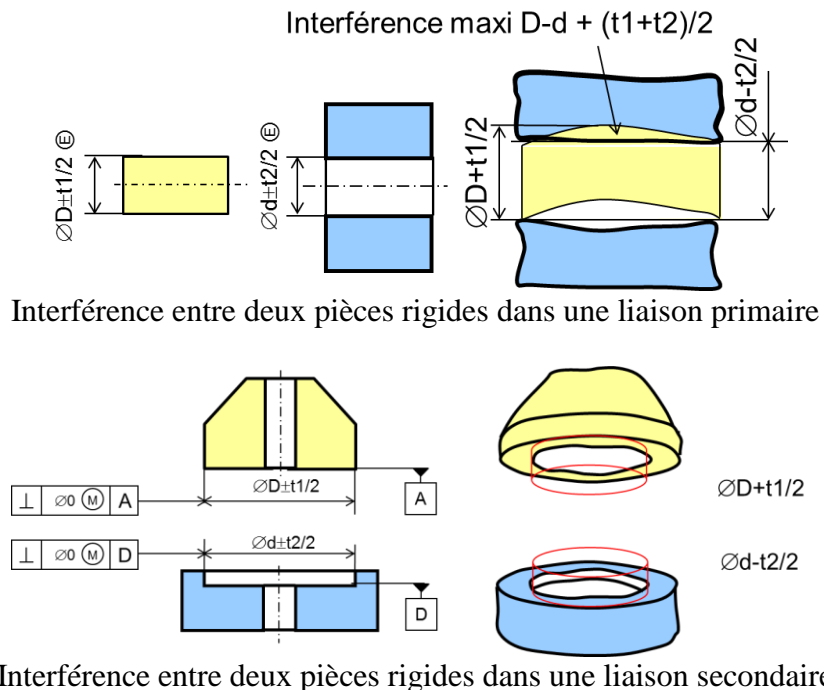
L'entité cylindres coaxiaux avec un composant par cylindre impose une cotation spécifique (voir 4.6.4)

Entité primaire	Entité secondaire	Entité tertiaire
<p><u>Plans parallèles symétriques</u></p>		
<p><u>Cylindre</u></p>		
<p><u>Cylindres coaxiaux</u></p>		



### 4.3.2 Serrage entre deux pièces rigides

La cotation ci-dessus a été conçue pour une liaison entre deux pièces rigides. L'interférence maxi est limitée par les exigences de l'enveloppe pour les liaisons primaires simples ou les spécifications au maximum de matière pour les entités primaires composées ou les liaisons secondaire ou tertiaire.



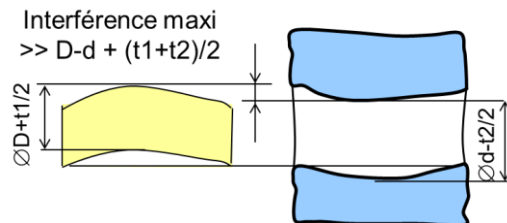
Remarque : avec les normes actuelles, il n'est pas encore possible de mettre une exigence  $\textcircled{M}$  avec le symbole de position de surface quelconque.

Les serrages maxi et mini sont donnés par les relations suivantes :

$$\text{Serrage maxi : } D - d + (t_1+t_2)/2$$

$$\text{Serrage mini : } D - d - (t_1+t_2)/2$$

Sans l'exigence de l'enveloppe ou sans spécification au maximum de matière, les défauts de forme peuvent induire des interférences plus importantes.

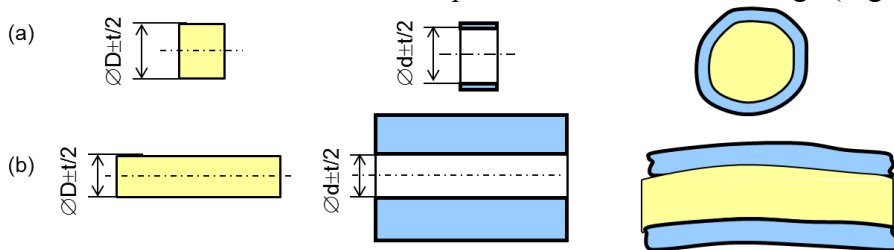


Interférence de pièces rigides sans enveloppe

#### 4.3.3 Cas particulier du serrage avec une pièce souple

Lorsqu'une des pièces est souple, sa forme s'adapte à l'autre pièce :

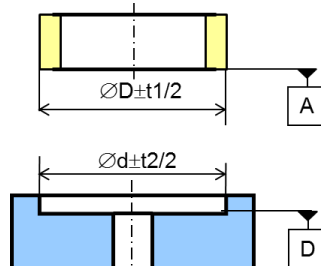
- Une bague souple s'adapte à la cylindricité de l'arbre (Figure a).
- Un arbre de faible diamètre s'adapte à la rectitude de l'alésage (Figure b).



Spécification du serrage avec une pièce déformable

Il faut supprimer l'exigence d'enveloppe dans les liaisons primaires et le maximum de matière dans les liaisons secondaires ou tertiaires pour ne garder que les dimensions locales.

Remarque : pour avoir du serrage en liaison secondaire, la longueur de la liaison doit être courte (sinon, la liaison serait primaire). La notion de perpendicularité n'a plus de sens. Il suffit de ne garder que la spécification de diamètre.



#### 4.4 Cotation des jonctions avec filetage

Lorsqu'une vis est montée dans un filetage, on suppose que l'axe de la vis est confondu avec l'axe du taraudage. La condition de montabilité doit être assurée dans la plage de projection  $\text{\textcircled{P}}$  qui représente l'épaisseur de la pièce à serrer.

Entité primaire	Entité secondaire	Entité tertiaire
<p><b>Filetage</b></p> <p>Md x pas, 6g - 6g</p> <p>A</p>	<p>Md x pas, 6g - 6g</p> <p>⊥ ∅t A</p> <p>∅t A</p> <p>B (1)</p>	<p>Md x pas, 6g - 6g</p> <p>⊥ ∅t A B</p> <p>∅t A B</p> <p>C (1)</p>
<p><b>Taraudage</b></p> <p>Md x pas, 6H - 6H</p> <p>A</p>	<p>Md x pas, 6H - 6H</p> <p>⊥ ∅t A</p> <p>∅t A</p> <p>B (1)</p>	<p>Md x pas, 6H - 6H</p> <p>⊥ ∅t A B</p> <p>∅t A B (1)</p> <p>C</p>
<p><b>Avec vis</b></p> <p>Md x pas, 6H - 6H</p> <p>A</p> <p>⊕ X</p>	<p>Md x pas, 6H - 6H</p> <p>⊥ ∅t ⊕ A</p> <p>∅t ⊕ A</p> <p>B (1)</p> <p>⊕ X</p>	<p>Md x pas, 6H - 6H</p> <p>⊥ ∅t ⊕ A B</p> <p>∅t ⊕ A B</p> <p>C (1)</p> <p>⊕ X</p>
<p><b>Groupe de taraudages</b></p> <p>2x Md x pas 6H-6H</p> <p>∅t A</p> <p>50</p>	<p>2x Md x pas 6H-6H</p> <p>∅t A</p> <p>B</p> <p>50</p>	<p>2x Md x pas 6H-6H</p> <p>∅t A B</p> <p>C</p> <p>50</p>
<p><b>Avec vis</b></p> <p>2x Md x pas 6H-6H</p> <p>∅t ⊕ A</p> <p>⊕ X</p> <p>50</p>	<p>2x Md x pas 6H-6H</p> <p>∅t ⊕ A</p> <p>⊕ X</p> <p>B</p> <p>50</p>	<p>2x Md x pas 6H-6H</p> <p>∅t ⊕ A B</p> <p>⊕ X</p> <p>C</p> <p>50</p>

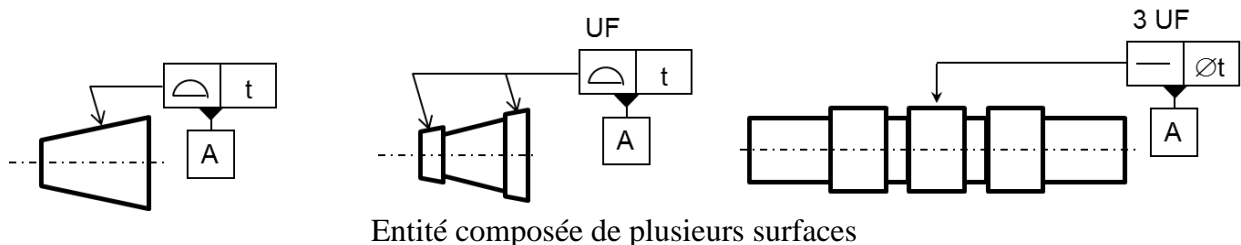
Cotation type des entités avec filetage

## 4.5 Règles complémentaires

### 4.5.1 Règle 1 : Entités composées de n surfaces

Très souvent, les entités de positionnement sont assurées par plusieurs surfaces ou par une surface interrompue par exemple par une gorge. Le modificateur UF (United Feature) permet de constituer une seule surface à partir de toutes les surfaces de l'entité. La lettre indiquée dans le cadre de référence sous le cadre de tolérance désigne ainsi l'ensemble de l'entité<sup>1</sup>.

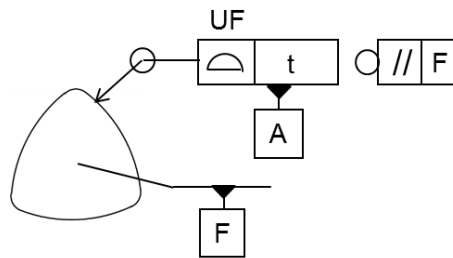
Le cadre de tolérance est relié par n flèches aux n surfaces de l'entité. Une seule flèche est suffisante, si les n surfaces sont clairement identiques.



<sup>1</sup> Ce modificateur UF est quasi équivalent au modificateur CZ dans le cadre de tolérance. Le UF est préféré car la lettre sous le cadre de référence désigne indiscutablement la surface unifiée composée de l'ensemble des surfaces spécifiées.



Si l'entité est composée de toutes les surfaces d'un contour, l'entité est indiquée avec UF, un cercle qui signifie « tout autour » et un plan de collection<sup>2</sup>.



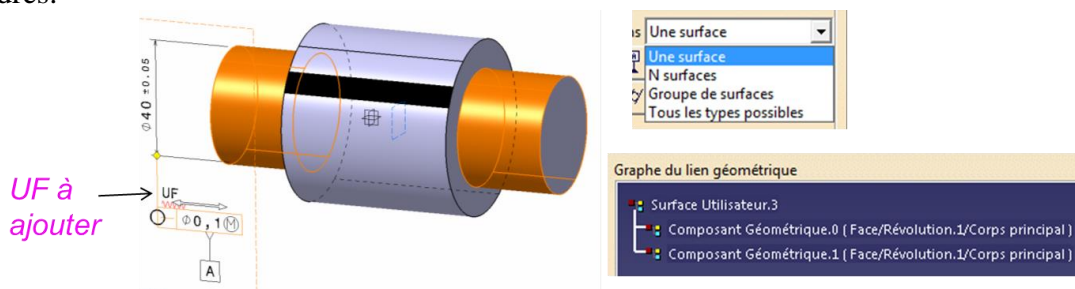
Entité formée par un contour complexe

Les normes récentes ont modifié le sens de certains symboles, les évolutions sont instables et insuffisamment définies pour établir la sémantique avec rigueur. Les logiciels ne permettent pas encore d'écrire certaines spécifications. Pour pallier à ce problème, il y a différentes méthodes illustrées ci-dessous pour une entité formée par deux cylindres coaxiaux.

La solution proposée consiste à sélectionner les deux cylindres et considérer ces deux surfaces comme « une seule surface » pour placer la cote, la rectitude et la référence. Le UF (united feature) doit alors être ajouté en tant que commentaire.

La définition numérique est bien assurée, mais à la mise en plan, l'identification des deux cylindres est peu lisible (un seul cylindre spécifié en diamètre), pas de ligne repère avec le second cylindre.

Avec cette écriture, le système de références s'écrit avec  $A\textcircled{M}$ , car la lettre A désigne les deux cylindres.



Spécification en considérant une seule surface

NOTE : avec le maximum de matière, le modificateur CZ est considéré comme implicite par les dernières normes. Le UF est inutile pour la spécification, mais il consolide la désignation des deux cylindres par la lettre A.

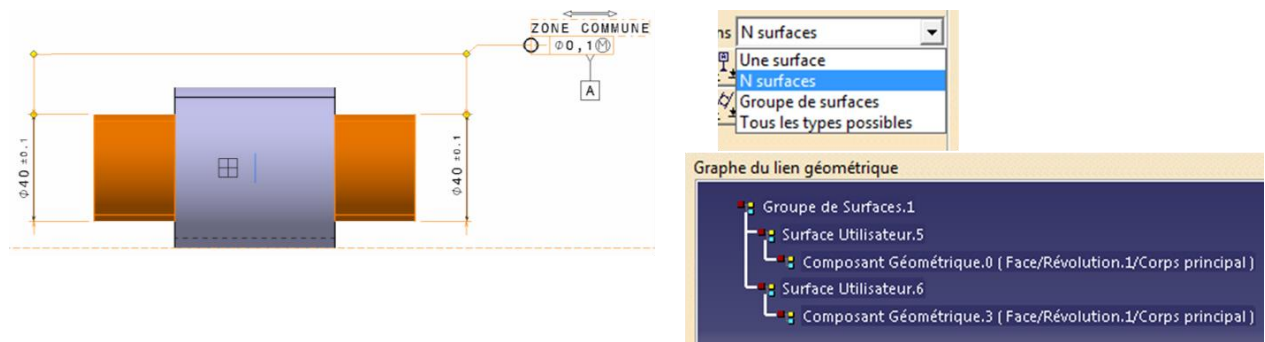
D'autres solutions sont possibles, mais difficiles à interpréter car les normes sont instables.

La seconde solution consiste à mettre la cote de diamètre séparément sur chaque cylindre, puis à spécifier les deux cylindres en tant que N surfaces pour définir la référence et la rectitude.

Dans ce cas, le texte qui apparaît est « zone commune » au-dessus du cadre, ce qui correspond à l'ancienne notation avant 2005. C'est cette notation qui devra dans l'avenir être remplacée par UF.

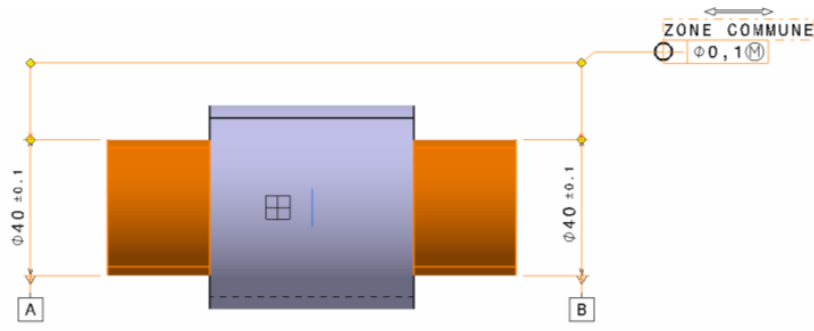
Dans CATIA, la définition numérique est bien assurée.

<sup>2</sup> Selon les projets de norme en cours d'étude, sans le UF, le défaut de forme serait appliqué à chaque élément du contour indépendamment des autres. A désignerait également chaque élément, ce qui imposerait de définir la référence sur le contour par A-A dans un système de références.



Spécification en zone commune

Une variante plus lourde mais plus robuste consiste à désigner séparément les deux cylindres par deux lettres différentes. Le système de références s'écrit alors avec  $A^{\textcircled{M}}$  -  $B^{\textcircled{M}}$ .



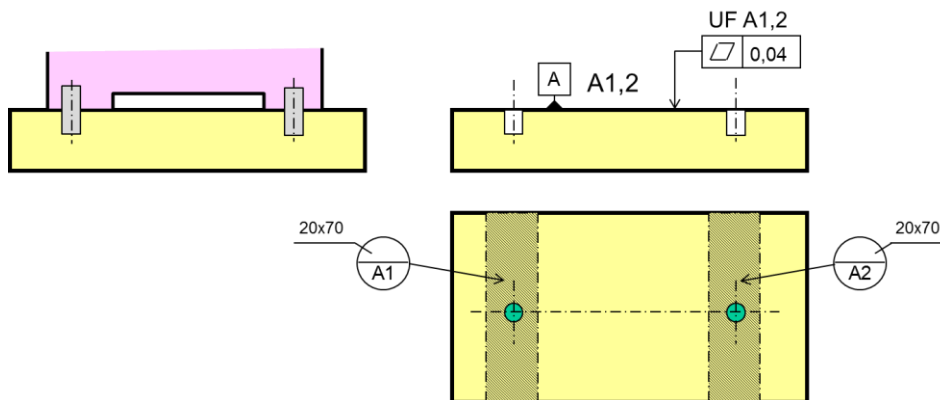
Référence commune

**4.5.2 Règle 2 : Limitation des surfaces à l'aide des zones partielles**

Dans certains cas, lorsque seule une partie de la surface est utile pour la jonction.

La spécification et la référence sont limitées à la zone de contact entre les deux pièces par l'emploi de zones partielles<sup>3</sup>.

La planéité s'applique aux deux zones A1 et A2. (Dans ce cas, la norme ne précise pas si le UF est implicite).



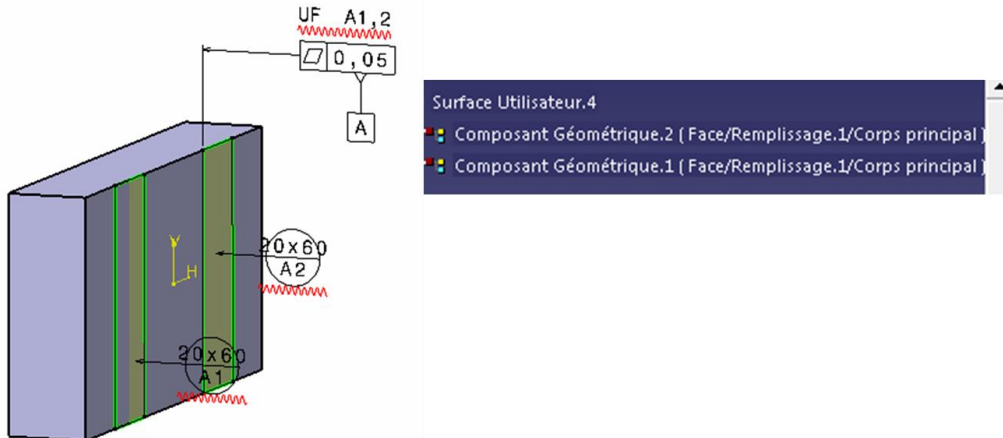
Références sur zones partielles

Sous CATIA V5, les deux zones partielles sont définies par des extractions de la surface relimitées par des contours définis dans la face plane. Ces deux extractions sont sélectionnées

<sup>3</sup> Il est également possible de limiter la zone de contact avec une zone restreinte mais il est très difficile d'obtenir une représentation correcte du trait mixte fort représentant la zone restreinte en 2D en respectant la continuité numérique.

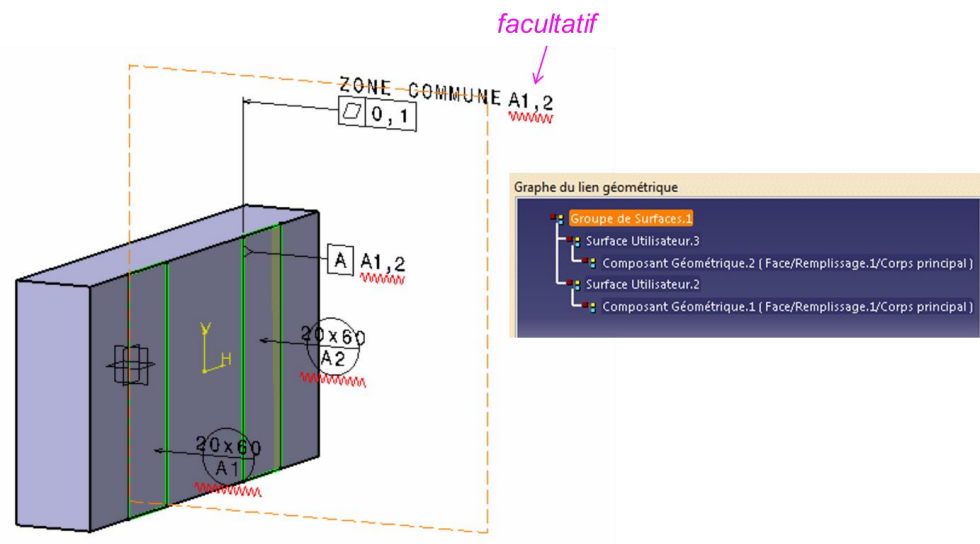
pour définir la référence A et pour la planéité en considérant les deux remplissages comme un seule surface.

La nouvelle indication UF qui remplace l'ancienne indication zone commune, n'est pas encore disponible en version V5. Il faut la rajouter en commentaire, avec la liste des zones partielles qui correspond. Ainsi, la lettre A placée sous le cadre de tolérance désigne bien les deux zones partielles A1 et A2.



Application sous CATIA avec l'option une surface

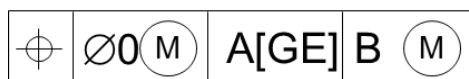
Inversement, en choisissant de considérer les deux zones de remplissage comme N surfaces, CATIA affiche l'ancien commentaire ZONE COMMUNE au lieu de UF au-dessus du cadre. L'indication A1,2 au-dessus de la planéité est facultative au sens où l'annotation CATIA porte déjà sur les deux zones partielles. Cette écriture est par contre utile pour décoder facilement le dessin sur une mise en plan.



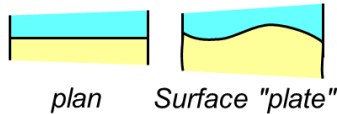
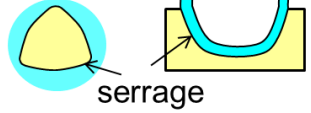

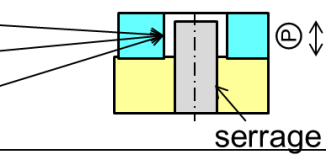
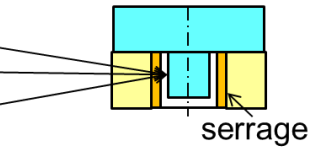
Application sous CATIA avec l'option N surfaces

### 4.5.3 Règle 3 : Indication du critère d'association des références

Le critère d'association peut être indiqué à droite de chaque référence.



Le tableau suivant indique le critère d'association à imposer en fonction de la liaison. Pour les exigences de montabilité dans une jonction, le jeu est toujours favorable :

Fonctions	Critère	Exemples
Contact surfacique	[CE] Chebyshev (=minimax) [GE] Gauss } Extérieur matière	
Contact ou assemblage avec serrage ou contraintes	[GM] moindres carrés moyen	
Liaison avec jeu	Ⓜ Jeu favorable Ⓛ Jeu défavorable	
Liaison avec le prolongement d'un pion serré	Ⓟ Serrage ∅t Ⓟ Jeu favorable ∅t ⓅⓁ Jeu défavorable	
Liaison avec une bague serrée	Ⓞ Serrage ∅t Ⓞ Jeu favorable ∅t ⓄⓁ Jeu défavorable	

#### Critère d'association des références dans une jonction

Dans l'état actuel des normes, il n'y a pas de modificateur pour définir une référence sur un filetage.

Actuellement, pour un contact surfacique, le critère par défaut donné par l'annexe A de la norme 5459 est [CE] (minimax). Le projet de norme 5459 prévu pour 2018, devrait imposer le critère [GE] par défaut. Dans cette période de transition, il est fortement recommandé d'indiquer clairement, le critère d'association choisi. La méthode QUICK GPS préconise toujours le critère minimax car le critère [GE] est encore rarement disponible sur les machines à mesurer.

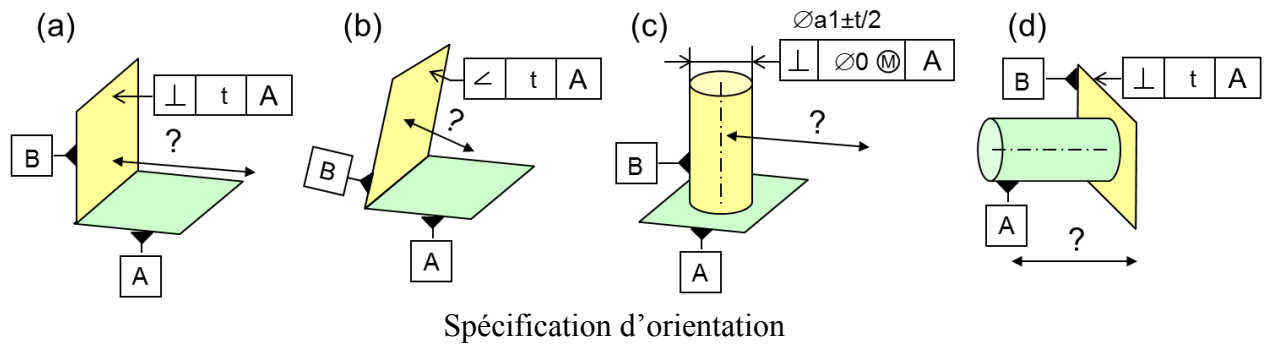
Dans tous les autres cas, il faut indiquer le critère, car les critères par défaut ne conviennent pas.

#### 4.5.4 Règle 4 : Choix d'une spécification d'orientation et/ou de position

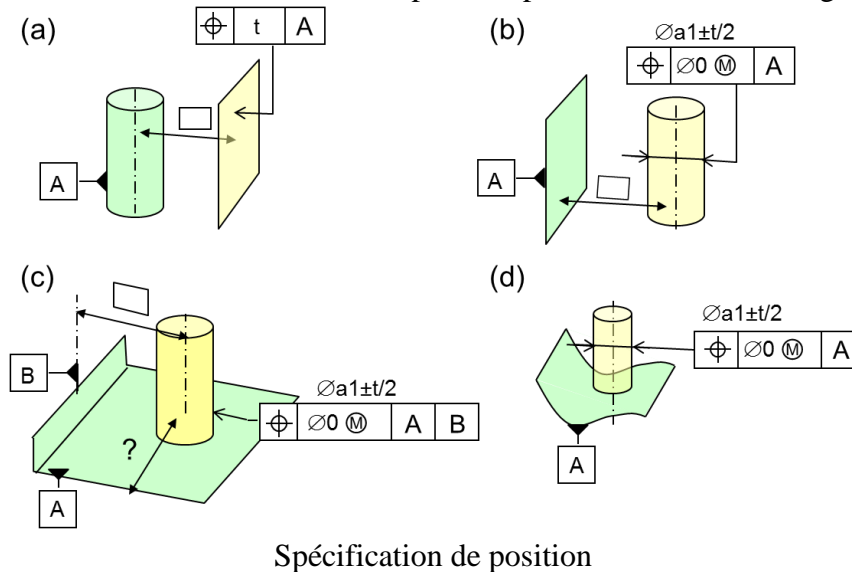
Dans certains cas, la cotation type propose une orientation ou une position :

⊥	∅t	Ⓜ	A
⊕	∅t	Ⓜ	A

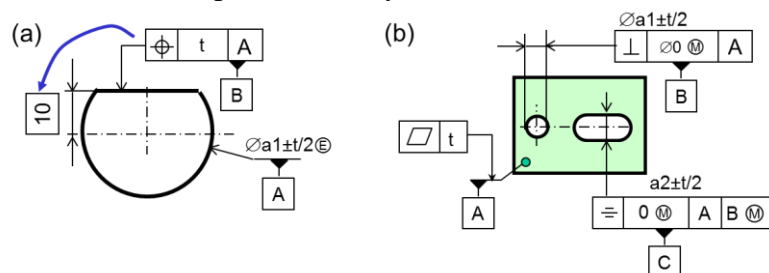
En général, il faut appliquer une spécification d'orientation à l'entité de liaison par rapport à la référence prioritaire. (Il est en effet impossible de placer une cote entre la référence secondaire et la primaire si les faces sont perpendiculaires).



La spécification de position remplace l'orientation si la surface tolérancée est parallèle à une des références ou s'il existe une contrainte de position pour assurer l'assemblage.



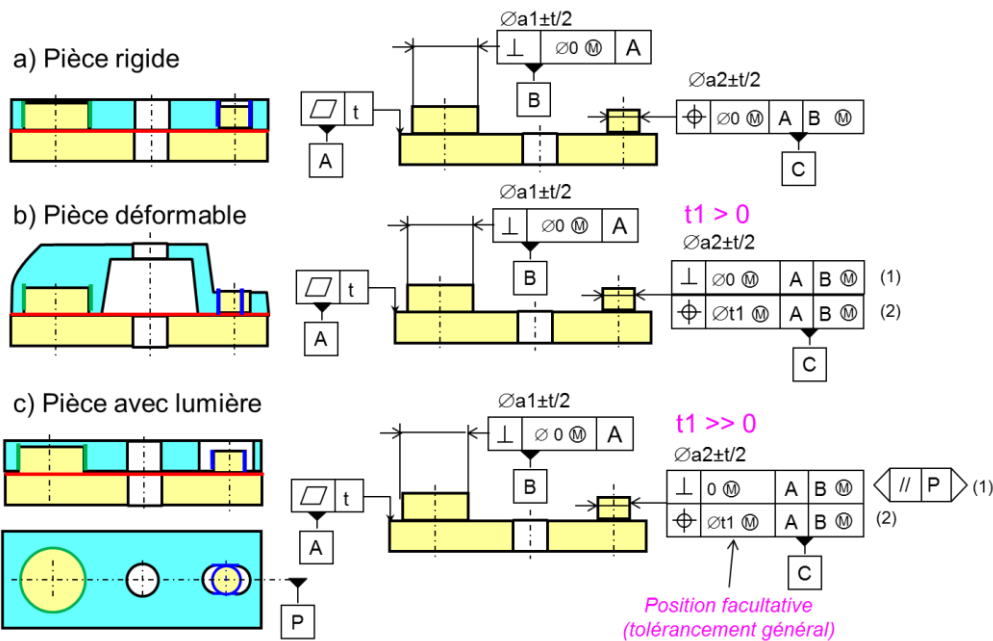
Dans l'exemple Figure a, le plan secondaire B est parallèle au cylindre primaire A. Figure b, la rainure tertiaire C est parallèle au cylindre secondaire B.



Si la surface tolérancée est un cylindre (ou plusieurs cylindres), il faut parfois une orientation et une position (voir figures suivantes).

- Si l'assemblage est constitué de pièces rigides, la tolérance de position est sévère et suffisante pour assurer l'assemblage.
- Si l'une des pièces est souple ou comporte un dispositif de compensation de l'écart d'entraxes, la spécification d'orientation (1) assure la montabilité de la liaison tertiaire, la spécification de position (2) limite la déformation de la pièce.
- Si la pièce complémentaire comporte une rainure, la spécification d'orientation (1) dans la direction perpendiculaire à la rainure assure la montabilité de la liaison tertiaire. La longueur de la rainure est normalement suffisante pour compenser les

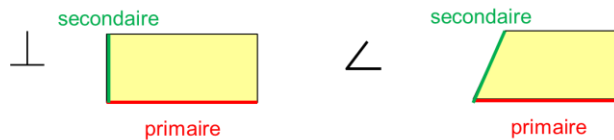
écarts d'entraxe permis par le tolérancement général. Si besoin, il faut ajouter une tolérance de position (2) avec une tolérance  $t_1$  très large.



Contrainte de position faible

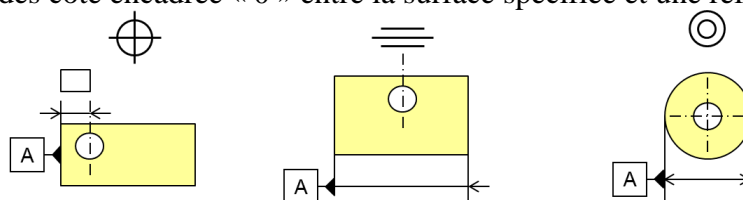
#### 4.5.5 Règle 5 : Optimisation du symbole

Le symbole de perpendicularité peut éventuellement être remplacé par un symbole d'inclinaison si l'entité est inclinée par rapport à une des références :



Référence secondaire inclinée par rapport à la primaire

Le symbole de localisation peut éventuellement être remplacé par une symétrie ou une coaxialité si la surface spécifiée est « centrée » sur une référence. Ces symboles spécifiques évitent de placer des cote encadrée « 0 » entre la surface spécifiée et une référence.



Position particulière de la référence secondaire par rapport à la référence primaire.

Remarque : pour l'entité tertiaire, le symbole est généralement choisi en observant la position par rapport à la référence secondaire.

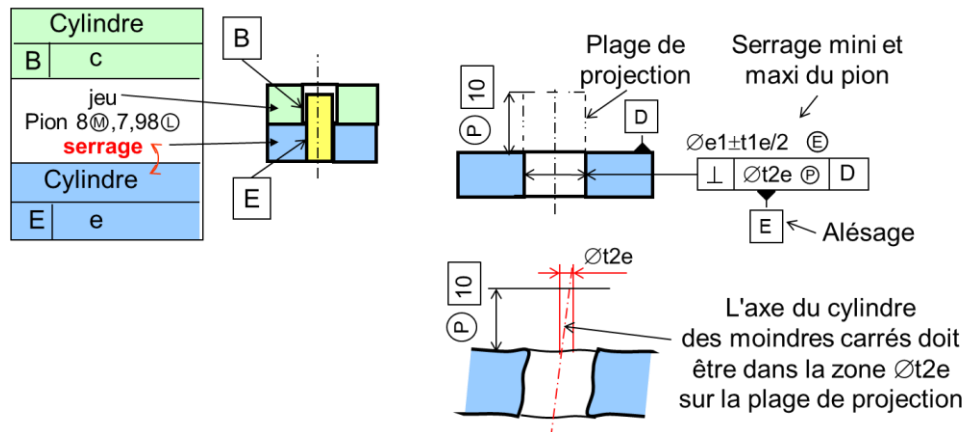
### 4.6 Exemple de liaison avec composant

#### 4.6.1 Serrage d'un pion rigide

Lorsqu'un pion (ou une douille fendue) est placé en tant que composant d'interface, serré dans un alésage, l'équilibre statique du pion est modélisable en supposant que les deux axes des cylindres des moindres carrés du pion et de l'alésage sont confondus.

La partie fonctionnelle d'un pion est la partie externe qui assure le centrage avec l'autre pièce. Le pion est simulé en « projetant » l'axe de l'alésage, à l'extérieur de la pièce sur une plage de projection de longueur L correspondant au dépassement du pion.

Dans le cadre de tolérance, la zone de tolérance comporte un modificateur  $\textcircled{P}$ . Lorsque le pion est utilisé comme référence, mettre également  $\textcircled{P}$  sur la référence.



Spécification d'un alésage portant un pion rigide

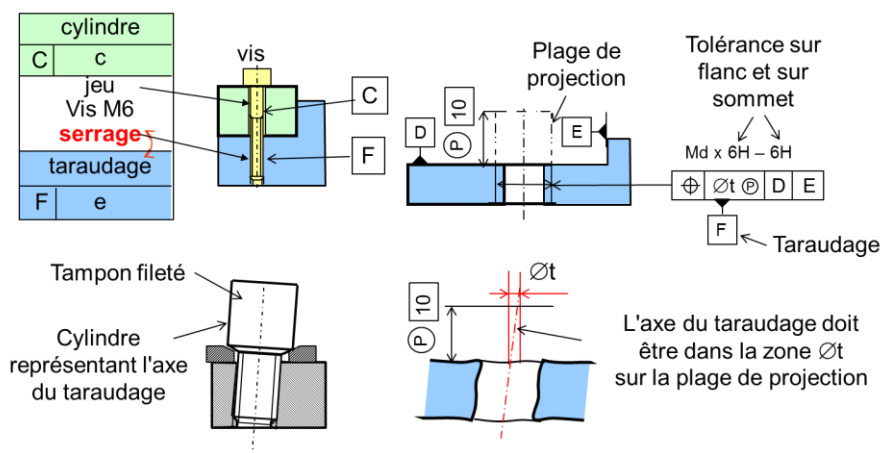
#### 4.6.2 Serrage d'une vis dans un taraudage

Lorsqu'une vis (ou un goujon) est placé en tant que composant d'interface, serré dans un taraudage, la bonne répartition de la pression sur le filet impose de pouvoir centrer l'axe de la vis sur l'axe du taraudage.

Pour la vis, c'est la partie externe de la vis qui doit passer dans le trou. Le corps de la vis est simulé en « projetant » l'axe du taraudage à l'extérieur de la pièce sur une plage de projection de longueur L correspondant à l'épaisseur de la pièce à serrer.

L'axe du taraudage peut être identifié à l'aide d'un tampon fileté serré dans le taraudage.

Dans le cadre de tolérance, la zone de tolérance comporte un modificateur  $\textcircled{P}$ . Lorsque la vis est utilisée comme référence, mettre également  $\textcircled{P}$  sur la référence.



taraudage portant une vis

Spécification d'un

#### 4.6.3 Exemple

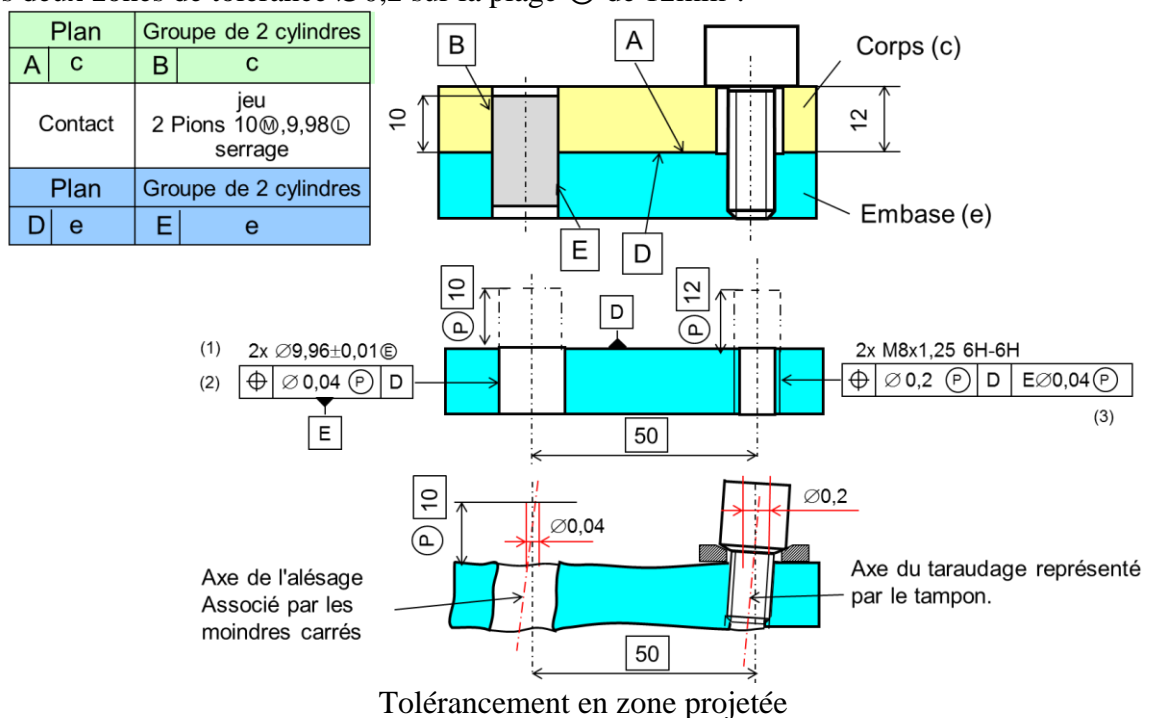
Dans l'exemple suivant, le corps est positionné avec du jeu par deux pions serrés dans l'embase. Les vis n'assurent pas la mise en position, mais le jeu entre les pions et le corps est favorable à la montabilité des vis.

Les pions sont spécifiés avec le diamètre  $\varnothing 9,99 \pm 0,01 \text{ (E)}$ .

La montabilité de chaque pion dans l'embase est assurée par la cote  $\varnothing 9,96 \pm 0,01 \text{ (E)}$  (1) avec un serrage mini de 0,01 et un serrage maxi de 0,05.

La montabilité du corps est assurée par la localisation  $\varnothing 0,04 \text{ (D)}$  : L'espace occupé par les pions de diamètre maxi 10 est limité par 2 cylindres  $\varnothing 10,04$ . Si l'écart de localisation des trous de l'embase est plus faible, le corps pourra légèrement flotter pour faciliter la montabilité des vis.

Dans la localisation (3), le système de références  $D \mid E \varnothing 0,04 \text{ (D)}$  est formé par le plan minimax D et par les deux axes des deux cylindres  $\varnothing 0,04$  devant contenir les deux axes associés aux deux alésages E par les moindres carrés dans la plage  $\text{(D)}$  de 10mm. Ce système de références est flottant pour placer simultanément les deux axes des deux taraudages dans les deux zones de tolérance  $\varnothing 0,2$  sur la plage  $\text{(D)}$  de 12mm<sup>4</sup>.



*Remarque : Dans les normes ISO actuelles, l'indication d'une zone de tolérance avant le  $\text{(D)}$  dans une référence n'est pas explicitement décrit mais est rigoureusement équivalente au flottement d'une référence au maximum de matière. (La spécification sans tolérance supposerait que le pion est serré dans les deux pièces).*

#### 4.6.4 Serrage d'une bague

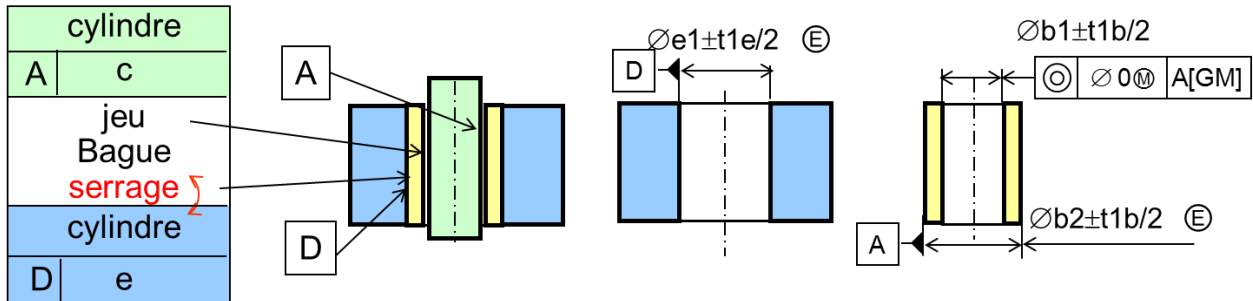
Lorsqu'un coussinet ou une bague de roulement est placé en tant que composant d'interface dans une liaison primaire, serré dans un alésage, l'équilibre statique de la bague est modélisable en supposant que les deux axes des cylindres des moindres carrés de la bague et de l'alésage sont confondus.

<sup>4</sup> La signification de cette spécification avec une référence  $0,04 \text{ (D)}$  est rigoureusement équivalent à une référence au maximum de matière avec un pion de diamètre maxi D (quelconque). Le diamètre de l'état virtuel sur la référence est  $D + 0,04$ . Si le défaut de localisation est faible, le flottement maxi du cylindre de diamètre est  $D + 0,04 - D = 0,04$ . (Le flottement est indépendant de la valeur D).



Le serrage de la bague dans l'alésage impose simplement un diamètre avec une exigence de l'enveloppe dans l'alésage ( $\varnothing e1 \pm t1e/2 \text{ (E)}$ ) et sur le cylindre extérieur de la bague ( $\varnothing b2 \pm t2b/2 \text{ (E)}$ ).

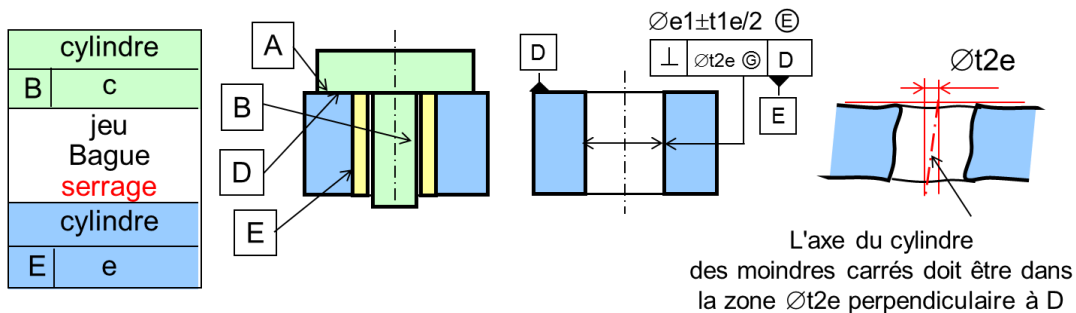
La bague est spécifiée avec un alésage ( $\varnothing b1 \pm t1b/2$ ) au maximum de matière coaxial à l'axe du cylindre extérieur ( $\varnothing b2 \pm t2b/2 \text{ (E)}$ ) associé par le critère des moindres carrés (référence A[G]).



Spécification d'un alésage primaire portant une bague serrée

Le serrage d'une bague dans un alésage secondaire impose en plus l'orientation et/ou éventuellement la position de l'axe de la bague. L'axe de l'alésage est associé par les moindres carrés (à l'aide du filtre  $\text{Ⓞ}$ ). Cet axe doit se trouver dans un cylindre  $\varnothing t1$  orienté ou positionné par rapport à la référence primaire D.

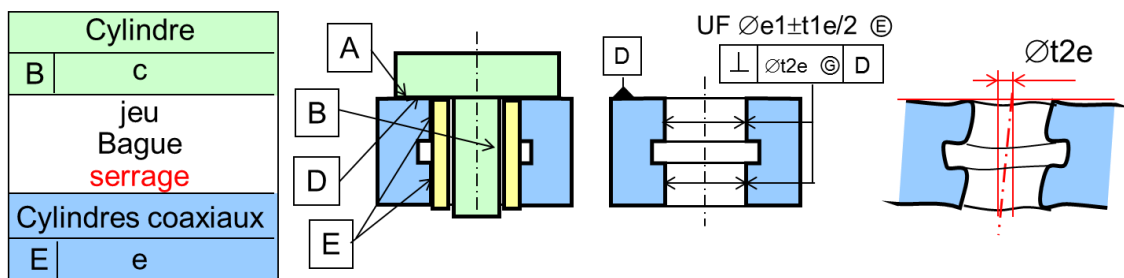
Le diamètre au maximum de matière de l'alésage de la bague assemblé dans l'embase est alors  $b1 - t1b/2 - t2e$ .



Spécification d'un alésage secondaire portant une bague serrée

Remarque : le modificateur  $\text{Ⓞ}$  est identique au modificateur  $\text{Ⓞ}$ , en considérant que la plage de projection est la longueur de l'alésage.

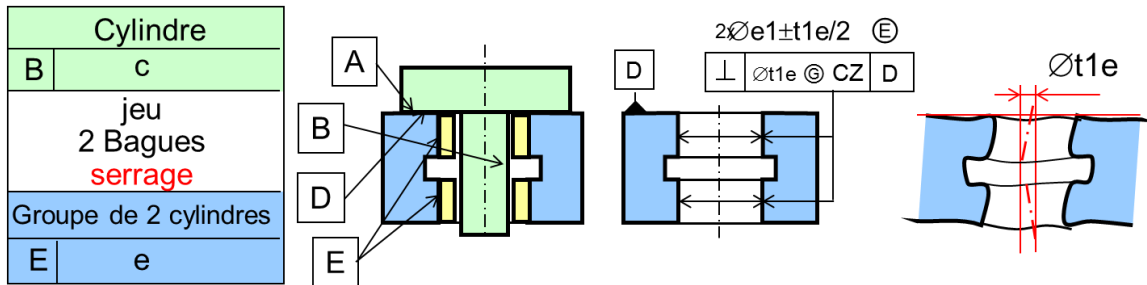
Lorsque la bague est serrée dans une surface composée de deux alésages coaxiaux, les deux surfaces sont considérées comme une seule surface à l'aide du modificateur UF (United Feature). L'enveloppe est commune aux deux alésages. L'axe est associé en une seule opération aux deux alésages par les moindres carrés (à l'aide du filtre  $\text{Ⓞ}$ ).



Spécification de deux alésages coaxiaux secondaires portant une bague serrée

Lorsque deux bagues sont serrées indépendamment l'une de l'autre dans deux alésages distincts, les deux alésages ne constituent plus une seule surface. Chaque alésage guide sa bague de manière indépendante. Les deux alésages E constituent un groupe. Chaque alésage doit respecter son enveloppe. Chaque alésage a un axe associé par les moindres carrés (à l'aide du filtre  $\odot$ ).

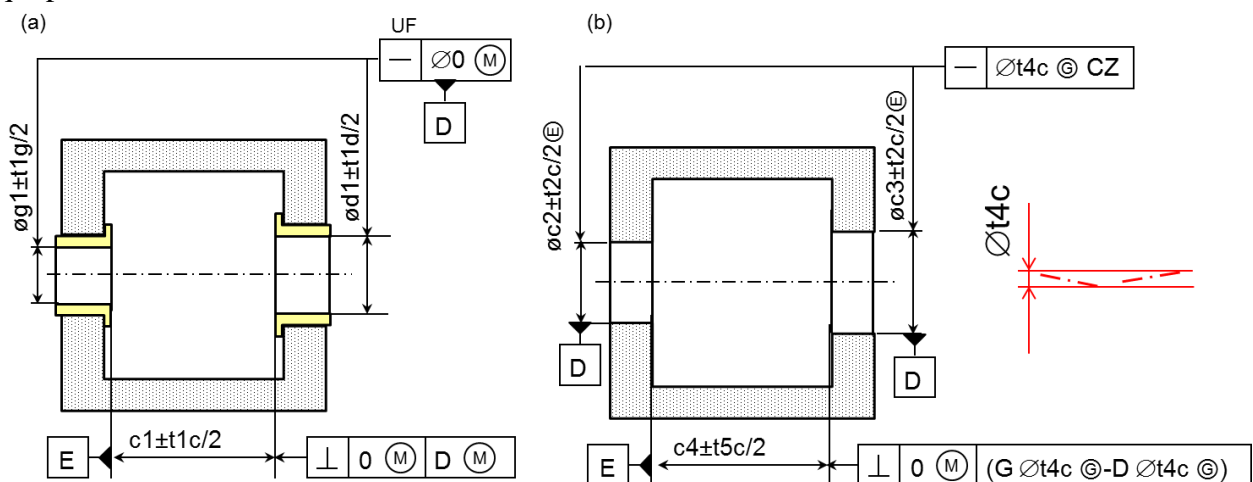
Les deux axes doivent appartenir à la zone de tolérance commune  $\varnothing t1$  perpendiculaire à D pour donner un diamètre au maximum de matière  $d - t/2 - t1$ .



Spécification de deux alésages coaxiaux secondaires portant chacun une bague serrée

Dans la figure (a), la rectitude au maximum de matière porte sur les deux alésages. Les coussinets sont supposés serrés avec une liaison cylindrique primaire. Avant montage des coussinets, (figure b), la rectitude porte sur les axes associés par les moindres carrés qui seront confondus avec les axes des cylindres extérieurs des coussinets.

La référence est définie de la même façon, avec les deux axes associés par les moindres carrés qui peuvent flotter dans la zone de tolérance  $\varnothing t4c$ .



### 4.7 Valeur des tolérances

En première approche, les tolérances sont initialisées à l'aide d'un tableau de tolérances générales ou en fonction d'un référentiel entreprise.

*Il existe des tableaux similaires et plus complets dans les normes pour de nombreux procédés d'obtention de pièces.*

Type spécification	Qualité de la surface		
	Précise	Moyenne	Large
Forme	0,005	0,01	0,04
Dimension locale	0,02	0,04	0,16
Orientation	0,03	0,06	0,3
Position et battement	0,05	0,2	0,8

Remarque : pour un maxi ou mini matière, mettre 0 (M) ou 0 (L), en prenant la précaution d'augmenter la tolérance sur la cote de la tolérance prévue sur l'orientation ou la position.

#### Exemple de tolérances par défaut

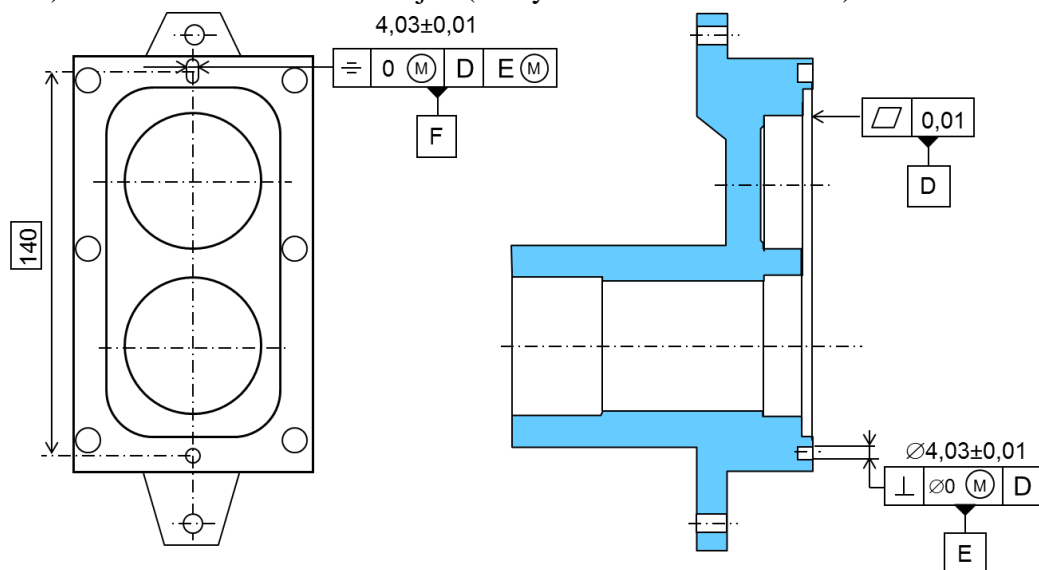
Dans un second temps, il faut faire les chaînes de cotes 3D et vérifier que les résultantes respectent bien les exigences.

### 4.8 Application au réducteur

#### 4.8.1 Mise en position du carter sur l'embase

Pour la jonction carter sur embase décrite en 3.1.2, la cotation de l'embase est la suivante :

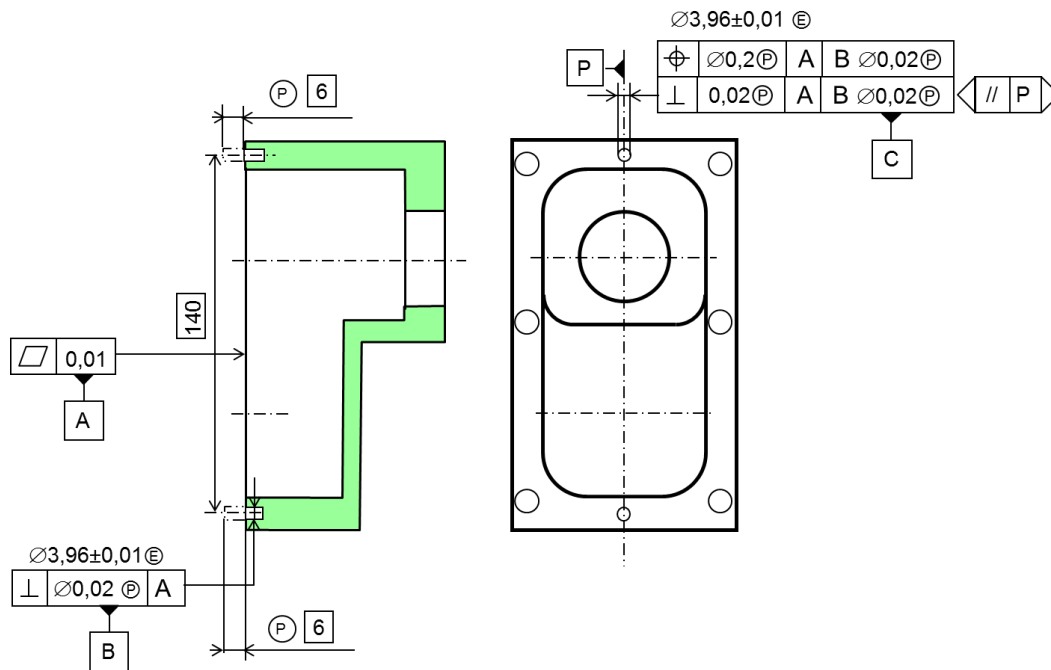
- Plan primaire D ( $\Rightarrow$  planéité).
- Cylindre secondaire E avec du jeu ( $\Rightarrow$  perpendicularité au maxi matière).
- Rainure F tertiaire avec du jeu ( $\Rightarrow$  symétrie au maxi matière).



Cotation de la jonction de l'embase avec le carter

Pour le carter :

- Plan primaire A (planéité),
- Cylindre secondaire B qui reçoit le pion avec serrage ( $\Rightarrow$  perpendicularité en plage projetée)
- Cylindre tertiaire C qui reçoit le pion avec serrage ( $\Rightarrow$ perpendicularité en plage projetée dans le plan perpendiculaire à la rainure et référence B également sur la zone projetée et localisation large pour limiter la variation dans la direction de la rainure).



Cotation de la jonction du carter avec l'embase

## 4.9 Système de références sur plusieurs pièces

### 4.9.1 Mise en position de la roue dentée sur l'embase et le carter

La mise en position de la roue dentée, représentée en 3.4.3 se fait à la fois sur le carter et sur l'embase.

La cotation de la roue dentée se fait en deux étapes, la mise en position des bagues de roulement, puis la mise en position du sous-ensemble formé par la roue et les bagues.

Les deux zones partielles A1 et A2 caractérisent les portées des roulements.

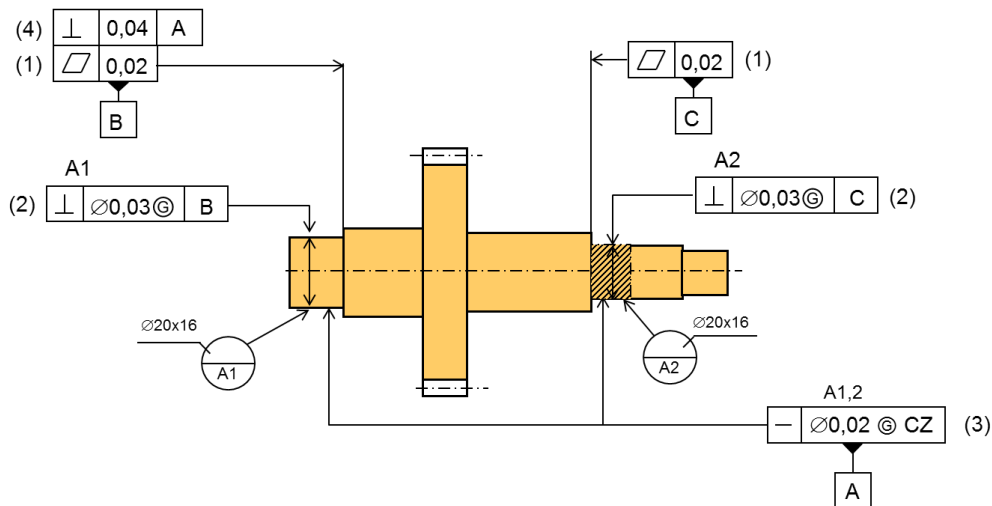
Les planéités (1) assurent le bon contact primaire des bagues intérieures des roulements.

Les perpendicularités (2) avec le filtre © assurent la montabilité des bagues avec serrage.

La rectitude (3) porte sur les deux cylindres coaxiaux. L'axe de chaque cylindre est associé par les moindres carrés (filtre ©). Ces deux axes doivent être contenus dans un seul cylindre  $\varnothing 0,02$ , pour limiter le rotulage des roulements.

La perpendicularité (4) oriente bien le premier roulement pour maîtriser la position axiales.

Remarque : Une amélioration de cette cotation sera proposée en annexe 8.1 en définissant l'axe de l'arbre par les centres de rotulage des roulements.



Cotation du système de références principal de la roue dentée

La cotation du sous-ensemble d'appui est très similaire :

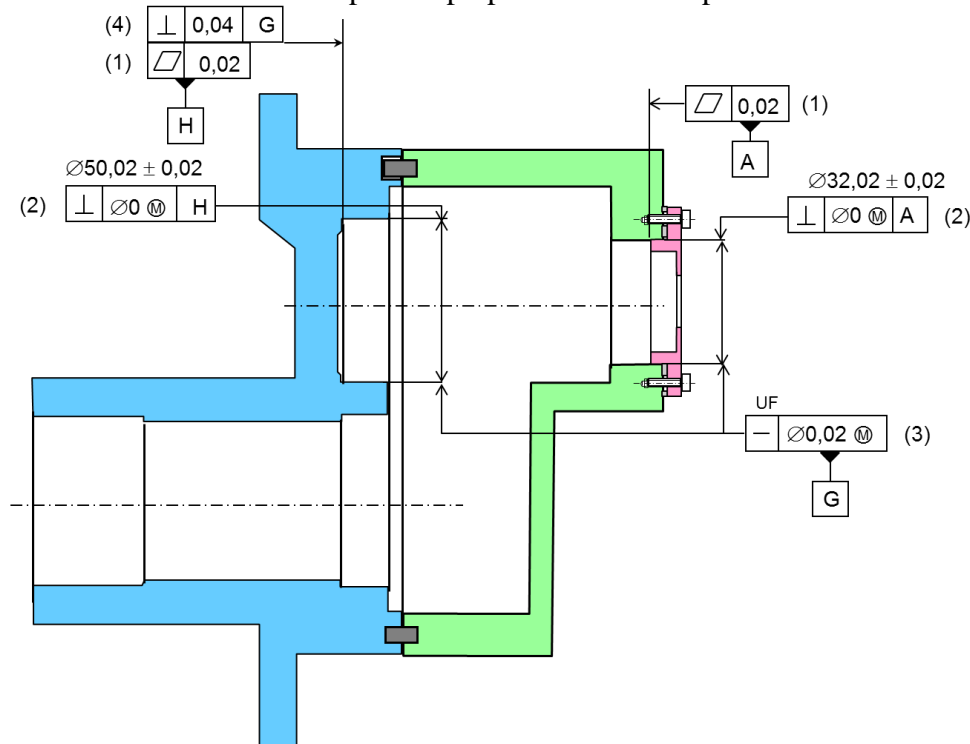
Les planéités (1) assurent le bon contact primaire des bagues extérieures des roulements.

Les perpendicularités au maximum de matière (2) assurent la montabilité des bagues avec du jeu.

La rectitude (3) porte sur les deux cylindres coaxiaux. Les deux cylindres doivent respecter une zone de tolérance légèrement plus petite que les diamètres au maximum de matière pour admettre un défaut de coaxialité compatible avec le rotulage des roulements.

La perpendicularité (4) oriente bien le premier roulement pour maîtriser la position axiale.

G est une entité formée par deux cylindres coaxiaux mais appartenant à des pièces différentes. G est donc une référence commune pour la perpendicularité du plan H.



Cotation du système auxiliaire du sous-ensemble d'appui

#### 4.9.2 Problématique de la mise en position sur deux pièces différentes

Lorsqu'une pièce est en appui sur plusieurs pièces différentes, il n'est pas toujours possible d'appliquer directement et complètement cette méthode.

Le problème se pose également pour la mise en position d'un bloc ou du mécanisme, lorsque toutes les surfaces de mise en position ne sont pas sur la même pièce.

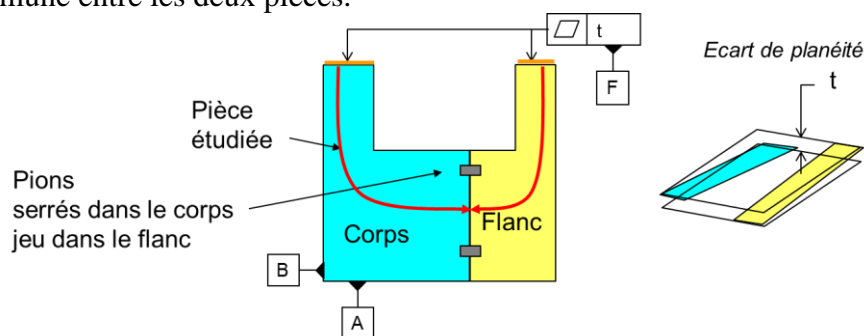
*Lors de l'apprentissage de la méthode, il est conseillé d'établir la cotation du sous-ensemble constitué de toutes les pièces d'appui, avec la méthode générale pour bien identifier le besoin. Cela permettra aussi d'établir les chaînes de cotes pour calculer les tolérances.*

Les spécifications ainsi écrites sur le sous-ensemble doivent être décomposées à l'aide des règles suivantes.

#### 4.9.3 Entité fractionnée

Si l'une des entités primaire, secondaire ou tertiaire est constituée de plusieurs surfaces disposées sur des pièces différentes, il suffit de localiser chacune des surfaces par rapport aux systèmes de références relié à l'autre pièce, avec un minimum de matière s'il y a du jeu, ou une zone projetée (P) s'il y a un pion serré.

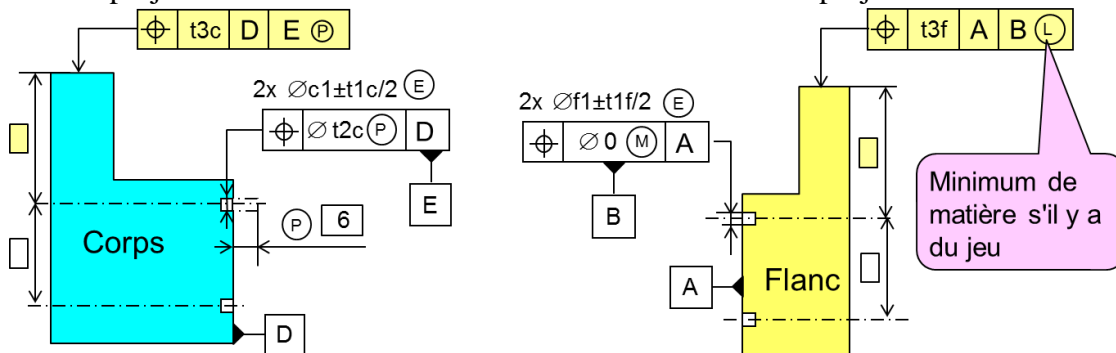
À titre d'exemple, si deux plans coplanaires primaires appartiennent à des pièces différentes, il faut assurer une planéité en zone commune sur le sous-ensemble. La cotation séparée du corps et du flanc impose de maîtriser la position des deux surfaces planes par rapport à la jonction commune entre les deux pièces.



Entité construite sur deux pièces différentes

Il y a du jeu entre les pions et le flanc. Le respect de l'exigence de planéité sur les deux plans coplanaires sera critique s'il y a beaucoup de jeu, c'est-à-dire au minimum de matière (les pièces pourront bouger...). Il faut donc spécifier chaque plan en considérant la référence au minimum de matière dans la jonction entre les deux pièces.

Les pions étant serrés dans le corps, l'entraxe des trous est vérifié sur la projection des trous sur la zone projetée. La référence E sera aussi déterminée sur cette projection.



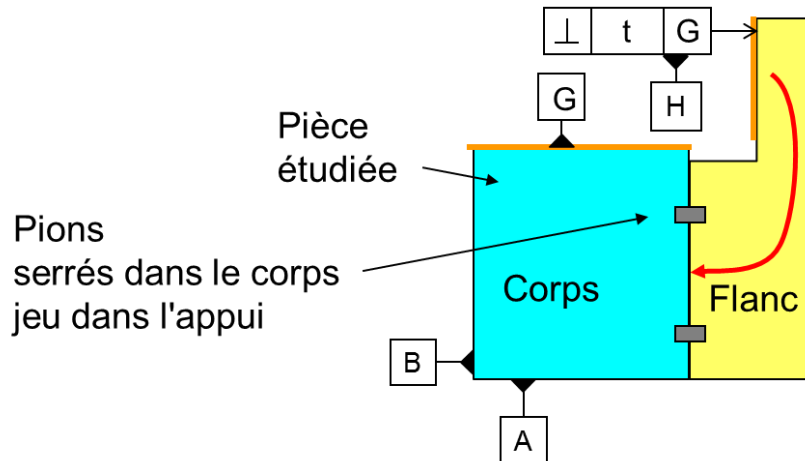
Cotation des entités fractionnées

S'il y a une ou plusieurs pièces intermédiaires entre les pièces portant les surfaces, il faudra établir un lien entre les jonctions (voir chapitre 5).

#### 4.9.4 Références sur des pièces différentes

Si les références primaire, secondaire et tertiaire appartiennent à des pièces différentes, il est nécessaire d'assurer la position ou l'orientation relative de ces surfaces en passant par la jonction entre les pièces.

A titre d'exemple, si le plan primaire G appartient à la pièce étudiée et le plan secondaire à une autre pièce, il faut assurer l'orientation relative des deux surfaces sur le sous-ensemble.



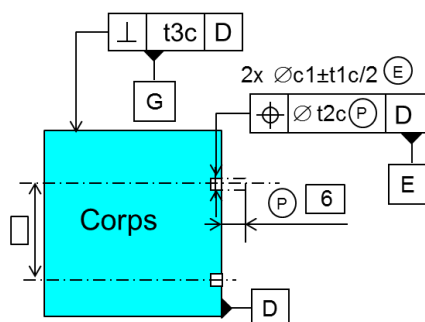
Système de références sur deux pièces différentes

Ceci est assuré en maîtrisant l'orientation des deux plans (ici G et H) par rapport à la jonction commune entre les deux pièces (ici, respectivement les plans D et A).

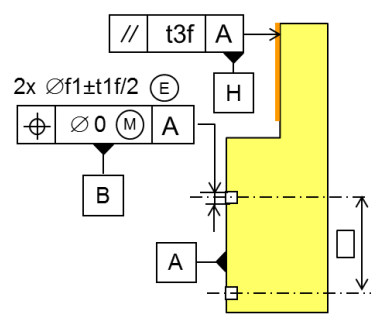
S'il y a du jeu dans cette jonction, le respect de l'exigence sera critique s'il y a beaucoup de jeu, c'est-à-dire au minimum de matière. Il faut donc spécifier chaque plan en considérant la référence au minimum de matière dans la jonction entre les deux pièces.

Dans cet assemblage, l'orientation relative des deux plans G et H est à respecter autour d'un axe perpendiculaire à la vue. Pour le corps, le plan D est donc suffisant pour assurer l'orientation du plan G. Pour le flanc, A est suffisant pour assurer l'orientation du plan H.

#### Orientation par rapport à D|E



#### Orientation par rapport à A|B



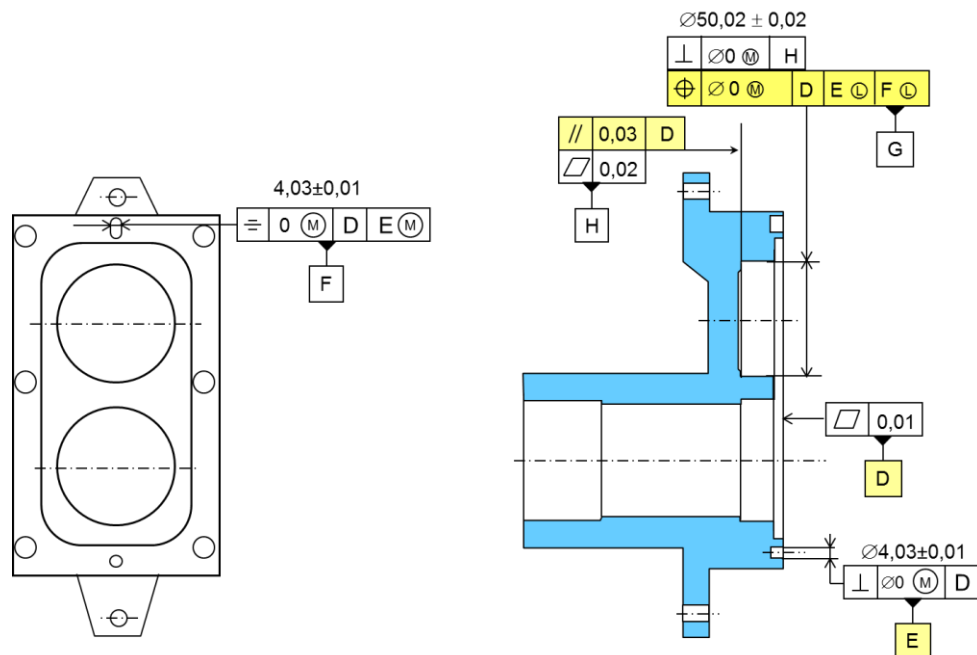
Fractionnement d'une orientation

S'il y a une ou plusieurs pièces intermédiaires entre les pièces portant les surfaces, il faudra établir un lien entre les jonctions (voir chapitre 6).

Cette méthode est employée pour séparer la cotation du sous-ensemble carter + embase sur chaque pièce. Sur l'embase, le système de références commun aux deux pièces est D|E|L|F|L car il y a du jeu dans l'embase. Sur le carter, le système de références est A|B|Ø0,02 |C|C Ø0,02 |C (C étant à distance libre de B) car les pions sont serrés dans le carter. Il y a donc un modificateur de plage projetée.

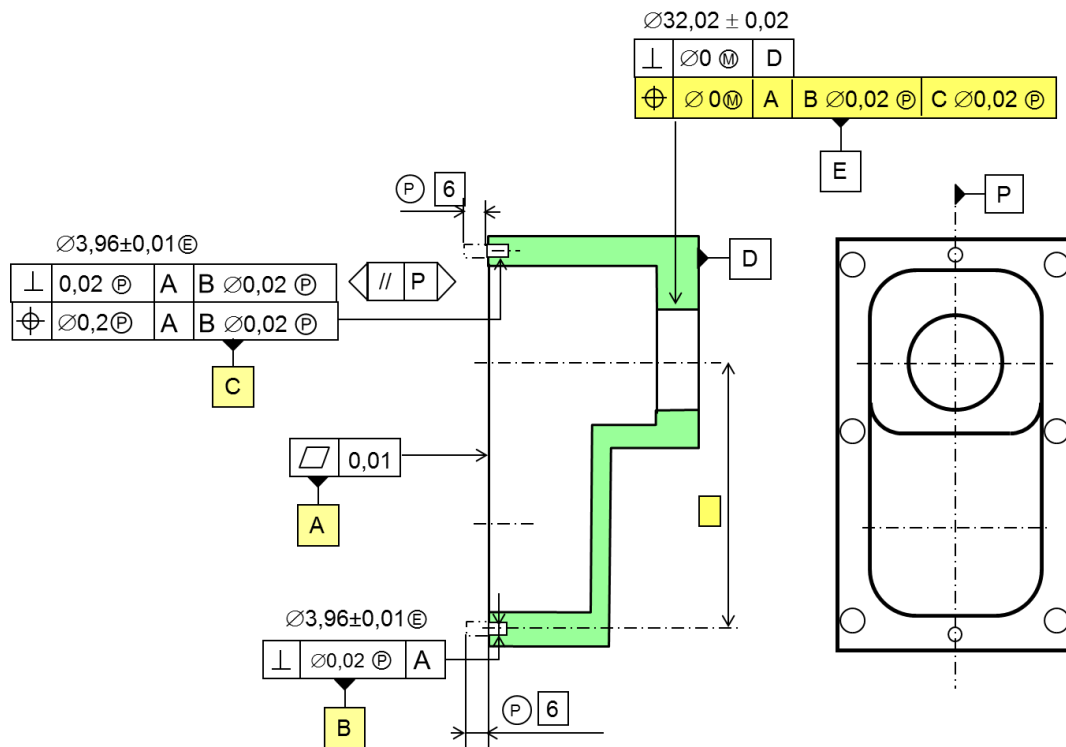
Les deux alésages G et E sont donc localisés respectivement par rapport à leur système de références.

Le plan H est orienté par rapport au système de références, mais seul la référence primaire est nécessaire.



Cotation des surfaces de jonction fractionnées de l'embase (en jaune)





Cotation des surfaces de jonction fractionnées du carter (en jaune)

#### 4.10 Résumé de la méthode

Pour chaque liaison primaire, secondaire et tertiaire :

- Lire le nom de l'entité (plans coplanaires, cylindres coaxiaux...).
- Recopier la cotation type proposée dans le tableau.

Appliquer les règles complémentaires :

- 1 : Définir les entités fractionnées plusieurs surfaces avec UF
- 2 : Définir des zones partielles limitées à la portion utile des surfaces.
- 3 : Remplacer la spécification d'orientation par une position si la surface est parallèle à une des références et en plaçant une cote encadrée entre la surface tolérancée et la référence.
- 4 : Optimiser le symbole d'orientation (inclinaison) ou de position (coaxialité, symétrie).
- 5 : Affecter un maximum de matière  $\text{M}$  dans les liaisons avec jeu.
- 6 : Affecter un modificateur de zone projetée  $\text{P}$  pour les pions serrés dépassant la surface ou  $\text{C}$  pour les bagues ne dépassant pas la surface.
- 7 : Choisir les tolérances (par exemple à l'aide du tableau de tolérance par défaut).

Si les surfaces de références n'appartiennent pas toutes à la pièce étudiée :

- Localiser chaque surface de la pièce étudiée par rapport au système de références relié à l'autre pièce portant les autres surfaces.
- Éventuellement, si la spécification sur le sous-ensemble est une orientation, il suffit d'orienter la surface de la pièce étudiée.
- Mettre un  $\text{C}$  (minimum de matière) sur les liaisons avec jeu de cette jonction commune.
- Mettre un  $\text{P}$  (projection) sur les liaisons réalisées avec des composants serrés de cette jonction (pion, lardon..).

**CONSEIL :**

Représenter le sous-ensemble d'appui et spécifier la jonction de ce sous-ensemble, pour extraire ensuite la cotation de la pièce étudiée.

## 5. TOLERANCEMENT GENERAL

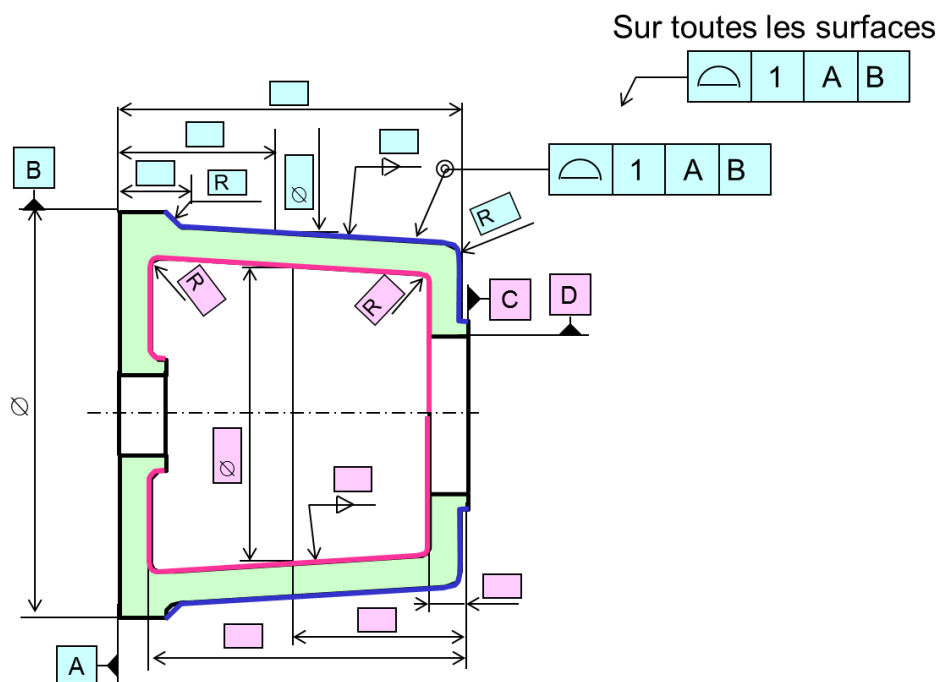
### 5.1 Tolérancement de toutes les surfaces

#### 5.1.1 Tolérancement général global

Toutes les surfaces de la pièce doivent être définies par rapport au système de références principal de la pièce. Une spécification de position de surface quelconque (très large) appliquée à l'ensemble des surfaces de la pièce par rapport à ce système de références caractérise entièrement la pièce en limitant l'excès de matière afin d'éviter les interférences avec les pièces voisines. Cette spécification limite également le manque de matière.

Il ne doit pas y avoir de flottement sur le système de références (pas modification  $\textcircled{L}$   $\textcircled{M}$ ) afin de permettre la vérification de chaque surface indépendamment des autres, tout en garantissant l'épaisseur des parois.

Remarque : le symbole  $\textcircled{\circ}$  signifiant « sur toutes les surfaces de la pièce » est normalisé depuis 2017. Il n'est pas encore disponible dans les logiciels de CAO. En attendant, il peut être remplacé par un commentaire « sur toutes les surfaces de la pièce » au-dessus de la spécification.



Tolérancement général des surfaces non fonctionnelles

Cette spécification convient très bien à la cotation des surfaces qui restent brutes. Elle s'applique à toutes les surfaces, mais pas aux axes des trous ou des trous taraudés par exemple. Il faut donc ajouter les localisations des axes des trous taraudés.

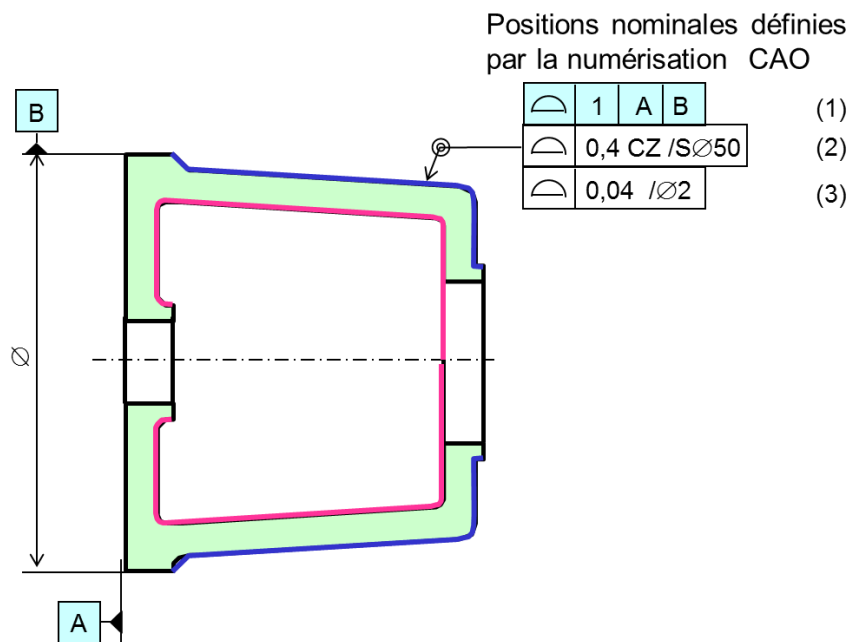
Pour une définition CAO, il est admis de définir la forme nominale à partir du modèle numérique.

*Attention : Une mauvaise pratique consiste à citer simplement les normes ISO 2768-1 pour imposer implicitement les tolérances générales entre toutes les surfaces, donc sans désigner les surfaces spécifiées, ni les références. Ces normes ne sont pas applicables comme cela et ne sont pas contractuelles au sens où on ne peut pas refuser une pièce si une de ces tolérances "générales" n'est pas respectée.*

### 5.1.2 Tolérancement général global et local

Une méthode de tolérancement général plus fine consiste à définir trois niveaux de spécification générale.

- (1) Position des surfaces par rapport aux pièces voisines (pour éviter les interférences)
- (2) Forme locale des surfaces et épaisseur des parois
- (3) Défaut d'aspect très local (trous, trace d'outils..).

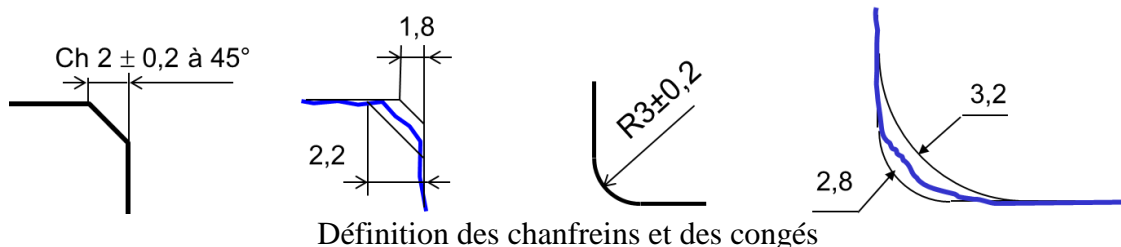


Tolérances générales multi-échelle

### 5.2 Congés et chanfreins

Le tolérancement général n'est pas assez fin pour préciser les congés et les chanfreins admissibles.

La zone de tolérance est définie par l'espace compris entre les chanfreins ou les congés maxi et mini.



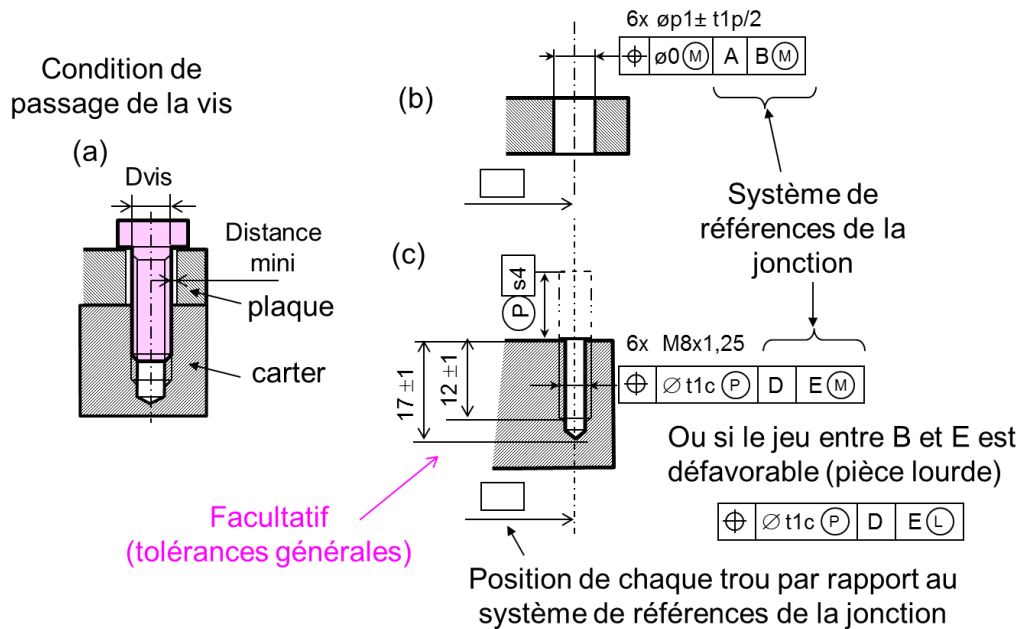
### 5.3 Surfaces d'assemblage par vis

Lorsque deux pièces sont reliées par une jonction, elles peuvent être fixées par un ensemble de vis. Dans ce cas, la cotation est toujours la même :

- a) Les trous de passage des vis sont localisés au maximum de matière avec une tolérance «0».

- b) Les taraudages sont localisés en zone projetée sur une longueur qui correspond à l'épaisseur de la pièce à serrer.

Chaque localisation est définie par rapport au système de références sur la jonction. Tant que les vis ne sont pas serrées, le jeu dans la jonction est favorable. Le modificateur sur les surfaces de références avec du jeu est un maximum de matière.



#### Cotation d'un assemblage vissé

Remarque : si la pièce à assembler est très lourde, il peut être impossible de faire glisser la pièce pour permettre l'assemblage des vis. Le jeu dans la liaison est défavorable. Le modificateur sur les surfaces de références avec du jeu est un minimum de matière.

Les profondeurs du taraudage et du trou borgne peuvent être indiquées à l'aide d'une simple cote. Cependant, ces surfaces sont déjà souvent spécifiées par le tolérancement général.

#### 5.4 Tolérancement général du carter

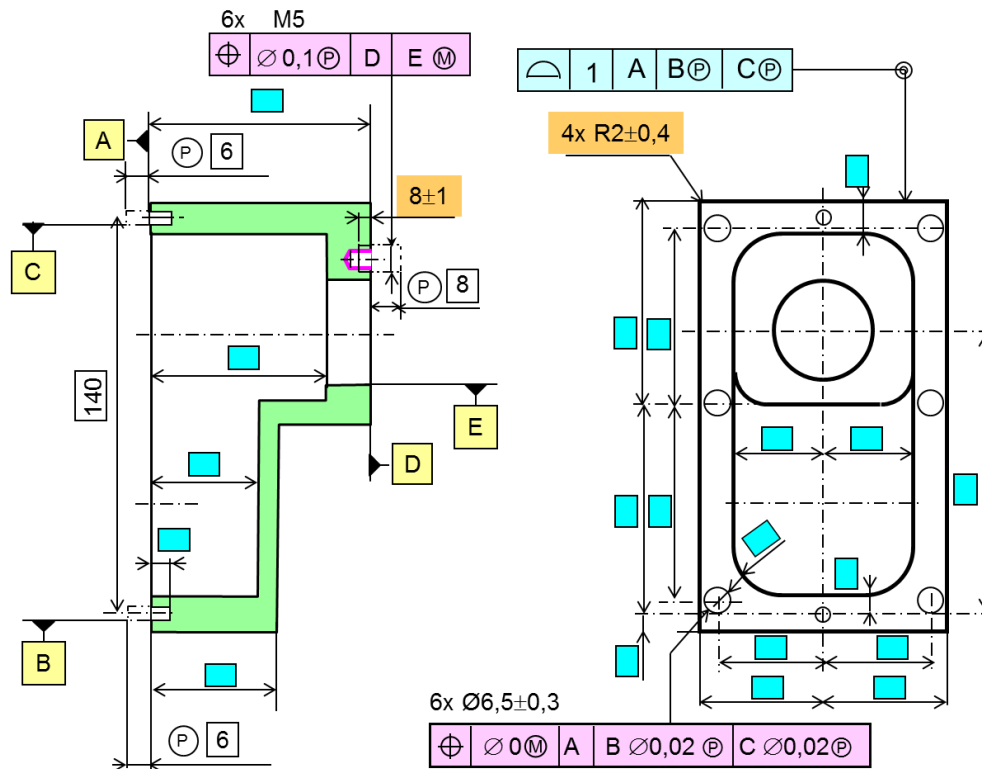
Ces spécifications s'ajoutent aux spécifications des jonctions (non représentées sur la figure suivante).

Toutes les surfaces de la pièce sont positionnées par des cotes encadrées par rapport au système de références principal A,B,C.

La spécification de position de surface quelconque de tolérance 1 mm appliquée à toutes les surfaces de la pièce impose que chaque surface doit être à moins de 0,5 mm de sa position nominale.

Les 4 rayons extérieurs sont spécifiés avec le 4x pour éviter la duplication de la spécification.

La profondeur des trous taraudés est indiquée avec une simple cote.



Tolérancement général du carter

Dans de nombreux cas, le tolérancement des jonctions et le tolérancement général sont suffisants pour caractériser complètement la pièce. Toutefois, la position relative des jonctions imposent souvent des exigences de localisation plus précises.

### 5.5 Résumé de la méthode

Préciser si nécessaire les congés et les chanfreins avec l'écriture classique :

- chanfreins : ch  $2 \pm 0,3$  à  $45^\circ$
- congés : R0,4 $\pm 0,1$

En CAO, les dimensions nominales peuvent être définies par le modèle numérique.

Sinon, définir la position de chaque surface par des cotes encadrées par rapport au système de références principal de la pièce étudiée.

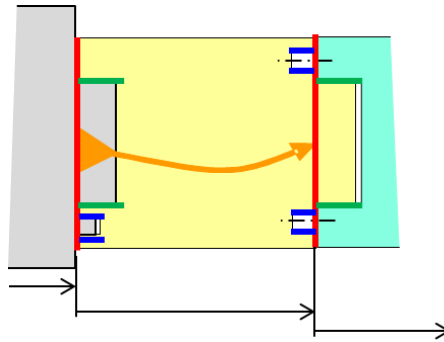
Mettre une spécification de position de surface quelconque avec le symbole  $\text{Ⓟ}$  ou le commentaire « sur toutes les surfaces de la pièce » .

## 6. POSITION RELATIVE DES JONCTIONS ET DES SURFACES

### 6.1 Position relative de deux jonctions

#### 6.1.1 Principe de cotation d'un maillon

Dans un assemblage, une pièce intermédiaire relie les jonctions avec les pièces voisines. Classiquement, la méthode consiste à faire une chaîne de cotes. Chaque maillon relie deux jonctions avec les pièces voisines.

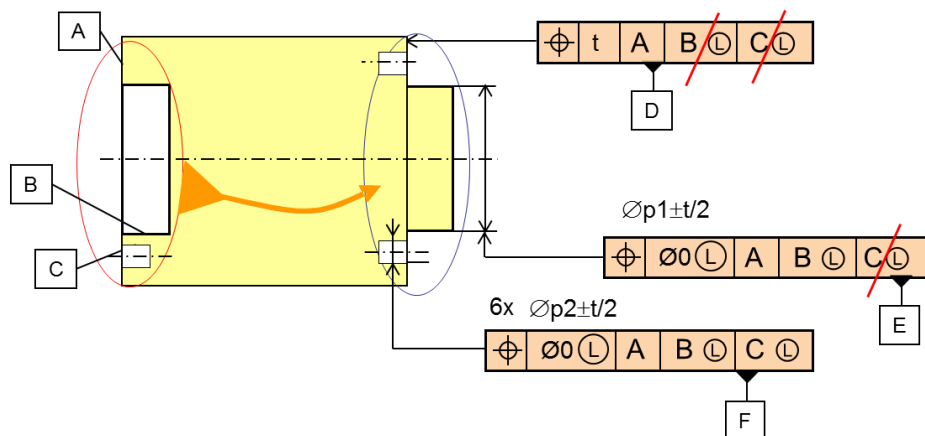


Maillon passant par une pièce intermédiaire

La méthode QUICK-GPS généralise cette approche en positionnant systématiquement chaque entité primaire, secondaire et tertiaire par rapport au système de références principal de la pièce. Certaines références sont inutiles.

Le jeu étant défavorable à la précision de l'assemblage, les tolérances doivent être affectées en considérant les liaisons avec jeu au minimum de matière.

Le cas échéant, remplacer le symbole de localisation par une coaxialité, une symétrie ou une position de surface quelconque.

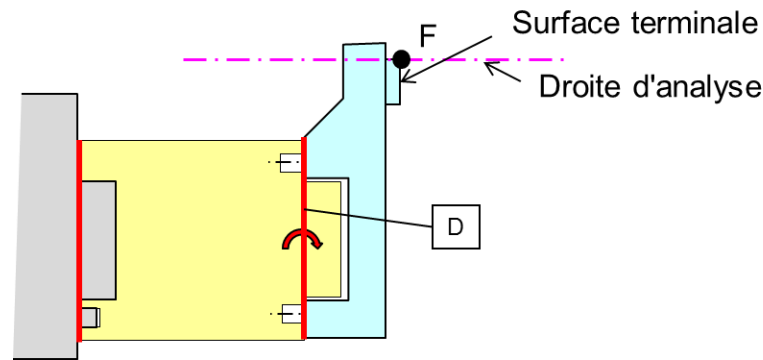


Cotation des maillons reliant deux jonctions

La spécification peut être supprimée si la tolérance générale est suffisante pour assurer la fonction désirée.

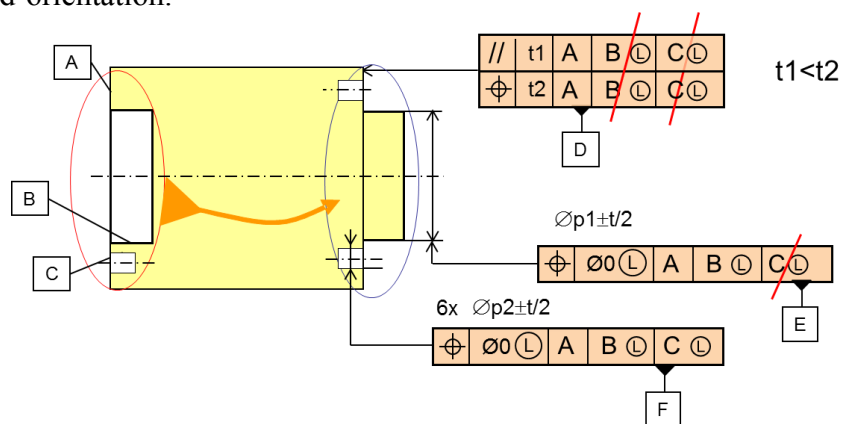
#### 6.1.2 Maillon avec influence angulaire

Dans cet assemblage, il faut positionner le point F dans la direction normale à la surface terminale. La droite d'analyse est la droite, normale à cette surface terminale passant par le point F.



Maillon avec un effet angulaire

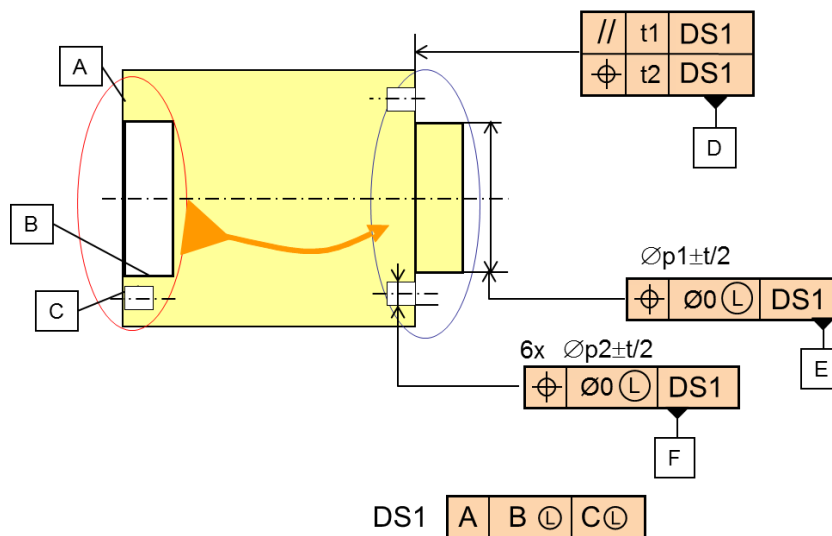
Si la droite d'analyse ne coupe pas le plan primaire D qui oriente la pièce. Il y a un porte-à-faux. Pour limiter l'effet angulaire dû au bras de levier, il est nécessaire d'ajouter une spécification d'orientation.



Cotation des maillons si la droite d'analyse ne coupe pas la liaison orientante.

### 6.1.3 Simplification de l'écriture avec un datum system

Dans un mécanisme complexe, le système de références principal sera très souvent utilisé. Pour simplifier l'écriture, il est possible de définir le datum system DS1 au-dessus du cartouche et de reporter ce nom dans toutes les spécifications (possibilité normalement prévue dans le projet .de norme 5459 :2018).



Simplification de l'écriture avec un Datum System

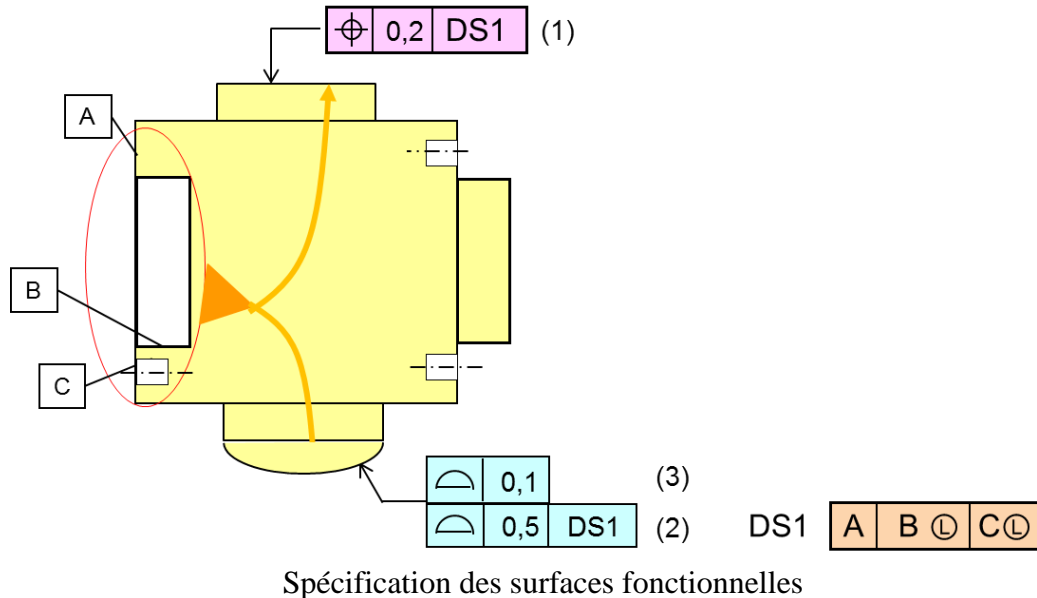
Remarque : avec cette écriture, le datum system n'est pas simplifié en retirant les références tertiaires ou secondaires inutiles, mais cela n'a aucune influence sur le résultat.

#### 6.1.4 Position d'une surface fonctionnelle

Il s'agit ici de spécifier toutes les surfaces qui n'interviennent pas dans une jonction et qui nécessitent une tolérance plus sévère que le tolérancement général (surface aérodynamique par exemple).

Chaque surface doit être positionnée par rapport au système de références principal (1) et (2).

Si besoin, une spécification de forme pourra être ajoutée (3).



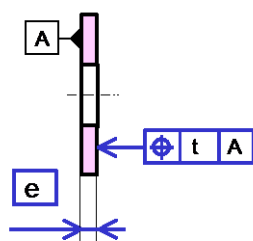
## 6.2 Cotation des pièces minces

La cotation d'un maillon en localisation par rapport à un système de références est conçue pour une pièce indéformable, avec un plan de contact modélisé par le critère minimax. Ce type de cotation n'est pas applicable pour les pièces minces qui se déforment lors de l'assemblage.

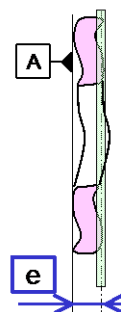
Pour une pièce mince, une simple cote au sens des dimensions locales suffit (sans l'exigence de l'enveloppe).

Par exemple, cette rondelle se déforme sous les efforts, il suffit de donner une épaisseur locale par une simple cote.

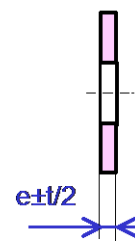
### Cotation théorique



### Signification



### Cotation pratique



Cotation des pièces minces

## 6.3 Recherche des maillons influents

### 6.3.1 Recherche des défaillances induites par le décalage des jonctions



Plus généralement, une pièce est reliée à plusieurs autres pièces. Il est alors nécessaire de sélectionner les maillons ayant une influence sur le fonctionnement du mécanisme. Classiquement, les maillons peuvent être déterminés en faisant les chaînes de cotes, ce qui est assez long. La méthode QUICK\_GPS permet de déterminer les maillons pertinents sans faire les chaînes de cotes complètes, donc sans avoir à connaître parfaitement toutes les autres pièces du mécanisme.

La méthode QUICK\_GPS consiste à simuler un décalage de chaque entité de liaison (sauf les entités du système de références principal) dans toutes les directions par exemple d'une valeur de 0,3 mm et de déterminer les défaillances pouvant se produire au sein du mécanisme.

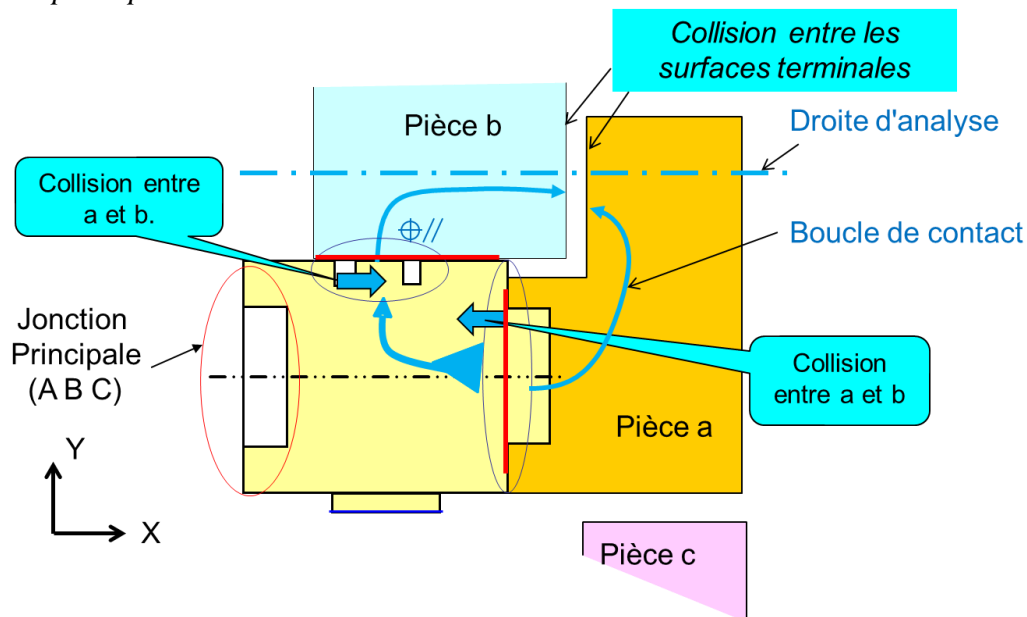
Dans la figure suivante :

- Le décalage en X- de la liaison avec la pièce a peut donner une collision entre les pièces a et b.
- Le décalage en X+ de la liaison avec la pièce b peut donner une collision entre les pièces a et b.

L'exigence fonctionnelle de non-collision entre a et b impose une chaîne de cotes représentée en 3D par une boucle de contact qui relie les deux surfaces terminales de l'exigence.

En traversant la pièce étudiée, cette boucle impose un maillon qui relie les deux entités de mise en position.

*Remarque : le décalage de la surface d'appui de la liaison principale ne modifie pas le risque de collision, ce qui montre que le maillon ne doit pas être défini par rapport au système de références principal.*

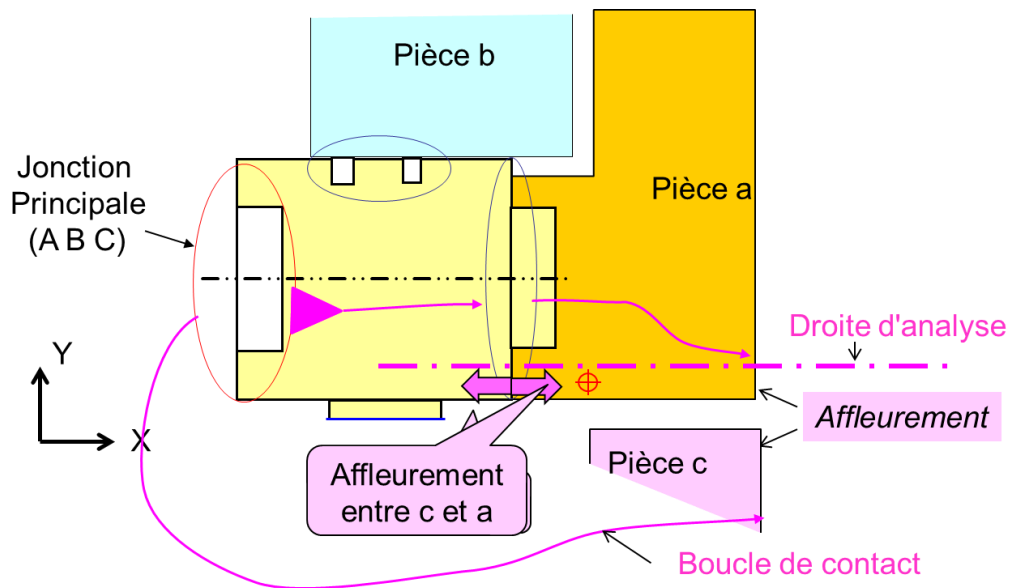


Boucle de contact passant par deux jonctions auxiliaires

De même, le décalage en X+ ou X- de la liaison avec a peut générer un non affleurement de la pièce a avec la pièce c. Aucune autre surface de la pièce étudiée ne génère ce même défaut. En effet, la boucle de contact qui relie les deux surfaces terminales de l'exigence passe par le système de références principal de la pièce étudiée.

En traversant la pièce étudiée, cette boucle impose un maillon qui relie l'entité de mise en position de a au système de références principal de la pièce.

*Remarque : le décalage de surface sur la liaison principale modifie l'affleurement, ce qui montre que le maillon doit être défini par rapport au système de références principal.*



Boucle de contact entre une jonction auxiliaire et la jonction principale

### 6.3.2 Recherche des autres surfaces à spécifier

La pièce étudiée peut comporter d'autres surfaces qui ne participent pas à la mise en position des pièces :

- Les surfaces fonctionnelles imposée par le cahier des charges du mécanisme.
- Les surfaces extérieures visibles du mécanisme, avec une fonction esthétique ou éventuellement aérodynamique.
- Les surfaces de frottement des joints.
- Les surfaces dont il faut assurer la position pour éviter les interférences (fonction passive « laisse passer »).

Pour détecter de telles surfaces, une méthode rapide consiste à prendre successivement toutes les surfaces de la pièce et de considérer un écart de position de 0,3 mm (trop ou pas assez de matière) en déterminant la défaillance pouvant se produire.

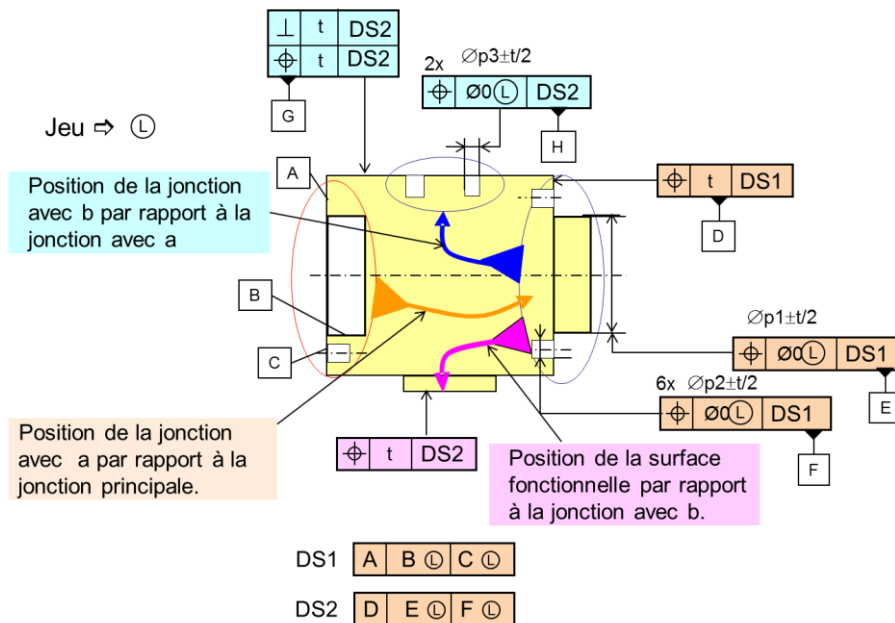
### 6.3.3 Principe de cotation

Si la même défaillance apparaît pour deux jonctions différentes, il faut créer un maillon de position entre ces jonctions, dans la direction correspondante. Il faut choisir une des jonctions pour construire le système de références auxiliaire.

Si une défaillance apparaît entre une surface fonctionnelle et une jonction, il faut créer un maillon de position entre cette surface et la jonction.

Si une défaillance n'apparaît qu'une seule fois, il faut créer un maillon de position entre cette jonction et le système de références principal.

Pour chaque maillon, il faut une localisation. Si la droite d'analyse ne coupe pas la liaison orientante de la jonction, il faut ajouter une spécification d'orientation.



Principe de cotation des maillons

Le jeu étant défavorable à la précision du mécanisme, un modificateur au minimum de matière doit être placé sur toutes les surfaces de référence avec du jeu.

### 6.3.4 Modificateur sur les références

Le modificateur sur les références est défini par le tableau ci-dessous, en considérant que le jeu dans les liaisons est défavorable.

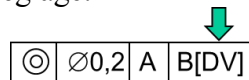
Pour un plan ou une surface, le critère par défaut actuel est minimax [CE] mais devrait passer en [GE] avec la nouvelle norme 5459. Il n'y a pas de modificateur sur les liaisons avec filetage.



Fonctions	Critère	Exemples
Contact surfacique	[CE] Chebyshev (=minimax) [GE] Gauss	Extérieur matière 
Contact ou assemblage avec serrage ou contraintes	[GM] moindres carrés moyen	
Liaison avec jeu	Ⓜ Jeu favorable Ⓛ Jeu défavorable	jeu 
Liaison avec le prolongement d'un pion serré	Ⓟ Serrage ∅t Ⓟ Jeu favorable ∅t ⓅⓁ Jeu défavorable	
Liaison avec une bague serrée	Ⓞ Serrage ∅t Ⓞ Jeu favorable ∅t ⓄⓁ Jeu défavorable	

Critère d'association des références

Un modificateur complémentaire doit être ajouté pour prendre en compte les déformations de l'une des pièces ou un dispositif de réglage.



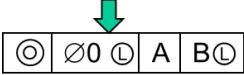
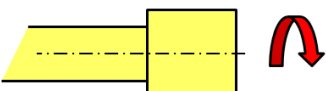
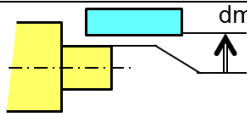
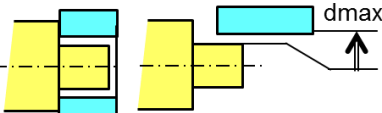
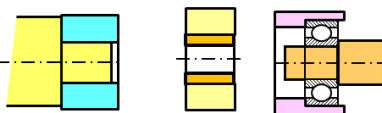
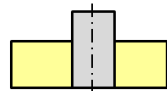
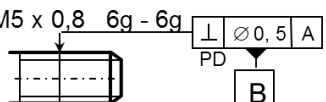
Références en [DF] position nominale (par défaut avec M et L)	Fonctions Assemblage de pièces rigides	Exemples Primaire    Secondaire    Tertiaire 
[DV] Décalage symétrique des surfaces associées	Déformation symétrique dans une référence	
Référence décalée (par défaut sans M ni L)	Déformation d'une partie portant une référence Ou pièce en vis-à-vis avec mobilité	
>< Décalage du nominal	Dispositif de réglage en dehors de la pièce pour positionner une surface	
Références partielles mobiles associées à des références fixes	Appui souple ou réglable assurant un auto-centrage en complément des appuis fixes.	

Modificateur de décalage des surfaces associées

### 6.3.5 Modificateur sur l'élément tolérancé

Le tableau suivant permet de définir le modificateur sur l'élément tolérancé pour une spécification d'une surface fonctionnelle. Le choix dépend de la nature de l'exigence fonctionnelle et éventuellement du composant placé dans cette surface fonctionnelle.

Les 3 dernières lignes précisent également le modification sur l'élément tolérancé pour une spécification représentant un maillon entre deux jonctions. Le jeu est alors défavorable à l'exigence.

		
	Fonctions	Exemples
(A) Axe réel ou surface médiane réelle	Equilibrage d'un arbre, canalisation d'un flux d'air	
(M) Maximum de matière	Distance mini Collision	
(L) Minimum de matière	Distance maxi Etanchéité Jeu défavorable	
(C) Axe associé par les moindres carrés	Liaison avec serrage	
(P) Axe associé par les moindres carrés prolongé sur la plage (P)	Liaison avec serrage et porte-à-faux	
Filetage/taraudage	Liaison avec serrage sans porte-à-faux	

Modificateur sur l'élément tolérancé

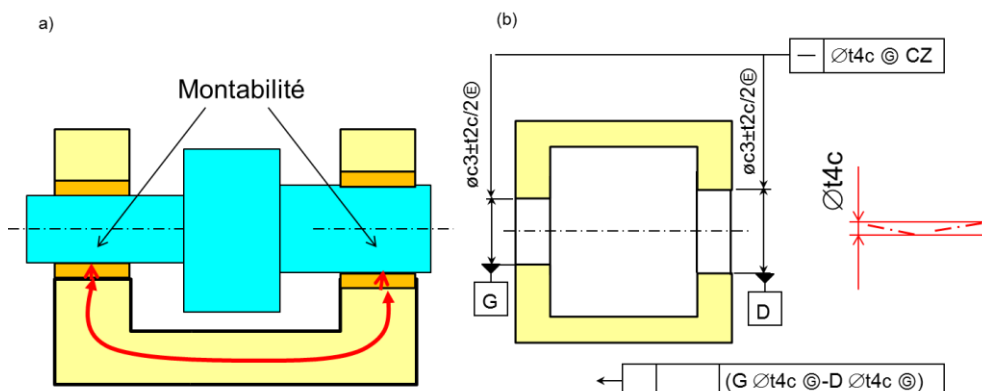
### 6.3.6 Maillon entre deux jonctions auxiliaires similaires

Le maillon à établir peut relier deux entités symétriques. Dans certains cas, il est possible de les regrouper avec une localisation pour définir directement la position des entités dans la même zone de tolérance.

Dans la figure ci-dessous, la montabilité de l'arbre impose un alignement des alésages des bagues. La boucle de contact passe par les deux entités de positionnement.

Il serait possible de localiser un des alésages par rapport à l'autre, mais il n'y a aucune raison de choisir l'un plutôt que l'autre. D'autre part, la distance entre les paliers est très importante, ce qui génère une forte incertitude de mesure. Ce sont bien les deux alésages qui collaborent pour guider l'arbre.

La montabilité des bagues est assurée par les cotes de diamètre avec l'enveloppe. Les bagues étant serrées dans le carter, le modificateur (C) impose d'associer chaque axe par les moindres carrés. Les deux axes associés doivent être localisés dans la même zone de tolérance Ø0,05.



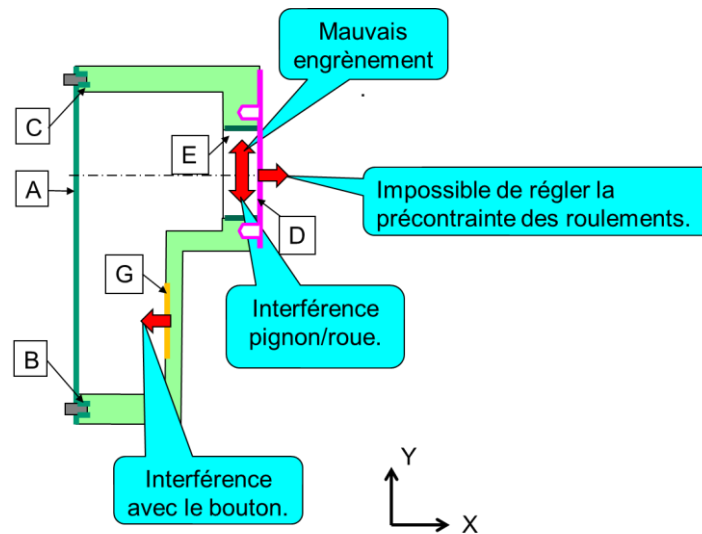
## Groupement de deux entités

**6.4 Etude du carter****6.4.1 Analyse des défaillances**

Il faut connaître le mécanisme complet pour déterminer les défaillances pouvant se produire en cas d'écart de position des surfaces de jonction.

Pour cela, on recommande de déterminer l'influence d'un décalage par exemple de 0,3 mm de chacune des liaisons dans toutes les directions. Il est généralement inutile d'analyser les liaisons du système de références principal.

Le carter ne comporte que la jonction principale ABC et la jonction DEF avec le flasque. La flèche indique la direction du déplacement qui induit une défaillance indiquée dans la bulle.



## Défaillances dues à des écarts des jonctions avec la roue dentée et le flasque

Si la surface D est trop décalée en X+, même sans cales pelables, il sera impossible de régler la précontrainte des roulements. Pas d'effet pour un décalage en X-.

Si l'alésage E est décalé en Y+, la distance entre les axes de l'engrenage sera trop grande et il y aura un mauvais engrènement. En Y-, on aura une interférence dans les dents.

Si l'alésage E est décalé en Z+ ou Z-, il y a peu d'effet sur l'entraxe. Par contre, il y aura un mauvais alignement des deux alésages recevant les roulements R3 et R4.

Enfin, le bouton en bout de l'axe de sortie est relativement près du carter. Pour éviter une interférence, il faut maîtriser la position de cette surface interne du carter.

**6.4.2 Cotation entre les jonctions et la surface fonctionnelle du carter**

La cotation issue des maillons donne 3 spécifications de position

- (4) L'alésage de la jonction avec la roue dentée est localisé par rapport au système de références principal A|B|C.
- (5) La surface fonctionnelle en vis-à-vis du bouton de l'arbre de sortie est localisée par rapport à A.
- (6) Le plan de la jonction avec le flasque est localisé par rapport au système de références principal A|B|C.

Les spécifications notées (1) sont issues de la cotation des jonctions.



## 6.5 Résumé de la méthode

### Position relative des jonctions

- En étudiant successivement toutes les surfaces de toutes les jonctions de la pièce étudiée (sauf la jonction principale), déterminer si un décalage d'une surface d'une jonction plus faible que la tolérance générale (par exemple de l'ordre de 0,3 mm) risque de générer une défaillance.
- Localiser entre-elles les surfaces correspondant à la même défaillance en choisissant le système de références auxiliaire d'une des jonction.
- Localiser les autres surfaces influentes par rapport au système principal.
- Il faut un modificateur au minimum de matière sur l'élément tolérancé et sur les références avec du jeu.

### Position des autres surfaces

- En étudiant successivement toutes les autres surfaces de la pièce, déterminer si un décalage de cette surface plus faible que la tolérance générale (par exemple de l'ordre de 0,3 mm) risque de générer une défaillance.
- Localiser cette surface par rapport au système de références auxiliaire qui correspond à la même défaillance, ou sinon par rapport au système principal.
- Orienter les liaisons primaires si une droite d'analyse ne coupe pas cette entité.
- Il faut un modificateur au minimum de matière sur les références avec du jeu.

### Fixation des pièces par vis

- Appliquer la cotation type de localisation des trous de passage des vis au maximum de matière et de localisation des trous taraudés en plage projetée.
- Localiser ces éléments par rapport aux systèmes de références de la jonction entre les deux pièces avec un modificateur au maximum de matière sur les références avec du jeu.

## 7. CONCLUSION

Ce court document a été très simplifié et ne permet pas de traiter tous les cas. Il permet cependant de mettre en place les principes fondamentaux de la cotation fonctionnelle.

Pour approfondir cette approche, il est possible de consulter les ouvrages suivants.



Cette méthode est très simple à appliquer lorsqu'elle est maîtrisée. Néanmoins des outils informatiques d'aide à la cotation sont en cours de développement dans l'environnement CATIA pour automatiser ces procédures et la mise en page des spécifications dans le 3D et pour la mise en plan.

Voir également, la page WEB de Bernard ANSELMETTI sur le site du laboratoire de recherche LURPA <http://www.lurpa.ens-cachan.fr>



## 8. ANNEXES

### 8.1 Perfectionnement de la cotation de la roue dentée

Les évolutions en cours des normes vont permettre d'avoir une cotation fonctionnelle encore plus précise.

Par exemple, dans le cas de la roue dentée, l'axe de rotation est donné par les deux centres de rotulage des roulements.

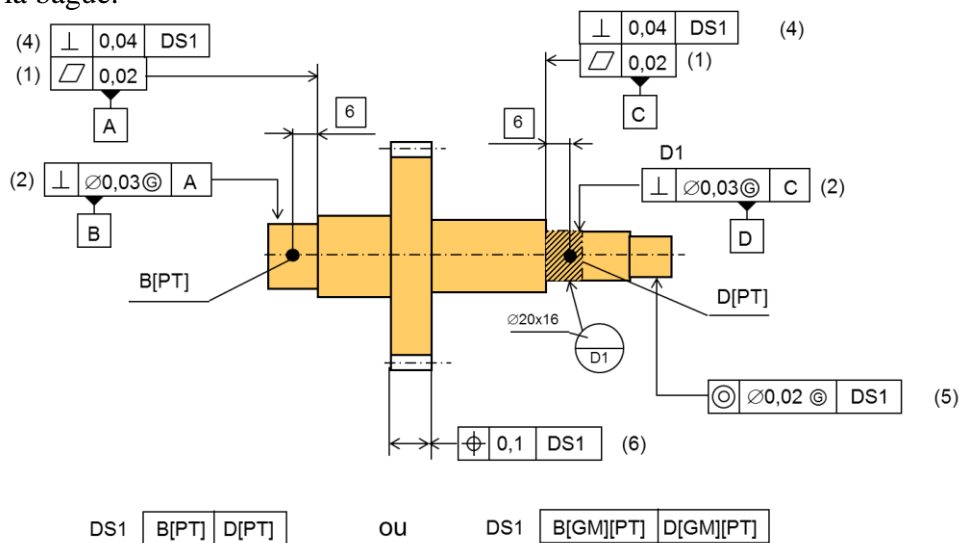
Le centre de rotulage B[PT] est défini sur l'axe de B (associé par les moindres carrés) à 6 mm de A.

De même, le centre de rotulage D[PT] est défini à 6 mm de C sur l'axe de D.

L'axe de rotation de l'arbre est donc donné par les deux points B[PT] et D[PT]. L'arbre est positionné axialement par le point B[PT] qui est donc primaire. Le système de références de mise en position de l'arbre DS1 est donc B[PT] | D[PT]. Actuellement, le critère d'association par défaut est pour le plus cylindre contenant la surface réelle. Prochainement, ce sera sans doute le critère des moindres carrés. Comme les bagues sont serrées, le critère des moindres carrés est préférable. Dans l'attente, il est possible d'ajouter le critère d'association [GM] (gauss moyen) dans le système de références.

Les planéités (1) assurent le bon contact des bagues de roulement sur les épaulements plans de l'arbre.

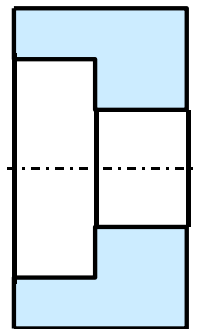
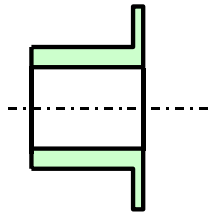
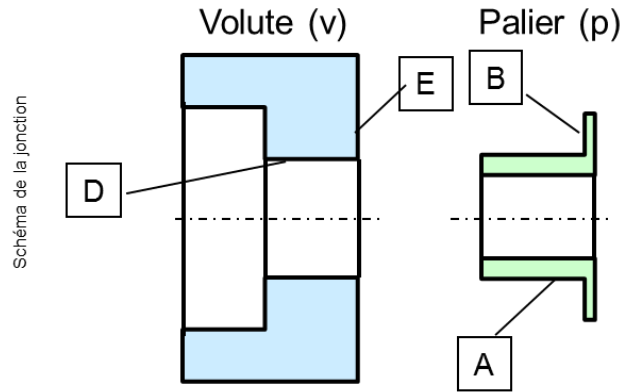
Les perpendicularités (2) portent sur les axes des cylindres des moindres carrés associés aux cylindres. Ces axes doivent être perpendiculaires aux plans d'appui de la bague, pour éviter de déformer la bague.



### 8.2 Exercices d'initiation et corrections

Jonction 1 : palier / volute :

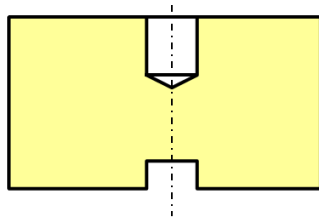
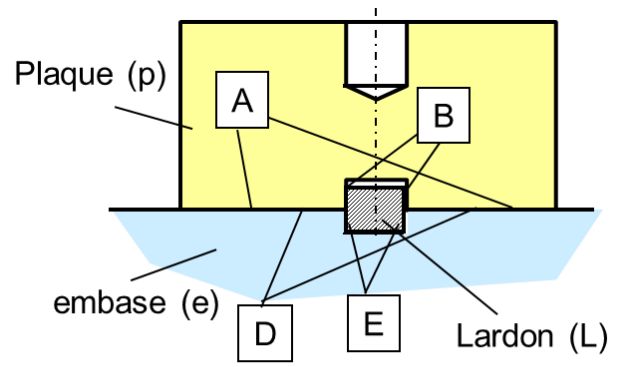
Pièce ou bloc :		Repère :	Etat :	Auteur :
Palier		p	1	Martin
interface surface type	Cylindre	Plan		
	A p	B p		
	serrage	contact		
surface	Cylindre	Plan		
	D v	E v		
	Primaire	Secondaire	Tertiaire	



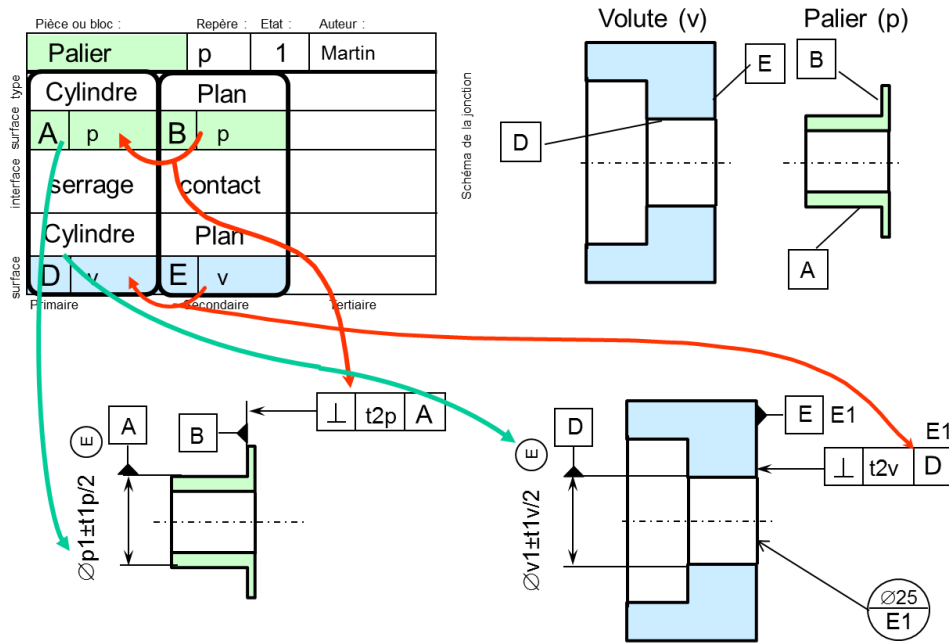
**Jonction 2 : plaque / embase :**

Pièce ou bloc :		Repère :	Etat :	Auteur :
Plaque		p	1	Martin
surface type	Plans coplanaires	plans // symétriques		
interface	A p	B p		
surface	contact	jeu lardon 10 <sup>Ⓜ</sup> , 9,98mini serrage		
surface type	Plans coplanaires	plans // symétriques		
surface	D e	E e		
	Primaire	Secondaire	Tertiaire	

Schéma de la jonction



Correction 1



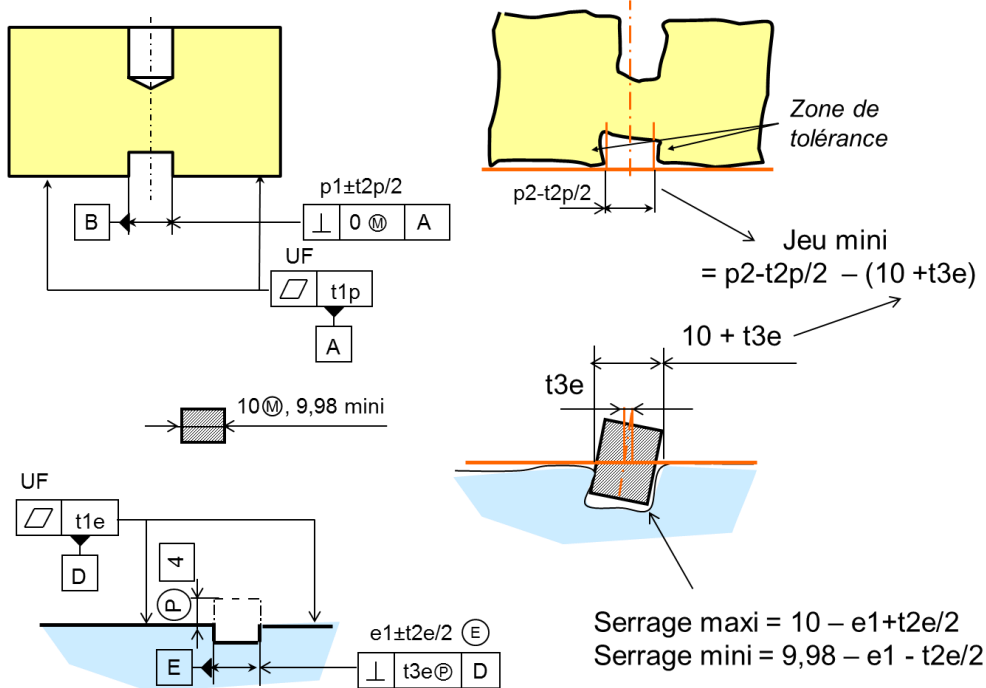
Correction 2

Sur les deux pièces, l'entité primaire est formée par 2 plans coplanaires : La planéité avec UF assure la qualité du contact.

Sur la plaque, l'entité secondaire reçoit une dimension locale et une perpendicularité au maximum de matière, car il y a du jeu entre le lardon et la rainure.

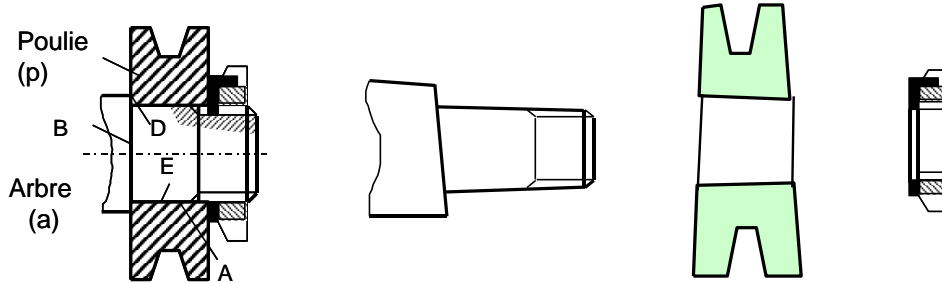
Dans l'embase, le lardon est serré, il n'y a pas de modificateur. La cote avec l'exigence de l'enveloppe assure la montabilité du lardon dans la rainure.

La perpendicularité en zone projetée assure la montabilité du lardon dans la rainure supérieure, lorsque les deux pièces sont en appui plan. Cette écriture suppose que la hauteur d'implantation du lardon dans l'embase est jugée suffisante pour orienter le lardon.



### 8.3 Analyse d'une jonction

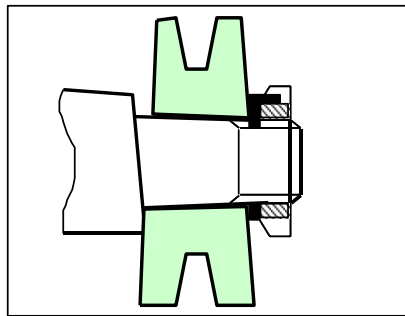
Cette poulie doit transmettre un couple important, mais ne doit pas tourner par rapport à l'arbre. Le concepteur souhaite transmettre de couple uniquement par adhérence. il doit choisir l'ordre de prépondérance en analysant les risque de défaillance, s'il y a des défauts géométriques dans les entités de liaison :



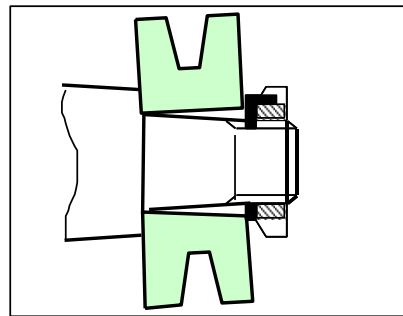
Assemblage théorique et pièces réalistes à envisager

Question : choisir la surface primaire (soit le cylindre, soit le plan).

Solution 1



Solution 2



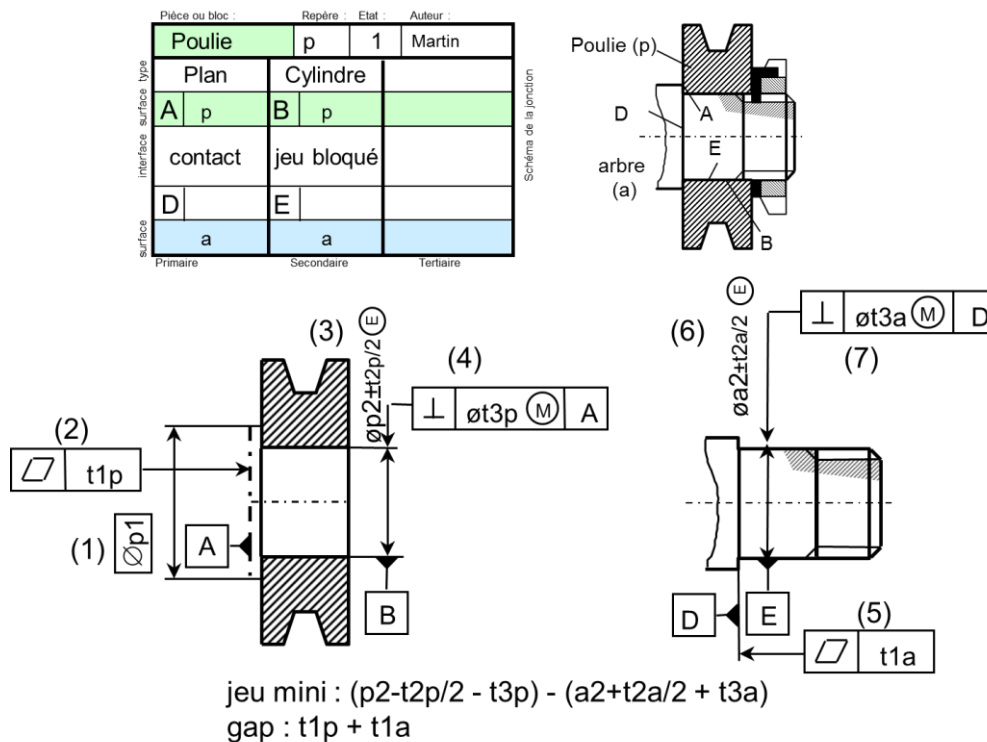
Etude de l'influence des défauts sur les défaillances du mécanisme

### Correction

Avec la solution 1, la poulie sera bien coaxiale à l'axe, mais la pression de contact entre les plans sera très localisée. Il y a risque de matage et de diminution sensible de la précontrainte de serrage. La poulie risque de tourner.

Avec la solution 2, on obtient un appui plan sur toute la surface, donc pas de risque de matage. Cependant, il est indispensable de laisser du jeu dans l'alésage, ce qui risque de conduire à un battement de la gorge de la poulie.

Le concepteur doit choisir entre ces 2 solutions. Il définit l'ordre de prépondérance. La cotation va permettre de respecter cet ordre. Ci-dessous, la solution 1 a été illustrée :



Cotation avec appui plan prépondérant

Les équations à respecter sont les suivantes :

$$\text{gap} : t1p + t1a \leq 0,03$$

$$\text{jeu mini} : (p2 - t2p/2 - t3p) - (a2 + t2a/2 + t3a) \geq 0,01 \text{ (différence des diamètres des états virtuels au minimum de matière)}$$