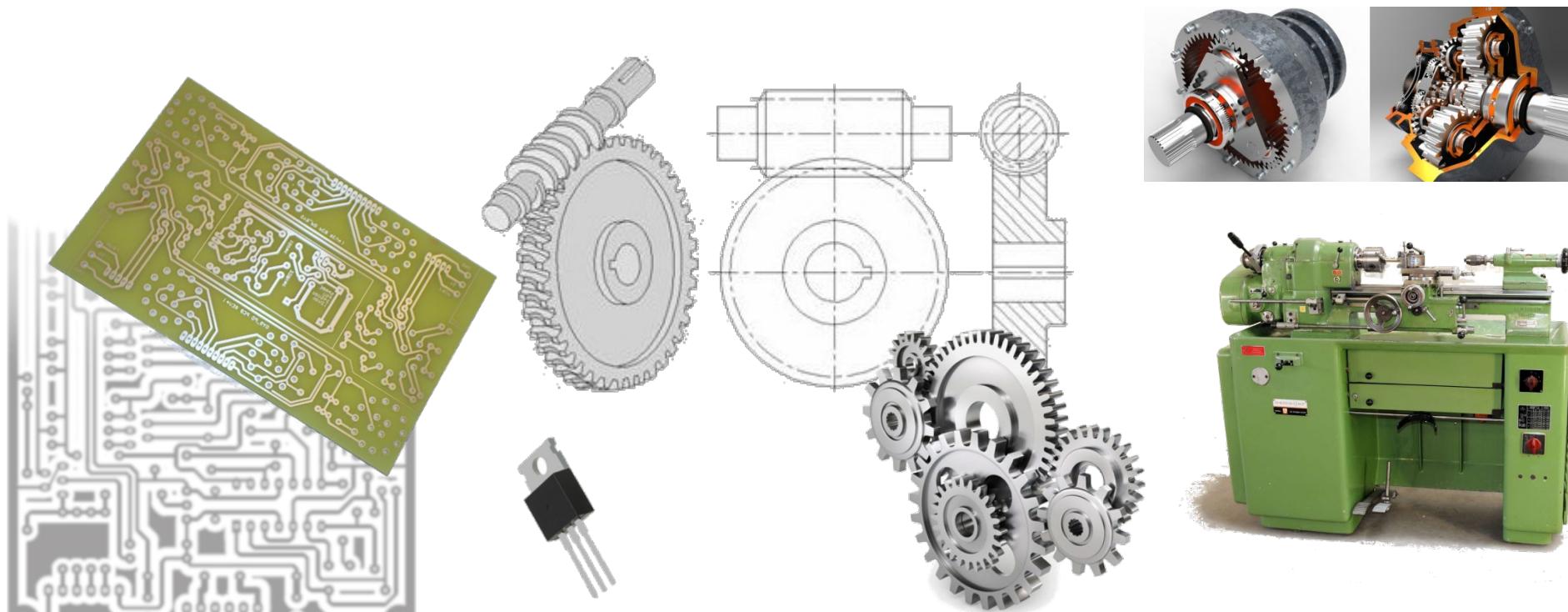


INTRODUCTION AUX TECHNIQUES DE CONSTRUCTIONS

N.Turin, A.Gentile, J.Burnens



Objectif du cours:

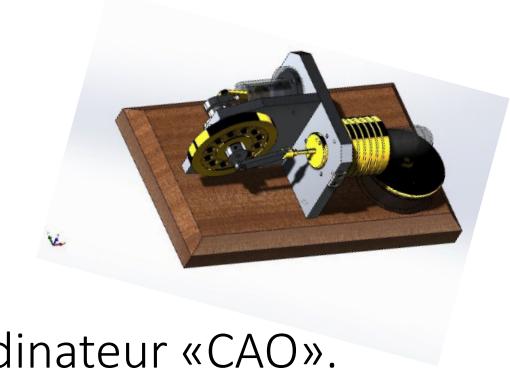
- Acquérir des notions de dessin technique, de pratiques de mécanique et électronique pour le laboratoire de physique.
- Permet de faciliter les interactions entre les différents corps de métier liés aux activités de laboratoires pour les ingénieur.e.s physicien.ne.s.

Organisation du cours:

Les trois principaux domaines sont représentés ici en plusieurs modules:

- Conception assisté par ordinateur 3D (4 cours)
- Atelier de mécanique (2 cours)
- Laboratoire d'électronique (2 cours)

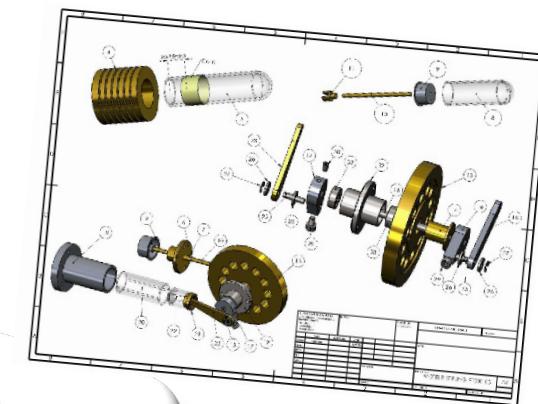
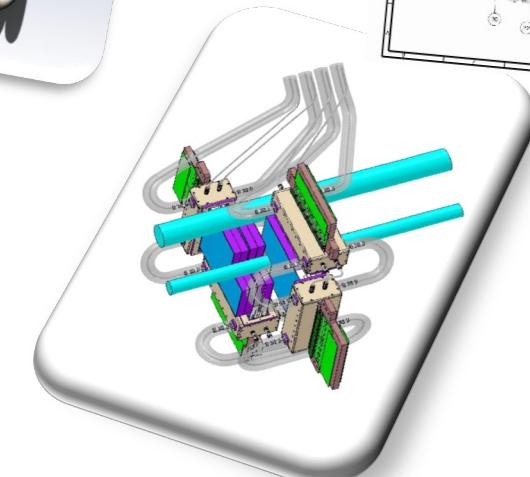
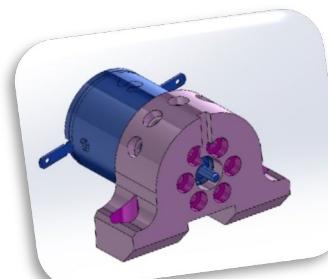
Conception Assistée par Ordinateur



Introduction

Donner des bases en construction mécanique et en **Conception Assistée par Ordinateur «CAO»**. Ceci pour vous permettre de réaliser des conceptions de pièces en 3D, des assemblages ainsi que des plans techniques pour la fabrication des pièces à réaliser.

- Techniques de fabrication de pièces mécaniques
- Normes et Eléments normalisés
- Utilisation de SolidWorks
 - Conception de pièces mécaniques en 3D
 - Création d'assemblage de pièces mécanique
 - Création de plan technique
 - Animation, simulation, rendu photo



Conception Assistée par Ordinateur

Planning

- Séance 1: Base du logiciel, esquisses 2D, Boite
Dessin technique et cotation
- Séance 2: Fonctions 3D, stylo
Techniques de fabrication
- Séance 3: Assemblage, mise en plan
Normes et éléments normalisés
- Séance 4: Compléments: animation, simulation, rendu photo
Introduction aux éléments finis

Conception Assistée par Ordinateur

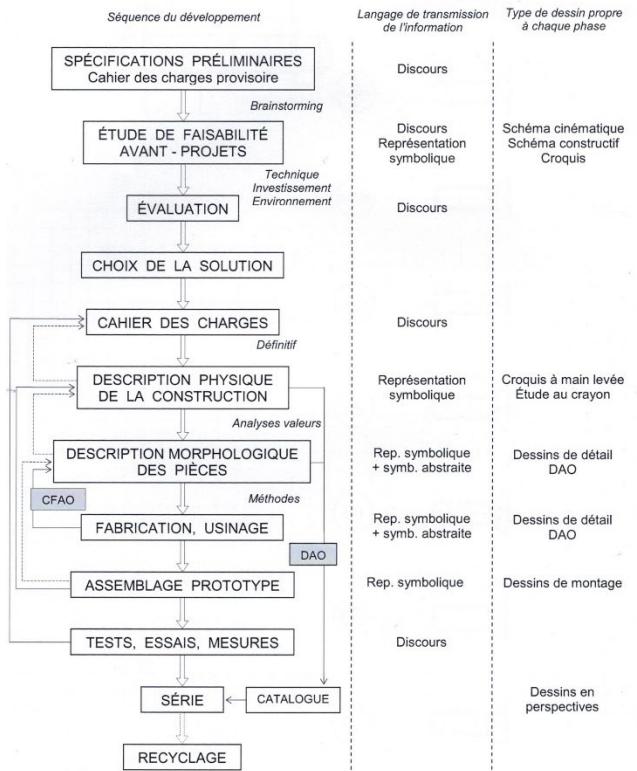
Mise en plan

- Processus de Conception et cahier des charges Construction mécanique I p. 10 / 12
 - Croquis initial, Projections et point de fuite
 - Feuille et Cartouche Construction mécanique I p. 18 / VSM p. 38-39
 - Style de traits Construction mécanique I p. 20 / VSM p. 40
 - Représentation des vues principales Construction mécanique I p. 26-27
 - Cotes Construction mécanique I p. 42 / VSM p. 56-57
 - Coupe, demi-coupe, vue partielle Construction mécanique I p. 35-37

Processus de Conception et cahier des charges

1.7 Le processus de conception

Le cheminement de la pensée lant l'idée initiale au produit définitif passe par différentes phases. La complexité d'un projet n'influence que peu le déroulement des opérations. L'accent est porté davantage sur la transmission par le biais du dessin technique, qui est le but premier du cours, que sur les différentes phases de la conception. Une approche succincte d'un processus de conception est proposée afin d'en comprendre le fonctionnement.

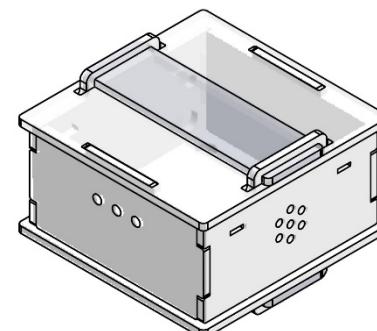


1.8 Les phases d'élaboration d'un produit

Le processus d'élaboration d'une pièce mécanique, ou plus généralement d'un produit, peut se décomposer en phases distinctes. Ces phases peuvent être les suivantes (parfois le processus est tronqué ou modifié s'il s'agit d'une modification de produit) :

- Étude du cahier des charges
- Conception du produit
- Industrialisation
- Fabrication du produit
- Diffusion du produit

Toutes les différentes phases sont interdépendantes et sont applicables chronologiquement. Il ne serait pas logique de fabriquer un produit avant d'effectuer une étude de faisabilité. Les impératifs du marché, la concurrence, les effets de mode, et autres données factorielles obligent à travailler simultanément sur plusieurs phases, ou plus simplement ne pas attendre qu'une étape soit finalisée avant de penser et mettre en route le processus suivant. En clair, le temps alloué pour l'ensemble du processus d'élaboration du produit doit être inférieur à la somme des temps partiels. Si ce temps est très inférieur, c'est d'autant plus profitable au succès du produit.



1.9 Le cahier des charges d'un produit

Le cahier des charges est un dossier contenant tous les éléments relatifs à la pièce mécanique (ou ensemble) à réaliser. On y retrouve son nom, son utilité, son but, ses performances, ses dimensions, son aspect, ses caractéristiques, sa durée de vie, ses prix de fabrication et de vente, sa conformité aux Normes, sa projection de fabrication, etc. Cette liste n'est pas exhaustive. Un cahier des charges très complet et précis simplifie la tâche du département Recherche & Développement (R&D).

Le deuxième semestre du cours de construction débouche sur la création et l'utilisation d'un cahier des charges. Sur une durée de plusieurs semaines, les étudiants réalisent, sur la base de ce document, la conception d'un montage simple donnant lieu à sa fabrication durant un stage pratique en atelier de mécanique. Voici les projets des deux dernières années :

Robot grimpeur de corde (projet 2013)

Concevoir et réaliser un robot capable de grimper le long d'une corde verticale en nylon dont le diamètre est de 5 mm. La tension de cette dernière est assurée par une masse suspendue de 5 kg. La seule source d'énergie est produite par la mise en compression de 6 ressorts.

Chaque ressort a une longueur à vide de 205 mm, une course de compression de 152 mm et une constante de 310 N/m. Le déclenchement du mécanisme doit s'effectuer par la traction verticale vers le bas d'une ficelle. La traction de la ficelle ne doit pas apporter d'énergie supplémentaire utilisable pour le mouvement du robot.

L'encombrement total du robot ne doit pas dépasser une enveloppe sphérique fictive de 250 mm de diamètre, contrainte valable uniquement avant la mise en mouvement. Lors de l'ascension, le robot peut se déployer dans une dimension supérieure à 250 mm.

La mise en place du robot doit s'effectuer par une seule personne, en moins d'une minute, en veillant à la sécurité de l'opérateur et du public. Les ressorts peuvent être préalablement contraints avant la mise en place sur la corde.

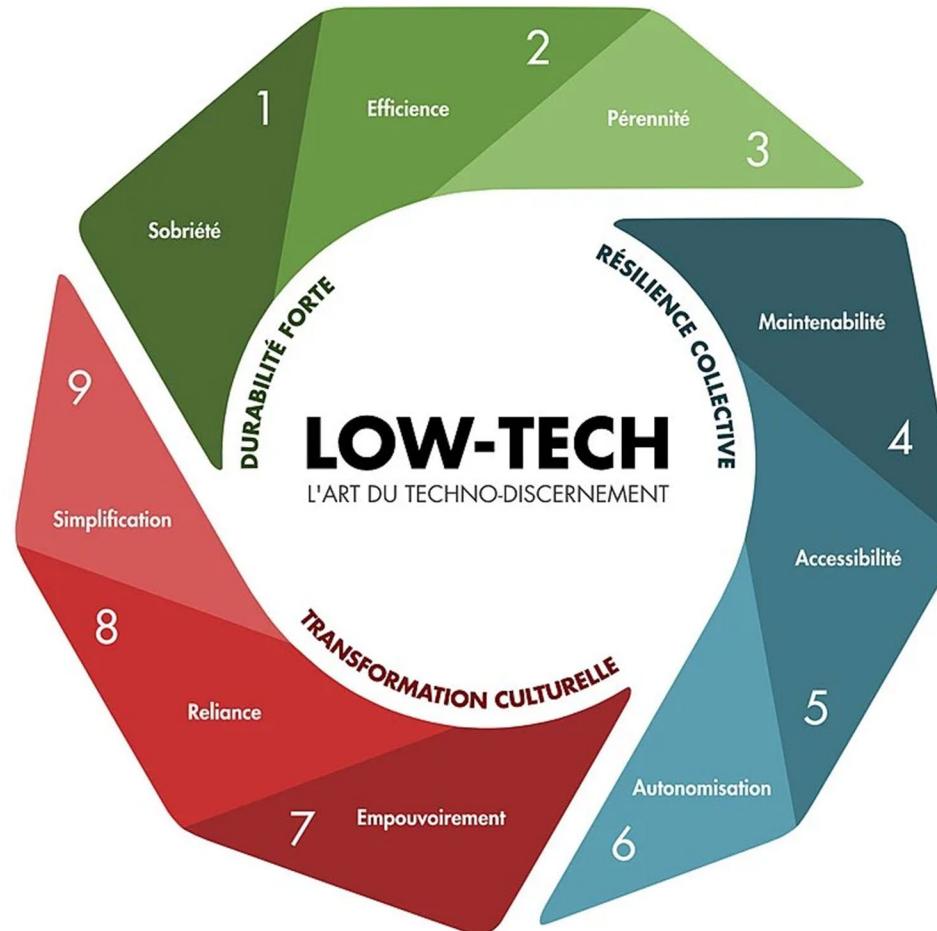
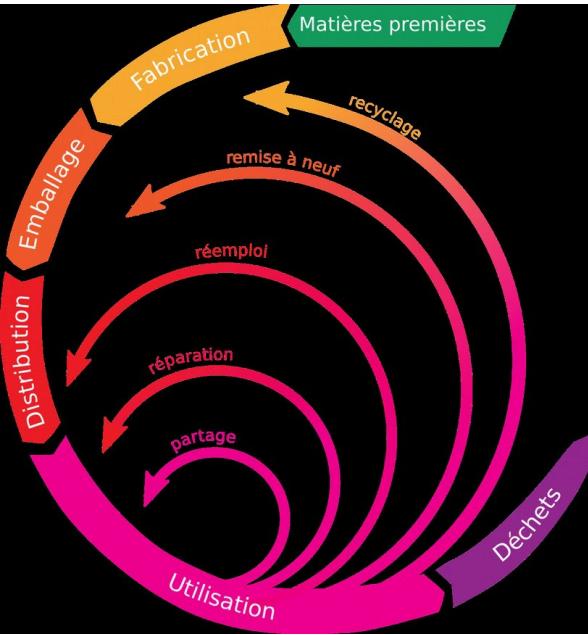
La mesure de la performance ascensionnelle est prise au point le plus bas du robot. Les pièces normalisées sont au minimum égales au nominal 4 mm.

La lecture du cahier des charges donne toujours lieu à une grande quantité de questions. Ce document est le fil conducteur des investigations et du développement ; il sert de guide des points à respecter, selon la demande du client.

La structure d'un cahier des charges diffère d'un document à l'autre et correspond assez bien à la culture de l'entreprise émettrice. Son contenu peut s'avérer être très lacunaire ; toutefois il convient de rester prudent quand à son interprétation, c'est-à-dire qu'un consigne paraissant incomplète peut s'avérer relativement difficile à assurer. Par contre, un document stipulant une grande quantité de points à respecter ne laisser que peu de place à la liberté d'interprétation.

Exemple : un client désire fabriquer un appareil pour enduire d'un film plastique des pièces mécaniques mesurant jusqu'à 100 mm... Et c'est tout, il n'y a rien de plus comme informations.

Avec si peu de renseignements, le travail de développement n'est pas vraiment enviable. Mieux vaut disposer de nettement plus d'informations, soit d'un cahier des charges complet. Le travail s'en trouvera nettement simplifié.



Principe du Lowtech

DURABILITÉ FORTE

1 Sobriété

Recentre sur l'essentiel et tend vers l'optimum technologique : plus basse intensité et plus grande simplicité technologiques permettant d'assurer les besoins avec un haut niveau de fiabilité

2 Efficiency

Minimise la consommation d'énergie et de ressources, depuis l'extraction des matières premières jusqu'à la fin de vie en passant par la production, la distribution et l'utilisation

3 Pérennité

Présente une viabilité technique, fonctionnelle, écologique et humaine maximale à court, moyen et long terme

RÉSILIENCE COLLECTIVE

4 Maintenabilité

Peut être entretenue et réparé par les utilisateurs eux-mêmes autant que possible, avec des pièces et matériaux standards

5 Accessibilité

Offre une simplicité d'utilisation maximum

6 Autonomisation

Est fabriqué à partir de ressources exploitées et transformées le plus localement possible

TRANSFORMATION CULTURELLE

7 Empouvoirement

Facilite l'appropriation par le plus grand nombre, confère du pouvoir aux citoyens et aux territoires

8 Reliance

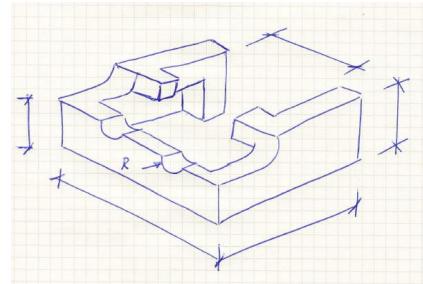
Favorise le partage de savoirs et de savoir-faire, la coopération, la solidarité, la cohésion sociale et les liens entre collectivités

9 Simplification

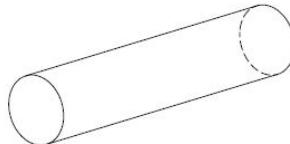
Décomplexifie la société aux niveaux socio-économique et organisationnel à partir d'une réflexion sur les besoins et les vulnérabilités

Dessin technique

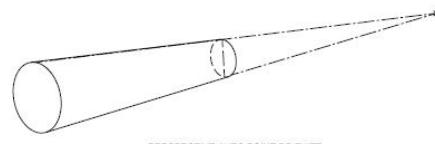
- Croquis initial



- Projections et point de fuite



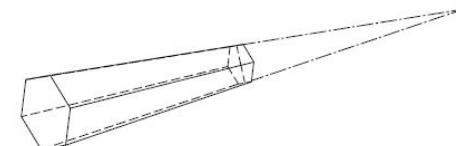
PERSPECTIVE SANS POINT DE FUITE



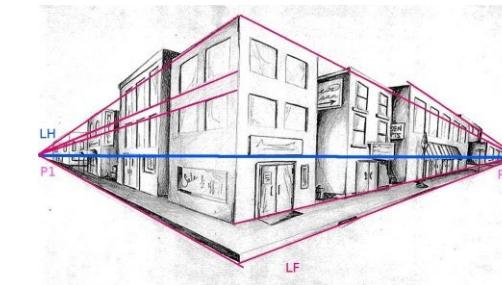
PERSPECTIVE AVEC POINT DE FUITE



PERSPECTIVE SANS POINT DE FUITE



PERSPECTIVE AVEC POINT DE FUITE



Dessin technique

➤ projections

Voir Construction mécanique I p. 22 / 23

EPFL - Génie Mécanique - Microtechnique **Construction mécanique I** **JF Ferret© 2015**

2.5 Les projections axonométriques

Lorsqu'il est nécessaire de présenter une pièce compliquée ou un ensemble de pièces, il existe la possibilité de la projection axonométrique qui est une perspective sans point de fuite. En réalité, les droites utilisées dans la perspective sont parallèles, ce qui fausse légèrement l'interprétation du volume représenté. Les normes n'admettent aucun point de fuite pour ce type de représentation qui, précisons-le, reste prioritairement d'utilisation commerciale ou artistique.



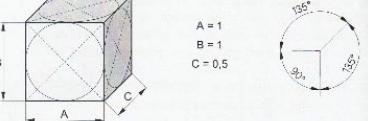
Cylindre en perspective sans point de fuite Cylindre en perspective avec point de fuite

Une représentation en perspective s'effectue simplement avec un programme de dessin ; il suffit de choisir les angles de projection. Autrefois ce travail était confié à un graphiste produisant des réalisations d'une grande complexité et demandant énormément de temps.

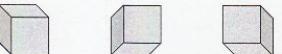
Pour les représentations en perspective, il convient de choisir les angles mettant au mieux la pièce en valeur en montrant le plus de détails. La projection cavalière est la plus simple car les dimensions de face sont en vraie grandeur et les dimensions en profondeur valent la moitié des dimensions réelles.

Projection cavalière

C'est la projection recommandée, car elle est facile à réaliser. Les grands axes sont perpendiculaires aux arêtes C et égaux à 1.

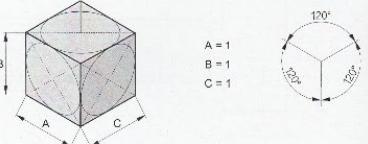


Autres orientations possibles :



Projection isométrique

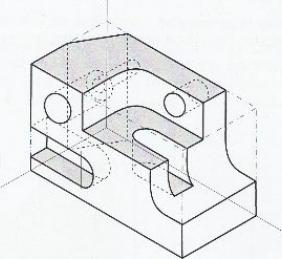
C'est la projection permettant les mesures directes selon les trois axes. Les dimensions sont unitaires sur chaque axe, ce qui simplifie les mesures et repérages.



- 22 -

EPFL - Génie Mécanique - Microtechnique **Construction mécanique I** **JF Ferret© 2015**

Une pièce est usinée à partir d'un parallélépipède rectangle de matière quelconque. Elle ne possède aucun usinage complexe. La projection isométrique facilite la représentation et la mesure des dimensions réelles, directement sur la perspective. Il est remarquable que tous les axes soient orientés à 120°.

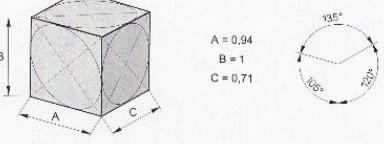


Pour cette pièce, d'un coup d'œil, le positionnement des différents usinages apparaît clair et compréhensible. Dans la réalité, il existe de nombreuses réalisations nécessitant davantage qu'une projection isométrique.

Le profil primitif est donné en bleu. Combien d'usinages sont effectués pour obtenir cette pièce ?

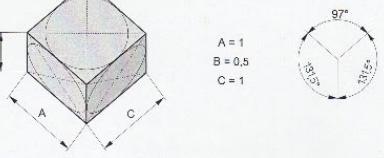
Projection trimétrique

C'est la projection qui permet de séparer de manière optimale les projections d'arêtes. Elle diffère de la projection cavalière en ayant tous les axes obliques.



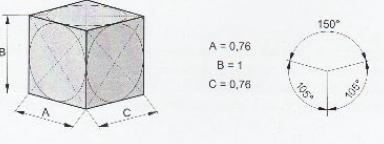
Projection dimétrique

Pour la mise en évidence d'une face importante d'une pièce ou d'une partie d'un ensemble, c'est la projection dimétrique qui sera privilégiée.



Projection dimétrique redressée

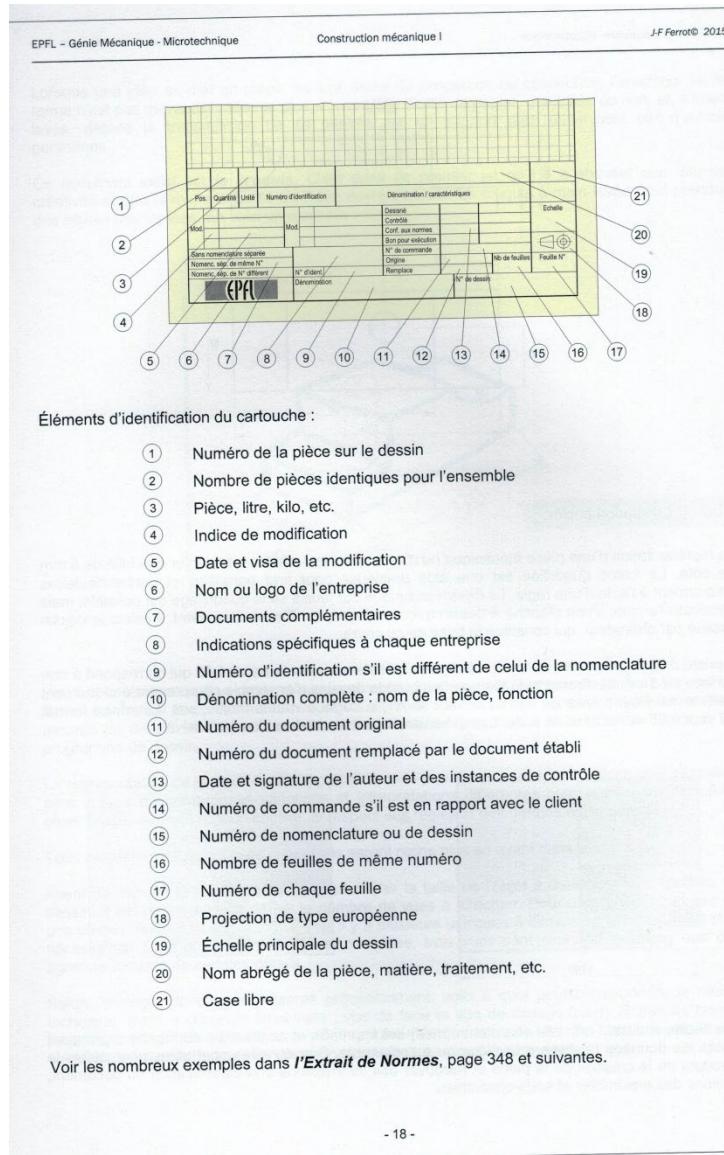
Cette méthode de projection est destinée aux pièces allongées en priorité. Elle convient très bien pour les projections avec une faible élévation, donnant juste l'impression de hauteur.



- 23 -

Dessin technique

➤ Feuille et cartouche



Construction mécanique I p. 18 / VSM p. 38-39

2 Dessin

2.2 NORME ISO GPS FONDAMENTALE ISO 8015

2.2.4.3 Spécification GPS par défaut transformée

Un opérateur de spécification par défaut transformé doit être défini dans un document approprié. L'opérateur de spécification par défaut transformé doit être défini de manière soignée, univoque et exhaustive de façon à être considéré comme un opérateur de spécification complet. L'opérateur de spécification par défaut transformé doit être indiqué sur le dessin, dans ou à proximité du cartouche. L'indication doit au minimum contenir les informations suivantes lorsque des normes ne relevant pas du système ISO GPS sont appliquées:

Tolérancement ISO 8015 (AD) -ABC12345:2010

- le terme «Tolérancement ISO 8015» _____
- le symbole _____
- l'identification complète du document considéré et toute autre information nécessaire, qui prime sur la norme qui la précède _____

(AD) est l'acronyme de «Altered Default», c'est à dire «Défaut transformé».

2.2.4.3.1 Exemples

Pour toutes les entités dimensionnelles linéaires sur le dessin, c'est-à-dire des sphères et deux plans parallèles opposés, le principe d'enveloppe s'applique (fig. 38/1).

Tailles linéaires ISO 14405 ©

Tolérances générales	Surfaces	Echelle	Matériau
Date	Nom	Désignation	
Etabli.			
Vérif.			
Norm.			

Fig. 38/1

Toutes les dimensions sont vérifiées selon ISO 291:23/50 Class2 (fig. 38/2).

Tolérances générales DIN 1674-TG5

Tailles linéaires ISO 14405

Rayons non cotés R0,5 ±0,1

Tolérancement ISO 8015 (AD) - ISO 291:23/50 Class 2

Tolérances générales	Surfaces	Echelle	Matériau
Date	Nom	Désignation	
Etabli.			
Vérif.			
Norm.			

Fig. 38/2

2 Dessin

2.3 PRINCIPES GÉNÉRAUX DE PRÉSENTATION DES DESSINS TECHNIQUES

2.3 Principe généraux de représentation des dessins techniques

2.3.1 Principe généraux de représentation (ISO 128-1, ISO 8015)

Les dessins techniques constituent un moyen de communication spécifique. Ils doivent se conformer aux principes suivants:

- Explicit et clair:** pour chaque exigence dans un dessin, il ne doit y avoir qu'une seule interprétation. Elle doit être aisement compréhensible par chaque personne impliquée. L'incertitude consécutive à l'étendue d'interprétations autorisées d'une spécification mentionnée sur le dessin est appelée incertitude de spécification.
- Remarque:**
L'incertitude de spécification se situe dans le domaine de valeurs obtenues par les différentes interprétations de la spécification. Un fournisseur a le droit de profiter des incertitudes de spécification. Le fournisseur peut choisir chaque interprétation dans le domaine autorisé par l'incertitude de spécification.
- Complet:** un dessin technique doit indiquer l'état final de l'objet représenté pour une fonction définie. Le contenu doit être complet pour assurer cette fonction, c'est-à-dire qu'il doit servir aussi bien pour la fabrication d'une pièce que pour la vérification de ses spécifications. Seules les exigences indiquées sur le dessin ou dans la documentation y afférente sont effectuées ou vérifiées. Un dessin peut contenir les exigences se référant aux différents états de finition du produit. Dans ce cas, il faut noter à quel état se réfère l'inscription sur le dessin.
- Indépendant:** chaque exigence pour un élément ou une relation entre les éléments doit être satisfaite de manière indépendante des autres éléments. Toutes les spécifications doivent être respectées séparément sans influence d'autres spécifications (voir ISO 8015).
Exception: par exemple symboles de modification (M) selon ISO 2692, CZ selon ISO 1101 ou (E) selon ISO 14405-1.
- Indépendant du langage:** les dessins doivent, de préférence, être indépendants du langage. Les textes ne devront être utilisés que dans le cartouche ou lorsqu'il n'est pas possible de représenter graphiquement l'information.
- Conforme aux normes:** les normes internationales applicables doivent être mentionnées sur le dessin, conformément à la norme concernée.
Exemple: tolérances générales ISO 2768-mK
De plus, il faut mentionner les autres documents y afférents et nécessaires à l'interprétation des dessins. Si nécessaire, il faut faire une liste des normes et documents utilisés pour les dessins.
- Interprétable:** pour l'interprétation d'une spécification indiquée, on applique en général la dernière édition de la norme correspondante au moment de la réalisation du dessin.
- Tracable:** la procédure de validation d'un dessin ainsi que toutes les modifications dans les dessins validés ainsi que les documents y afférents doivent être documentés sans équivoque (cf. chapitre 7.4).

La température de référence pour les spécifications indiquées sur le dessin et leur vérification est de 20 °C conformément à la norme SN EN ISO 1, si rien d'autre n'est indiqué. Toute condition supplémentaire ou différente devant être appliquée, par exemple une condition concernant l'humidité de l'air, doit être définie dans le dessin ou dans un document y afférent.

Dessin technique

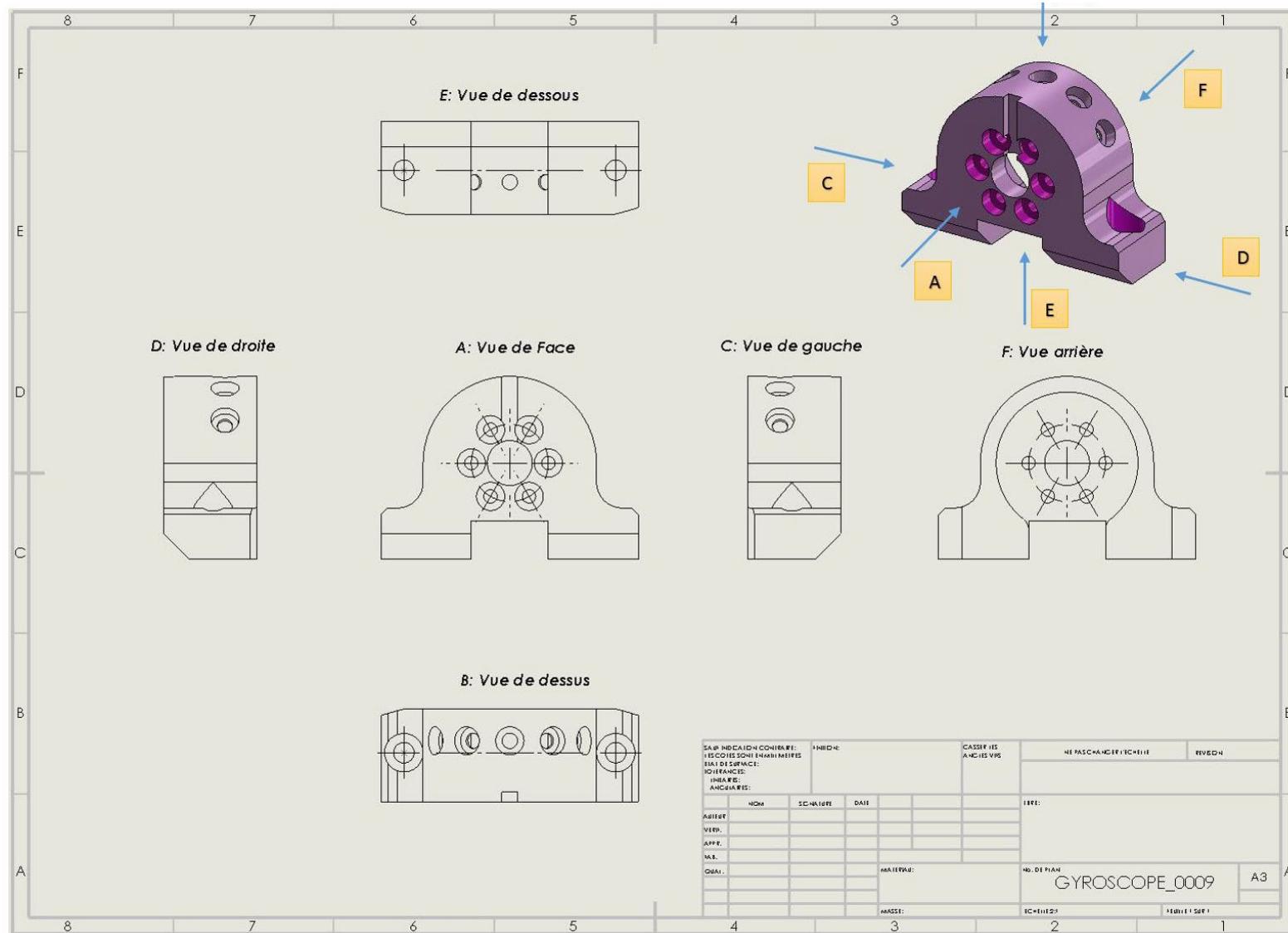
➤ Style de traits

Construction mécanique I p. 20 / VSM p. 40

PRINCIPES GÉNÉRAUX DE PRÉSENTATION DES DESSINS TECHNIQUES		
2.3.2 Traits		2.3.2.1 Types de traits (ISO 128-24)
Classification des traits en fonction de leur utilisation et de leur forme dont elle est définie dans un document standard.		Dimensions en mm
Tableau 40/1 Types de traits		Dimensions en mm
Désignation et exemples d'utilisation (Désignation des traits A1 . . . J3 voir fig. 41/1)	Largeurs recommandées pour formats	
A Trait continu fort: Contours vus, arêtes visibles (A1), limite du filetage à filets complètement formés (A2), sommets de filetages (A3), flèches d'une ligne de coupe, changement de direction des lignes de coupe (A4).	A4/A3/A2	A1/A0
A _____	ISO N° 01.2	0,5 0,7
B Trait continu fin: traits d'intersection imaginaires (B1), lignes de cote (B2), lignes d'attaches (B3), lignes repère et traits de référence (B4), hachures (B5), contours de sections rabattables (B6), fonds de filets vus (B7). Axes courts, traits de courbures sur les pièces découpées et les pièces industrielles, origine et extrémités des lignes de cote, diagonales indiquant une surface plane, encadrement de détails, indication de détails répétitifs, lignes de projection, emplacement de laminage, traits de grilles.		
B _____	ISO N° 01.1	0,25 0,35
C Trait continu fin à main levée:		
C _____		limites de vues, coupes et sections, partielles ou interrompus, si la limite n'est pas un axe de symétrie ou un axe (C1).
D Trait continu fin avec zigzags:		
D 1) _____	ISO N° 01.1	
E Trait interrompu fin: contours cachés, arêtes cachées (E1).		
E _____	ISO N° 02.1	
F Trait mixte fin à un point et un tiret long: Axes (F1), axes et plans de symétries (F2), cercles primitifs des engrenages, diamètre du cercle des trous, lignes de coupe (F3).		
F _____	ISO N° 04.1	
G Trait mixte fort à un point et un tiret long: Indication de zones (limitées) nécessaires de traitement de surface, par exemple traitement thermique, élément restreint tolérance (G1), position de plans de coupe (G2).		
G _____	ISO N° 04.2	0,5/0,25 0,7/0,35
H Trait mixte fin à deux points et un tiret long: contours de pièces voisines (H1), positions extrêmes de pièces mobiles (H2), contours primitifs avant formage (H3), lignes des centres de gravité.		
H _____	ISO N° 04.2	
I Pièces situées en avant d'un plan de coupe, contours d'autres exécutions possibles, contours de la partie finale d'une pièce découpée, encadrement de champs/zones particulières, axes optiques.		
I _____	ISO N° 05.1	0,5 0,7
J Trait pointillé fort: indication des zones où le traitement thermique n'est pas autorisé.		
J _____	ISO N° 07.2	0,5 0,7

Dessin technique

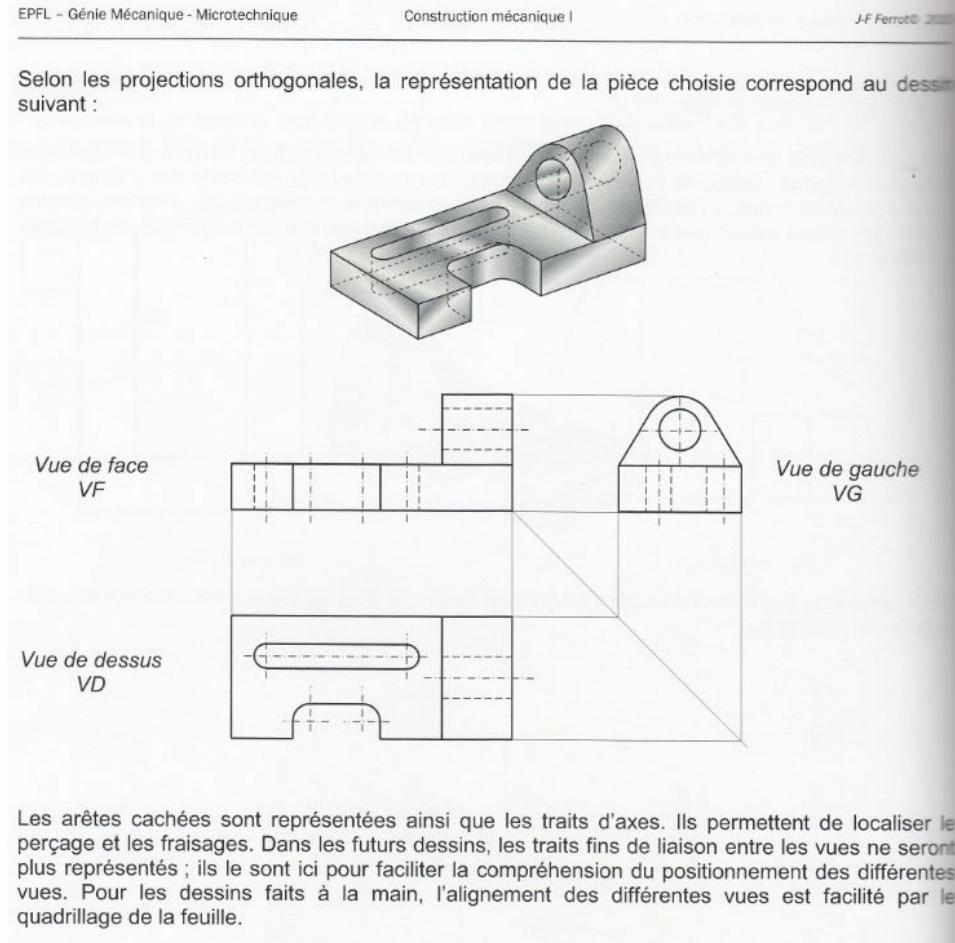
- Représentation des vues principales: Correspondance entre les vues



Dessin technique

- Représentation des vues principales

Construction mécanique I p. 26 / 27



EPFL – Génie Mécanique - Microtechnique Construction mécanique I J-F Ferrot© 2015

Exercice 2.5
Reporter dans la table le numéro des vues correspondant à la même projection isométrique.

1 2 3 4

5 6 7 8

9 10 11 12

13 14 15 16

A B C

Pièce	A	B	C
Vue de face			
Vue de gauche			
Vue de dessus			

- 27 -

Dessin technique

Section de Physique – SB-EPFL

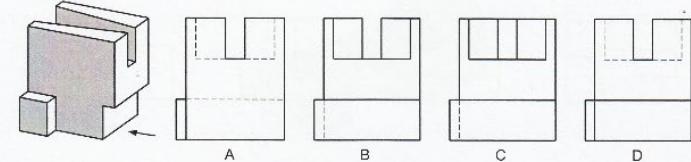
Construction mécanique

EPFL

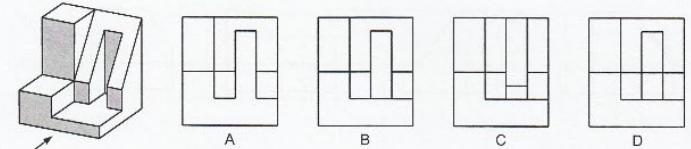
- Exercice vue et perspective - Construction mécanique | p. 28 et 109

Exercice 2.6

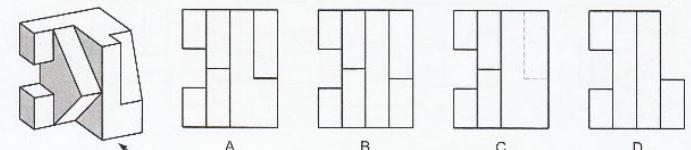
Trouver la vue correspondant à la perspective, selon le sens d'observation indiqué.



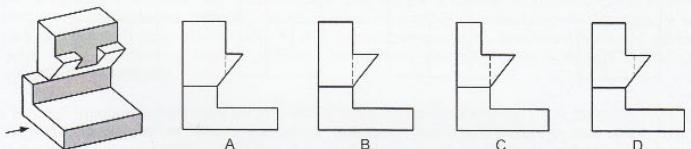
A B C D



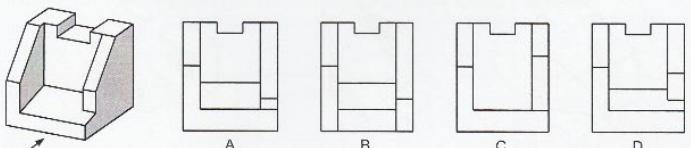
A B C D



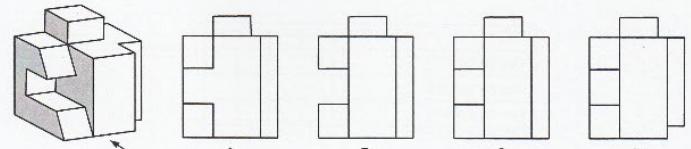
A B C D



A B C D



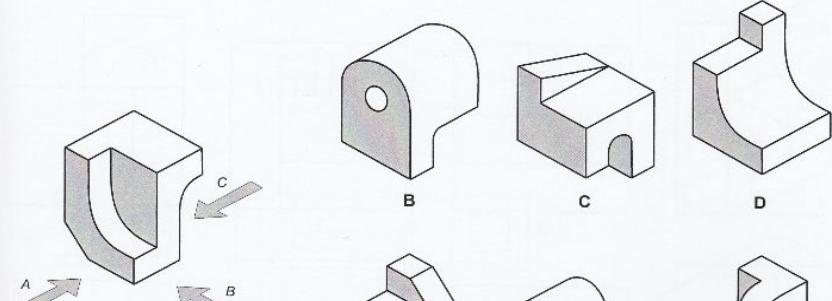
A B C D



A B C D

Exercice 3

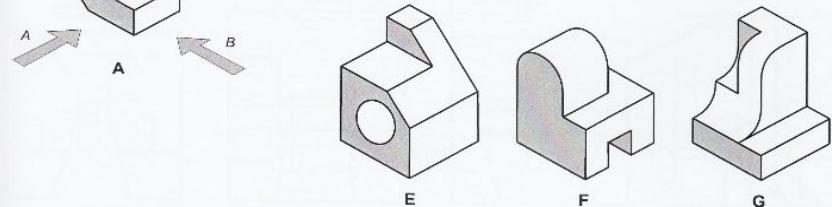
Compléter le tableau relatif aux 3 vues A, B et C de chacune des 7 pièces proposées. Représenter les arêtes cachées en traitillé sur les 21 vues, là où elles sont nécessaires.



B

C

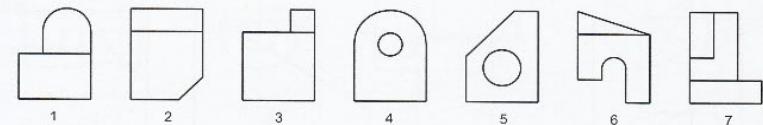
D



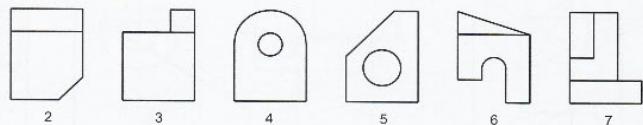
E

F

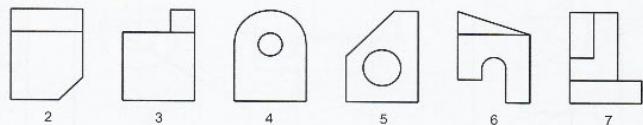
G



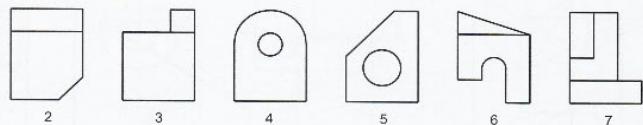
1



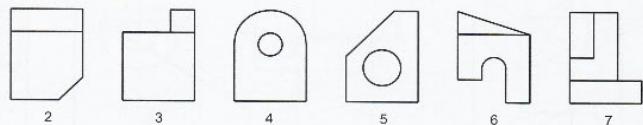
2



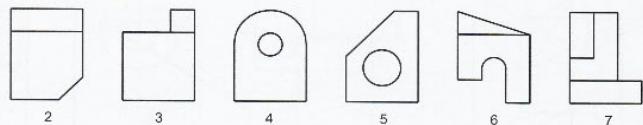
3



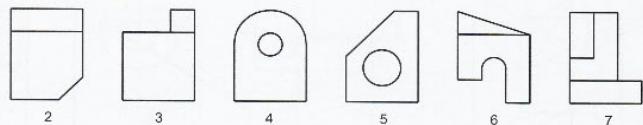
4



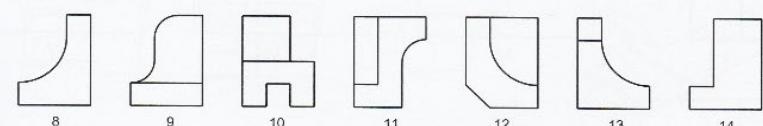
5



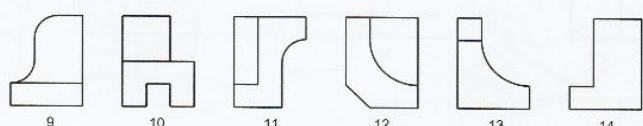
6



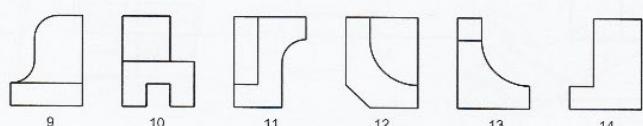
7



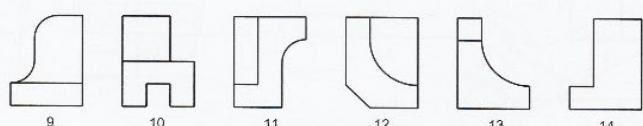
8



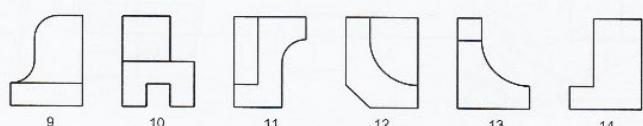
9



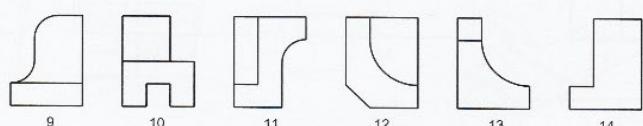
10



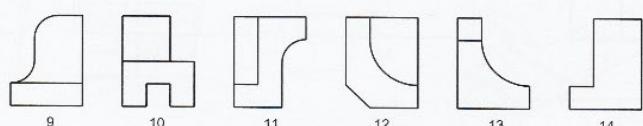
11



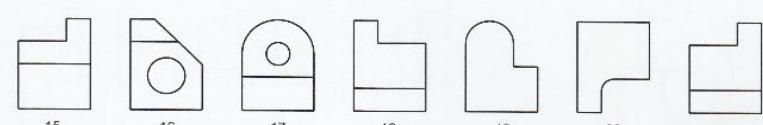
12



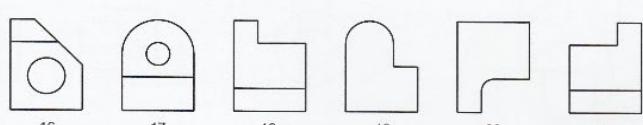
13



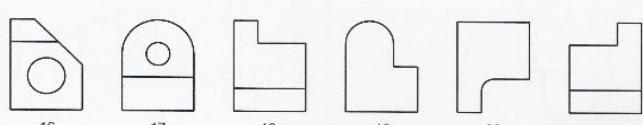
14



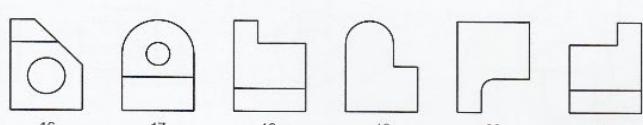
15



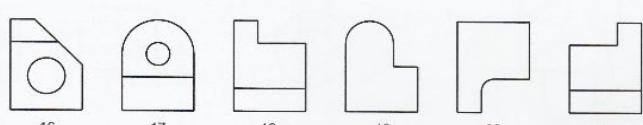
16



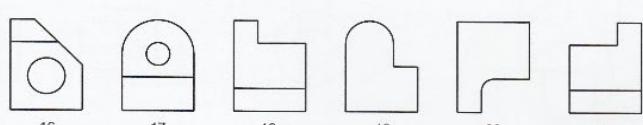
17



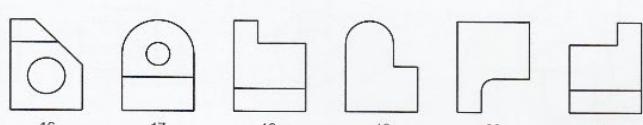
18



19



20



21

Pièce	A			B			C			D			E			F			G		
Vue de	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C			
Numéro																					
1																					
2																					
3																					
4																					
5																					
6																					
7																					
8																					
9																					
10																					
11																					
12																					
13																					
14																					
15																					
16																					
17																					
18																					
19																					
20																					
21																					

Dessin technique

➤ Cotes

Construction mécanique I p. 42 / VSM p. 56-57

EPFL – Génie Mécanique - Microtechnique Construction mécanique I J-F Ferrot© 2015

3 LA COTATION

3.1 Le principe de la cotation

La fabrication d'un élément mécanique nécessite un document, sous forme papier ou fichier informatique, décrivant de manière précise le dimensionnement de l'objet à réaliser. Les cotes correspondent à l'état final, prêt pour le montage ou l'utilisation, sauf indication contraire.

Les cotes proposées sur un dessin permettent une exécution sans ambiguïté et de manière simple. Parfois, les pièces sont si complexes qu'il devient difficile de placer toutes les cotes. La méthode consiste à créer un dessin par groupe d'usinages. (Extrait de Normes pages 45 et suivantes). Certaines industries rattachées aux domaines de l'aéronautique et du spatial utilisent un dessin par phase d'usinage. Cette pratique peut conduire à créer plus de 200 dessins (fichiers) pour une seule pièce. On imagine alors la complexité de la pièce entièrement usinée.

3.2 L'inscription d'une cote

Une fois la représentation d'une pièce terminée, vient la cotation de celle-ci. Pour plus de clarté, les cotes devront apparaître sans devoir les chercher dans un dédale d'inscriptions : sont les cotes d'encombrement extérieures maximales (longueur, profondeur et hauteur). Elles sont importantes pour déterminer la matière à débiter afin de procéder à l'usinage.

Il faut distinguer trois types de cotes : les **cotes de fonction**, les **cotes de fabrication** et les **cotes de contrôle**. Pour fabriquer une réglette en bois de 35 cm de longueur, il n'est peut-être pas nécessaire d'acheter une planche de 6 m. Il convient également de distinguer la fabrication de la pièce individuelle ou de la très grande série.

Dans un bloc de matière prismatique **de dimensions connues**, trois usinages sont effectués : deux fraisages et un perçage. Comment coter ces trois usinages de manière précise, sans oublier ni excès dans la cotation ? Voici une proposition acceptable, à gauche, et le type de représentation à proscrire absolument, à droite :

2.5.1.4 Règles de cotation

Pour une cotation de dessin adaptée à l'atelier, il faut respecter les points suivants:

- fonction – fabrication – contrôle**
- On fait la différence entre les cotes fonctionnelles, les cotes non fonctionnelles et les cotes auxiliaires.

2.5.1.4.1 Cotes fonctionnelles (F)

Elles déterminent la forme, la grandeur et la position de parties essentielles pour la fonction d'une pièce ou d'un assemblage (fig. 56/2 et 56/3).

Elles doivent toujours être inscrites, même si elles ne sont pas indispensables pour la fabrication et la vérification. Toutes les cotes fonctionnelles doivent être munies de tolérances, dans la mesure où celles-ci ne sont pas données dans d'autres documents (p.ex. représentation simplifiée d'une saignée selon chap. 3.11).

2.5.1.4.2 Cotes non fonctionnelles (NF)

Elles déterminent la forme, la taille et la position des autres parties d'une pièce qui ne sont pas essentielles pour la fonction de la pièce dans un groupe assemble (fig. 56/2 et 56/3). Leur exactitude correspond à la pratique normale d'atelier (tolérances générales). Elles sont choisies et inscrites de la manière la plus favorable pour la fabrication et la vérification.

2.5.1.4.3 Cotes auxiliaires (A)

Elles servent uniquement d'information et pour éviter un travail de calcul en complétant les cotes fonctionnelles et non fonctionnelles (fig. 56/2).

Pour marquer leur caractère, elles sont mises entre parenthèses (fig. 56/4).

Il n'existe aucune prescription de tolérance pour les cotes auxiliaires placées entre parenthèses.

2.5.2 Éléments de cotation

Les éléments sont les lignes de cote, les lignes d'attache, les traits de rappel de cote, les extrémités, les indications d'origine et les valeurs de cote (fig. 57/1).

Fig. 57/1

2.5.2.1 Lignes de cote, lignes d'attache

Les lignes de cote, les lignes d'attache sont tracées en trait continu fin tel que défini au paragraphe 2.3.2.1.

Les lignes de cote doivent être tracées parallèlement à la longueur à coter (fig. 56/4 et 57/2).

Fig. 57/2

Fig. 57/3

Fig. 57/4

57

Dessin technique

➤ Cotation simplifiée

2 Dessin 2.5 COTATION

2.5.3.2 Cotes définies par des lettres

Afin d'éviter de répéter la même cote ou de longues lignes de repère, il est permis d'utiliser des lettres pour indiquer les valeurs de cotes. Celles-ci doivent être définies sur le même dessin ou dans la documentation associée (fig. 61/1).

Si le dessin est suffisamment clair, l'indication du nombre d'éléments peut être omise.

2.5.4 Inscription des cotes spéciales

2.5.4.1 Symboles (extrait)

Les symboles suivants, utilisés pour préciser une forme, sont placés devant la cote:

\varnothing : Diamètre	(fig. 61/2)
R: Rayon	(fig. 61/3)
\square : Carré	(fig. 61/2)
S \varnothing : Diamètre de la sphère	(fig. 61/4)
SR: Rayon de la sphère	(fig. 61/4)
\cap : Arc	(fig. 62/3)
t= Epaisseur	(fig. 61/5)

2.5.4.2 Diamètres

Le symbole graphique « \varnothing » doit précéder la valeur de cote (fig. 58/4 et 61/2).

Lorsqu'il est possible d'illustrer un diamètre avec une flèche, la ligne de cote doit dépasser le centre (fig. 57/4 et 58/4).

2.5.4.3 Rayons

Les lignes de cote doivent être inscrites à l'intersection de la ligne de cote et de l'arc. La flèche se trouve à l'intérieur du contour ou de la ligne d'attache de l'élément (fig. 61/3).

Si la taille du rayon sur le dessin ne le permet pas, la flèche de cote peut être placée à l'extérieur du contour ou de la ligne d'attache (fig. 61/5).

Lorsque le centre d'un rayon se trouve en dehors des limites de l'espace disponible, la ligne de cote du rayon doit être brisée ou interrompue pour continuer perpendiculairement selon qu'il est nécessaire ou non de situer le centre (fig. 61/4 et 61/5).



Fig. 61/1

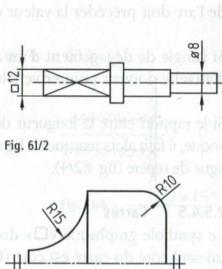


Fig. 61/2

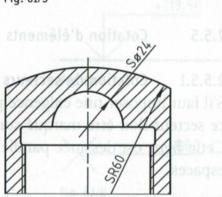


Fig. 61/3

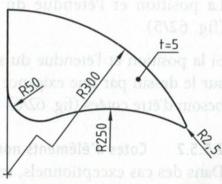


Fig. 61/4



Fig. 61/5

VSM p. 61-65

2 Dessin 2.5 COTATION

2.5.6 Éléments équidistants

Lorsque des éléments sont équidistants et disposés de façon régulière, la cotation peut être simplifiée.

Les éléments disposés à intervalles linéaires répétitifs peuvent être représentés avec un nombre d'intervalles et leur cote séparée par le signe « \times » (fig. 64/1). La valeur de la cote (fig. 64/2) est la somme de l'écart entre deux éléments et de l'écart entre l'élément et le bord de la chaîne.

S'il y a un risque de confusion entre la longueur de l'intervalle et le nombre d'intervalles, un intervalle doit être coté avec une cote auxiliaire (fig. 64/2).

Les éléments disposés à intervalles angulaires sont cotés selon les mêmes principes que les éléments disposés à intervalles linaires (fig. 64/3).

La cote peut être précédée soit du nombre d'éléments (fig. 64/4), ou le nombre d'éléments peut être indiqué avec une ligne repère et de référence (fig. 64/5).

2.5.5.1 Cotation des secteurs délimités

Les éléments possédant la même valeur dimensionnelle peuvent être cotés par l'indication du nombre d'éléments et de leur cote séparée par le signe « \times » (fig. 64/6 et 64/7).

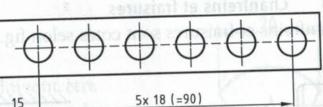


Fig. 64/1

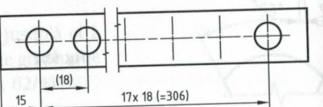


Fig. 64/2

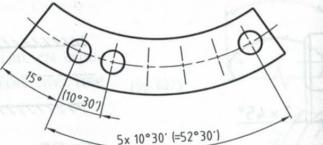


Fig. 64/3

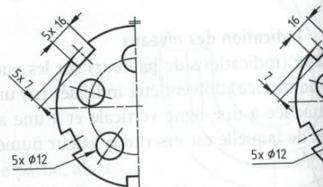


Fig. 64/4

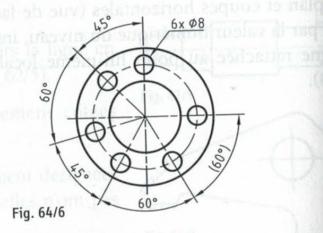


Fig. 64/5

Section de Physique – SB-EPFL

Construction mécanique

EPFL

2.5.7 Disposition des cotes

2.5.7.1 Cotation en série

Pour l'utilisation de la cotation en série, les chaînes de cotes doivent être disposées les unes à la suite des autres (fig. 65/1).

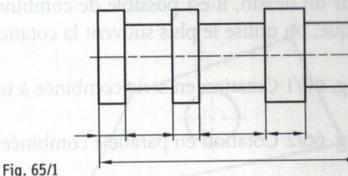


Fig. 65/1

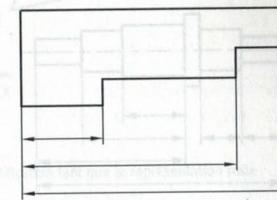


Fig. 65/2

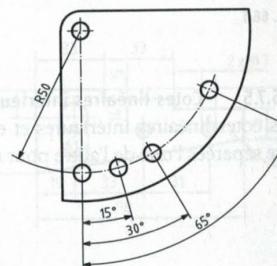


Fig. 65/3

2.5.7.2 Cotation en parallèle

Les lignes de cote doivent être tracées parallèlement dans un, deux ou trois sens orthogonaux ou de façon concentrique (fig. 65/2 et 65/3).

Celles-ci sont à employer de préférence lorsque des cotes de même direction ont un élément de référence commun.

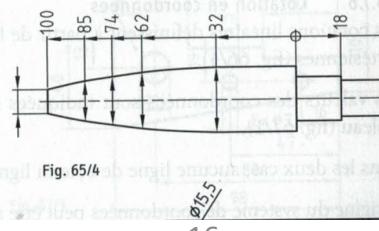


Fig. 65/4

2.5.7.3 Cotation continue (en gradins)

Il est possible d'utiliser la cotation continue en cas de manque de place ou pour répondre à des besoins spécifiques.

La cotation continue est une application simplifiée de la cotation parallèle.

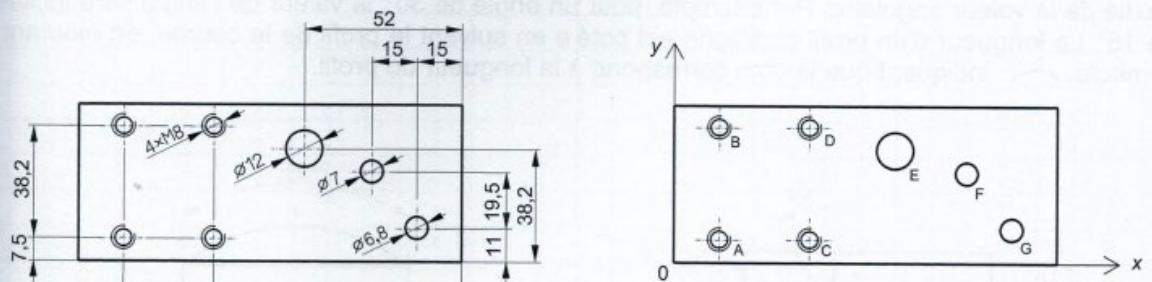
Dessin technique

➤ Cotes

3.4 Les lignes d'attache, les lignes de cote, les lignes de repère

L'indication de la dimension d'une pièce se fait à l'extérieur du profil de la pièce. Les premières lignes de cote sont éloignées de 10 mm au minimum, puis les suivantes sont à intervalle régulier de 7 mm. Pour un dessin de plus grande dimension, ces distances passeront à 15 et 10 mm. Ces distances correspondent à une disposition aérée sans perdre trop de place. Il faut éviter une cotation trop proche du profil de la pièce. Les lignes de cote, les lignes d'attache et les lignes de repère sont réalisées avec un trait dont l'épaisseur est moitié de celle du profil dessiné.

Pour une pièce simple, il y a la possibilité de la cotation classique et la cotation en coordonnées (Extrait de Normes page 52). Cette deuxième option est utilisée pour la programmation sur les centres d'usinage et machines CNC. Un des angles de la pièce étant choisi comme référence.



- 43 -

Construction mécanique I p. 43 / VSM p. 67

2.5.8 Exemples d'application

Les figures montrent les cotations selon des points de vue fonctionnels différents.

2.5.8.1

L'observation exacte des distances à partir d'un axe ou d'une certaine arête est inutile, l'interchangeabilité de la pièce n'étant pas exigée (fig. 67/2).

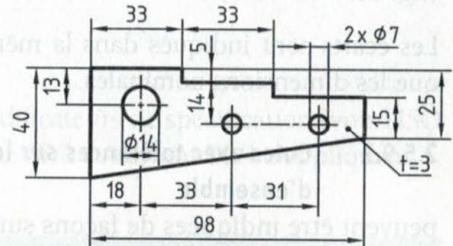


Fig. 67/2

2.5.8.2

Les dégagements et la position des trous doivent être respectés par rapport à l'arête supérieure et l'arête extrême droite (fig. 67/3).

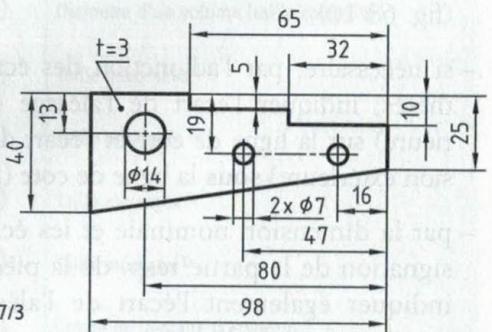


Fig. 67/3

2.5.8.3

Les dégagements et la position des trous doivent être respectés à partir des deux axes du perçage Ø14 (fig. 67/4).

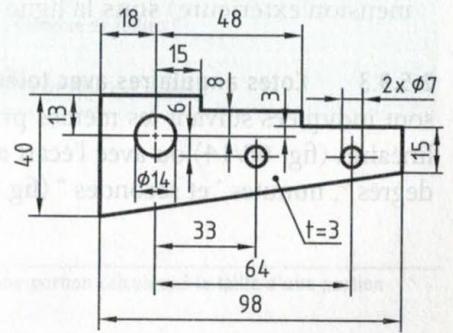
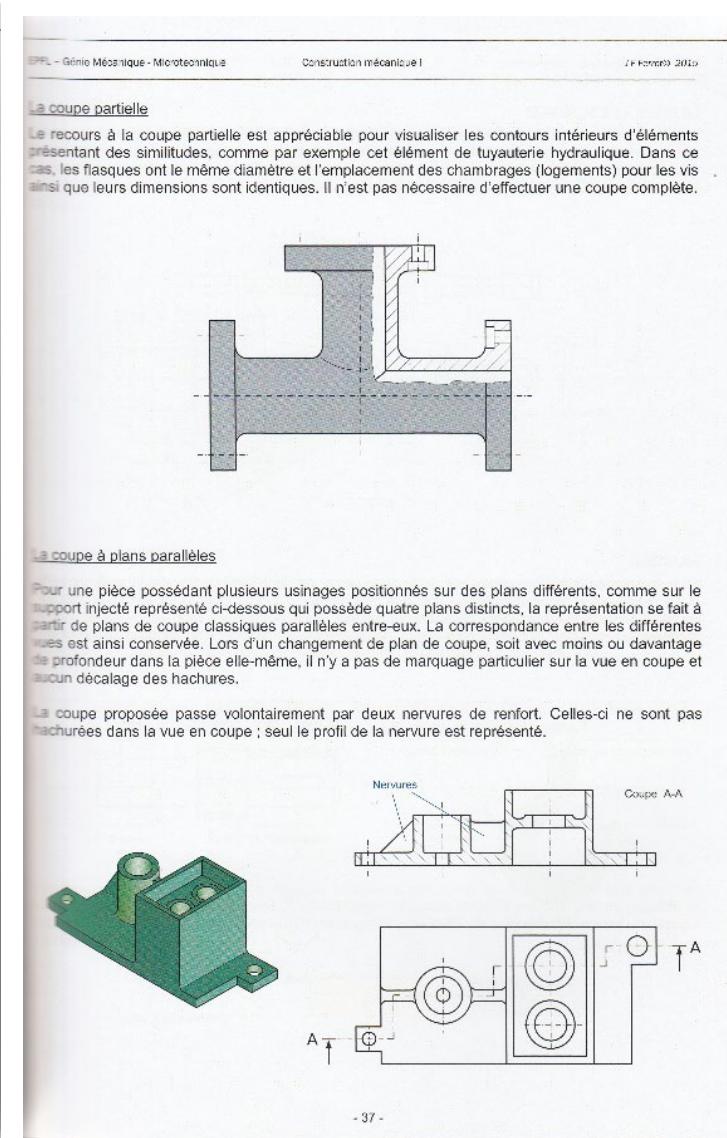
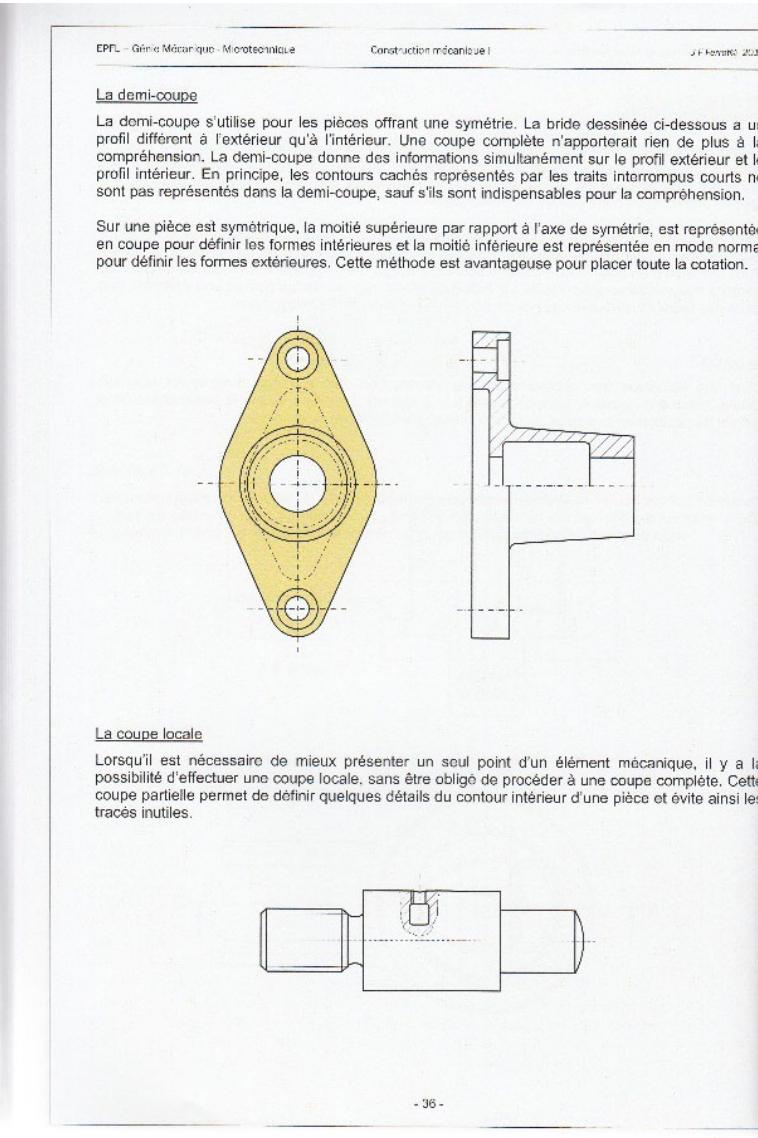
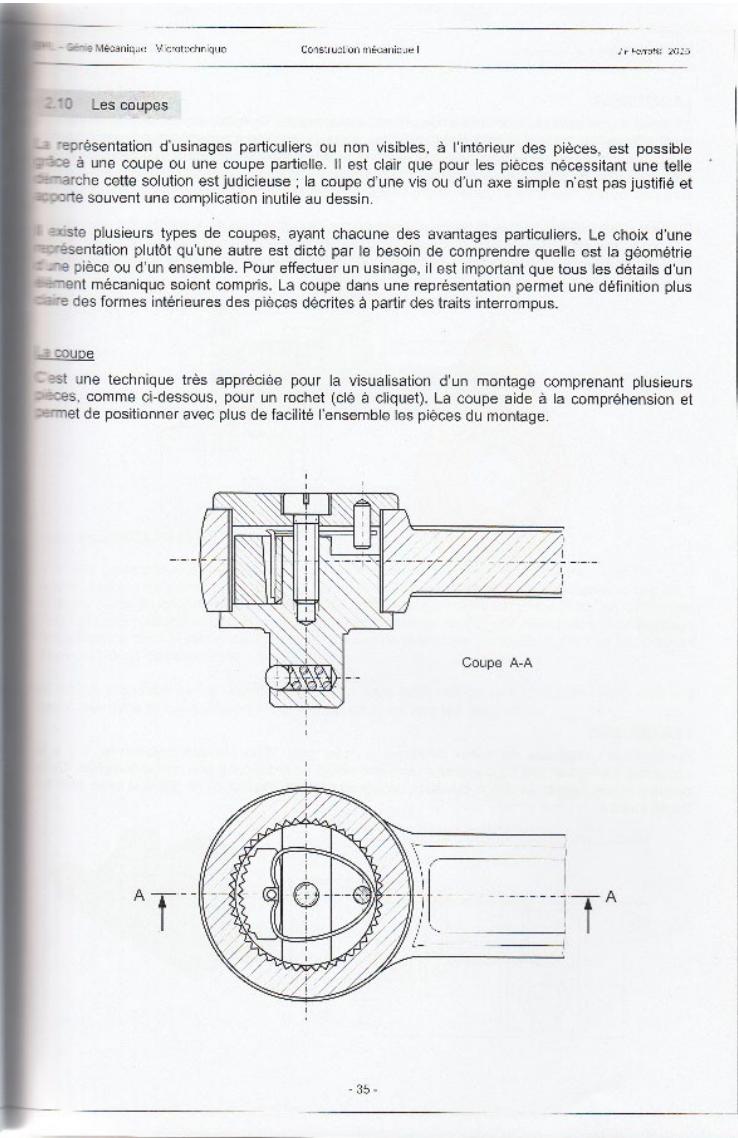
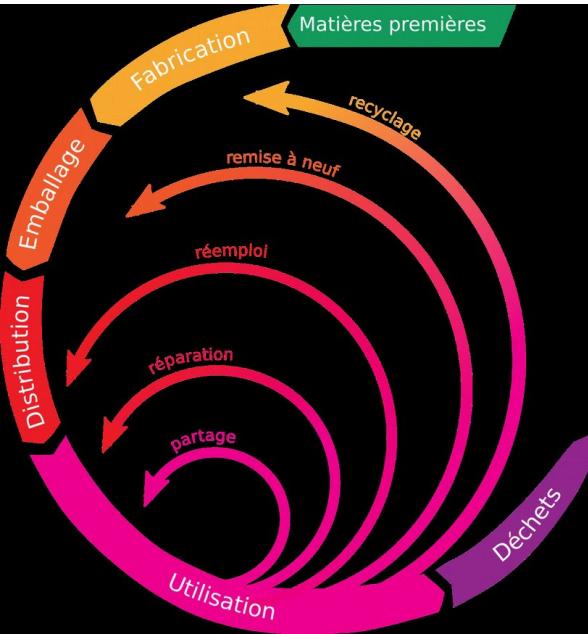


Fig. 67/4

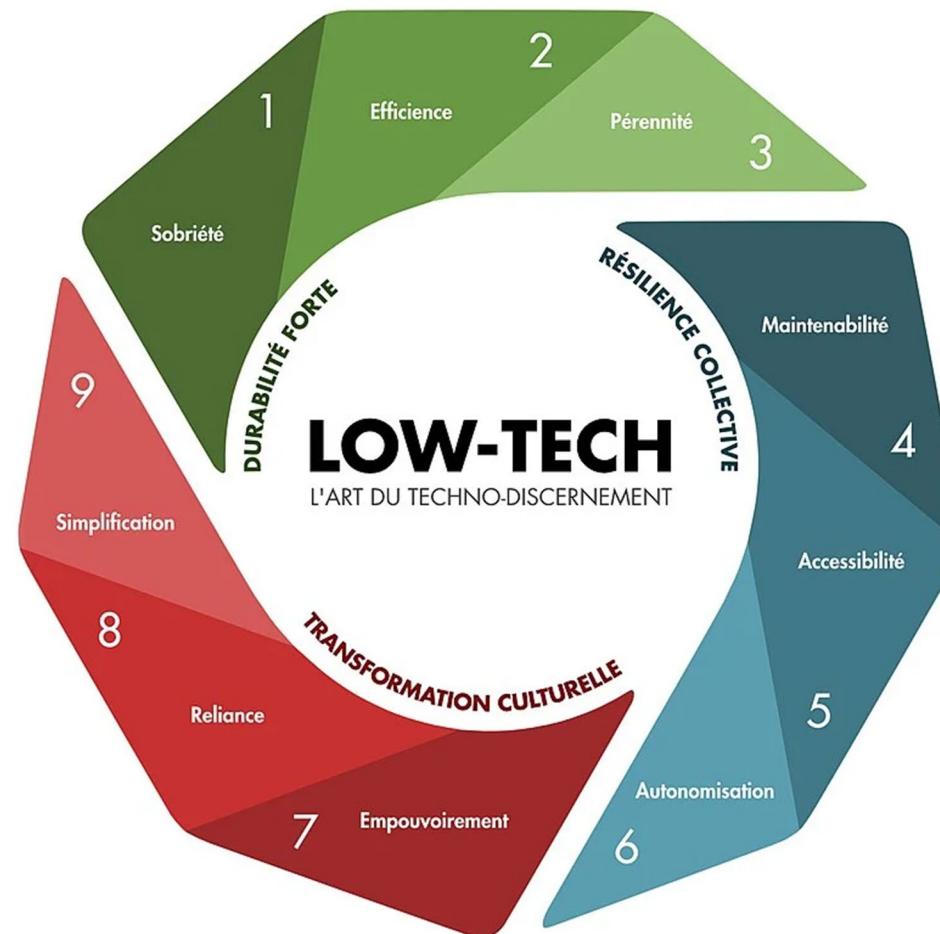
Dessin technique

➤ Coupe, demi-coupe et coupe partielle Construction mécanique I p. 35 – 37





Principe du Lowtech



DURABILITÉ FORTE

1 Sobriété

Recentre sur l'essentiel et tend vers l'optimum technologique : plus basse intensité et plus grande simplicité technologiques permettant d'assurer les besoins avec un haut niveau de fiabilité

2 Efficience

Minimise la consommation d'énergie et de ressources, depuis l'extraction des matières premières jusqu'à la fin de vie en passant par la production, la distribution et l'utilisation

3 Pérennité

Présente une viabilité technique, fonctionnelle, écologique et humaine maximale à court, moyen et long terme

RÉSILIENCE COLLECTIVE

4 Maintenabilité

Peut être entretenu et réparé par les utilisateurs eux-mêmes autant que possible, avec des pièces et matériaux standards

5 Accessibilité

Offre une simplicité d'utilisation maximum

6 Autonomisation

Est fabriqué à partir de ressources exploitées et transformées le plus localement possible

TRANSFORMATION CULTURELLE

7 Empouvoirement

Facilite l'appropriation par le plus grand nombre, confère du pouvoir aux citoyens et aux territoires

8 Reliance

Favorise le partage de savoirs et de savoir-faire, la coopération, la solidarité, la cohésion sociale et les liens entre collectivités

9 Simplification

Décomplexifie la société aux niveaux socio-économique et organisationnel à partir d'une réflexion sur les besoins et les vulnérabilités

• *Cours de construction mécanique*

Techniques de fabrications de pièces mécaniques

Usinage par enlèvement de matière

- Tournage Construction mécanique I p. 56
 - Fraisage Construction mécanique I p. 58
 - Perçage / filetage / taraudage / alésage Construction mécanique I p. 59 / 60 / 61 / 72
 - «Nouvelles» technologies 3D VSM p. 146-148

Techniques traditionnelles de fabrications de pièces mécaniques

➤ Tournage

Construction mécanique I p. 56

EPFL - Génie Mécanique - Microtechnique Construction mécanique I J-F Ferrot© 2015

5 LES TECHNIQUES DE FABRICATION

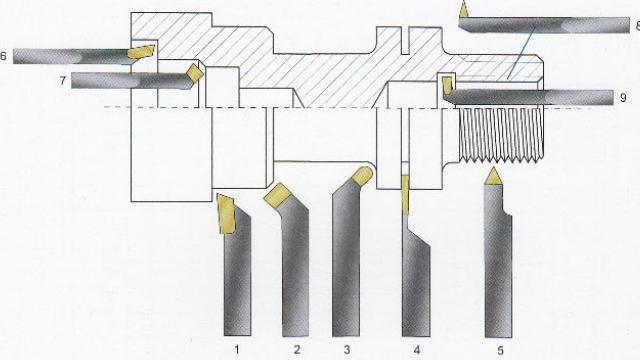
5.1 L'usinage

La réalisation d'usinages nécessite l'emploi d'outils permettant d'obtenir le profil désiré, par enlèvement de matière principalement. Afin de comprendre comment sont effectuées les opérations d'usinage les plus courantes, nous abordons dans ce cours les procédures génériques d'usinage, telles que le tournage, le fraisage, le perçage et les petits travaux dits d'établissement.

Il existe d'autres moyens de fabrication, comme le matriçage, l'étampage, l'électroérosion le découpage à fil, le découpage laser, la fonderie et l'injection, pour ne citer que les principaux.

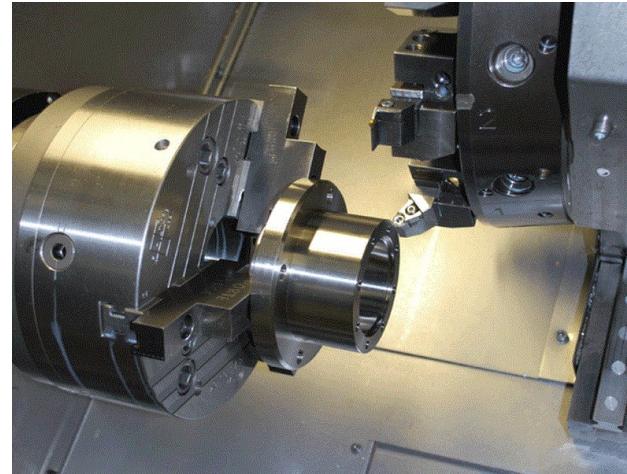
5.2 Le tournage

L'enlèvement de matière par rotation selon un axe fixe va donner naissance à un profil circulaire. En regardant de plus près une machine, un instrument, un véhicule, il y a un ou plusieurs éléments fonctionnant par rotation. Les mouvements les plus fréquemment rencontrés étant la translation et la rotation. Il existe des burins standards, convenant pour les usinages courants du tournage et une grande quantité de burins dont le profil particulier convient aux besoins spécifiques. Voici les burins les plus courants et sur la pièce tournée, le profil pouvant être obtenu :



1 Burin couteau coudé à droite (se déplace depuis la droite)
2 Burin à charioter à 45° coudé à droite
3 Burin rayon coudé à gauche (se déplace depuis la gauche)
4 Burin à saigner ou tronçonner
5 Burin à fileter
6 Burin d'intérieur à chambre
7 Burin d'intérieur à charioter
8 Burin d'intérieur à fileter
9 Burin d'intérieur pour gorge

- 56 -



Techniques traditionnelles de fabrications de pièces mécaniques

➤ Fraisage

Construction mécanique I p. 58

EPFL – Génie Mécanique - Microtechnique Construction mécanique I JF Ferrot © 2015

5.3 Le fraisage

Le principe du fraisage est celui de l'enlèvement de matière à l'aide d'outils de coupe à dents multiples, par rotation, sur des pièces généralement prismatiques. Les outils circulaires utilisés se nomment des fraises. Lors de l'usinage, la fraise est animée d'un mouvement circulaire uniforme, généralement fixe. La pièce à usiner est fixée rigidement dans un étai ou bridée sur la table de travail de la fraiseuse et se déplace à faible vitesse pour procéder à l'usinage.

Les fraiseuses classiques, par opposition aux centres d'usinage et CNC complexes, possèdent trois axes de translation permettant de réaliser une grande quantité d'usinages courants.

Le fraisage des rainures de clavette

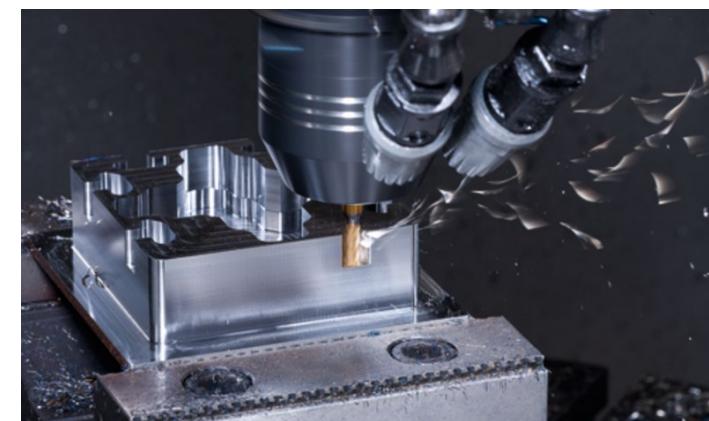
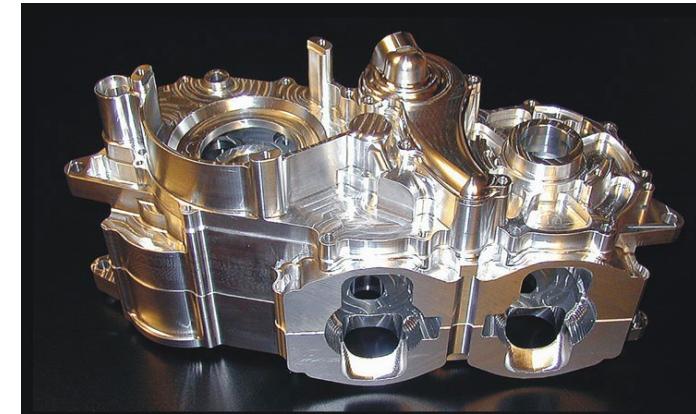
Hormis le tournage et le fraisage classiques, il existe de nombreuses opérations utilisant de l'outil particulier. Les rainures de clavette ont de formes diverses et sont obtenues par fraisage. (Extrait de Normes page 216)

Selon les applications, on choisira un type de clavette plutôt qu'un autre. Le dernier type proposé est la clavette Woodruff ou demi-lune. Très appréciée dans divers petits montages car elle est autocentrale et facile d'utilisation.

Les restrictions de fraisage

Certains fraisages sont impossibles à réaliser, à cause de la géométrie de la pièce à réaliser ou à cause de l'utilisation inappropriée de la fraise. Il existe de nombreux cas. En voici quelques-uns :

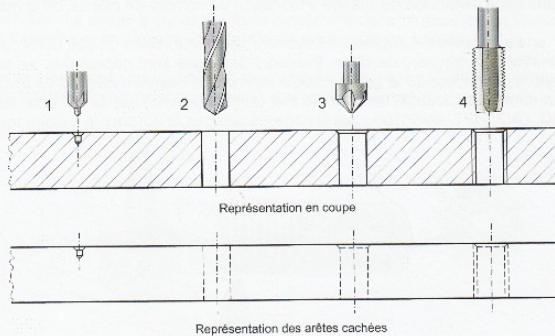
- 58 -



Techniques traditionnelles de fabrications de pièces mécaniques

➤ Perçage / filetage / taraudage / alésage

Une fois la position du taraudage localisée, on perce un trou de centrage à l'aide d'une mèche à centrer (1). Ce trou est peu profond et sert à éviter que la mèche (2) ne dévie au début du perçage. Pour faciliter l'introduction du taraud, un chanfrein d'une profondeur égale à la moitié du pas est effectué à l'aide d'une fraise conique à 90° (3) (fraise à ébavurer). Finalement, le filet hélicoïdal est taillé grâce au taraud (4) jusqu'à la profondeur désirée (borgne ou traversant).



Le diamètre de perçage avant taraudage est donné par une table, disponible dans les ateliers :

M	Pas mm	Foret ø	MF	Pas mm	Foret ø	UNC	Filiets / inch	Foret ø	UNF	Filiets / inch	Wwh	Filiets / inch	Foret ø	
1,6	0,35	1,25	2,5	0,35	2,2	2	56	1,8	2	64	1,8	7/16"	40	2,5
1,8	0,35	1,45	3	0,35	2,65	3	48	2,0	3	56	2,1	3/8"	24	3,6
2	0,40	1,60	3,5	0,35	3,15	4	40	2,3	4	48	2,4	7/16"	20	5,1
2,5	0,45	2,05	4	0,50	3,5	5	40	2,6	5	44	2,8	5/16"	18	6,5
3	0,50	2,50	4,5	0,50	4	6	32	2,7	6	40	2,9	3/8"	16	7,9
4	0,70	3,30	5	0,50	4,5	8	32	3,5	8	36	3,5	7/16"	14	9,2
5	0,80	4,20	5,5	0,50	5	10	24	3,8	10	32	4,0	1/2"	12	10,4
6	1,00	5,00	6	0,75	5,2	12	24	4,5	12	28	4,6	5/16"	11	13,4
8	1,25	6,80	7	0,75	6,2	17/16"	20	5,1	17/16"	28	5,4	3/4"	10	16,2
10	1,50	8,50	8	0,75	7,2	17/16"	18	6,5	17/16"	24	6,9	7/8"	9	19,2
12	1,75	10,2	8	1,00	7	7/4"	16	7,9	7/4"	24	8,4	1"	8	22,0
16	2,00	14,0	9	0,75	8,2	7/16"	14	9,3	7/16"	20	9,9	1 1/16"	7	24,5
20	2,5	17,5	9	1,00	8	17/16"	13	10,7	17/16"	20	11,5	1 1/4"	7	27,7
24	3,00	21,0	10	0,75	9,2	9/16"	12	12,3	9/16"	18	13,0	1 5/16"	6	30,2
27	3,00	24,0	10	1,00	9	8/16"	11	13,5	8/16"	18	14,5	1 1/8"	6	33,5
30	3,50	26,5	10	1,25	8,8	7/4"	10	16,5	7/4"	16	17,4	1 5/8"	5	35,5
36	4,00	32,0	11	0,75	10,2	7/8"	9	19,3	7/8"	14	20,4	1 3/8"	5	38,5
42	4,50	40,5	11	1,00	10	1"	8	22,2	1"	12	23,2	1 7/16"	4,5	41,2

* Wwh : filetage Whitworth, référencé en inches. Le pas pour les filetages UNC, UNF et Wwh est donné en nombre de filets par inch.

Exercice 5.1

Une pièce en aluminium relativement sophistiquée et coûteuse provient d'une machine fabriquée aux États-Unis. Elle possède quatre taraudages $7/16"$ UNF profonds de $7/8"$. Tous les filets sont partiellement arrachés suite à de nombreux démontages et un manque de soin évident. Vous voulez sauver cette pièce en usinant un taraudage métrique fin à la place du taraudage UNF. Quelle dimension minimale allez-vous adopter ? Justifiez votre choix. Indiquer le diamètre de perçage et sa profondeur (la dimension notée " correspond à 1 inch, soit 25,4 mm).

Construction mécanique I p. 60 / 61

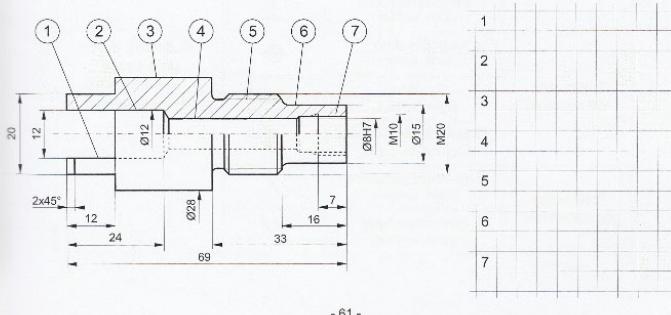
5.6 L'alésage

Pour obtenir un trou circulaire d'un diamètre selon la tolérance H7 et d'un état de surface de qualité élevée, on utilise un alésoir. Cet outil existe en version à main ou en version machine. Le perçage initial doit être de 0,10 à 0,20 mm en dessous de la cote nominale. Le passage de l'alésoir va enlever qu'une faible quantité de matière et assurer une excellente finition.



Exercice 5.2

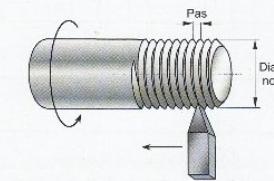
Citer quels sont les usinages appropriés notés pour chaque position, afin d'obtenir la dimension spécifiée.



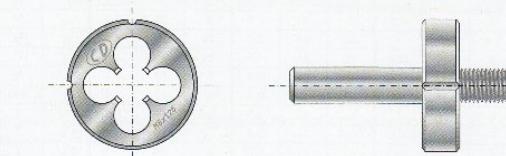
5.4 Le filetage

L'opération consistant à tailler un filet hélicoïdal sur un cylindre se nomme fileter. Le filetage peut se faire à la main avec des outils d'établi, ou à la machine, tour ou centre d'usinage. Le choix de l'outil dépend de la dimension du filetage à fabriquer, du nombre de pièces, de la matière, etc.

Le filetage sur un tour consiste à déplacer de manière constante, selon un pas défini, un burin qui va enlever la matière en creusant un sillon. Plusieurs passages sont nécessaires en augmentant progressivement la profondeur de la passe jusqu'à atteindre le diamètre de fond de filet, et ainsi la forme définitive du filetage. L'angle du flanc de filet (angle du burin) est de 60° pour les filetages métriques, UNC, UNF, NPT, de 55° pour les filetages à pas gaz et 30° pour le filetage trapézoïdal.



Pour le filetage à la main, une filière et un porte-filière sont nécessaires. L'engagement de la filière sur le début de l'axe cylindrique est facilité par un cône d'entrée. Il est préférable de s'assurer de la perpendicularité de la filière par rapport à l'axe du cylindre après les deux trois premiers tours. Une filière engagée de travers garantit un filetage de piété qualité...



5.5 Le taraudage

Pour réaliser un filetage intérieur, ou taraudage, il est nécessaire de percer un trou circulaire dont le diamètre correspond au diamètre de fond de filet. Ce dernier est calculé grossièrement par le diamètre nominal moins le pas du filetage. Pour un filetage de M5, le pas est de 0,8 mm. Le diamètre de perçage est de 4,2 mm. L'axe du perçage est normal (perpendiculaire) au plan de perçage, à moins qu'il s'agisse d'une exécution particulière.

Les taraudages en métrique fin (MF) et taraudages en inches (UNC, UNF et Wwh), nécessitent des diamètres de perçage spécifiques ; se référer au tableau de la page suivante.



Nouvelles techniques de fabrications de pièces 3d

- Application impression 3D



- [Raise 3D](#)
- [Filaments](#)

- [Trotec laser](#)
- [Laser CO2](#)

- [Formlabs](#)
- [Résines](#)

Nouvelles techniques de fabrications de pièces 3d

Section de Physique – SB-EPFL
Construction mécanique

EPFL

- L'engineering et Le prototypage
- Le spatial et l'aéronotique
- Le quotidien
- Le médical et le dentaire
- L'architecture et la construction
- L'industrie et L'habillement
- L'alimentaire



SKIL
Student Creativity and Innovation Laboratory

- thingiverse.com
- grabcad.com
- instructables.com
- <https://youtu.be/cxHQpyB4vAE>

• *Cours de construction mécanique*

Normes

- Système ISO / Extrait de normes «VSM» Construction mécanique I p. 3 + VSM
 - Cotation avec tolérance et ajustement Construction mécanique I p. 16 / 49 + VSM p. 96-103 / 112
 - Tolérances géométriques Construction mécanique I p. 62 / 127+ VSM p. 126-130 / 140
 - Etats de surface Construction mécanique I p. 66 – 67 + VSM p. 87-94

Normes

➤ Système ISO / Extrait de normes «VSM»

1.4 La structure organisationnelle de la normalisation

Au niveau mondial, il existe une organisation de normalisation sous l'appellation ISO signifiant Organisation Internationale de normalisation. Cette organisation fut créée en 1947 et son siège se trouve à Genève. Elle regroupe les organisations nationales des différents pays membres, qui sont au nombre de 162. Ci-dessous, le sigle de l'organisation internationale de normalisation.



Son but est de produire des normes dans des domaines aussi nombreux que variés. Tous les domaines du génie humain sont concernés par la normalisation. Ce sont *les normes ISO*. Par exemple, voici quelques-unes de ces différentes normes :

ISO 31	Grandeurs et unités	ISO 9000	Assurance de la Qualité
ISO 216	Format des papiers d'écriture	ISO 14000	Normes environnementales
ISO 646	Codes de caractères graphiques	ISO 14043	Interprétation du cycle de vie
ISO 3166	Code des pays	ISO 26000	Responsabilité sociétale
ISO 4217	Code des monnaies du monde	ISO 31000	Management du risque
ISO 8601	Représentation des dates et heures	ISO 50001	Management de l'énergie

Il existe environ 19000 normes ISO actives à ce jour...

Les normes ISO sont utiles à l'industrie et à l'économie, quel qu'en soit le type. Elles sont utiles aux différents gouvernements, aux organismes dirigeants de l'économie, aux professionnels responsables d'évaluer la conformité des produits, des services et des prestations de toutes natures. Elles concernent le secteur public comme le secteur privé. Finalement, elles sont indispensables au citoyen, en tant que consommateur de biens et prestations.

Construction mécanique I p. 3 + VSM

INTRODUCTION / PRINCIPES	0.1 But et domaine d'application 0.2 Règle générale pour l'enseignement 0.3 Directives générales pour les utilisateurs 0.4 Choix des normes	8 8 8 8	1.1 Pourquoi normaliser? 1.2 Grandes et unités 1.3 Numérotation des divisions et subdivisions dans les documents écrits	9 12 20
DESSINS	2.1 Principes du dessin 2.2 Principes de représentation 2.3 Cotation 2.4 Représentation et cotation des filetages 2.5 Nombres normaux, cotes normales 2.6 Indication des cotes avec tolérances	27 33 43 55 58 60	2.7 Système ISO de tolérances 2.8 Sélection des classes de tolérances pour usages généraux 2.9 Ajustements recommandés 2.10 Tolérances générales 2.11 Tolérances géométrique	61 74 76 78 86
CONCEPTION ET PRODUCTION	3.1 Raccords soudés 3.2 Raccords brasés 3.3 Raccords collés 3.4 Découpage sans contact 3.5 Protection contre la corrosion 3.6 Cônes	130 144 148 150 155 159	3.7 Inclinaisons, prismes 3.8 Pas des moulages droits et croisés 3.9 Centres 3.10 Saignées 3.11 Arêtes de forme non définie 3.12 Genres de filetages	164 166 167 169 171 176
ELEMENTS DE MACHINES	4.0 Introduction 4.1 Assemblages à vis 4.2 Vis 4.3 Écrous 4.4 Rondelles 4.5 Trous de passage, lamages	186 186 192 195 196 197	4.6 Cond. techn. de livr. pour vis, écr. et rond. 4.7 Filets rapportés 4.8 Goupilles con., goup. cyl., goup. can. 4.9 Goupilles élastiques, goupilles fendues 4.10 Rivets 4.11 Clavettes, clavetages	199 207 209 210 211 216
MATIÈRES	5.0 Vue d'ensemble des matières 5.1 Acier 5.2 Matières ferreuses de fonderie 5.3 Cuivre et alliages de cuivre 5.4 Aluminium et alliages d'aluminium 5.5 Matières frittées	248 249 268 270 272 275	5.6 Matières plastiques 5.7 Plaques d'étanchéité sans amiante	278 281
REPRÉSENTATIONS SYMBOLIQUES	6.1 Représentation des engrenages 6.2 Représentation des ressorts 6.3 Schéma fonctionnel pour les installations techniques de processus 6.4 Plan de connexions pour l'hydraulique et le pneumatique	286 288 290 292	6.5 Schémas électriques 6.6 Symboles p. plaques indicatrices s. texte	299 308
DOCUMENTATION DE PRODUITS	7.1 Termes sur dessins techniques 7.2 Terminologie de base p. les dessins techn. 7.3 Documentation électrotechnique 7.4 Formules de dessins et nomenclatures 7.5 Nomenclatures 7.6 Sécurité des machines	316 317 318 318 321 329	7.7 Modifications 7.8 Management de la qualité 7.9 Systèmes de manag. environnemental 7.10 Systèmes de gestions de mesure	332 334 336 337
EXEMPLES DE DESSINS	8.1 Explications 8.2 Exemples de dessins	342 348		
REPERTOIRES	9.1 Répertoires des normes 9.2 Désignations abrégées pour aciers (Ex.) 9.3 Répertoire des aciers 9.4 Liste et signification des symboles princip. et complémentaires selon SN EN 10027-1 9.5 Index alphabétique	386 391 392 395 397		

Normes

➤ Cotation avec tolérance et ajustement

EPFL – Génie Mécanique - Microtechnique

Construction mécanique I

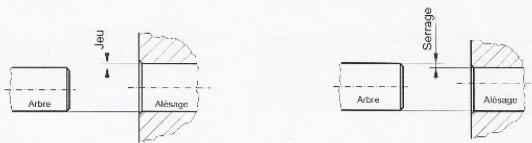
J-F Ferrot© 2015

4 LES TOLÉRANCES

4.1 Les tolérances selon le système ISO

Lors du montage de deux éléments nécessitant un ajustement entre-eux, il est nécessaire de recourir à une référence assurant le choix correct des dimensions. Les termes d'**arbre** et d'**alésage** sont souvent utilisés pour évoquer l'élément contenu et l'élément contenant. Cette approche n'est pas seulement valable pour les pièces de révolution, mais s'applique également pour des pièces rectilignes devant s'ajuster entre-elles. (Extrait de Normes page 61)

De nombreux tableaux montrent le dimensionnement de l'arbre et de l'alésage et leurs écarts relatifs. Les premières notions propres à l'ajustement sont les termes de jeu et de serrage.



Les pièces réelles que sont un arbre et un alésage ont des dimensions fixes. Lors de la fabrication, le document doit comporter une tolérance de dimension afin d'assurer que la pièce ne soit pas hors cote (hors tolérance). La qualité de l'ajustement repose sur le respect de ces tolérances. Certains montages, comme un piston dans un cylindre, doivent avoir du jeu. D'autres montages ont besoin de serrage, comme les clavettes ou les bagues de roulement (dans certains cas).

La représentation simplifiée des ajustements donnant en fonction des écarts relatifs de l'arbre et de l'alésage se positionnent par rapport à la ligne zéro, correspondant au nominal de la cote.

Type d'ajustement	Représentation	Cotation:
Ajustement avec jeu		Arbre : Ø30 -0.012 Alésage : Ø30 +0.015
Ajustement incertain		Arbre : Ø50 +0.040 Alésage : Ø50 -0.015
Ajustement avec serrage		Arbre : Ø16 +0.010 Alésage : Ø16 -0.010

- 49 -

Section de Physique – SB-EPFL

EPFL

Construction mécanique

Construction mécanique I p. 16 / 49 + VSM p. 112

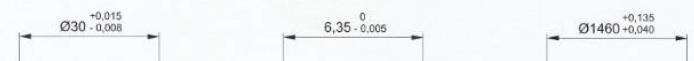
EPFL – Génie Mécanique - Microtechnique

Construction mécanique I

J-F Ferrot© 2015

3.6 La notation d'une cote avec tolérance

Une cote indiquée sans tolérance fait partie du domaine des tolérances générales (Extrait de Normes page 79). Lorsque c'est nécessaire pour un fonctionnement correct, la cote est assortie d'une indication supplémentaire indiquant une tolérance plus restrictive. La valeur d'une cote n'est jamais précise au micron ; c'est une fourchette définissant une valeur maximale et une valeur minimale. À part la notation selon les tolérances du système ISO, abordées plus loin dans le cours, chaque cote est assortie de deux valeurs limites, inscrites en plus petit, l'une sur l'autre.



EPFL – Génie Mécanique - Microtechnique

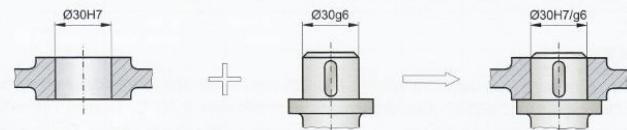
Construction mécanique I

J-F Ferrot© 2015

4.2 Le système d'alésage H

Un ajustement ISO est représenté par une seule cote définissant les dimensions tolérancées d'un arbre et d'un alésage faisant l'objet d'un assemblage. Une cote d'ajustement comprend dans l'ordre les éléments suivants :

- La cote nominale commune à l'arbre et l'alésage ($\varnothing 30\dots$)
- La classe de tolérance de l'alésage (...H7)
- La classe de tolérance de l'arbre (...g6)



Le choix de la tolérance H pour l'alésage est un avantage important car il correspond au diamètre de l'outil de dimension fixe pour donner avec précision la cote finale tolérancée. Les perçages sont usinés à un ou deux dixièmes de millimètre en dessous de la cote. Le passage de l'alésoir à main ou alésoir machine permet d'enlever une très petite quantité de matière et d'assurer avec précision la cote tolérancée.

Autre avantage de la tolérance H est que la valeur inférieure de la cote est toujours égale au nominal, soit 0 µm d'écart (Extrait de Normes page 72).

Normes

Section de Physique – SB-EPFL

EPFL

Construction mécanique

➤ Cotation avec tolérance et ajustement

Dimensions nominales en mm	Degrés de tolérance normalisés																																		
	IT 1 (jusqu'à 3 mm)		IT 2 (3 à 10 mm)		IT 3 (10 à 16 mm)		IT 4 (16 à 25 mm)		IT 5 (25 à 50 mm)		IT 6 (50 à 100 mm)		IT 7 (100 à 160 mm)		IT 8 (160 à 200 mm)		IT 9 (200 à 250 mm)		IT 10 (250 à 300 mm)																
μm																		mm																	
jusqu'à 3 mm compris																		mm																	
au-delà de 3 mm																		mm																	
- 3,9	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4																	
3	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8																	
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	0,05	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2																	
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7																	
18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3																	
30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9																	
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	0,3	0,46	0,78	1,2	1,9	3	4,6																	
80	120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4																	
120	180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3																	
180	250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2																	
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1																	
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9																	
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7																	
500	630	9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	0,67	1,1	1,75	2,8	4,4	7	11																	
630	800	9	13	18	25	36	50	80	125	200	320	0,8	1,25	2	3,2	5	8	12,5																	
800	1000	11	15	21	28	40	60	90	140	230	360	0,9	1,4	2,3	3,6	5,6	9	14																	
1000	1250	13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	1,05	1,65	2,6	4,2	6,6	10,5	16,5																	
1250	1600	15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5	7,8	12,5	19,5																
1600	2000	18	25	36	65	92	150	230	370	600	920	1,5	2,3	3,7	8	9,2	15	23																	
2000	2500	22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,8	4,4	7	11	17,5	28																
2500	3150	26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5	21	33																

1) Pour les dimensions nominales supérieures à 500 mm, les valeurs des degrés de tolérances normalisés IT1 à IT5 (inclus) ne sont données qu'à titre expérimental.

2) Les degrés de tolérance normalisés IT14 à IT18 (inclus) ne doivent pas être utilisés pour les dimensions nominales inférieures ou égales à 1 mm.

Tableau 7/01 Valeurs numériques des tolérances fondamentales IT1...IT18

2.7 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.1 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.2 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.3 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.4 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.5 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.6 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.7 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.8 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.9 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.10 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.11 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.12 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.13 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.14 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.15 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.16 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.17 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.18 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.19 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.20 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.21 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.22 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.23 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.24 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.25 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.26 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.27 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.28 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.29 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.30 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.31 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.32 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.33 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.34 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.35 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.36 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.37 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.38 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.39 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.40 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.41 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.42 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.43 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.44 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.45 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.46 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.47 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.48 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.49 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.50 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.51 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.52 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.53 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.54 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.55 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.56 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.57 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.58 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.59 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.60 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.61 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.62 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.63 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.64 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.65 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.66 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.67 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.68 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.69 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.70 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.71 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.72 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.73 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.74 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.75 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.76 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.77 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.78 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.79 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.80 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.81 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.82 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.83 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.84 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.85 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.86 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.87 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.88 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.89 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.90 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.91 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.92 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.93 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.94 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.95 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.96 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.97 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.98 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.99 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.100 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.101 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.102 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.103 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.104 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.105 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.106 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.107 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.108 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

2.7.109 SYSTEME ISO DE TOLERANCES

</

Normes

Section de Physique – SB-EPFL

EPFL

Construction mécanique

➤ Tolérances géométriques: Construction mécanique I p. 62/127 + VSM p. 139-141

EPFL – Génie Mécanique - Microtechnique	Construction mécanique I	J.-F. Ferrat © 2015
---	--------------------------	---------------------

5.7 Les tolérances géométriques

Pour réaliser un élément mécanique, il est nécessaire que le document de fabrication porte les indications dimensionnelles, avec ou sans tolérance, ainsi que les indications relatives à la géométrie, qui sont essentielles pour assurer la fonctionnalité et l'interchangeabilité des éléments. Les indications des tolérances géométriques doivent être observées indépendamment des tolérances dimensionnelles. (Extrait de Normes pages 86 et suivantes).

Les tolérances dimensionnelles ne sont généralement pas suffisantes pour définir avec exactitude la forme d'un objet. La correction est apportée avec les tolérances géométriques qui précisent les variations permises. Ces dernières sont toujours plus restrictives que les tolérances dimensionnelles.

Les tolérances géométriques sont données par un symbole normalisé et sont répertoriées comme suit :

Type	Cas	Symbole	Observation
Tolérances de forme	Planéité (surface)		S'utilisent isolément ou sans élément de référence
	Rectitude (axe, ligne)		
	Cylindricité (cylindre)		
	Circularité (cylindre, cône)		
	Profil d'une ligne		
	Profil d'une surface		
Tolérances d'orientation	Inclinaison (ligne, surface)		S'utilisent avec un élément de référence (axe, surface...)
	Parallélisme (ligne, surface)		
	Perpendicularité (ligne, surface)		
Tolérances de position	Localisation (ligne, surface)		S'utilisent avec un élément de référence (axe, surface...)
	Symétrie (ligne, surface)		
	Concentricité (centres) Coaxialité (axes)		
Tolérances de battement	Battement circulaire (ligne, surface)		S'utilisent avec un élément de référence (axe, surface...)
	Battement total (ligne, surface)		

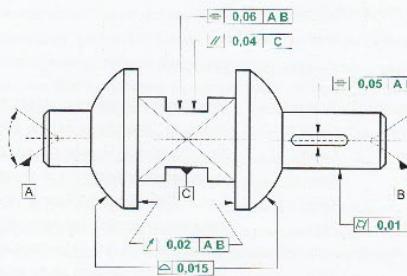
EPFL – Génie Mécanique - Microtechnique	Construction mécanique I	J.-F. Ferrat © 2015
---	--------------------------	---------------------

- 37) Une tige possède un filetage UNF4-48 à une extrémité et un filetage M4x0,5 à l'autre extrémité. Sur chaque filetage est monté l'écrou correspondant. Les deux filetages sont à droite. Calculer la variation de distance entre les écrous (qui ne peuvent se déplacer qu'axialement) lorsque la tige effectue trois tours.

$$\Delta d = 3^\circ \cdot (25,4/48 - 0,5) = 0,0875 \text{ mm} \text{ ou } 87,5 \mu\text{m}$$

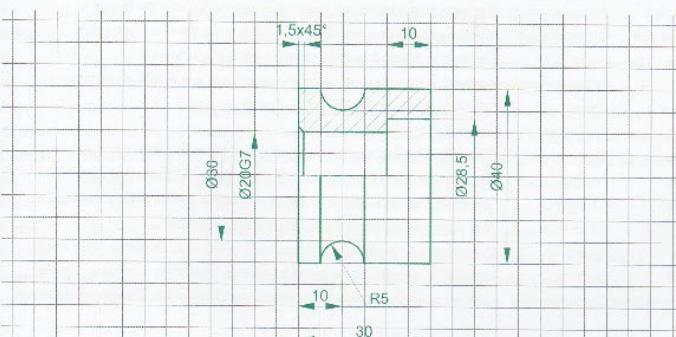
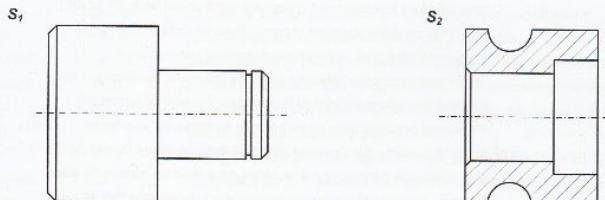
- 38) Compléter le dessin selon les informations données.

- Tolérance de cylindricité de la portée de droite 0,01.
- Tolérance de parallélisme des surfaces de base des rainures sur le carré 0,04, et ...
- Tolérance de symétrie de ces mêmes surfaces par rapport à l'axe de l'arbre 0,06.
- Tolérance de symétrie de la rainure de clavette par rapport à l'axe de l'arbre 0,05.
- Balancement axial des surfaces frontales intérieures des calottes sphériques 0,02.
- Tolérance de forme des deux Calottes sphériques 0,015.



- 39) Quelle qualité minimale doit-on choisir pour une vis M6x0,75 soumise à une traction de 23 kN ? $A_v = 22 \text{ mm}^2$ $\sigma = 23000/A_v = 1045 \text{ N/mm}^2$ Choix : 12,9

- 40) Les éléments S_1 et S_2 ci-dessous doivent être assemblés et maintenus à l'aide d'un Clip arb ext DIN 471. Réaliser le dessin à l'échelle 1:1 de la pièce S_2 en mi-coupe. Coter entièrement la pièce S_2 . L'arbre possède une cote tolérance $20\phi h6$. Choisir la tolérance normalisée pour l'alésage afin d'obtenir un jeu non perceptible (glissière de précision).



Symboles des tolérances et caractéristiques tolérances			Exemples d'application	Interprétation
— Rectitude d'une ligne ou d'un axe			Chaque ligne saisie de la surface supérieure, parallèle au plan de projection dans lequel l'indication est donnée, doit être contenue entre deux droites parallèles distantes de $t = 0,1$.	
□ Planéité d'une surface			L'axe du cylindre relié au cadre de la tolérance doit être compris dans deux plans parallèles distants de $t = 0,06$ de l'axe.	
○ Circularité d'un disque, d'un cylindre, d'un cône etc.			La surface doit être comprise entre deux cercles coplanaires concentriques distants radialement de $t = 0,1$.	
⊖ Cylindricité			Le pourtour de chaque section droite du disque doit être compris entre deux cercles coplanaires concentriques distants radialement de $t = 0,1$.	
⌞ Forme du profil d'une ligne quelconque (profil ou contour)			La surface considérée doit être comprise entre deux cercles distants radialement de $t = 0,1$.	
⌞ Forme du profil d'une surface quelconque			Dans chaque section possible au plan de projection, le profil considéré doit être compris entre deux lignes quelconques des cercles de diamètre $a = 0,04$ dont les centres sont situés sur une ligne ayant la forme géométrique théorique exacte.	
Symboles des tolérances et caractéristiques tolérances			Exemples d'application	Interprétation
Parallelisme d'une ligne (axe) par rapport à une ligne de référence			Le cercle indiqué doit être compris dans une zone cylindrique de diamètre $t = 0,04$ parallèle à l'axe de référence A.	
Parallelisme d'une ligne par rapport à un plan de référence			Le cercle indiqué doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,01$, les axes sont parallèles au plan de référence B.	
Parallelisme d'une surface par rapport à un plan de référence			Le cercle indiqué doit être compris dans une zone de tolérance cylindrique de $t = 0,01$ de diamètre perpendiculaire au plan de référence A.	
⊥ Perpendicularité d'une surface (axe) par rapport à une ligne de référence			La surface considérée doit être comprise entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ et perpendiculaires au plan de référence A.	
⊥ Perpendicularité d'une surface par rapport à un plan de référence			La surface considérée doit être comprise entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$, les axes sont perpendiculaires au plan de référence A.	
— Indication d'une ligne (axe) par rapport à une surface de référence			Le cercle indiqué doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ inclinés d'un angle théorique exact de 60° par rapport au plan de référence A.	
— Inclinaison d'une surface par rapport à une surface de référence			La surface indiquée doit être comprise entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ et inclinés d'un angle théorique exact de 60° par rapport au plan de référence A.	
Symboles des tolérances et caractéristiques tolérances			Exemples d'application	Interprétation
⊕ Localisation d'un axe ou d'un centre par rapport à un autre axe ou un centre			L'axe de chaque trou doit être compris dans une zone cylindrique de $t = 0,05$, dont l'axe coincide avec la section théorique de l'axe de localisation par rapport aux plans de référence A, B et C.	
◎ Géolocalisation d'un axe par rapport à un axe de référence			Le trou indiqué doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,05$ et éloignés radialement de a et b par rapport au plan de référence A.	
⊕ Symétrie d'un élément ou d'un ensemble d'éléments par rapport à une surface ou un plan de référence			L'axe du trou indiqué doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ et symétriques par rapport au plan de référence A.	
⊕ Battement circulaire radial			Le plan médian de la calotte doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ et éloignés radialement de R par rapport au plan de référence A-B.	
⊕ Battement circulaire axial			Le plan médian de la calotte doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ et éloignés radialement de R par rapport au plan de référence A-B.	
⊕ Battement total dans le direction radiale			Pendant une révolution complète autour de l'axe de référence A, le battement circulaire axial ne doit pas dépasser une valeur $t = 0,15$ à chaque point de mesurage.	
⊕ Battement total dans le direction axiale			Le cercle indiqué doit être compris entre deux cylindres coaxiaux ayant une différence de rayons $t = 0,1$, dont les axes coïncident avec la direction de l'axe de référence A-B.	

Symboles des tolérances et caractéristiques tolérances			Exemples d'application	Interprétation
— Rectitude d'une ligne ou d'un axe			Chaque ligne saisie de la surface supérieure, parallèle au plan de projection dans lequel l'indication est donnée, doit être contenue entre deux droites parallèles distantes de $t = 0,1$.	
□ Planéité d'une surface			L'axe du cylindre relié au cadre de la tolérance doit être compris dans deux plans parallèles distants de $t = 0,06$ de l'axe.	
○ Circularité d'un disque, d'un cylindre, d'un cône etc.			La surface doit être comprise entre deux cercles coplanaires concentriques distants radialement de $t = 0,1$.	
⊖ Cylindricité			Le pourtour de chaque section droite du disque doit être compris entre deux cercles coplanaires concentriques distants radialement de $t = 0,1$.	
⌞ Forme du profil d'une ligne quelconque (profil ou contour)			Dans chaque section possible au plan de projection, le profil considéré doit être compris entre deux lignes quelconques des cercles de diamètre $a = 0,04$ dont les centres sont situés sur une ligne ayant la forme géométrique théorique exacte.	
⌞ Forme du profil d'une surface quelconque				
Symboles des tolérances et caractéristiques tolérances			Exemples d'application	Interprétation
Parallelisme d'une ligne (axe) par rapport à une ligne de référence			Le cercle indiqué doit être compris dans une zone cylindrique de diamètre $t = 0,04$ parallèle à l'axe de référence A.	
Parallelisme d'une ligne par rapport à un plan de référence			Le cercle indiqué doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,01$, les axes sont parallèles au plan de référence B.	
Parallelisme d'une surface par rapport à un plan de référence			Le cercle indiqué doit être compris dans une zone de tolérance cylindrique de $t = 0,01$ de diamètre perpendiculaire au plan de référence A.	
⊥ Perpendicularité d'une surface (axe) par rapport à une ligne de référence			La surface considérée doit être comprise entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ et perpendiculaires au plan de référence A.	
⊥ Perpendicularité d'une surface par rapport à un plan de référence			La surface considérée doit être comprise entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$, les axes sont perpendiculaires au plan de référence A.	
— Indication d'une ligne (axe) par rapport à une surface de référence			Le cercle indiqué doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ inclinés d'un angle théorique exact de 60° par rapport au plan de référence A.	
— Inclinaison d'une surface par rapport à une surface de référence			La surface indiquée doit être comprise entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ et inclinés d'un angle théorique exact de 60° par rapport au plan de référence A.	
Symboles des tolérances et caractéristiques tolérances			Exemples d'application	Interprétation
⊕ Localisation d'un axe ou d'un centre par rapport à un autre axe ou un centre			L'axe de chaque trou doit être compris dans une zone cylindrique de $t = 0,05$, dont l'axe coincide avec la section théorique de l'axe de localisation par rapport aux plans de référence A, B et C.	
◎ Géolocalisation d'un axe par rapport à un axe de référence			Le trou indiqué doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,05$ et éloignés radialement de a et b par rapport au plan de référence A.	
⊕ Symétrie d'un élément ou d'un ensemble d'éléments par rapport à une surface ou un plan de référence			L'axe du trou indiqué doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ et symétriques par rapport au plan de référence A.	
⊕ Battement circulaire radial			Le plan médian de la calotte doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ et éloignés radialement de R par rapport au plan de référence A-B.	
⊕ Battement circulaire axial			Pendant une révolution complète autour de l'axe de référence A, le battement circulaire axial ne doit pas dépasser une valeur $t = 0,15$ à chaque point de mesure.	
⊕ Battement total dans le direction radiale				
⊕ Battement total dans le direction axiale			Le cercle indiqué doit être compris entre deux cylindres coaxiaux ayant une différence de rayons $t = 0,1$, dont les axes coïncident avec la direction de l'axe de référence A-B.	

Symboles des tolérances et caractéristiques tolérances			Exemples d'application	Interprétation
— Rectitude d'une ligne ou d'un axe			Chaque ligne saisie de la surface supérieure, parallèle au plan de projection dans lequel l'indication est donnée, doit être contenue entre deux droites parallèles distantes de $t = 0,1$.	
□ Planéité d'une surface			L'axe du cylindre relié au cadre de la tolérance doit être compris dans deux plans parallèles distants de $t = 0,06$ de l'axe.	
○ Circularité d'un disque, d'un cylindre, d'un cône etc.			La surface doit être comprise entre deux cercles coplanaires concentriques distants radialement de $t = 0,1$.	
⊖ Cylindricité			Le pourtour de chaque section droite du disque doit être compris entre deux cercles coplanaires concentriques distants radialement de $t = 0,1$.	
⌞ Forme du profil d'une ligne quelconque (profil ou contour)			Dans chaque section possible au plan de projection, le profil considéré doit être compris entre deux lignes quelconques des cercles de diamètre $a = 0,04$ dont les centres sont situés sur une ligne ayant la forme géométrique théorique exacte.	
⌞ Forme du profil d'une surface quelconque				
Symboles des tolérances et caractéristiques tolérances			Exemples d'application	Interprétation
Parallelisme d'une ligne (axe) par rapport à une ligne de référence			Le cercle indiqué doit être compris dans une zone cylindrique de diamètre $t = 0,04$ parallèle à l'axe de référence A.	
Parallelisme d'une ligne par rapport à un plan de référence			Le cercle indiqué doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,01$, les axes sont parallèles au plan de référence B.	
Parallelisme d'une surface par rapport à un plan de référence			Le cercle indiqué doit être compris dans une zone de tolérance cylindrique de $t = 0,01$ de diamètre perpendiculaire au plan de référence A.	
⊥ Perpendicularité d'une surface (axe) par rapport à une ligne de référence			La surface considérée doit être comprise entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ et perpendiculaires au plan de référence A.	
⊥ Perpendicularité d'une surface par rapport à un plan de référence			La surface considérée doit être comprise entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$, les axes sont perpendiculaires au plan de référence A.	
— Indication d'une ligne (axe) par rapport à une surface de référence			Le cercle indiqué doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ inclinés d'un angle théorique exact de 60° par rapport au plan de référence A.	
— Inclinaison d'une surface par rapport à une surface de référence			La surface indiquée doit être comprise entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ et inclinés d'un angle théorique exact de 60° par rapport au plan de référence A.	
Symboles des tolérances et caractéristiques tolérances			Exemples d'application	Interprétation
⊕ Localisation d'un axe ou d'un centre par rapport à un autre axe ou un centre			L'axe de chaque trou doit être compris dans une zone cylindrique de $t = 0,05$, dont l'axe coincide avec la section théorique de l'axe de localisation par rapport aux plans de référence A, B et C.	
◎ Géolocalisation d'un axe par rapport à un axe de référence			Le trou indiqué doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,05$ et éloignés radialement de a et b par rapport au plan de référence A.	
⊕ Symétrie d'un élément ou d'un ensemble d'éléments par rapport à une surface ou un plan de référence			Le cercle indiqué doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ et symétriques par rapport au plan de référence A.	
⊕ Battement circulaire radial			Le plan médian de la calotte doit être compris entre deux plans parallèles distants de $t = 0,08$ et éloignés radialement de R par rapport au plan de référence A-B.	
⊕ Battement circulaire axial			Pendant une révolution complète autour de l'axe de référence A, le battement circulaire axial ne doit pas dépasser une valeur $t = 0,15$ à chaque point de mesure.	
⊕ Battement total dans le direction radiale				
⊕ Battement total dans le direction axiale		<img alt		

Normes

➤ Etats de surface

5.8 Les états de surface

La fabrication d'un élément mécanique, que ce soit par enlèvement de matière ou par déformation, va donner une qualité à la surface du produit fini. La définition du paramètre d'état de surface consiste à donner une appréciation d'un profil en fonction de sa rugosité (Extrait de Normes pages 102 et suivantes).

Techniquement, l'éprouvette (la surface testée) est positionnée sur un banc de mesure et lors de son déplacement linéaire, un palpeur (capteur électronique de haute précision) va recueillir toutes les imperfections, aussi infimes soient-elles, et les amplifier et obtenir la ligne moyenne du profil de rugosité.

Lors du passage du palpeur, l'allure du profil testé peut correspondre au graphe ci-dessous :



Du tracé primitif de la courbe de rugosité (partie supérieure en vert) est déduite la partie négative (partie en rose, initialement négative) qui vient se superposer à la partie positive. De ce nouveau graphe se détermine la valeur moyenne R_a , représentée en traitillé, qui est **la valeur maximale de la rugosité moyenne admissible**. C'est cette valeur qui est à la base de l'établissement du tableau des classes de rugosité.

Classes de rugosité	Rugosité moyenne R_a	
	1 $\mu\text{m} = 0,001 \text{ mm}$	1 $\mu\text{m} = 0,025 \text{ mm}$
N12	50	2000
N11	25	1000
N10	12,5	500
N9	6,3	250
N8	3,2	125
N7	1,6	63
N6	0,8	32
N5	0,4	16
N4	0,2	8
N3	0,1	4
N2	0,05	2
N1	0,025	1

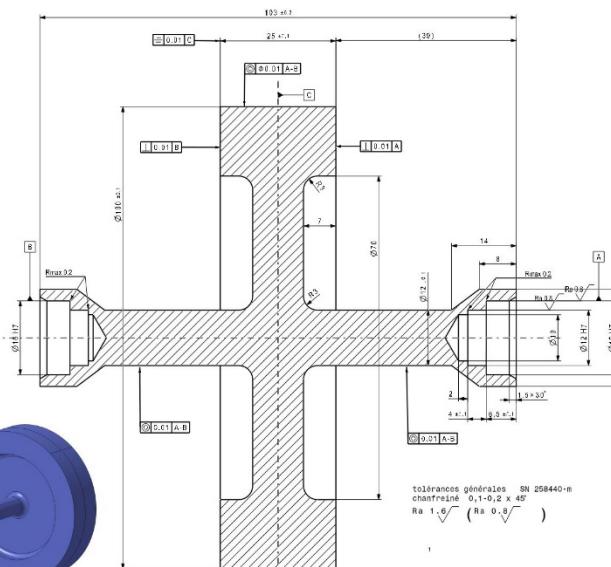
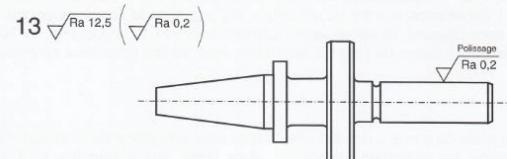
Les symboles pour les rugosités sont indiqués en fonction du type de traitement appliqué à la surface. Basiquement c'est un V dont chaque trait a une signification précise.

Construction mécanique I p. 66 – 67 + VSM p. 94



Il n'y a pas que le symbole de base sur lequel viennent s'ajouter des indications supplémentaires ; le symbole complet est affublé d'un trait horizontal prolongeant le trait oblique de droite.

Les pièces fabriquées doivent comporter les indications relatives à l'état de surface. À chaque usinage correspond un état de surface. Dans la pratique, il y a l'état de surface général qui correspond au type d'usinage et l'indication supplémentaire s'il y a une particularité. Par exemple, une pièce tournée peut avoir un état général correspondant à un état N10, et une portée dont la qualité doit impérativement être très élevée, soit un état de surface N4 obtenu par un polissage. Dans ce cas, seule la portée sera notée avec cette indication supplémentaire.



2 Dessins 2.12 ETATS DE SURFACE

2.12.4 Procédés d'usinage et rugosité des surfaces

La représentation graphique ci-après donne, à titre d'orientation, des valeurs basées sur l'expérience et relatives aux rugosités moyennes arithmétique R_a réalisables par divers procédés de fabrication. Elle permet à l'utilisateur de fixer le procédé de fabrication le plus rationnel pour atteindre la rugosité désirée.

Remarque:
les classes de rugosité (valeurs de N) sont données à titre d'information pour permettre d'interpréter les indications de rugosité sur les anciens dessins.

Tableau 104/1 Rugosités réalisables R_a

Procédé de fabrication	Valeurs de rugosité R_a maximales											
	200	100	50	25	12,5	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1
Classe de rugosité												
Sans enlèvement de matière	-	-	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3
Coulage en sable ¹⁾	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Coulage en carapace	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Coulage en coquille	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Coulage de précision	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Coulage sous pression	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Forgeage en matrice/Laminage à chaud	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Laminage à froid	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Pressage (à chaud ou à froid)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Extrusion	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Étrangage (à froid)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Brunissage	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Oxycoupage ¹⁾	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Découpage au plasma	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Découpage au laser	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Découpage au jet d'eau	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Electroérosion à fil	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Sciage	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Tronçonnage à la meule	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Découpage (étampage, étampage fin)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Sablage (sable, grenade)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Grenailage aux billes (durcissement de surface)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Tournage frontal/Tournage périphérique	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Tournage au diamant (tournage très fin)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Rabotage/Percage	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Mortaisage	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Contre-fraîsage/Alésage	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Lame	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Fraîsage en bout	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Fraîsage en périphérie	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Brochage/Grattage	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Rectification en périphérie	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Planage à la meule	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Rectification en plongée/Rectification frontale	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Polisage à la meule/Superfinish/rodage	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Honage	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Polisage	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Usinage:												
grossier normal fin												
normal = Rugosité obtenue en pratique normale d'atelier.												
fin = Rugosité obtenue par des soins particuliers ou par des méthodes spéciales.												
grossier = Limite supérieure de rugosité pour l'ébauchage.												

1) Des rugosités de surface plus grossières sont possibles

• *Cours de construction mécanique*

Eléments normalisés

- | | |
|-----------------------------------|---|
| ➤ Vis et trous de passage, lamage | Construction mécanique I p. 73 + VSM p. 250-259 |
| ➤ Circlips et segments d'arrêt | VSM p. 280-282 |
| ➤ Miauton - BRW | Miauton - BRW |
| ➤ Joints toriques «O-ring» | VSM p. 295 |
| ➤ Goupille | VSM p. 209 |
| ➤ Roulements | VSM p. 283-288 |

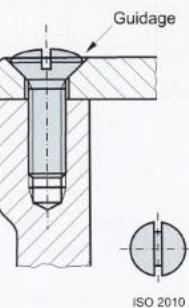
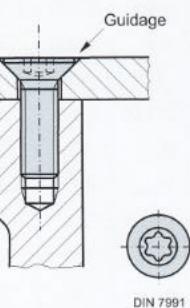
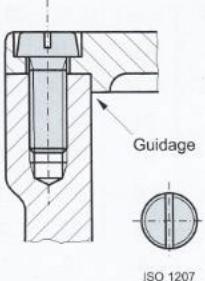
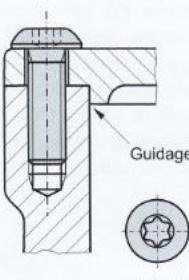
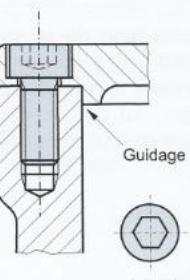
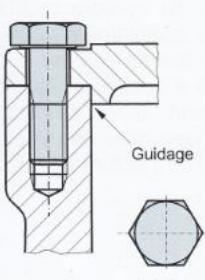
Eléments normalisés

➤ Vis et trous de passage, lamage

6.4 La vis d'assemblage normalisée

Les assemblages démontables avec éléments de fixation simples utilisent des vis ou vis et écrous. L'Extrait de Normes, dès la page 186 donne une abondante documentation concernant ces éléments d'assemblage à vis. Sans revenir sur tous ces listings et tableaux comparatifs, il est important de fixer les notions quand à la destination d'un choix de visserie plutôt qu'un autre. Toutes les vis ont pour rôle premier d'assembler deux éléments. En plus de la fonction d'assembler, une vis à tête conique assure le centrage d'un élément par rapport à un autre.

L'exemple choisi est un couvercle de carter monté de six manières différentes avec des types de vis courantes. Les quatre premiers types de vis utilisées ne permettent pas d'assurer un centrage. Les têtes de ces vis ne doivent en aucun cas être montées dans un logement ajusté, en espérant qu'elles fassent office de centrage. Le haut de la vis est flottant de plusieurs dixièmes de millimètre (en fonction du diamètre nominal) et le centrage est assuré par un guidage, une goupille ou un autre artifice.



Construction mécanique I p. 73 + VSM p. 250-253

Éléments de machines	
4.2	VIS

4.2.1	Désignations et grandeurs nominales
-------	-------------------------------------

Pour les entraînements (outils), cf. le chapitre 4.1.7.
Pour les données relatives aux matériaux et à la protection anti-corrosion, cf. le chapitre 4.6.

Tableau 192/1 Exemples de désignations et abréviations pour vis

>Description de la pièce normalisée Numéro de la norme	Figure avec grandeurs de désignation	Désignation complète Désignation abrégée	Dimensions en mm
Vis sans tête à six pans creux, à bout plat chevillé $d = M6$, $L = 12 \text{ mm}$ Classe de qualité 45H II SN EN ISO 4026		Vis sans tête SN EN ISO 4026-M6x12-45H Vis t 6p c SN EN ISO 4026-M6x12-45H	
Goujon avec longueur visée $e = 1.25 d$, $d = M5$, $L = 40 \text{ mm}$, Classe de qualité 8.8 DIN 939		Goujon DIN 939-M5x40-8.8 Gj aj DIN 939-M5x40-8.8	
Vis à tête hexagonale, entièrement filetée, classe de produit A ou B $d = M6$, $L = 40 \text{ mm}$ Classe de qualité 8.8 SN EN ISO 4017		Vis à tête hexagonale ISO 4017-M6x40-8.8 Vis t 6p ent ISO 4017-M6x40-8.8	
Vis à tête hexagonale, partiellement filetée, classe de produit A ou B $d = M6$, $L = 50 \text{ mm}$, Classe de qualité 8.8 SN EN ISO 4014		Vis à tête hexagonale ISO 4014-M6x50-8.8 Vis t 6p ISO 4014-M6x50-8.8	
Vis à tête hexagonale à embase $d = M10$, $L = 80 \text{ mm}$ Classe de qualité: 10.9 ISO 4162		Vis à tête hexagonale ISO 4162-M10x80-10.9 Vis t 6p ISO 4162-M10x80-10.9	
Vis à tête cylindrique à six pans creux (partiellement ou entièrement filetée) Classe de produit A $d = M6$, $L = 30 \text{ mm}$ ou $d = M10$, $L = 90 \text{ mm}$ Classe de qualité: 8.8 ou 12.9 SN EN ISO 4762		Vis à tête cylindrique ISO 4762-M6x30-8.8 Vis t cy ISO 4762-M6x30-8.8 Vis à tête cylindrique ISO 4762-M10x90-12.9 Vis t cy ISO 4762-M10x90-12.9	
Vis à tête cylindrique à six lobes internes, à tête basse, classe de produit A $d = M5$, $L = 20 \text{ mm}$ Classe de qualité: A2-70 SN EN ISO 14580		Vis à tête cylindrique ISO 14580-M5x20-A2-70 Vis t cy ISO 14580-M5x20-A2-70	
Vis à tête cylindrique avec empreinte cruciforme Z, classe de produit A $d = M5$, $L = 20 \text{ mm}$ Classe de qualité: 4.8 SN EN ISO 7048		Vis à tête cylindrique ISO 7048-M5x20-4.8-Z Vis t cy ISO 7048-M5x20-4.8-Z	
Vis à tête conique 90° avec empreinte croisiforme H, classe de produit A $d = M5$, $L = 30 \text{ mm}$ Classe de qualité: 8.8 SN EN ISO 7046-2		Vis à tête conique 90° ISO 7046-2-M5x30-8.8-H Vis t co ISO 7046-2-M5x30-8.8-H	

1) Les vis sans tête sont conçues pour des efforts de pression. En raison de leur faible résistance, aucun effort de traction ou de flexion ne doit être exercé.

2) Les extrémités des vis, comme les cônes, les tétons et les cuvettes, sont spécifiées dans la norme SN EN ISO 4753.

Éléments de machines	
4.2	VIS

4.2.2 Longueur des filetages

Les longueurs nominales standard L sont classées comme suit:

2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20 ... 70 = de 5 en 5,

80 ... 160 = de 10 en 10,

180 ... 360 = de 20 en 20.

Tableau 193/1 Longueurs des vis et des filetages par rapport aux diamètres

Figure	Longueur nominale ou longueur filetée	Diamètre de filetage d ...												Dimensions en mm		
		1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36
	L_{\min} L_{\max}	2	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	-	-
	L_{\min} L_{\max}	8	10	12	16	20	25	30	40	50	60	80	100	120	160	200
	b_2 pour $L \leq 125$ b_2 pour $125 < L \leq 200$	-	-	-	-	-	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90
	b_1	-	-	-	-	-	5	6	7,5	10	12	15	20	25	30	38
	L_{\min} L_{\max}	16	2	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40	50	60
	b_2 pour $L \leq 125$ b_2 pour $125 < L \leq 200$	-	20	25	30	40	50	60	80	100	120	150	180	200	220	240
	b_1	16	12	16	20	25	30	40	50	60	80	100	120	160	200	240
	L_{\min} L_{\max}	16	9	10	11	12	14	16	18	22	26	30	38	46	54	66
	b_2 pour $L \leq 125$ b_2 pour $125 < L \leq 200$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	40	52	60	
	b_1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	73	85	97	
	L_{\min} L_{\max}	12	16	20	25	30	40	50	60	80	100	120	160	200	240	300
	b_2 pour $L \leq 125$ b_2 pour $125 < L \leq 200$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	b_1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	L_{\min} L_{\max}	16	12	16	20	25	30	40	50	60	80	100	120	160	200	240
	b_2 pour $L \leq 125$ b_2 pour $125 > L \geq 200$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	b_1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	L_{\min} L_{\max}	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40	45	55
	b_2	-	20	25	30	40	50	60	80	100	120	160	200	220	240	260
	b_1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	L_{\min} L_{\max}	16	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40	45
	b_2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	b_1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	L_{\min} L_{\max}	2	3	3	4	5	6	8	10	12	-	-	-	-	-	-
	b_2	-	20	25	30	40	50	60	80	100	-	-	-	-	-	-
	b_1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

Eléments normalisés

➤ Vis et trous de passage, lamage

4 Éléments de machines

4.2 VIS

4.2.3 Têtes des vis

Fig. 194/1 Fig. 194/2 Fig. 194/3
Fig. 194/4 Fig. 194/5 Fig. 194/6

Tableau 194/1

Diamètre de filetage d	Vis à tête hexagonale (SN EN ISO 4014)			Vis à tête cylindrique à 6 pans creux (SN EN ISO 4017)			Vis à tête cylindrique à 6 lobes internes (SN EN ISO 4762)			Vis à tête cylindrique empreinte cruciforme (SN EN ISO 7048)			Vis à tête conique empreinte cruciforme (SN EN ISO 7046-2)		
	s	e min	k_1	d_c max	k_2 max	s_1	d_{10} max	k_3 max	A_2 η	k_4	A_2 η	k_5 max	A_3 η	d_{12} max	k_6 max
M1,6	3,2	3,41	1,1	-	-	1,5	3	1,6	-	0	1,1	-	-	-	-
M2	4	4,32	1,4	-	-	1,5	3,8	2	6	1,55	1	1,4	0	3,8	1,2
M2,5	5	5,45	1,7	-	-	2	4,5	2,5	8	1,85	1	1,8	1	4,7	1,5
M3	5,5	6,01	2	-	-	2,5	5,5	3	10	2,4	2	2	1	5,5	1,65
M4	7	7,66	2,8	-	-	3	7	4	20	3,1	2	2,6	2	8,4	2,7
M5	8	8,79	3,5	11,4	5,6	4	8,5	5	25	3,65	2	3,3	2	9,3	2,7
M6	10	11,05	4	13,6	6,8	5	10	6	30	4,4	3	3,9	3	11,3	3,3
M8	13	14,38	5,3	17	8,5	6	13	8	45	5,8	3	5	4	15,8	4,65
M10	16	17,77	6,4	20,8	9,7	8	16	10	50	6,9	-	-	4	18,3	5
M12	18	20,03	7,5	24,7	11,9	10	18	12	-	-	-	-	-	-	-
M16	24	26,75	10	32,8	15,1	14	24	16	-	-	-	-	-	-	-
M20	30	33,53	12,5	-	-	17	30	20	-	-	-	-	-	-	-
M24	36	39,98	15	-	-	19	36	24	-	-	-	-	-	-	-
M30	46	50,85	18,7	-	-	22	45	30	-	-	-	-	-	-	-
M36	55	60,79	22,5	-	-	27	54	36	-	-	-	-	-	-	-

Tableau 194/2

Dimension de la clé	Tolérance pour les plages de coté nominale					
	≤ 30	> 30	$1,5$ jusqu'à 3	4	5 jusqu'à 14	> 14
s	h13	h14	-	-	-	
s_1	-	-	D11	E11	E12	D12

Dimensions en mm

1) A1 = Numéro six lobes internes: entraînement cf. paragraphe 4.1.7.3
2) A2 = Dimension empreinte cruciforme Z (Pozidriv): entraînement cf. paragraphe 4.1.7.1.
3) A3 = Dimension empreinte cruciforme H (Philips): entraînement cf. paragraphe 4.1.7.1.

4 Éléments de machines

4.5 TROUS DE PASSAGE, LAMAGES

4.5 Trous de passage, lamas

4.5.1 Trous de passage, lamas cylindriques

Fig. 197/1 Fig. 197/2 Fig. 197/3 Fig. 197/4
Fig. 197/5 Fig. 197/6 Fig. 197/7

Tableau 197/1

Grandeur nominale (Diamètre de filetage)	Trous de passage ⁵⁾ (ISO 273) Gamme			Lamas cylindriques Tolérances pour diamètre de lamage: H13						Vis à tête cylindrique et écrous hexagonaux sans bride ³⁾ (DIN 974-2) Ajout ²⁾
	(Diamètre de filetage) moyen H13	fin H12	d_b	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	
1,6	1,8	1,7	-	-	5	3,5	-	-	-	0,4
2	2,4	2,2	-	-	6	4,4	5,5	6	6	0,4
2,5	2,9	2,7	-	-	8	5,5	6	7	7	0,4
3	3,4	3,2	11	11	9	6,5	7	9	8	0,4
4	4,5	4,3	13	15	10	8	9	10	10	0,4
5	5,5	5,3	15	18	11	10	11	13	13	0,4
6	6,6	6,4	18	20	13	11	13	15	15	0,4
8	9	8,6	24	26	18	15	16	18	20	0,6
10	11	10,5	28	33	22	18	20	24	24	0,6
12	13,5	13	33	36	26	20	24	33	33	0,6
16	17,5	17	40	46	33	26	30	33	43	0,6
20	22	21	46	54	40	33	40	48	48	0,6
24	26	25	58	73	48	40	43	48	58	0,8
30	33	31	73	82	61	50	54	61	73	1,0
36	39	37	82	93	73	58	63	69	-	1,0

Fraisages avec cales d'épaisseur d_5 pour: rondelles SN EN ISO 7092
 d_6 pour: rondelles SN EN ISO 7089
 d_7 pour: rondelles élastiques DIN 6796

Dimensions en mm

1) La profondeur t_1 de fraisage ne doit pas être plus grande que la profondeur permettant de garantir une surface d'appui perpendiculaire à l'axe du trou de passage. La profondeur du lamage côté écrou est fonction de la longueur exploitable de l'extrémité de la vis.
2) La profondeur t_2 est à déterminer selon les cas d'utilisation. Proportionner $t_2 = k_{max} + h_{max} + \text{ajout } z$
3) Pour les écrous hexagonaux avec embase SN EN 1661 et les vis à six pans avec embase ISO 4162, utiliser d_1 ou d_2 .
4) Pour les vis à tête cylindrique avec lobes internes et tête basse, utiliser d_4 .
5) Pour éviter les incertitudes de spécification, il est conseillé d'indiquer sur le dessin la tolérance normée des trous de passage.

Construction mécanique I p. 73 + VSM p. 250-253

4 Éléments de machines

4.5 TROUS DE PASSAGE, LAMAGES

4.5.2 Trous de passage, fraisage coniques

Pour vis avec:
- fente cruciforme (SN EN ISO 7046)
- (SN EN ISO 2009)
- six pans creux ronds (ISO 14581)

Pour vis avec:
- six pans creux (SN EN ISO 10642)

Fig. 198/1 Fig. 198/2 1) Fig. 198/2 2) Fig. 198/3 1) Fig. 198/3 2) Fig. 198/4 1) Fig. 198/4 2) Fig. 198/4 3)

Tableau 198/1

Grandeur nominale (Diamètre de filetage)	Trous de passage (ISO 273) Gamme		Fraisages coniques			
	moyen	fin	Vis à tête fraisée 90°		avec six pans creux (DIN 74-Forme F7)	
d	d_b	d_h	d_1	t_2	d_2	t_3
1,6	1,8	1,7	3,6	3,7	0,95	-
2	2,4	2,2	4,4	4,5	1,05	-
2,5	2,9	2,7	5,5	5,6	1,35	-
3	3,4	3,2	6,3	6,5	1,55	7
4	4,5	4,3	9,6	9,6	2,55	9,2
5	5,5	5,3	10,4	10,65	2,58	11,5
6	6,6	6,4	12,6	12,85	3,13	13,7
8	9	8,4	17,3	17,55	4,28	18,3
10	11	10,5	20	20,3	4,65	22,7
12	13,5	13	-	-	-	27,2
16	17,5	17	-	-	-	34
20	22	21	-	-	-	40,7
24	26	25	-	-	-	9,4

Dimensions en mm

4.5.3 Exemples d'application

Dans les dessins techniques, il faut indiquer les alésages coniques conformément à la fig. 198/5 ou 198/6.

Représentation détaillée: Fig. 198/5

Représentation simplifiée: Fig. 198/6

1) Incription simplifiée sur plan au lieu de la cotation, exemple pour M4: ISO 15065-4.
2) Incription simplifiée sur plan au lieu de la cotation, exemple pour M4: DIN 74-F4.
3) Valable pour trou de part en part série moyenne.

Eléments normalisés

➤ Circlips et segments d'arrêt

VSM p. 280-282



4.13 Segments d'arrêt, circlips

4.13.1 Segments d'arrêt (rondelles de retenue) pour arbres (DIN 6799)

Exemples de désignation pour $d_2 = 5$ mm:

Désignation complète:

Désignation abrégée:

Segment d'arrêt pour arbres DIN 6799-5

Seg arb ext DIN 6799-5

Matière: Acier à ressort 460 ... 580 HV 30

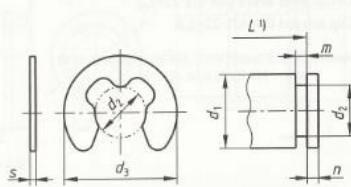


Fig. 219/1

Tableau 219/1 Dimensions en mm

Diamètre de l'arbre <i>d</i> ₁	Dimensions du segment	Dimensions de la rainure		Limite de charge <i>F_N</i> de la rainure		<i>N</i>		
		<i>d</i> ₂ Cote nominale	<i>d</i> ₃ monté	<i>s</i>	<i>d</i> ₁ h11	<i>m</i> ²⁾	Ecart min.	<i>d</i> ₁ max.
1,4	0,8	2,25	0,2	0,8	0,24	+0,04	0,4	15 45
2	1,2	3,25	0,3	1,2	0,34	0	0,6	25 100
2,5	1,5	4,25	0,4	1,5	0,44		0,8	70 140
3	1,9	4,8	0,5	1,9	0,54			
4	2,3	6,3	0,6	2,3	0,64			
5	3,2	7,3	0,6	3,2	0,64	+0,05	1	220 500
7	4	9,3	0,7	4	0,74	0	1,2	250 750
8	5	11,3	0,7	5	0,74		1,2	450 1150
9	6	12,3	0,7	6	0,74		1,2	550 1350
11	7	14,3	0,9	7	0,94		1,5	625 1800
12	8	16,3	1	8	1,05		1,8	700 2500
14	9	18,8	1,1	9	1,15	+0,08	2	800 3500
15	10	20,4	1,2	10	1,25	0	2,5	1000 4700
16	15	23,4	1,3	12	1,35		3	1400 7800

1) La cote *L* est une cotation fonctionnelle usuelle.

2) La largeur de la rainure *m* et les écarts peuvent être augmentés en cas de charge axiale dans un seul sens.



4.13.2 Circlips (anneaux élastiques) pour arbres (DIN 471)

Exemples de désignation pour $d_1 = 22$ mm, $s = 1,2$ mm:

Désignation complète:

Désignation abrégée:

Circlip pour arbre DIN 471-22×1,2

Clip arb ext DIN 471-22×1,2

Matière: Acier à ressort 470 ... 580 HV 30 pour $d_1 \leq 45$
435 ... 530 HV 30 pour $d_1 \geq 50$

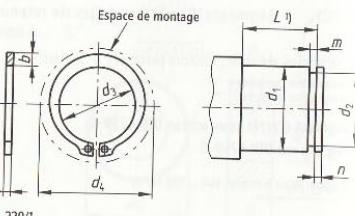


Fig. 220/1

Tableau 220/1

Diamètre de l'arbre <i>d</i> ₁	Cotes nominales	Dimensions du circlip			Dimensions de la rainure			Limites de charge <i>F_N</i> de la rainure
		<i>b</i>	<i>d</i> ₃	<i>d</i> ₄	<i>d</i> ₂	<i>m</i> ²⁾	<i>n</i>	
12		1,8	11	19	11,5		0,8	1530
14		2,1	12,9	21,4	13,4		0,9	2150
15	1	2,2	13,8	22,6	14,3		1,1	2660
16		2,2	14,7	23,8	15,2		1,2	3260
17		2,3	15,7	25	16,2			
18		2,4	16,5	26,2	17			
20		2,6	18,5	28,4	19			
22	1,2	2,8	20,5	30,8	21		1,3	5060
25	0	3	23,2	34,2	23,9		1,7	5650
28		3,2	25,9	37,9	26,6		2,1	7050
30		3,5	27,9	40,5	28,6			
35	1,5	3,6	29,6	43	30,3		2,6	10000
36		3,9	32,2	46,8	33		3	13850
40	1,75	4	33,2	47,8	34		3	18330
45		4,6	36,5	52,6	37,5		3,8	25300
50	2	5,1	45,8	64,5	47			28600
55		5,4	50,8	70,2	52			42000
60		5,8	55,8	75,6	57			56200
65		6,3	60,8	81,4	62			80000
70	2,5	6,6	65,5	87	67			120000
75		7	70,5	92,7	72		4,5	170000
80		7,4	74,5	98,1	76,5		5,3	220000
85		7,8	79,5	103,3	81,5			270000
90	3	8,2	84,5	108,5	86,5			320000
95	0	8,6	89,5	114,8	91,5			380000
100	-0,08	9	94,5	120,2	96,5			480000

1) La cote *L* est une cotation fonctionnelle usuelle.

2) La largeur de la rainure *m* peut être augmentée en cas de charge axiale dans un seul sens.



4.13.3 Circlips (anneaux élastiques) pour alésages (DIN 472)

Exemples de désignation pour $d_1 = 28$ mm, $s = 1,2$ mm:

Désignation complète:

Désignation abrégée:

Circlip pour alésage DIN 472-28×1,2

Clip ale int DIN 472-28×1,2

Matière: Acier à ressort 470 ... 580 HV 30 pour $d_1 \leq 47$
435 ... 530 HV 30 pour $d_1 \geq 50$

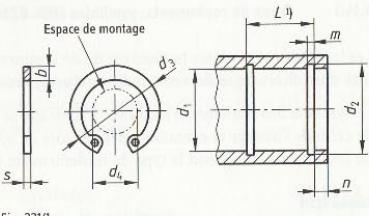


Fig. 221/1

Tableau 221/1

Diamètre d'alésage <i>d</i> ₁	Cotes nominales	Dimensions du circlip			Dimensions de la rainure			Limites de charge <i>F_N</i> de la rainure
		<i>b</i>	<i>d</i> ₃	<i>d</i> ₄	<i>d</i> ₂	<i>m</i> ²⁾	<i>n</i>	
28		2,9	30,1	17,9	29,4			21000
30	1,2	3	32,1	19,9	31,4			21300
32		3,2	34,4	20,6	33,7			214000
35		3,4	37,8	23,6	37			218000
37	1,5	3,6	39,8	25,4	39			219800
40		3,9	43,5	27,8	42,5			270000
42	1,75	4,1	45,5	29,6	44,5			284000
45		4,3	48,5	32	47,5			314000
47		4,4	50,5	33,5	49,5			405000
50		4,6	54,2	36,3	53			420000
52		4,7	56,2	37,9	55			440000
55	2	5	59,2	40,7	58			483000
60		5,4	64,2	44,7	63			498000
62		5,5	66,2	46,7	65			
65		5,8	69,2	49	68			518000
68		6,1	72,5	51,6	71			545000
70		6,2	74,5	53,6	73			562000
72	2,5	6,4	76,5	55,6	75			580000
75		6,6	79,5	58,6	78			600000
80		7	85,5	62,1	83,5			746000
85		7,2	90,5	66,9	88,5			795000
90	3	7,6	95,5	71,9	93,5			840000
95		8,1	100,5	76,5	98,5			886000
100		8,4	105,5	80,6	103,5			931000
110		9	117	88,2	114			1170000
115		9,3	122	93	119			1220000
120		9,7	127	96,9	124			1270000
125	4	10	132	101,9	129			1320000
130		10,2	137	106,9	134			1380000
140		10,7	147	116,5	144			1480000
145		10,9	152	121	149			1530000
150		11,2	158	124,8	155			1910000

1) La cote *L* est une cotation fonctionnelle usuelle.

2) La largeur de la rainure *m* peut être augmentée en cas de charge axiale dans un seul sens.

Eléments normalisés

➤ Joints toriques «O-ring»



VSM p. 295

4	Éléments de machines
4.16	JOINTS

Fabrication des joints plats: Les joints sont découpés dans des plaques d'étanchéité selon la forme des surfaces d'étanchéité.

Tableau 234/1 Epaisseur des plaques (DIN 28091-1)

Dimension nominale	0,5	1	1,5	2	3	4
Ecart admissible	$\pm 0,1$	$\pm 0,15$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,4$	

4.16.2.1 Exemple d'utilisation

Joints plats pour brides, voir SN EN 1514-1.

4.16.2.2 Joints toriques (DIN 3771-1)

Exemple de désignation pour $d_1 = 17$ mm, $d_2 = 1,8$ mm, en NBR, dureté 70 DEDC¹⁾, pour utilisation générale (N):

Désignation complète:

Désignation abrégée: non prévue

Joint torique DIN 3771-17×1,8-N-NBR 70

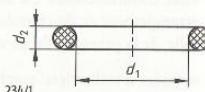


Fig. 234/1
Dimensions en mm

Tableau 234/2 Dimensions des joints (choix)

d_1	d_2	d_1	d_2	d_1	d_2	d_1	d_2
2 $\pm 0,13$		21,2 $\pm 0,23$		32,5 $\pm 0,23$		65 $\pm 0,58$	
3,15 $\pm 0,14$		22,4 $\pm 0,24$		34,5 $\pm 0,24$		67 $\pm 0,59$	
4 $\pm 0,14$		23,6 $\pm 0,24$		36,5 $\pm 0,24$		69 $\pm 0,61$	
4,5 $\pm 0,14$		25 $\pm 0,25$		38,7 $\pm 0,25$		71 $\pm 0,63$	
5 $\pm 0,15$		26,5 $\pm 0,26$		40 $\pm 0,26$		80 $\pm 0,69$	
6 $\pm 0,15$		28 $\pm 0,28$		41,2 $\pm 0,28$		87,5 $\pm 0,75$	
6,3 $\pm 0,15$	1,8 $\pm 0,08$	30 $\pm 0,29$	2,65 $\pm 0,09$	43,7 $\pm 0,29$	3,55 $\pm 0,10$	100 $\pm 0,84$	5,3 $\pm 0,13$
8,5 $\pm 0,16$		31,5 $\pm 0,31$		45 $\pm 0,31$		125 $\pm 1,03$	
10,6 $\pm 0,18$		32,5 $\pm 0,32$		48,7 $\pm 0,32$		165 $\pm 1,31$	
11,8 $\pm 0,19$		34,5 $\pm 0,33$		50 $\pm 0,33$		200 $\pm 1,55$	
12,5 $\pm 0,19$		36,5 $\pm 0,35$		65 $\pm 0,35$		250 $\pm 1,88$	
17 $\pm 0,21$		38,7 $\pm 0,37$		92,5 $\pm 0,37$			
14 $\pm 0,19$		18 $\pm 0,21$		115 $\pm 0,37$		206 $\pm 1,59$	
15 $\pm 0,20$		19 $\pm 0,22$		150 $\pm 0,37$		230 $\pm 1,75$	
16 $\pm 0,20$		20 $\pm 0,22$		40 $\pm 0,37$		272 $\pm 2,02$	
17 $\pm 0,21$	2,65 $\pm 0,09$	22,4 $\pm 0,24$	3,55 $\pm 0,10$	45 $\pm 0,37$		315 $\pm 2,30$	7 $\pm 0,15$
18 $\pm 0,21$		23,6 $\pm 0,24$		50 $\pm 0,37$			
19 $\pm 0,22$		24,8 $\pm 0,24$		58 $\pm 0,37$			
20 $\pm 0,22$		30 $\pm 0,29$		60 $\pm 0,37$			

Matières: NBR (élastomère de butadiène-nitrile) pour des températures dès -30°C , pour étanchement de fluides à base d'huile minérale comme les huiles de moteurs jusqu'à 110°C , les huiles de boîtes à vitesses jusqu'à 90°C , pour les fluides hydrauliques jusqu'à 100°C , pour les huiles de chauffage, les graisses jusqu'à 90°C , ainsi que d'autres fluides tels que l'eau jusqu'à 100°C et l'air jusqu'à 90°C .

D'autres élastomères sont disponibles pour des cas spéciaux.

Dureté: Standard 70 DEDC¹⁾. Autres durées: 60, 80, 90 DEDC selon la vitesse de tige et la pression.

1) IRHD = International Rubber Hardness Degree conforme à ISO 48. Cette norme définit les procédés de contrôle spécialement conçus pour les joints toriques et fournit une échelle de dureté IRHD dans une plage de dureté de 0 IRHD à 100 IRHD. Pour les élastomères hautement élastiques, les échelles IRHD et les appareils de contrôle de la dureté Shore A sont comparables.

Section de Physique – SB-EPFL

EPFL

Construction mécanique

Goupilles



VSM p. 272

4	Éléments de machines
4.8	GOUPILLES CONIQUE

QUES, GOUPILLES CANNELEES

209

Exemples d'application:

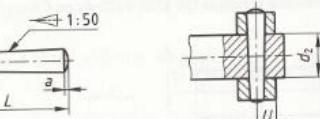


Fig. 209/1

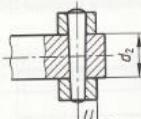


Fig. 209/2

4.8 Goupilles coniques, goupilles cylindriques, goupilles cannelées

Exemples de désignation:

Désignation complète:

Désignation abrégée:

Goupille conique ISO 2339-A-6×30-Ac
Gp co ISO 2339-A-6×30-Ac

Exécution A: $R_a = 0,8 \mu\text{m}$ rectifiée
Exécution B: $R_a = 1,6 \mu\text{m}$ tournée

Matière: Ac = Acier de décolletage
Dureté: 125 jusqu'à 245 HV

Goupille cylindrique ISO 2338-5m6×40-Ac¹⁾
Gp ISO 2338-5m6×40-Ac

Tolérance pour d_1 : m6, $R_a = 0,8 \mu\text{m}$
 h_8 , $R_a = 1,6 \mu\text{m}$
Matière: Acier A1 dureté: 125 HV 30 ... 245 HV 30
dureté: 210 HV 30 ... 280 HV 30

Goupille cannelée ISO 8744-6×40-Ac¹⁾
Gp ISO 8744-6×40-Ac

Matière: Acier A1 dureté: 125 HV 30 ... 245 HV 30
dureté: 210 HV 30 ... 280 HV 30

Tableau 209/1

Diamètre nominal	Joint torique d_2 ²⁾	b	r_1	r_2	(t_{min}) ³⁾ Echanement de			z min.
					pièces immobiles	pièces mobiles	Montage F et G	
1,8	2,5	$\pm 0,1$	0,1	0,25	1,3	1,5	1,55	2,0
2,65	3,5	$\pm 0,1$	0,1	0,25	2,05	2,35	2,4	2,5
3,85	4,5	$\pm 0,2$	0,2	0,75	2,9	3,05	3,25	3,0
5,3	7	$\pm 0,3$	0,2	0,75	4,5	4,7	4,95	3,5
7	9,5	$\pm 0,3$	0,2	0,75	6,0	6,2	6,5	4,0

Diamètre nominal	d_1	d_2	l min.	c	l	Goupilles coniques (SN EN 2239)			F_2 kN	d ~	l
						f	l	F_2 kN			
2	> 6 ... 8	4,5	0,25	10 ... 35	0,35	5	5 ... 20	2,84	0,25	8 ... 30	
2,5	> 8 ... 9	5	0,3	10 ... 35	0,4	6	5 ... 24	4,4	0,3	8 ... 30	
3	> 9 ... 12	5	0,4	12 ... 45	0,5	8 ... 30	6,4	0,4	8 ... 40		
4	> 12 ... 17	6	0,5	14 ... 55	0,63	8 ... 40	11,3	0,5	8 ... 60		
5	> 17 ... 23	7,5	0,63	18 ... 60	0,8	10 ... 50	17,6	0,63	8 ... 60		
6	> 23 ... 29	9	0,8	22 ... 90	1,2	12 ... 60	25,4	0,8	10 ... 80		
8	> 29 ... 45	11	1	22 ... 120	1,6	8 ... 40	45,2	1	12 ... 100		
10	> 45 ... 69	13	1,2	26 ... 160	2	18 ... 95	70,4	1,2	14 ... 120		
12	> 69 ... 110	15	1,6	32 ... 180	2,5	22 ... 140	101,8	1,6	14 ... 120		
16	> 110 ... 160	18	2	40 ... 200	3	26 ... 180	181	2	24 ... 120		
20	> 160	—	2,5	45 ... 200	3,5	35 ... 200	283	2,5	26 ... 120		

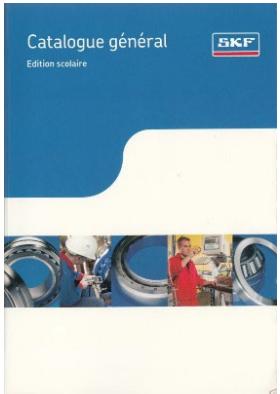
Longueurs normales pour goupilles: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 120, 140, 160, 180, 200 mm.

1) A choix: Ac ou acier austénitique non oxydable A1 selon chap. 4.6.2.

2) F = Force de cisaillement minimum sur 2 sections.

Eléments normalisés

➤ Roulements



Roulements rigides à billes 287

Roulements à billes à contact oblique 405

Roulements à rotule sur billes 469

Roulements à rouleaux cylindriques 503

Roulements à rouleaux coniques 601

Roulements à rotule sur rouleaux 695

Roulements CARB® à rouleaux toroïdaux 779

Butées à billes 837

Butées à rouleaux cylindriques 863

Butées à rotule sur rouleaux 877

Produits spécifiques 893

Mécatronique 955

Accessoires pour roulements 973

Paliers 1031

Produits de maintenance et de lubrification 1069

Autres produits SKF 1081



Types de roulements

Roulements radiaux

Roulements rigides à billes à une rangée, avec ou sans encoches de garniture, modèle de base ouvert (1) avec flange; avec flange à l'interieur (2) avec flange, couloussage segment d'arbre

à une rangée avec section lisse modèle de base ouvert (3) avec flange à l'interieur à deux rangées (4)

Roulements à billes à contact oblique à une rangée, section en V pour insertion simple modèle pour repêchage universel (5) section de prévision pour repêchage universel (6) modèle pour repêchage universel, ensemble de roulements appariés

à casier (7) avec bague intérieure en une pièce (7) modèle de base ouvert avec flange à l'interieur avec paliers à l'interieur avec bague intérieure en deux pièces

Voir en page → page 31

Roulements radiaux

Roulements à rouleaux cylindriques à billes (8) à alésage cylindrique ou sur que type NU (17) type NJ (18) type NUP (19)

à quatre rangées (9) à alésage cylindrique ou conique modèle ouvert (19) avec flange à l'interieur

Roulements à rouleaux cylindriques joints à une rangée type NCF (20) type NJS (21)

à deux rangées (22) avec équilibrage fixe sur la bague avec entraînement lors des bagues intérieures et extérieures avec joint à l'interieur (23)

Ensemble cage-rouilles (24) à deux rangées (25)

Rouilles à aiguilles sans fond (26) à une rangée unique (26a) avec joint à l'interieur (27)

Voir en page → page 31

Types de roulements

Roulements radiaux

Douilles à aiguilles avec fond²¹ à une rangée avec ou sans encoches de base ouvert (28) avec joint à l'interieur (29)

Roulements à aiguilles avec épaulement²² à une rangée avec ou sans bague intérieure (30) avec bague intérieure (31) avec joint à l'interieur (32)

Roulements à aiguilles sans épaulement²³ à une ou deux rangées avec ou sans bague intérieure (32) sans bague intérieure (33)

Roulements à aiguilles à auto-alignement²⁴ sans bague intérieure avec ou sans bague extérieure (34)

Roulements à aiguilles combinés²⁵ Roulement à aiguilles à contact oblique à simple effet (35) à double effet (36)

Roulements à aiguilles/rubans à billes avec ou sans bague intérieure (37) avec joint à l'interieur pour la cage avec ou sans cage (38) sans cage

Voir en page → page 31

Roulements radiaux

Roulements à aiguilles/rubans à billes avec ou sans cage (39) sans cage (40)

Roulements à rouleaux coniques à une rangée roulements simples (41) renommés de plusieurs types disposés en C disposés en T

à deux rangées²⁶ configuration 00 (empilage en O) (43) configuration 001 (disposition en X) (44)

à trois rangées²⁷ configuration T03 (45) configuration T01 (46)

Roulements à rouleaux sur rouleaux à alésage cylindrique ou conique modèles de base ouverts (46) avec joints à l'interieur (47)

Roulements CARB à rouleaux toroïdaux à alésage cylindrique ou conique modèles de base ouverts à jet de roulement et débris par la cage (48) à rouleaux ouverts avec joints à l'interieur (49)

Voir en page → page 31



Roulements rigides à billes à une rangée

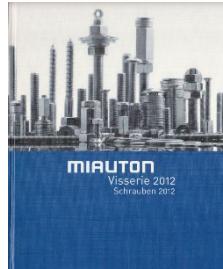


Dimensions d'assemblage

d	D	B	C	H	Dimensions	Chargé de Lour.	Limite de charge	Vibrações de reposo	Pression	Marque	Désignation	Dimensions	Chargé de charge	Coeficiente de carreg.
mm	mm	mm	mm	mm		N/mm	N/mm	N/mm	N/mm			mm	N/mm	N/mm
3	13	4	11.9	1.14	1.14	0.017	0.016	0.015	0.015	5	423	1.14	0.020	1.14
4	9	5.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	10	423	1.14	0.020	1.14
5	12	6.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	15	423	1.14	0.020	1.14
6	15	8.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	20	423	1.14	0.020	1.14
7	17	10.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	25	423	1.14	0.020	1.14
8	20	12.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	30	423	1.14	0.020	1.14
9	22	14.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	35	423	1.14	0.020	1.14
10	25	16.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	40	423	1.14	0.020	1.14
11	27	18.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	45	423	1.14	0.020	1.14
12	30	20.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	50	423	1.14	0.020	1.14
13	32	22.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	55	423	1.14	0.020	1.14
14	35	24.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	60	423	1.14	0.020	1.14
15	37	26.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	65	423	1.14	0.020	1.14
16	40	28.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	70	423	1.14	0.020	1.14
17	42	30.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	75	423	1.14	0.020	1.14
18	45	32.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	80	423	1.14	0.020	1.14
19	47	34.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	85	423	1.14	0.020	1.14
20	50	36.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	90	423	1.14	0.020	1.14
21	52	38.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	95	423	1.14	0.020	1.14
22	55	40.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	100	423	1.14	0.020	1.14
23	57	42.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	105	423	1.14	0.020	1.14
24	60	44.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	110	423	1.14	0.020	1.14
25	62	46.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	115	423	1.14	0.020	1.14
26	65	48.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	120	423	1.14	0.020	1.14
27	67	50.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	125	423	1.14	0.020	1.14
28	70	52.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	130	423	1.14	0.020	1.14
29	72	54.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	135	423	1.14	0.020	1.14
30	75	56.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	140	423	1.14	0.020	1.14
31	77	58.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	145	423	1.14	0.020	1.14
32	80	60.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	150	423	1.14	0.020	1.14
33	82	62.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	155	423	1.14	0.020	1.14
34	85	64.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	160	423	1.14	0.020	1.14
35	87	66.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	165	423	1.14	0.020	1.14
36	90	68.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	170	423	1.14	0.020	1.14
37	92	70.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	175	423	1.14	0.020	1.14
38	95	72.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	180	423	1.14	0.020	1.14
39	97	74.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	185	423	1.14	0.020	1.14
40	100	76.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	190	423	1.14	0.020	1.14
41	102	78.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	195	423	1.14	0.020	1.14
42	105	80.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	200	423	1.14	0.020	1.14
43	107	82.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	205	423	1.14	0.020	1.14
44	110	84.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	210	423	1.14	0.020	1.14
45	112	86.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	215	423	1.14	0.020	1.14
46	115	88.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	220	423	1.14	0.020	1.14
47	117	90.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	225	423	1.14	0.020	1.14
48	120	92.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	230	423	1.14	0.020	1.14
49	122	94.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	235	423	1.14	0.020	1.14
50	125	96.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	240	423	1.14	0.020	1.14
51	127	98.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	245	423	1.14	0.020	1.14
52	130	100.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	250	423	1.14	0.020	1.14
53	132	102.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	255	423	1.14	0.020	1.14
54	135	104.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	260	423	1.14	0.020	1.14
55	137	106.9	2.11	0.78	2.11	0.027	0.026	0.025	0.025	265	423	1.14	0.020	

Eléments normalisés

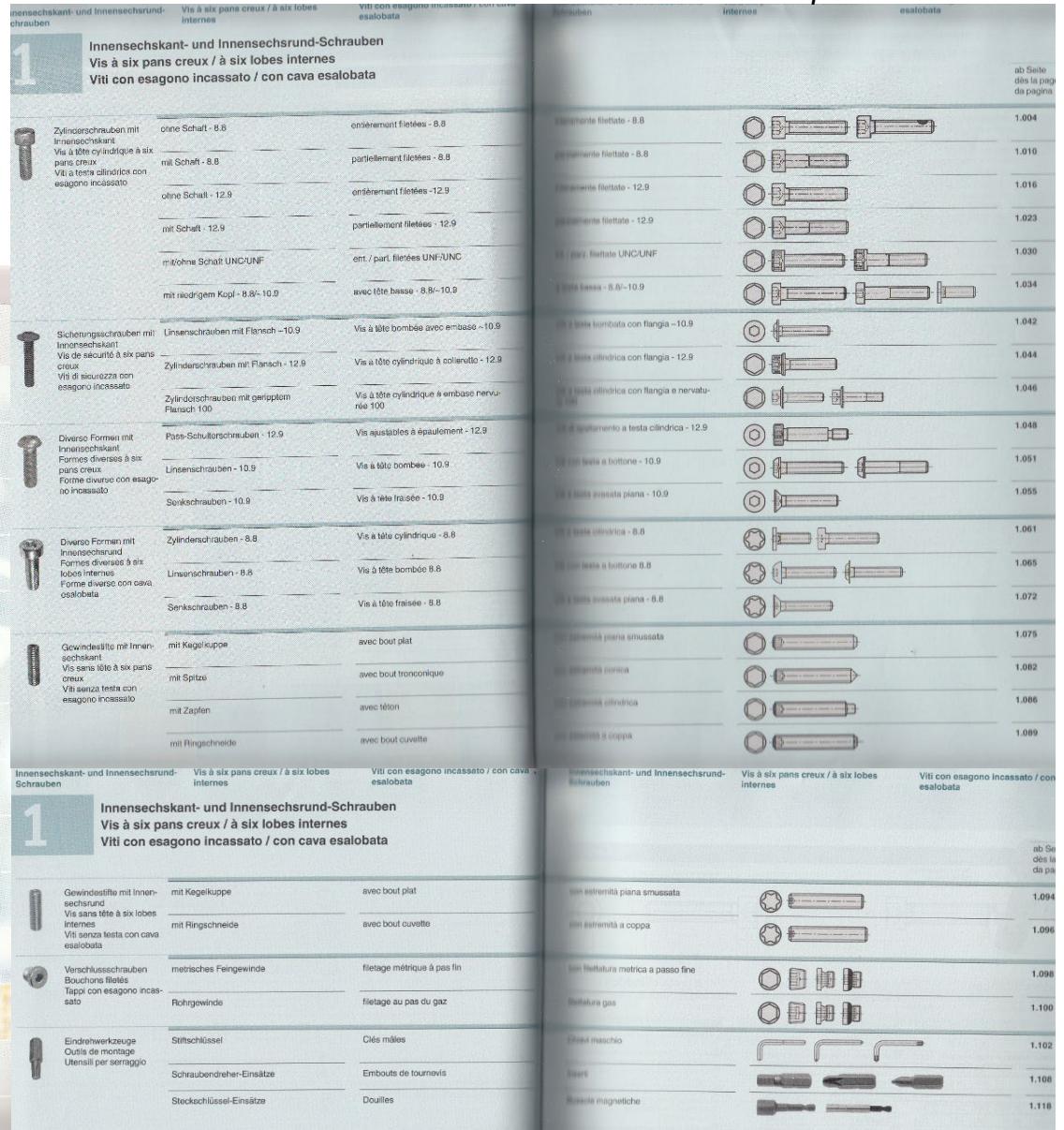
➤ Miauton



BRW

Section de Physique – SB-EPFL
Construction mécanique

EPFL



- *Cours de construction mécanique*

Simulation par éléments finis

- Principe
- Contraintes & limites
- Hypothèses & Vérifications
- Modélisation & Maillage
- Solveurs
- Analyse des Résultats

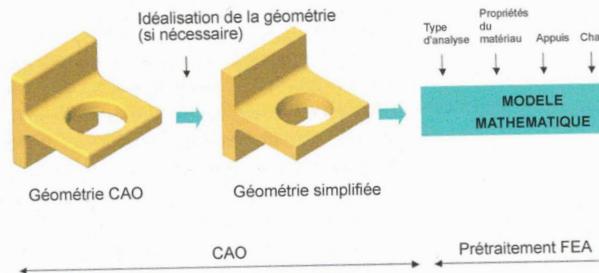
Simulation par éléments finis

➤ Principe:

Discrétisation -> Stratégie -> Simplifications (Solidworks simulation pp. 12-22)

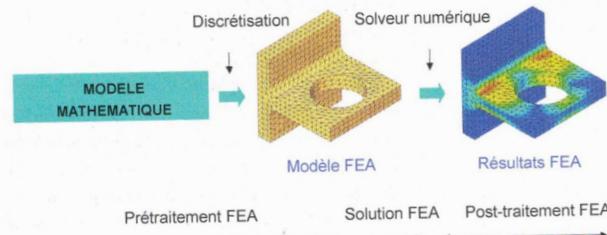
Après avoir préparé une géométrie qui soit maillable, mais qui n'est pas encore maillée, nous devons définir les propriétés de matériau, les charges, les déplacements imposés et les contraintes, ainsi que fournir des informations sur le type d'analyse qui nous intéresse.

Cette procédure est la dernière étape de la création d'un modèle mathématique. Comme vous l'aurez constaté, la création du modèle mathématique n'est pas un processus spécifique à l'analyse par éléments finis. A ce stade, l'analyse par éléments finis n'entre pas encore en jeu.



Créer un modèle d'éléments finis

A présent, nous fractionnons le modèle mathématique en éléments finis par discréttisation ou maillage. La discréttisation est visuellement représentée par le maillage de la géométrie. Toutefois, les charges et les appuis sont également discréttisés. Une fois le modèle maillé, les charges et les appuis discréttisés sont appliqués aux noeuds du maillage à éléments finis.



Résoudre le modèle d'éléments finis

Après avoir créé le modèle d'éléments finis, nous faisons appel à un solveur présent dans SOLIDWORKS Simulation pour générer les données qui nous intéressent.

Types d'éléments disponibles dans SOLIDWORKS Simulation

Cinq types d'éléments sont disponibles dans SOLIDWORKS Simulation : les éléments tétraédriques volumiques de premier ordre, ceux de deuxième ordre, les éléments coque triangulaires de premier ordre et ceux de deuxième ordre et les éléments poutre à deux noeuds. Les paragraphes suivants les décrivent dans cet ordre.

Dans SOLIDWORKS Simulation, les éléments de premier ordre sont des éléments de **qualité moyenne** et ceux de deuxième ordre des éléments de **haute qualité**.

Les éléments tétraédriques (de qualité moyenne) de premier ordre modélisent les champs des déplacements de premier ordre (linéaires) dans leur volume, le long des faces et des arêtes. Les champs des déplacements linéaires (de premier ordre) donnent leur nom aux éléments : éléments de premier ordre. S'il vous reste quelques notions de *Résistance des matériaux*, la déformation est la dérivée première du déplacement. De ce fait, la déformation (obtenue par dérivation du déplacement) et, par conséquent, la contrainte sont constantes dans les éléments tétraédriques de premier ordre.

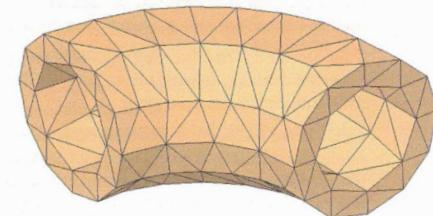
Chaque élément tétraédrique de premier ordre a un total de quatre noeuds, un par sommet. Chaque noeud a trois degrés de liberté, ce qui signifie que les déplacements des noeuds peuvent être entièrement décrits par trois composantes de translation. Une description plus détaillée des degrés de liberté vous est donnée plus loin dans ce chapitre.

Les arêtes des éléments de premier ordre sont droites et les faces planes. Ces arêtes et ces faces doivent rester droites et planes une fois que les éléments sont déformés sous l'effet d'une charge.

Cette situation impose une limitation très stricte à la capacité d'un maillage créé avec des éléments de premier ordre pour modéliser les champs de déplacements et de contraintes, quelle que soit la complexité réelle. En outre, les arêtes droites et les faces planes ne correspondent pas convenablement à une géométrie de coude.

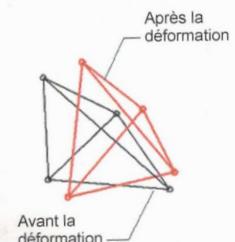
La figure suivante, qui présente une géométrie de coude, illustre l'absence d'association entre une part des arêtes droites et des faces planes et d'autre part une géométrie de coude qui utilise des éléments tétraédriques de premier ordre.

Pour les besoins de la démonstration, des éléments extrêmement grands (par rapport à la taille du modèle) sont utilisés pour ce maillage. Ce maillage ne serait pas suffisamment fin pour n'importe quel type d'analyse.



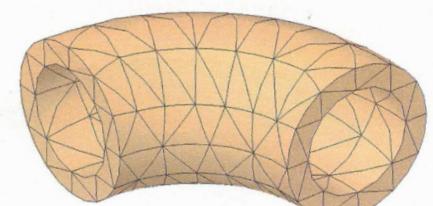
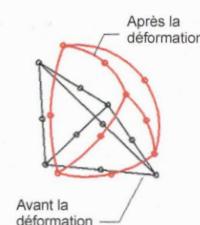
Les éléments tétraédriques de deuxième ordre (de haute qualité) modélisent les champs de déplacements de deuxième ordre (parabolique) et par conséquent les champs de contraintes de premier ordre (linéaire). Sachez que la dérivée d'une fonction parabolique est une fonction linéaire. Les champs de déplacements de deuxième ordre donnent leur nom aux éléments : éléments de deuxième ordre.

Chaque élément tétraédrique de deuxième ordre a dix noeuds (quatre aux angles et six au centre de chaque côté) et chaque noeud a trois degrés de liberté.



Les arêtes et les faces des éléments volumiques de deuxième ordre peuvent revêtir des formes de coude si les éléments doivent être associés à une géométrie de coude ou durant la déformation si les éléments sont déformés sous l'effet d'une charge.

Ainsi, ces éléments sont précisément associés à la géométrie de coude, comme l'illustre la même géométrie de coude.



Simulation par éléments finis

➤ Principe

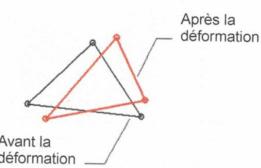
Nous rappelons que pour les besoins de la démonstration, des éléments extrêmement grands (par rapport à la taille du modèle) sont utilisés pour ce maillage. Ce maillage n'est pas suffisamment fin pour l'analyse, même s'il utilise des éléments de deuxième ordre qui nécessitent un maillage beaucoup moins fin que ceux de premier ordre.

Pour obtenir des résultats de contraintes précis, il est généralement conseillé d'utiliser au moins deux couches d'éléments de deuxième ordre sur l'épaisseur de la paroi.

Grâce à leur meilleure capacité de projection et à leur faculté de modéliser le champ des déplacements de deuxième ordre, les éléments tétraédriques de deuxième ordre sont utilisés pour une grande partie des analyses dans SOLIDWORKS Simulation, même s'ils demandent des calculs plus longs que les éléments tétraédriques de premier ordre.

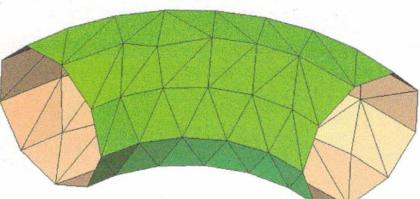
Similaires aux éléments volumiques de premier ordre, les éléments coque triangulaires de premier ordre modélisent les champs de déplacements linéaires ainsi que les déformations et les contraintes constantes le long des faces et des arêtes. Les arêtes des éléments coque de premier ordre sont droites et doivent le rester lorsque les éléments sont déformés.

Chaque élément coque de premier ordre a trois nœuds (à tous les angles) et chaque nœud a six degrés de liberté, ce qui signifie que ses déplacements sont entièrement décrits par trois composantes de translation et trois composantes de rotation.



Si nous représentons le coude avec une surface du plan médian et le maillon avec des éléments coque de premier ordre, notez le manque de précision dans l'association entre les éléments coque et la géométrie de coude.

Ce résultat ressemble à celui démontré précédemment concernant l'association entre des éléments de premier ordre et une géométrie de coude.



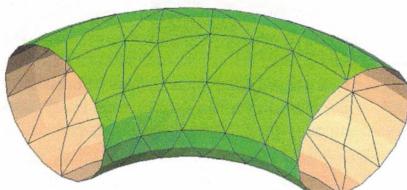
Eléments coque triangulaires de deuxième ordre

Comme les éléments volumiques de premier ordre précités, tous les éléments coque sont trop grands pour une analyse réelle. Dans l'illustration, des couleurs différentes sont utilisées pour faire la distinction entre la face supérieure (en marron) de l'élément et la face inférieure (en vert). L'orientation et les couleurs sont arbitraires. Vous pouvez les modifier en inversant les éléments coque. Elles ne font aucunement référence à l'orientation ou à la géométrie du modèle.

Les éléments coque triangulaires de deuxième ordre (de haute qualité) modélisent les champs de déplacements de deuxième ordre et les champs de contraintes de premier ordre (linéaires).

Chaque élément coque de deuxième ordre a six nœuds : trois aux angles et trois au centre de chaque côté. Les arêtes et les faces des éléments coque de deuxième ordre peuvent revêtir des formes de coude dans le processus de maillage si les éléments doivent être associés à une géométrie de coude ou durant la déformation si les éléments sont déformés sous l'effet d'une charge.

Ce maillage d'éléments coque créé avec des éléments de deuxième ordre est associé avec précision à une géométrie de coude comme l'illustre le modèle coudé.



Eléments poutre

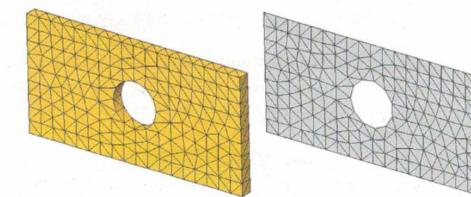
Bien que ce maillage soit très pratique pour mettre en évidence les capacités de projection, la taille d'élément est trop grande pour l'analyse, même si le maillage utilise des éléments coque de deuxième ordre qui nécessitent un maillage beaucoup moins fin que les éléments coque de premier ordre.

Contrairement aux éléments volumiques et aux éléments coque de premier ordre, les éléments poutre à deux nœuds modélisent les deux flèches hors plan sous la forme de fonctions cubiques tandis que les translations axiales et les termes de torsion le sont sous la forme de fonctions linéaires. Un élément poutre à deux nœuds présente initialement une forme droite mais peut avoir la forme d'une fonction cubique après déformation.

Chaque élément poutre à deux nœuds possède six degrés de liberté à chaque nœud d'extrémité : trois translations et trois rotations.

Les considérations concernant l'association des éléments volumiques et des éléments coque de premier ordre au maillage s'appliquent aussi aux éléments poutre à deux nœuds.

Certaines classes de formes peuvent être modélisées à l'aide d'éléments volumiques ou coque, tels que le modèle coulé traité plus haut. Le choix du type d'élément, volumique tétraédrique ou coque triangulaire, utilisé pour la modélisation peut dépendre des objectifs de l'analyse. Toutefois, le plus souvent, c'est la nature de la géométrie qui dicte le type d'élément à utiliser pour le maillage. Par exemple, les pièces moulées seront maillées avec des éléments volumiques alors qu'une tôle de métal le sera avec des éléments coque.



Une plaque percée, traitée dans la leçon suivante, peut être maillée avec des éléments volumiques créés par maillage d'une géométrie de solides ou avec des éléments coque créés par maillage d'une surface médiane.

Les éléments de premier ordre, volumiques ou coques, s'utilisent uniquement dans des études préliminaires avec des objectifs particuliers, par exemple, celui de vérifier les directions des charges ou des déplacements imposés ou encore de calculer des forces de réaction.

Il faut utiliser des éléments de haute qualité pour la modélisation des études prêtes aux derniers calculs (par exemple celles dans lesquelles la configuration adéquate a été vérifiée à l'aide d'éléments de qualité moyenne) et celle des études qui s'intéressent à la distribution des contraintes (particulièrement à travers l'épaisseur de la pièce).

Simulation par éléments finis

➤ Contraintes & limites

Interprétation des résultats de l'analyse par éléments finis

Les résultats de l'analyse par éléments finis sont fournis soit sous la forme de déplacements, contraintes et déformations pour une analyse structurelle, soit sous la forme de températures, gradients de température et flux de chaleur pour une analyse thermique. Tournons-nous à présent vers l'analyse structurelle qui est plus intuitive. Comment déterminer si une conception a réussi ou échoué ?

Pour répondre à ces questions, nous devons établir certains critères afin d'interpréter les résultats de l'analyse par éléments finis. Il peut s'agir de déformation maximale acceptable, de contrainte maximale ou de fréquence naturelle acceptable.

Bien que les critères de déplacement ou de fréquence soient faciles à établir, ceux des contraintes le sont beaucoup moins. Supposons que nous menons une analyse des contraintes pour savoir si elles sont comprises dans une plage acceptable. Pour évaluer les résultats des contraintes, nous devons comprendre ce qui conduirait à une éventuelle rupture. Si la pièce se casse, quelle composante de contrainte en serait à l'origine ?

Il s'agit là d'un sujet que nous n'aborderons pas dans le présent manuel. Il est traité dans quasiment tous les ouvrages de résistance des matériaux. Ici, nous préférons limiter la discussion à l'identification des différences entre les contraintes de von Mises et les contraintes principales, qui sont les deux mesures de contrainte les plus adoptées pour évaluer la sécurité d'une structure.

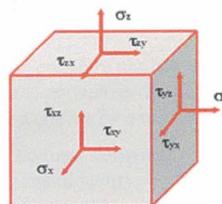
La contrainte de von Mises, ou d'Huber, est une mesure de contrainte qui tient compte des six composantes de contrainte d'un état 3D général de contrainte.

Deux composantes de contrainte de cisaillement et une composante de contrainte normale sont exercées sur un cube élémentaire. Du fait des conditions d'équilibre, l'état 3D général de la contrainte est caractérisé par seulement six composantes de contrainte en raison des égalités :

$$\tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{yz} = \tau_{zy}, \tau_{xz} = \tau_{zx}$$

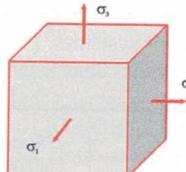
L'équation de la contrainte de von Mises peut être exprimée par des composantes de contrainte définies dans un système de coordonnées global sous la forme :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{0.5[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$



Contraintes principales : P1, P2 et P3

L'état de contrainte peut également être décrit par trois composantes de contraintes principales : $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ dont les directions sont la normale aux faces d'un cube élémentaire subissant les contraintes.



La contrainte de von Mises est ensuite exprimée sous la forme :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{0.5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$$

Vous remarquerez que la contrainte de von Mises est une valeur scalaire non négative. La contrainte de von Mises est une mesure de contrainte couramment utilisée car la sécurité structurelle de nombreux matériaux qui possèdent des propriétés élastoplastiques, comme l'acier, est parfaitement décrite par la grandeur des contraintes de von Mises.

En ce qui concerne ces matériaux, le coefficient de sécurité à la limite d'élasticité ou à la limite de rupture se calcule en divisant la contrainte limite (aussi appelée limite élastique) ou la limite de rupture (résistance à la rupture) du matériau par la contrainte de von Mises.

Dans SOLIDWORKS Simulation, les contraintes principales sont représentées par P1, P2 et P3.

La contrainte P1, généralement de type traction, est utilisée pour évaluer les contraintes dans des pièces faites d'un matériau cassant, dont la sécurité s'associe davantage à une contrainte P1 qu'à une contrainte de von Mises. La contrainte P3 permet d'examiner des contraintes de type pression et compression.

➤ Milieu homogène

➤ Contrainte linéaire

➤ Petites déformations

➤ Charges statiques

➤ Modélisation simplifié de l'environnement

Simulation par éléments finis

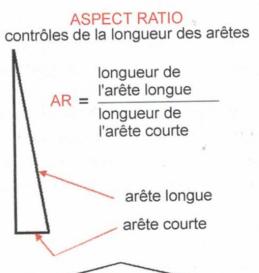
➤ Hypothèses & Vérifications (Solidworks simulation pp. 520-530)

Vérification de l'aspect ratio

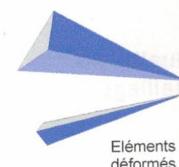
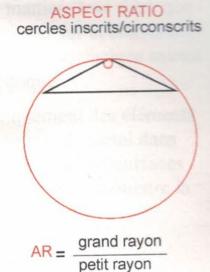
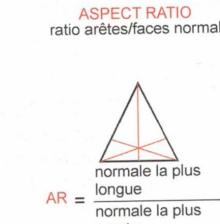
Vous obtenez une meilleure précision numérique avec un maillage d'éléments tétraédriques ou triangulaires uniformes et parfaits, dont les arêtes sont de même longueur. Dans le cadre d'une géométrie générale, il est impossible de créer un maillage d'éléments tétraédriques parfaits. En raison des petites arêtes, de la géométrie de courbes, des entités fines et des angles saillants, certains éléments générés risquent de présenter des arêtes beaucoup plus longues que d'autres. Dans ce cas, la précision des résultats se détériore.

L'aspect ratio d'un élément tétraédrique parfait sert de base au calcul des aspects ratios d'autres éléments. Pour un élément tétraédrique parfait, l'aspect ratio désigne le rapport entre l'arête la plus longue et la normale la plus courte projetée depuis un sommet vers la face opposée normalisée. Par définition, l'aspect ratio d'un élément tétraédrique parfait est de 1,0. La vérification de l'aspect ratio est mise automatiquement en œuvre par le programme pour contrôler la qualité du maillage ; elle suppose la présence d'arêtes droites reliant les nœuds aux quatre angles.

Dans le cadre de cette vérification, SOLIDWORKS Simulation effectue un contrôle de la longueur des arêtes, du rayon du cercle inscrit et circonscrit et un contrôle de la longueur des normales.



Cette mesure de l'aspect ratio ne reconnaît pas les éléments "plats" comme étant incorrects.



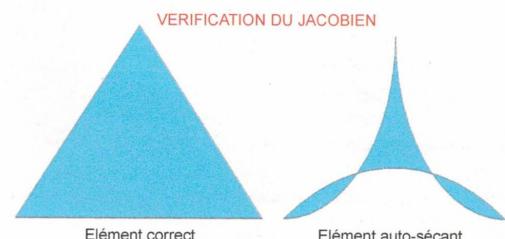
Vérification du Jacobien

Les éléments de deuxième ordre sont associés à une géométrie de courbes de manière beaucoup plus précise que les éléments linéaires de même taille. Les nœuds au centre de chaque côté des arêtes aux limites d'un élément sont placés sur la géométrie réelle du modèle. Dans le cas de limites saillantes ou de courbes, le fait de placer des nœuds au centre de chaque côté sur la géométrie réelle peut aboutir à des éléments déformés dont les arêtes se chevauchent.

Le Jacobien d'un élément extrêmement déformé devient négatif. Un élément dont le Jacobien est négatif entraîne l'arrêt du programme d'analyse.

La vérification du Jacobien tient compte d'un nombre de points situés dans chaque élément. Comme base de la vérification du Jacobien, SOLIDWORKS Simulation vous propose un choix de 4, 16 ou 29 points de Gauss ou l'option **Aux nœuds**.

Le coefficient du Jacobien de 1,0 est donné à un élément tétraédrique parabolique dont les nœuds au centre de chaque côté sont situés exactement au milieu des arêtes droites. Le coefficient du Jacobien augmente avec la courbure des arêtes. Le coefficient du Jacobien à un point à l'intérieur de l'élément fournit une mesure du degré de déformation de l'élément à cet endroit. SOLIDWORKS Simulation calcule le coefficient du Jacobien du nombre sélectionné de points de Gauss pour chaque élément tétraédrique.

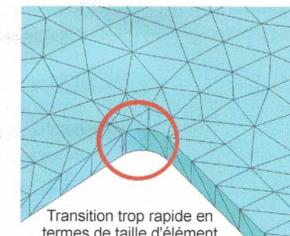


Un coefficient du Jacobien inférieur ou égal à 40 est en principe acceptable. SOLIDWORKS Simulation ajuste automatiquement les emplacements des nœuds au centre de chaque côté des éléments déformés pour garantir que tous les éléments font l'objet d'une vérification du Jacobien.

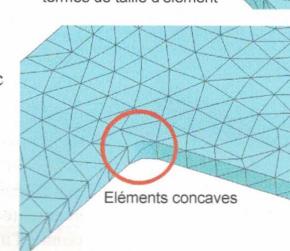
Même si cette vérification de la qualité du maillage ne génère aucun avertissement, il convient d'éviter les éléments trop concaves. Pour ce faire, vous appliquez des contrôles de maillage ou modifiez la taille d'élément globale.

Remarque

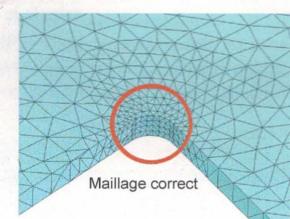
SOLIDWORKS Simulation tente de placer deux éléments sur un arc de 90°. Ce processus, combiné à une taille d'élément trop importante, risque de générer le placement de très petits éléments à côté des grands.



Si l'arc est supérieur à 90°, un seul élément est placé dessus, ce qui entraîne la création d'éléments avec des faces concaves.



L'application de contrôles de maillage (ici à la face arrondie) permet de générer un maillage correct.

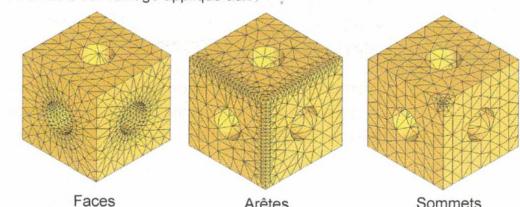


Contrôles de maillage

Nous avons mis en pratique l'application des contrôles de maillage dans plusieurs leçons. Examinons-les dès maintenant.

En principe, les contrôles de maillage peuvent être appliqués à des faces, des arêtes, des sommets et à des composants d'assemblage.

Contrôle de maillage appliqué aux :

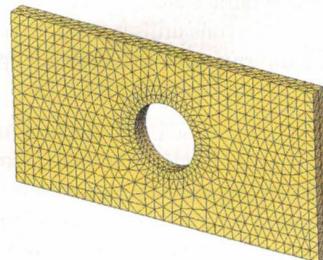


Simulation par éléments finis

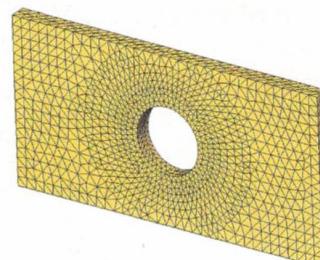
➤ Modélisation & Maillage

L'application de contrôles de maillage à une pièce revient à définir les paramètres suivants :

- La taille d'élément sur l'entité sélectionnée.
- Le rapport de la taille d'élément entre les couches.



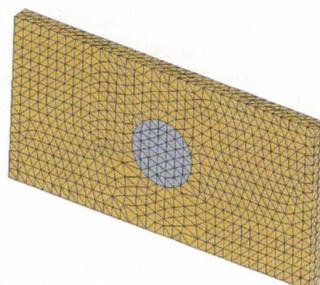
Rapport de la taille d'élément entre les couches = 1,5



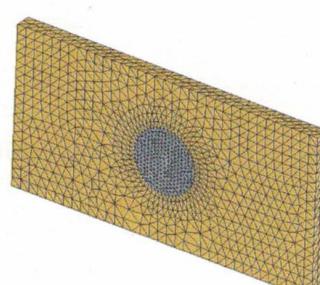
Rapport de la taille d'élément entre les couches = 1,1

La définition des contrôles de maillage appliqués à un composant revient à spécifier l'**Importance du composant** qui, en fonction de la position du curseur, indique au mailleur d'utiliser une taille d'élément différente pour chaque composant sélectionné.

L'extrémité gauche du curseur correspond à l'utilisation d'une taille d'élément globale par défaut de l'assemblage. L'extrémité droite du curseur correspond à l'utilisation d'une taille d'élément par défaut si le composant est maillé seul.



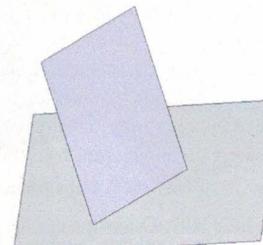
Importance du composant faible



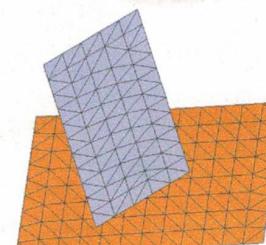
Importance du composant élevée

Si l'option **Utiliser la même taille d'élément** est sélectionnée, tous les composants sélectionnés sont maillés avec la taille d'élément spécifiée dans la fenêtre **Contrôle de maillage**.

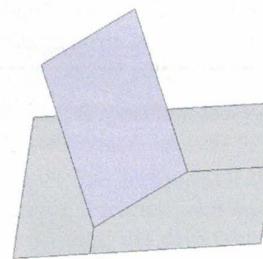
Si une géométrie surfacique doit être maillée, vous pouvez être amené à utiliser des lignes de séparation aux endroits où les surfaces se rencontrent pour garantir l'alignement des nœuds, ainsi que la compatibilité du maillage. Cependant, un maillage incompatible avec des noeuds mal alignés n'est pas non plus permis.



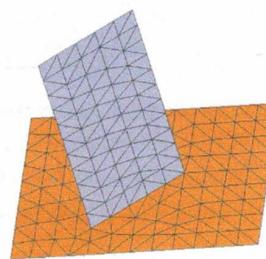
Pas de ligne de division



Maillage incompatible



Lignes de division ajoutées



Maillage compatible

Le maillage est l'étape la plus critique du processus d'obtention d'une solution. La taille maximale du maillage, c'est-à-dire la plus petite taille d'élément qui peut être utilisée, dépend de la taille de la mémoire RAM.

Plus elle est importante, meilleures seront les performances. Nous vous conseillons au minimum 2 Go pour travailler sur des modèles réels et complexes.

Simulation par éléments finis

➤ Solveurs & convergence

Solveurs dans SOLIDWORKS Simulation

Après avoir maillé le modèle, il ne nous reste plus qu'une seule étape pour obtenir une solution.

Généralement, si un modèle peut être maillé, il peut être résolu. La résolution est une étape moins cruciale que le maillage.

Cependant, plusieurs difficultés risquent de survenir. Le solveur peut détecter des problèmes liés à la définition du modèle. Par exemple, le matériau ou les chargements n'ont pas été spécifiés. Les types de difficultés rencontrées lors de la résolution dépendent évidemment du type d'analyse (statique, fréquentielle, etc.).

Le solveur peut également détecter des mouvements rigides en raison de déplacements imposés insuffisants. Vous pouvez remédier aux mouvements rigides à l'aide des options du solveur, comme **Utiliser une faible raideur pour stabiliser le modèle** ou **Utiliser la relaxation inertie**.

Les options du solveur qui vous sont proposées dépendent du type d'analyse.

Analyse statique	Analyse fréquentielle	Analyse de flambage
Faible raideur	Faible raideur	Faible raideur
Effets dans le plan	Effets dans le plan	
Relaxation inertie		

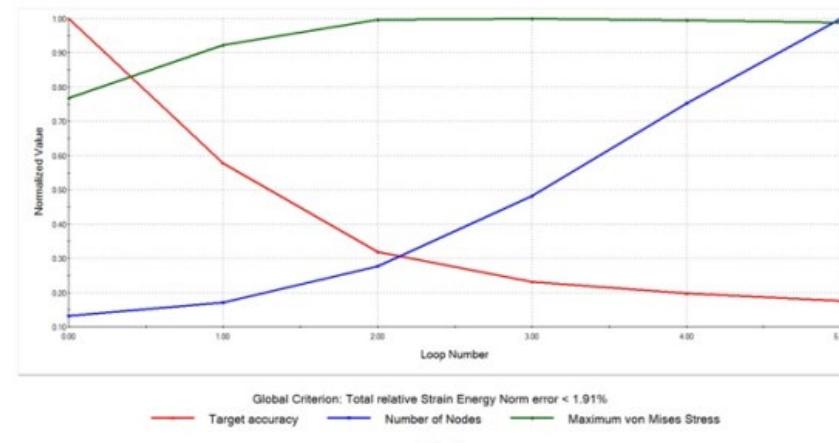
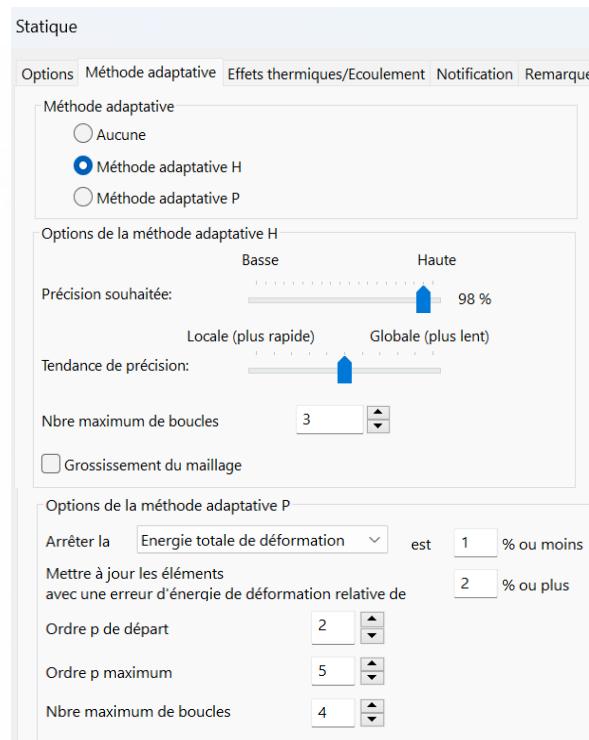
Le modèle maillé est présenté au solveur sous la forme de multiples équations algébriques linéaires. Ces équations peuvent être résolues à l'aide de deux catégories de méthodes : directe et itérative.

La méthode directe résout les équations à l'aide de techniques numériques exactes. La méthode itérative les résout à l'aide de techniques d'approximation pour lesquelles, dans chaque itération, une solution hypothétique est émise et les erreurs associées sont évaluées. Les itérations se poursuivent jusqu'à ce que les erreurs deviennent acceptables.

Les simulations peuvent également être résolues depuis un autre ordinateur avec SOLIDWORKS Simulation Network Manager si SOLIDWORKS Simulation Premium est installé sur les deux ordinateurs.

SOLIDWORKS Simulation présente quatre solveurs :

- Solveur Direct
- Direct de problème volumineux
- Intel Direct Sparse
- FFEPlus (itératif)



- Déplacements et contraintes augmentent en affinant le maillage
- Calcul des déplacements (polynomial 2^{ème} ordre)
- Puis des contraintes
- Limite itérative converge vers la solution
- Adaptive H (amélioration du maillage)
- Adaptive P (augmentation du degré polynomial)

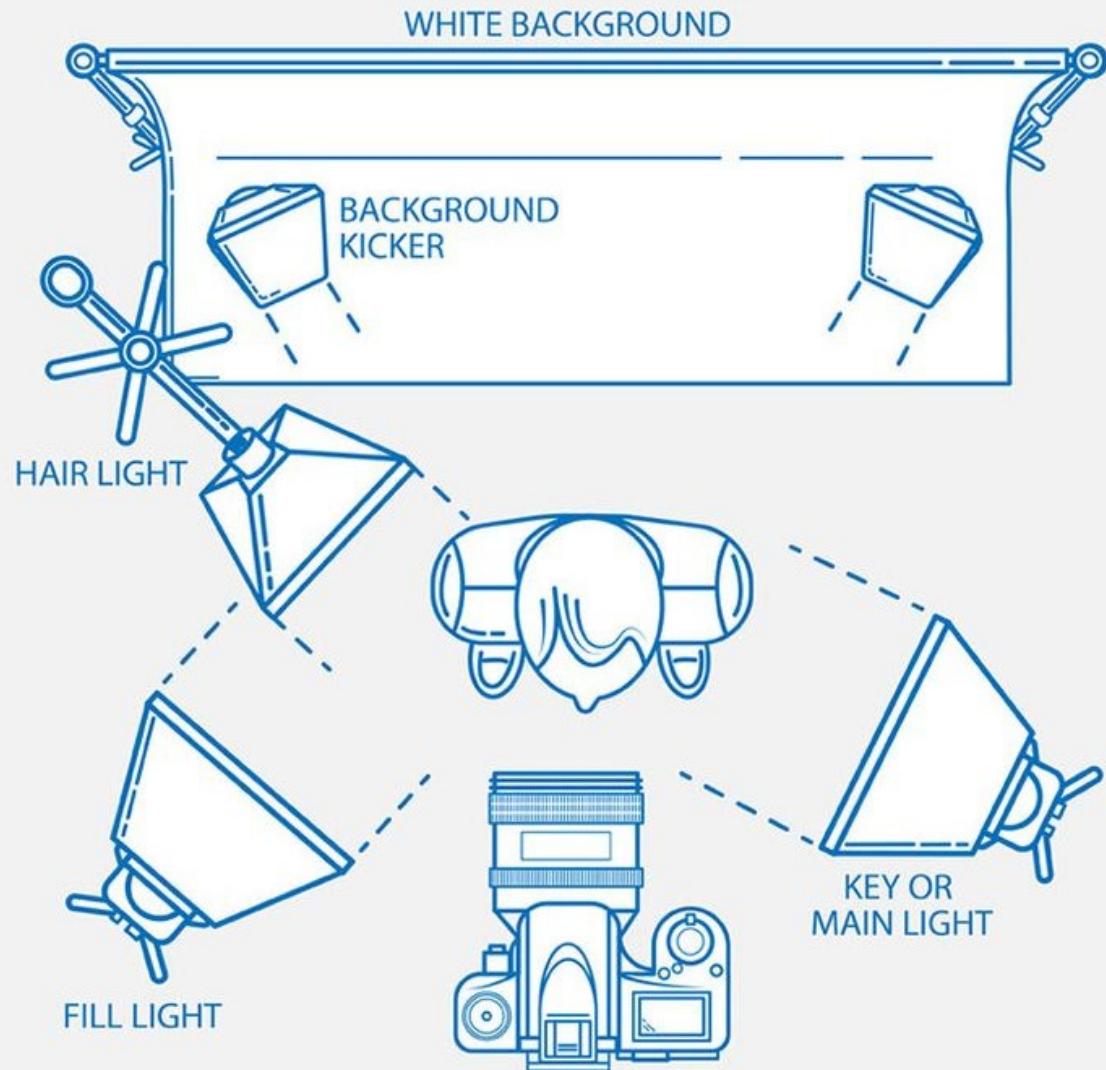
- *Cours de construction mécanique*

Rendu Photo

- Matériaux
- Éclairage
 - https://youtu.be/IhZ_w4v4rCQ?si=K5-cP53dRW0B52XH&t=749
- Scène
 - https://youtu.be/IhZ_w4v4rCQ?si=Zwl3Vc7RUB9oP3ar&t=89
- Caméra
- Blum
 - https://youtu.be/IhZ_w4v4rCQ?si=4XjeGGq5T2LUz9l0&t=2097
 - Luxology.com

Rendu

➤ Éclairage



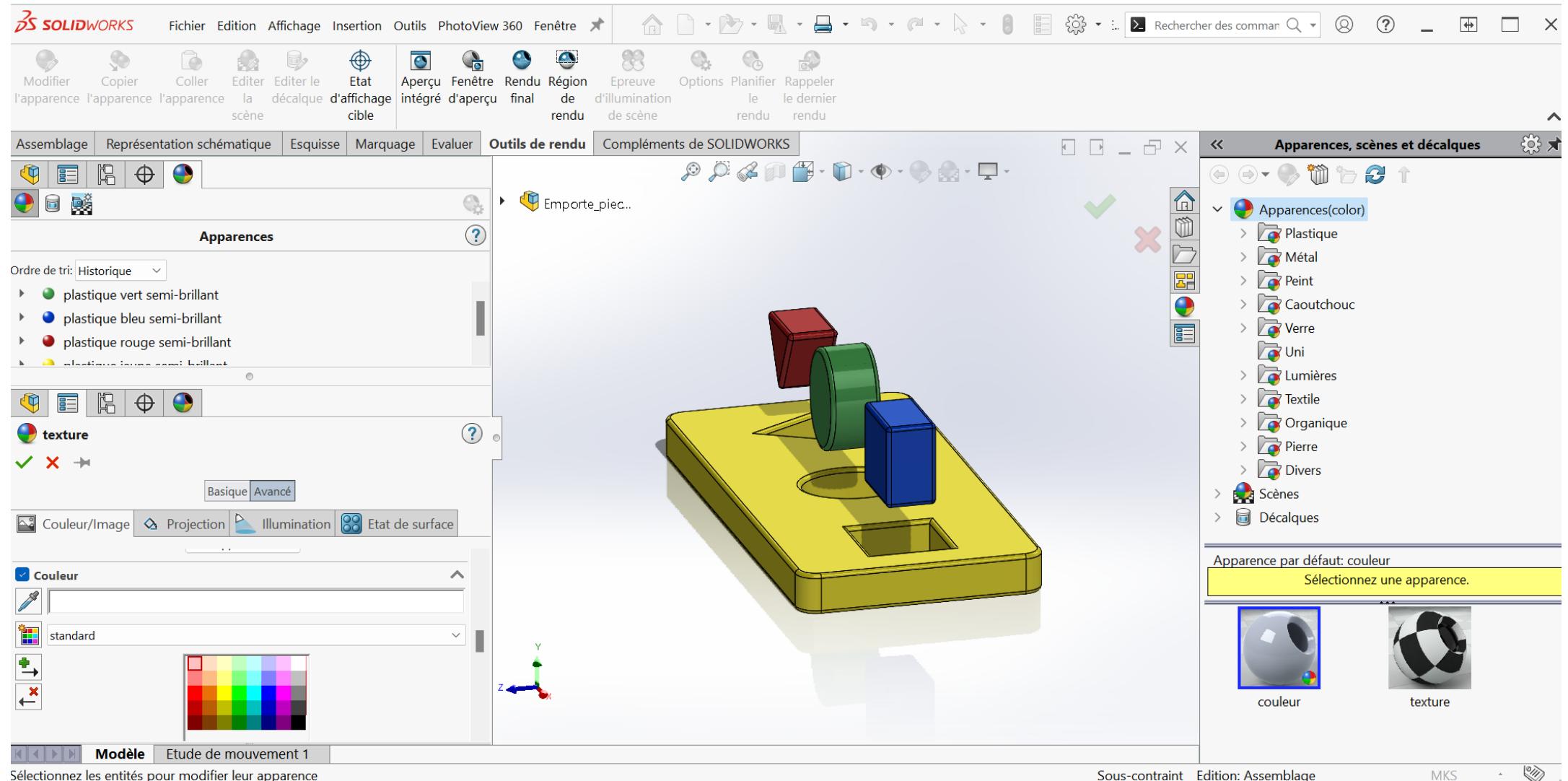
Rendu

➤ Scène



Rendu

➤ Matériaux



Section de Physique – SB-EPFL

Construction mécanique

EPFL

➤ Caméra

