

**INSA**

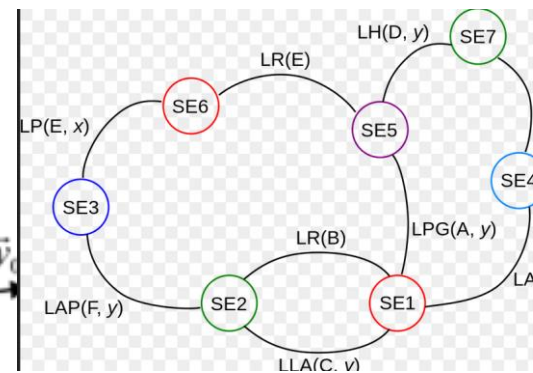
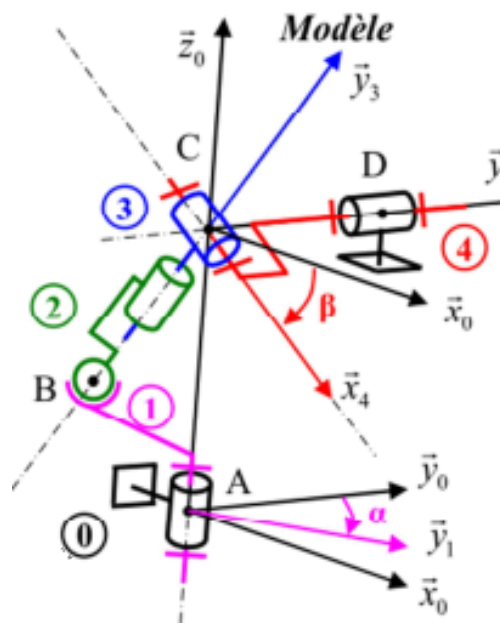
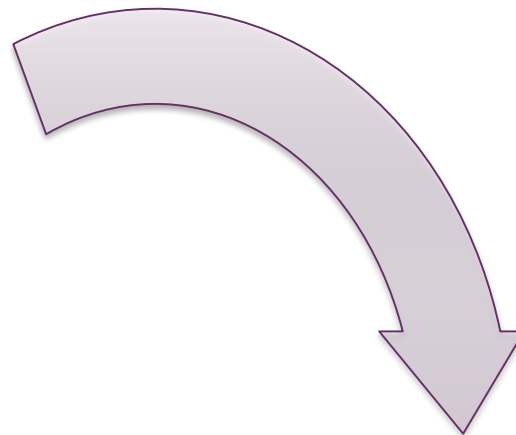
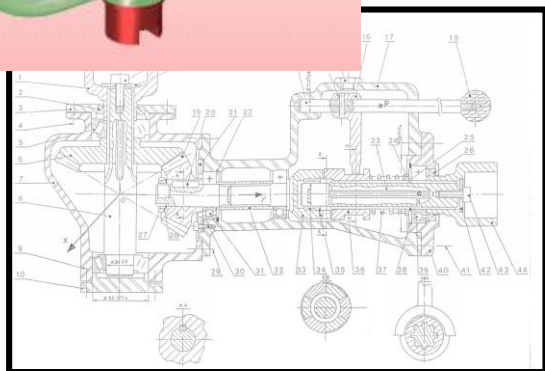
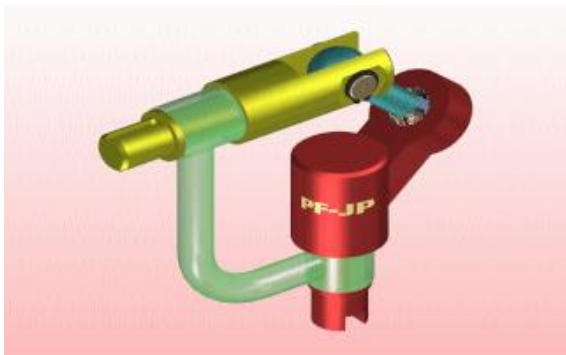
INSTITUT NATIONAL  
DES SCIENCES  
APPLIQUÉES  
LYON

# Conception & Analyse

## Théorie des Mécanismes

*Équipe pédagogique CONAN*

# Rappel CM1



## Objectifs CM2

---

- Appréhender la notion d'hyperstatisme dans ses différents aspects technologiques :
  - Au niveau des surfaces de contacts
  - Au niveau des associations de contacts
  - Au niveau des boucles de liaisons
- Mettre en œuvre une démarche de modélisation isostatique permettant la détermination des actions mécaniques de liaison
- Vérifier l'aptitude du système à réaliser la loi d'entrée/sortie désirée
- Mettre en évidence les conditions géométriques de bon fonctionnement



# **L'hyperstatisme, une notion géométrique**

## Aspect cinématique des contacts

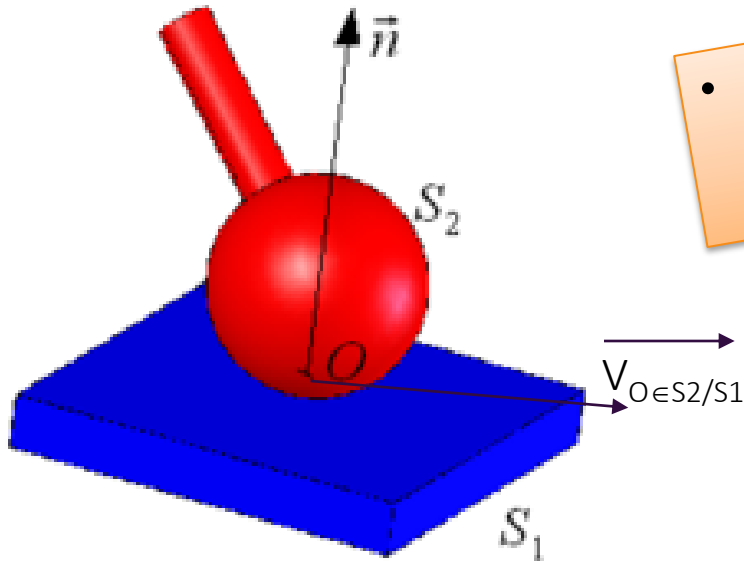
- Le mouvement instantané d'un solide  $S_i$  par rapport à un solide  $S_j$  peut être décrit à l'aide du torseur cinématique  $V_{i/j}$  caractérisé par 6 quantités scalaires

$$\{V_{i/j}\} : \begin{matrix} \left. \begin{matrix} \omega_x & v_x \\ \omega_y & v_y \\ \omega_z & v_z \end{matrix} \right\} \\ A \end{matrix} (\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$$

- Si ces 6 quantités scalaires sont indépendantes alors le mouvement est sans contrainte
- Si ces 6 quantités scalaires sont dépendantes les unes des autres, le mouvement est contraint : le solide  $S_i$  est lié à  $S_j$

## Contact ponctuel

- La vitesse relative est contenue dans le plan tangent commun de normale  $n$
- Cela impose  $\vec{V}_{O \in S_2 / S_1} \cdot \vec{n} = 0$



- Le contact ponctuel impose donc une seule relation linéaire homogène entre les six composantes du torseur cinématique

# Association de contacts ponctuels

- Si on impose entre deux solides k points de contacts, on peut écrire k relations de type

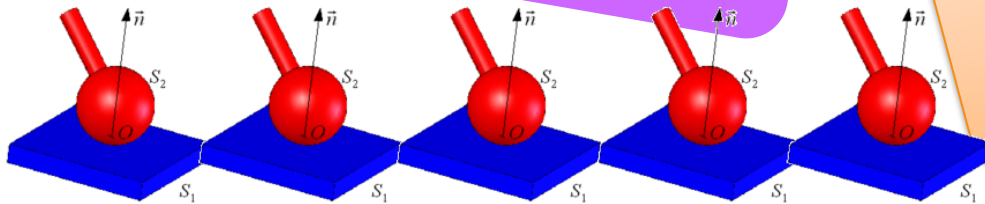
$$\vec{V}_{O \in S_2/S_1} \cdot \vec{n}_k = 0$$

- Cet ensemble de relation peut se mettre sous forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} \lambda_1 & \mu_1 & \nu_1 & \alpha_1 & \beta_1 & \gamma_1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \lambda_k & \mu_k & \nu_k & \alpha_k & \beta_k & \gamma_k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \\ V_{Ax} \\ V_{Ay} \\ V_{Az} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Aspect cinématique : les mobilités

Aspect géométrique : les normales aux points de contacts



## Isostaticité - hyperstaticité

- Cette matrice a un rang maximal de 6
- Si  $r = 6$ , la seule solution est que le torseur cinématique soit nul, c'est la liaison fixe
- Si  $r < 6$ , l'ensemble des torseurs cinématique solutions de l'équation doivent être de dimension  $6-r$  : les  $k$  contacts réalisent une liaison de degré de mobilité  $m = 6-r$

$$\begin{bmatrix} \lambda_1 & \mu_1 & \nu_1 & \alpha_1 & \beta_1 & \gamma_1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \lambda_k & \mu_k & \nu_k & \alpha_k & \beta_k & \gamma_k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \\ V_{Ax} \\ V_{Ay} \\ V_{Az} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

- Si  $k = r$ , les  $k$  contacts sont indépendants
- Si  $k > r$  les contacts ne sont pas indépendants, certains contacts sont dans des positions particulières par rapport aux autres. C'est un positionnement hyperstatique et la quantité  $h = k - r$  est appelé degré d'hyperstatisme



## Isostaticité - hyperstaticité

- Cette matrice a un rang maximal  $r$
- Si  $r = 6$ , la seule solution est  $\vec{0}$
- Si  $r < 6$ , l'ensemble des torseurs admissibles est de dimension  $6-r$  : les  $k$  contacts

$$\begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \vdots \\ \lambda_n \end{bmatrix}$$

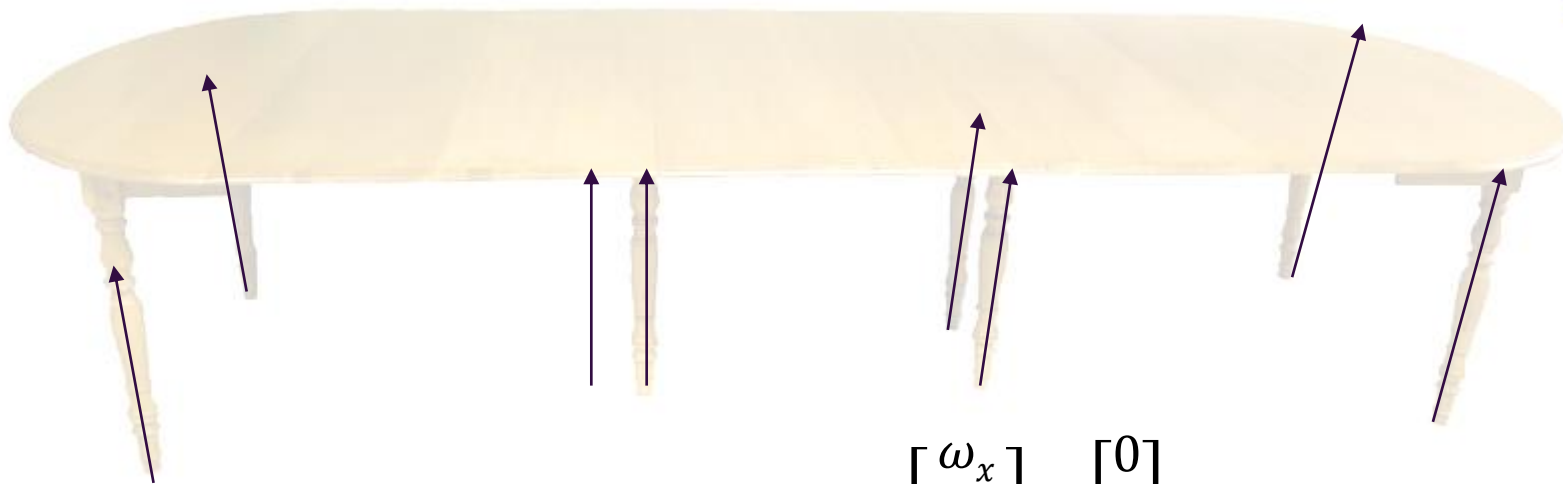
L'hyperstaticisme est donc une notion purement géométrique !

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Les contacts sont dans des positions géométriques différentes. C'est un positionnement

Le nombre  $6-r$  est appelé degré d'hyperstaticisme

## Exemple : la table !



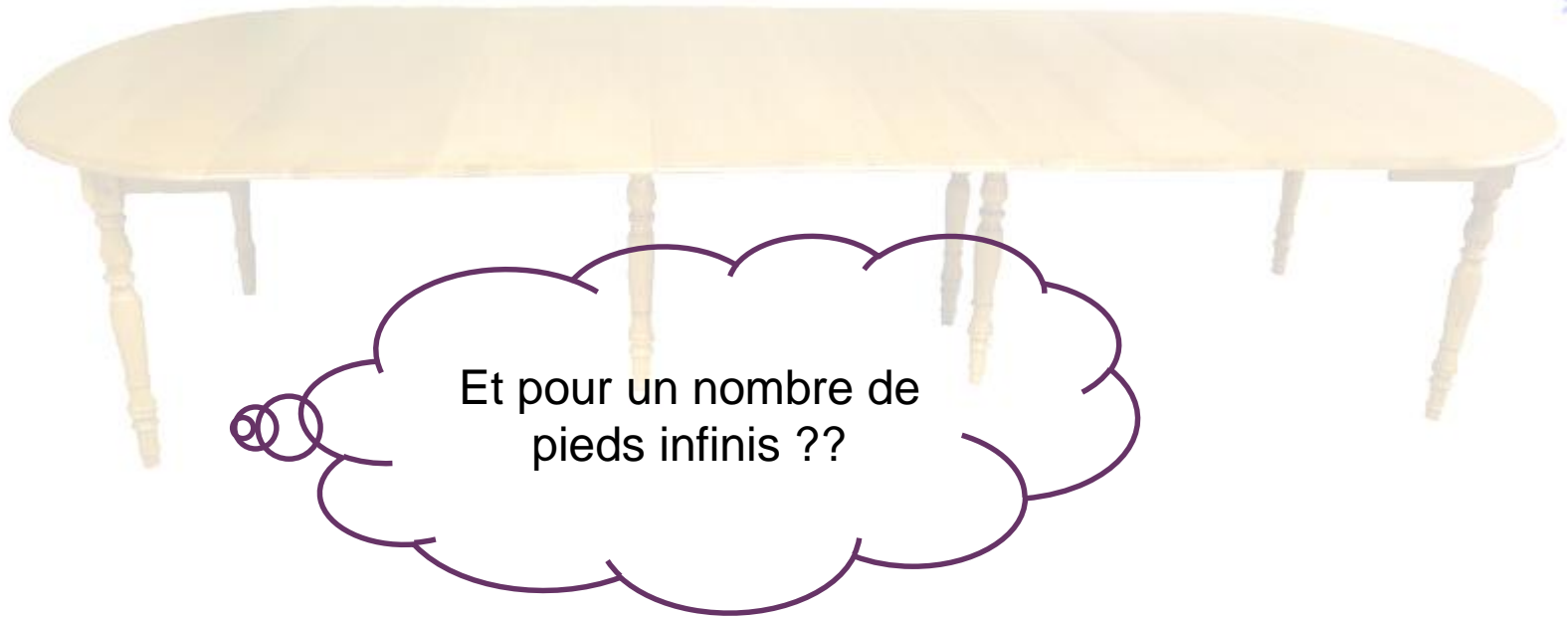
$$\begin{bmatrix} \lambda_1 & \mu_1 & 0 & 0 & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \lambda_8 & \mu_8 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \\ V_{Ax} \\ V_{Ay} \\ V_{Az} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

- $r = 3$   
(à cause des colonnes de 0 qui traduisent le fait que toutes les normales sont d'axe z et que les points de contacts sont à la même altitude z)

- Tant que le nombre de pied est inférieur à 3 l'association est isostatique et homogène à un appui-plan de normale z

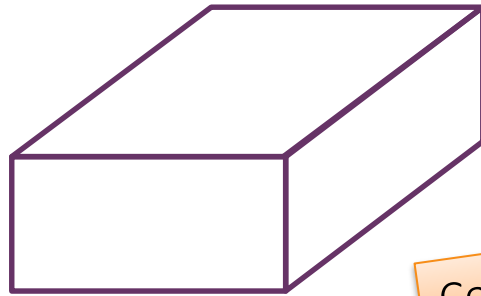
- Pour 4 pieds et plus, le positionnement est hyperstatique

## Contacts ponctuels, linéiques et surfaciques

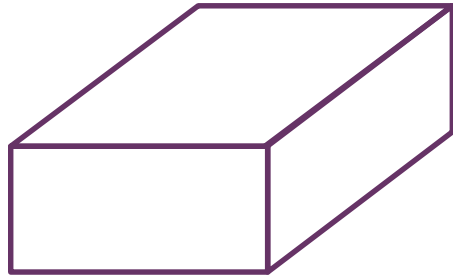
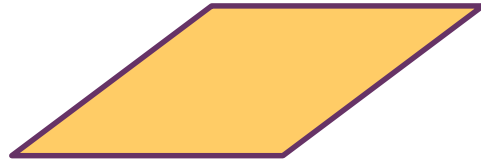


**Un contact surfacique est inévitablement hyperstatique !**  
Il convient donc de limiter la dimension de ces contacts dans la limite des *pressions de contact admissibles* par les matériaux et d'assurer une qualité minimale à *la forme* et à *l'état de surface* de ces contacts

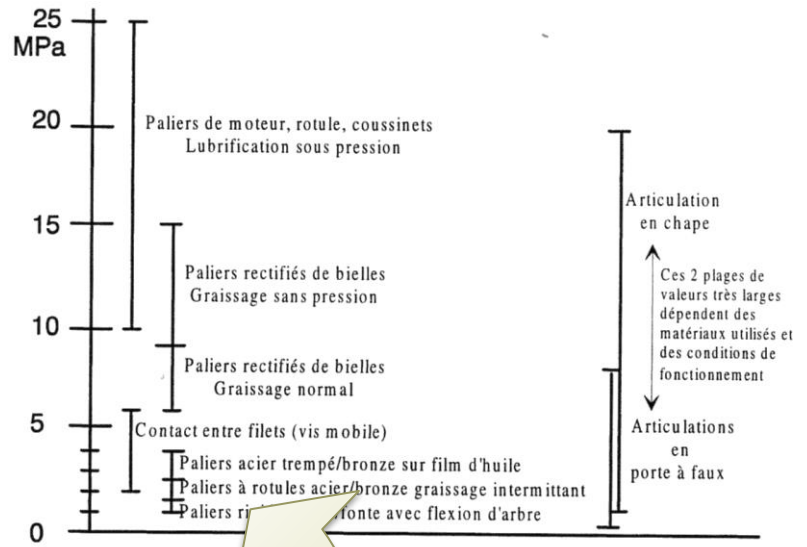
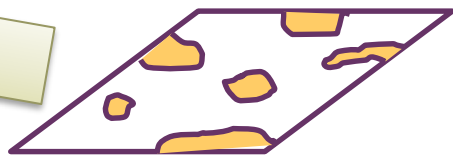
# Pression de contact admissible



Contact parfait



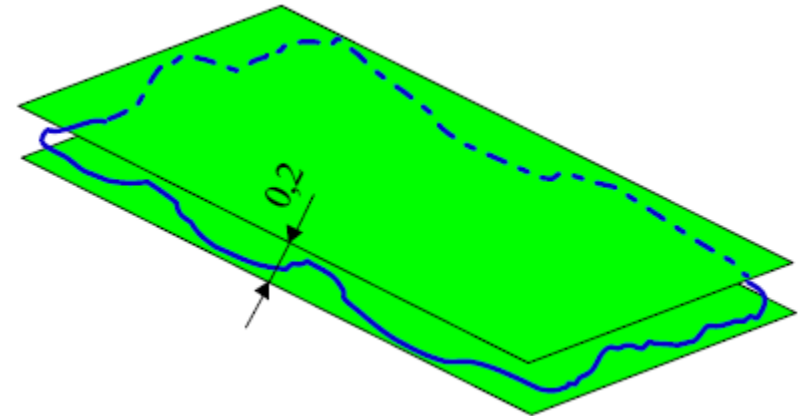
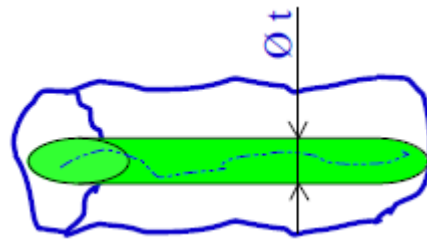
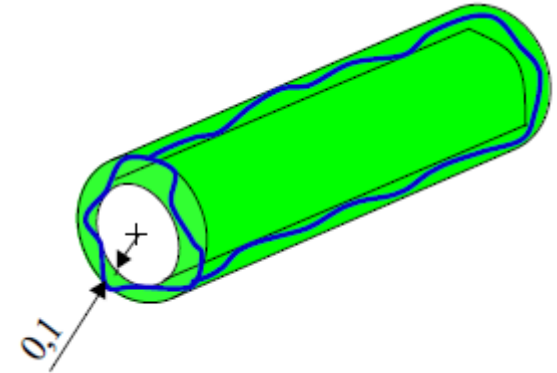
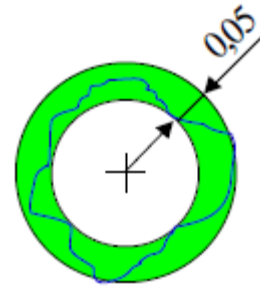
Contact réel



La pression de contact admissible est une grandeur pratique qui prend en compte autant les matériaux que les conditions de réalisation des surfaces...

# Critères géométriques associés aux surfaces de contacts

Des tolérances de forme permettent de limiter les défauts des surfaces de contact : la surface réelle doit être comprise entre deux surfaces idéales écartées de la valeur de la tolérance



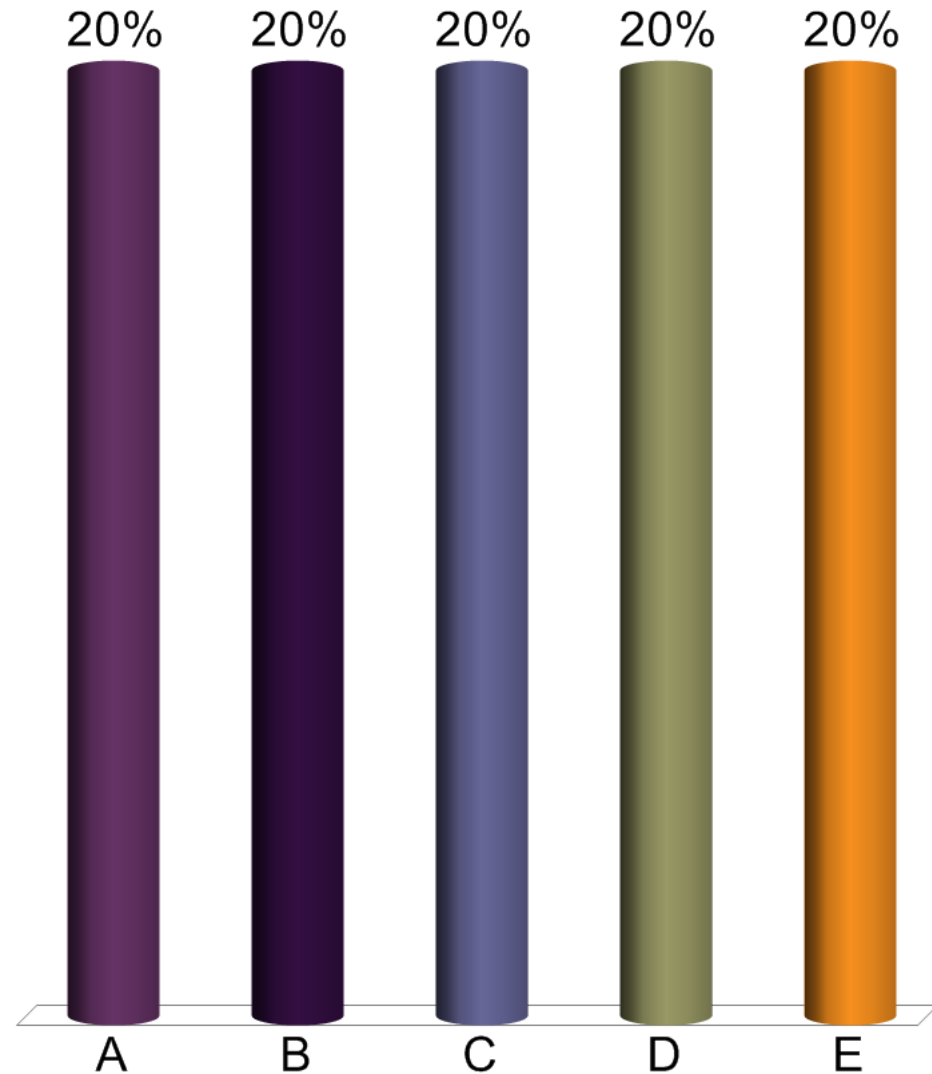
# Critères géométriques associés aux surfaces de contacts

Surface	Prévue pour	Condition de fonctionnement	Matière	Exemples	Valeur maximale de $R$ ( $\mu\text{m}$ )	Symbole
déplacement relatif	Frottement de glissement	Très difficile	Acier	Axe de piston Axe du pignon fou de la pompe à huile	0,4	$\sqrt{FG}$
			Fonte		0,63	
			Aluminium		1	
			Bronze	Alésage du pied de bielle	2,5	
		Difficile	Acier	Queue de soupape Diamètre extérieur du poussoir	2,5	
			Fonte	Portée d'arbre à cames Diamètre extérieur du pignon de commande d'allumeur	4	
			Aluminium		6,3	
			Bronze	Bague de la pompe à huile Alésage et face du pignon intermédiaire de distribution	6,3	
		Moyenne	Acier	Face du pignon de la pompe à engrenage Glissières	6,3	
			Fonte	Face de butée d'arbre à cames Surface de freinage et d'embrayage	6,3	
			Aluminium	Jupe de piston Alésage du logement de pignon (pompe à huile)	6,3	
			Bronze	Alésage du pignon intermédiaire de distribution	6,3	
		Facile	Acier	Facès latérales de tête de bielle	6,3	
			Fonte	Butée du palier central du vilebrequin	6,3	
			Aluminium	Alésage pour arbre de pompe à huile	10	
			Bronze		10	
Frottement de roulement		Très difficile	Acier	Billes et chemin de roulement à billes	0,1	$\sqrt{FR}$
		Difficile	Acier	Cames et galets très chargés	0,25	
		Moyenne	Acier	Dents d'engrenage chargées Cames et galets chargés	1	
		Facile	Acier	Dents d'engrenage peu chargées	2,5	

Des spécifications d'états de surfaces permettent de limiter les défauts microscopiques des surfaces de contact afin d'optimiser leur comportement cinématique.

# Une liaison pivot glissante peut s'obtenir à partir de :

- A. 3 ponctuelles
- B. 1 rotule et 1 ponctuelle en parallèle
- C. 4 ponctuelles
- D. 1 linéaire annulaire et 2 ponctuelles en parallèle
- E. Une pivot hypostatique

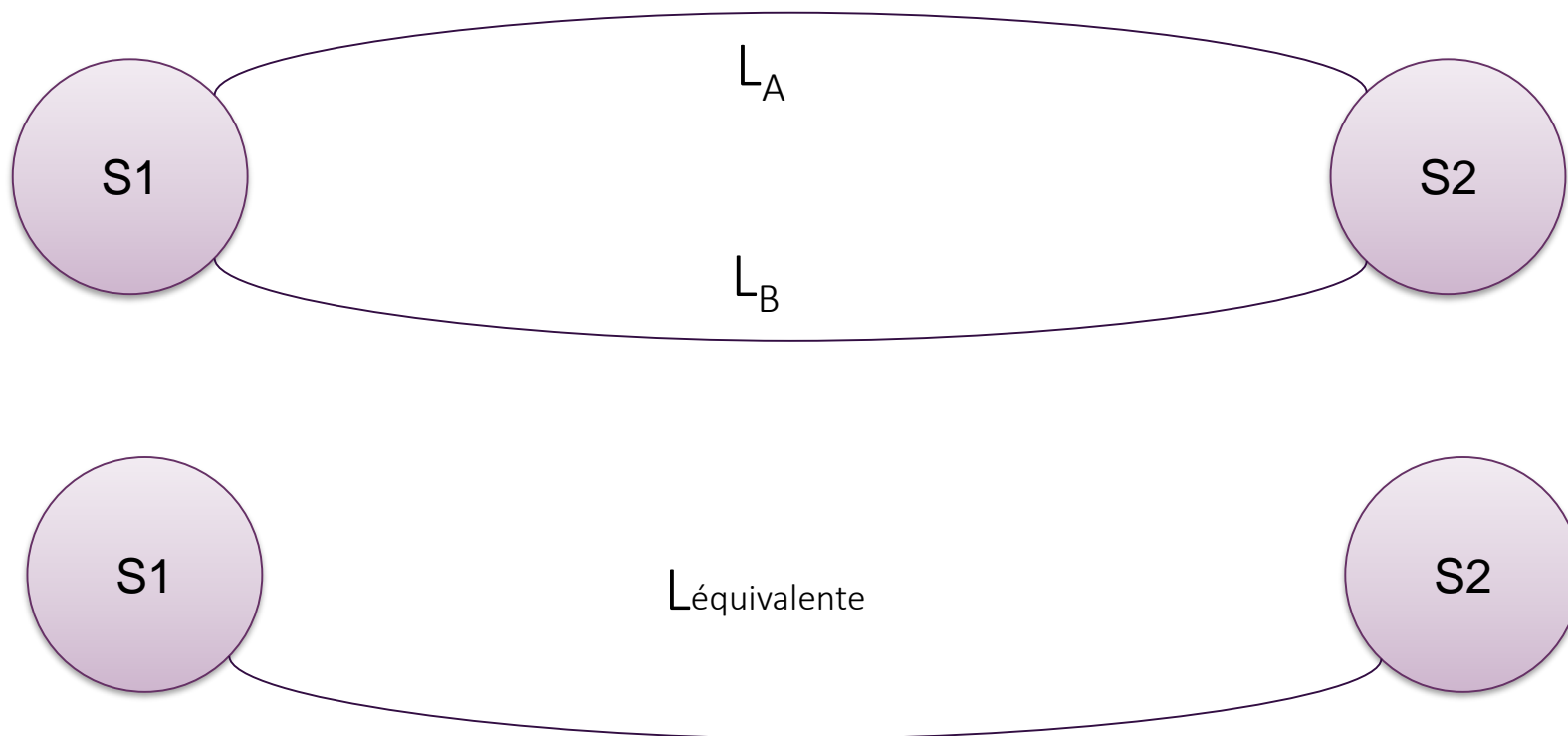




# **Analyse des graphes des contacts**



# Rappel de mécanique générale



*on somme les torseurs de statique:*

$$\{T_{L_{\text{équi}}}\} = \{T_{L1}\} + \{T_{L2}\}$$

Rappel de

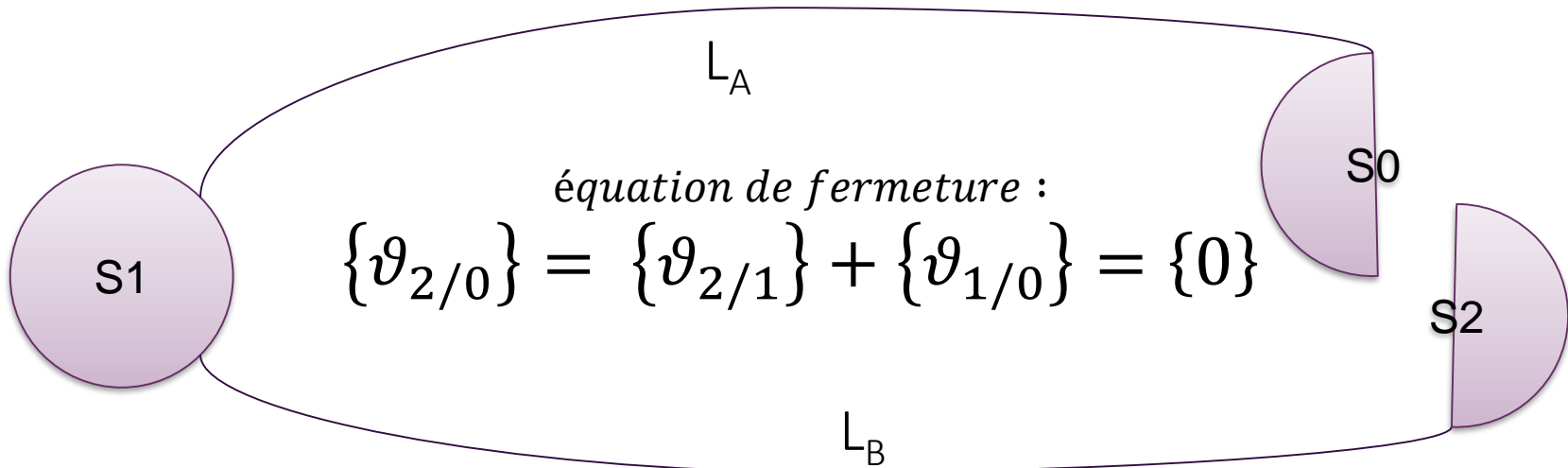
Problème on ne  
sait pas si cette  
liaison équi est  
hyperstatique

S1

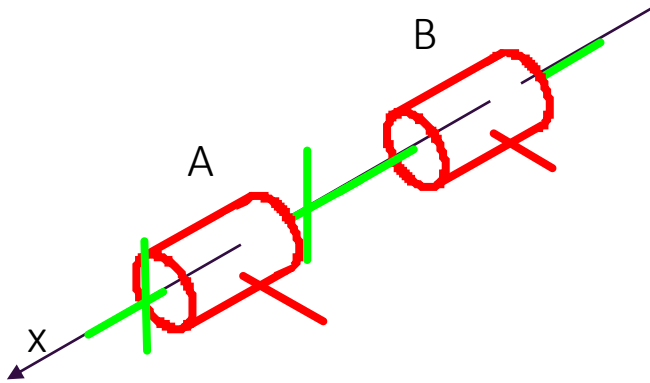
S2

ue:  
 $\{T_{L1}\} + \{T_{L2}\}$

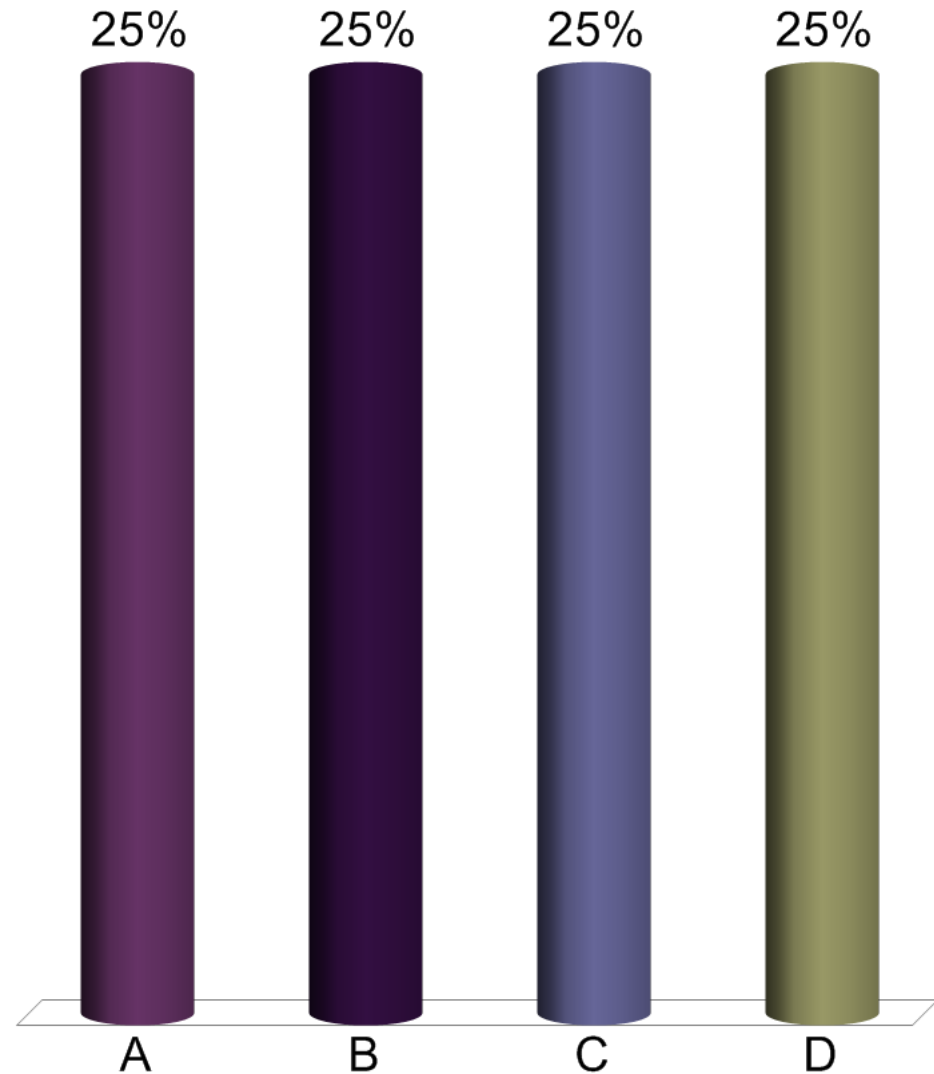
L'étude d'une liaison équivalente consiste à analyser la relation entre la somme des torseurs cinématiques et le torseur nul



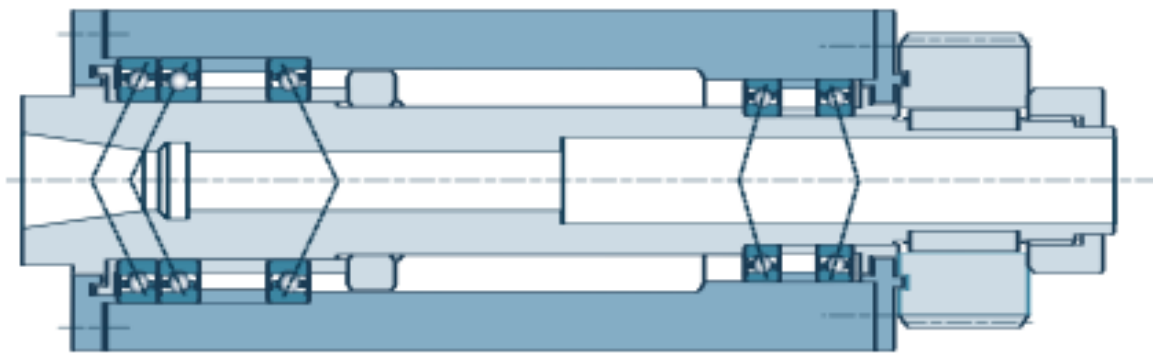
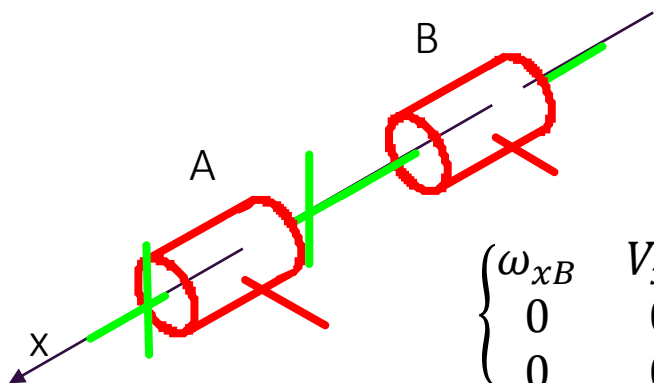
# Cet ensemble de liaison est



- A. Équivalent à une pivot
- B. Hyperstatique de degré 2
- C. Isostatique
- D. Nécessite un réglage au montage en translation suivant x



# Exemple 1 : guidage en rotation d'une machine-outil



$$\left\{ \begin{array}{cc} \omega_{xA} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_A$$

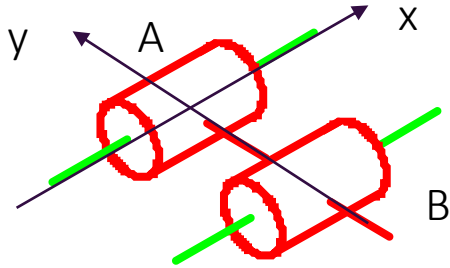
$$\left\{ \begin{array}{cc} \omega_{xB} & V_{xB} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{B \text{ ou } A}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{xB} = 0 \\ 0 = 0 \\ 0 = 0 \\ \omega_{xA} + \omega_{xB} = 0 \\ 0 = 0 \\ 0 = 0 \end{array} \right.$$

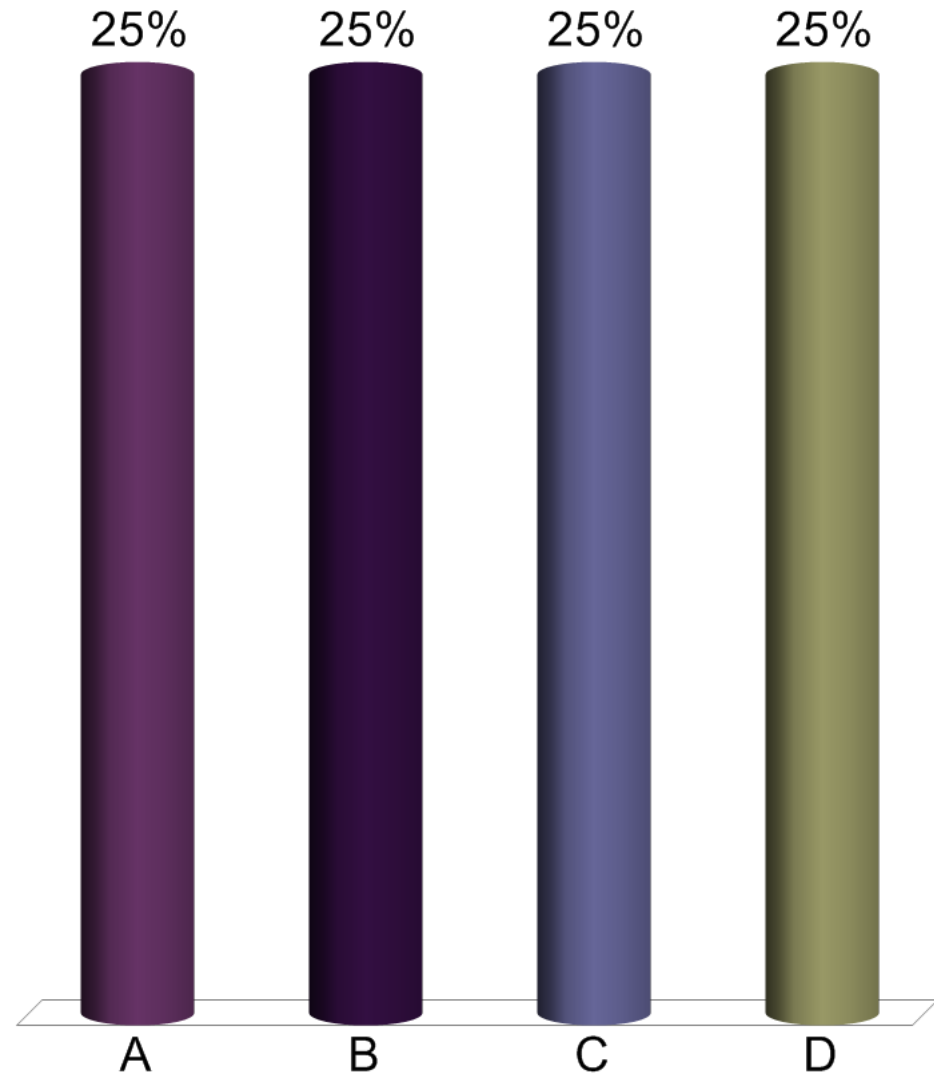
Analyse des contraintes géométriques liées à l'hyperstatisme : position suivant y et z, orientation autour de y et z >> COAXIALITE des deux axes...

- 4 lignes « 0 = 0 » :  $h = 4$
- 1 mobilité perdue par l'association :  $V_{xB}$
- 1 mobilité conservée :  $\omega_x$   
la liaison équivalente est une pivot d'axe x

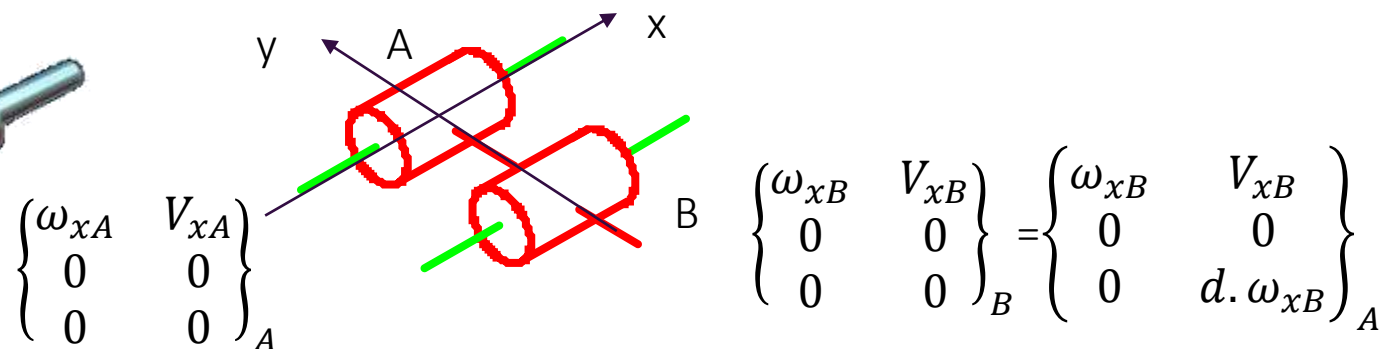
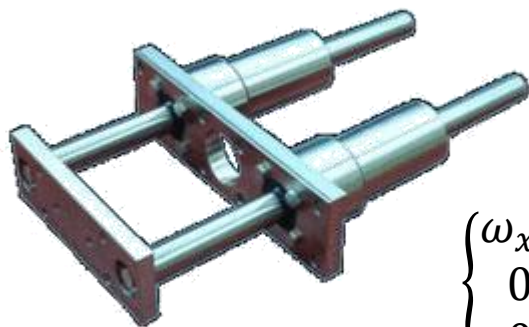
# La liaison ci-dessous est :



- A. Une glissière
- B. Hyperstatique de degré 3
- C. Nécessite une localisation d'entraxe
- D. Ressemble à une paire de jumelles



## Exemple 2 : Guidage en translation d'une presse



- 3 lignes «  $0 = 0$  » :  $h = 3$

- 2 mobilité perdue par l'association :  $\omega_{xB}$  et  $\omega_{xA}$

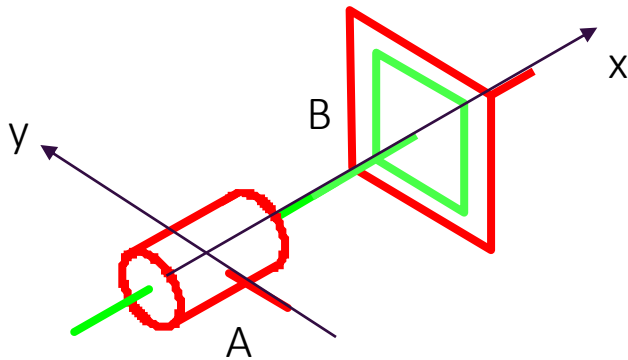
- 1 mobilité conservée :  $V_x$

la liaison équivalente est une glissière d'axe  $x$

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{xA} + V_{xB} = 0 \\ 0 = 0 \\ d \cdot \omega_{xB} = 0 \\ \omega_{xA} + \omega_{xB} = 0 \\ 0 = 0 \\ 0 = 0 \end{array} \right.$$

Analyse des contraintes géométriques liées à l'hyperstatisme : position suivant  $y$ , orientation autour de  $y$  et  $z$  >> entraxe et parallélisme

# La liaison ci-dessous est

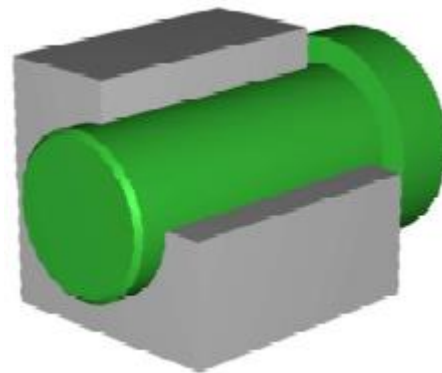
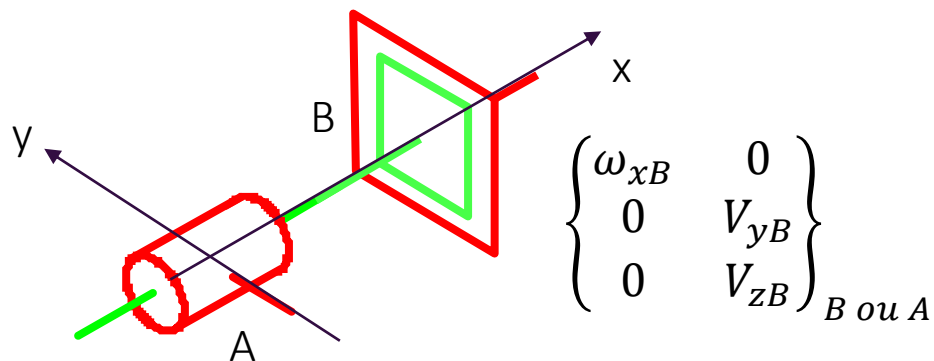


- A. Une liaison en série
- B. Une liaison en parallèle
- C. Équivalent à une ponctuelle
- D. Hyperstatique de degré 3
- E. Hyperstatique de degré 2





## Exemple 4 : pivot par contact surfacique



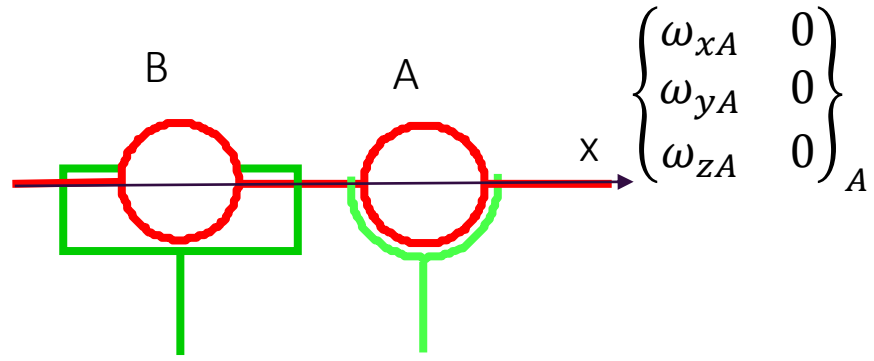
$$\left\{ \begin{array}{cc} \omega_{xA} & V_{xA} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_A$$

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{xA} = 0 \\ V_{yB} = 0 \\ V_{zB} = 0 \\ \omega_{xA} + \omega_{xB} = 0 \\ 0 = 0 \\ 0 = 0 \end{array} \right.$$

- 2 lignes « 0 = 0 » :  $h = 2$
- 3 mobilité perdue par l'association :  $V_{xA}$ ,  $V_{yB}$  et  $V_{zB}$
- 1 mobilité conservée :  $\omega_x$   
la liaison équivalente est une pivot d'axe  $x$

Analyse des contraintes géométriques liées à l'hyperstatisme : orientation autour de  $y$  et  $z$   $\geq$  perpendicularité de l'appui plan par rapport à l'axe de la pivot glissante

# pivot par rotule + linéaire annulaire

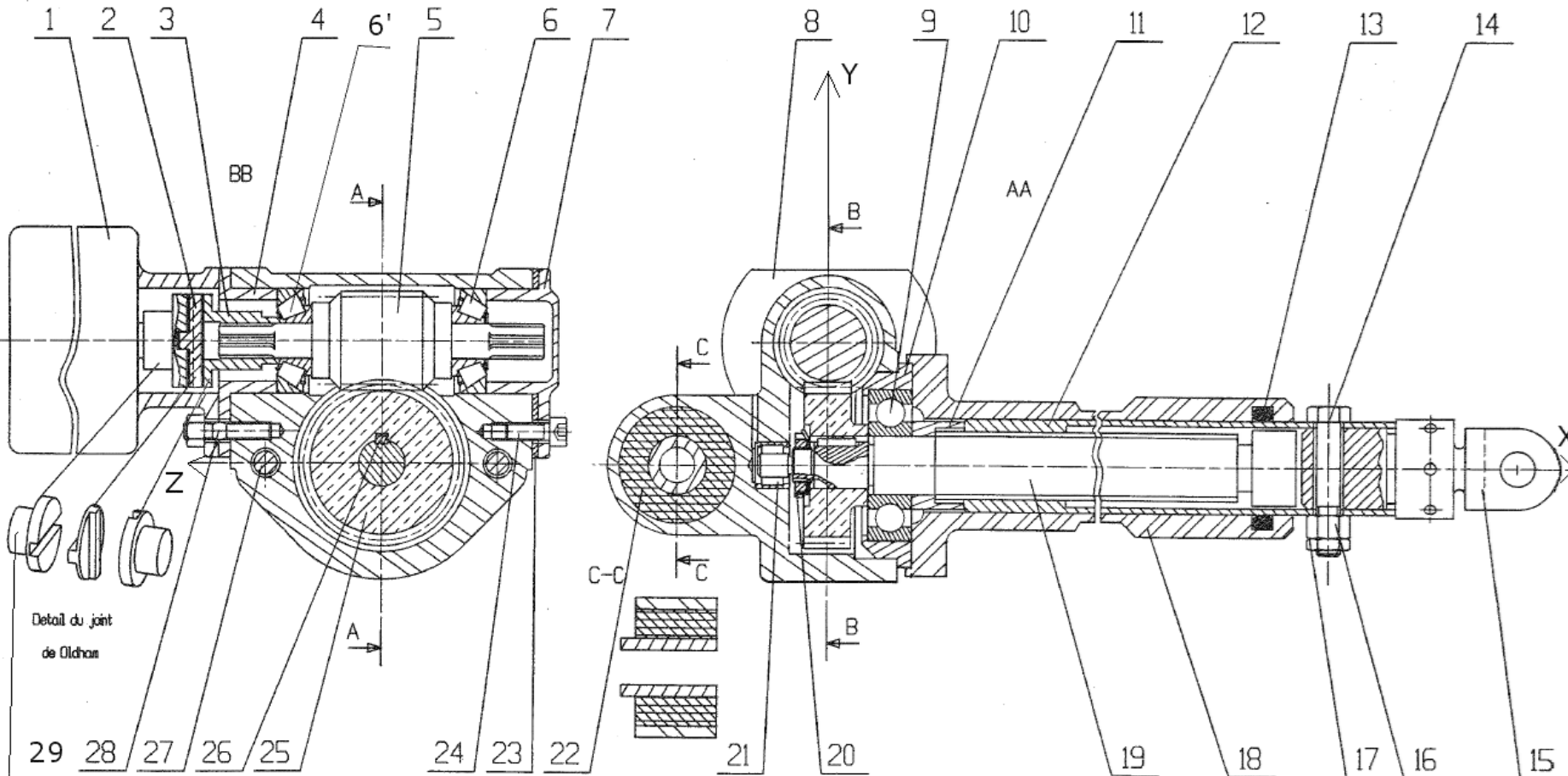


$$\begin{pmatrix} \omega_{xB} & V_{xB} \\ \omega_{yB} & 0 \\ \omega_{zB} & 0 \end{pmatrix}_B = \begin{pmatrix} \omega_{xB} & V_{xB} \\ \omega_{yB} & -d \cdot \omega_{zB} \\ \omega_{zB} & d \cdot \omega_{yB} \end{pmatrix}_B$$

- A. C'est isostatique !
- B. Non, hyperstatique de degré 1 !
- C. C'est une pivot d'axe y !
- D. N'importe quoi c'est une pivot d'axe x !



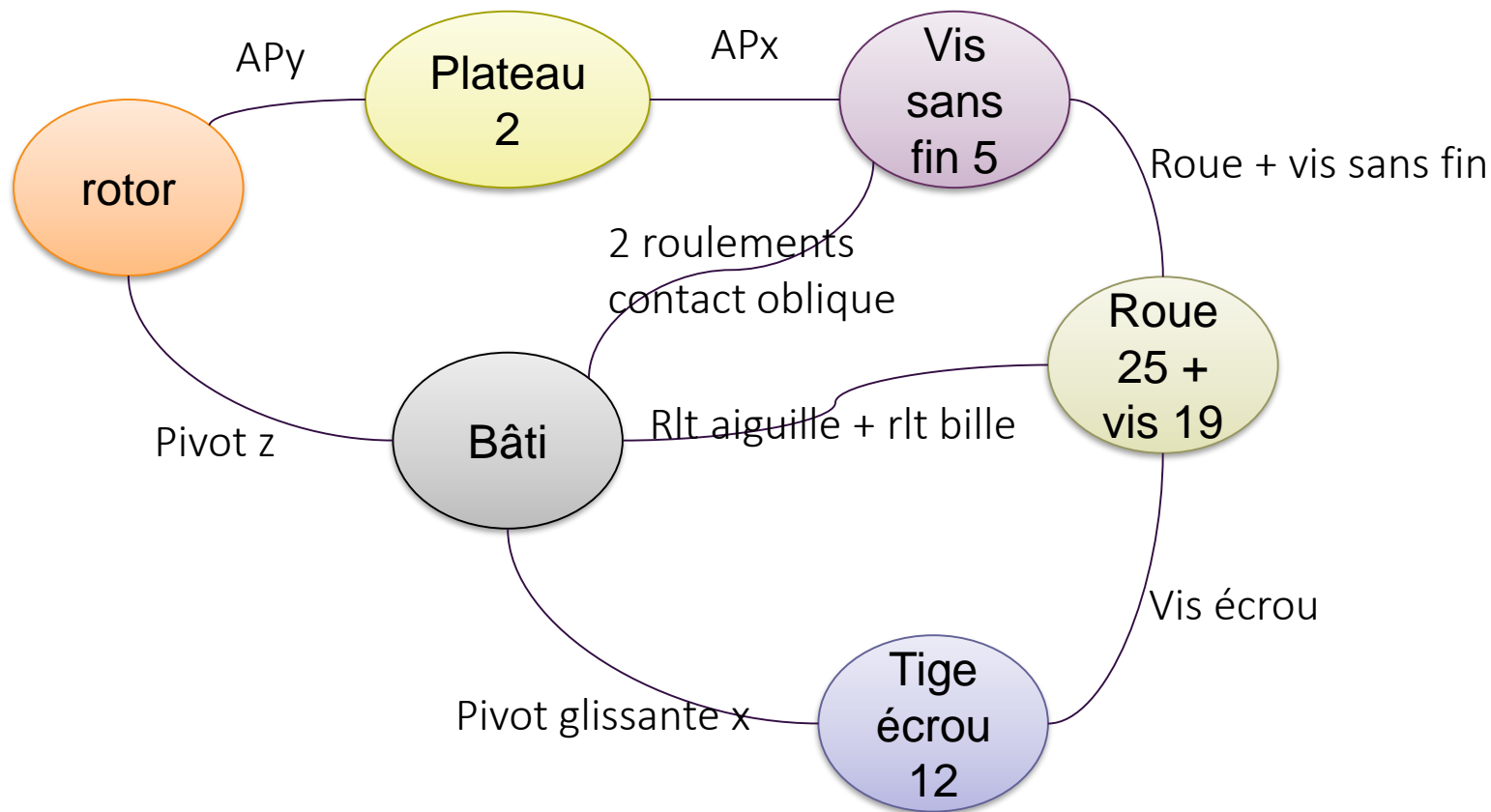
# Etude d'un système : vérin électrique



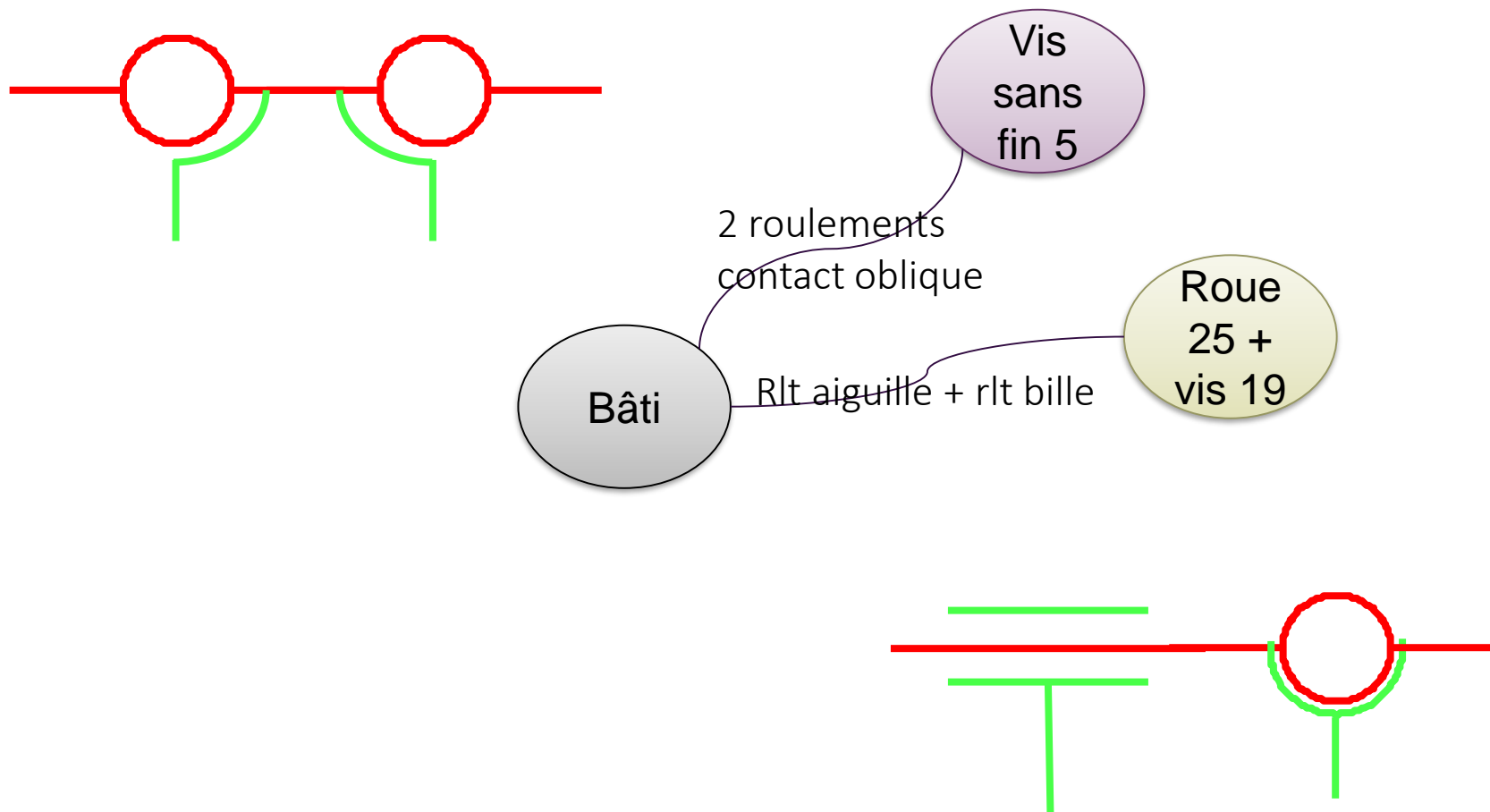
VERIN ELECTRIQUE

1/2	27/01/09	P. Lonjou
	ECH: 0.75	

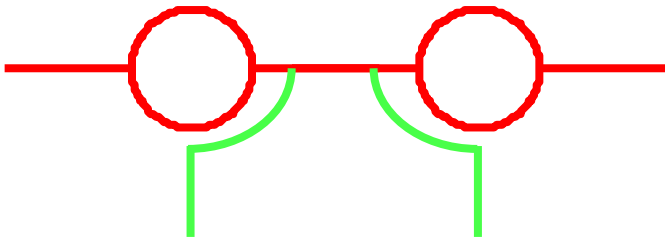
# Analyse des contacts et éléments de contacts



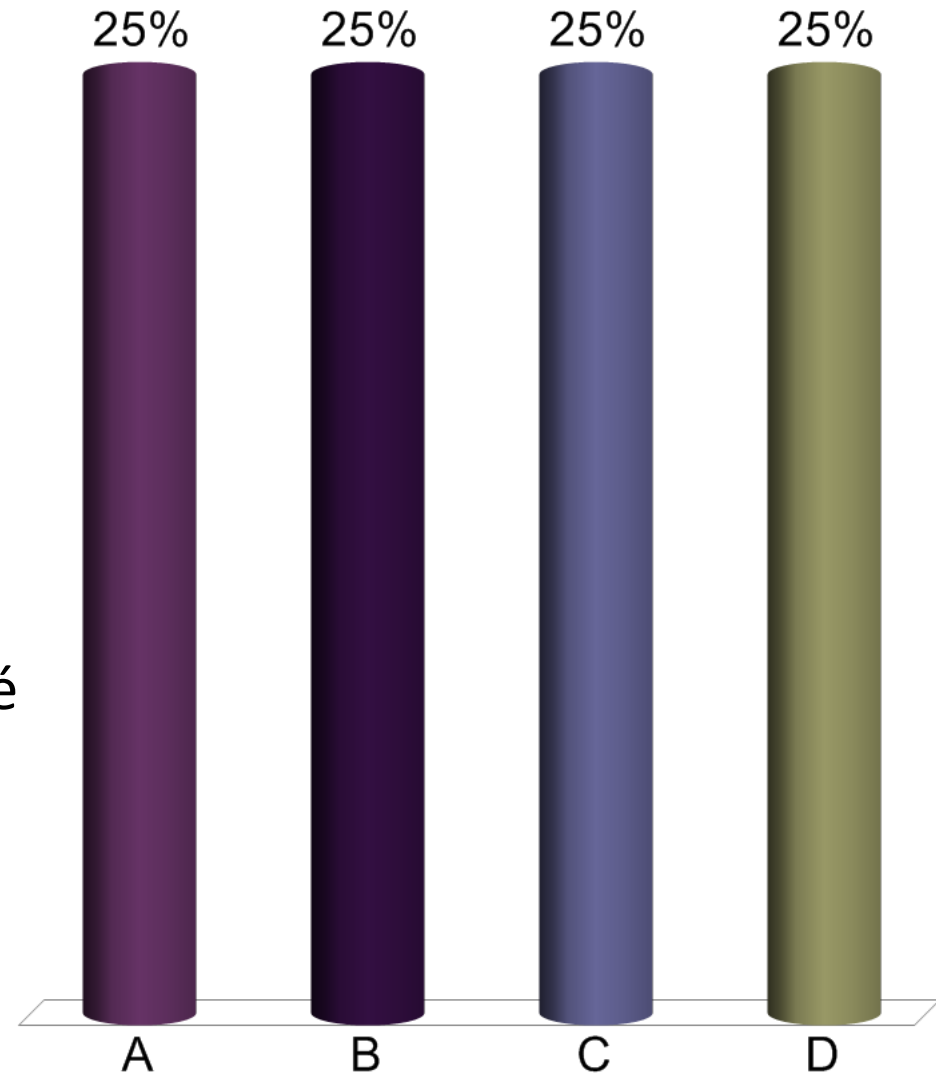
# Analyse du vérin électrique : contact en parallèle



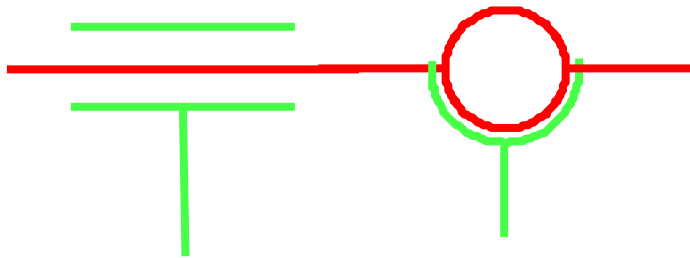
# Cette liaison est



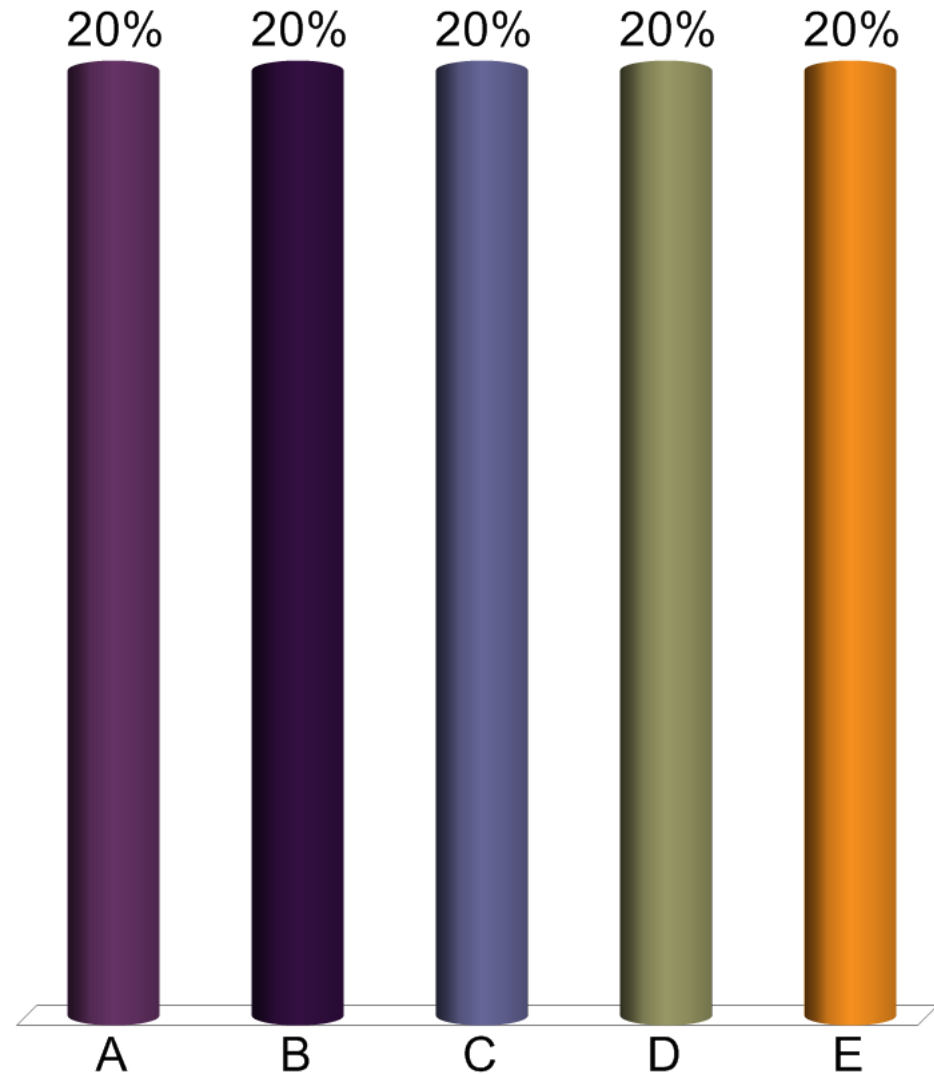
- A. Équivalente à une pivot
- B. Isostatique
- C. Hyperstatique
- D. Nécessite une compatibilité géométrique (entraxe)



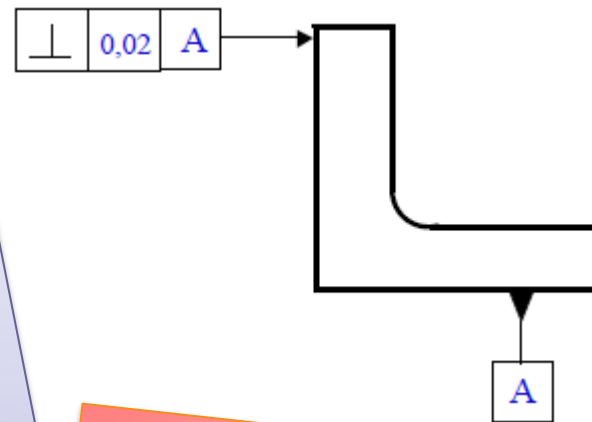
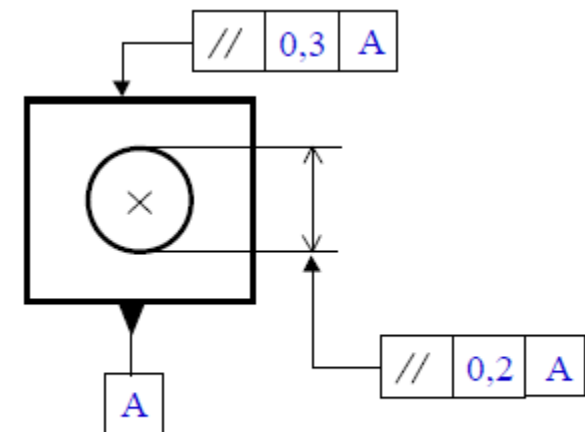
# Cette liaison est



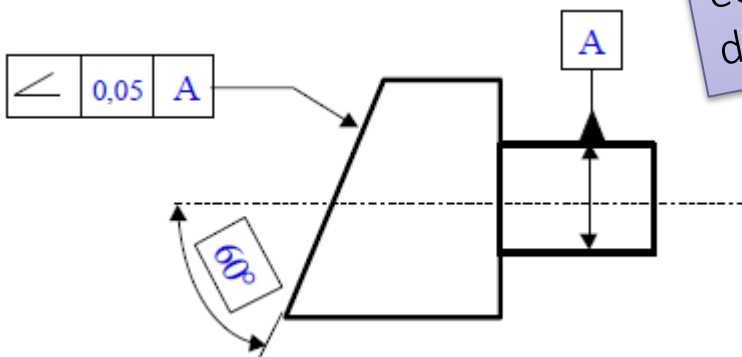
- A. Une glissière
- B. Hyperstatique de degré 1
- C. Hyperstatique de degré 2
- D. Hyperstatique de degré 3
- E. Nécessite une spécification de coaxialité



# Conditions géométrique de bon fonctionnement : tolérancement et réglage



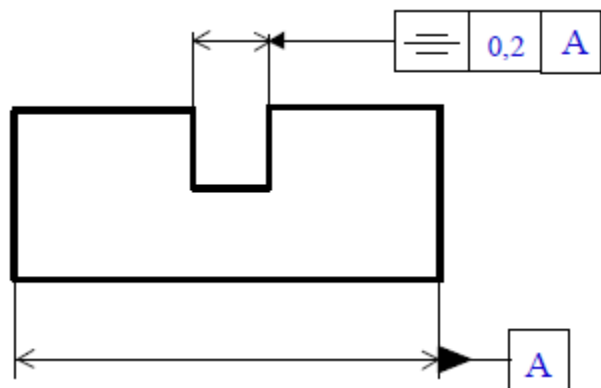
Des tolérances d'orientation permettent de limiter les défauts entre les surfaces de contact : la surface réelle doit être comprise entre deux surfaces idéales écartées de la valeur de la tolérance



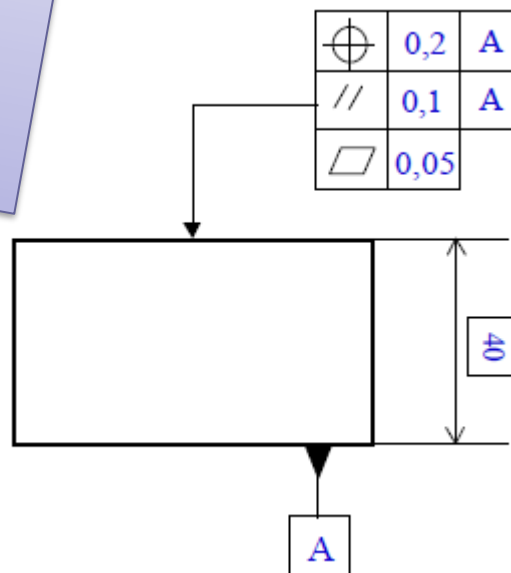
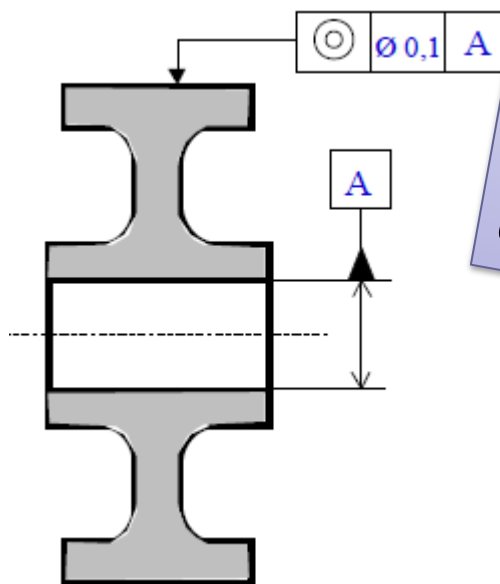
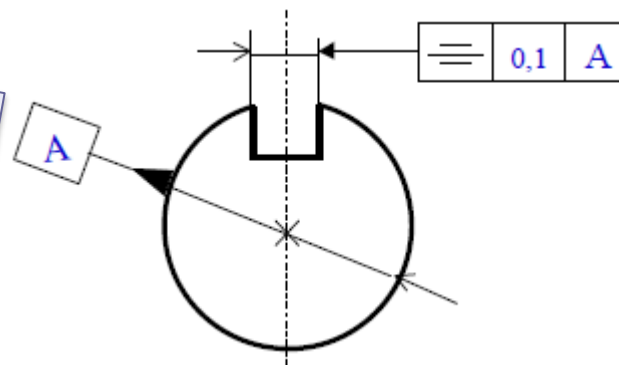
L'hyperstaticité au niveau des associations de contact peut être assurée techniquement par le contrôle géométrique (pb de coût de fabrication) ou l'intégration de réglages (pb de coût de main d'œuvre). Cette hyperstaticité peut être nécessaire afin d'obtenir une rigidité compatible avec le cahier des charges



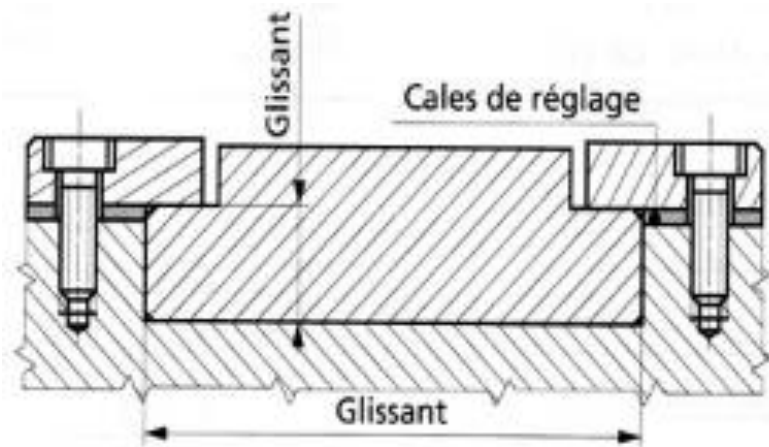
# Conditions géométrique de bon fonctionnement : tolérancement et réglage



Des *tolérances de position* permettent de limiter les défauts de positionnement entre les surfaces de contact : la surface réelle doit être comprise entre deux surfaces idéales écartées de la valeur de la tolérance

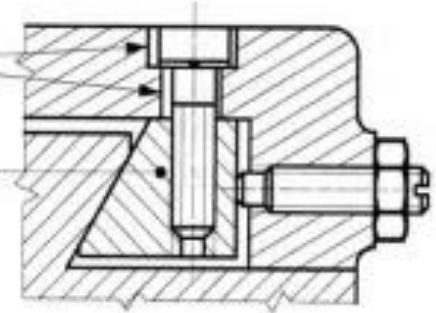


# Conditions géométrique de bon fonctionnement : tolérancement et réglage

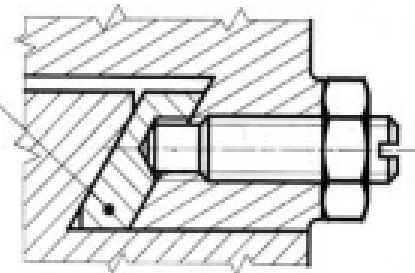


Trous oblongs

Cale à section en forme de trapèze



Cale à section en forme de parallélogramme

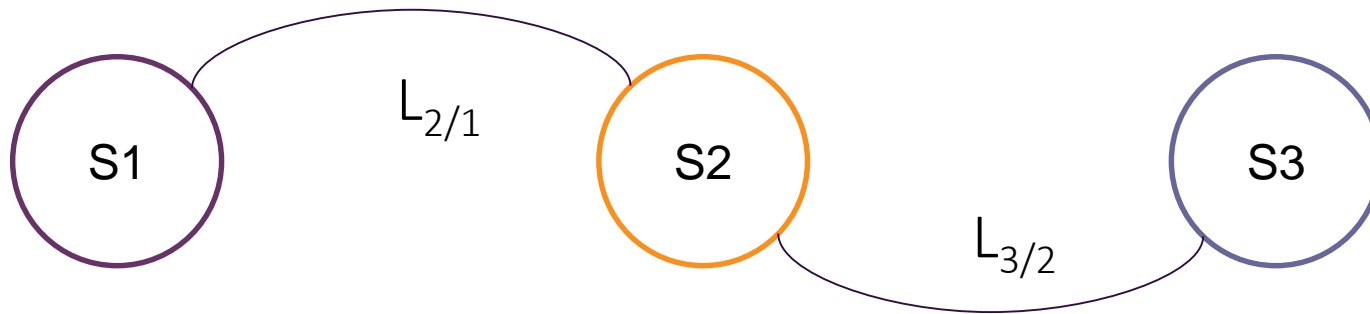


Différents mécanismes de réglages



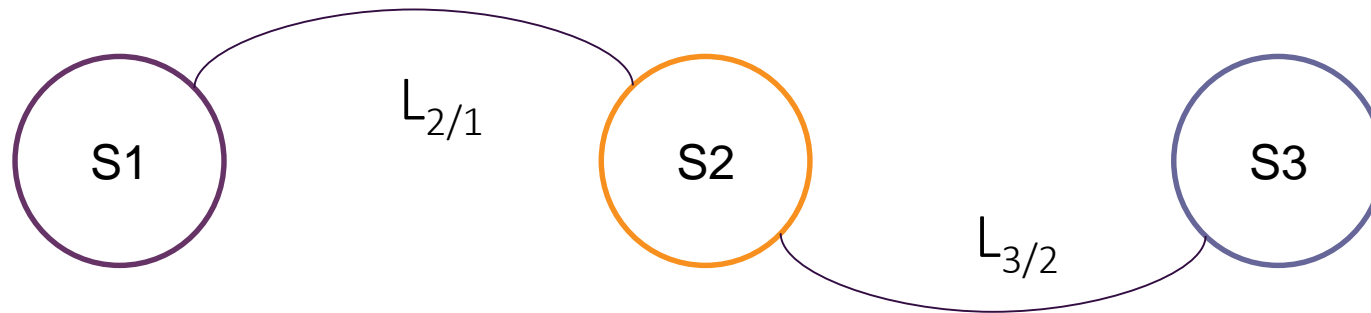
# **Analyse des graphes de liaisons : chaînes**

## Rappel de mécanique générale



On somme les torseurs de cinématiques  
ou *composition de mouvement*:

$$\{\mathcal{V}_{3/1}\} = \{\mathcal{V}_{3/2}\} + \{\mathcal{V}_{2/1}\}$$



*composition de mouvement:*

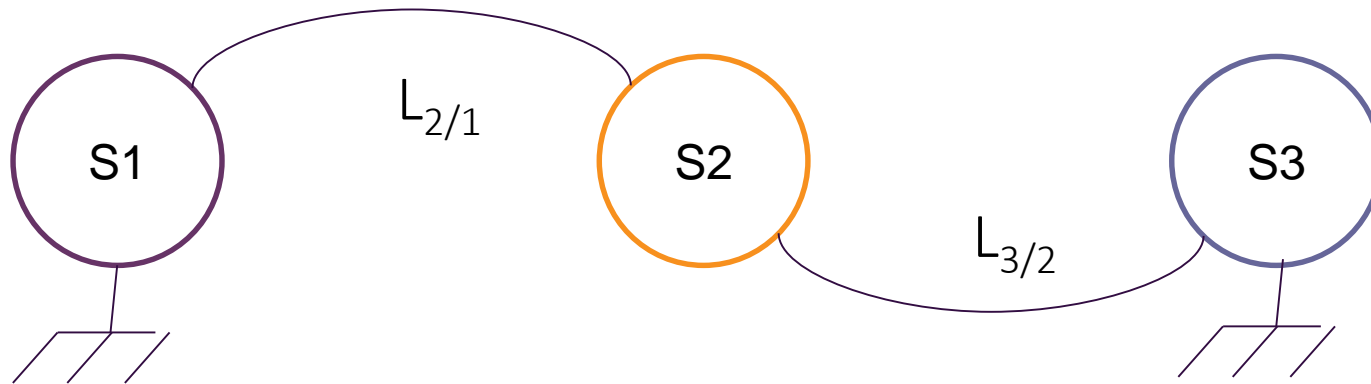
$$\{\vartheta_{3/1}\} = \{\vartheta_{3/2}\} + \{\vartheta_{2/1}\}$$

*équation de mobilités:*

$$m_{3/1} = m_{3/2} + m_{2/1} - m_{internes}$$

Comment trouver les mobilités internes ?

## Chaînes de solides

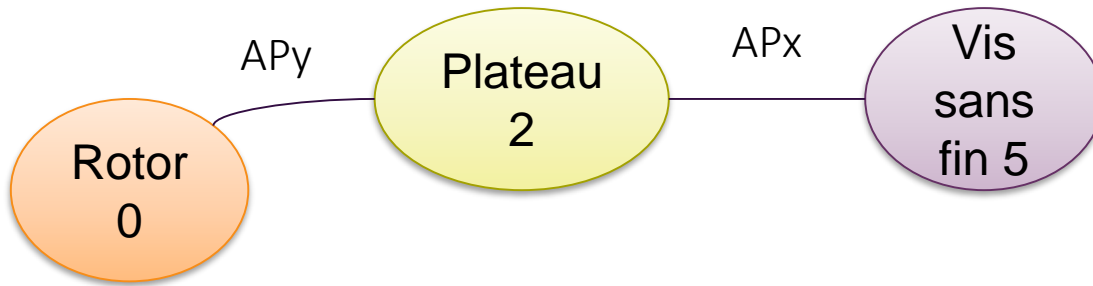


*identification des mobilités internes :*

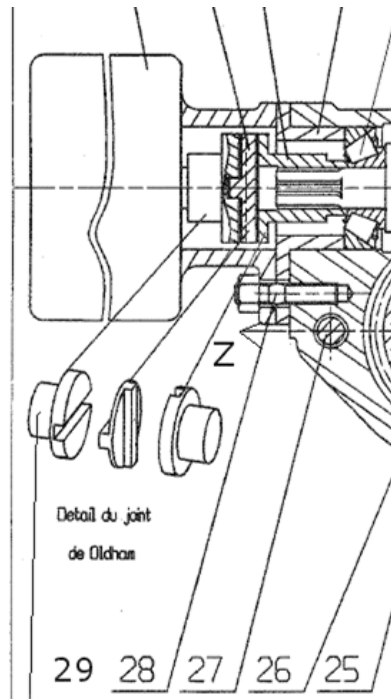
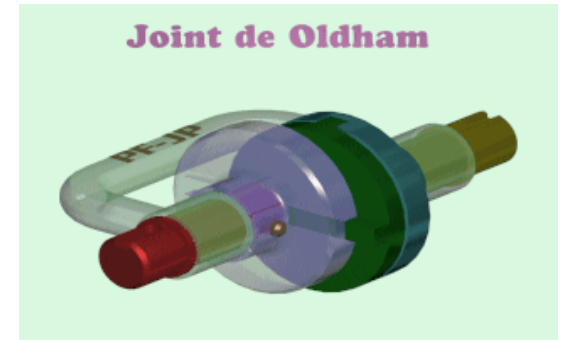
$$\{0\} = \{\vartheta_{3/2}\} + \{\vartheta_{2/1}\}$$

Si cette relation donne plus d'inconnues cinématiques que d'équations, il y a des mobilités internes...

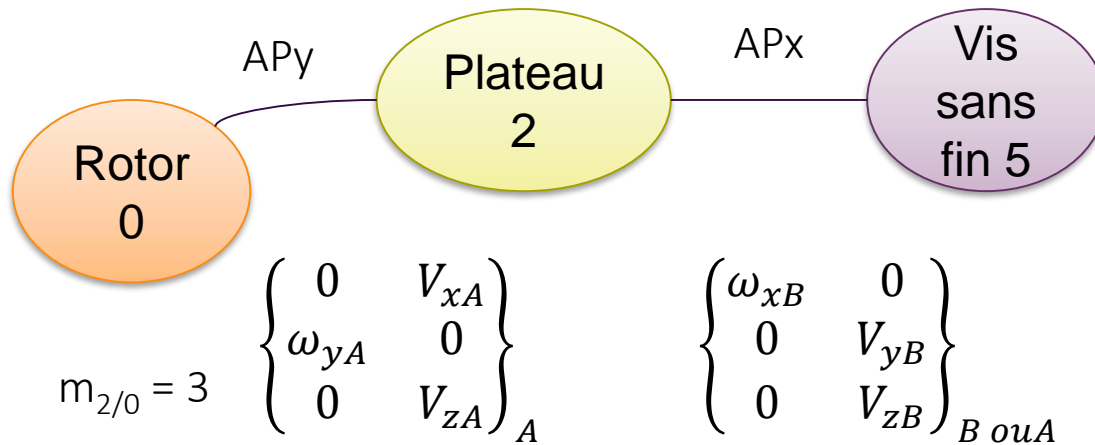
# Le joint de Oldham



$$m_{2/0} = 3$$

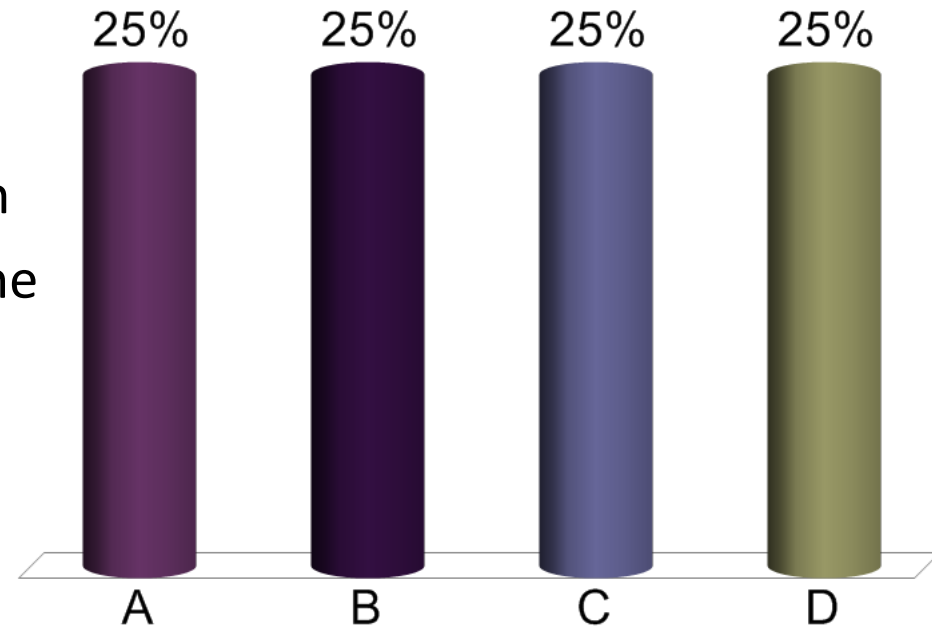


# Le joint de Oldham



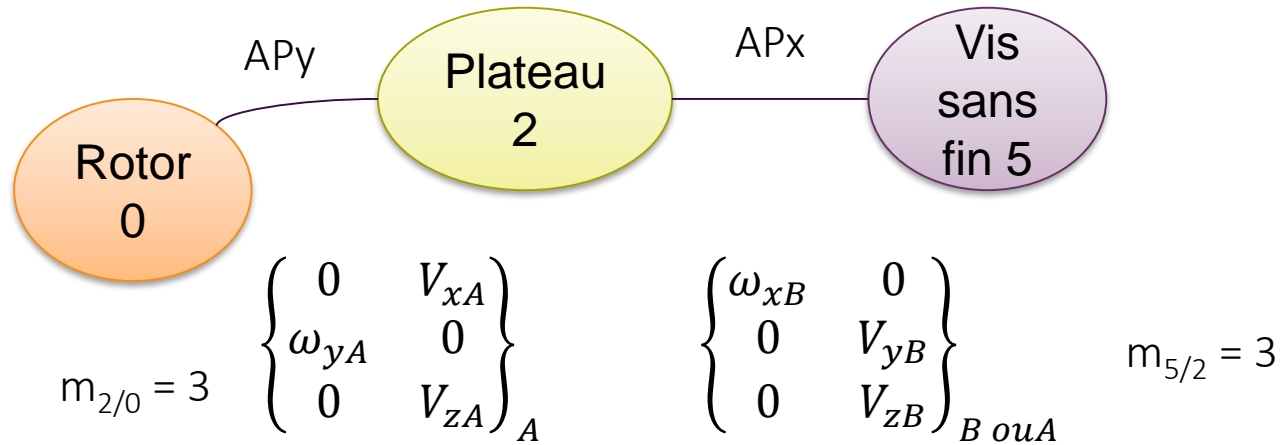
$$m_{5/2} = 3$$

- A.** Transmet un couple pur
- B.** Est Équivalent à un appui plan
- C.** Comporte une mobilité interne
- D.** Ne comporte pas de mobilité interne





# Exemple 1 : joint de oldham du vérin électrique

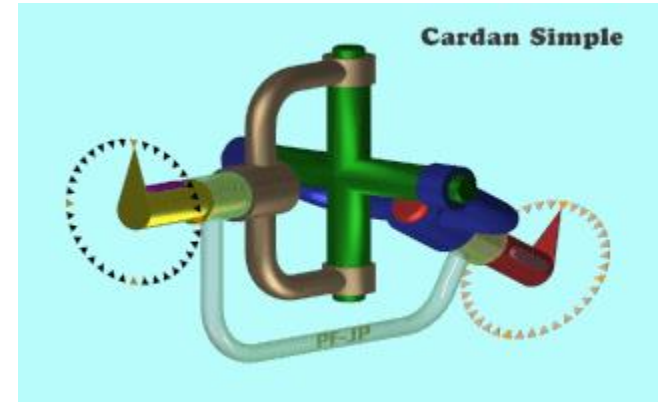
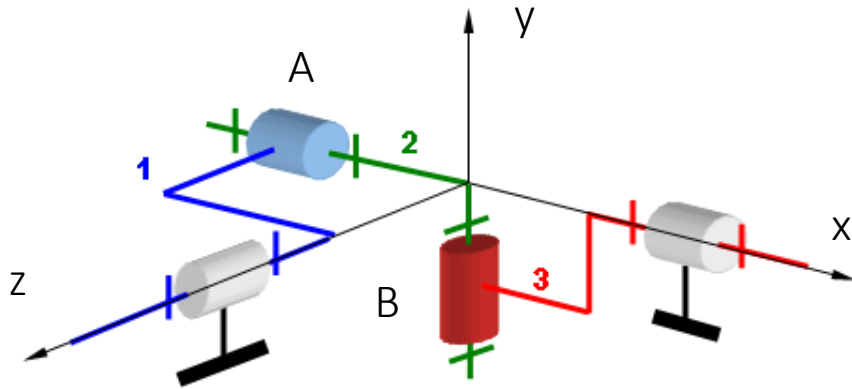


$$m_{5/0} = 5 \quad \left\{ \begin{array}{l} \omega_{xB} \\ \omega_{yA} \\ 0 \end{array} \right\}_A \quad \left\{ \begin{array}{l} V_{xA} \\ V_{yB} \\ V_{zA} + V_{zB} \end{array} \right\}_A$$

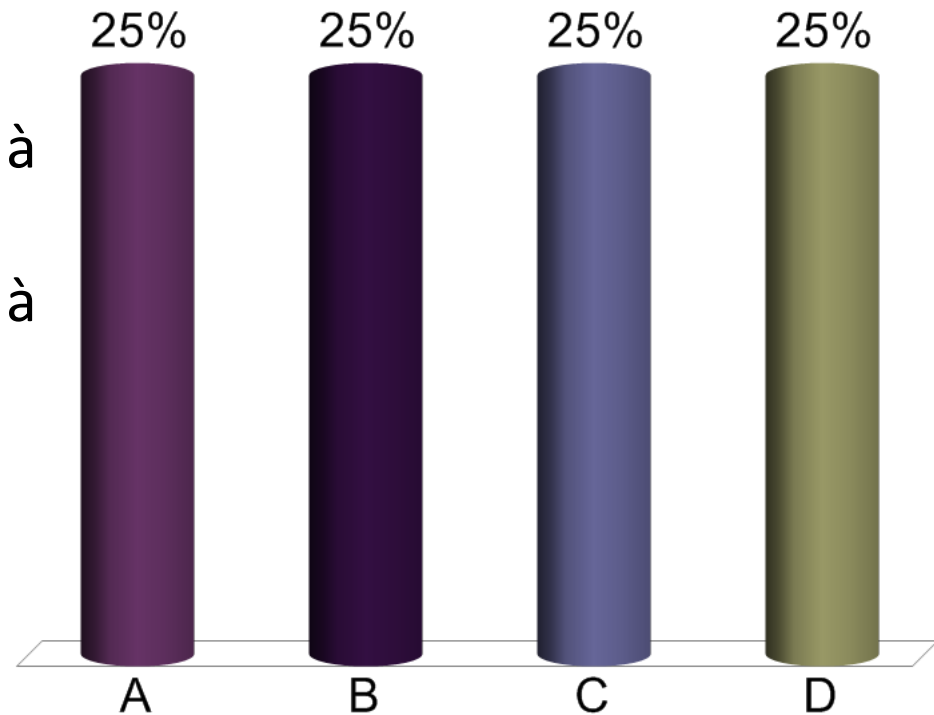
$$m_{\text{interne}} = 3 + 3 - 5 = 1$$



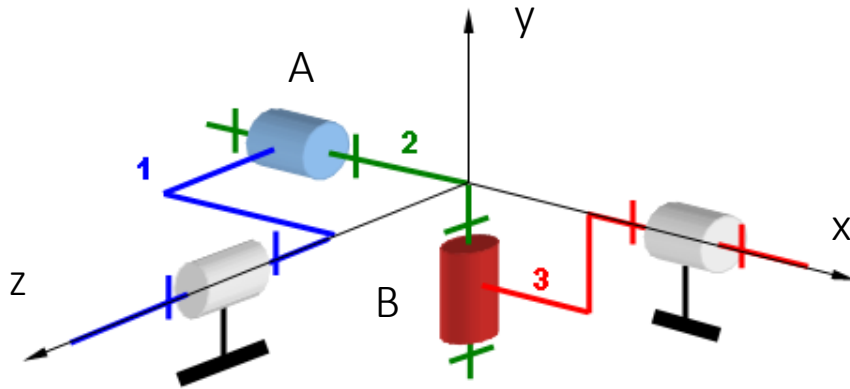
# Le joint de cardan



- A. Est équivalent à une rotule à doigt
- B. Est équivalent à une rotule à deux doigts (une pivot !)
- C. Est homocinétique
- D. N'a pas de mobilité interne

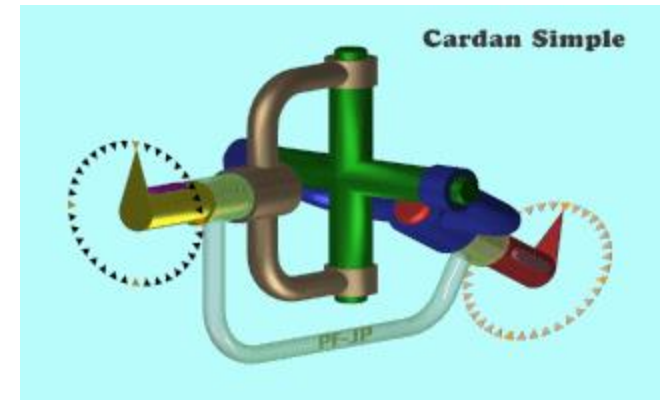


## Exemple 2 : joint de cardan

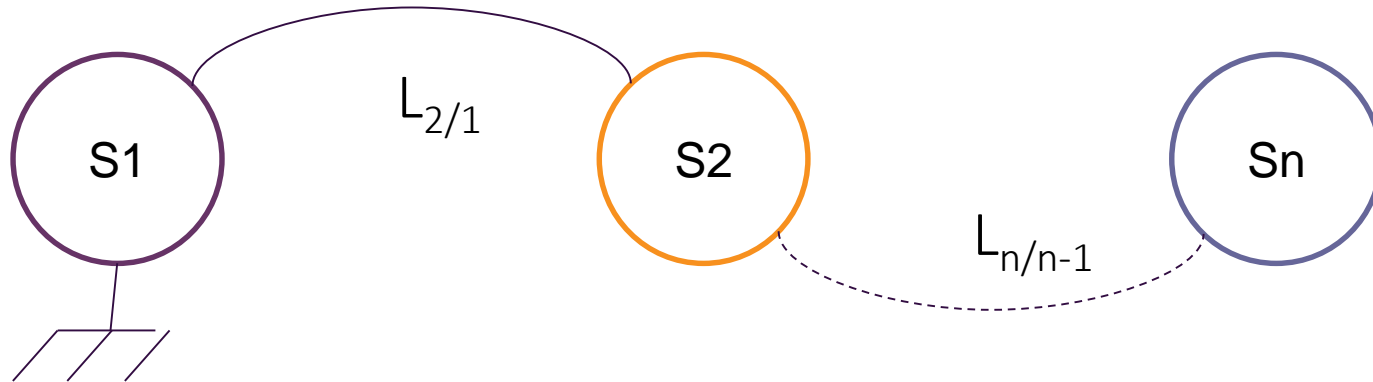


$$\begin{Bmatrix} \omega_{xA} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{A \text{ ou } O} + \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ \omega_{yB} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{B \text{ ou } O} = \begin{Bmatrix} \omega_{xB} & 0 \\ \omega_{yA} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_O$$

$$m_{\text{interne}} = 1 + 1 - 2 = 0$$



## Chaînes à N solides



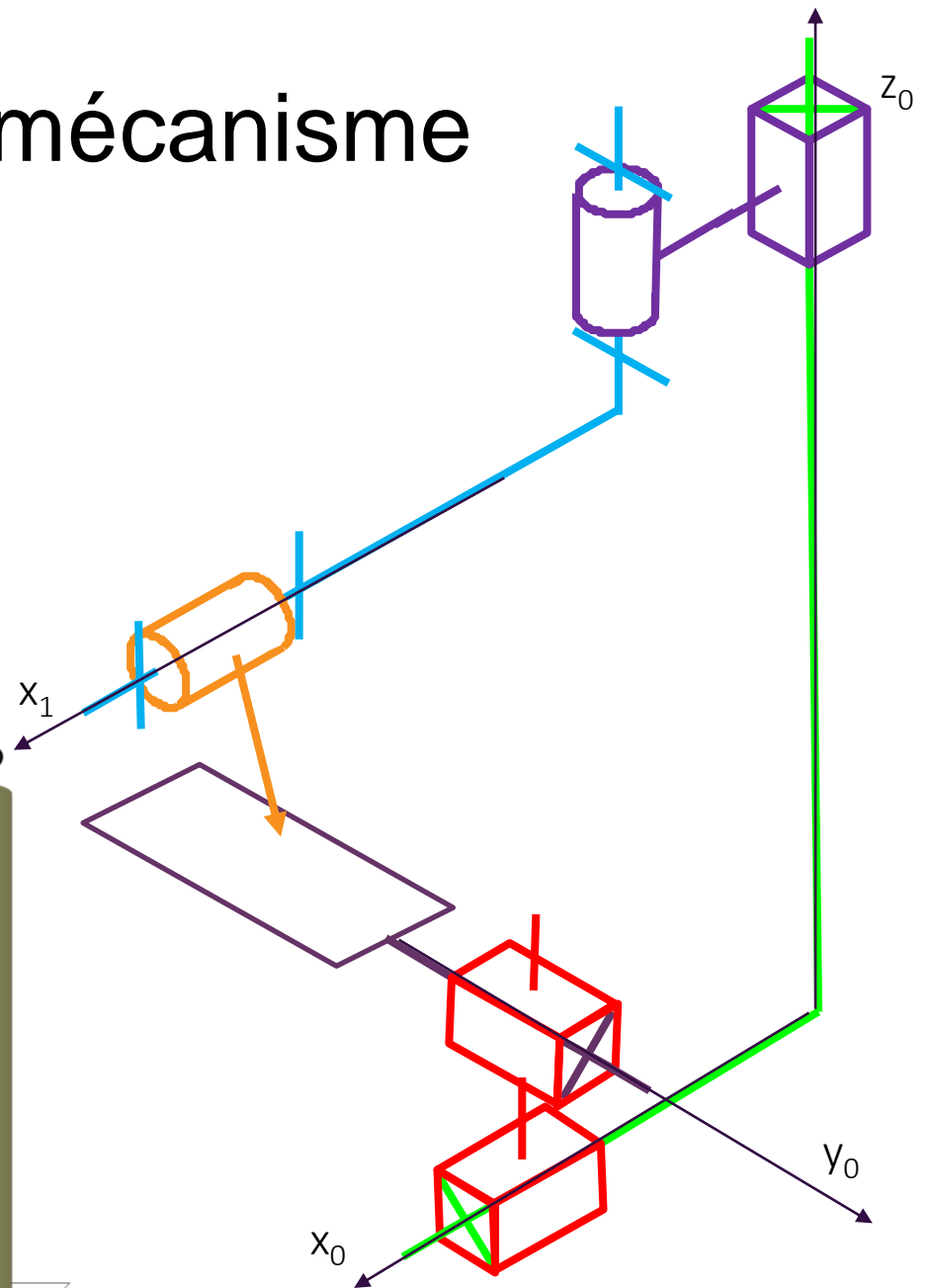
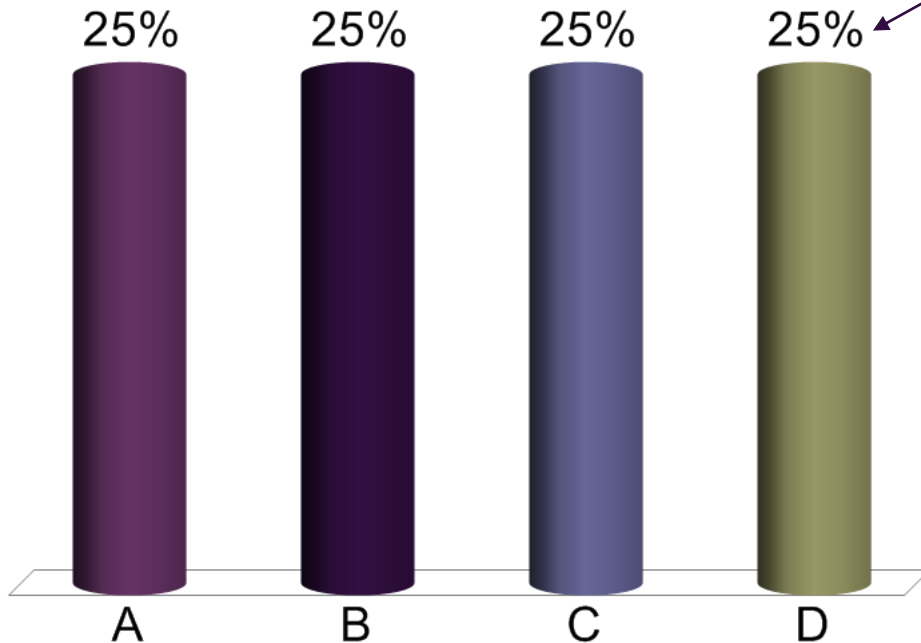
*de la même façon :*

$$\{\vartheta_{n/1}\} = \sum \{\vartheta_{k+1/k}\}$$

Et la comparaison de  $\mathfrak{G}_{n/1}$  au torseur nul permet d'identifier les mobilités internes de la chaîne de solides

# Dans ce mécanisme

- A. Il y a 0 mobilité interne
- B. Il y a 1 mobilité interne
- C. Il y a 5 mobilité interne
- D. Il y a isostatisme

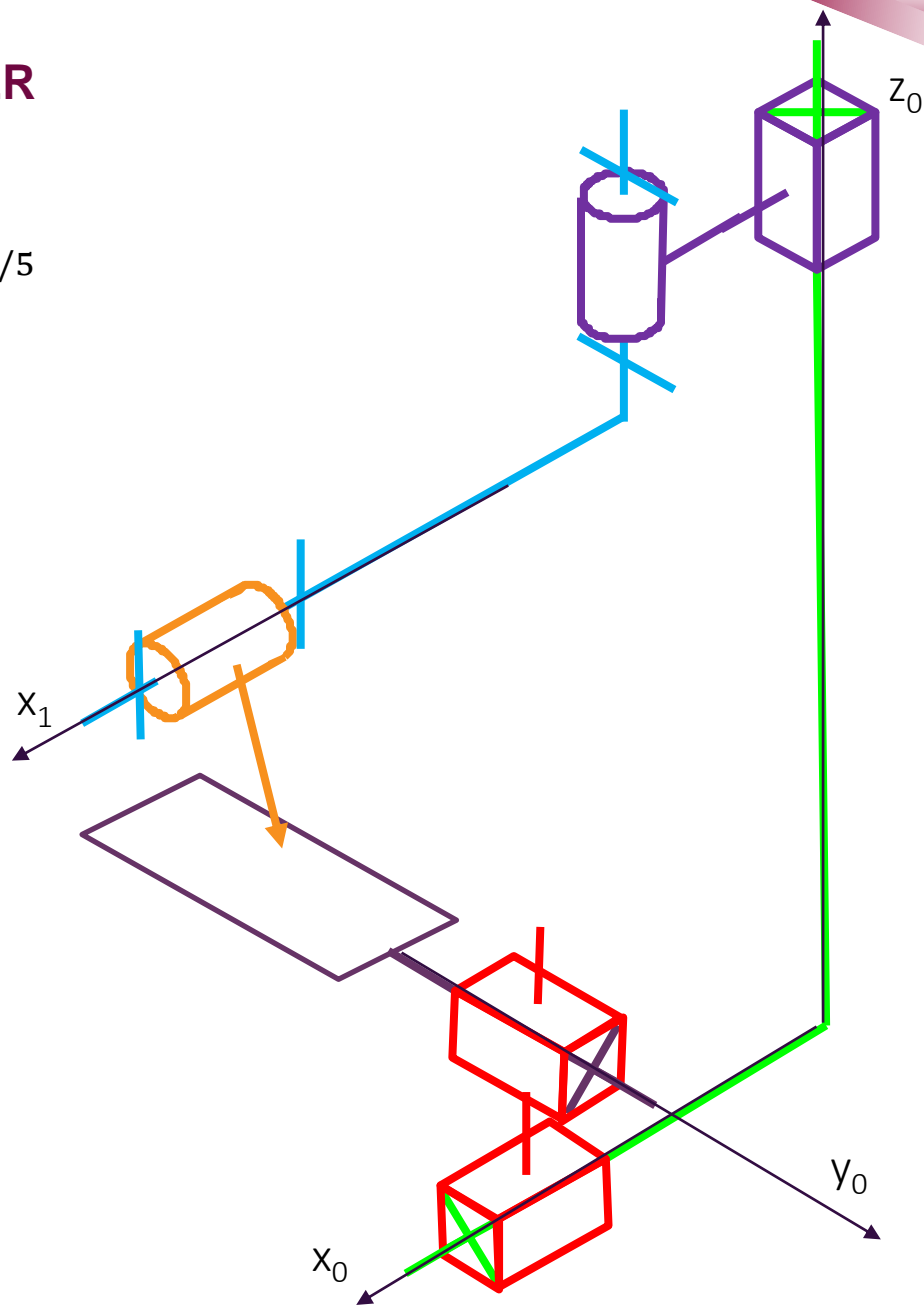


# Exemple : machine à découpe LASER

$$\vartheta_{1/5} = \vartheta_{1/2} + \vartheta_{2/3} + \vartheta_{3/0} + \vartheta_{0/4} + \vartheta_{4/5}$$

$$\vartheta_{1/5} = \begin{cases} \omega_{1/2}\vec{x}_1 + \omega_{2/3}\vec{z}_0 \\ V_{0/4}\vec{x}_0 + V_{4/5}\vec{y}_0 + V_{3/0}\vec{z}_0 \end{cases}$$

$$m_{\text{interne}} = 1 + 1 + 1 + 1 + 1 - 5 = 0$$

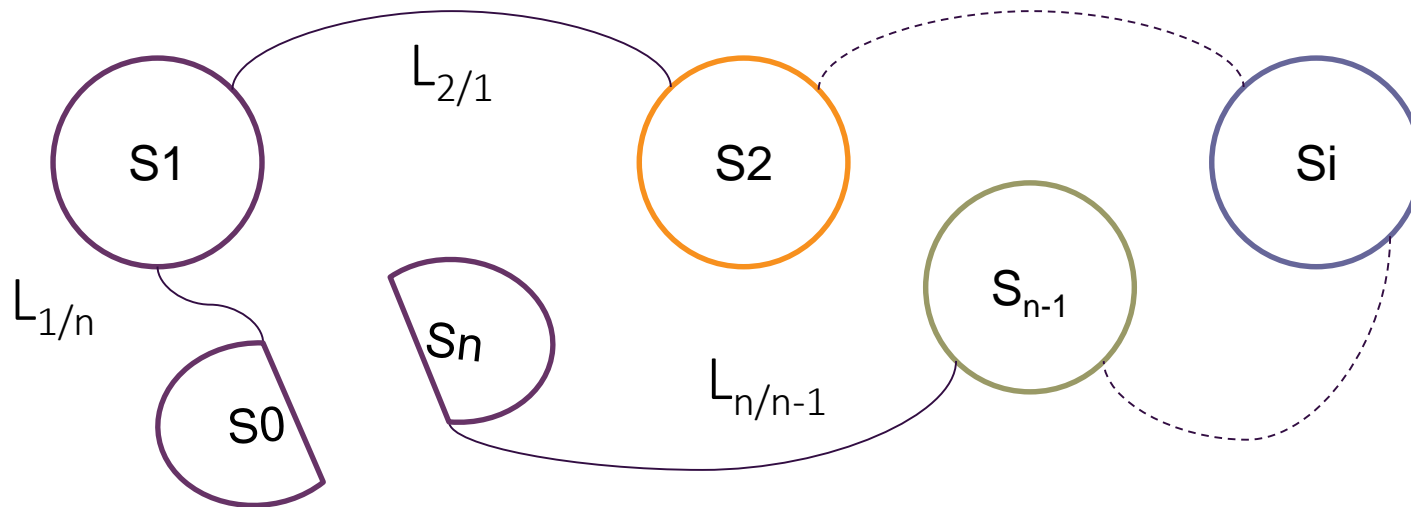




# **Analyse des graphes de liaisons : boucles**

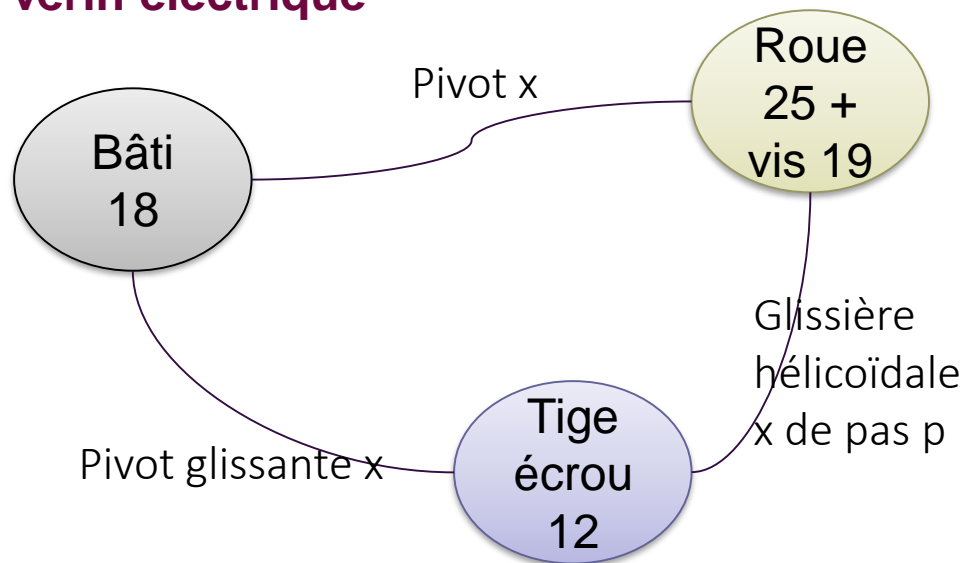
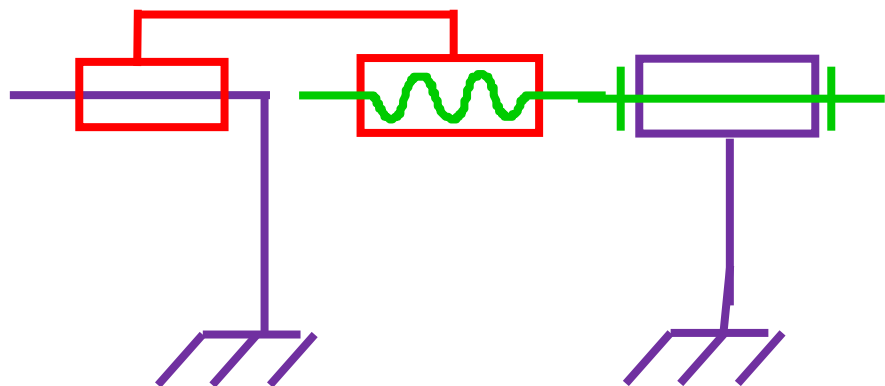
L'étude d'une boucle consiste à analyser la relation entre la somme des torseurs cinématiques et le torseur nul

$$\{\vartheta_{n/0}\} = \{\vartheta_{n/n-1}\} + \dots + \{\vartheta_{1/0}\} = \{0\}$$





# Exemple : liaison de type vis-écrou vérin électrique



Équation de fermeture :

$$\{\vartheta_{18/25}\} + \{\vartheta_{25/12}\} + \{\vartheta_{12/18}\} = \{0\}$$

Boucle hyperstatique de degré  $h = 4$ , conditions géométriques d'entraxe et de parallélisme

$$\omega_{18/25} + \omega_{x25/12} + \omega_{x18/12} = 0$$

$$0 + 0 + 0 = 0$$

$$0 + 0 + 0 = 0$$

$$0 + p\omega_{25/12} + V_{x12/18} = 0$$

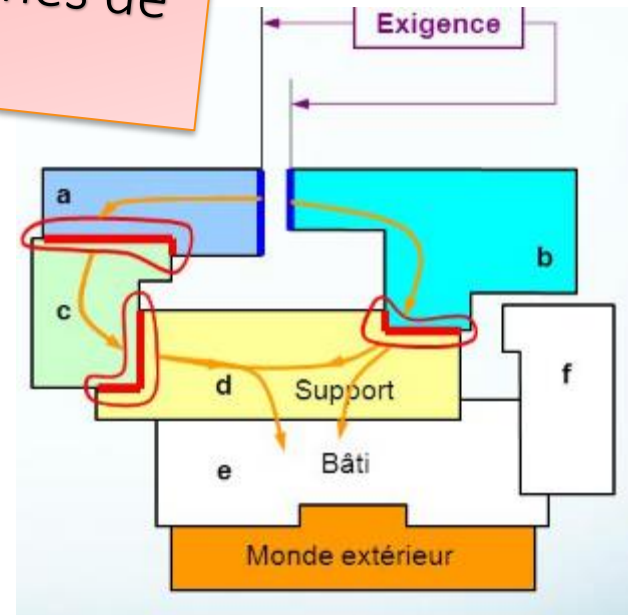
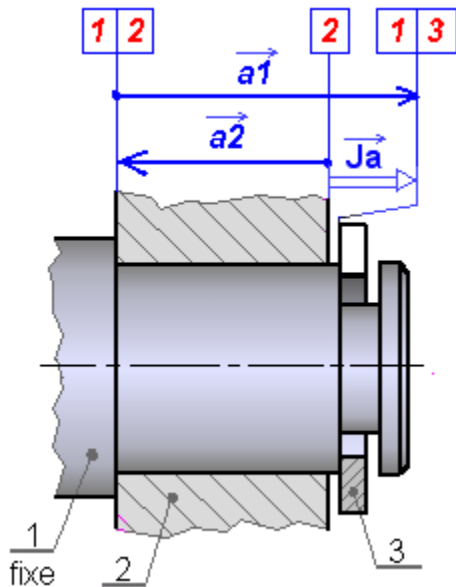
$$0 + 0 + 0 = 0$$

$$0 + 0 + 0 = 0$$

4 inconnues cinématiques, 2 équations : 2 mobilité utile ou loi d'entrée/sortie

# Conditions géométriques de bon fonctionnement : chaînes de cotes

L'hyperstaticité au niveau des boucles de liaisons doit en général être évité. L'isostaticité des boucles permet le montage indépendamment des défauts de fabrication. Cette isostaticité est permise par des jeux fonctionnels qui donnent lieu à des chaînes de cotes ou des boucles de contact 3D



# Mécanisme multi-boucle

## Nombre cyclomatique et hyperstaticité globale

Le nombre cyclomatique est le nombre de boucles indépendantes du mécanisme.

$$\gamma = \text{Nombre de liaisons} - \text{Nombre de solide} + 1$$

La fermeture des  $\gamma$  boucles de liaisons donne un système de  $6\gamma$  équations de rang  $rc$  entre les inconnues cinématiques  $Nc$  du mécanisme

$$Nc - rc = m, \text{ le nombre de mobilités du mécanisme}$$

$$6\gamma - rc = h, \text{ l'hyperstatisme global du mécanisme}$$

Note : Le degré d'hyperstatisme global ne donne pas d'informations sur l'origine de cette hyperstaticité : associations de liaisons ? Boucle de liaisons ? Laquelle ?

## Aspect statique pour le calcul du degré d'hyperstatisme global

Les relations précédentes permettent d'établir

$$h = 6 \times \text{Nombre de liaison} - N_c - 6 \times (\text{Nombre de solides} - 1) + m$$

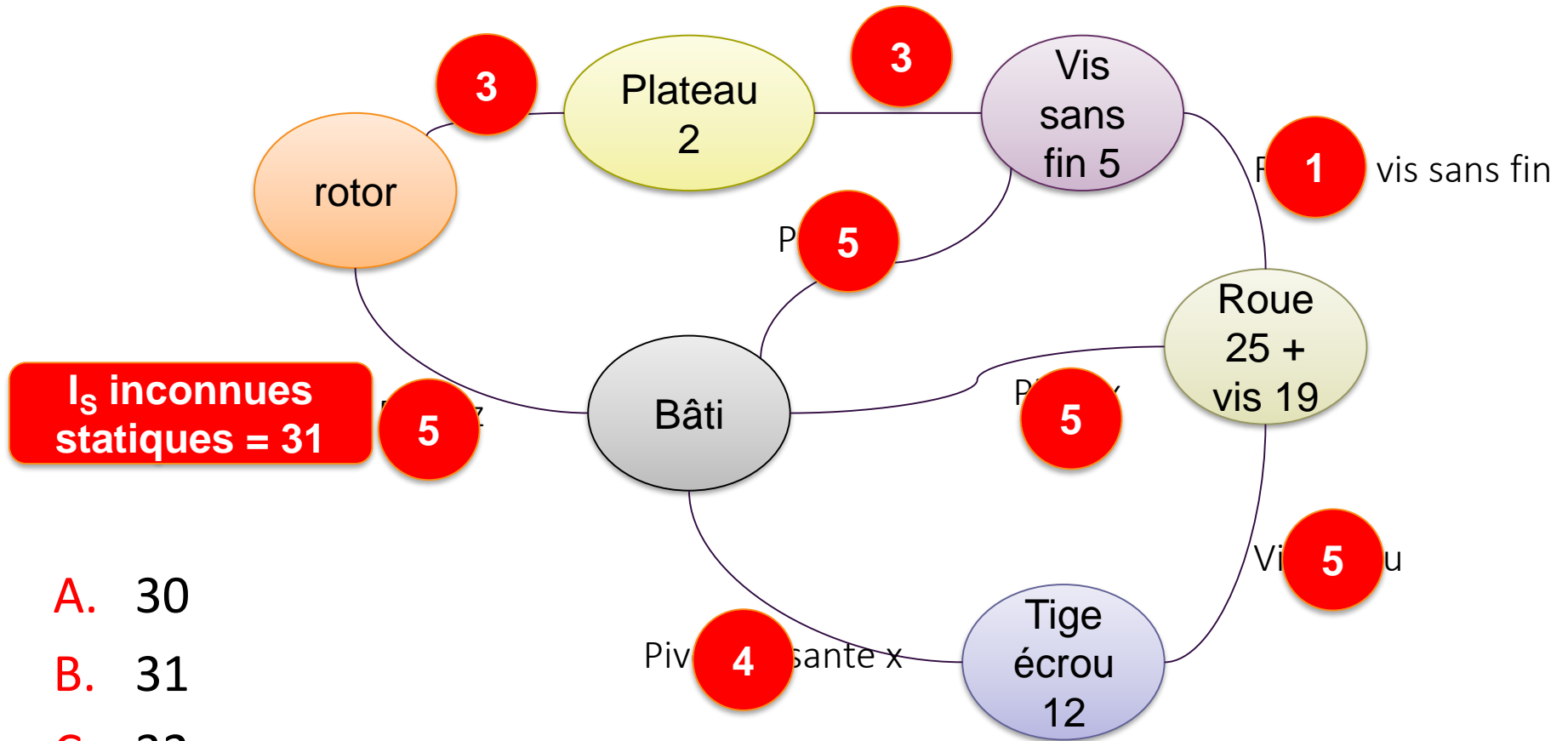
En remarquant que  $6 \times \text{Nombre de liaison} - N_c = I_S$  nombre d'inconnues statiques de liaisons, et que  $6 \times (\text{Nombre de solides} - 1) = E_S$  nombre d'équations statiques indépendantes, il vient :

$$h = I_S - E_S + m$$

Le nombre  $m$  de mobilité peut être réparti en mobilité interne  $m_i$  et mobilité utile (ou loi d'entrée-sortie)  $m_u$ , on écrit alors :

$$h = I_S - E_S + m_i + m_u$$

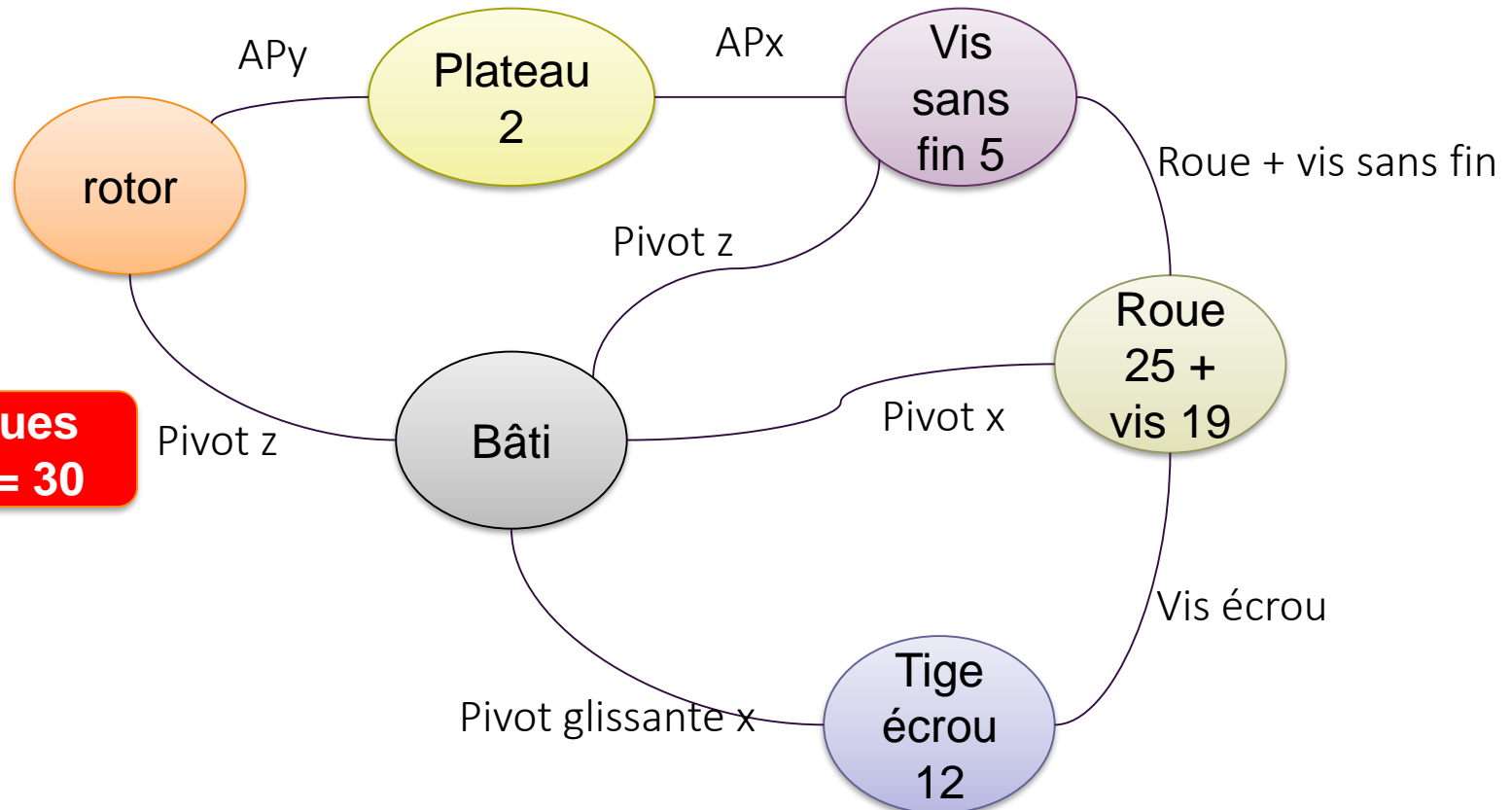
# Comptez le nombre d'inconnues statiques



- A. 30
- B. 31
- C. 32
- D. 34

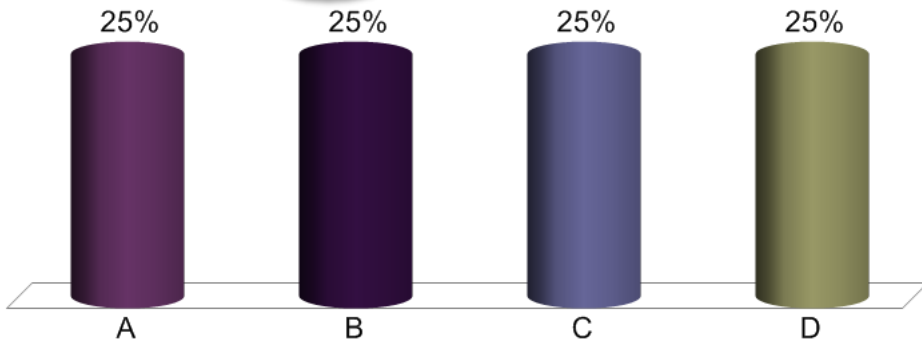


# Combien y a-t-il d'équations issues du PFS ?

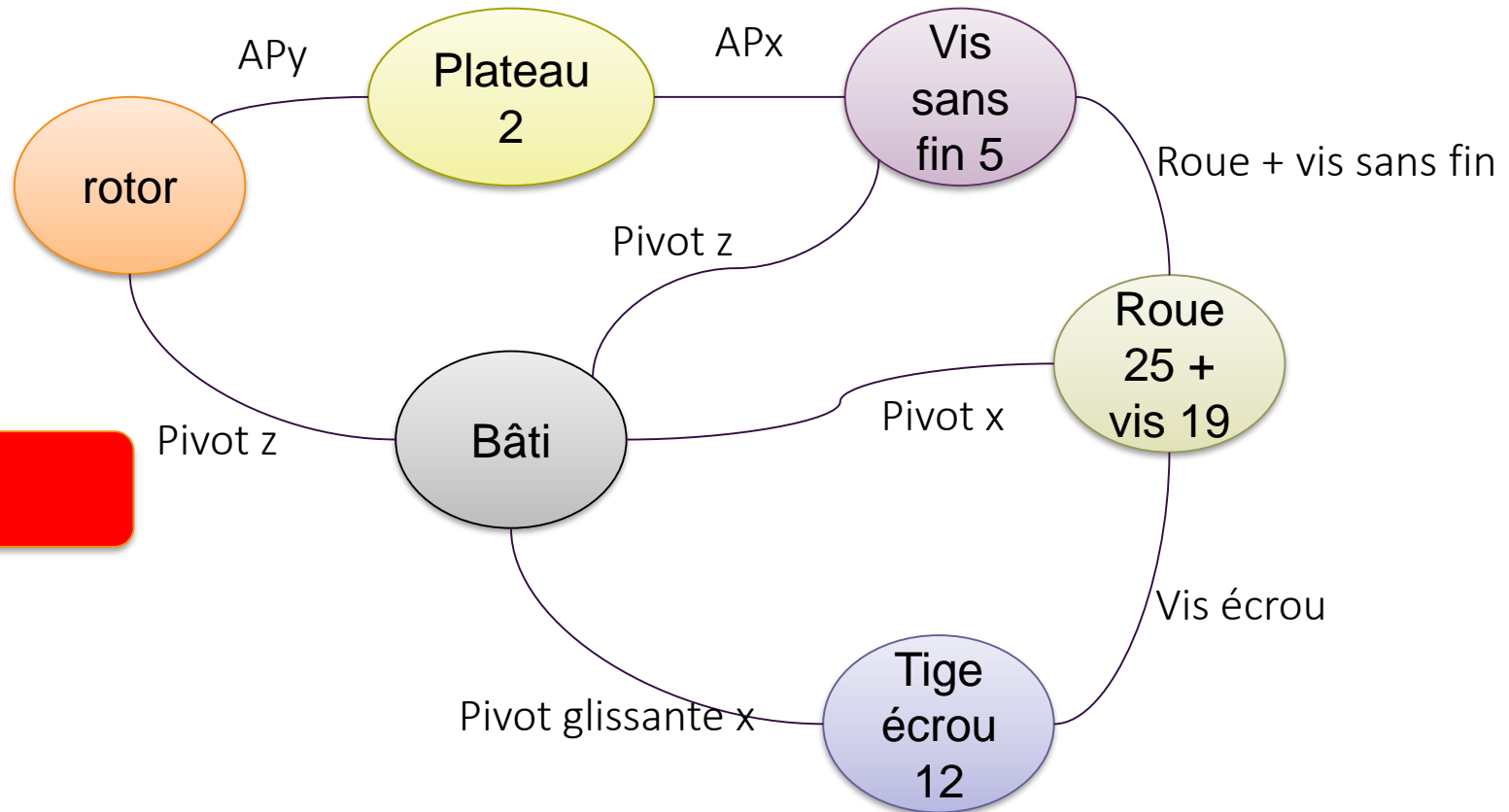


**$E_s$  inconnues statiques = 30**

- A. 30
- B. 31
- C. 32
- D. 34

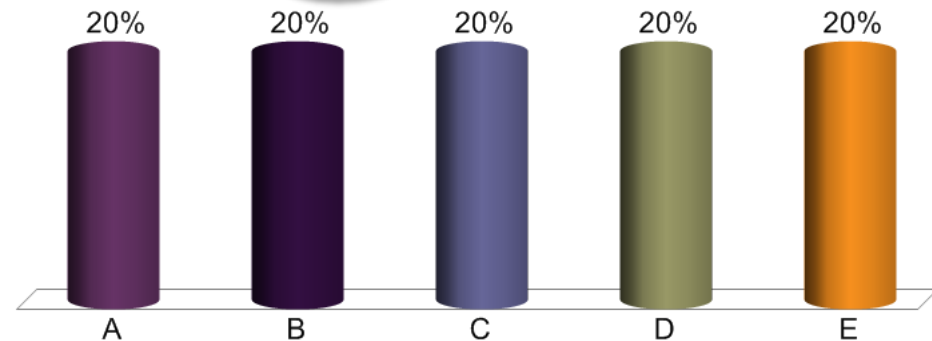


# Combien y a-t-il de mobilités internes ?



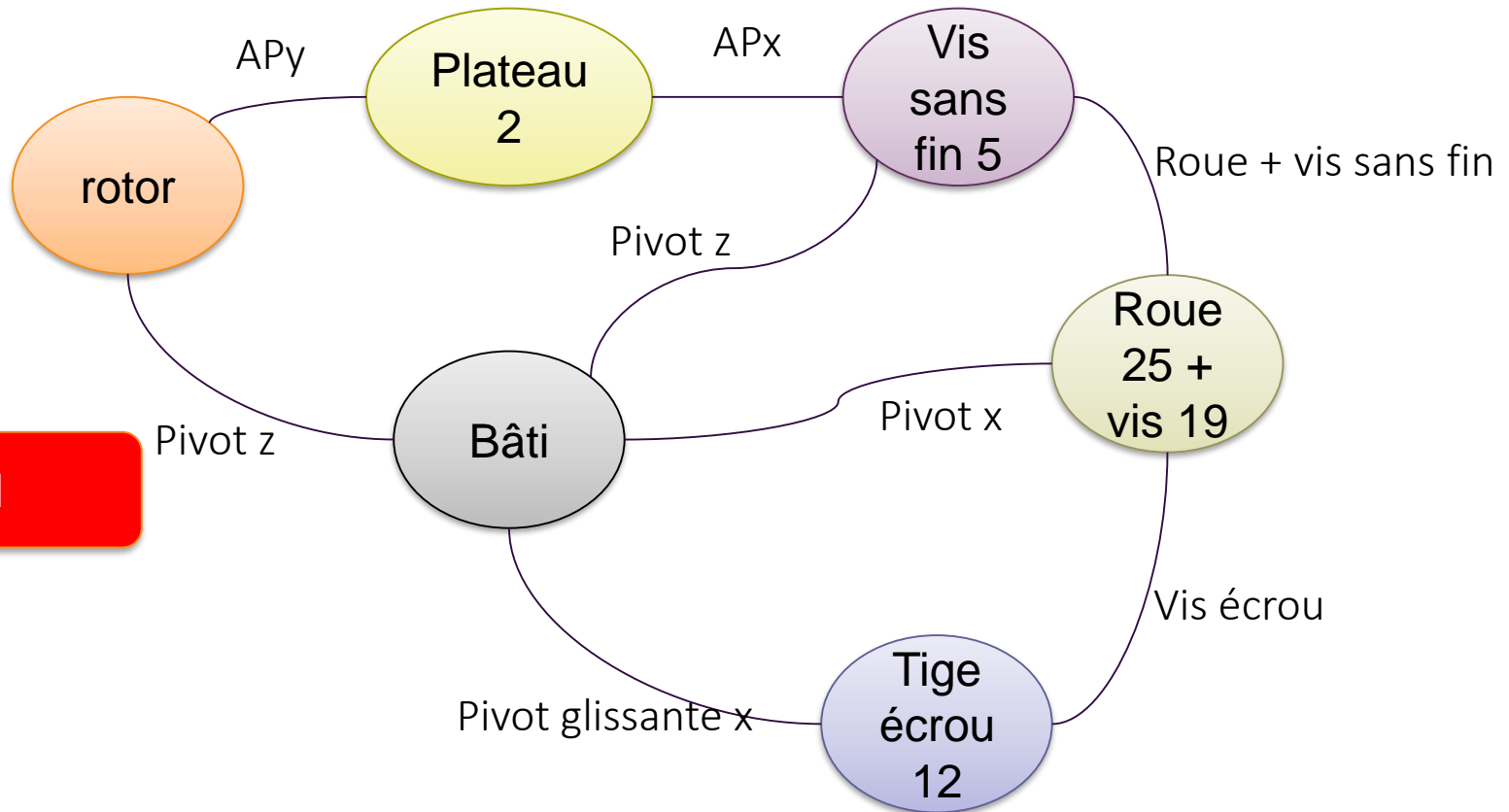
**mi = 2**

- A. 0
- B. 1
- C. 2
- D. 3
- E. 4



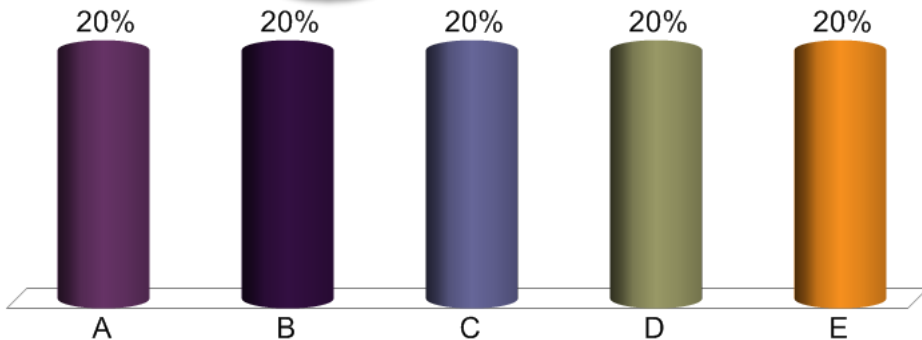


# Combien y a-t-il de mobilités utiles ?

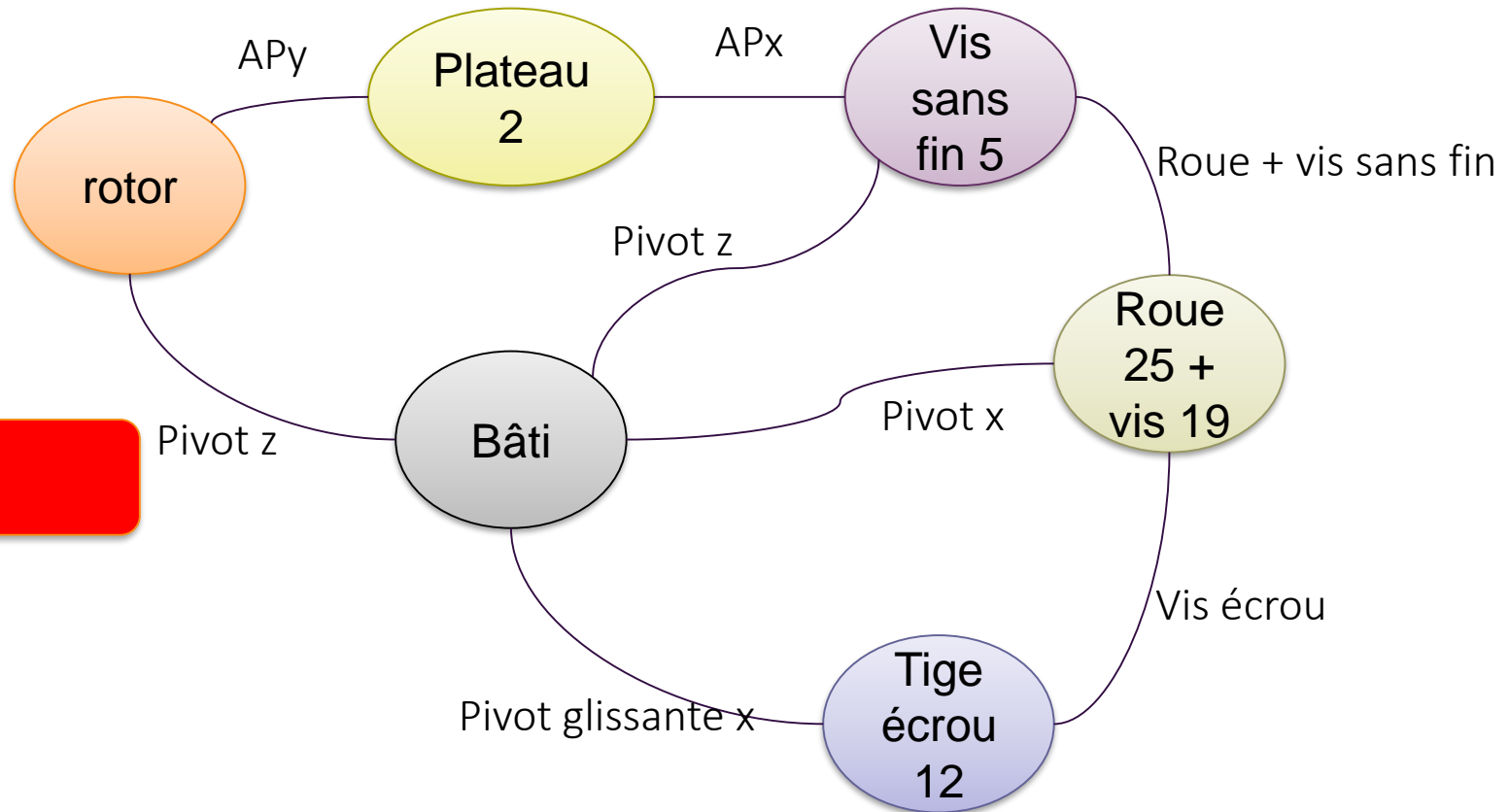


**mu = 1**

- A. 0
- B. 1
- C. 2
- D. 3
- E. 4

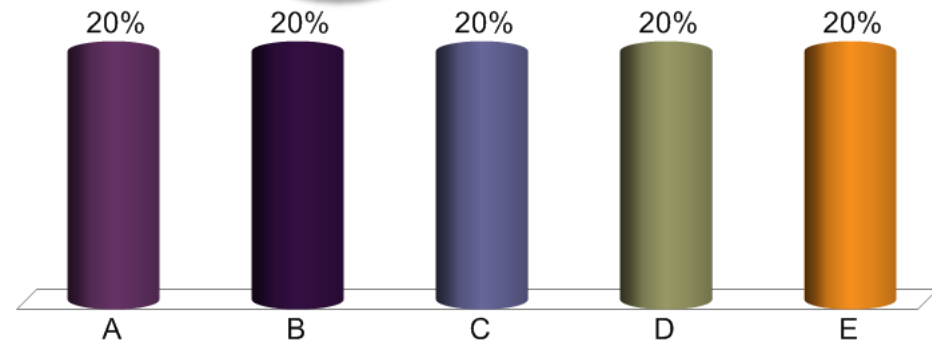


# En déduire le degré d'hyperstatisme

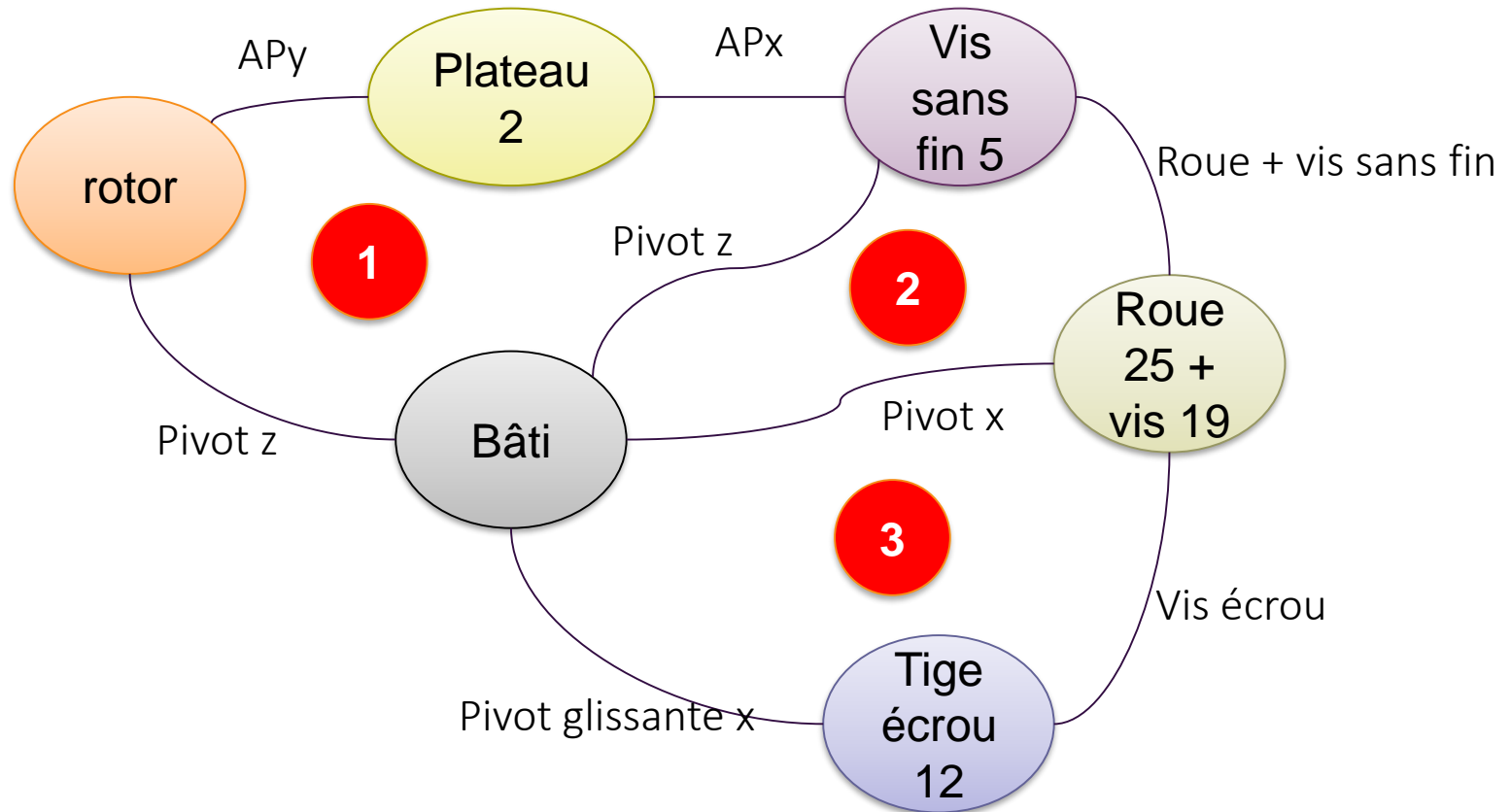


**h = 4**

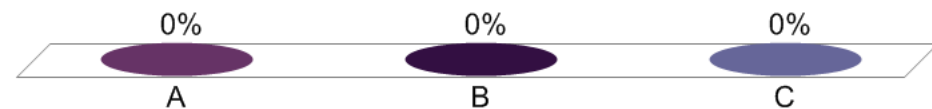
- A. 0
- B. 1
- C. 2
- D. 3
- E. 4



# L'hyperstatisme est dans la boucle



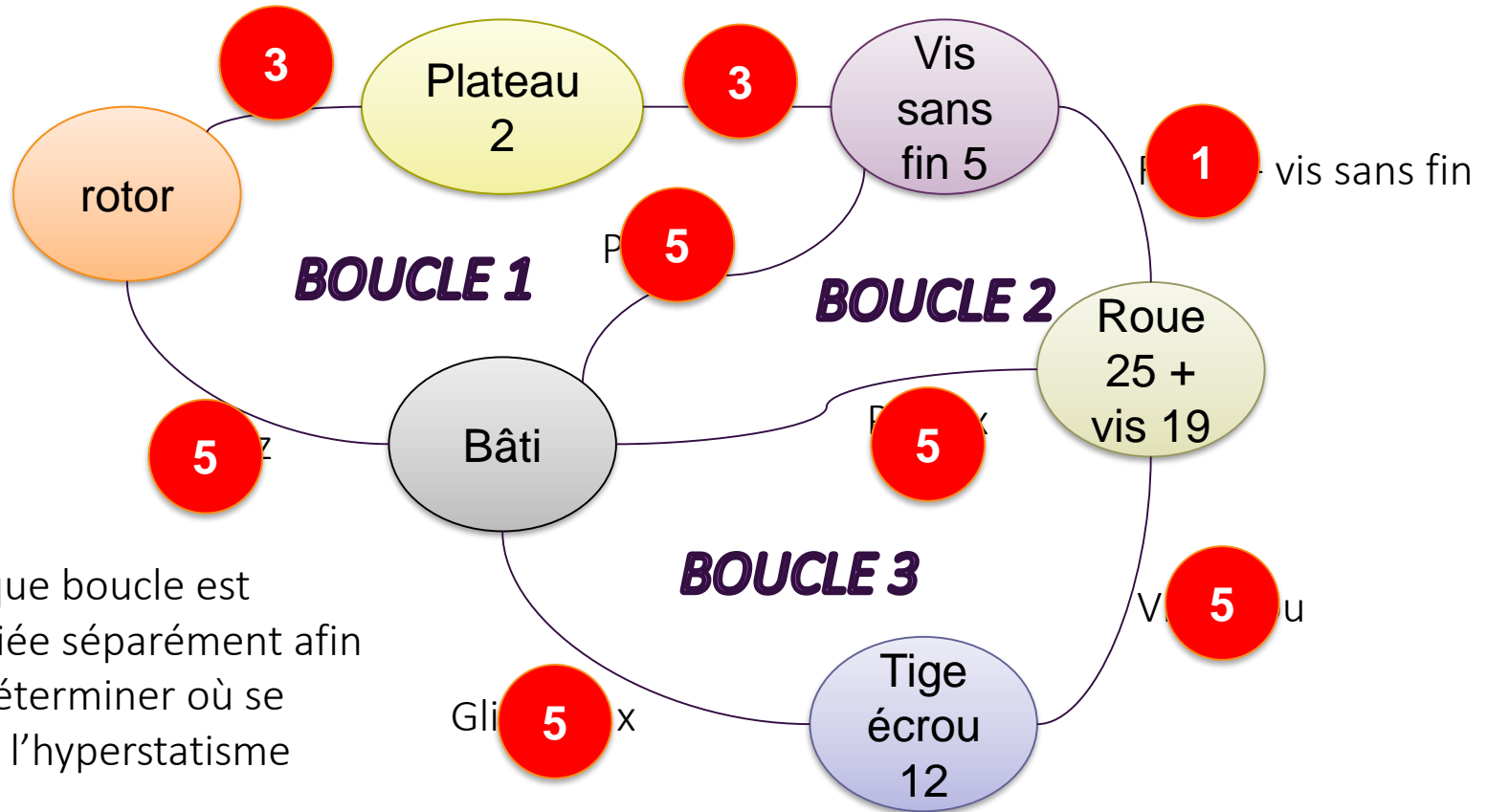
- A. 1
- B. 2
- C. 3



# **Modélisation isostatique**

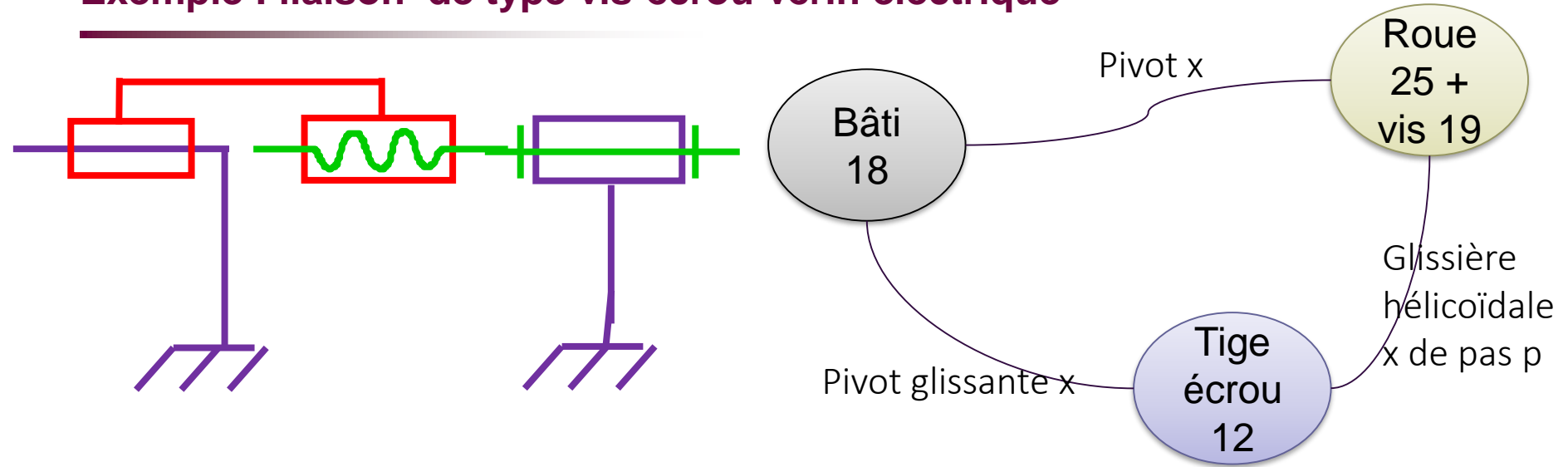
# Localisation des hyperstaticités

Un système hyperstatique n'est pas solutionnable par les équations de la mécanique générale. Il est donc nécessaire de disposer d'une modélisation isostatique pour effectuer un prédimensionnement d'un mécanisme même si cette modélisation n'est pas en adéquation vis-à-vis des choix technologiques.



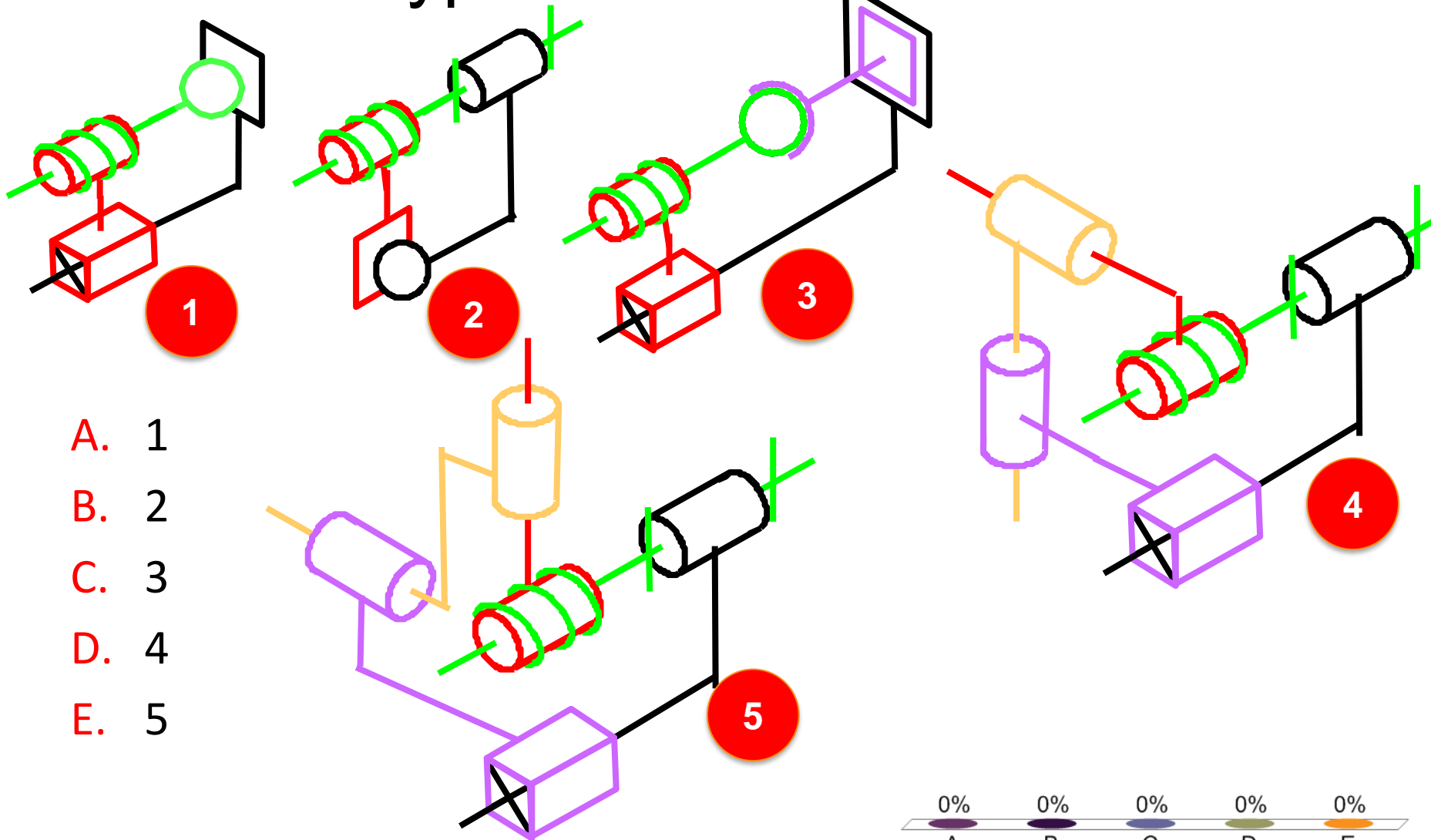
Chaque boucle est étudiée séparément afin de déterminer où se situe l'hyperstatisme

## Exemple : liaison de type vis-écrou vérin électrique

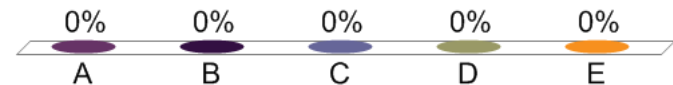


On a vu que l'hyperstatisme venait de conditions angulaires autour de y et z et linéaire selon y et z. Il faut donc donner les mobilités correspondantes.

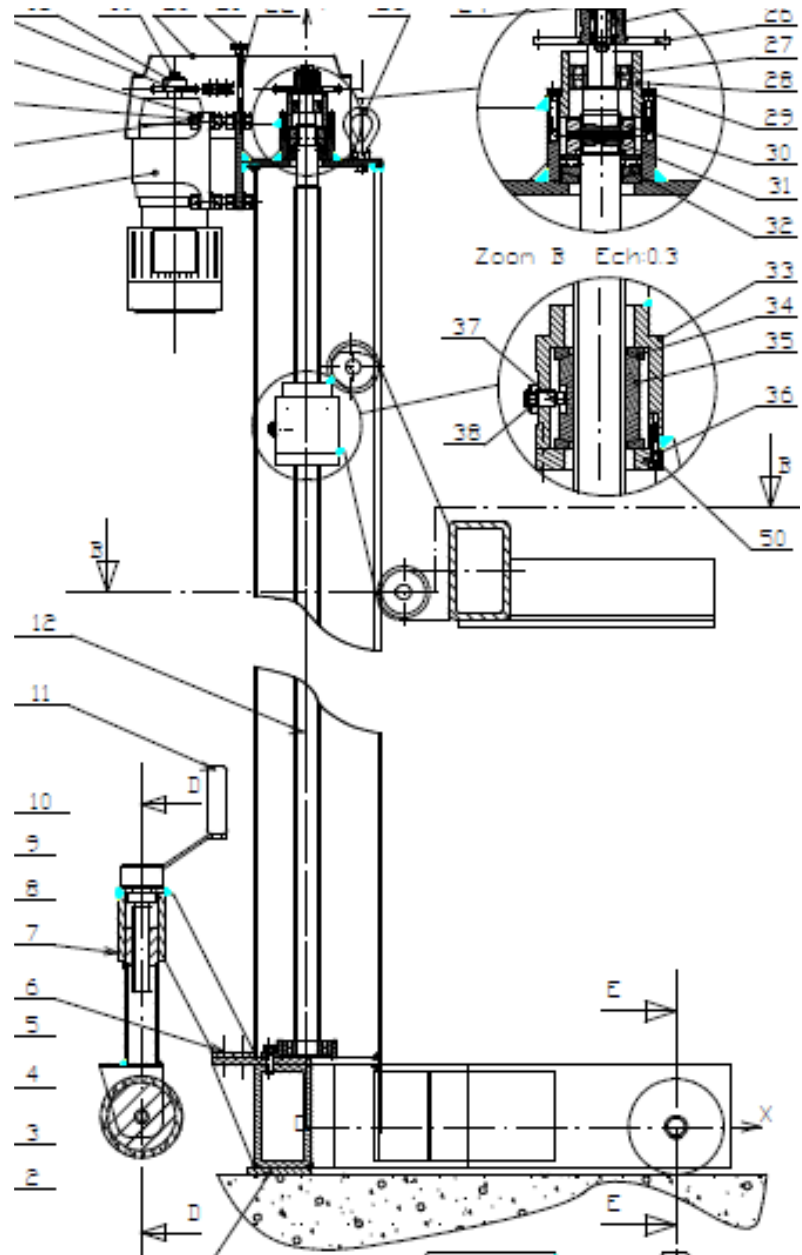
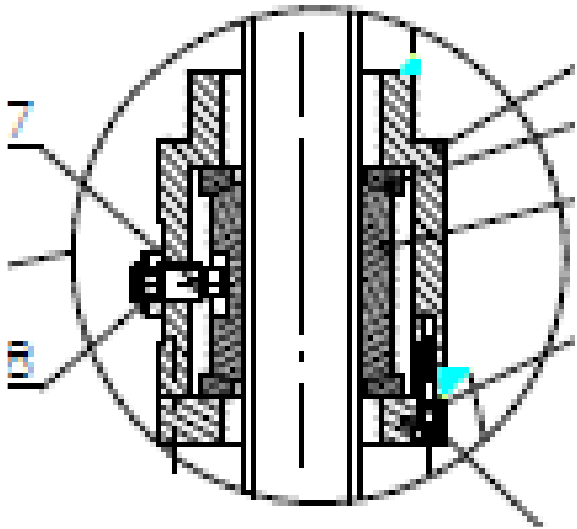
# Quelle est la meilleure solution pour réduire l'hyperstatisme de la boucle 3



- A. 1
- B. 2
- C. 3
- D. 4
- E. 5



# Exemple colonne SEFAC

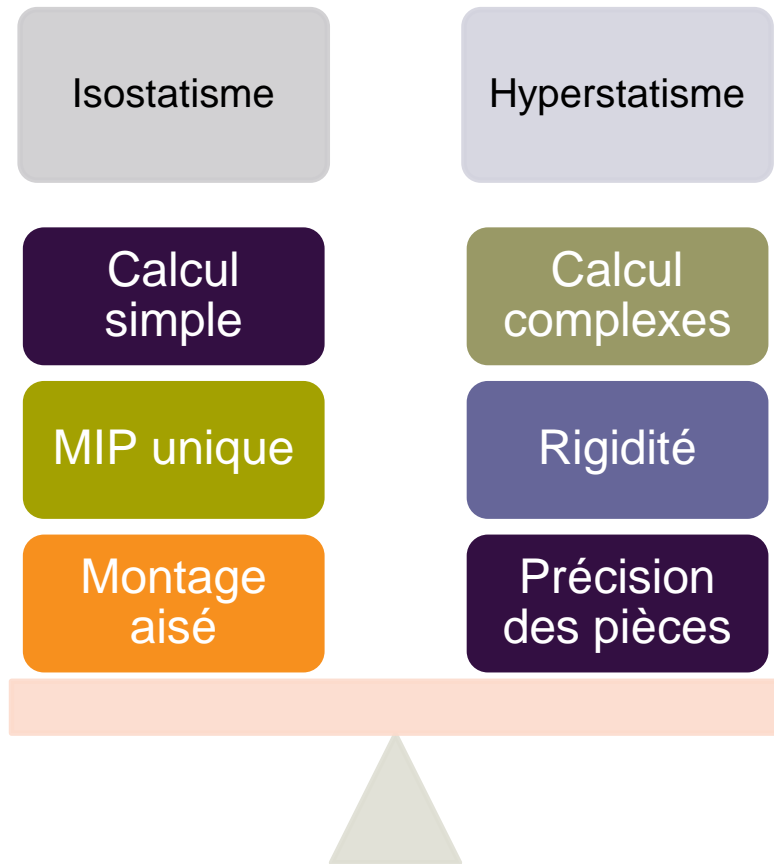






# Synthèse

# Isostatisme VS Hyperstatisme



Bien conçue, une liaisons hyperstatique est plus rigide. C'est pourquoi des liaisons « filtres » placées aux entrées et sorties des mécanismes, mais aussi les guidages précis à l'intérieur des mécanismes sont souvent réalisées de cette manière.

**La « bonne » hyperstaticité est localisée** au niveau de liaisons rigides. Elle apparaît sur le schéma d'architecture.

L'hyperstaticité néfaste apparaît sur le schéma cinématique...