

B TSA GEME AU
Gestion Et Maîtrise de l'EAU

Système Hydraulique Pluritechnique
*Connaissances Scientifiques
& Technologiques*



HYDRAULIQUE APPLIQUEE AU POMPAGE

Support du module M 55 :
Équipements d'un système hydraulique Pluritechnique

Table des matières

1. Généralités.....	1
2. Détermination de la HMT	2
2.1. Équation de Bernoulli dans le cas du pompage.....	2
2.2. Détermination de la Hauteur Manométrique Totale (HMT).....	2
2.3. Détermination de la HMT à partir de mesures in-situ	4
3. Typologies de base du pompage	9
3.1. Pompe en aspiration	9
3.2. Pompe en charge	10
3.3. Pompe de forage (immergée)	11
3.4. Pompe submersible (PR)	12
3.5. Accélérateur	13
3.6. Remarque sur la hauteur géométrique	14
4. Principales caractéristiques des pompes	15
4.1. Courbes caractéristiques.....	15
4.2. Puissances et rendements	18
4.3. NPSH (Net Positive Suction Head)	19
4.4. Pompes semblables	21
5. Éléments d'électricité	23
5.1. Généralités	23
5.2. Principales caractéristiques.....	23
5.3. Couple de démarrage.....	24
5.4. Puissances	24
5.5. Raccordement électrique	25
6. Point de fonctionnement d'une pompe	27
6.1. Courbe réseau.....	27
6.2. Point de fonctionnement.....	28
6.3. Couplages des pompes.....	31
7. Adaptation d'une pompe centrifuge à des conditions de fonctionnement hydraulique. 34	
7.1. Généralités	34
7.2. Rappel des lois de similitudes	34
7.3. Vannage ou laminage sur refoulement	35
7.4. Rognage (ou recoupe) de la roue de la pompe	36
7.5. Variation de vitesse de la pompe	38

Bibliographie :

Hydraulique urbaine par A. DUPONT

Cours d'enseignement à l'hydraulique urbaine G. PATRITI

Éléments de formation en hydraulique urbaine VEOLIA EAU

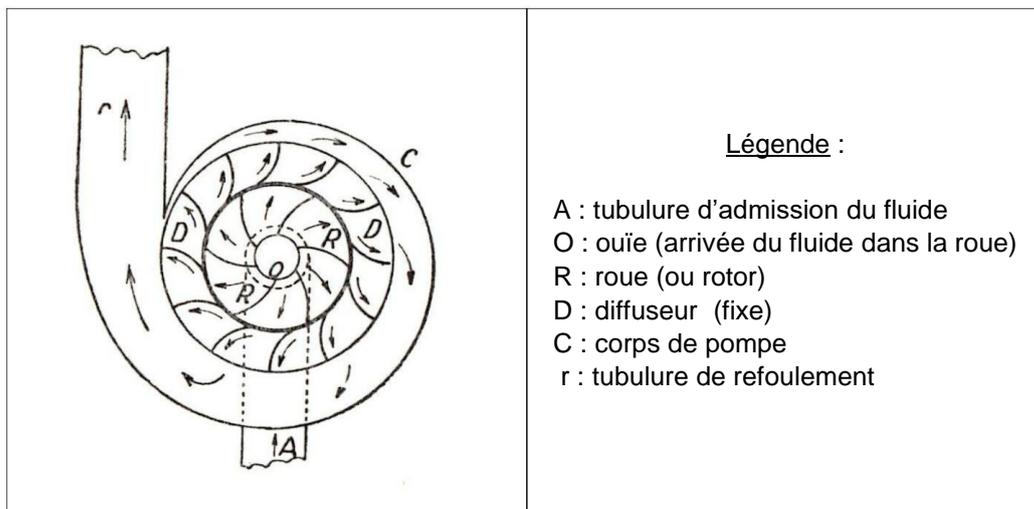
Documents divers

1. Généralités

Cette partie traite de l'utilisation de **pompes centrifuges** sur un réseau d'eau. Les pompes demandent à être déterminées de manière rationnelle afin de les utiliser dans des conditions optimales de fonctionnement hydraulique et de performances énergétiques.

Cette partie ne traite pas l'aspect conception de la pompe elle-même qui relève de la mécanique, mais de son insertion dans un circuit hydraulique.

Schéma de principe d'une pompe centrifuge



Le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge est le suivant :

- Dès l'amorçage, le fluide pénètre dans la roue où il acquiert une vitesse supérieure, il en résulte une dépression à l'entrée de l'ouïe qui maintient l'amorçage
- Le tracé centrifuge des aubes du rotor confère au liquide une vitesse circumférentielle croissante, par ailleurs, sous l'effet de la force centrifuge le liquide tend à être comprimé à la périphérie d'où augmentation de la pression
- Dans le diffuseur, le liquide abandonne une partie de sa vitesse qui se transforme en pression.
- Le liquide recueilli par le corps de pompe pénètre dans le conduit de refoulement d'où il monte jusqu'à une hauteur représentant la pression acquise $h = \frac{P}{\rho \cdot g}$

2. Détermination de la HMT

2.1. Équation de Bernoulli dans le cas du pompage

L'insertion d'une pompe de puissance $P = q \cdot \rho \cdot g \cdot H_{\text{ext}}$ ($P > 0$) sur un circuit hydraulique entre les sections (1) et (2) de perte de charge totale P_{dc} s'écrit :

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + H_{\text{ext}} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + P_{dc_{1 \rightarrow 2}}$$

Qui peut s'écrire :

$$H_{\text{ext}} = (Z_2 - Z_1) + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho \cdot g} + \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2 \cdot g} + P_{dc_{1 \rightarrow 2}}$$

Nota : en pompage, H_{ext} s'appelle la **Hauteur Énergétique Totale (HET)**

2.2. Détermination de la Hauteur Manométrique Totale (HMT)

En hydraulique urbaine pratique (cas courants), il est loisible de formuler les hypothèses suivantes :

- Le circuit hydraulique est fini (un départ, un circuit hydraulique, une arrivée)
- Les points de départ et d'arrivée sont constitués par des plans d'eau à surface libre (soumis à la pression atmosphérique) : rivières, puits, réservoirs, ...
- Les vitesses d'écoulements (1 à 2 m.s^{-1}) sont suffisamment faibles pour que les termes d'expression $\left(\frac{v^2}{2 \cdot g}\right)$ soient négligeables (quelques cm) aux vues des autres grandeurs de l'expression

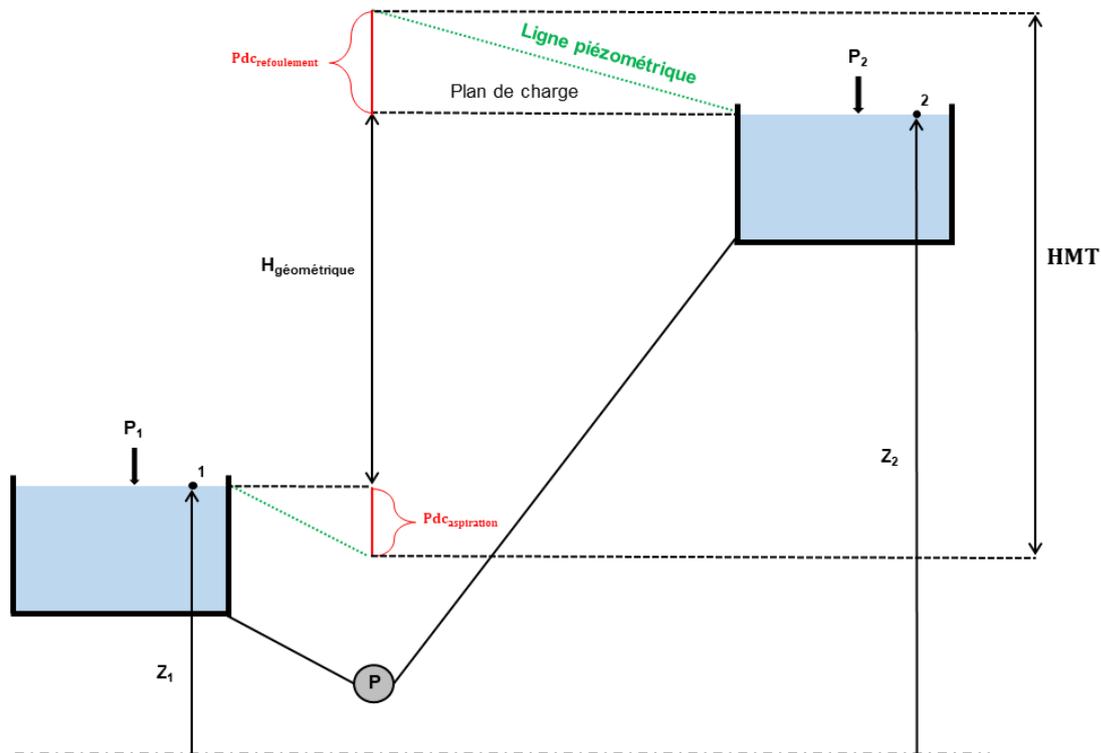
En prenant comme section d'origine le plan d'eau de départ (1) et comme section de restitution le plan d'eau d'arrivée (2) on peut alors écrire :

- $(Z_2 - Z_1)$: différence d'altitude des plans d'eau de départ (1) et d'arrivée $\Rightarrow H_{\text{géométrique}}$
- $P_2 = P_1 = P_{\text{atm}} \Rightarrow \frac{(P_2 - P_1)}{\rho \cdot g} = 0$
- $\frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2 \cdot g}$ négligeable $\Rightarrow = 0$
- $P_{dc} = P_{dc_{\text{aspiration}}}$ (circuit amont pompe) + $P_{dc_{\text{refoulement}}}$ (circuit aval pompe) = perte de charge totale du circuit hydraulique $P_{dc_{\text{Tot}}}$
- H_{ext} s'appelle dans ces conditions la **Hauteur Manométrique Totale (HMT)**

L'expression s'écrit alors :

$$HMT = H_{\text{géométrique}} + P_{dc_{\text{Tot}}}$$

Interprétation géométrique :



Points d'attention :

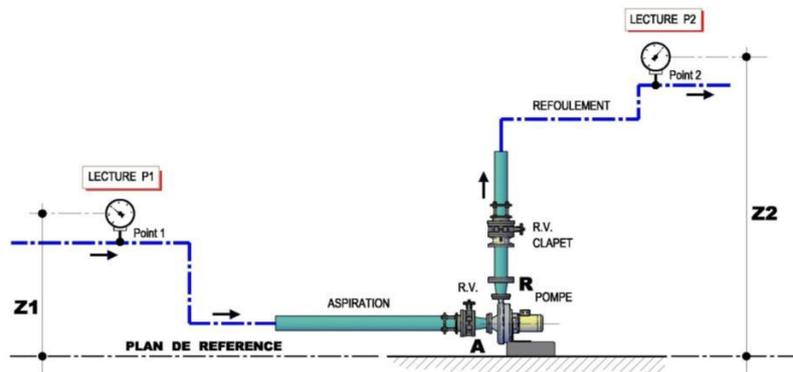
- Dans certaines utilisations (industrielles), il peut exister des pressions autres que la pression atmosphérique sur les plans d'eau de départ et/ou d'arrivée (enceintes sous pression) : dans ce cas il y a lieu d'appliquer l'expression générale
- De même, si les vitesses d'écoulement sont importantes ($v > 5 \text{ m.s}^{-1}$), il faut prendre en compte les termes en $\left(\frac{v^2}{2 \cdot g}\right)$
- Il arrive que le point d'arrivée impose une pression de restitution (P_r) pour pouvoir faire fonctionner un équipement (filtre, arrosage,...), dans ces conditions l'expression s'écrit :

$$\text{HMT} = \text{H}_{\text{géométrique}} + \text{Pdc} + \frac{P_r}{\rho \cdot g}$$

2.3. Détermination de la HMT à partir de mesures in situ

Dans la pratique, il est souvent nécessaire de vérifier la **HMT** à partir de mesures, soit en usine pour la validation des caractéristiques requises, soit sur site pour vérifier les conditions de fonctionnement sur le circuit hydraulique, notamment compte tenu de la résistance réelle **R** du circuit.

Schéma de l'installation :



La HMT est l'énergie de hauteur (E) communiquée par la pompe au fluide entre la bride d'aspiration **A** et la bride de refoulement **R** de la pompe :

$$\text{HMT} = E_R - E_A$$

Sur site on mesure la pression P_1 sur le manomètre à l'aspiration situé au point 1, et la pression P_2 sur le manomètre à l'aspiration situé au point 2.

En prenant un plan de référence arbitraire (sol par exemple), on peut écrire Bernoulli comme suit :

- Entre les points 1 et A :

$$E_A = Z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + Pdc_{1 \rightarrow A}$$

- Entre les points R et 2 :

$$E_R = Z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + Pdc_{R \rightarrow 2}$$

HMT = E_R – E_A donne :

$$\mathbf{HMT = (Z_2 - Z_1) + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho \cdot g} + \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2 \cdot g} + Pdc_{1 \rightarrow 2}}$$

Avec :

Z₂ – Z₁ = ΔH_{mano} (différence d'altitude entre les manomètres)

$\frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2 \cdot g}$ négligeable

Pdc_{1→2} = Pdc_{1→A} + Pdc_{R→2}

La relation devient :

$$\mathbf{HMT = \Delta H_{mano} + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho \cdot g} + Pdc_{1 \rightarrow 2}}$$

Avec :

ΔH_{mano} > 0 si **Z₂ > Z₁**

ΔH_{mano} < 0 si **Z₂ < Z₁**

Dans le cas où les manomètres sont situés très près des brides d'aspiration et de refoulement (**Pdc_{1→2}** négligeable) et où la différence d'altitude des manomètres **ΔH_{mano}** est nulle ou négligeable au vu des pressions mesurées, on peut alors écrire :

$$\mathbf{HMT = \frac{(P_2 - P_1)}{\rho \cdot g}}$$

Nota :

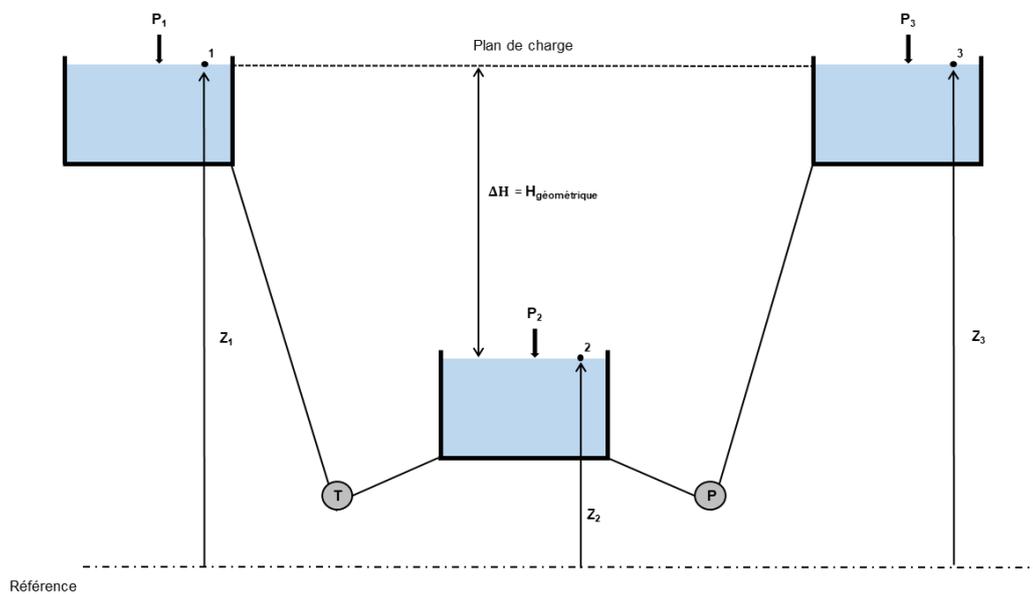
Les pressions relatives **P₁** et **P₂** sont à prendre avec leurs signes (**P₁** peut être <0)

POMPAGE ET TURBINAGE : PRINCIPES HYDRAULIQUES

A. Hypothèses

- Réservoirs infinis
- Réservoirs à plan d'eau constant
- Vitesses dans réservoirs négligeables \Rightarrow termes en $\frac{v^2}{2 \cdot g}$ négligeable (=0)
- Débit turbinage = débit pompage

B. Cas d'un fluide parfait



- Bernoulli entre 1 & 2 :

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - H_{\text{Turbine}} = z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

$$z_1 + \frac{P_{\text{atm}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - H_{\text{Turbine}} = z_2 + \frac{P_{\text{atm}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

Avec

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = 0$$

$$H_{\text{Turbine}} = (z_2 - z_1) = H_{\text{géométrique}}$$

- Bernoulli entre 2 & 3 :

$$Z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + H_{\text{Pompage}} = Z_3 + \frac{P_3}{\rho \cdot g} + \frac{v_3^2}{2 \cdot g}$$

$$Z_2 + \frac{P_{\text{atm}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + H_{\text{Pompage}} = Z_3 + \frac{P_{\text{atm}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_3^2}{2 \cdot g}$$

Avec

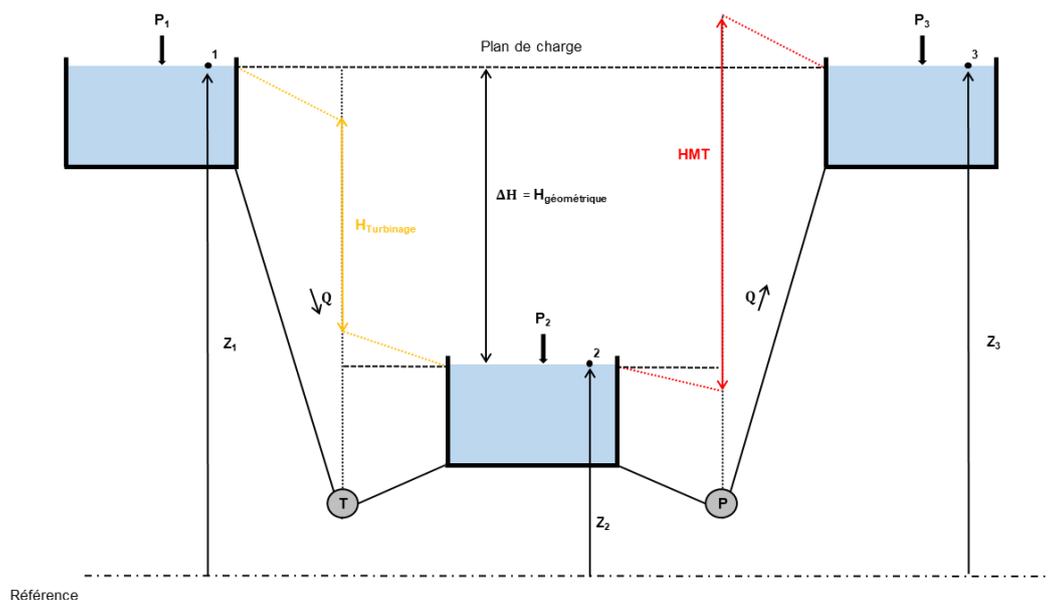
$$\frac{v_2^2}{2 \cdot g} = \frac{v_3^2}{2 \cdot g} = 0$$

$$H_{\text{Pompage}} = (Z_3 - Z_2) = H_{\text{géométrique}}$$

On remarque que pour un fluide parfait, le principe de conservation de l'énergie est satisfait, l'énergie de turbinage est égale à l'énergie de pompage et est égale à la différence d'altitude des plans d'eau ($H_{\text{géométrique}}$).

En conséquence, l'énergie de turbinage est égale à l'énergie de pompage.

C. Cas d'un fluide réel



- Bernoulli entre 1 & 2 :

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - H_{\text{Turbine}} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + Pdc_{1 \rightarrow 2}$$

$$Z_1 + \frac{P_{\text{atm}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - H_{\text{Turbine}} = Z_2 + \frac{P_{\text{atm}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + Pdc_{1 \rightarrow 2}$$

Avec

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = 0$$

$$H_{\text{Turbine}} = (Z_2 - Z_1) - Pdc_{1 \rightarrow 2} = H_{\text{géométrique}} - \Sigma Pdc_{1 \rightarrow 2}$$

- Bernoulli entre 2 & 3 :

$$Z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + H_{\text{Pompage}} = Z_3 + \frac{P_3}{\rho \cdot g} + \frac{v_3^2}{2 \cdot g} + Pdc_{2 \rightarrow 3}$$

$$Z_2 + \frac{P_{\text{atm}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + H_{\text{Pompage}} = Z_3 + \frac{P_{\text{atm}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_3^2}{2 \cdot g} + Pdc_{2 \rightarrow 3}$$

Avec

$$\frac{v_2^2}{2 \cdot g} = \frac{v_3^2}{2 \cdot g} = 0$$

$$H_{\text{Pompage}} = (Z_3 - Z_2) + Pdc_{2 \rightarrow 3} = H_{\text{géométrique}} + \Sigma Pdc_{2 \rightarrow 3} = HMT$$

On remarque que dans le cas d'un fluide réel, la hauteur (énergie) de turbinage « H_{Turbine} » est réduite des pertes de charges engendrées par le circuit entre les réservoirs 1 & 2, et que la hauteur (énergie) de pompage « H_{Pompage} » est augmentée des pertes de charges engendrées par le circuit entre les réservoirs 2 & 3.

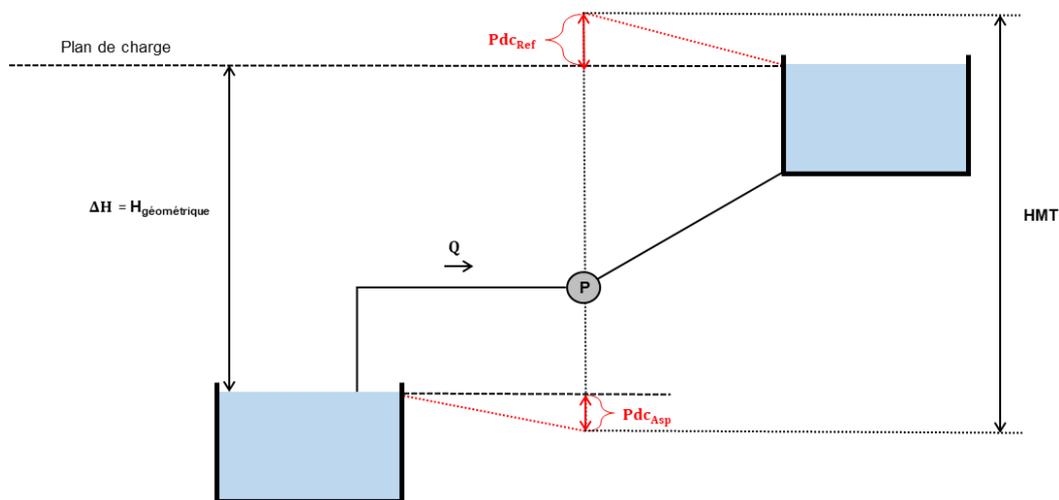
En conséquence, l'énergie de turbinage est inférieure à l'énergie de pompage, la différence d'énergie est égale à la somme des pertes de charge de la totalité du circuit.

3. Typologies de base du pompage

« Dans tout ce qui suit, le terme $\frac{v^2}{2g}$ est réputé négligeable, et les plans d'eau sont à la pression atmosphérique ».

3.1. Pompe en aspiration

C'est le cas où la tubulure d'aspiration de la pompe se trouve **au-dessus** du plan d'eau d'aspiration. Dans ce cas il y a lieu de porter une attention particulière aux conditions d'aspiration (NPSH) et de noter qu'une pompe centrifuge n'est pas auto-amorçante.



$$HMT = H_{\text{géométrique}} + \Sigma P_{dc}$$

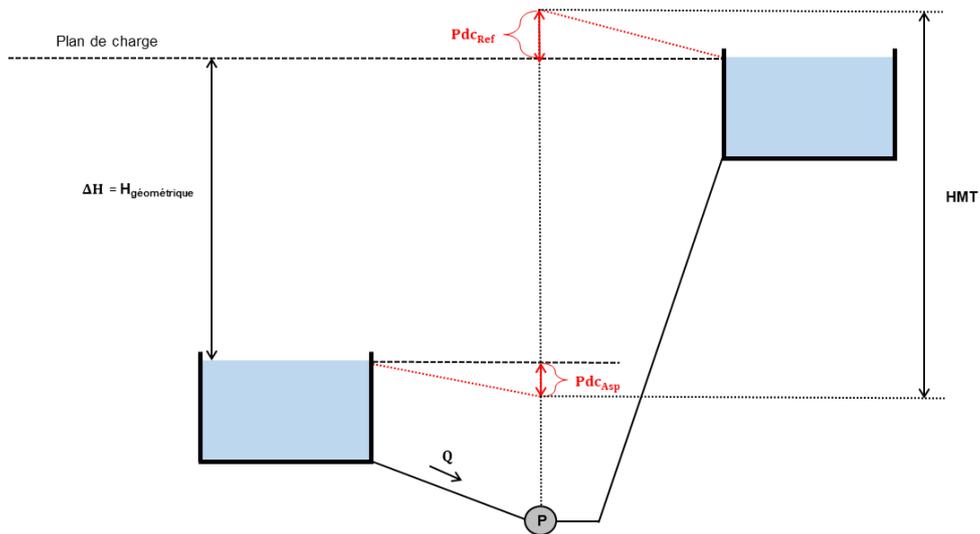
La station de pompage dans cette configuration porte généralement le nom de **station élévatoire**.

Nota :

La pression relative mesurée à l'entrée de la pompe (bride d'aspiration) est négative (inférieure à la pression atmosphérique), l'instrument qui permet de mesurer une pression négative s'appelle un vacuomètre.

3.2. Pompe en charge

C'est le cas où la tubulure d'aspiration de la pompe se trouve **au-dessous** du plan d'eau d'aspiration. C'est la solution à favoriser car elle permet de s'affranchir des sujétions d'amorçage et des conditions d'aspiration (NPSH).

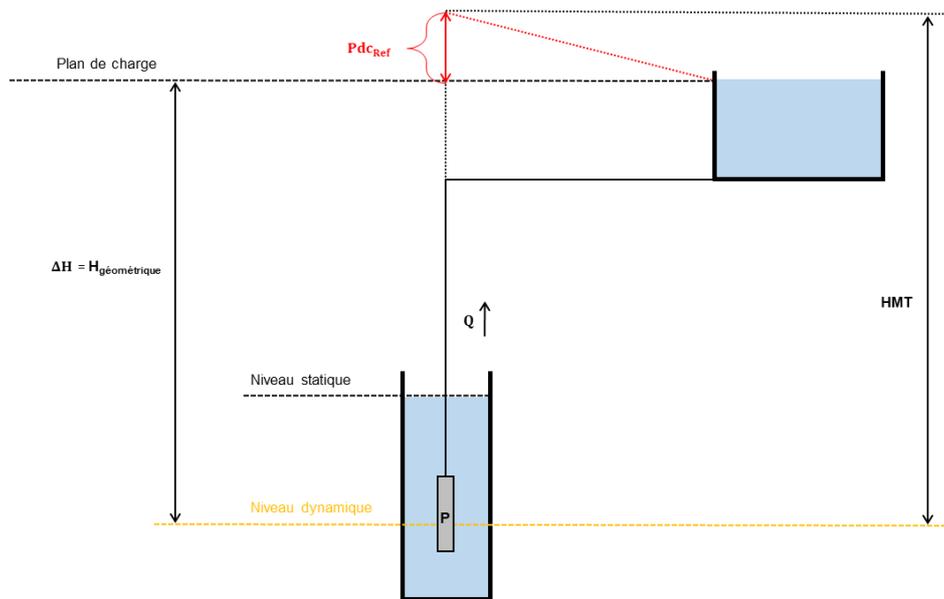


$$HMT = H_{\text{géométrique}} + \Sigma Pdc$$

La station de pompage dans cette configuration porte généralement le nom de **station de surpression**.

3.3. Pompe de forage (immergée)

C'est le cas d'un groupe électropompe immergé dans un forage ou un puits. Il y a lieu de porter une attention particulière sur la hauteur géométrique à prendre en compte car il peut y avoir des écarts importants entre le niveau statique (pompe à l'arrêt) et le niveau dynamique (pompe en marche) résultant du rabattement de la nappe aquifère.



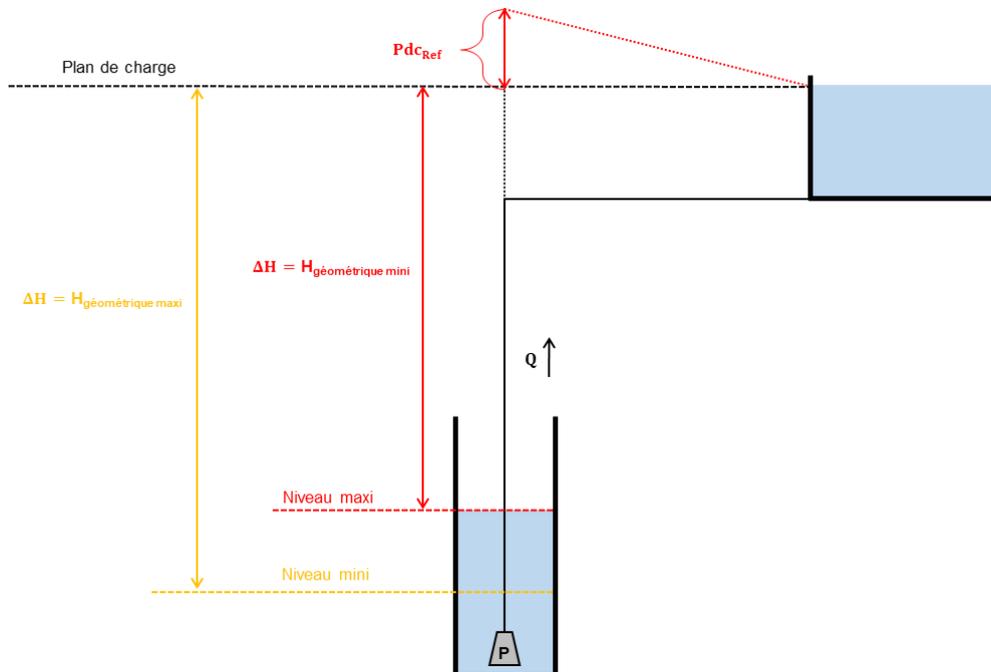
$$HMT = H_{\text{géométrique dynamique}} + Pdc_{\text{Ref}}$$

Nota :

Une attention particulière doit être apportée sur les groupes de forages qui peuvent présenter un $NPSH > 10$ mCE, et qui requièrent donc une charge mini à l'aspiration. Dans tous les cas, il est conseillé de disposer d'une charge d'eau minimale située au-dessus du clapet en sortie de pompe.

3.4. Pompe submersible (PR)

C'est le cas des pompes d'assainissement équipant les postes de relevage (PR) et qui fonctionnent en général sur un marnage du plan d'eau entre un niveau haut et un niveau bas.



- $HMT_{\text{mini}} = H_{\text{géométrique mini}} + Pdc_{\text{Ref}}$
- $HMT_{\text{maxi}} = H_{\text{géométrique maxi}} + Pdc_{\text{Ref}}$

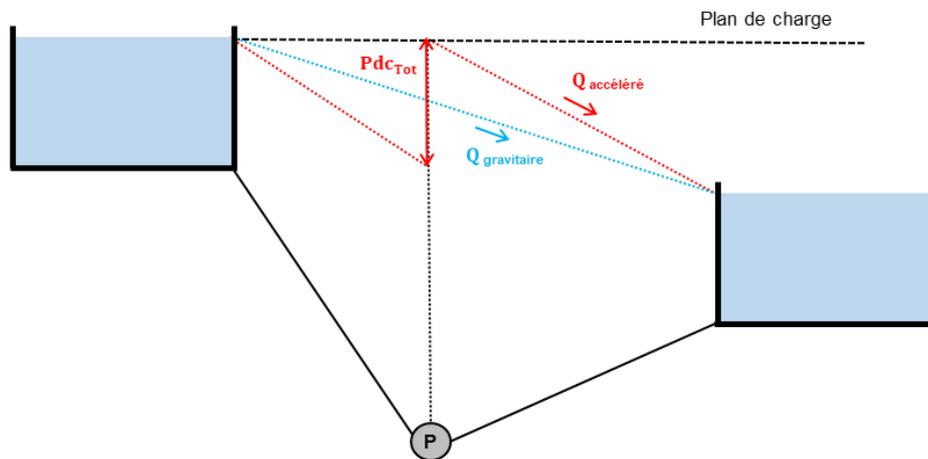
$$HMT = \left(\frac{HMT_{\text{maxi}} + HMT_{\text{maxi}}}{2} \right) + Pdc_{\text{Ref}}$$

Nota :

Une attention particulière doit être apportée sur les groupes submersibles qui peuvent présenter un NPSH > 10 mCE, et qui requièrent donc une charge mini à l'aspiration. Dans tous les cas, il est conseillé de disposer, en fonctionnement courant, d'une charge d'eau minimale située au-dessus du groupe, sauf indication spécifique du constructeur.

3.5. Accélérateur

C'est le cas où dans le cas d'une adduction gravitaire la Pdc disponible ne permet pas de transiter le débit souhaité, il y a lieu de « booster » le débit par l'adjonction d'une pompe sur le circuit gravitaire.



$$Q_{\text{accélééré}} > Q_{\text{gravitaire}}$$

- $Q_{\text{gravitaire}}$ résulte de la perte de charge disponible entre les deux réservoirs ($H_{\text{géométrique}}$)
- $Q_{\text{accélééré}}$ résulte de la perte de charge correspondant à $H_{\text{géométrique}} + \Delta H$ correspondant au surplus de débit

$$HMT = H_{\text{géométrique}} + Pdc_{\text{Tot}}$$

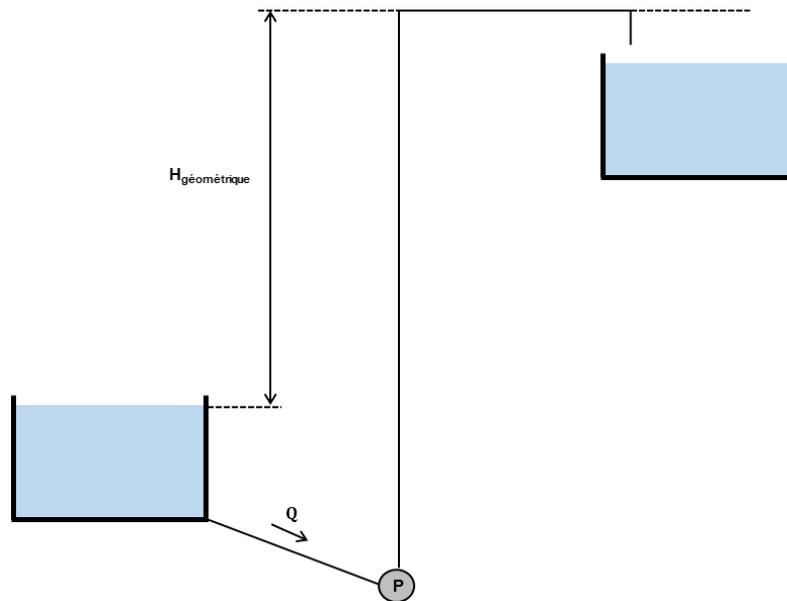
Pratiquement, la **HMT** est égale à la **Pdc** de la fraction de débit supplémentaire $\Delta Q = (Q_{\text{accélééré}} - Q_{\text{gravitaire}})$ sur la totalité du circuit hydraulique de résistance **R**, soit :

$$HMT = R \cdot (Q_{\text{accélééré}} - Q_{\text{gravitaire}})^2$$

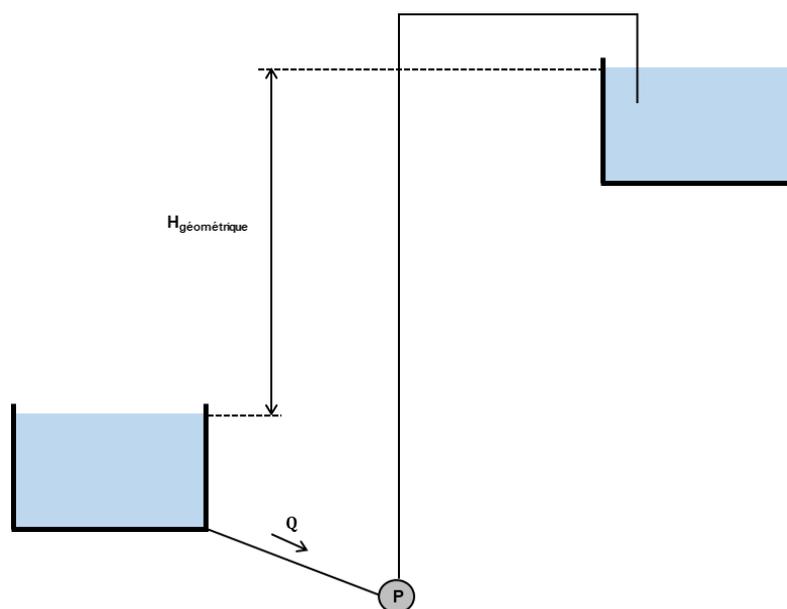
3.6. Remarque sur la hauteur géométrique

La hauteur géométrique est définie comme la différence d'altitude entre les plans d'eau d'arrivée et de départ. Cependant dans le cas d'une alimentation d'un réservoir par le dessus avec mise à l'air, il y a lieu de prendre en compte le point haut de la conduite de refoulement :

Arrivée par le dessus à l'air libre :



Arrivée par le dessus noyée :



4. Principales caractéristiques des pompes

4.1. Courbes caractéristiques

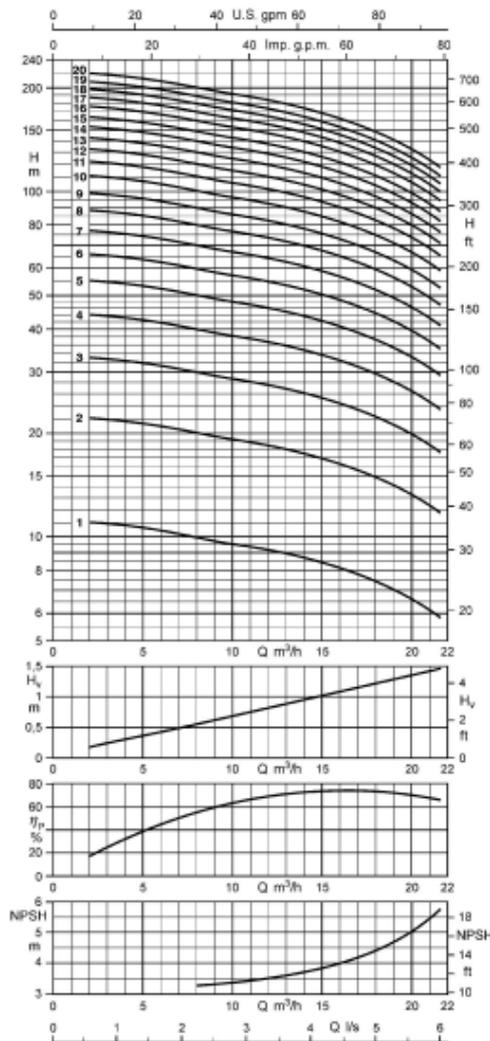
Une pompe centrifuge est caractérisée par un ensemble de courbes fournies par le constructeur :

- Courbe débit / hauteur
- Courbe puissance absorbée
- Courbe rendement
- Courbe NPSH requis



Alimentation en eau
Groupes motopompes immergés

UPA 150C - 16 / ... avec 1 à 20 étages



Modes de raccordement

Tête de pompe standard = G 2 1/2

Modes de raccordement disponibles :

- Raccord fileté
 - G 3
 - G 4
- Raccord à brides
 - DN 50
 - DN 65
 - DN 80

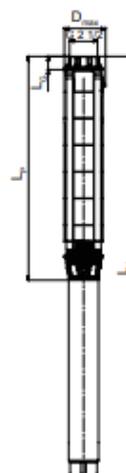
i Des têtes de pompe alternatives sont possibles. La longueur du groupe motopompe L_A et le diamètre D_{max} dépendent de la tête de pompe sélectionnée.

Si une tête de pompe alternative est choisie, calculer la longueur du groupe motopompe L_A avec la formule suivante :

$$L_{A'} = L_A - L_G + L_{G'}$$

Valeurs pour le calcul des dimensions en cas de sélection d'une tête de pompe différente :

- | | |
|--|--|
| • G 2 1/2 :
L _G = 40 mm
D _{max} = D _{max} | • DN 50 :
L _G = 77 mm
D _{max} = 165 mm |
| • G 3 :
L _G = 48 mm
D _{max} = D _{max} | • DN 65 :
L _G = 77 mm
D _{max} = 185 mm |
| • G 4 :
L _G = 93 mm
D _{max} = D _{max} | • DN 80 :
L _G = 77 mm
D _{max} = 200 mm |

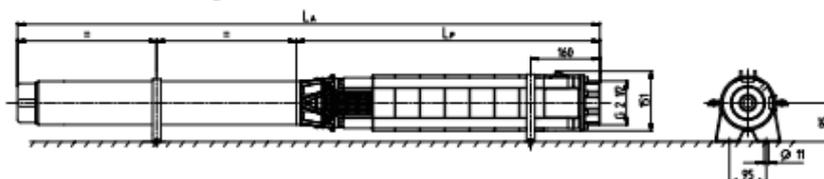


Plage de fonctionnement

Q_{min} = 5 m³/h

Q_{max} = fin de la courbe d'étage

3400.5/10-FR

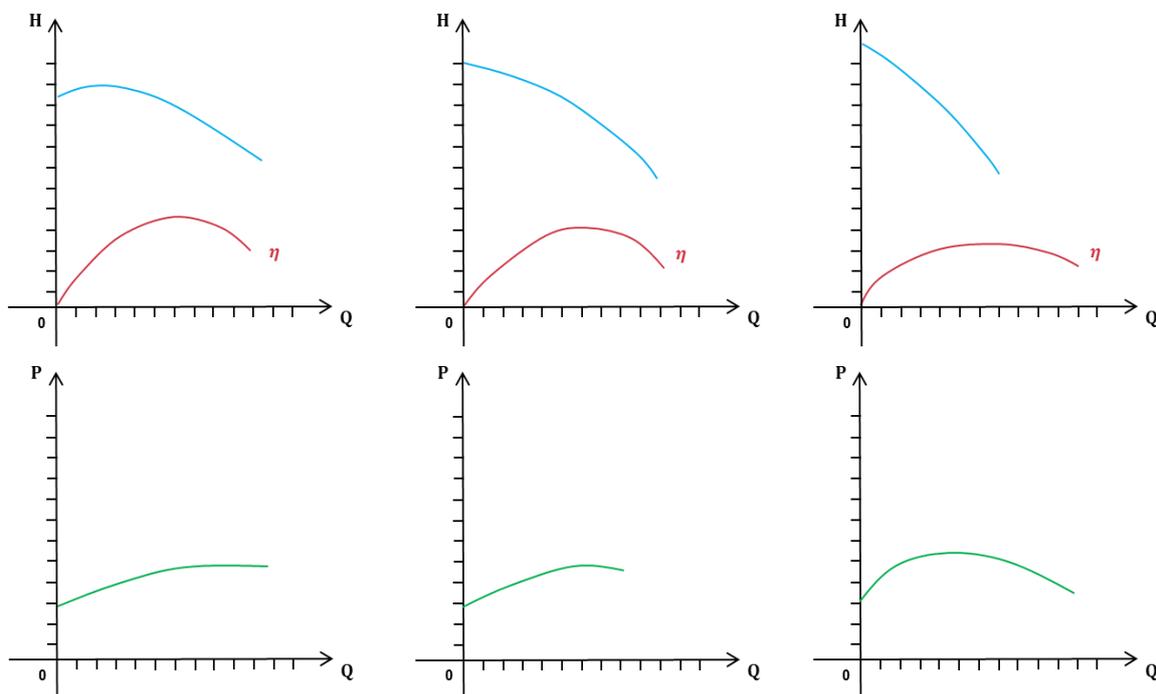


Courbe débit / hauteur :

Deux points sont à considérer :

- Le point nominal, correspondant au point de calcul et pour lequel le rendement passe par le maximum
- Le point à débit nul qui « fixe » la forme de la courbe caractéristique

Suivant la position relative du point à débit nul et le point du meilleur rendement, la courbe peut présenter une des trois formes suivantes :



La forme de la courbe (d'allure parabolique) dépend, d'une part du choix des paramètres de calcul, et d'autre part de la vitesse spécifique de la pompe, c'est-à-dire du rapport entre le débit et la hauteur pour une vitesse donnée (voir plus loin).

Courbe puissance absorbée :

La courbe de puissance absorbée par la pompe est également d'allure parabolique. Elle passe par un maximum pour un débit Q_{\max} dont la position par rapport au point de meilleur rendement (Q_{nominal}) est lié à la forme de la courbe caractéristique :

- Courbe plate : $Q_{\max} > Q_{\text{nominal}}$
- Courbe légèrement tombante : $Q_{\max} \approx Q_{\text{nominal}}$
- Courbe tombante : $Q_{\max} < Q_{\text{nominal}}$

La puissance absorbée par la pompe est définie par la relation :

$$P_{\text{abs}} = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta_P}$$

- P_{abs} : puissance en W
- Q : débit en $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
- ρ : masse volumique du fluide en $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- H : hauteur d'élévation en m
- η_P : rendement de la pompe

Courbe rendement :

La courbe rendement, d'allure parabolique, passe par l'origine 0, et par un maximum pour le débit de meilleur rendement.

Courbe NPSH_{requis} :

La courbe **NPSH_{requis}**, d'allure parabolique, représente, en fonction du débit et pour une vitesse de rotation donnée, l'abaissement de la ligne de charge entre la bride d'aspiration de la pompe et le point pour lequel la pression absolue passe par un minimum.

Ce point particulier sera développé dans un paragraphe suivant.

Nota :

Les courbes caractéristiques fournies par les constructeurs correspondent (sauf indications particulières) à un fonctionnement à l'eau : valable pour une masse volumique de $1\,000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ et de viscosité cinématique de $10^6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Pour une viscosité plus importante, une correction doit être appliquée sur les courbes de la pompe.

4.2. Puissances et rendements

Il y a lieu de bien faire la différence entre les notions suivantes ;

- **Puissance hydraulique (P_H)** : c'est la puissance à fournir à l'eau pour l'élever à une hauteur H

$$P_H = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H$$

- **Puissance absorbée (P_{abs})** : c'est la puissance qu'il faut fournir à la pompe compte tenu de son rendement η_P . Cette puissance est aussi appelée puissance mécanique sur l'arbre. Le moteur doit fournir à la pompe une puissance au moins équivalente à la P_{abs} , il s'agit dans ce cas de la puissance utile (P_U) appelée aussi P_2 dans la terminologie des moteurs (c'est la puissance plaquée).

$$P_{abs} = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta_P}$$

- **Puissance électrique (P_{elec})** : c'est la puissance électrique à fournir au moteur compte tenu de son rendement, cette puissance est appelée P_1 dans la terminologie des moteurs

$$P_{elec} = \frac{P_{abs}}{\eta_M} = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta_P \cdot \eta_M}$$

Nota :

Il est conseillé de prendre en compte une réserve de puissance pour la puissance utile du moteur P_2 par rapport à la P_{abs} , à titre indicatif :

- + 10% pour les groupes eau claire à vitesse fixe
- + 15% pour les groupes assainissement et à vitesse variable

4.3. NPSH (Net Positive Suction Head)

Ce terme peut être traduit par « charge nette à l'aspiration » et fait l'objet de deux notions qui s'expriment comme suit :

a) $NPSH_{\text{disponible}}$:

C'est la valeur de la pression absolue mesurée sur l'axe de la bride d'aspiration de la pompe qui résulte de la configuration de l'installation, elle se définit comme suit :

$$NPSH_{\text{disponible}} = \frac{P_{\text{atm}}}{\rho \cdot g} + \frac{P_e}{\rho \cdot g} - \frac{P_{\text{sat}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_e^2}{2 \cdot g} \pm H_{\text{asp}} - P_{\text{dc}_{\text{asp}}}$$

- P_{atm} : pression atmosphérique (varie avec l'altitude)
- P_e : pression dans le réservoir d'aspiration (en général = 0)
- P_{sat} : pression de vapeur saturante (fonction de la température)
- v_e : vitesse dans le réservoir d'aspiration (en général = 0)
- H_{asp} : hauteur géométrique d'aspiration (< 0 si en aspiration et > 0 si en charge)
- $P_{\text{dc}_{\text{asp}}}$: perte de charge à l'aspiration

Simplification de l'expression :

$$NPSH_{\text{disponible}} = \frac{P_{\text{atm}}}{\rho \cdot g} - \frac{P_{\text{sat}}}{\rho \cdot g} \pm H_{\text{asp}} - P_{\text{dc}_{\text{asp}}}$$

Formule pratique :

Pour une altitude < 300 m, et une température de l'eau < 20°C, on admet couramment que les termes $\frac{P_{\text{atm}}}{\rho \cdot g} - \frac{P_{\text{sat}}}{\rho \cdot g}$ sont de l'ordre de 10 mCE, d'où la formule pratique :

$$NPSH_{\text{disponible}} = 10 \pm H_{\text{asp}} - P_{\text{dc}_{\text{asp}}}$$

Nota :

La variation de la pression atmosphérique en fonction de l'altitude h peut être évaluée comme suit :

$$P_{\text{atm}}(h) = P_{\text{atm}}(0) - 0,0012 \cdot h$$

Avec : $P_{\text{atm}}(0) = 10,33 \text{ mCE}$

b) $NPSH_{requis}$:

C'est la charge minimale requise à l'entrée de la bride d'aspiration de la pompe pour assurer un fonctionnement correct (sans cavitation). C'est une grandeur intrinsèque à la pompe et qui est fournie par le constructeur (courbe NPSH).

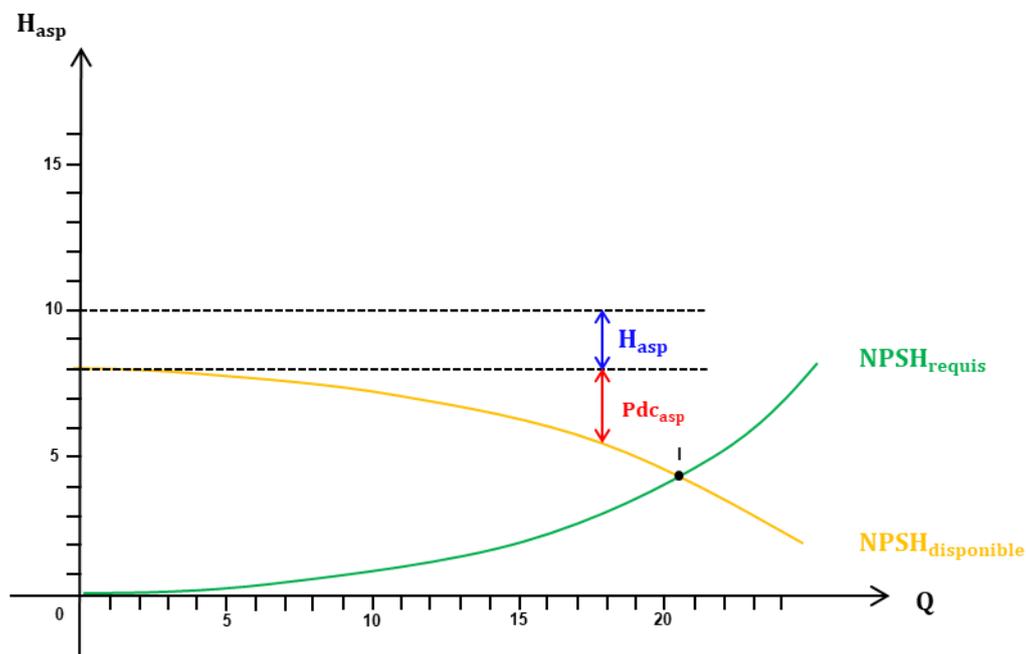
Condition de fonctionnement :

Pour éviter la cavitation, il faut respecter la condition suivante :

$$NPSH_{disponible} > NPSH_{requis} (+marge)$$

La marge, pour tenir compte de l'approximation des calculs et des tolérances d'installation doit être de l'ordre de 1,0 m.

Interprétation géométrique :



L'intersection des deux courbes NPSH fait apparaître le point (I) de cavitation

4.4. Pompes semblables

Lorsque toutes les dimensions d'une pompe P_1 sont multipliées par un facteur d'homothétie k , les caractéristiques de la pompe homothétique P_2 sont liées aux caractéristiques de la pompe de base P_1 par les relations suivantes :

- $Q_2 = k^3 \cdot Q_1$
- $H_2 = k^2 \cdot H_1$
- $P_2 = k^5 \cdot P_1$

Vitesse spécifique :

C'est la vitesse à laquelle tournerait une pompe semblable qui débiterait $1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ à une hauteur de 1,0 mCE. Elle est calculée pour le rendement maximum de la pompe.

$$\eta_s = \frac{N \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

N : vitesse de rotation (tr/mn)

Q : débit volumique ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)

H : hauteur totale d'élévation (mCE)

Cette propriété est surtout utilisée par les constructeurs pour définir une nouvelle pompe en se référant à un matériel particulièrement performant.

Nota :

- La vitesse spécifique est la même pour un groupe de pompes semblables entre elles
- La vitesse spécifique est indépendante de la vitesse de rotation de la pompe

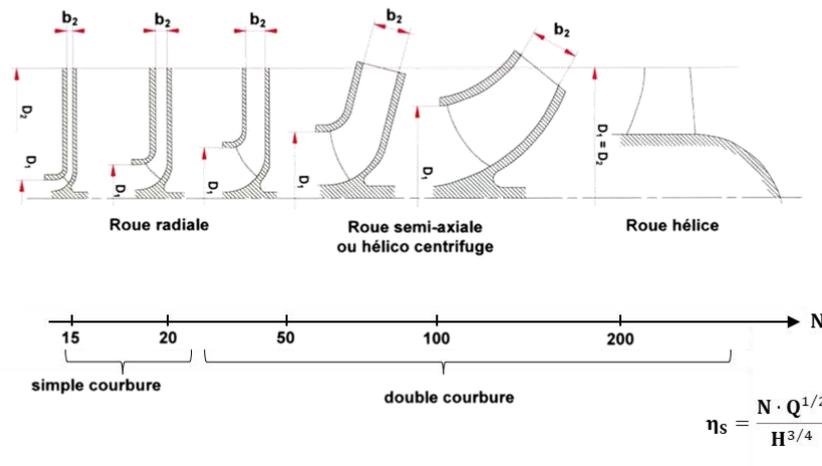
La forme des roues est directement liée à la valeur de la vitesse spécifique :

- $\eta_s < 30$ (**Q** petit, **H** grand) : conduit à fabriquer des roues étroites (difficultés d'élaboration et mauvais rendement)
- $30 < \eta_s < 120$ (**Q** moyen, **H** moyen) : roue facile à obtenir, le rendement est excellent
- $\eta_s > 150$ (**Q** grand, **H** faible) : le rendement tend à diminuer, le profil de la roue ne se prête plus à certaines adaptations

L'allure des courbes caractéristiques d'une pompe et le profil des roues sont fonction de la vitesse spécifique :

- $\eta_s < 30$: roue radiale à aubes cylindriques (simple courbure)
- $\eta_s < 70$: roue radiale à entrée gauche (double courbure)
- $\eta_s < 100$: roue semi axiale ou hélicocentrifuge
- $\eta_s > 200$: roue hélice

Profils des roues

Relations de similitudes :

Les lois de similitudes applicables aux pompes centrifuges permettent d'écrire :

$$\frac{Q}{q} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \times \frac{N}{n}$$

$$\frac{H}{h} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \times \left(\frac{N}{n}\right)^2$$

$$\frac{P}{p} = \left(\frac{D}{d}\right)^4 \times \left(\frac{N}{n}\right)^3$$

- **Q , q** : débit
- **H , h** : hauteur d'élévation
- **D , d** : diamètre extérieur de la roue
- **N , n** : vitesse de rotation

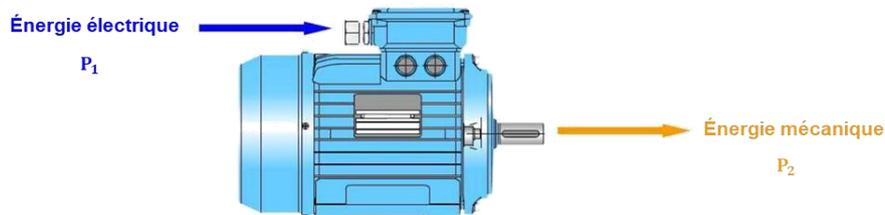
Ces relations permettent de prévoir ce que deviennent les caractéristiques d'une pompe lorsque l'une des données se trouve modifiée :

- Rognage (ou recoupe) : intervention sur **D**
- Variation de Vitesse : intervention sur **N**

5. Éléments d'électricité

5.1. Généralités

Les groupes électropompes sont en général équipés d'un moteur électrique (récepteur inductif) de type asynchrone fonctionnant sous tension triphasée. Le moteur électrique transforme une énergie électrique P_1 en énergie mécanique utile P_2 :



- Le choix d'un moteur asynchrone et de son mode de démarrage dépendent de la puissance installée du réseau d'alimentation (qui définit l'appel du courant admissible)
- La chute de tension au démarrage doit être $\leq \pm 5\%$ de la tension réseau
- La tension d'alimentation du moteur doit être compatible avec celle du réseau

Le moteur asynchrone doit être choisi pour fonctionner à puissance nominale, c'est à cette puissance que le rendement du moteur et le $\cos(\varphi)$ sont les meilleurs.

5.2. Principales caractéristiques

N_S : Vitesse de synchronisme (vitesse du champ tournant) ($\text{tr} \cdot \text{min}^{-1}$)

N_R : Vitesse de rotation du rotor ($\text{tr} \cdot \text{min}^{-1}$)

g : Glissement, c'est l'écart relatif entre la vitesse de rotation du ROTOR (arbre du moteur) et celle du champ tournant (créé par les bobinages statorique) (%)

f : fréquence du courant alternatif (Hz)

p : nombre de paires de pôles

$$N_S = \frac{60 \times f}{p}$$

$$g = \frac{(N_S - N_R)}{N_S}$$

$$N_R = N_S \cdot (1 - g)$$

Vitesse du champ tournant N_s pour un courant alternatif de fréquence 50 Hz

1. 1 paire de pôles : $3\,000 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$
2. 2 paires de pôles : $1\,500 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$
3. 3 paires de pôles : $1\,000 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$
4. 4 paires de pôles : $750 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$

5.3. Couple de démarrage

Le démarrage d'un moteur asynchrone ne peut avoir lieu que si le couple moteur est à chaque instant supérieur au couple résistant de la machine à entraîner.

Le couple résistant d'une machine définit l'effort que la charge mécanique oppose au maintien de sa mise en mouvement. Il s'exprime en Newton mètre (Nm).

Pour que le moteur entraîne une machine, il lui faut un couple de démarrage T_d . Celui-ci doit d'une part décoller la masse (de moment d'inertie J) de la machine et d'autre part vaincre le couple résistant relatif à la machine.

On désigne par T_a le couple d'accélération (qui n'existe que pendant la mise en vitesse de la masse d'inertie J) et T_r le couple résistant de la machine (qui se maintient durant tout le fonctionnement du moteur)

$$T_d = T_a + T_r$$

5.4. Puissances

P_a : puissance électrique fournie au moteur (puissance active P_1)

$$P_a = U \cdot I \cdot 3 \cdot \cos(\varphi)$$

P_a : Puissance électrique absorbée en Watt (W)

U : tension composée en volt (V)

I : courant en ligne en ampère (A)

$\cos(\varphi)$: facteur de puissance (sans unité)

P_u : puissance utile délivrée par le moteur (puissance P_2)

$$P_u = T_u \cdot \Omega$$

P_u : Puissance utile en Watt (W)

T_u : couple utile en newton mètre (N.m)

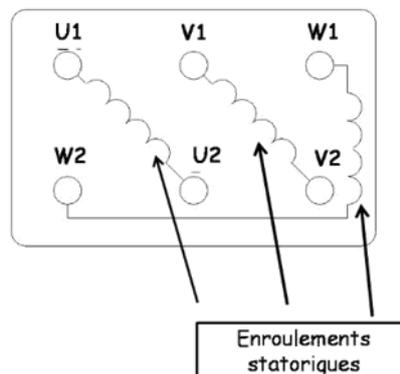
Ω : vitesse angulaire en radian par seconde ($\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$)

5.5. Raccordement électrique

Le raccordement électrique d'un moteur se fait par l'intermédiaire d'une boîte à bornes.

La plaque à bornes d'un moteur asynchrone comporte toujours 6 bornes repérées U_1 , V_1 , W_1 et W_2 , U_2 , V_2 . Les bornes repérées U_1 , V_1 , W_1 sont toujours reliées au réseau d'alimentation.

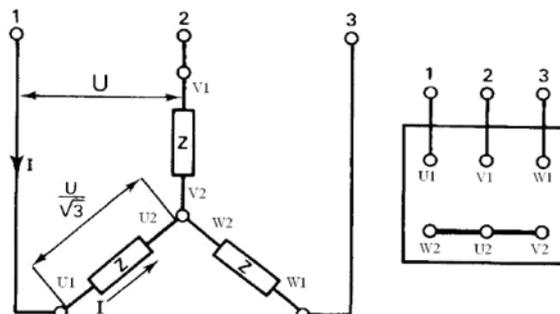
Sous chaque borne est reliée une extrémité d'un des 3 enroulements (ou bobinages) servant à créer le champ tournant. Les enroulements sont toujours disposés comme sur la figure ci-dessous :



On trouve également 3 barrettes en cuivre munies de 2 encoches. Ces barrettes servent au couplage des enroulements. Les moteurs asynchrones sont bitension selon le couplage **étoile** ou **triangle** des enroulements.

Couplage en étoile (Y)

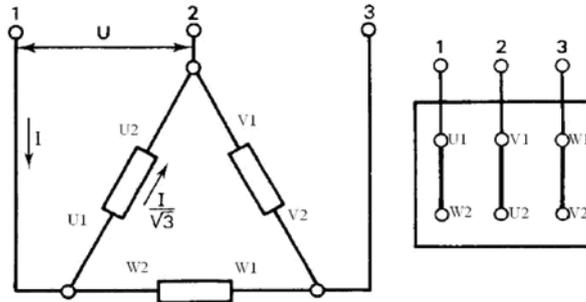
Les 3 enroulements ont un point commun, U_2 , V_2 , W_2 puis les 3 phases sont branchées aux extrémités U_1 , V_1 , W_1 .



DANS LE CAS D'UN COUPLAGE ETOILE SOUS UNE TENSION RESEAU (U), LES ENROULEMENTS SONT SOUMIS A LA TENSION SIMPLE $v = \frac{U}{\sqrt{3}}$

Couplage en Triangle (D)

Les 3 enroulements sont montés en série pour former un triangle puis les 3 phases sont branchées aux sommets du triangle.



DANS LE CAS D'UN COUPLAGE TRIANGLE SOUS UNE TENSION RESEAU (U), LES ENROULEMENTS SONT SOUMIS À LA TENSION COMPOSEE (U)

Tableau récapitulatif des couplages

	Moteur 127/230 V	Moteur 127/230 V	Moteur 127/230 V
Réseau 230 Tri	étoile	triangle	Sous-tension
Réseau 400 Tri	surtension	étoile	triangle
Réseau 660 Tri	surtension	surtension	étoile

Etoile

Triangle

3 barrettes = Triangle

LEROY SOMER 16015 ANGOULÊME FRANCE

MOTEUR ASYNCHRONE · NFC 51-111 NOV.79

Type	LS 90 Lz	595257/3
kW	1,5	cos φ 0,78 ΔV 230 A 6,65
l	rd % 76	λ Y 400 A 3,84
t/min	1440	isol/classe F amb °C 40
Hz	50	ph 3 S. ° S1

Roulements Made in []
Autres Pièces Made in FRANCE

La plaque signalétique du moteur indique une tension 230/400 V, la plus petite de ces deux tensions est celle qui doit alimenter les bobinages (ici 230 V). La tension maximale que peut supporter un enroulement du moteur est 230 V

6. Point de fonctionnement d'une pompe

6.1. Courbe réseau

La courbe réseau est la représentation de l'ensemble des points de la $H = f(Q)$ du circuit hydraulique associé à la pompe. C'est une parabole qui se compose :

- D'une composante statique indépendante du débit $(Z_2 - Z_1) + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho \cdot g}$
- D'une composante dynamique composée des **pdc** et de la différence des hauteurs dynamique $\frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2 \cdot g} + R \cdot Q^2$

En négligeant les termes en $\frac{v^2}{2 \cdot g}$ on obtient :

$$C = (Z_2 - Z_1) + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho \cdot g} + R \cdot Q^2$$

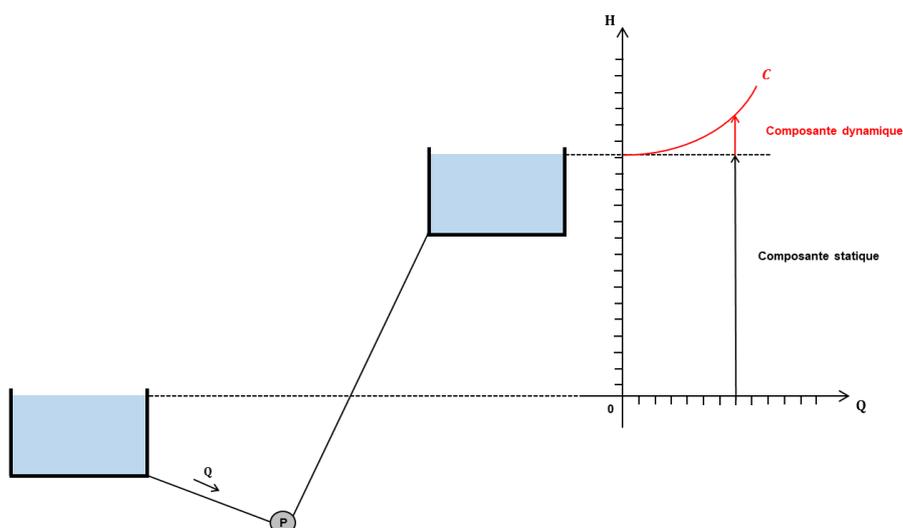
Avec :

$(Z_2 - Z_1)$: hauteur géométrique

$(P_2 - P_1)$: différence de pression sur les plans d'eau (en général $P_2 = P_1 = P_{atm} = 0$)

En pratique, dans les cas courants, l'équation de la courbe réseau s'écrit alors :

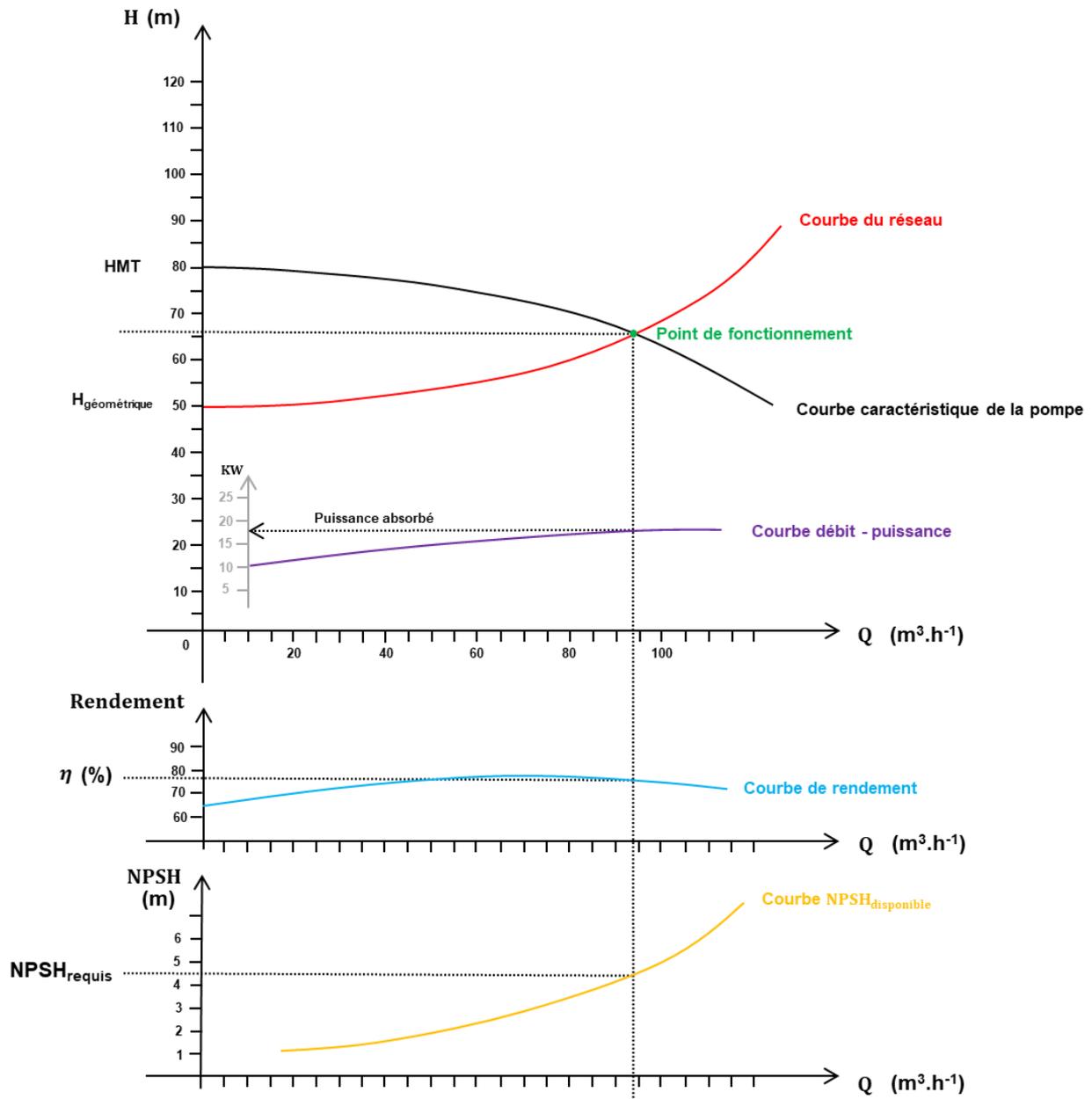
$$C = H_{\text{géométrique}} + R \cdot Q^2$$



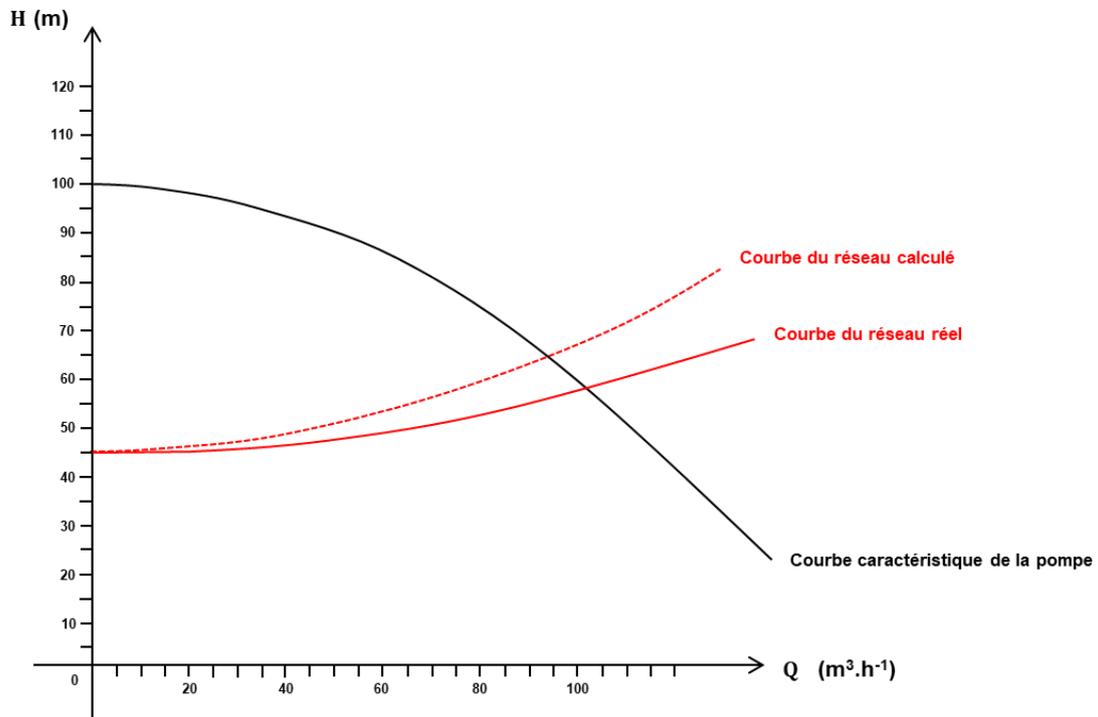
Nota : La courbe réseau est indépendante de la position de la pompe.

6.2. Point de fonctionnement

Dans un circuit donné, l'équation de continuité implique que le débit qui transite dans le circuit est le même que celui qui traverse la pompe. Le point de fonctionnement doit appartenir à la fois à la courbe réseau et à la courbe de la pompe. Le seul point qui satisfasse cette condition est le point d'intersection des deux courbes.



Connaissant le point de fonctionnement, on en déduit aisément sur les autres courbes caractéristiques la puissance absorbée, le rendement et le $\text{NPSH}_{\text{requis}}$.

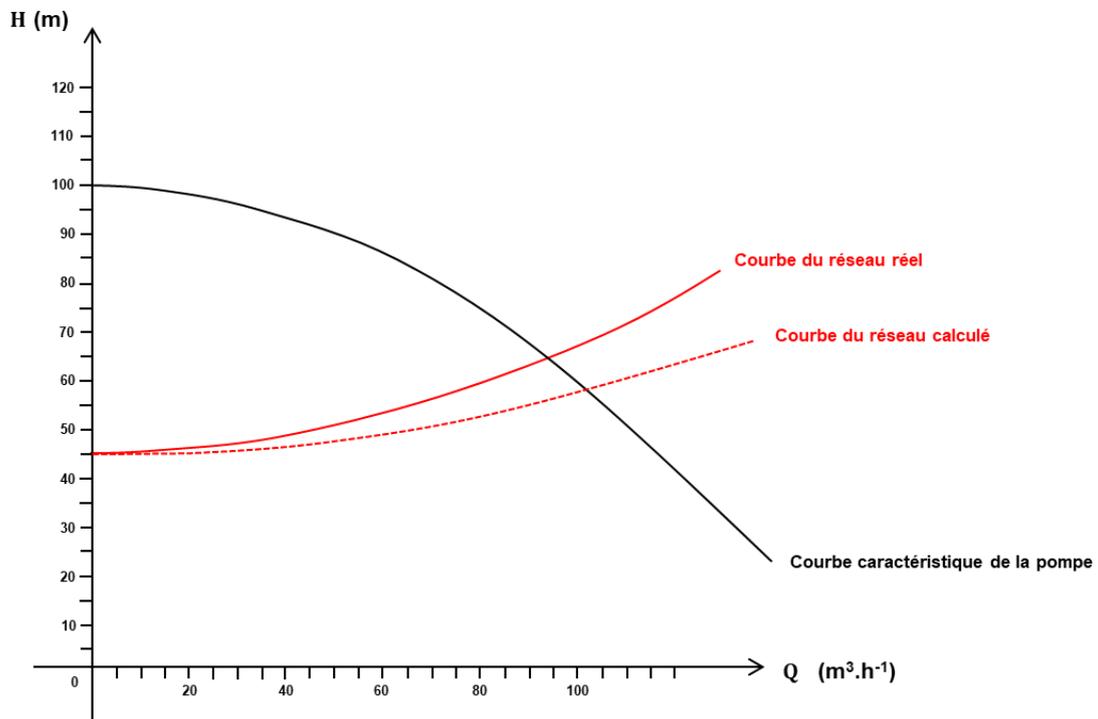
Réseau surestimé

Conséquences :

- Débit plus important
- Hauteur plus faible
- Rendement plus faible
- Risque de bruit et vibrations
- $\text{NPSH}_{\text{disponible}}$ plus faible
- Usure plus rapide

Remède :

- Modification de la vitesse de rotation
- Rognage (recoupe) de la roue
- Laminage (déconseillé)

Réseau sous-estimé

Conséquences :

- Débit plus faible
- Hauteur plus élevée
- Rendement plus faible
- Risque de bruit et vibrations

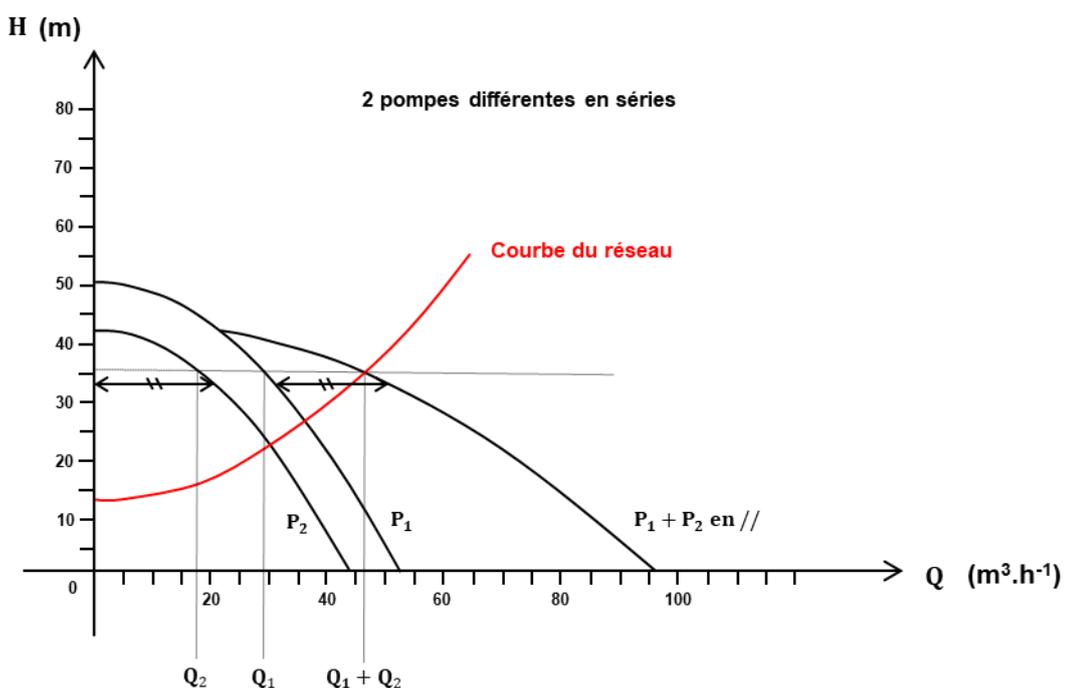
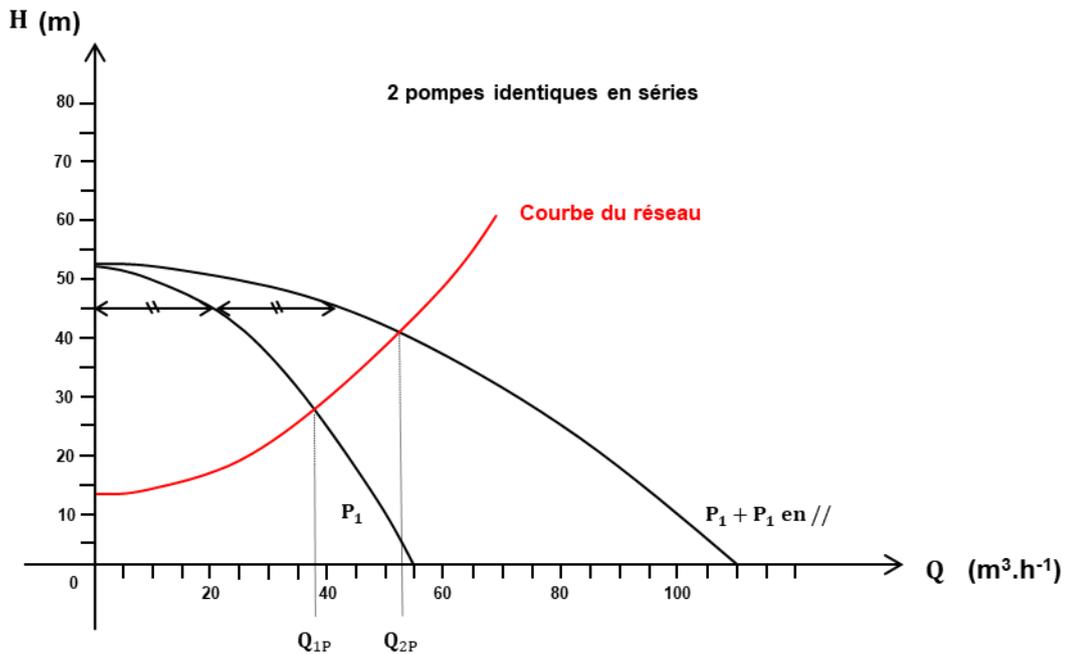
Remède :

- Augmentation du diamètre de la conduite
- Changement de pompe

6.3. Couplage des pompes

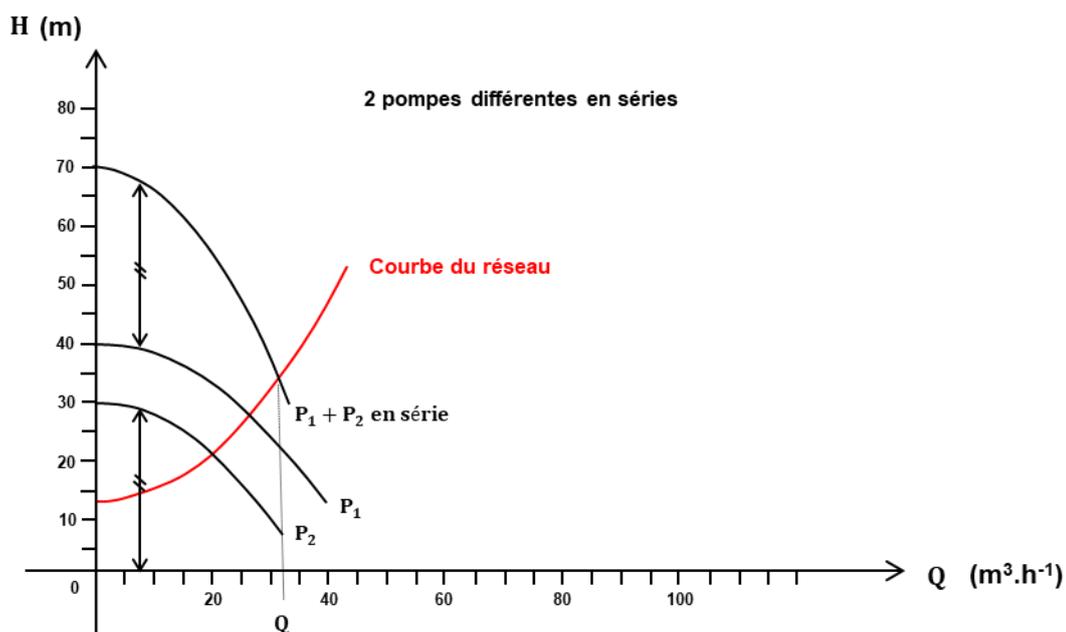
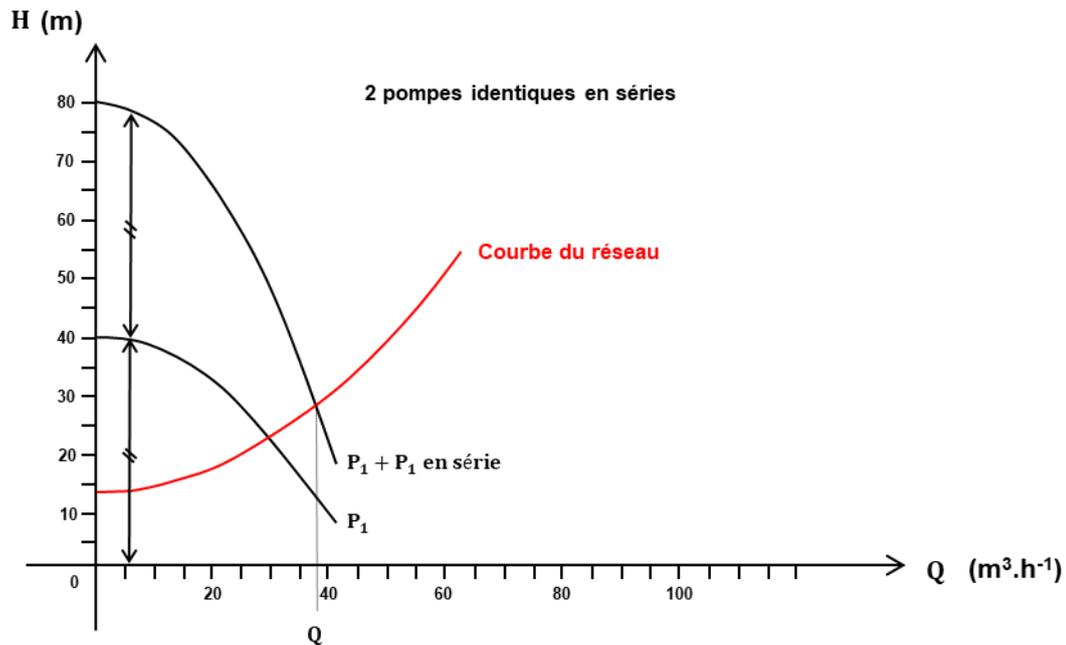
Pompes en parallèles :

Les débits s'ajoutent pour une même hauteur totale. Dans le cas de mise en parallèle de pompes différentes, le point de fonctionnement doit être soigneusement déterminé, et situé sur la courbe caractéristique des pompes fonctionnant en parallèle sinon une des pompes risque de fonctionner à débit nul avec toutes les conséquences qui peuvent en résulter.



Pompes en séries :

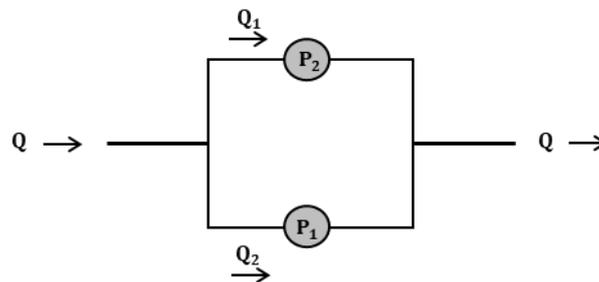
Les hauteurs totales s'ajoutent pour un même débit. La pression de service admissible de la deuxième pompe doit être suffisante pour accepter la pression totale résultant de la mise en série. La construction est identique pour « n » pompes.



Nota :

La construction de la courbe $H = f(Q)$ résultante pour « n » pompes en parallèle se construit de la même façon. Les débits donnés par chacune des pompes s'ajoutent, mais cette somme est toujours **inférieure** à la somme des débits que fournirait chaque pompe débitant isolément sur le réseau. L'accroissement de débit diminue au fur et à mesure que l'on ajoute des pompes.

La construction pour de la courbe résultante $H = f(Q)$ pour « n » pompes en série se construit de la même façon. Le débit donné par chacune des pompes est constant mais les hauteurs s'ajoutent.

Montage en parallèle :Montage en série :Remarque :

La construction de la courbe résultante, pour un couplage en parallèle ou en série, ne se fait que pour la courbe $H = f(Q)$. Les autres courbes : puissance, rendement, $NPSH_{requis}$ ne sont pas modifiées.

Pour déterminer la puissance, le rendement et le $NPSH_{requis}$, il suffit de se reporter au débit de fonctionnement de chaque pompe.

7. Adaptation d'une pompe centrifuge à des conditions de fonctionnement hydraulique

7.1. Généralités

Le point de fonctionnement **P** d'une pompe centrifuge correspond au point d'intersection de la caractéristique **C** du réseau concerné et de la courbe (**QH**) de la pompe. Ce point est déterminé pour les conditions de rendement optimal.

Bien souvent, compte tenu de la courbe (**QH**) de la pompe (déterminée par le constructeur), le point **P** ne correspond pas exactement au débit **q** à relever. Il faudra cependant veiller à ce que le point **P** se situe à droite de la verticale passant par **q** sinon le débit requis ne pourrait pas être fourni.

Pour des raisons de process ou autres, il peut être nécessaire de disposer du débit requis **q**, pour cela il est possible de jouer soit sur la courbe réseau (vannage) soit sur la courbe de la pompe (rognage ou variation de vitesse) de telle sorte que le point de fonctionnement corresponde au débit **q** requis.

7.2. Rappel des lois de similitude

Caractéristiques	Initiales	Homologues (requis)
Débit	Q	q
HMT	H	h
Vitesse de rotation	N	n
Diamètre roue	D	d
Puissance	P	p

Les lois de similitudes applicables aux pompes centrifuges permettent d'écrire :

$$\frac{Q}{q} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \times \frac{N}{n}$$

$$\frac{H}{h} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \times \left(\frac{N}{n}\right)^2$$

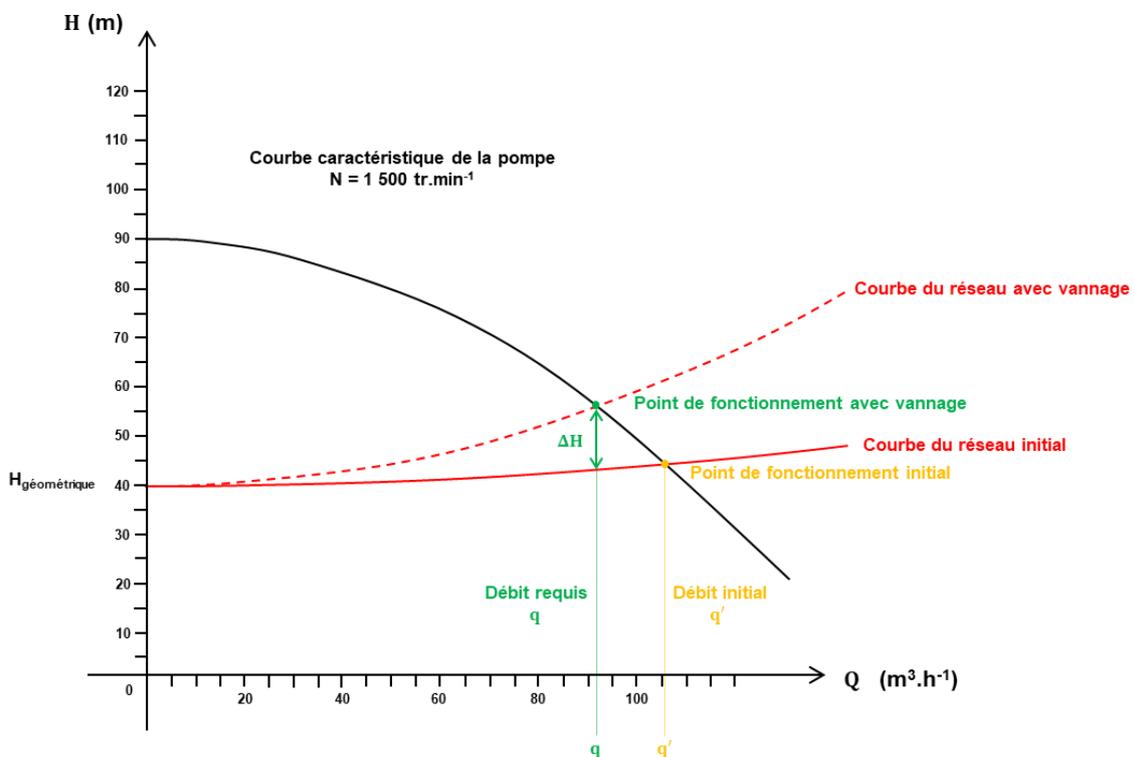
$$\frac{P}{p} = \left(\frac{D}{d}\right)^4 \times \left(\frac{N}{n}\right)^3$$

- **Q , q** : débit
- **H , h** : hauteur d'élévation
- **D , d** : diamètre extérieur de la roue
- **N , n** : vitesse de rotation

7.3. Vannage ou laminage sur refoulement

Dans ce cas on agit sur la courbe réseau de telle sorte que le point de fonctionnement remonte sur la courbe de la pompe pour le débit q requis.

- Le débit fourni q est identique au débit requis $q : q' = q$
- La vitesse de rotation est constante
- Accroissement de la consommation d'énergie ($H > h$ requis)
- S'assurer que dans ces conditions le rendement est acceptable
- Vérifier la classe de pression des équipements avant vanne
- Solution à éviter ou utilisable sur de courtes périodes



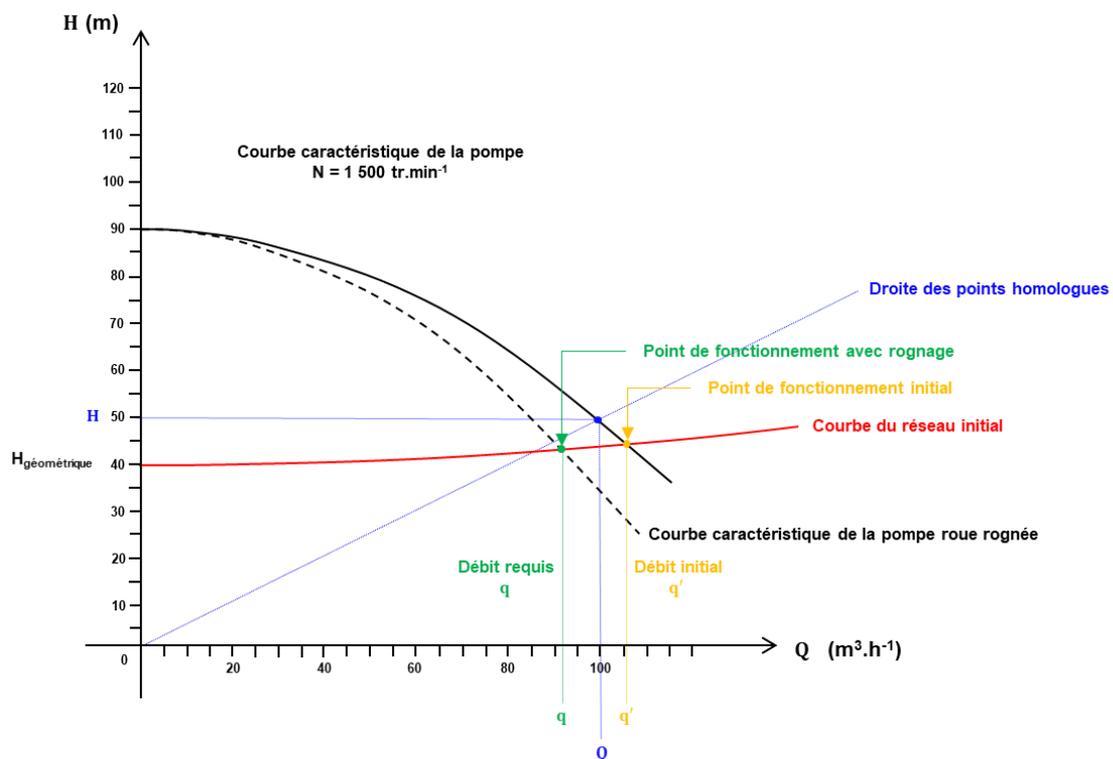
Nota :

- La pdc est généralement créée par une vanne de régulation montée sur le refoulement, un débitmètre permet d'ajuster le débit
- L'augmentation de la résistance du circuit par l'introduction d'une pdc supplémentaire engendrée par la fermeture partielle de la vanne ($\Delta h = k \times \frac{v^2}{2 \cdot g}$) se traduit par une augmentation de la courbure de la courbe réseau

7.4. Rognage (ou recoupe) de la roue de la pompe

Dans ce cas on agit sur la courbe de la pompe de telle sorte que le point de fonctionnement glisse sur la courbe réseau jusqu'au débit q requis.

- Le débit fourni q est identique au débit requis $q : q' = q$
- La vitesse de rotation est constante
- Le rendement de la pompe sera d'autant diminué que le rognage sera important
- S'assurer que dans ces conditions le rendement est acceptable
- Le rognage ne s'applique pas à tous les types de roues (voir constructeur)
- Le rognage doit se limiter à 85 à 90% du diamètre initial de la roue
- En règle générale le rognage est déterminé par le constructeur



Nota :

Sauf indications particulières, la minoration de rendement de la pompe pourra être évaluée comme suit :

- 0,5 pour un rognage à 97 %
- 1,0 pour un rognage à 95 %
- 1,5 pour un rognage à 93 %
- 3,0 pour un rognage à 90 %

Méthodologie :

Vitesse constante $\Rightarrow n = N$

D'où :

$$\frac{H}{h} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \quad \text{et} \quad \frac{Q}{q} = \left(\frac{D}{d}\right)^2$$

Ainsi

$$\frac{H}{h} = \frac{Q}{q}$$

Donc

$$H = Q \cdot \left(\frac{h}{q}\right)$$

C'est l'équation d'une droite passant par l'origine des axes ($y = a \cdot x$).

Connaissant le débit q (requis) et $h = R \cdot q^2$, on peut construire la droite des points homologues qui coupe la courbe de la pompe en Q et H (homologue de q et h par construction) \Rightarrow on lit alors sur la courbe de la pompe Q et H .

Le coefficient directeur de la droite est : $a = \frac{h}{q}$

Connaissant alors le diamètre initial de la roue D , on peut en déduire le diamètre d de la roue rognée

$$d = D \cdot \sqrt{\frac{h}{H}}$$

Nota :

- Certains diagrammes de courbes de constructeurs ne comportent pas l'origine des axes, il faudra dans ce cas la reconstituer
- Le rognage est irréversible

7.5. Variation de vitesse de la pompe

Dans ce cas on agit également sur la courbe de la pompe de telle sorte que le point de fonctionnement glisse sur la courbe réseau jusqu'au débit q requis.

- Le débit fourni q est identique au débit requis q : $q' = q$
- Le rendement est légèrement diminué (voir données constructeur)
- La variation de vitesse est en général induite par un variateur de fréquence installé en amont du moteur et d'un filtre
- Solution séduisante qui implique l'achat d'un variateur de fréquence et d'un moteur spécifique (paliers isolés) pour prendre en compte les harmoniques générées par le variateur
- La plage de fréquence ne doit pas descendre en dessous de 25 Hz pour les pompes de surface et 30 à 35 Hz pour les groupes immergés (à confirmer par le constructeur)

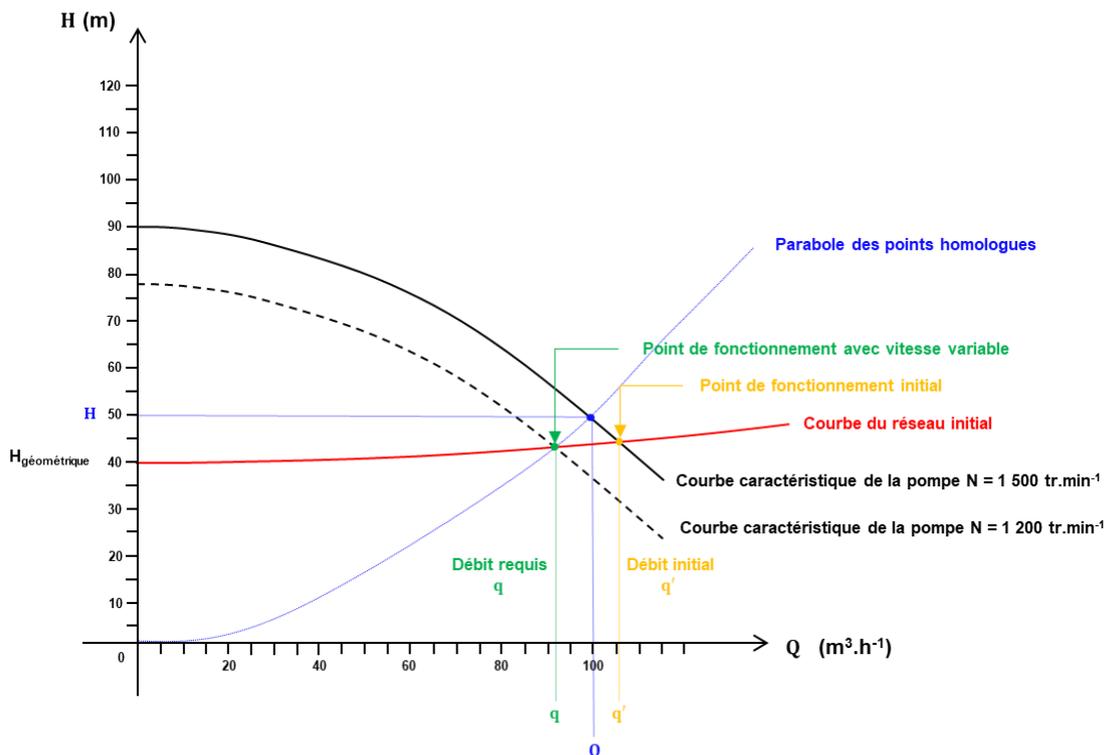
Rappel :

$$N_s = \frac{60 \times f}{p}$$

N_s : Vitesse de synchronisme (vitesse du champ tournant) (tr.min⁻¹)

f : fréquence du courant alternatif (Hz)

p : nombre de paires de pôles



Méthodologie :

Diamètre constante $\Rightarrow \mathbf{d} = \mathbf{D}$

D'où :

$$\frac{\mathbf{Q}}{\mathbf{q}} = \left(\frac{\mathbf{N}}{\mathbf{n}}\right) \text{ et } \frac{\mathbf{H}}{\mathbf{h}} = \left(\frac{\mathbf{N}}{\mathbf{n}}\right)^2$$

Ainsi

$$\frac{\mathbf{H}}{\mathbf{h}} = \left(\frac{\mathbf{Q}}{\mathbf{q}}\right)^2$$

Donc

$$\mathbf{H} = \mathbf{Q}^2 \cdot \left(\frac{\mathbf{h}}{\mathbf{q}^2}\right)$$

C'est l'équation d'une parabole centrée sur l'origine des axes ($y = a \cdot x^2$).

Connaissant le débit \mathbf{q} (requis) et $\mathbf{h} = \mathbf{R} \cdot \mathbf{q}^2$, on peut construire la parabole des points homologues qui coupe la courbe de la pompe en \mathbf{Q} et \mathbf{H} (homologue de \mathbf{q} et \mathbf{h} par construction) \Rightarrow on lit alors sur la courbe de la pompe \mathbf{Q} et \mathbf{H} .

Le coefficient directeur de la parabole est : $\mathbf{a} = \frac{\mathbf{h}}{\mathbf{q}^2}$

Connaissant alors la vitesse de rotation initiale de la pompe \mathbf{N} , on peut en déduire la nouvelle vitesse \mathbf{n} de la roue pompe :

$$\mathbf{n} = \mathbf{N} \cdot \sqrt{\frac{\mathbf{h}}{\mathbf{H}}} \text{ ou } \mathbf{n} = \mathbf{N} \cdot \left(\frac{\mathbf{q}}{\mathbf{Q}}\right)$$

Il est à noter par ailleurs, que pour un moteur donné, le rapport des fréquences est égal au rapport des vitesses de rotation :

$$\frac{\mathbf{F}}{\mathbf{f}} = \left(\frac{\mathbf{N}}{\mathbf{n}}\right)$$

Nota :

- Certains diagrammes de courbes de constructeurs ne comportent pas l'origine des axes, il faudra dans ce cas la reconstituer