

* Transmission de mouvement:

⊗ Rapport de transmission (raison):

$$r = \frac{D_e}{D_s} = \frac{N_s}{N_e} = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{Z_e}{Z_s}$$

avec $\omega = \frac{2\pi N}{60}$ [rad/s].

⊗ Vitesse de déplacement:

$$V_s = R_s \cdot \omega_s = \frac{D_s}{2} \cdot \frac{2\pi N_s}{60}$$

⊗ Puissance transmissible:

$$P = C \cdot \omega$$

$\uparrow$ $\uparrow$ $\uparrow$
 ω $N \cdot m$ rad/s

⊗ Rendement: $\eta = \frac{|P_e|}{P_e}$

* Transmission avec transformation de mouvement:

1) Système vis écrou

⊗ Le pas d'hélice: $P = n \cdot Pa$

n : nombre de filets. Pa : pas apparent

⊗ Déplacement: $C = N' \cdot n \cdot Pa$

N' : le nombre de tours effectués.

⊗ Vitesse de déplacement: $V = N \cdot n \cdot Pa$

N : vitesse de rotation en tr/min.

2) Système pignon - crémaillère:

1 tour ($\alpha = 360^\circ$) $\Rightarrow$ Course: $C = \pi \cdot d$

⊗ Déplacement: $C = \alpha \cdot \frac{d}{2}$

d : diamètre primitif du pignon.

α : angle de rotation effectué par le pignon (α en rad)

3) Système Bielle - manivelle.

⊗ Course: $C = 2R$

R : rayon de la manivelle.

4) Système excentrique.

⊗ Course: $C = 2 \cdot e$

e : valeur de l'excentrique.

Chap 1: puissance, travail et énergie mécanique.

I/ Puissance mécanique

1) Cas d'un ensemble matériel (E)

$$P(\Sigma \rightarrow E/R) = \int_{M \in E} \vec{f}(M) \cdot \vec{v}(M)_{/R} dm$$

- $\vec{f}(M) \cdot dm$: densité des forces relativement à la mesure de masse dm

- $\vec{v}(M)_{/R}$: vitesse du point M r. à R

a) densité surfacique

$$P(\Sigma \rightarrow E/R) = \int_{M \in S} \vec{f}(M) \cdot \vec{v}(M)_{/R} \cdot dS$$

b) contact ponctuel: la force $\Rightarrow (M, \vec{F})$

$$P(\Sigma \rightarrow E/R) = \vec{F} \cdot \vec{v}(M \in E)_{/R}$$

2) Cas d'un solide (S):

$$P(\Sigma \rightarrow S/R) = \vec{v}(A)_{/R} \cdot \underbrace{\int_S \vec{f}(M) \cdot dm}_{R \Sigma \rightarrow S} + \underbrace{\vec{\Omega}_{(S/R)} \cdot \int_S \vec{AM} \wedge \vec{f}(M)}_{\vec{M} \cdot \vec{b} \rightarrow S}$$

$$\Rightarrow P(\Sigma \rightarrow s/R) = \{Z(\Sigma \rightarrow s)\} \otimes \{V(s/R)\}$$

$$= \vec{R}(\Sigma \rightarrow s) \cdot \vec{V}(A \in s) + \vec{M}_A(\Sigma \rightarrow s) \cdot \vec{\Omega}_{s/R}$$

a) Mouvement de translation:

$$\vec{\Omega}_{s/R} = \vec{0} \Rightarrow P(\Sigma \rightarrow s/R) = \vec{R}(\Sigma \rightarrow s) \cdot \vec{V}_{R/R}$$

b) Mouvement de rotation:

$$\vec{V}(I \in s/R) = \vec{0} \Rightarrow P(\Sigma \rightarrow s/R) = \vec{M}_I(\Sigma \rightarrow s) \cdot \vec{\Omega}_{s/R}$$

$$\text{d'où } P(\Sigma \rightarrow s/R) = C \cdot \omega = \frac{C \pi N}{30}$$

II / Travail:

$$W_{t_1}^{t_2}(\Sigma \rightarrow E/R) = \int_{t_1}^{t_2} P(\Sigma \rightarrow E/R) dt$$

Les unités

• Travail: joule (J)

• Puissance: Watt (W): J/s

• 1 ch = 736 W.

⊗ Si $P > 0$: l'action mécanique engendre le mouvement

⊗ Si $P < 0$: l'action mécanique s'oppose au mouvement

⊗ liaison parfaite $\Rightarrow P = 0$

* Le rendement: $\eta = \frac{|P_s|}{P_e} < 1$

$$\eta_g = \frac{|P_s|}{P_e} = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots$$

Rappel: tolérances et ajustement

I / Tolérance:

$\phi 16 \ H8$ → le symbole de qualité
cote nominale le symbole de position

II / Ajustement

$\phi 16 \ H8 / f7$
cote nominale Tolérance pièce femelle Tolérance pièce mâle

III / Classification des ajustements

① Ajustement avec jeu

a) Mouvement continu: jeu dans toute la mesure

H7/f6 (jeu sur l'arbre)

b) Mouvement intermittence:

H7/g6

c) Positionnement ou centrage

H7/h6: (pour les couvercles)

Le joint (pièce standard) $\Rightarrow$ Tolérance

$\phi - H8$ et $\phi - h11$.

② Ajustement avec serrage.

$\phi - H7/p6$

③ Ajustement incertain

cas d'un coussinet: $\phi - H7/m6$

autre: $- H7/js6$, $- H7/k6$.

Cas standard: les roulements: pièce standard / Tolérance

arbre tournant: $\phi - H7$ et $\phi - k6$

alésage tournant: $\phi - K7$ et $\phi - h6$

IV / Ajustement homologues ou équivalents

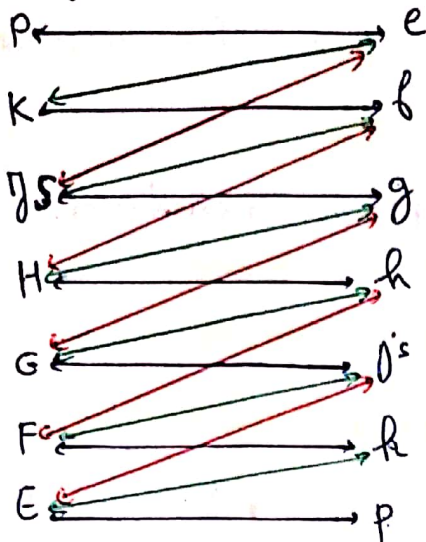
dans une même surface on fait le changement

$$\phi 20 \ H7 / f6 \Leftrightarrow \phi 20 \ F7 / h6$$

Tableau des ajustements les plus pratiques

Alésage

arbre



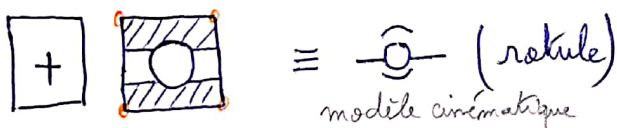
- : Positionnement
- : Mot par intermittence
- : Mot continue

Rappel : Montage de Roulements

I/ Modélisation cinématique des roulements

1) Roulement à une rangée de billes à contact radial (type BC)

* Charge radiales et axiales moyennes



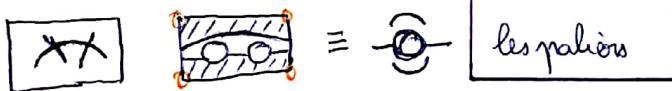
2) Roulement à rotule dans la bague cat

a) à deux rangées de billes (type BS)

b) à deux rangées de rouleaux (type SC)

* Charge radiales important et axiales

faible



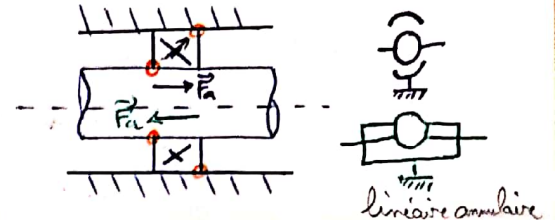
Rq: grande distance entre les paliers

3) Roulements à contact oblique

a) Roulements à une rangée de billes à contact oblique (type BT)

b) Roulements à rouleaux coniques (type KB)

* Charge axiales importantes dans un seul sens.

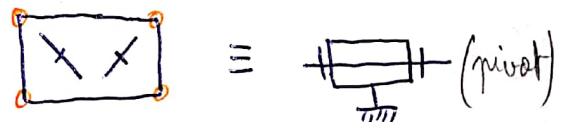


4) Roulements à deux rangées de billes à contact oblique (type BE)

* Charge radiale et axiale importante

* Pas de rotulage.

Rq: montage à petite distances supporte - pratique pour les arbres en porte à feu

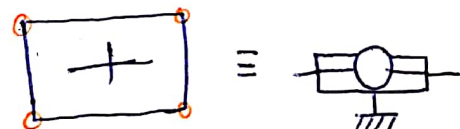


5) Roulement à bagues séparables

a) Roulements à rouleaux cylindriques (RV)

* Charge radiales importantes

* Aucun charge axiales.



b) Roulements à aiguilles

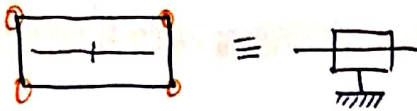
avec bague inférieur (type NEA)

avec bague supérieur (type NES)

* charge radiales importantes

* Aucun charge axiale

* Pas de rotulage



6) Butées à billes

simple effet (type TA)

double effet (type TDC)

* charges axiales importantes

* Aucun charge radiales

* Pas de rotulage

Rq: n'assure pas le mouvement
en rotation

modèle cinématique : $\leq$ (plan)

II / Règles de montage

1^{ère} Règle:

Assurer une liaison complète entre l'élément
tournant et les bagues tournantes par:

* des ajustements par serrage

* 2 obstacles par serrage sur chaque
roulement

2^{ème} Règle

Assurer la liaison entre l'élément fixes
et les bagues fixes par:

* des ajustements avec jeu

* 2 obstacles selon le cas

1^{er} cas: 2 roulements identiques à
bagues non séparables:

Comment placer les obstacles:

- sur un même roulement

- entre les roulements

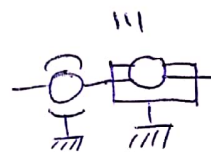
- de part et d'autre des roulements

2^{ème} cas: 2 roulements différents à
bagues non séparables:

- Les obstacles sur le gros roulement

3^{ème} cas: L'un de 2 roulement et à
bagues séparables.

- Les obstacles sur le roulement à
bagues non séparables



3^{ème} règle:

Si l'un des 2 roulement est à bagues
séparables:

arrêter la translation de la bague

fixe de ce roulement par 2 obstacles
légers

Chap II: Accouplements

I / Fonction

Les accouplements sont utilisés pour transmettre la vitesse et le couple ou la puissance, entre 2 arbres de transmission.

⇒ On s'intéresse dans ce chapitre aux accouplements permanents (accouplement continu dans le temps)

II / Classification et critères de choix

Les défaut d'alignement pouvant exister entre les 2 arbres à accoupler sont:

- ⊗ un désalignement radial (d_r)
- ⊗ un désalignement axial (d_A)
- ⊗ un désalignement angulaire (d_α)

⇒ on utilise les accouplements flexibles rigides en torsion

- ⊗ un écart en torsion (d_θ)

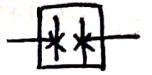
⇒ on utilise les accouplements élastiques

Rq: Si les 2 arbres n'admettent pas un défaut d'alignement:

⇒ on utilise les accouplements rigides

- Il faut que le moteur et le récepteur sont centrés par rapport au même centre

1) Accouplement rigides



transmission par obstacles.

calcul des goupilles au cisaillement

$$\frac{4C}{\pi D d^2} \leq R_{pg}$$

$$1 \text{ N/mm}^2 = 1 \text{ MPa}$$

L'inconnue: d

D: diamètre de l'arbre.

• pour les couples moyens et important

⇒ Manchons à douille biconique

transmission par adhérence.

- La frette: génère l'effort presseur.

⇒ Manchons à plateau:

transmission:

⊗ arbre/plateau: par obstacle

⊗ plateaux: adhérence.

⊗ fonctionnement avec chocs: obstacles

- Boulon ajusté: répartition égale des efforts sur l'ensemble de vis.

Calcul des boulons au cisaillement:

$$\frac{8C}{n D \pi d^2} \leq R_{pg}$$

L'inconnue: d et n

2) Accouplements flexibles rigides en torsion



les défaut: d_r ; d_A ; d_α

avec $d_\theta = 0$

⇒ joint d'Oldham

- le joint est homocinétique car les vitesses de rotation des deux arbres sont identiques à tout instant
- ce type nécessite un graissage

⇒ à denture bombée

4) Joint de Cardan: 

Un joint de Cardan permet la transmission de mouvement entre deux arbres concourant ($\alpha = 45^\circ$)

- non homocinétique
- pour faire 2 joints il faut:
 - * montage en opposition de phase.
 - * $\hat{m} \alpha$
 - * fourches solidaires à l'arbre intermédiaire dans un même plan.

Calcul de clavette



forme A

dans calcul de longueur ajustée "a"



forme B

↑
base de calcul



forme C

$\frac{a}{2}$

* Calcul de cisaillement:

$$\frac{2C}{d a l} < R_{pg}$$

inconnu: l.

* Calcul de matage (plus précis)

$$\frac{2C}{d(j+b-d)l} < P_{adm}$$

Rappel: Montage des roulements à rouleaux coniques (KB) et à une rangée de billes à contact oblique (BT):

* Montage en X: cas où il y a une charge entre les roulements.

- bagues intérieures tournantes sont montées serrées. (m 6)

- bagues extérieures fixes sont montées glissantes (H 7)

* liaisons axiales des bagues

- les bagues intérieures: épaulement

- les bagues extérieures: couvercles

Le réglage axial par des cales de réglage

Rq:

- éviter les bagues entrainées
- montage en X ⇒ arbre tournant.

* Montage en O: cas où la charge est en dehors des roulements (en porte à fou)

- bagues intérieures fixes sont montées glissantes: (g6)

- bagues extérieures tournantes sont montées serrées: (N7)

* liaison axiales des bagues:

- les bagues intérieures: épaulement + écau à encoches

- les bagues extérieures: épaulement

Le réglage axial par l'écau à encoches.

Rq:

- montage en O $\Rightarrow$ moyen tournant (cas d'une roue)

Chap 3: Embrayages

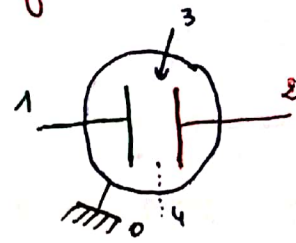
I/ Fonctions:

L'embrayage est un mécanisme qui se situe entre un organe moteur et un organe récepteur

Il permet à un opérateur disposant d'une commande extérieure, d'accoupler ou de séparer, progressivement ou non 2 arbres

{ Accoupler: Embrayer
 { séparer: débrayer.

II/ Classification



- 0: bâti
- 1: arbre moteur
- 2: arbre récepteur
- 3: syst. d'entraînement
- 4: commande ext.

① 3: Contact direct entre solides indéformables (obstacles)

4: Mécanique, pneumatique, hydraulique, électromagnétique, automatique (limites de couple)
 $\Rightarrow$ L'embrayage: à crabots (à griffes) par obstacles

② 3: Contact direct entre surfaces de friction (adhérences)

4: Mécanique, pneumatique, hydraulique électromagnétiques, automatique (limites de couple)
 $\Rightarrow$ L'embrayage: à disque (plan, conique)

4: pneumatique, automatique (force centrifuge)
 $\Rightarrow$ L'embrayage: à contact cylindrique.

③ 3: contact indirect entre 2 solides indéformables par l'intermédiaire d'un fluide

4: automatique (force centrifuge)
 $\Rightarrow$ L'embrayage: à poudre, coupleurs hydrauliques.

III / Etude des principaux embrayages

1) Embrayages à crabot

* type de commande:

commande à l'arrêt car l'entraînement est instantané (pas de glissement)

- Coussinet: assurer l'alignement entre les 2 arbres.

2) Embrayages à contact plan:

* type de commande:

commande possible en marche car

l'entraînement est progressif (glissement)

- Générateur de l'effort presseur: ressort, électro-aimant, vérin.

- l'élément de friction est constitué d'un

disque métallique auquel sont associées deux garnitures (collées, rivetées ou

enchâssées). Les garnitures sont des

matériaux composites: graphite + fibres d'amiante, particules métalliques

- Calcul du couple transmissible:

$$C_{ad} = \frac{2}{3} N f n \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \quad \text{avec } p = \frac{N}{S}$$

N: effort presseur ; f: coefficient de frottement

S: air de la zone de friction $S = \pi(R^2 - r^2)$

R: rayon extérieur de surface de friction
r: " intérieur " " "

- Cloche: est toujours solidaire à la partie réceptrice. (majorité l'annule)

3) Embrayages à contact coniques:

- Calcul du couple transmissible:

$$C_{ad} = \frac{2}{3 \sin \alpha} f N \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$$

Les garnitures ont un coefficient de frottement élevé en contact avec l'acier ou la fonte, une bonne résistance à l'usure une bonne résistance aux températures élevées

Rappel: choix du matériau.

Critère de choix:

- fonctionnement
- mode d'obtention
- environnement.

Indice: Hachure

: acier / fonte

: alliage d'aluminium

: alliage de cuivre

: matière plastique

- * CW453K: bronze:

bonne propriété de frottement et d'usure.
(pour les coussinets et les roues et les vis sans fin)

- * 42 Cr Mo 4: acier faiblement allié

Acier de bonne caractéristiques mécaniques (arbre de transmission)

- * S235: acier d'usage général

- * E295: acier de construction mécanique

* EN - GYL - 200 : fonte à graphite lamellaire.

Bonne aptitude au moulage.

* C22 ... C55 : acier de forgeage.

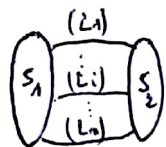
* GC22 : acier moulé.

* C60 ... : acier de ressort : pour les pièces qui ont une déformation élastique important.

* EN AB - 51300 [Al Mg Si] : alliage d'Aluminium pour les pièces de grande taille obtenue par moulage.

Rappel : Analyse des mécanismes

I / Liaison en //



$R(0, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ liaison (L1):

$$\text{Torseur statique } \{Z(S_1 \xrightarrow{(L1)} S_2)\} = \{Z_i\} = \begin{Bmatrix} X_i & L_i \\ Y_i & M_i \\ Z_i & N_i \end{Bmatrix}$$

n_{si} : nombre d'inconnues statiques indépendantes de $\{Z_i\}$.

$$\text{Torseur cinématique } \{V(S_2/S_1)\} = \begin{Bmatrix} \alpha_i & u_i \\ \beta_i & v_i \\ \gamma_i & w_i \end{Bmatrix}$$

n_{ci} : nombre d'inconnues cinématiques indépendantes de $\{V_i\}$.

$$\Rightarrow n_{si} + n_{ci} = 6$$

* Liaison équivalente : $S_1 \xrightarrow{L_{eq}} S_2$

$$\{Z\} = \begin{Bmatrix} X & L \\ Y & M \\ Z & N \end{Bmatrix} ; \{V\} = \begin{Bmatrix} \alpha & u \\ \beta & v \\ \gamma & w \end{Bmatrix}$$

* Etude statique:

$$\{Z\} = \sum_{i=1}^n \{Z_i\} ;$$

$N_s = \sum_{i=1}^n n_{si}$: nombre d'inconnues statiques indépendantes

$\Rightarrow 6$ équations scalaire

r_s : nombre d'équations indépendantes ($r_s \leq N_s$)

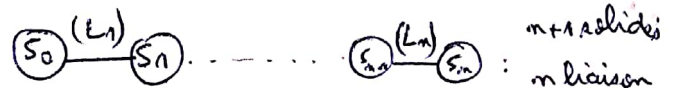
$h = N_s - r_s$: degré d'hyperstatisme de L'éq.

$m = 6 - r_s$: degré de mobilité de L'éq.

* Etude cinématique:

$$\{V\} = \{V_1\} = \dots = \{V_n\}.$$

II / Liaison en série (chaîne continue ouverte)



* Liaison équivalente : $S_0 \xrightarrow{L_{eq}} S_n$

* Etude statique:

$$\{Z\} = \{Z_1\} = \{Z_2\} = \dots = \{Z_n\}$$

$\Rightarrow$ La liaison éq est toujours isostatique ($h=0$)

* Etude cinématique:

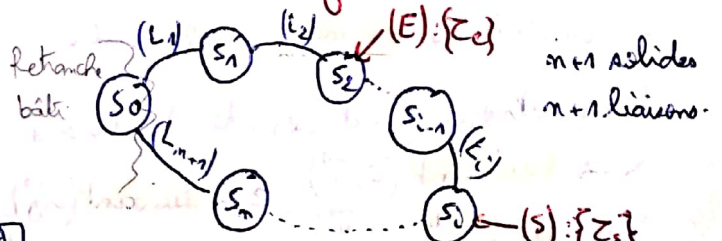
$$\{V\} = \{V(S_n/S_0)\} = \sum_{i=1}^n \{V_i\}.$$

* m_u : degré de mobilité de la L'éq : nombre d'inconnues cinématiques indépendantes du $\{V\}$

* $m = N_c = \sum_{i=1}^n n_{ci}$: degré de mobilité de la chaîne

$\Rightarrow m_i = m - m_u$: degré de mobilité interne de la chaîne continue ouverte.

III / Chaîne continue fermée:



$n+1$ solides
 $n+1$ liaisons.

* Étude statique: identifier l'inconnue hyperstatique

- $N_s = \sum_{i=1}^{n+1} n_{s_i}$: nombre d'inconnues statiques indépendantes

• PFS à n solides; 6.n équations scalaires

- r_s : équations indépendantes

$$\begin{cases} h = N_s - r_s: \text{degré d'hyperstatisme de la chaîne} \\ m = 6n - r_s: \text{degré de mobilité de la chaîne} \end{cases}$$

$$\Rightarrow h = m + 6 - N_c$$

* Étude cinématique:

$$N_c = \sum_{i=1}^{nm} n_{c_i}$$

$$\{v_{P_0/s_0}\} = \{\vec{0}\} = \{v_{s_1/s_0}\} + \dots + \{v_{s_n/s_1}\}$$

$$\Rightarrow \sum_{i=1}^{nm} \{v_i\} = \{\vec{0}\}$$

- 6 équations.

- r_c : nombre d'équations indépendantes.

$$m = N_c - r_c: \text{degré de mobilité de la chaîne continue formée.}$$

Rq: lubrification $\Rightarrow f \searrow$ alors il faut augmenter le nombre des disques

Inconnue hyperstatique:

④ Composante de résultante

- conditions géométrique
- conditions dimensionnelle entre

les positions relatives des liaisons

$$\begin{aligned} X &\rightarrow \text{suivant } (0, \vec{x}) \\ Y &\rightarrow \text{suivant } (0, \vec{y}) \\ Z &\rightarrow \text{suivant } (0, \vec{z}) \end{aligned}$$

④ Composante de moment

- condition géométrique
- condition angulaire entre les positions relatives des liaisons:

$$L \rightarrow \text{autour de } (0, \vec{x})$$

$$M \rightarrow \text{autour de } (0, \vec{y})$$

$$N \rightarrow \text{autour de } (0, \vec{z})$$

chap 5: poulies et courroies

I/ fonction

transmettre par adhérence, à l'aide d'un lien flexible "courroie", une énergie mécanique de rotation entre 2 arbres éloignés

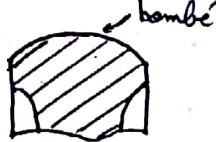
Guilène de fonctionnement: la position axiale des poulies sur chaque arbre doit être respectée de telle sorte que le brin de la courroie doit quitter chaque poulie dans le plan méridien de l'autre.

II/ Matériaux:

- Tissus caoutchoutés: textiles en fibre de coton, nylon, imprégné de caoutchouc qui augmente leur coefficient de frottement avec les poulies. (courroies plates)

- Caoutchoucs ou élastomères renforcés: pour augmenter la résistance à la traction on renforce le caoutchouc ou l'élastomère avec des fils de nylon, des fibres de verre, d'acier ou de carbone. (courroies sans fin en caoutchouc)

III / Courroies plates :



① Caractéristiques :

- grande surface de contact entre les courroies et les poulies : courroies de largeur b et épaisseur e tq $b \gg e$
- grande flexibilité des courroies.
- vitesse maximal 45 m/s, très silencieux
- bon rendement (98%)
- profil bombé pour un meilleur guidage et stabilité (éviter la translation des courroies)

② Etude mécanique :

d : diamètre du poulie menante

D : diamètre du poulie menée

a : entraxe distance entre les centres des poulies.

Rapport des vitesses

④ Vitesse linéaire de la courroie :

$$V = \omega_d \frac{d}{2} = \omega_D \frac{D}{2}$$

$$\Rightarrow n = \frac{\omega_D}{\omega_d} = \frac{N_D}{N_d} = \frac{d}{D}$$

Angles d'enroulement θ

$$\theta_d = 180 - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right)$$

$$\theta_D = 180 + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right)$$

Longueur de la courroie :

$$L = \left[4a^2 - (D-d)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{2} (\theta_D D + \theta_d d)$$

α faible : $L \approx 2a + \pi \left(\frac{D+d}{2} \right) + \frac{(D-d)^2}{4a}$

Analyse des forces :



C_d : couple agissant sur la petite poulie

T : tension du brin tendu

t : tension du brin mou

T_0 : tension de pose.

f : coefficient de frottement entre poulie et courroie

$\alpha = \alpha_d$: angle d'enroulement (rad)

$\Rightarrow$ L'étude statique permet d'écrire

• $C_d = (T - t) \frac{d}{2}$ (isolé la poulie menante)

• $T_0 = \frac{T + t}{2}$ ($T = T_0 + \Delta T$
 $t = T_0 - \Delta T$)

• $T = t e^{f\theta}$ (à retenir)

d'où

$$\Rightarrow T = \frac{2C_d}{d} \frac{e^{f\theta}}{e^{f\theta} - 1}$$

$$\Rightarrow t = \frac{2C_d}{d} \frac{1}{e^{f\theta} - 1}$$

$$\Rightarrow T_0 = \frac{C_d}{d} \frac{e^{f\theta} + 1}{e^{f\theta} - 1}$$

③ Dimensionnement :

$P_s = K_s \cdot P$: puissance de service

avec K_s : coefficient de service (doc 1 p 39)

Démarche de calcul : (à apprendre)

• couple sur la petite poulie $C_d = \frac{P_s}{\omega_d}$

• Tension du brin tendu : $T = \frac{2C_d}{d} \frac{e^{f\theta}}{e^{f\theta} - 1}$

• contrainte de traction dans le brin tendu : $\sigma = \frac{T}{b \cdot e}$

• condition de résistance à la traction : $\sigma \ll \sigma_{ad}$

III / Courroies trapézoïdales :

① Caractéristiques

$T = t e^{f\theta / \sin(\beta/2)}$: tensions des deux brins de courroie



- grande résistance à la traction.
- bonne résistance à la fatigue et à l'usure
- rendement élevé (95%)
- transmettre des grandes puissances en multipliant le nombre de courroies.
- vitesse maximal 25 m/s

② Dimensionnement,

Données,

- Puissance à transmettre P
- vitesse de rotation de petite poulie N_d
- vitesse de rotation de la grande poulie N_D

Démarche de calcul:

- calculer la puissance de service: (doc 1):

$$P_s = K_s \cdot P$$

- choisir la section de la courroie (doc 4 p 42)
 N_d et $P_s \Rightarrow$ le choix.

- choisir les diamètres primitifs des deux poulies (doc 4 p 42): $\frac{N_D}{N_d} = \frac{D}{d}$

- calculer la vitesse de défilement de la courroie: $v = \omega_d \frac{d}{2}$

- Choisir la puissance de base P_b (doc 5 p 43): v et $d_p \Rightarrow$ valeur de P_b

- choisir l'entraxe a : (donner en général)

$$a_{\min} = \frac{D+d}{2} + d \text{ si } 1 < \frac{D}{d} < 3$$

$$a_{\min} = D \text{ si } \frac{D}{d} > 3 \quad a_{\max} = 3(D+d)$$

- Calculer la longueur primitive de la courroie

$$L \approx 2a + \pi \frac{(D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4a}$$

- Choisir la longueur normalisée la plus proche. (doc 6 p 43): plus grand que calculé

- Déterminer le coefficient de correction

$$K_L \text{ (doc 7 p 44)}$$

- calculer l'angle d'enroulement

$$\theta_d = 180 - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right)$$

- Déterminer le coefficient de correction

$$K_o \text{ (doc 6 p 44)}$$

- Calculer la puissance admissible

$$P_a = K_o K_L P_b$$

- Calculer le nombre de courroies

$$\text{nécessaires: } n_c = \frac{P_s}{P_a}$$

Chapitre VII: Pignons et chaînes

I / Fonction:

transmettre par obstacle, à l'aide d'un lien articulé appelé chaîne, une énergie mécanique de rotation entre deux arbres éloignés et parallèles.

II / Caractéristique:

1) Avantages et inconvénients:

a) Avantages:

- Rapport de vitesse constant (pas de glissement)
- Rendement élevé
- Durée de vie assez long
- Possibilité d'entraîner plusieurs arbres en même temps

b) inconvénients

- Niveau sonore plus élevé que celui des ^{connaissés}
- Masse linéique élevée
- Vitesse linéaire limitée à 15 m/s

2) Disposition des pignons et de la chaîne

- les pignons doivent être disposés dans un même plan vertical
- On place un pignon tendeur sur le brin mort pour assurer un engrenement correct sur la roue inférieure
- Il faut placer le brin tendu à la partie supérieure.

III / Etude cinématique

① Grandeurs caractéristiques

$$p = \frac{\pi d_p}{Z_d} = \frac{\pi D_p}{Z_o} : \text{le pas}$$

* d_p et Z_d : diamètre et nombre de dents de la petite pignon

* D_p et Z_o : diamètre et nombre de dents de grande pignon

③ Rapport de vitesse :

$$n = \frac{N_o}{N_d} = \frac{d_p}{D_p} = \frac{Z_d}{Z_o}$$

IV / Dimensionnement :

Données :

- Puissance à transmettre P
- N_d
- N_o

Démarche de calcul :

* Calculer la puissance de service : $P_s = K_s \cdot P$
(doc 1 p 49)

* Choisir le type de la chaîne et donc le pas p : P_s et $N_d \Rightarrow$ choix (doc 2 et 3 p 49-50)

* Choisir le nombre des dents et les diamètres primitifs des deux pignons :

$$\frac{N_o}{N_d} = \frac{d_p}{D_p} = \frac{Z_d}{Z_o} \Rightarrow d_p = \frac{p \cdot Z_d}{\pi} \text{ et } D_p = \frac{p \cdot Z_o}{\pi}$$

avec $Z_d \geq 17$ dents et $Z_o \leq 120$ dents

* Calculer la vitesse de défillement de la chaîne

$$V = \omega_d \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi N_d}{30} \cdot \frac{Z_d p}{2\pi} = \frac{N_d \cdot Z_d \cdot p}{60}$$

* Choisir puissance de base P_b (doc 3 p 50) $\rightarrow$ choix

* Choisir le type de lubrification (doc 4 p 51) $\rightarrow$ choix

* Déterminer le coeff de correction K_R (doc 5 p 51)

$$K_R \geq \frac{P_s}{P_b}$$

* Déduire le nombre de rangées : (doc 5 p 51)

$K_R \Rightarrow$ choix

* Antraxe : $a = 40p$.

* Calculer la longueur de la chaîne :

$$L \approx 2a + \frac{p(Z_d + Z_o)}{2} + \frac{p^2}{a} \left(\frac{Z_o - Z_d}{2\pi} \right)^2$$

* Nombre de maillons :

$$L_m = \frac{L_p}{p} \quad (\text{nombre pair entier})$$

(applications p 51)

Chap 7: Engrenages

I/ Fonctions

Les engrenages assurent la transmission de puissance par obstacle, entre deux arbres rapprochés avec modification du couple transmis et de la vitesse de rotation.

II/ Classification: p 52 et 53.

III/ Fabrication: p 53 et 54

IV/ Engrenages cylindriques à denture droite

1) Caractéristique

Ces engrenages sont utilisés pour transmettre le mouvement de rotation entre 2 arbres //

$$\cdot \eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{d_1}{d_2} : \text{rapport de vitesse}$$

• pas du primitif: p

$$p = \frac{\pi d}{Z}$$

• Module: m

$$m = \frac{d}{Z}$$

• Diamètre de tête: d_a

$$d_a = d + 2m$$

• Diamètre de pied: d_f

$$d_f = d - 2,5m$$

• Saillie: h_a

$$h_a = \frac{d_a}{2} - \frac{d}{2} = m$$

• Creux: h_f

$$h_f = \frac{d}{2} - \frac{d_f}{2} = 1,25m$$

• Hauteur de la dent: h

$$h = h_f + h_a = 2,25m$$

• Entreaxe a

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2}$$

3) Engrenage intérieur

$$a = \frac{d_2 - d_1}{2} \quad \text{les autres la même de engrenages extérieurs}$$

⊗ pour une roue dentée intérieure

$$d_a = d - 2m \quad \text{et} \quad d_f = d + 2,5m$$

5) Efforts sur les dentures:

$$\eta = 1$$

$$F_T = F \cos \alpha : \text{tangential} \quad (1)$$

$$F_R = F \sin \alpha : \text{radial} \quad (2)$$

demande de calcul

$$P = \underbrace{C_1}_{\omega_1} = \underbrace{\left(F_T \cdot \frac{d_1}{2} \right)}_{\frac{\pi N_1}{30}}$$

$$\Rightarrow F_T = \frac{60P}{\pi \cdot d_1 \cdot N_1} \quad (d_1 \text{ en mm})$$

$$(1) \Rightarrow F = \frac{F_T}{\cos(\alpha)}$$

$$(2) \Rightarrow F_R = F_T \tan(\alpha)$$

6) Calcul du module

$$m > 2,34 \sqrt{\frac{F_T}{K R_p}}$$

Suite voir cours