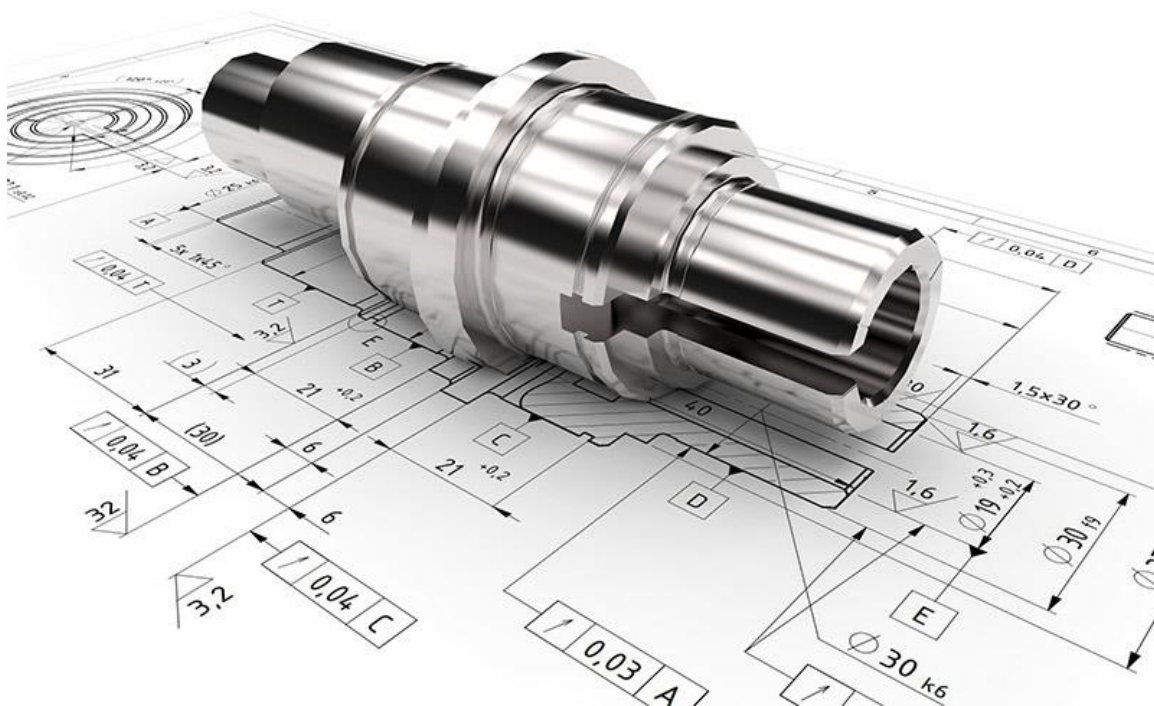




Mé121 – Outils de conception



Notes de cours et exercices associés

Anthony VAN WAMBEKE

Table des matières

1	Etude des systèmes et des mécaniques	4
1.1	Schéma technologique	4
1.1.1	Classes d'équivalence cinématique (CEC).....	4
1.1.2	Schéma technologique	7
1.1.3	Représentation d'éléments standards.....	7
1.1.4	Exercice.....	10
1.2	Modélisation des contacts entre solides	11
1.2.1	Graphe de structure	11
1.2.2	Exercice.....	12
1.2.3	Identification des liaisons entre solide ou entre CEC.....	12
1.2.4	Notion de degrés de liberté et de degrés de liaison	13
1.2.5	Modélisation des liaisons cinématiques	14
1.3	Schéma cinématique.....	15
1.3.1	Schéma d'architecture	15
1.3.2	Schéma cinématique minimal	16
2	Isostatisme, hyperstatisme, hypostatisme.....	18
2.1	Principe	18
2.1.1	Mise en position (MIP).....	18
2.1.2	Maintien en position (MAP)	18
2.2	Réalisation d'une mise en position isostatique	20
2.2.1	Présentation générale	20
2.2.2	Liaison ponctuelle.....	21
2.2.3	Principe du point – trait – plan.....	21
2.2.4	Exemples de liaisons courantes entre deux solides	22
2.3	Les mouvements relatifs aux liaisons cinématiques.....	23
2.4	La norme NF E 04-013	24
2.4.1	Symbolisation de niveau 1	25
2.4.2	Symbolisation de niveau 2.....	25
2.5	Exercices d'application	27
2.5.1	Contraintes d'hyperstatisme.....	27
2.5.2	Mise en position isostatique	28
3	Transmission de puissance	29
3.1	Engrenages.....	29

3.1.1	Généralités	29
3.1.2	Types d'engrenages.....	29
3.1.3	Engrenages droits à denture droite	31
3.1.4	La raison et rapport de transmission	32
3.1.5	Roues folles	33
3.1.6	Détérioration des dentures	34
3.1.7	Exemples.....	34
3.2	Transmissions par courroies et par chaînes	36
3.2.1	Généralités	36
3.2.2	Les courroies	36
3.2.3	Les chaînes.....	38
3.2.4	Exercices	40

1 Etude des systèmes et des mécaniques

1.1 Schéma technologique

Un schéma technologique est une première étape pour modéliser un mécanisme. Ce type de schéma n'est pas normalisé. Cependant, il permet de représenter au mieux un système.

Lors de l'analyse d'un mécanisme, ce schéma permet d'explicitier un système pour mieux comprendre son fonctionnement. En phase de conception, ce schéma est utilisé pour proposer des choix de solutions techniques.

1.1.1 Classes d'équivalence cinématique (CEC)

Lorsqu'on veut établir un schéma cinématique, la première étape est de définir les différentes classes d'équivalence. Une classe d'équivalence cinématique est un ensemble de pièces en liaison encastrement (démontable ou non). Toutes les pièces faisant partie d'une même classe d'équivalence n'ont pas de mobilités relatives entre elles. Elles ont le même mouvement lors du fonctionnement du mécanisme.

Méthode :

- On commence usuellement par repérer le bâti que l'on colorie, de préférence, avec une couleur claire. On identifie alors l'ensemble de pièces reliées au bâti par l'intermédiaire de vis ou d'autres éléments filetés.
- On cherche alors à identifier une pièce qui semble importante lors de l'utilisation d'un mécanisme (un arbre par exemple). De même que précédemment, on recherche l'ensemble des pièces liées à cette dernière.
- On répertorie ensuite (par exemple dans un tableau) les pièces appartenant aux différentes classes d'équivalence.

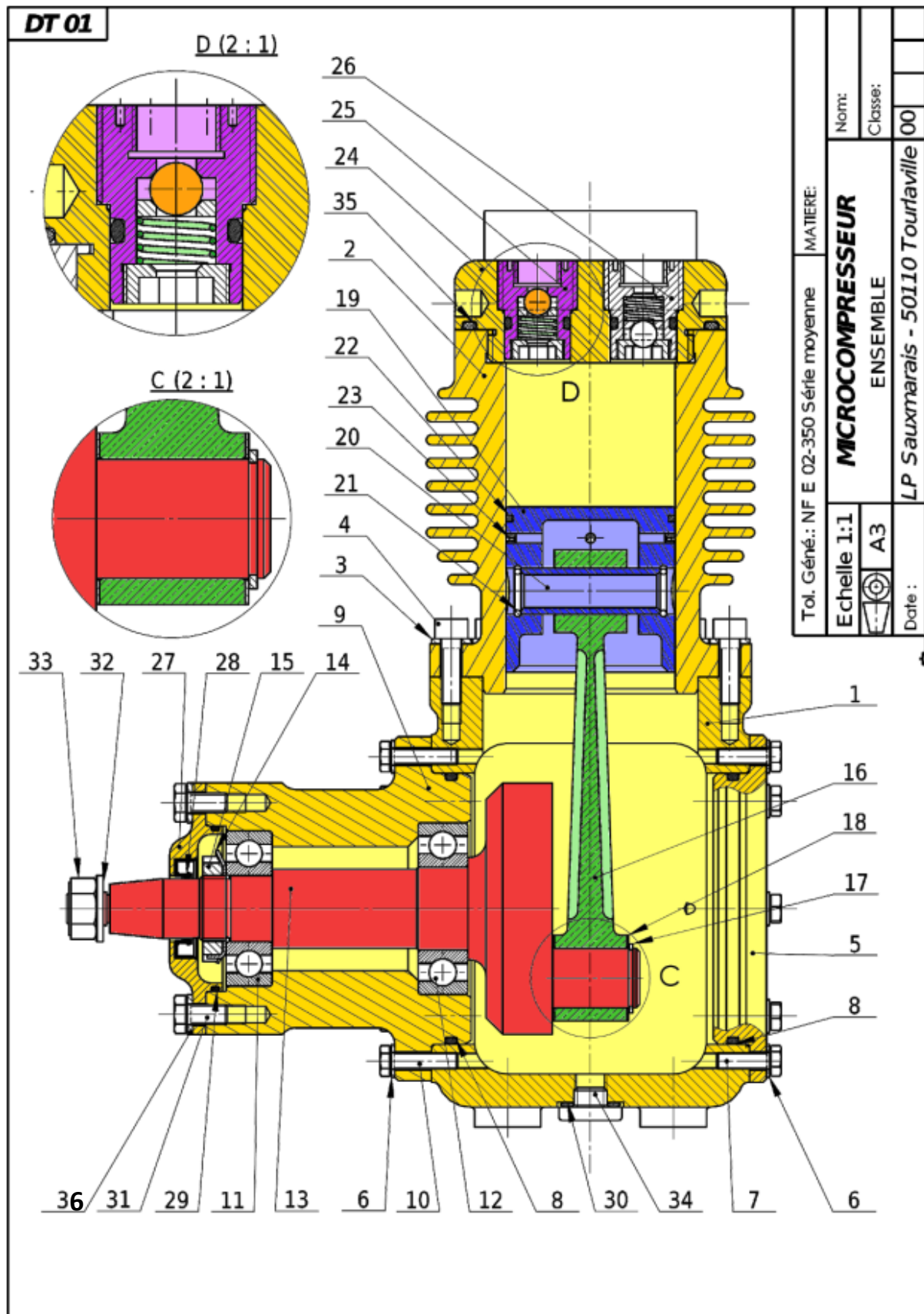


Remarque :

- En cas de doute, on peut s'aider de la nomenclature et du nom des pièces, pour classer les pièces dans des CEC.

Exemple : Le micro compresseur

Classe d'équivalence	Pièces
A	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 24, 27, 28, 29, 30, 31, 34, 35 (25,26)
B	19, 20, 21, 22, 23
C	16
D	13, 14, 15, 17, 18, 32, 33



1.1.1.1 Exercice : La nomenclature du micro compresseur

Etablir une ébauche de nomenclature du micro compresseur (repérer les différentes pièces présentes).

Solution :

Repère	Nom	Repère	Nom	Repère	Nom
1	Bâti	13	Arbre à excentrique	25	Clapet à bille anti retour
2	Bâti (radiateur)	14	Rondelle à languettes	26	Clapet à bille anti retour
3	Rondelle plate	15	Ecrou à encoches	27	Boîte à joints (bâti)
4	Vis CHC	16	Bielle	28	Joint à lèvres à contact radial
5	Bâti	17	Circlips	29	Joint torique
6	Rondelle plate	18	Rondelle plate	30	Joint d'étanchéité
7	Vis hexagonale	19	Piston	31	Vis hexagonale
8	Joint torique	20	Goujon	32	Rondelle plate
9	Boîte à roulements (bâti)	21	Rondelle	33	Ecrou hexagonal
10	Vis hexagonale	22	Joint torique	34	Bouchon de vidange
11	Roulement à billes	23	Joint torique	35	Joint torique
12	Roulement à billes	24	Chapeau (bâti)	36	Rondelle plate

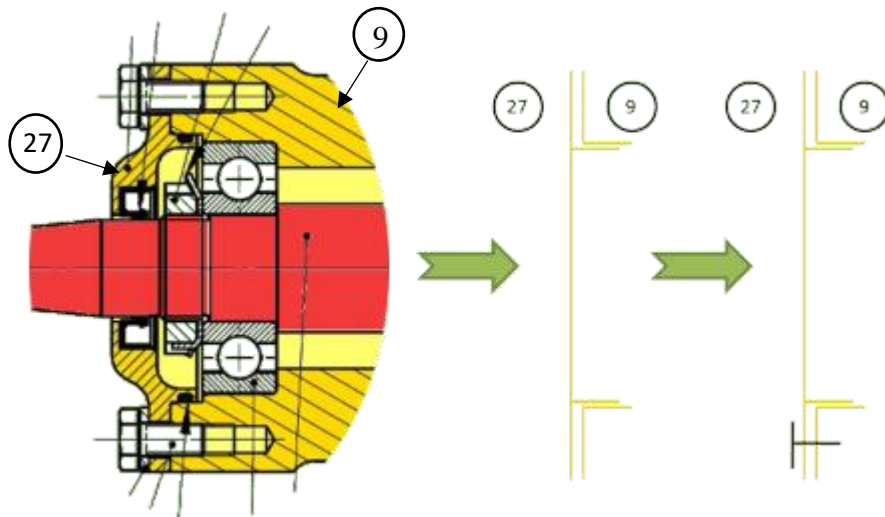
1.1.2 Schéma technologique



Pour le schéma technologique, les différentes pièces sont représentées sous forme filaire. Les contacts entre les pièces sont modélisés (on ne les supprime pas) et les composants technologiques sont représentés sous forme schématique.

Exemple :

Sur le dessin d'ensemble précédent, on va effectuer le schéma technologique entre la boîte à roulements 9 et la boîte à joint 27.

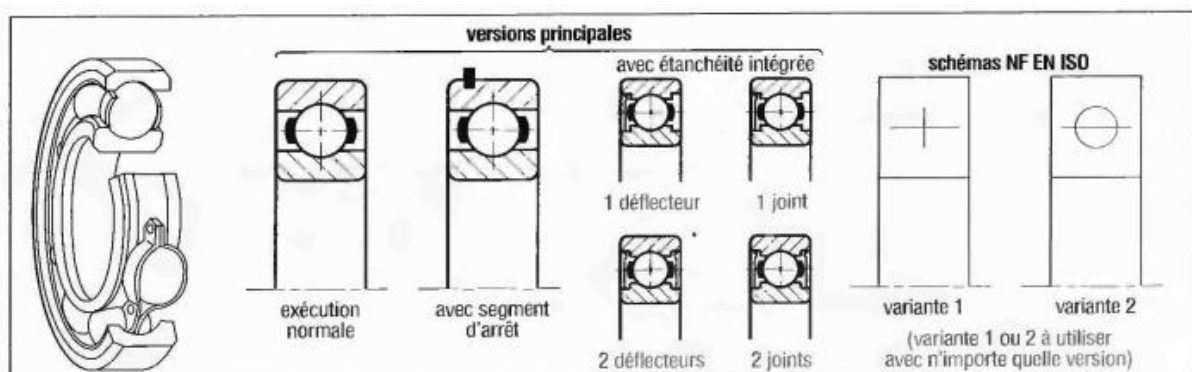


Le schéma technologique met en avant les zones de contacts entre ces deux pièces, au niveau du plan perpendiculaire aux fixations, mais aussi aux petits centrages (perpendiculaire au plan). Ce contact de type cylindre – cylindre est aussi appelé centrage court, quand le rapport de la longueur de contact et le diamètre du cylindre concerné est inférieur à 0,8 et centrage long quand ce rapport est supérieur à 1,2. La nature du centrage pour un rapport compris entre ces deux valeurs est déterminée par les ajustements effectués. Pour simplifier, on peut considérer un centrage court pour une valeur inférieure à 1 et un centrage long pour une valeur supérieure à 1,2.

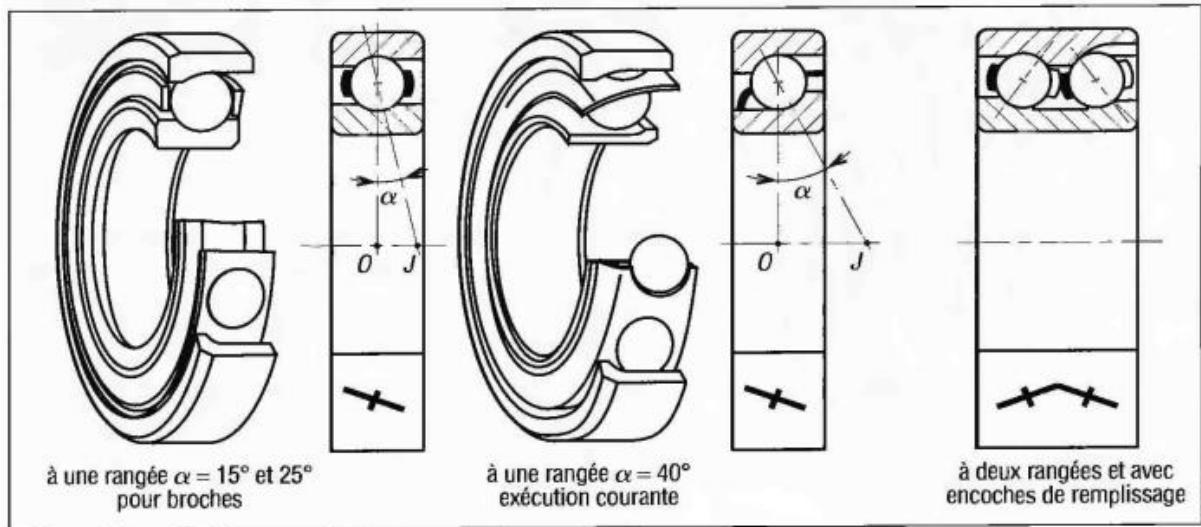
1.1.3 Représentation d'éléments standards

Pour dessiner les éléments standards de la construction mécanique comme les roulements ou les joints, il existe une représentation spécifique. Ci-après, les roulements les plus usuels.

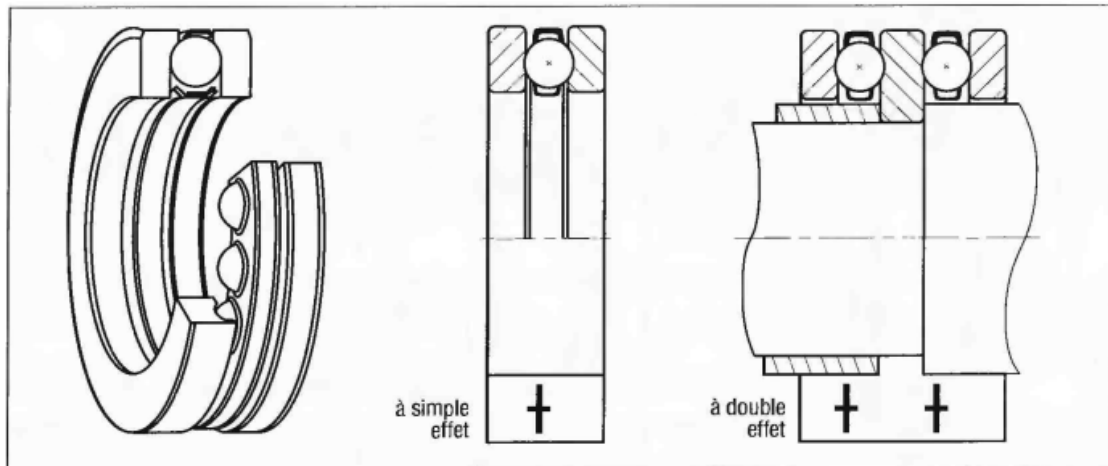
Roulements à billes à contact radial



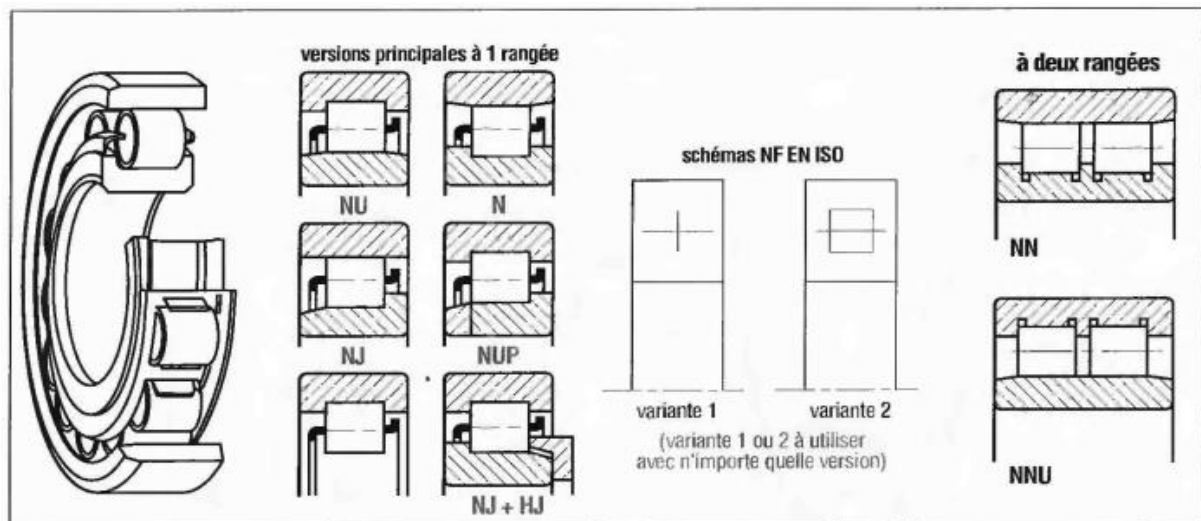
Roulements à billes à contact oblique



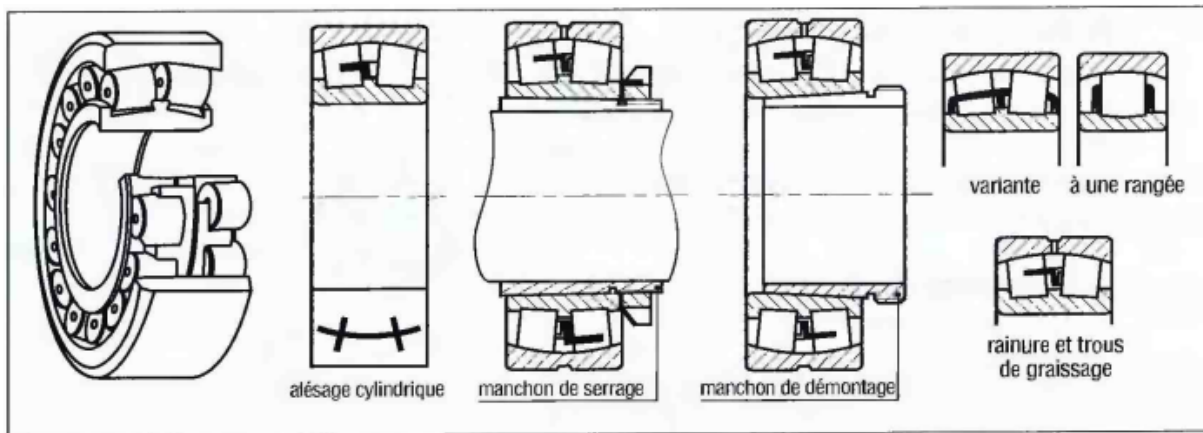
Butées à billes



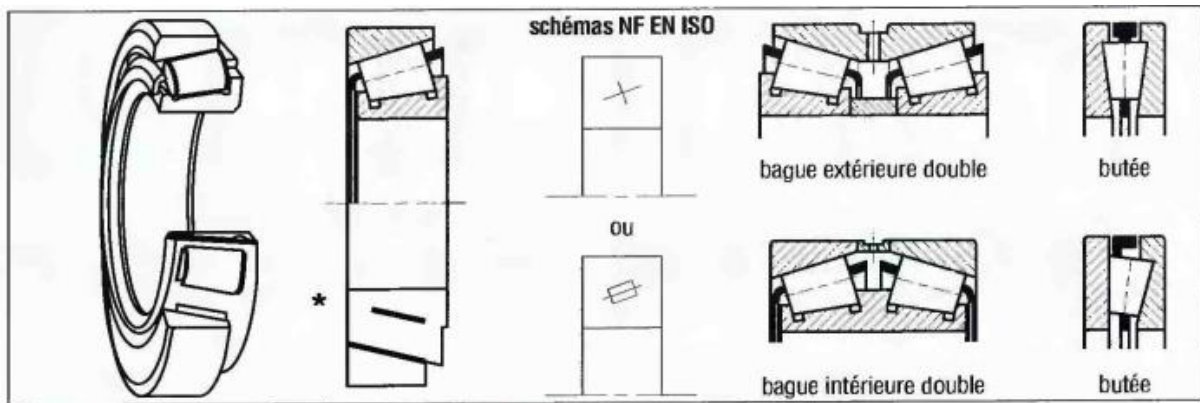
Roulements à rouleaux cylindriques



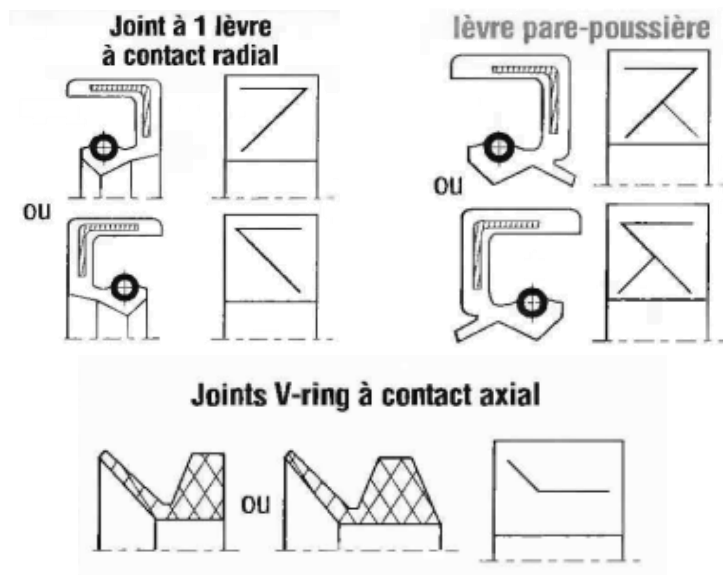
Roulements à rotule sur rouleaux



Roulements à rouleaux coniques



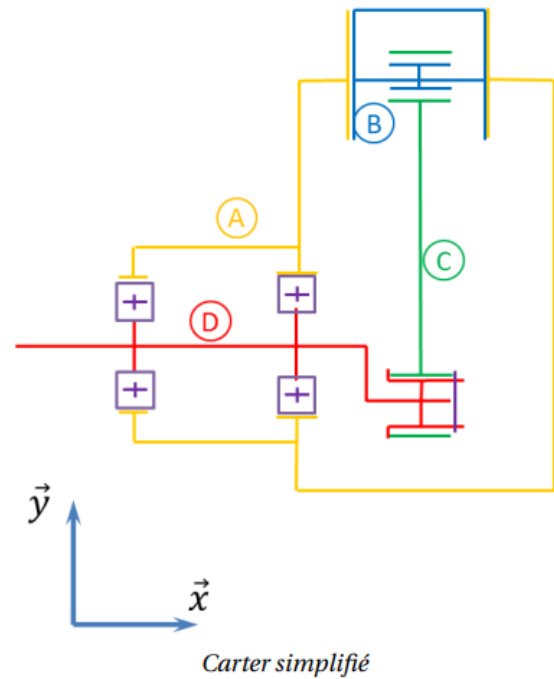
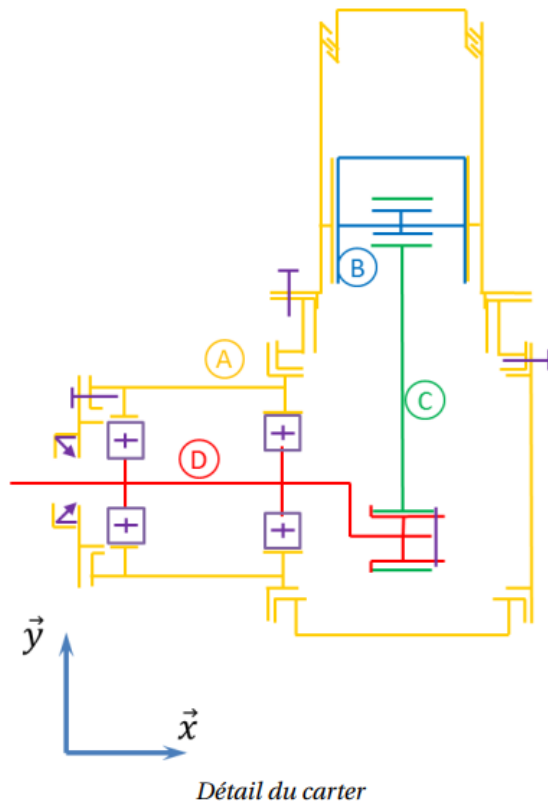
Les joints d'étanchéité ci-dessous permettent l'étanchéité dynamique entre deux pièces en mouvement relatif.



1.1.4 Exercice

Réaliser le schéma technologique détaillé, puis simplifié, associé au compresseur.

Solution :



1.2 Modélisation des contacts entre solides

1.2.1 Graphe de structure

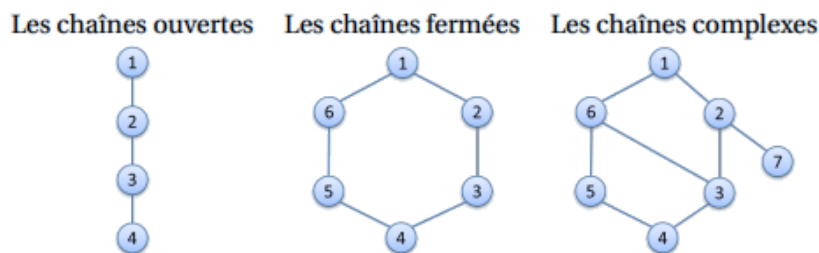


Le graphe de structure permet d'avoir une vue d'ensemble sur un mécanisme, ou un système. Tous les contacts permanents sont à représenter dans ce graphique. En revanche, les contacts qui peuvent se désolidariser pendant le fonctionnement ou à cause d'un jeu ne sont pas à prendre en compte, tels que les pièces déformables (Ex : ressorts).

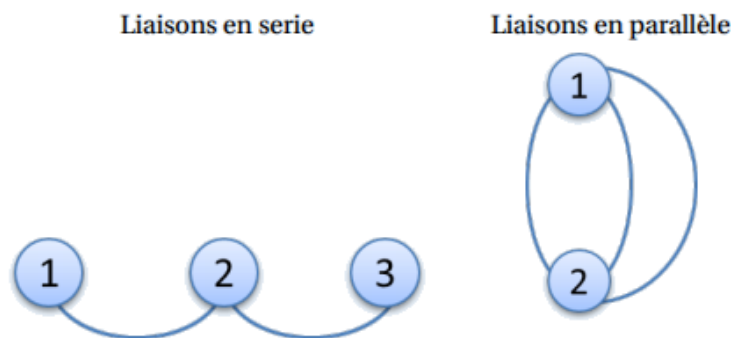
Dans ce graphe, on y retrouve deux éléments :

- **Les classes d'équivalence** qui sont représentées par des cercles,
- **Les liaisons (ou contacts) entre les classes** qui sont représentées par des arcs.

On distingue 3 types de chaînes :

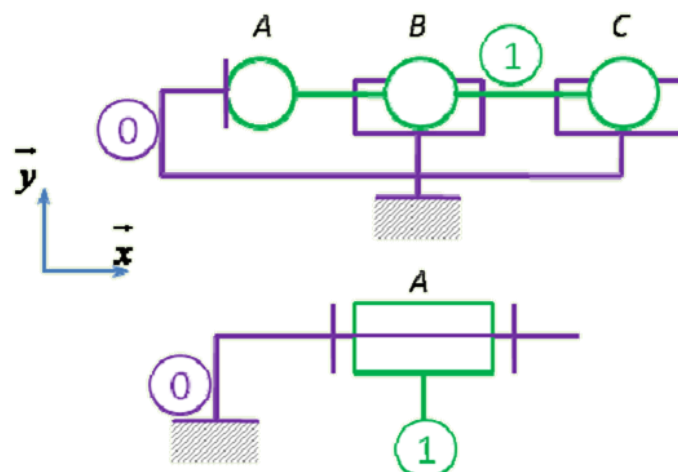


Et deux types de représentation :

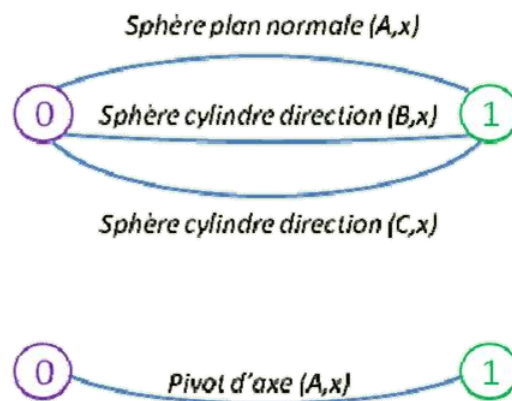


Exemple :

Réaliser le graphe de structure des schémas ci-dessous.



Solution :



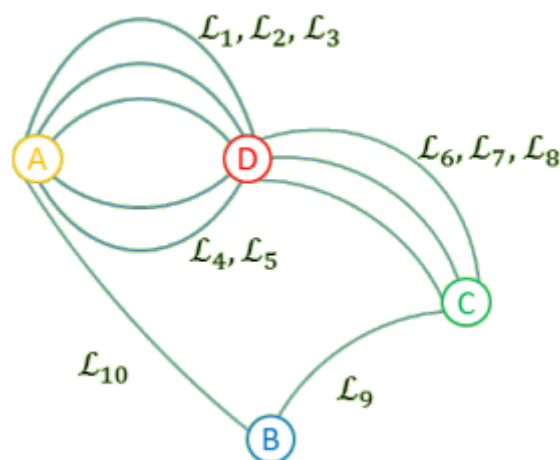
Equivalence entre les deux représentations : liaison pivot entre 0 et 1 d'axe \vec{x} .

La représentation du dessus est hyperstatique : il n'est pas nécessaire de définir autant d'éléments pour obtenir une liaison pivot, mais elle est solide en conséquence.

1.2.2 Exercice

Réaliser le graphe de structure du compresseur.

Solution :



1.2.3 Identification des liaisons entre solide ou entre CEC

Ces liaisons entre solide ou entre CEC sont aussi appelé des surfaces de contact. Elles désignent les entités géométriques qui sont en contact entre deux solides ou deux classes d'équivalence. Elles sont toujours associées par paires. Une surface élémentaire peut être de type sphérique, cylindrique, plane, etc.

Remarque : dans le cas des cylindres, il est important de vérifier le rapport entre la longueur de guidage et le diamètre pour déterminer si la surfaces de contact est cylindre – cylindre ou plan – plan.

Exemple :

Donner la nature des surfaces de contact pour chacune des liaisons du compresseur, précédemment établis.

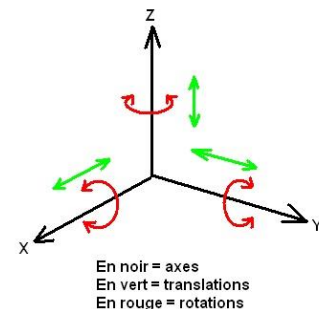
- \mathcal{L}_1 : contact cylindrique – cylindrique
- \mathcal{L}_2 : contact cylindrique – cylindrique
- \mathcal{L}_3 : contact cylindrique – cylindrique
- \mathcal{L}_4 : contact plan – plan
- \mathcal{L}_5 : contact plan – plan
- \mathcal{L}_6 : contact cylindrique – cylindrique
- \mathcal{L}_7 : contact plan – plan
- \mathcal{L}_8 : contact cylindrique – cylindrique
- \mathcal{L}_9 : contact plan – plan
- \mathcal{L}_{10} : contact plan – plan

1.2.4 Notion de degrés de liberté et de degrés de liaison

Degrés de liberté :

Soit un solide S_1 en mouvement par rapport à un solide S_0 . Les mouvements possibles entre ces deux solides peuvent, au maximum, se décomposer en 6 mouvements élémentaires appelés degrés de liberté. Les mouvements possibles sont :

- Une translation T_x suivant l'axe \vec{x}_0
- Une translation T_y suivant l'axe \vec{y}_0
- Une translation T_z suivant l'axe \vec{z}_0
- Une rotation R_x autour d'un axe parallèle à $(0, \vec{x}_0)$
- Une rotation R_y autour d'un axe parallèle à $(0, \vec{y}_0)$
- Une rotation R_z autour d'un axe parallèle à $(0, \vec{z}_0)$



Degrés de liaisons :

Soit un solide S_1 en mouvement par rapport à un solide S_0 . Les efforts transmissibles possibles entre ces deux solides peuvent, au maximum, se décomposer en 6 efforts élémentaires appelés degrés de liaisons. Les efforts possibles sont :

- Un effort transmissible F_x suivant l'axe \vec{x}_0
- Un effort transmissible F_y suivant l'axe \vec{y}_0
- Un effort transmissible F_z suivant l'axe \vec{z}_0
- Un couple transmissible C_x autour d'un axe parallèle à $(0, \vec{x}_0)$
- Un couple transmissible C_y autour d'un axe parallèle à $(0, \vec{y}_0)$
- Un couple transmissible C_z autour d'un axe parallèle à $(0, \vec{z}_0)$

Remarque : un effort s'exprime en Newton (N) et un couple, en Newton – mètre (N.m)

Conclusion :

Lorsque deux solides sont en mouvement l'un par rapport à l'autre, ils sont liés tel que :

$$\text{Degré de liberté} + \text{degré de liaison} = 6$$



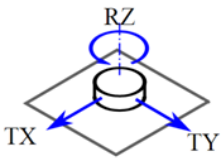
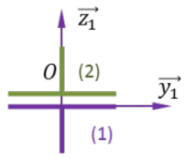
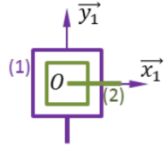
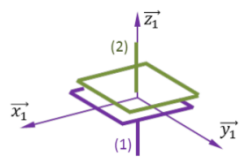
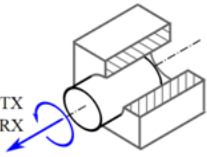
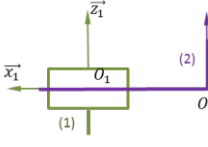
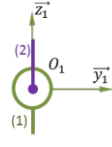
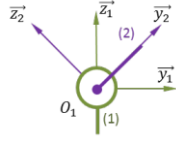
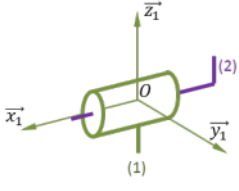
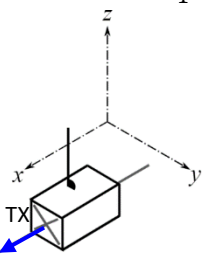
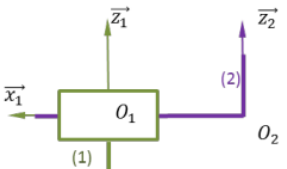
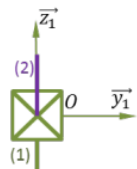
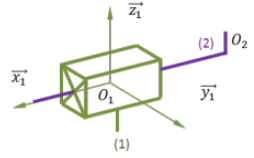
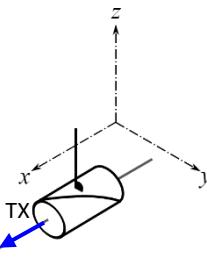
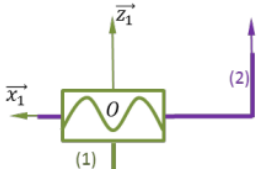
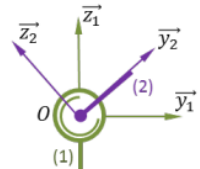
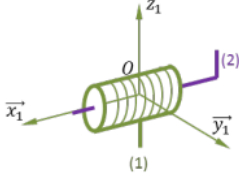
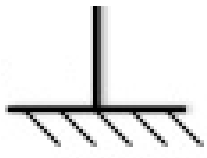


Remarque :

- Les efforts de liaison sont opposés au degré de liberté. Ainsi, quand un mouvement est possible, il n'y a pas d'effort de liaison, et vis-versa.



1.2.5 Modélisation des liaisons cinématiques

Nom	Schéma 2D	Schéma 3D
<p>Pivot d'axe \vec{x}_1</p>		
<p>Ponctuelle d'axe \vec{z}_1</p>		
<p>Linéaire rectiligne d'axe \vec{x}_1</p>		
<p>Linéaire annulaire d'axe \vec{x}_1</p>		
<p>Rotule</p>		
<p>Rotule à doigt d'axe \vec{x}_1</p>		

Appui plan d'axe \vec{z}_1 	 	
Pivot glissant d'axe \vec{x}_1 	  	
Glissière d'axe \vec{x}_1 	 	
Glissière hélicoïdale d'axe \vec{x}_1 	 	
Encastrement 		



1.3 Schéma cinématique

1.3.1 Schéma d'architecture

L'assemblage des liaisons précédemment définies permet de construire le schéma d'architecture. Il est utilisé lors des études statiques.

Méthode :

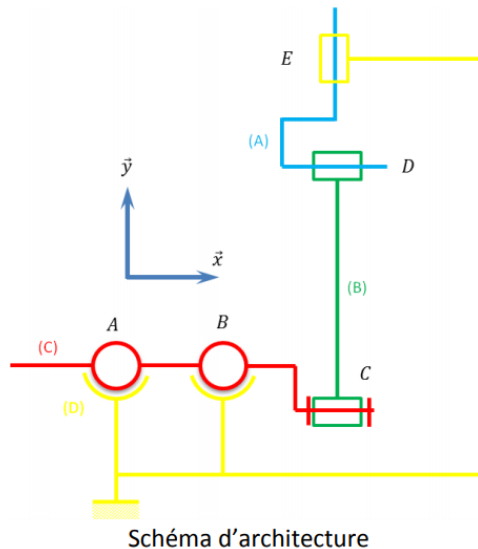
- Indiquer sur le schéma, le repère de représentation
- Placer sur le schéma, les centres de chaque liaison (A, B, C, D, etc.)
- Tracer les axes principaux des liaisons (par exemple axe d'un pivot, normale d'un appui plan)

- Dessiner les symboles normalisés des liaisons en respectant leur direction
- Relier les groupes cinématiques par des traits (éviter les zigzags, croisements, etc.), sans prendre en compte la forme réelle (dimension, géométrie exacte, etc.)
- Ajouter le symbole du bâti au groupe de référence associé

Exemple :

Réaliser le schéma cinématique d'architecture associé au compresseur

Solution :



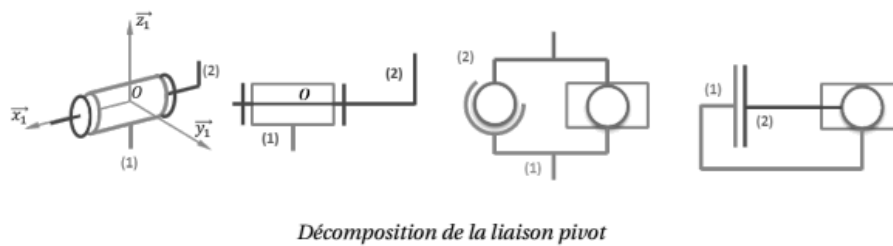
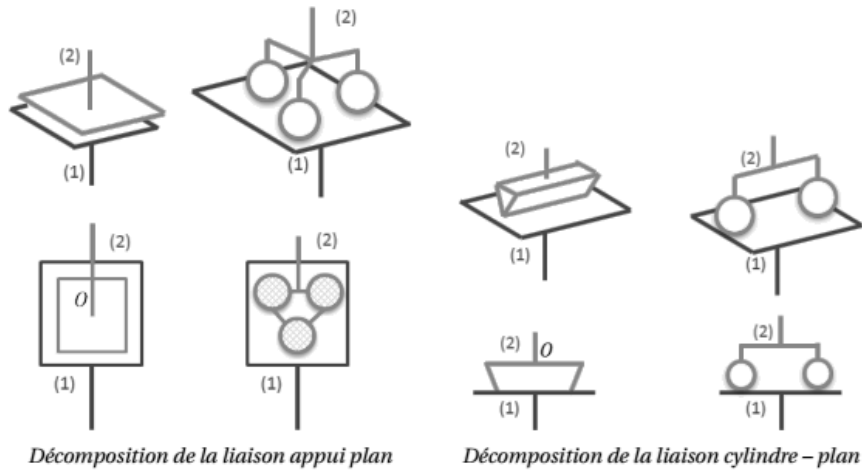
1.3.2 Schéma cinématique minimal

Lorsque des liaisons sont en parallèle, il est possible de simplifier le schéma d'architecture dans le but de réaliser une étude cinématique.

La liaison sphère – plan est la seule liaison permettant de supprimer un seul degré de liberté.

Il est donc possible de décomposer chacune des liaisons définies en liaisons ayant des degrés de liberté moindres.

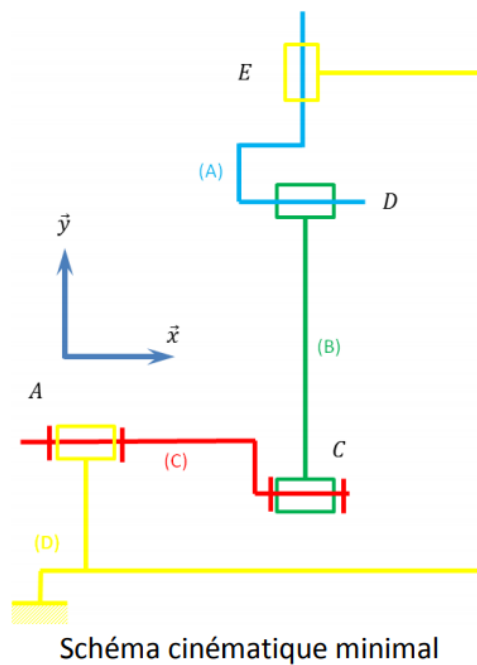
Le schéma cinématique minimal est utilisé lors des études cinématiques.



Exemple :

Réaliser le schéma cinématique minimal du compresseur

Solution :



2 Isostatisme, hyperstatisme, hypostatisme

2.1 Principe

2.1.1 Mise en position (MIP)

Avant toute étude de construction, le dessinateur industriel doit s'assurer de la position relative des pièces destinées à assurer la ou les fonctions techniques. Il s'agit d'assurer la **mise en position isostatique** de la pièce de fonderie. L'analyse menée doit conduire ensuite à la conception et à la réalisation du montage nécessaire à l'usinage.

Tout mouvement quelconque d'un solide dans l'espace s'exprime par la somme vectorielle d'une **translation T** et d'une **rotation R**. Les composantes de T et de R dans un repère orthonormé (O, x, y, z) sont :

$$\begin{pmatrix} T_x & R_x \\ T_y & R_y \\ T_z & R_z \end{pmatrix}$$

Cette notation est dite sous forme de **torseur** et est très largement employée en résistance des matériaux.

L'immobilisation de la pièce dans le repère orthonormé (O, x, y, z) sera assurée après avoir supprimé les 6 degrés de liberté par 6 liaisons. Une seule position de la pièce est donc possible et le montage est dit **isostatique**. Une mise en position est systématiquement réalisée à l'aide de liaisons cinématiques conventionnelles, telles que présentées au point 1.2.5.



Si les 6 degrés de liberté ne sont pas supprimés, cela signifie qu'au moins une mobilité de la pièce demeure possible, que ce soit en translation ou en rotation. On parle alors d'**hypostatisme**, le montage est dit **hypostatique**.

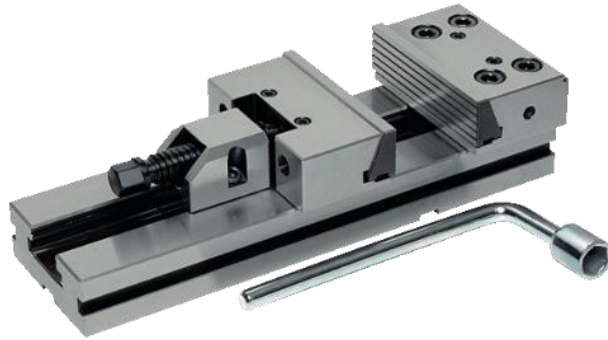
A l'inverse, utiliser trop de liaisons pour réaliser des arrêts en translation ou en rotation risque de provoquer plusieurs fois la suppression d'un même degré de liberté, ce qui implique des **sur-contraintes** au niveau du positionnement de la pièce. Autrement dit, avec un ensemble de liaisons sur-contraint, la pièce devra présenter des dimensions bien précises pour pouvoir être immobilisée. Cela induit un risque que l'assemblage ne soit même pas possible. Ce cas de figure est appelé mise en position **hyperstatique**.

2.1.2 Maintien en position (MAP)

Le maintien en position est l'étape qui intervient à la suite de la mise en position et avant les opérations d'usinage de la pièce. Elle consiste à assurer le **serrage** de la pièce vis-à-vis du bâti et/ou des éléments de travail. Le maintien en position revient à rendre le montage de la pièce hyperstatique.

En fonction de l'opération d'usinage à réaliser, le maintien en position peut s'effectuer essentiellement à l'aide de :

- Un étau, pour des opérations de perçage, fraisage, surfacage, etc...



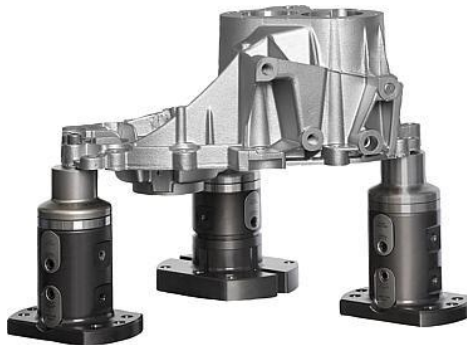
Pour voir la vidéo explicative : <https://www.youtube.com/watch?v=2nvAoITddyA> (crédits AFPA).

- Un mandrin, pour des opérations de tournage.



Pour voir la vidéo explicative : <https://www.youtube.com/watch?v=fC-NcbKKtlE> (crédits AFPA).

- Un bridage, similaire à l'étau, mais fonctionnant par adhérence plutôt que par pincage.



Pour voir la vidéo explicative : <https://www.youtube.com/watch?v=z0lkyj7bBe0> (crédits Halder France).

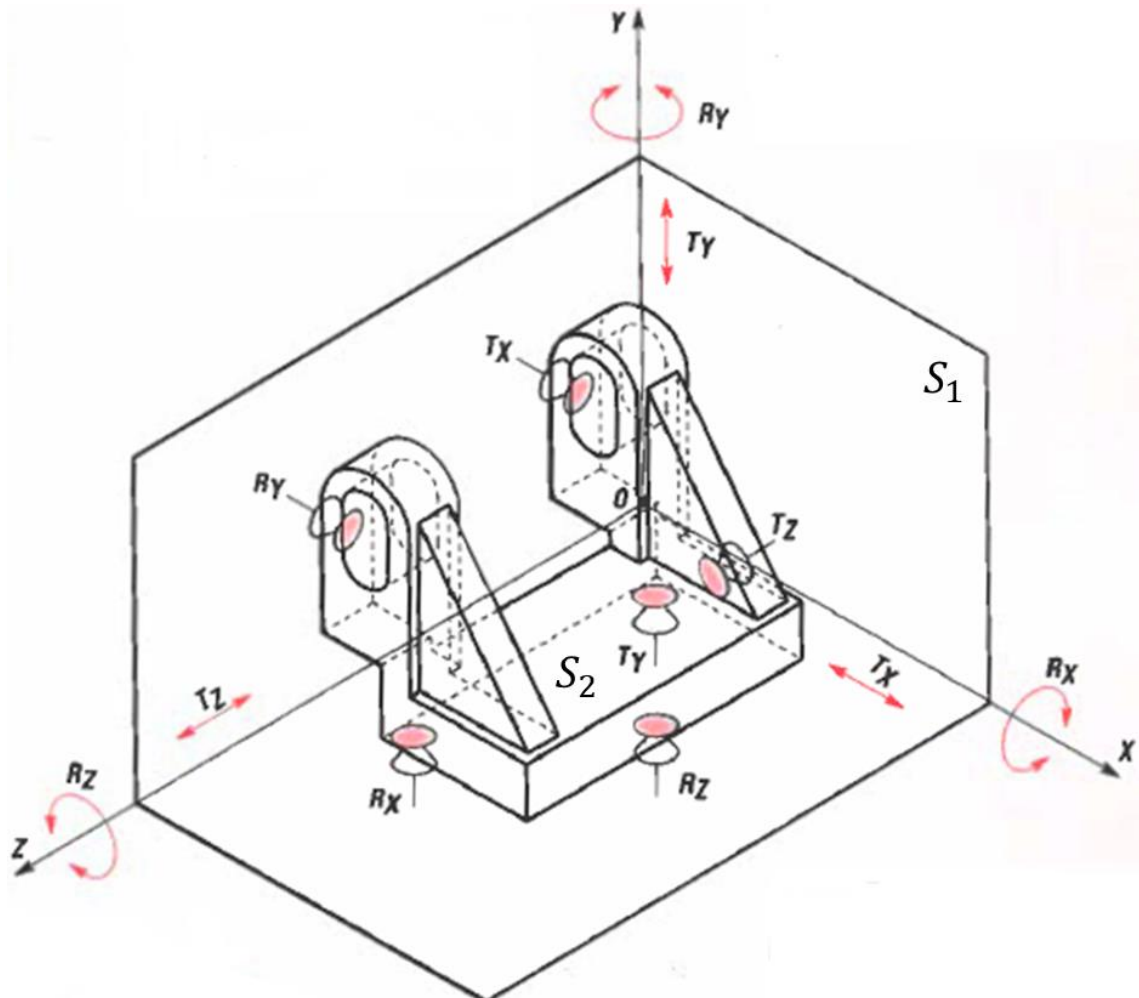
De manière générale, le maintien en position d'une pièce doit respecter les règles suivantes :

- Ne pas perturber la mise en position réalisée auparavant,
- Prévoir un serrage efficace (au niveau de la répartition des efforts de serrage),
- Éviter les déformations de la pièce sous les actions mécaniques du maintien en position,
- Ne pas marquer la pièce,
- Diminuer les temps de manipulation,
- Ne pas situer d'éléments de serrage sur le passage des outils,
- Prévoir une utilisation en toute sécurité.

2.2 Réalisation d'une mise en position isostatique

2.2.1 Présentation générale

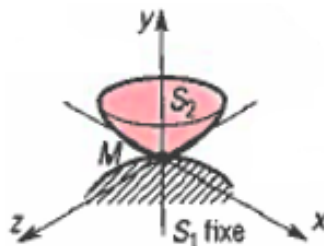
Considérons la mise en position d'une pièce présentée ci-dessous :



Dans le repère associé à S_1 (fixe), S_2 peut réaliser tous les mouvements élémentaires possibles sauf T_y . Un degré de liberté est supprimé, et les cinq autres seront neutralisés par les cinq appuis restants. On assure alors l'équilibre **isostatique**.

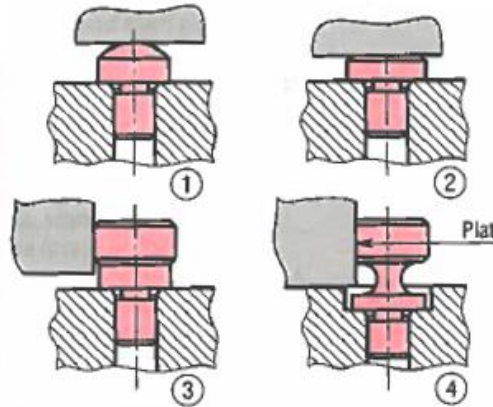
L'isostatisme est assuré ici par six liaisons ponctuelles, supprimant chacune un unique degré de liberté. On verra par la suite que les mises en positions isostatiques peuvent être réalisées à l'aide de liaisons ponctuelles uniquement, comme à l'aide d'autres liaisons cinématiques, elles-mêmes équivalentes à plusieurs liaisons ponctuelles.

Si l'on étudie la liaison ponctuelle supprimant la rotation suivant l'axe z , R_z , on aperçoit le contact ponctuel entre les solides S_1 et S_2 en un point M :



2.2.2 Liaison ponctuelle

Pour la réalisation de mises en position, on rencontre des liaisons ponctuelles dans des appareillages et des montages de positionnement ou de contrôle des pièces. Ces liaisons ponctuelles peuvent être de différents types.



On associe alors les bornes suivantes :

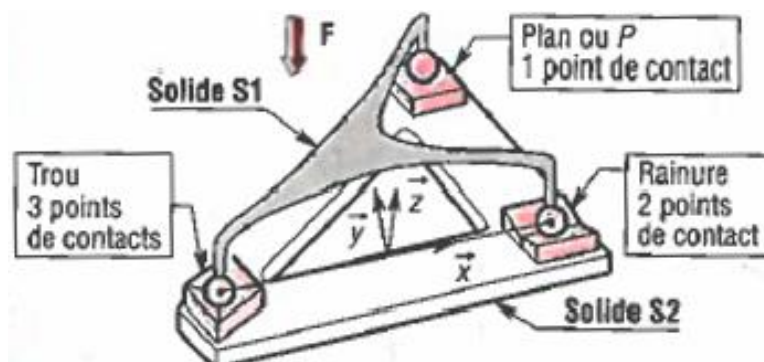
- Type 1 : borne bombée : pour des pièces brutes, permettant d'avoir une bonne correction géométrique,
- Type 2 : borne plate : pour des pièces brutes ou déjà usinées disposant d'une bonne correction géométrique,
- Type 3 : borne rectifiée : pour un appui latéral de pièce usinée,
- Type 4 : borne avec plat rectifié pour appui latéral de pièce usinée.

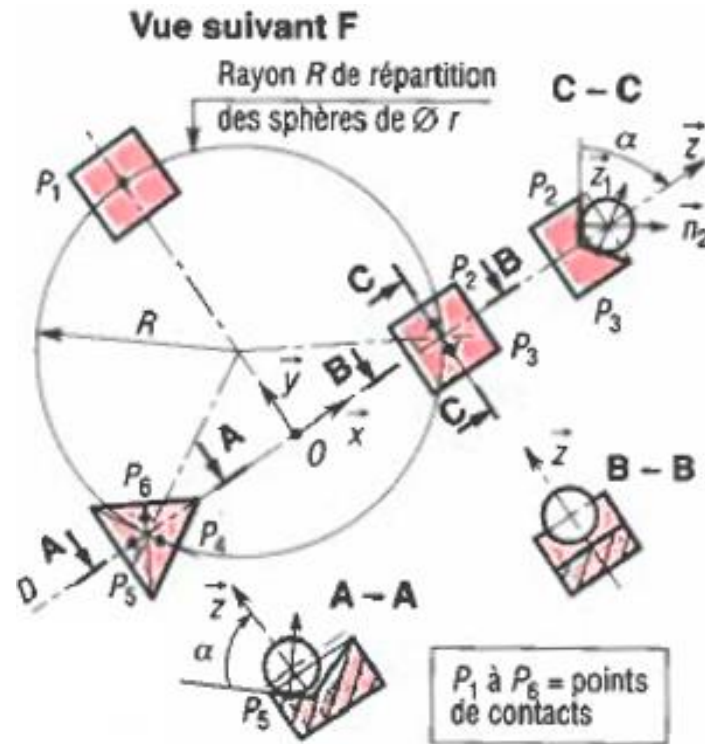
2.2.3 Principe du point – trait – plan

Le principe du point – trait – plan est également appelé principe de Lord Kelvin.

Le positionnement isostatique de deux solides S_1 et S_2 est assuré à l'aide de six points de contact. Le solide S_1 possède trois pieds terminés chacun par une sphère. Ces trois pieds viennent se placer sur un solide S_2 comportant :

- Un **trou** en forme de pyramide soit : 3 points de contact, soit 3 degrés de liberté en moins (liaison rotule : -3) ;
- Une **rainure rectiligne** en forme de V, soit 2 points de contact, soit 2 degrés de liberté en moins (liaison linéaire rectiligne : -2) ;
- Un **plan** soit 1 point de contact soit 1 degré de liberté en moins (liaison appui plan / ponctuelle : -1).





Remarque : le contact entre les deux solides est maintenu uniquement par le poids de S_1 . Les axes du trou et de la rainure doivent être confondus (axe D).

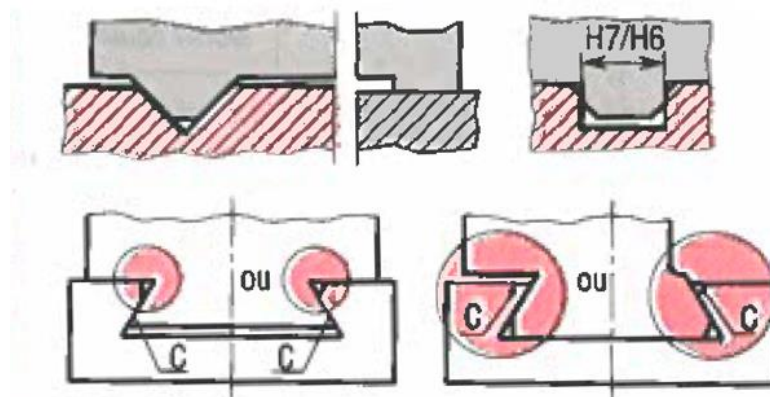
2.2.4 Exemples de liaisons courantes entre deux solides

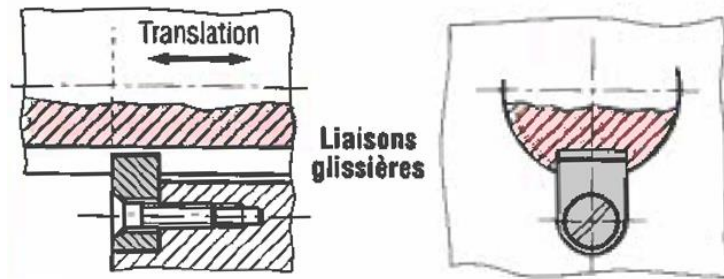
La liaison entre deux solides est caractérisée par le nombre de degrés de liberté. On distingue les degrés de liberté :

- En translation suivant trois axes,
- En rotation autour de trois axes.

Les contacts entre deux solides peuvent être ponctuels, linéaires, ou surfaciques. Les liaisons pivot et glissière assure un degré de liberté entre deux solides. Elles éliminent alors trois mouvements de translation et deux de rotation pour la liaison pivot, et deux mouvements de translation et trois mouvements de rotation pour la liaison glissière.

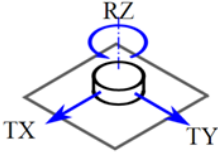
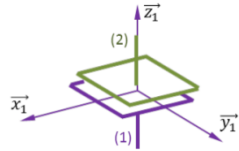
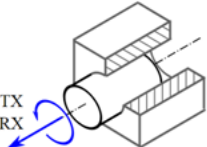
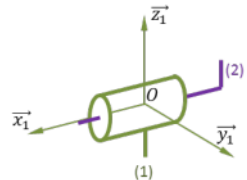
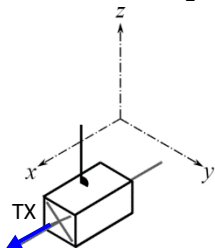
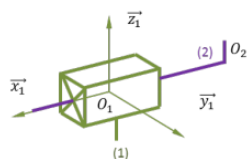
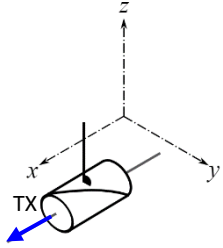
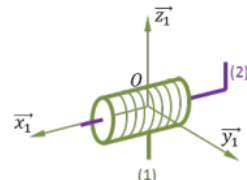
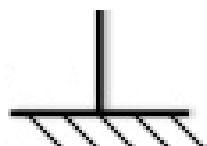

On doit appliquer ces principes en évitant toute surabondance de liaisons ou de contacts.





2.3 Les mouvements relatifs aux liaisons cinématiques

Type de liaison	Mouvements relatifs		Degrés de liberté	Symboles graphiques
Nom	Rotation	Translation		Schéma 3D
Pivot d'axe \vec{x}_1 	1	0	1	
Ponctuelle d'axe \vec{z}_1 	3	2	5	
Linéaire rectiligne d'axe \vec{x}_1 	2	2	4	
Linéaire annulaire d'axe \vec{x}_1 	3	1	4	
Rotule 	3	0	3	
Rotule à doigt d'axe \vec{x}_1 	2	0	0	

Appui plan d'axe \vec{z}_1 	1	2	3	
Pivot glissant d'axe \vec{x}_1 	1	1	2	
Glissière d'axe \vec{x}_1 	0	1	1	
Glissière hélicoïdale d'axe \vec{x}_1 	1 (couplé)	1 (couplé)	2	
Encastrement 	0	0	0	

L'idée est alors, au moment de définir la mise en position isostatique d'une pièce, de sélectionner une combinaison appropriée de liaisons permettant d'éliminer les 6 degrés de liberté définis, tout en s'assurant de ne pas supprimer un degré de liberté plusieurs fois. Cela implique de réfléchir également au positionnement des liaisons afin de ne pas gêner la pièce, ni l'usinage qui interviendra par la suite.

2.4 La norme NF E 04-013

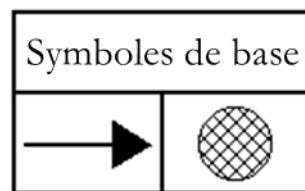
L'étude de la mise en situation d'une pièce par rapport à un environnement extérieur (technologiquement défini ou non) dans le cadre d'une fabrication ou d'un contrôle prend en compte la notion d'isostatisme d'une pièce, ainsi que la géométrie réelle de la pièce, comme le feraient les spécifications géométriques et les références qui peuvent être affectées.

La norme NF E 04-013 définit la symbolisation des mises en situation (niveau 1) et maintien en situation de pièces (niveau 2) au cours des opérations auxquelles elles sont soumises pendant leur fabrication, leur contrôle et leur manutention.

2.4.1 Symbolisation de niveau 1

La symbolisation de niveau 1 décrit l'élimination des degrés de liberté (l'isostatisme). Elle est utilisée dans les documents de recherche de mise en situation (orientation et/ou position).

Elle s'appuie sur deux symboles de base. L'idée est de marquer un arrêt en translation ou en rotation par l'un des éléments suivants, en fonction de la vue ou de la projection dans laquelle la pièce se trouve. Chaque symbole est équivalent à la position d'une liaison ponctuelle.



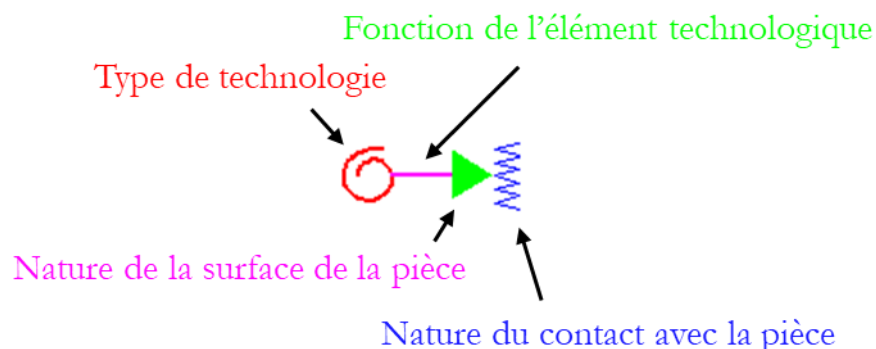
Par exemple, pour la réalisation d'une liaison appui plan (équivalente à 3 liaisons ponctuelles comprises dans un unique plan), les représentations suivantes sont équivalentes :

Exemples équivalents		
Symbolisations frontales équivalentes		Symbolisation projetée
Représentation normale	Représentation simplifiée	
<p>1 - 2</p> <p>3</p>		

2.4.2 Symbolisation de niveau 2

La symbolisation de niveau 2 décrit la mise en situation et le maintien de la pièce en fonction des éléments technologiques mis en œuvre.

Pour ce niveau de la norme, les symboles se divisent en quatre parties donnant des informations sur les éléments marqués ci-dessous :



➤ Type de technologie

Type de technologie	Représentation pour la MIP	Représentation pour le MAP
Appui fixe		
Centrage fixe		
Système à serrage		
Système à serrage concentrique		
Système à réglage irréversible		
Système de soutien irréversible		
Centrage réversible		



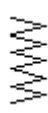

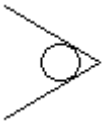



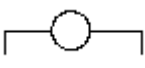
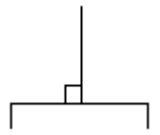
➤ Nature de la surface de la pièce

Nature de la surface de la pièce	Représentation
Surface usinée (1 trait)	
Surface brute (2 traits)	

➤ Fonction de l'élément technologique

Fonction de l'élément technologique			Symbolisation frontale	Symbolisation projetée
MIP	MIP rigoureuse	Appui		
	Centrage	Centreur complet		
		Centreur dégagé (locating)		
MAP	Immobilisation de la pièce	Serrage		

➤ Nature du contact avec la pièce

Nature du contact avec la pièce				
				
Contact ponctuel	Touche plate	Contact strié	Pointe fixe	Pointe tournante
				
Touche dégagée	Cuvette	Vé	Palonnier	Orienteur

2.5 Exercices d'application

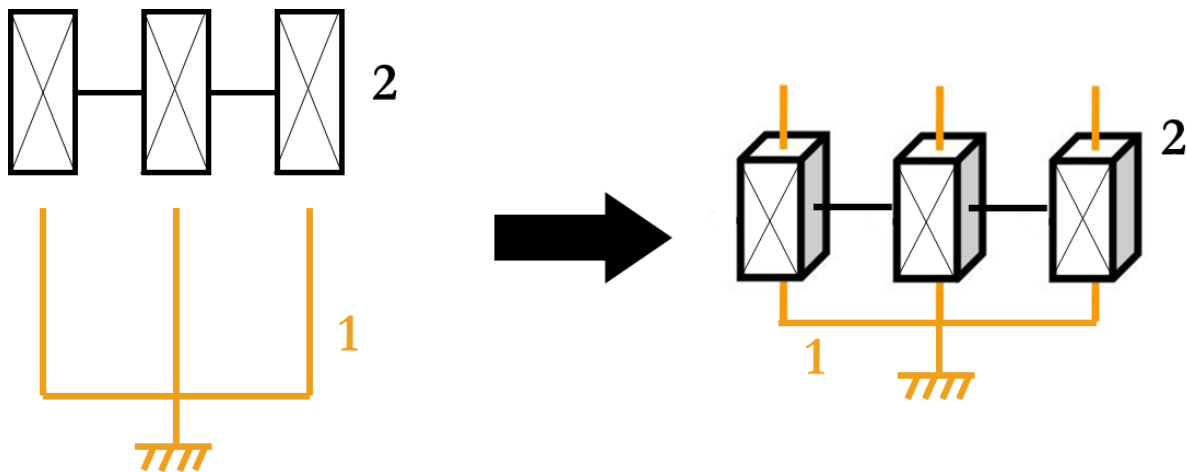
2.5.1 Contraintes d'hyperstatisme

On souhaite assembler les deux pièces présentées ci-dessous.

Quelle va être la liaison cinématique réalisée ?

Pourquoi est-ce que l'assemblage va être hyperstatique ?

Quelles vont être les contraintes de géométrie à prendre en compte pour assurer la bonne tenue de l'assemblage ?



Solution :

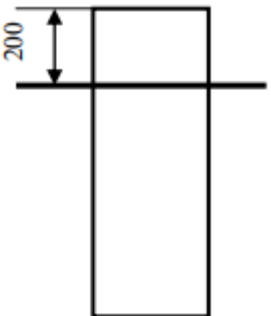
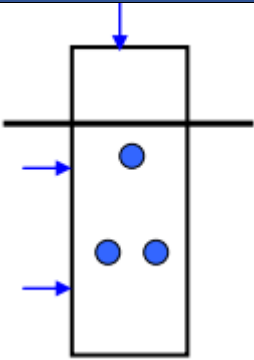
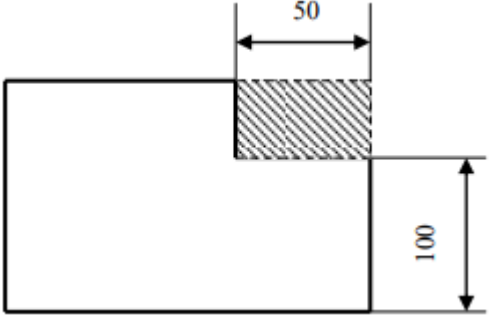
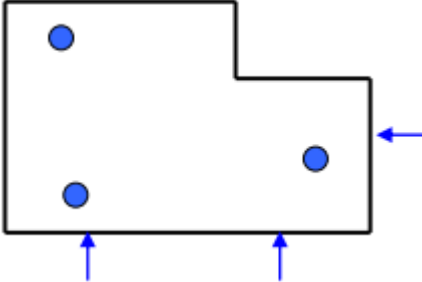
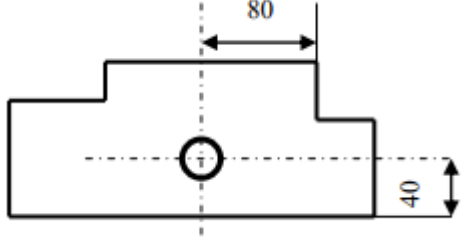
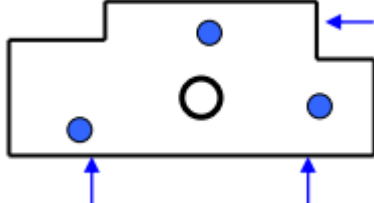
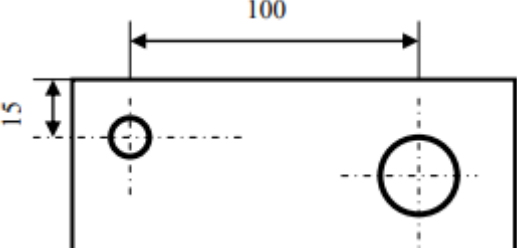
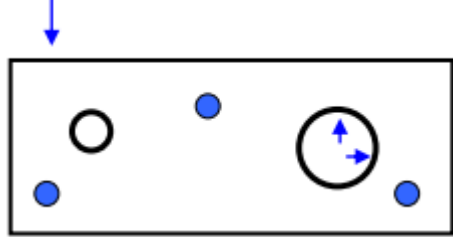
Il s'agit de trois liaisons glissières, qui, une fois assemblées, ne forment plus qu'une unique liaison glissière.

L'assemblage va être hyperstatique du fait que tous les degrés de liberté qui sont supprimés par une liaison glissière le sont trois fois ici.

On dénombre 8 contraintes de géométrie à prendre en compte : la distance entre deux glissières (x_2), ainsi que l'alignement angulaire des différents axes de glissière (2 contraintes d'angle pour chaque glissière, pour un total de 6 contraintes d'angle).

2.5.2 Mise en position isostatique

Pour les usinages suivants, proposer une solution de mise en place isostatique en utilisant la symbolisation de niveau 1 de la norme NF E 04-013.

Usinage à réaliser	Mise en position retenue
	
	
	
	

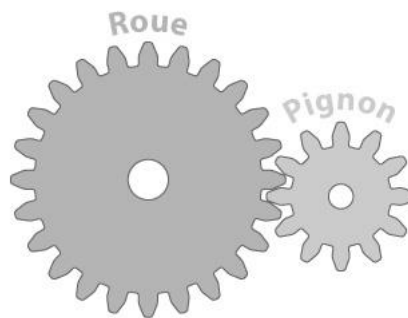
3 Transmission de puissance

3.1 Engrenages

3.1.1 Généralités

Les engrenages sont des composants mécaniques essentiels. Ce sont des systèmes de transmission de mouvement et de puissance qui sont très utilisés, les plus résistants et les plus durables. Ils sont normalisés suivant une norme ISO, ce qui permet une interchangeabilité et des économies de fabrication.

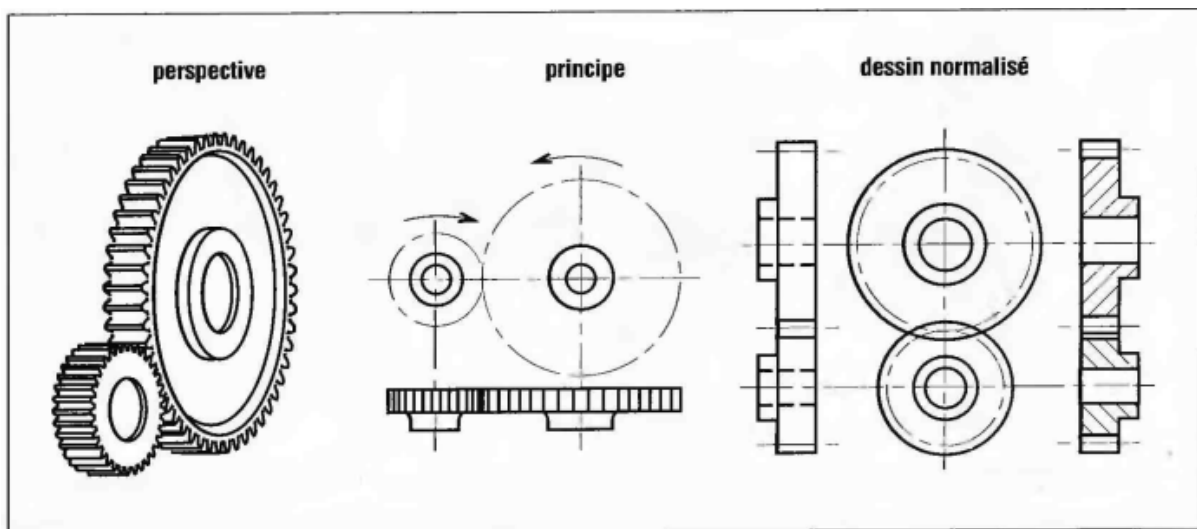
Un train d'engrenages est une suite de roues dentées qui réduisent ou augmentent le mouvement de rotation. La petite roue est nommée pignon, la plus grande la roue.



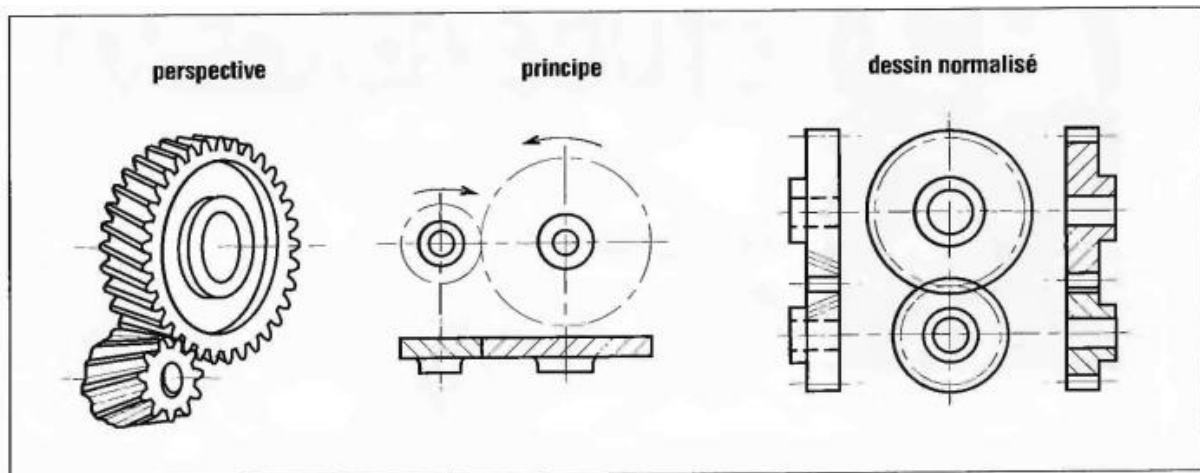
3.1.2 Types d'engrenages

Il existe différents quatre principaux types d'engrenages.

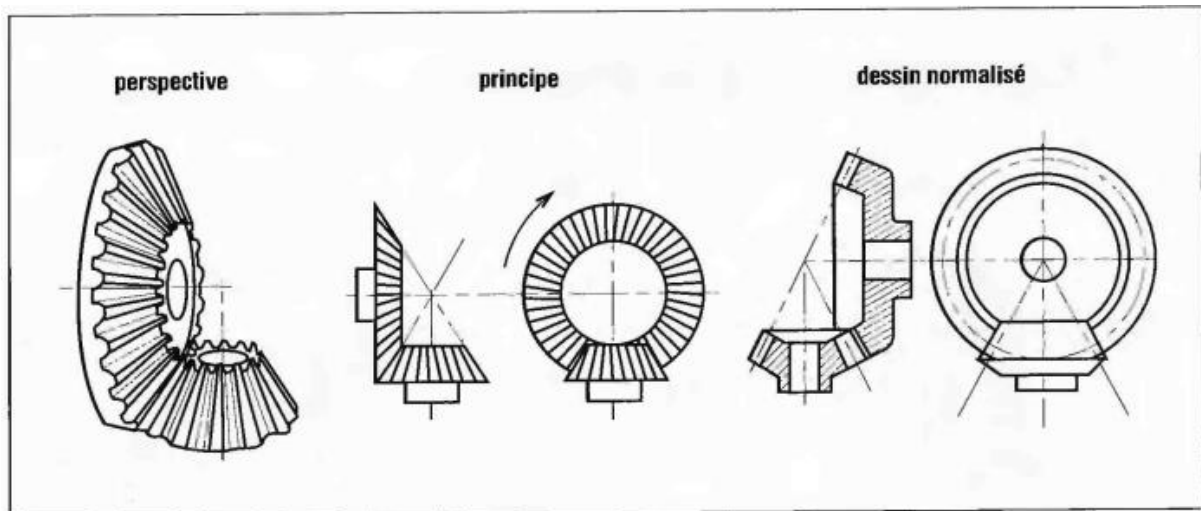
- Engrenages droits à denture droite



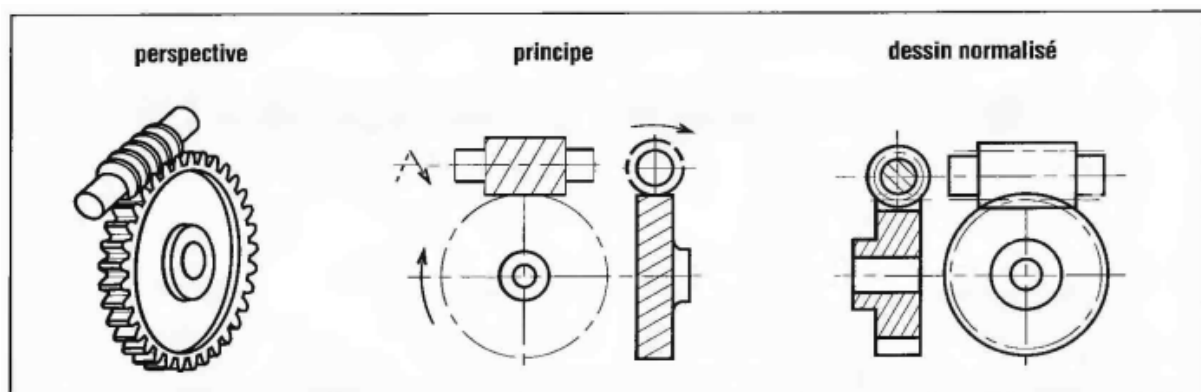
- Engrenages droits à denture hélicoïdale



- Engrenages coniques



- Engrenages roue et vis sans fin

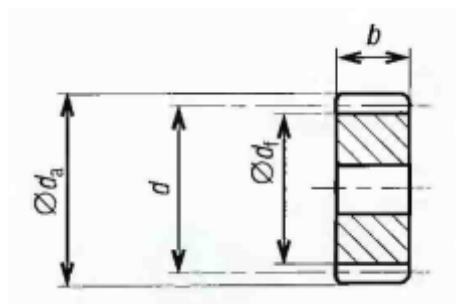


Leurs schémas cinématiques doivent respecter la norme.

Schémas cinématiques (normalisation)			
roue extérieure	roue intérieure	roue conique	roue et crémaillère
engrenages droits	engrenages coniques	engrenages coniques	roue et vis sans fin

3.1.3 Engrenages droits à denture droite

Chaque type d'engrenage possède ses propres caractéristiques de calcul. Ici, seul l'engrenages droits à denture droite sera aborder. Pour les autres, se référer à un manuel ou la norme. Les caractéristiques permettant de définir un engrenage droit sont nombreuse. Seul quelque principale sera abordée.



Les caractéristiques « géométrique » sont principalement définies par :

- d_a : diamètre de tête (engendre un cercle de tête)
- d : diamètre primitif (engendre un cercle primitif)
- d_f : diamètre de pied (engendre un cercle de pied ou de base)
- b : largeur de l'engrenage/denture

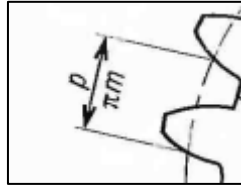


Ensuite, il y a les « spécificités » de l'engrenage :

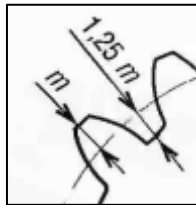
- **Circonférence primitive** : est le périmètre de l'engrenage
 - o Circonférence primitive = $\pi \cdot d = p \cdot Z$, où Z est le nombre entier de dents, p est le pas primitif

Il en vient, les relations suivantes :

- Module : $m = \frac{p}{\pi}$
- Diamètre : $d = m.Z$
- **Pas primitif** : correspond à la distance entre deux dents passant par le cercle primitif



- $p = \frac{\text{circonférence primitive}}{\text{nombre de dents}} = \frac{\pi.d}{Z} = \pi.m$
- **Module et creux** : sont les caractéristiques des dents, correspondant à une distance entre la tête de dent et le cercle primitif pour le module, et entre le cercle primitif et le pied de la dent pour le creux. La somme des deux donne la hauteur de dent
 - **Creux** = $h_f = 1,25.m$



3.1.4 La raison et rapport de transmission

La **raison** « r » d'un train d'engrenage définit le nombre de tours que peut faire la roue menée quand la roue menante fait une rotation complète. La roue menante est la roue qui initie la rotation. La roue menée est la roue qui reçoit cette rotation. La raison est le rapport entre le nombre de dents de la roue menée $Z_{menée}$ et le nombre de dents de la roue menante $Z_{menante}$, soit :

$$r = \frac{Z_{menante}}{Z_{menée}}$$

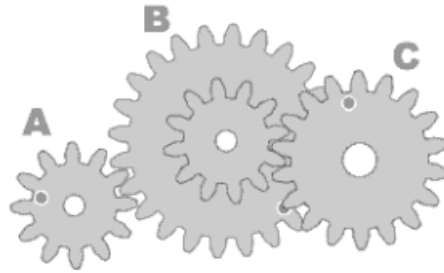


Remarque :

- Le raisonnement est valable pour tout type d'engrenage
- Si la raison est inférieure à 1, on parle de **démultiplication** ou **réduction**
- Si la raison est supérieure à 1, on parle de **surmultiplication**

Si un pignon de 12 dents initie la rotation sur une roue de 24 dents, alors, la raison est de 12/24, soit 0,5. Autrement dit, la roue menante fait un tour complet quand la roue menée ne fait qu'un demi-tour.

Pour des raisons « r » petites, il est possible d'obtenir ce rapport avec un très petit pignon et une très grande roue. Cependant, il y aura une disproportion du mécanisme qui engendrera divers problèmes tels que l'encombrement, poids, coût, etc. Pour éviter ce genre de problème, on crée un train de plusieurs engrenages qui modifie graduellement la réduction.



Quand un train d'engrenage est constitué de plus de 2 engrenages (comme pour des transmissions de voiture), le calcul reste le même, mais la **raison** est la combinaison successive des raisons entre deux engrenages. Ainsi,

$$r_{tot} = r_1 * r_2 * ... * r_n = \frac{Z_{menante_1} * Z_{menante_2} * ... * Z_{menante_n}}{Z_{menee_1} * Z_{menee_2} * ... * Z_{menee_n}}$$

Ce rapport permet ensuite de déterminer la **fréquence de rotation** du pignon de sortie de d'un train d'engrenages. Soit $N_{entrée}$ la fréquence de rotation de la roue d'entrée et N_{sortie} celle de la roue de sortie. Ainsi, on a :

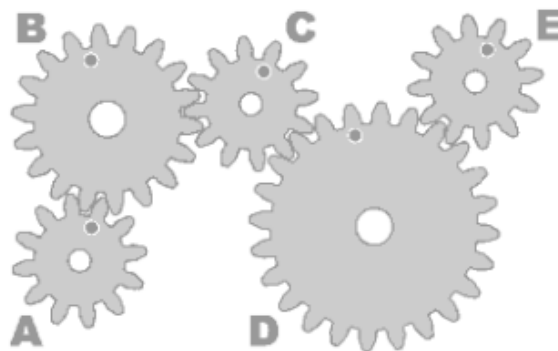
$$N_{sortie} = r * N_{entrée}$$

Si un pignon d'entrée fait 10 tours/minutes, et que la raison est de 0.5, la roue de sortie fera 10×0.5 , soit 5 tours/minutes.

On peut aussi exprimer le **rapport de transmission**, qui est le rapport entre la fréquence de rotation de la roue de sortie et celle de la roue d'entrée. Ainsi, dans l'exemple précédent, on a calculé un rapport de transmission de « 1 : 0.5 », c'est-à-dire que le pignon fait un tour quand la roue n'en fait qu'un demi. Cependant, par convention, on utilise des nombres entiers. Ainsi, le rapport de transmission est « 2 : 1 », qui se lit, « 2 pour 1 ».

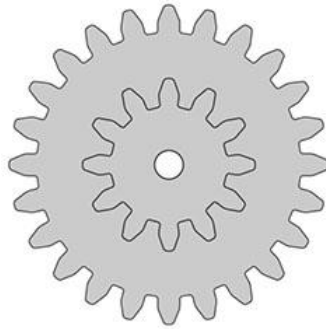
Ce rapport de transmission permet de rapidement évaluer la démultiplication de transmission.

3.1.5 Roues folles



Dans l'exemple ci-dessous, le train d'engrenages est constitué d'une cascade d'engrenages simple intermédiaires. Cette cascade n'aura aucune influence sur le rapport de transmission final. En effet, les roues folles B, C, et D sont à la fois roues menées et roues menantes. Ce qui annule leur influence dans le rapport final du train d'engrenages. Les intérêts principaux de ce type de cascade sont soit d'inverser le sens de rotation de la roue de sortie, soit d'éloigner la roue de sortie de la roue d'entrée.

Pour modifier le rapport final, il faut utiliser des engrenages doubles (ou engrenage à étage) qui ont le même axe.



Par ailleurs, le sens de rotation d'un train d'engrenages est facilement identifiable. Tout dépend du nombre d'engrenage :

- Si le nombre est pair, le sens de rotation est inversé
- Si le nombre est impair, le sens de rotation est le même

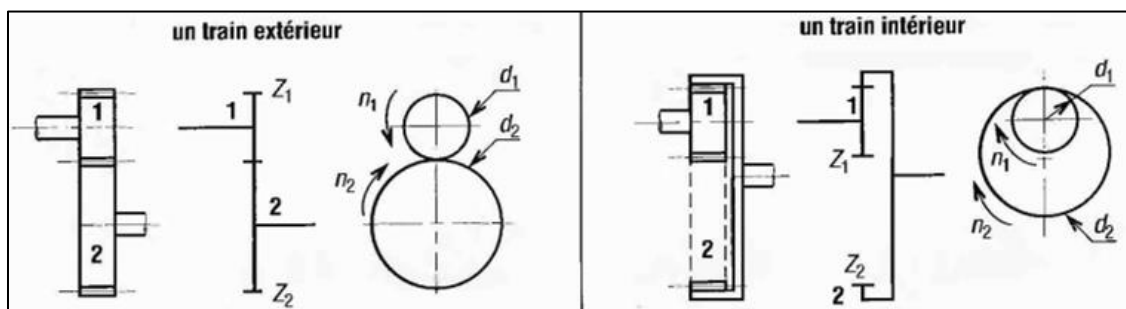
3.1.6 Détérioration des dentures

Les dentures peuvent être détériorées de deux manières :

- Par la rupture d'une ou plusieurs dents
- Par usure des surfaces de contact des dents

3.1.7 Exemples

3.1.7.1 Cas 1



$N_1 = 3500 \text{ tr/min}$, $Z_1 = 30$, $Z_2 = 60$ dents, dentures droites.

Déterminer le rapport $R_{2/1}$, ainsi que la vitesse de la roue 2, dans les deux cas (attention au signe).

Solution :

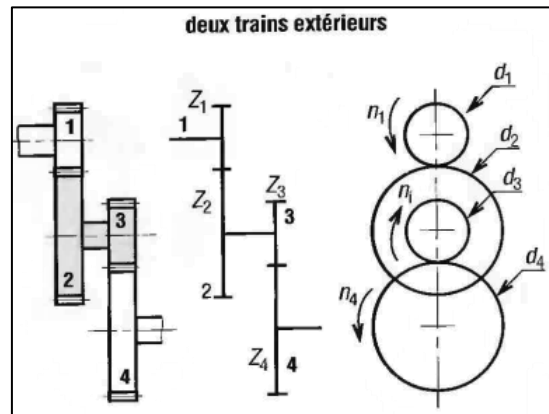
$$R_{2/1} = \frac{n_2}{n_1} = -\frac{Z_1}{Z_2} = -\frac{d_1}{d_2}$$

$$N_2 = -1750 \text{ tr/minutes}$$

$$R_{2/1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{d_1}{d_2}$$

$$N_2 = 1750 \text{ tr/minutes}$$

3.1.7.2 Cas 2

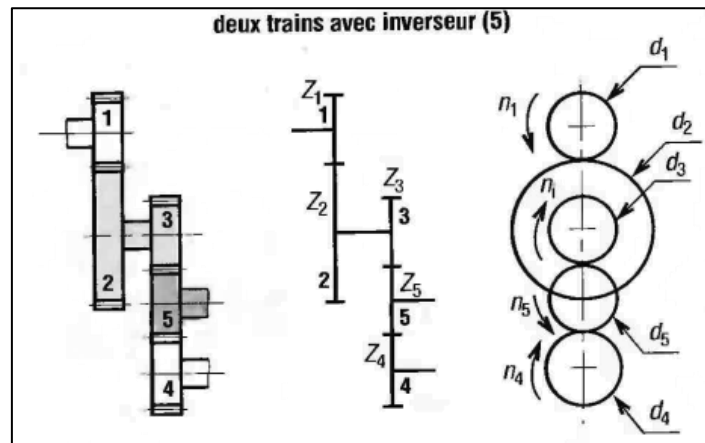


$N_1 = 3500 \text{ tr/min}$, $Z_1 = 30$, $Z_2 = 60$, $Z_3 = 12$, $Z_4 = 24$ dents, dentures droites.
Déterminer le rapport $R_{4/1}$, ainsi que la vitesse de la roue 4.

Solution :

$$R_{4/1} = \frac{1}{4} \quad | \quad N_4 = 875 \text{ tr/minutes}$$

3.1.7.3 Cas 3

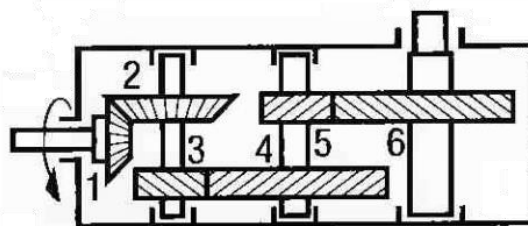


$N_1 = 3500 \text{ tr/min}$, $Z_1 = 30$, $Z_2 = 60$, $Z_3 = 12$, $Z_4 = 24$, $Z_5 = 20$ dents, dentures droites.
Déterminer le rapport $R_{4/1}$, ainsi que la vitesse de la roue 4.

Solution :

$$R_{4/1} = -\frac{1}{4} \quad | \quad N_4 = -875 \text{ tr/minutes}$$

3.1.7.4 Cas 4



$Z_1 = 26$, $Z_2 = 52$, $Z_3 = 26$, $Z_4 = 82$, $Z_5 = 18$, $Z_6 = 48$ dents, $N_1 = 1500 \text{ tr/minutes}$

1. Représenter le mécanisme de manière cinématique.
2. Déterminer la vitesse de sortie N_6 ainsi que le sens de rotation.

Solution :

$$R_{6/1} = \frac{39}{656} \quad | \quad N_6 \cong 89,18 \text{ tr/minutes}$$

3.2 Transmissions par courroies et par chaînes

3.2.1 Généralités

Ces transmissions sont assez faciles à concevoir et à mettre en œuvre. De par leur principe même de fonctionnement, elles offrent une grande liberté pour positionner les systèmes de transmission dans des conceptions contraintes.

Dans la mesure où ces éléments possèdent une certaine souplesse, élasticité, elles absorbent une partie des vibrations, et des chocs. Ainsi, la durée de vie de ces systèmes est plus longue. Cependant, ces bénéfices ne sont pas indéfinis. En vieillissant, leurs avantages se dissipent.

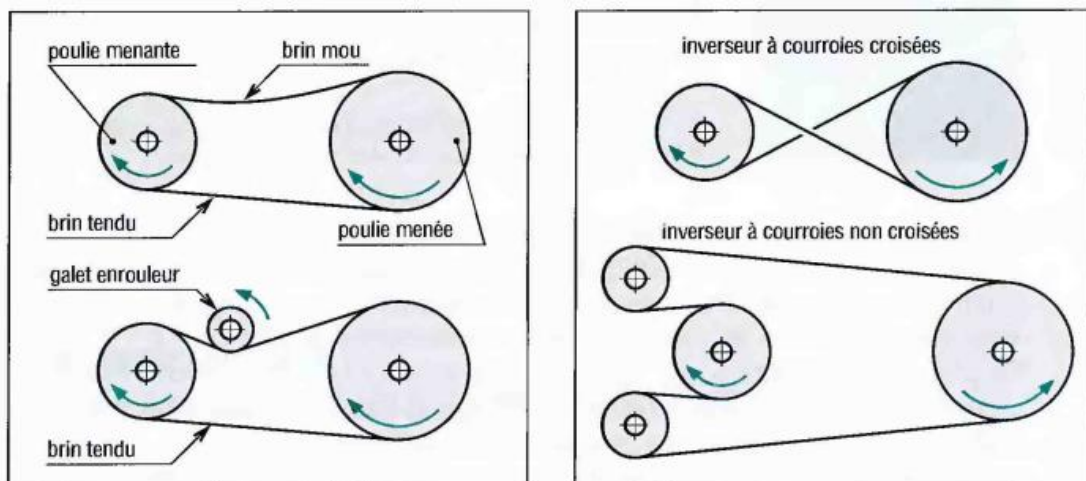
3.2.2 Les courroies

3.2.2.1 Généralités

Les courroies sont surtout utilisées pour des vitesses élevées avec de grands entraxes possibles entre poulies. La tension initiale des courroies est primordiale. En effet, cela garantit un certain niveau d'adhésion pour transmettre le mouvement. Pour ce faire, un système externe est utilisé pour régler le niveau de tension de la courroie tel que le galet enrouleur. Cela permet de compenser l'allongement des courroies dû à l'usure avec le temps.

Remarque :

- Seules les courroies crantées non pas de glissement avec les poulies. Afin de simplifier les calculs de rapport de transmission, le glissement est supposé négligeable.

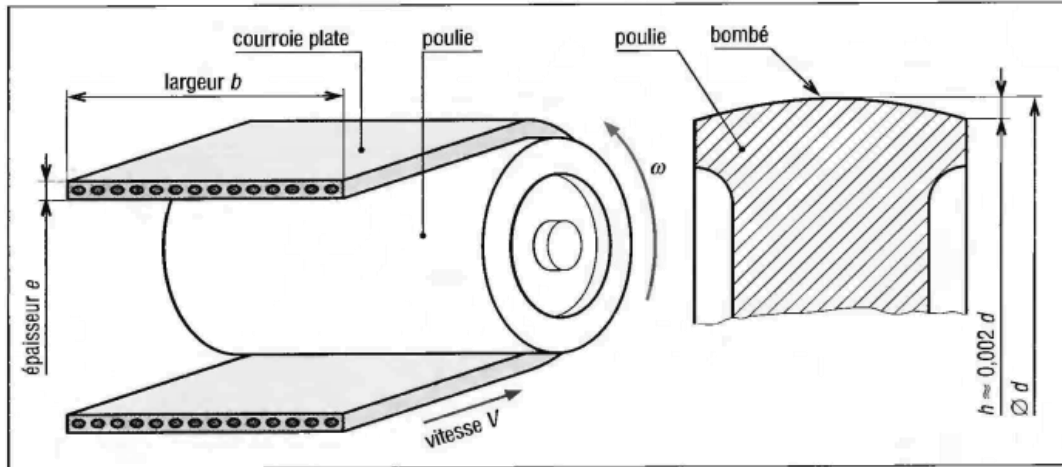


Il existe plusieurs types de transmission par courroies :

- Courroies plates
- Courroies trapézoïdales
- Courroies crantées (ou synchrones)

3.2.2.2 Courroies plates

Les courroies plates sont très silencieuses, permettent de grands rapports de réduction et sont utilisées en grande vitesses avec de faibles couples. Elles absorbent les vibrations de torsion et ont un rendement d'environ 98% (comparable aux engrenages).

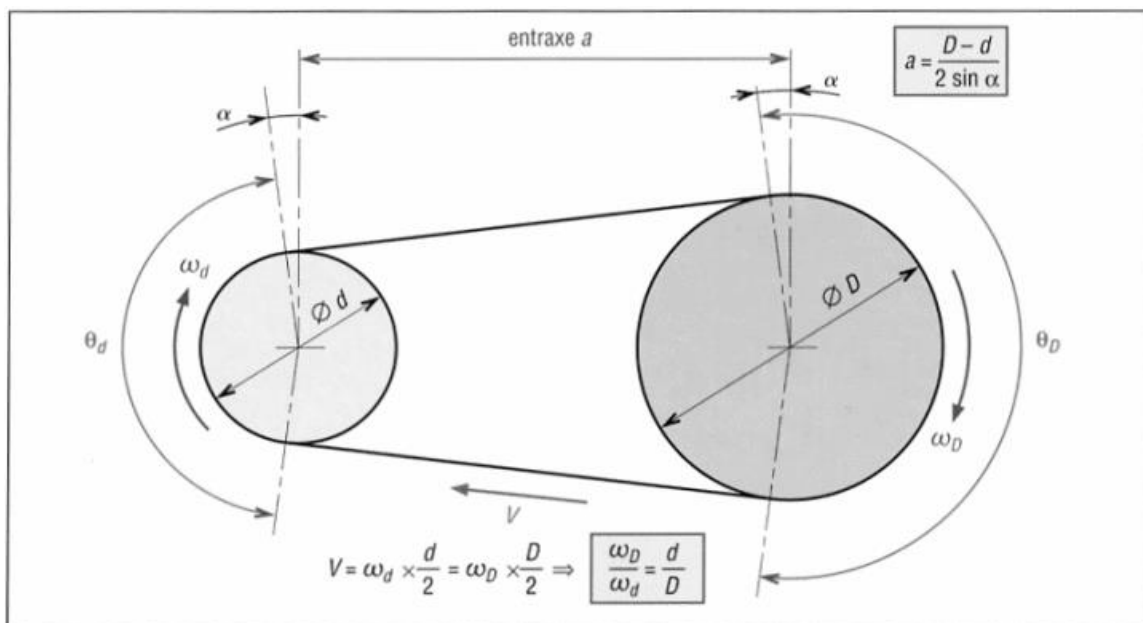


Le rapport de transmission est donné par la relation :

$$\frac{N_D}{N_d} = \frac{\omega_D}{\omega_d} = \frac{\varnothing d}{\varnothing D} = \frac{C_d}{C_D}$$

Avec :

- d, D : sont respectivement les indices désignant la petite et grande poulie
- N : vitesse de rotation en tr/min
- ω : vitesse angulaire en rad/s
- \varnothing : diamètre de poulie
- C : couple en N.m



Avec $\alpha = \frac{\theta_D - 180^\circ}{2}$

Le **rapport entre les tensions** est défini par la relation :

$$\frac{T - F_c}{t - F_c} = e^{f \cdot \theta}$$

Avec :

- t : la tension du brin mou en N,
- T : la tension du brin tendu en N ($T > t$),
- f : le coefficient de frottement entre poulie et courroie,
- $\theta = \theta_d$: l'arc d'enroulement sur la petite poulie en radians,
- $F_c = m \cdot V^2$: la force centrifuge sur la courroie. Selon le problème, celle-ci peut être négligeable (i.e. $F_c = 0$),
- V : vitesse (linéaire) de la courroie en m/s avec $V = \pi \cdot \frac{N_d}{30} \frac{d}{2}$,
- m : masse de 1m de courroie en kg/m.

Hypothèse : la force de frottement au niveau du recouvrement poulie/courroie est supposée uniforme.

Remarque : la tension est maximale lorsque t est minimale (i.e. $t = 0$) : $T_{max} = 2T_0$ où T_0 est la tension initiale de la courroie, exprimé en N.

Les **couples transmis** sont définis tel que :

- $C_D = (T - t) \frac{D}{2}$
- $C_d = (T - t) \frac{d}{2}$

La **puissance transmissible** est telle que :

$$P = (T - t) \cdot V$$

3.2.3 Les chaînes

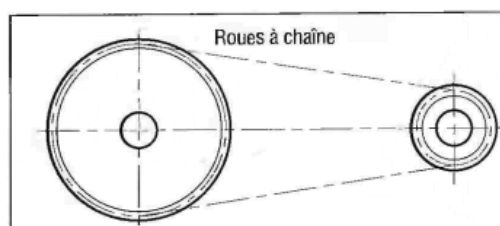
3.2.3.1 Généralités

Les transmissions par chaînes ont une longue durée de vie, un rapport de transmission constant (pas de glissement), peuvent entraîner plusieurs arbres en même temps, et ont un montage/entretien plus simples avec un prix de revient moins élevé que les engrenages. Elles sont essentiellement utilisées en basse vitesse (13m/s à 20m/s, selon le type).

Par rapport aux courroies, elles supportent des tensions plus élevées, supportent un environnement de fonctionnement plus rude, et ont une durée de vie plus élevée. Cependant, elles fonctionnent à faible régime, nécessitent une lubrification, et sont plus bruyantes.

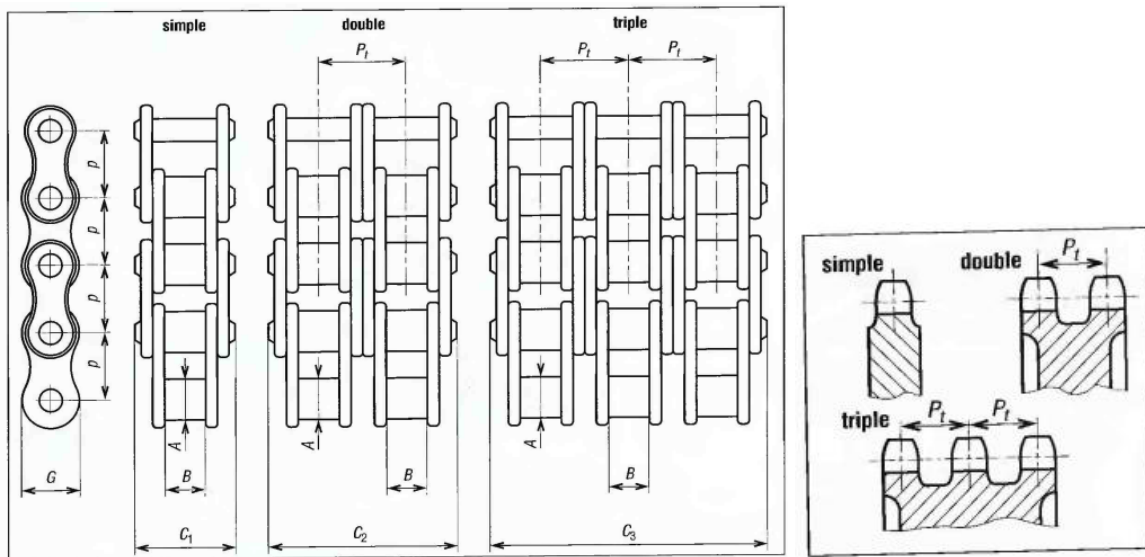
3.2.3.2 Représentation

Leur dessin suit la norme ISO 2203.



3.2.3.3 Calculs

Les chaînes les plus utilisées sont des **chaînes à rouleaux**. On en distingue principalement trois telles que :



La dimension des chaînes de rouleaux est définie par la norme ISO 606, qui donne un abaque suivant les caractéristiques principales. En transmission de puissance, les chaînes à rouleaux des vitesses limites de 12 à 15 m/s, et des rapports de transmission entre 6 et 9.

Le **rapport de transmission** est donné par :

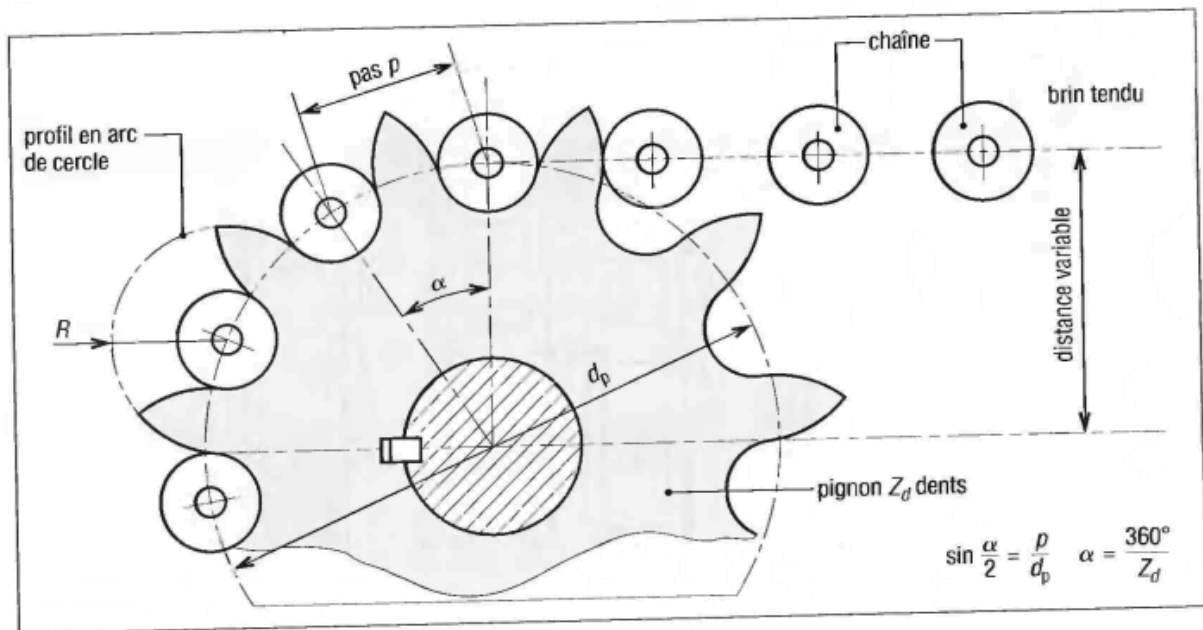
$$\frac{N_D}{N_d} = \frac{d_p}{D_p} = \frac{Z_d}{Z_D} = \frac{C_d}{C_D}$$

Avec :

- p : désignant la valeur primitive, comme pour les engrenages
- Z : le nombre de dents

Ainsi, le diamètre primitif d'une roue avec Z dents est :

$$d = \frac{p}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)}$$



La vitesse linéaire de la chaîne est donnée par :

$$V = \frac{N_d \cdot p \cdot Z_d}{60}$$

3.2.4 Exercices

3.2.4.1 Courroies

Soit des courroies transmettant une puissance de 3 kW entre un moteur électrique tournant à 2000 tr/min pour un diamètre de poulie de 140 mm et une machine de production tournant à 700 tr/min.

1. Calculer le diamètre de poulie de machine de production.
2. Calculer la vitesse linéaire de la courroie.
3. Calculer l'entraxe a pour un arc d'enroulement $\theta_D = 200^\circ$.
4. Sachant que la tension du brin tendu est de 50 N, le rapport entre les tensions est de 2 et que la force centrifuge est négligeable, calculer la tension du brin mou.
5. Calculer les couples transmis.
6. Calculer la puissance transmissible par la courroie ainsi que le nombre de courroie nécessaire pour transmettre toute la puissance requise.
7. Conclure sur le choix des courroies.

Solution :

1. $\frac{N_D}{N_d} = \frac{700}{2000} = 0.35 = \frac{\emptyset d}{\emptyset D} = \frac{140}{\emptyset D} \Rightarrow \emptyset D = 400 \text{ mm}$
2. $V = \pi \cdot \frac{N_d d}{30 \cdot 2} = \pi \cdot \frac{2000 \cdot 140}{30 \cdot 2} = 14\,660.77 \text{ mm/s} \cong 14.7 \text{ m/s}$
3. $\alpha = 10^\circ \Rightarrow a = \frac{\emptyset D - \emptyset d}{2 \sin \alpha} \cong 748.64 \text{ mm}$
4. $t = \frac{50}{2} = 25 \text{ N}$
5. $C_D = (50 - 25) \frac{400}{2} = 5\,000 \text{ N.mm} = 5 \text{ N.m}$
 $C_d = (50 - 25) \frac{140}{2} = 1\,750 \text{ N.mm} = 1.75 \text{ N.m}$
6. $P = (50 - 25) * 14.7 = 367.5 \text{ W}$
 $Nb = \frac{3\,000}{367.5} = 8.16 \Rightarrow 9 \text{ courroies}$
7. En utilisant des courroies ne permettant que de transmettre 50 N, le système a besoin de 9 courroies. Ce qui est excessif.
Remarque : En utilisant des courroies transmettant $T = 200 \text{ N}$ avec un rapport de tension de 1.4, seul 4 courroies suffiraient car $P = 840 \text{ W}$, donc $Nb = 3.57$.

3.2.4.2 Chaines

Soit un moteur qui transmet un couple de 150 N.m à un pignon de 25 dents (pas de 12 mm) à 50 tr/min avec un rapport de transmission de 0.5.

1. Calculer le diamètre du pignon.
2. Calculer le diamètre et le nombre de dent de la roue (ou grand pignon).
3. Calculer la vitesse de la roue.
4. Calculer la vitesse linéaire de la chaîne.
5. Calculer le couple transmis.

Solution :

1. $d_p = \frac{12}{\sin\left(\frac{180^\circ}{25}\right)} \cong 95.74 \text{ mm}$
2. $D_p = \frac{d}{0.5} = 191.48 \text{ mm}$
 $Z_D = \frac{25}{0.5} = 50 \text{ Dents}$
3. $N_D = N_d * 0.5 = 25 \text{ tr/min}$
4. $V = \frac{50 * 12 * 25}{60} = 250 \text{ mm/s}$
5. $C_D = \frac{150}{0.5} = 300 \text{ N.m}$