

PIS - GE2 - UE Génie Energétique - Module Turbomachines

Etude du fonctionnement de la roue d'une pompe centrifuge

Florent Ravelet¹

Laboratoire d'Ingénierie des Fluides et des Systèmes Energétiques

¹Arts et Métiers - Sciences et Technologies

19 octobre 2022



LIFSE



Sommaire

1. Analyse des triangles de vitesse en entrée-sortie

2. Situation réelle : modèles de pertes, rendements

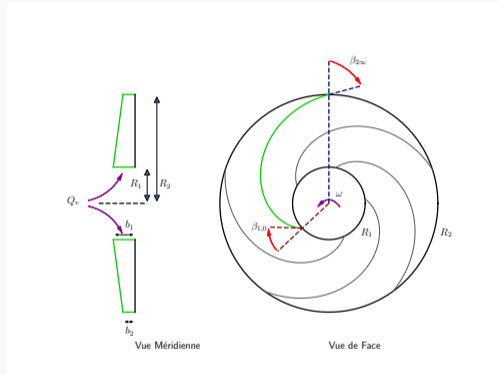




**Analyse des triangles de vitesse
en entrée-sortie, débit
d'adaptation, apport d'énergie
(sans pertes)**



Paramètres géométriques et de fonctionnement



6 paramètres géométriques :

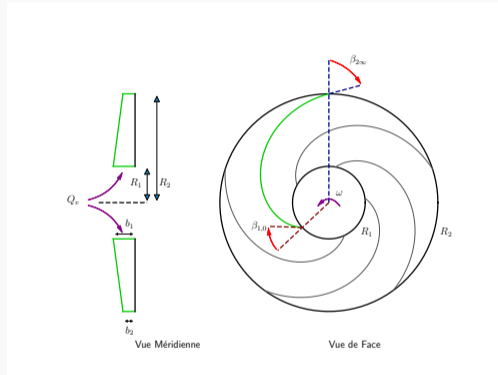
- A l'entrée : R_1 , b_1 , $\beta_{1,0}$
- A la sortie : R_2 , b_2 , $\beta_{2,\infty}$

2 paramètres de fonctionnement :

- Vitesse angulaire ω ($\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$)
- Débit volumique Q_v ($\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$)



Paramètres déduits



Surfaces débitantes :

- A l'entrée : $S_1 = 2\pi R_1 b_1$
- A la sortie : $S_2 = 2\pi R_2 b_2$

Vitesses débitantes

- A l'entrée : $C_{m,1} = Q_v / S_1$
- A la sortie : $C_{m,2} = Q_v / S_2$



Triangle des vitesses en entrée (1/2)

- Hypothèse entrée sans giration (sans pré-rotation) :

$$C_{\theta,1} = 0$$

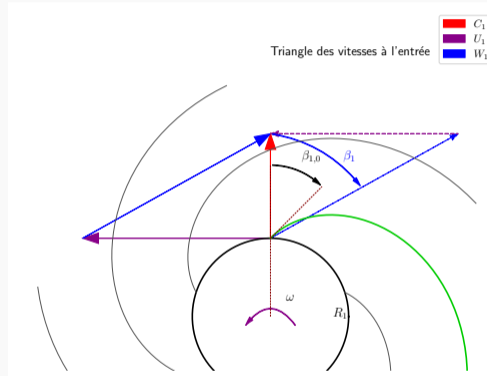
$$\vec{C}_1 = C_{m,1}\vec{e}_m + 0\vec{e}_\theta$$

- $\vec{U}_1 = 0\vec{e}_m + R_1\omega\vec{e}_\theta$

- $\vec{C}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}_1$

- D'où :

$$\begin{aligned}\tan \beta_1 &= \left(\frac{W_{\theta,1}}{W_{m,1}} \right) \\ &= \left(\frac{W_{\theta,1}}{C_{m,1}} \right) \\ &= \left(\frac{U_1 - C_{\theta,1}}{C_{m,1}} \right) \\ &= \left(\frac{R_1\omega}{C_{m,1}} \right) \\ \tan \beta_1 &= \left(\frac{2\pi R_1^2 b_1 \omega}{Q_v} \right)\end{aligned}$$





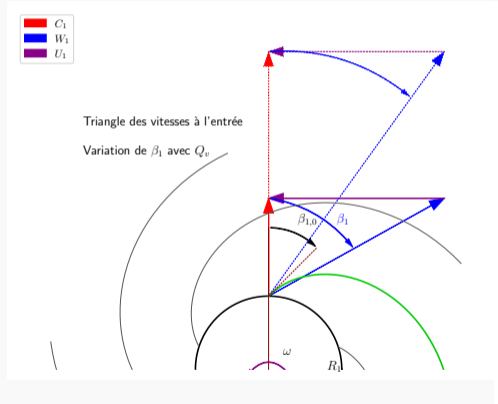
Triangle des vitesses en entrée (2/2)

- Si Q_v augmente $\rightarrow \beta_1$ diminue
- Si Q_v diminue $\rightarrow \beta_1$ augmente
- Fonctionnement adapté si angle fluide = angle d'aubage :

$$\exists Q_{v,a} \mid \beta_1 = \beta_{1,0}$$

- Débit d'adaptation $Q_{v,a}$:

$$Q_{v,a} = \left(\frac{2\pi R_1^2 b_1 \omega}{\tan(\beta_{1,0})} \right)$$





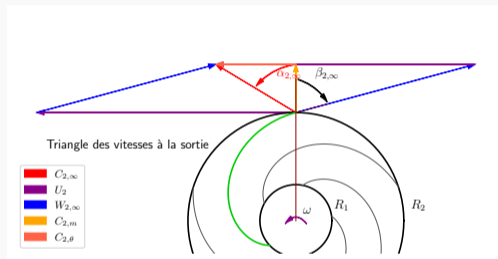
Triangle des vitesses en sortie (1/2)

- o Hypothèse d'Euler : en fluide parfait, avec un nombre d'aubages *infini*, l'écoulement en sortie est contraint à sortir avec une direction tangente aux aubages :

$$\beta_2 = \beta_{2,\infty}$$

- o A partir des définitions :

$$\begin{aligned}\tan(\beta_{2,\infty}) &= \frac{W_{\theta,2,\infty}}{C_{m,2}} \\ &= \frac{U_2 - C_{\theta,2,\infty}}{C_{m,2}} \\ C_{\theta,2,\infty} &= U_2 - C_{m,2} \tan(\beta_{2,\infty}) \\ &= R_2 \omega - \frac{Q_v}{2\pi R_2 b_2} \tan(\beta_{2,\infty})\end{aligned}$$



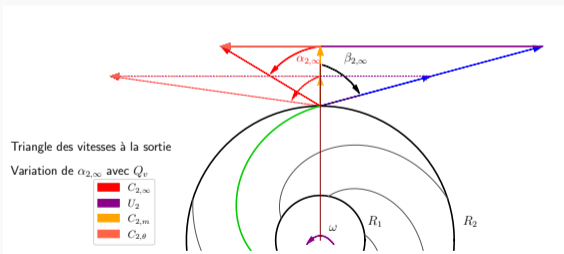


Triangle des vitesses en sortie (2/2)

- o Théorème d'Euler des turbomachines (en fluide parfait, en nombre d'aubages infini, sans pré-rotation) :

$$w_{m,\infty} = gHMT_{th,\infty} = R_2\omega \left(R_2\omega - \frac{Q_v}{2\pi R_2 b_2} \tan(\beta_{2,\infty}) \right) \quad (1)$$

- o Si Q_v diminue $\rightarrow C_{\theta,2,\infty}$ augmente. A débit nul, $gHMT_{th,\infty}(0) = (R_2\omega)^2$.
- o Si Q_v augmente $\rightarrow C_{\theta,2,\infty}$ diminue. Débit maximum théorique tel que $HMT = 0$.





Conclusions partielles (sans pré-rotation)

- L'entrée de la roue :
 - fixe le débit d'adaptation $Q_{v,a}$;
 - conditionne le débit maximal de la roue.
- La sortie de la roue :
 - génère la hauteur manométrique totale due à la roue ;
 - conditionne le débit maximal ;
 - conditionne la pente de la courbe caractéristique.
- Après une roue centrifuge (angle $\delta = \pi/2$), l'écoulement débitant est radial, et il y a une composante giratoire $C_{\theta,2}$. La volute récupère et redresse l'écoulement, tout en convertissant une partie de l'énergie cinétique en pression.

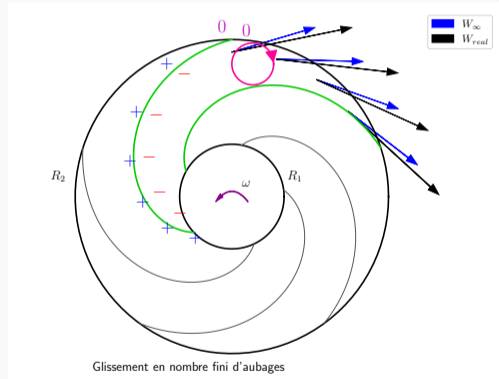


Correction hypothèse d'Euler en sortie (1/2)

- Hypothèse d'Euler : en fluide parfait, avec un nombre d'aubages *infini*, l'écoulement en sortie est contraint à sortir avec une direction tangente aux aubages :

$$\beta_2 = \beta_{2,\infty}$$

- Nombre d'aubages fini : le fluide est moins contraint en sortie. Forces de Coriolis \Rightarrow écoulement secondaire (tourbillon contrarotatif entre deux pales) \Rightarrow déviation de \vec{W}_2 en sens inverse de la rotation.





Correction hypothèse d'Euler en sortie (2/2)

- Conséquences :

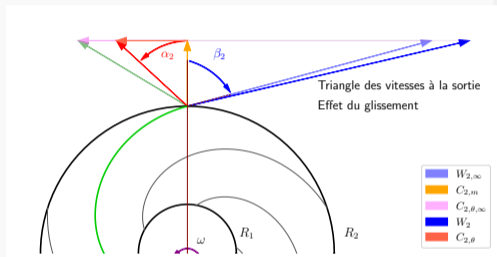
$$\begin{aligned} \beta_2 &\geq \beta_{2,\infty} \\ C_{\theta,2} &\leq C_{\theta,2,\infty} \\ w_m &\leq w_{m,\infty} \end{aligned}$$

- L'écart est de l'ordre de 5° à 10° .
- Modélisation : coefficient de glissement μ défini par

$$\mu = \frac{C_{\theta,2}}{C_{\theta,2,\infty}}$$

- Il existe de multiples corrélations empiriques pour μ . On utilisera en TD la corrélation de Pfleiderer (avec Z le nombre d'aubages) :

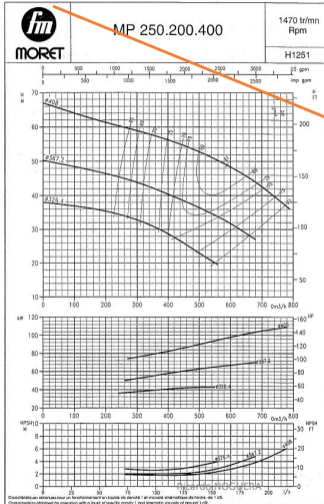
$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1.2 (1 + \cos(\beta_{2,\infty}))}{Z \left(1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2\right)}}$$



- On remarque que $0 \leq \mu \leq 1$.
- Si Z augmente, $\mu \rightarrow 1$ (en nombre d'aubage infini $\beta_2 = \beta_{2,\infty}$).
- La corrélation pour μ n'est valable qu'à $Q_{V,a}$.
- On observe que le travail massique sur la roue ($w_m = U_2 C_{\theta,2}$) en fonction de Q_V est en première approximation parallèle à la droite (c.f. éq. 1 planche 8) $w_{m,\infty} = f(Q_V)$.



Situation réelle : modèles de pertes, rendements





IV.1.- Types de pertes

1. Pertes hydrauliques
2. Pertes mécaniques
3. Pertes volumétriques



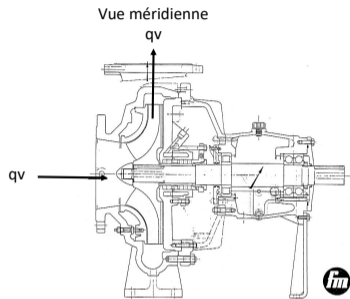
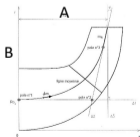
IV.1.- Types de pertes

1. Pertes hydrauliques:

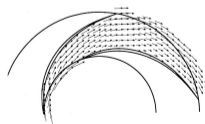
- ✓ **Changement de direction**
- ✓ Changement de section
- ✓ Frottement
- ✓ Désadaptation

Changement de direction: $\Delta h_d = K_d qv^2$

- Direction axiale à direction radiale: **Elipse**
- De β_{10} à $\beta_{2\infty}$: **Forme et longueur des pales**



Vue de face

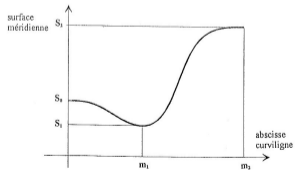




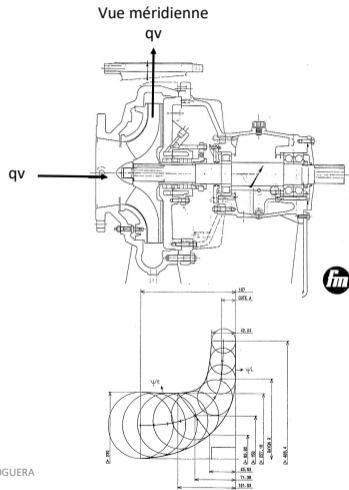
IV.1.- Types de pertes

1. Pertes hydrauliques:
 - ✓ Changement de direction
 - ✓ **Changement de section**
 - ✓ Frottement
 - ✓ Désadaptation

Changement de section: $\Delta h_s = K_s qv^2$



Ricardo NOGUERA



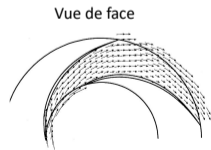
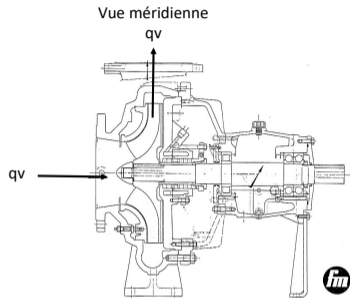
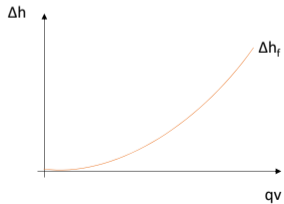
37



IV.1.- Types de pertes

1. Pertes hydrauliques:
 - ✓ Changement de direction
 - ✓ Changement de section
 - ✓ **Frottement**
 - ✓ Désadaptation

$$\text{Frottement: } \Delta h_f = k_f' C^2 = k_f qv^2$$

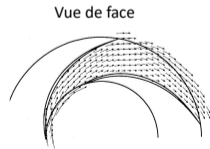
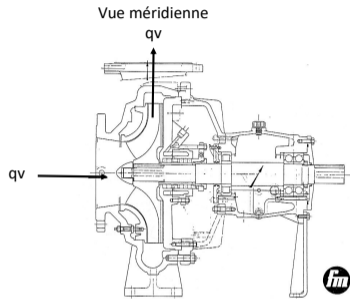
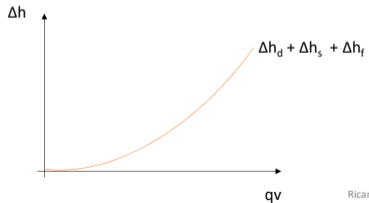




IV.1.- Types de pertes

1. Pertes hydrauliques:
 - ✓ **Changement de direction**
 - ✓ **Changement de section**
 - ✓ **Frottement**
 - ✓ **Désadaptation**

$$\Delta h_d + \Delta h_s + \Delta h_f = (k_d + k_s + k_f) qv^2$$

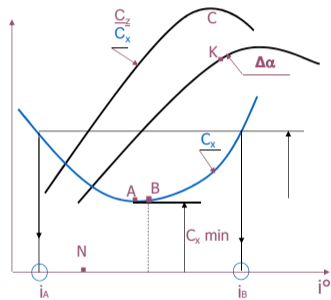
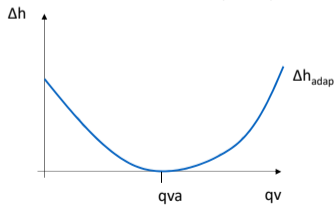




IV.1.- Types de pertes

1. Pertes hydrauliques:
 - ✓ Changement de direction
 - ✓ Changement de section
 - ✓ Frottement
 - ✓ **Désadaptation**

$$\text{Désadaptation: } \Delta h_{\text{adap}} = K_{\text{adap}} (qv - qva)^2$$



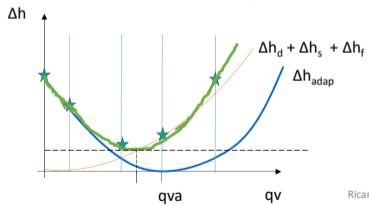


IV.1.- Types de pertes

1. Pertes hydrauliques:

- ✓ Changement de direction
- ✓ Changement de section
- ✓ Frottement
- ✓ Désadaptation

Pertes hydrauliques : $\Delta h_{\text{hyd}} = \Delta h_d + \Delta h_s + \Delta h_f + \Delta h_{\text{adap}}$



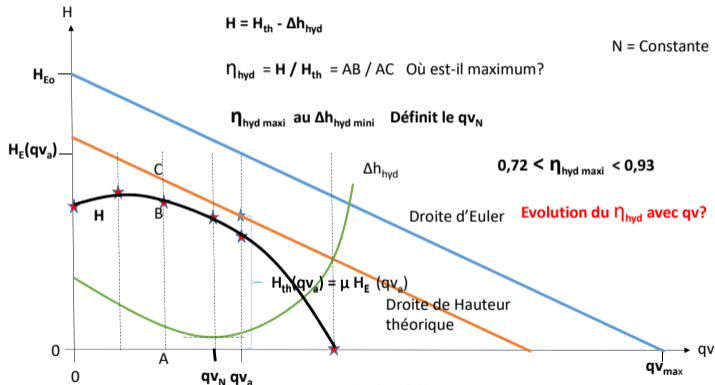
Ricardo NOGUERA

41



IV.1.- Types de pertes

1. Hauteur réelle:





IV.1.- Types de pertes

2. Pertes mécaniques:

- ✓ Pertes sur les paliers (roulements, coussinets, ...)
- ✓ Parties non actives: extérieur des flasques (frottement de disque: rugosité de surface, v)
- ✓ Pertes dans le système d'étanchéité (presse-étoupe, garniture d'étanchéité, ...)

Tout ça consomme de l'énergie fournie sur l'arbre de la roue ($\mathcal{P}_{\text{méca}}$) qui ne dépend pas du point de fonctionnement, mais de la vitesse de rotation et elle varie avec N^2 .

$\mathcal{P}_{\text{méca}}$: Constante pour N donnée.

\mathcal{P}_{abs} : Puissance fournie sur l'arbre (varie avec N^3)

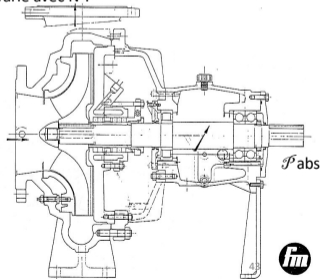
$\mathcal{P}_{\text{roue}}$: Puissance fournie à la roue

$$\eta_{\text{méca}} = \mathcal{P}_{\text{roue}} / \mathcal{P}_{\text{abs}} = (\mathcal{P}_{\text{abs}} - \mathcal{P}_{\text{méca}}) / \mathcal{P}_{\text{abs}} = (N^3 - N^2) / N^3$$

$$0,90 < \eta_{\text{méca}} < 0,97$$

Evolution du $\eta_{\text{méca}}$ avec N ?

Ricardo NOGUERA





IV.1.- Types de pertes

3. Pertes volumétriques:

- ✓ Dues aux fuites internes.
- ✓ Jeux de fonctionnement
- ✓ Système d'équilibrage de la poussé axiale (trous d'équilibrage) q_v p_2

q_v : Débit pompé

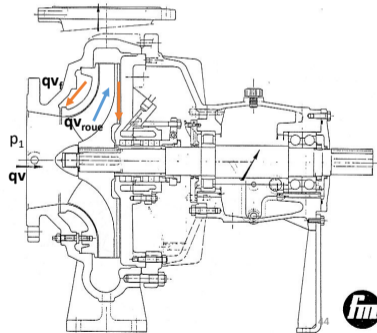
$q_{v_{roue}}$: Débit qui traverse la roue

q_{v_f} : Débit de fuite

$$\eta_{vol} = q_v / q_{v_{roue}} = q_v / (q_v + q_{v_f})$$

$$0,85 < \eta_{vol} < 0,98$$

Evolution du η_{vol} avec q_v ?



Ricardo NOGUERA



IV.1.- Types de pertes

1. Hauteur réelle:

