

## 6. ÉTUDE DE LA VOLUTE

Le rôle de la volute est de canaliser le fluide à la sortie du diffuseur ou de la roue e, l'absence de celui-ci.

### 6.1 Géométrie

Si  $b = C^{te}$ , on obtient une volute ayant la forme d'une spirale logarithmique puisque :

$$r_e(\theta) = r_3 e^{\theta \cdot \tan \alpha_3}$$

Mais alors le rayon de sortie  $r_4 = r_e(2\pi)$  s'avère très grand. Aussi le plus souvent fait on croître la largeur en fonction du rayon r. Comme l'on a :

$$\frac{\dot{v}(\theta)}{\dot{v}} = \frac{\theta}{2\pi}$$

mais aussi :

$$\dot{v}(\theta) = \int_{r_3}^{r_e(\theta)} b(r) c_u(r) dr$$

et par le théorème d'Euler :

$$r \cdot c_u = r_3 \cdot c_{3u} = C^{te},$$

on obtient finalement une expression donnant  $r_e(\theta)$  en fonction de  $\theta$  :

$$\frac{\dot{v} \theta}{2\pi r_3 c_{3u}} = \int_{r_3}^{r_e(\theta)} \frac{b(r)}{r} dr$$

Remarque : on rectifie le profil de la volute pour éviter les angles vifs, accroître la section (pour compenser la diminution de vitesse due aux frottements) et la raccorder à une tuyauterie circulaire.

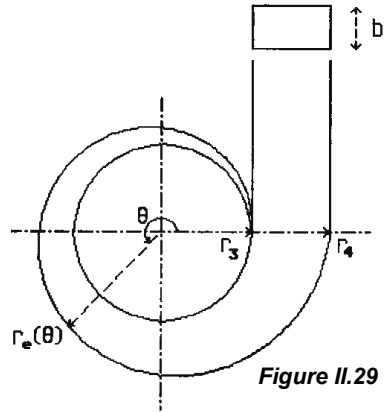


Figure II.29

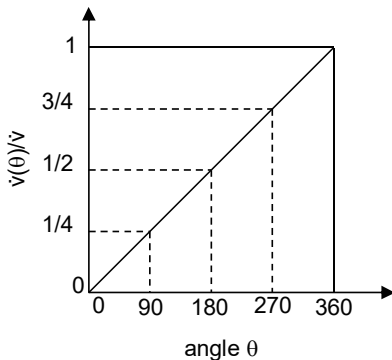


Figure II.30

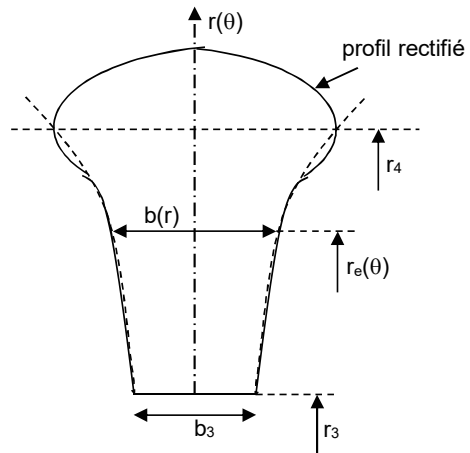


Figure II.31

## 6.2 Caractéristiques de fonctionnement

### Rôle de diffuseur

Puisque la largeur  $b(r)$  de la volute croît avec le rayon, la vitesse du fluide diminue et la pression augmente; la volute joue donc partiellement le rôle d'un diffuseur. Aussi, dans le cas où la fraction d'énergie cinétique du fluide n'est pas très élevée ( $\sigma$  proche de 1), on pourra se passer de diffuseur (cf. fig. II.32). C'est le cas par exemple des pompes à gros débit et faible élévation (pompes alimentaires, pompes de transfert de carburant...) ou à faible coût (petite pompe de bricolage...).

### Tourbillons de sortie

En se déplaçant radialement de A vers B (cf. fig. II.33) la pression augmente comme l'indique l'équation transversale de la mécanique des fluides parfaits :

$$\frac{dp^*}{dr} = \rho \frac{c^2}{r}.$$

Il n'en est pas de même si on suit la paroi latérale de la volute et ceci à cause de l'influence de la viscosité. Il s'en suit un courant de retour comme indiqué sur la figure. Ce phénomène entraîne en sortie deux tourbillons.

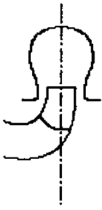


Figure II.32

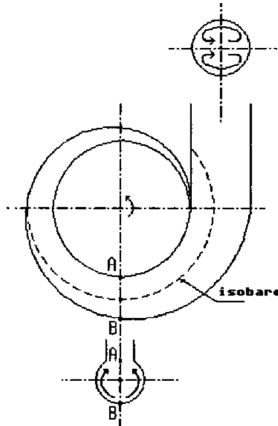


Figure II.33

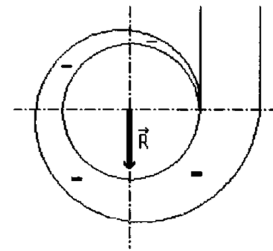


Figure II.34

### Poussée radiale

Supposons que le débit véhiculé soit supérieur au débit d'adaptation. La vitesse en sortie du diffuseur  $c_{3u}$ , ou de la roue  $c_{2u}$  s'il n'y a pas de diffuseur, diminue (car  $\alpha_3$  croît, la vitesse de rotation de la pompe étant constante) alors qu'elle devrait augmenter pour faire passer le surplus de débit. En réalité, la vitesse augmente mais au détriment de la pression qui diminue. Cette diminution de pression augmente avec  $\theta$  puisqu'elle est fonction du débit qui circule dans une section radiale de la volute. Il s'ensuit une réaction vers le bas dans le cas où  $\dot{v} > \dot{v}_a$  (cf. fig. II.34), inversée dans le cas où  $\dot{v} < \dot{v}_a$ ) que l'on peut calculer par la formule empirique due à Stepanoff :

$$R = K \rho g H_u d_2 b_2 \quad \text{avec} \quad K \approx 0,36 \left[ 1 - \left( \frac{\dot{v}}{\dot{v}_a} \right)^2 \right]$$

Pour minimiser cet effet, on peut adopter une volute à 2 becs ou bien inverser alternativement les volutes dans le cas des pompes multicellulaires.

## 7. POUSSÉE AXIALE

Le calcul de la poussée axiale  $F$  nécessite la connaissance du champ de pression régnant entre la roue et les flasques avant et arrière du stator.

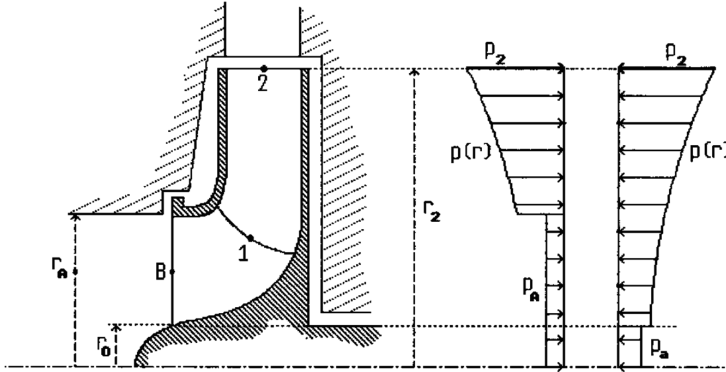


Figure II.35

On peut la décomposer en une poussée statique et une poussée dynamique (calculée en appliquant le théorème d'Euler).

Poussée statique 
$$F_s = p_A \pi r_A^2 - \int_{r_o}^{r_A} p(r) 2 \pi r dr - p_a \pi r_o^2$$

Poussée dynamique 
$$F_d = \rho \dot{V} C_A$$

Cette poussée est en général encaissée par un palier à butée mais si cet effort est trop important, il est nécessaire d'avoir recours à une solution constructive pour éviter ou minimiser la poussée axiale dont la composante statique peut être très élevée.

Cas des **orifices d'équilibrage** (cf. fig. II.36). La roue est percée d'un certain nombre d'orifices O Ceux-ci permettent de ramener la pression élevée régnant à l'arrière de la roue vers l'avant où une dépression a tendance à se créer.

Dans le même ordre d'idée, un **tuyau d'équilibrage** peut remplacer les trous (cf. fig.II.37).

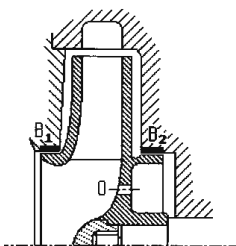


Figure II.36

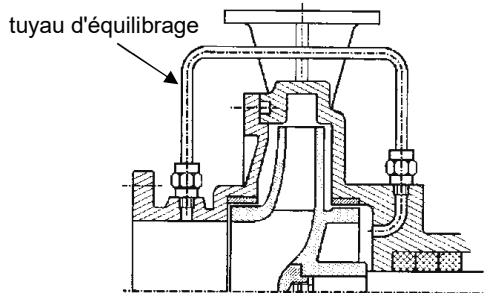


Figure II.37

Dans le cas des pompes multicellulaires, on peut encaisser l'effort axial par un **piston d'équilibrage** si toutes les roues sont montées en série (cf. fig.II.38). Le déplacement de la roue vers la gauche (aspiration) entraîne la fermeture de la lumière reliant la chambre ch1 à la chambre ch2. La pression va alors remonter dans la chambre 1, entraînant le déplacement de la roue vers la droite.

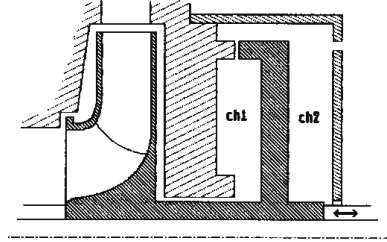


Figure II.38

On peut procéder aussi à un **montage en opposition** : les roues sont montées par groupes opposés ce qui élimine le problème de la poussée axiale (cf. fig.II.39 : 2 groupes en opposition de 3 roues en série; et fig.II.40 : 3 groupes indépendants de 2 roues en opposition).

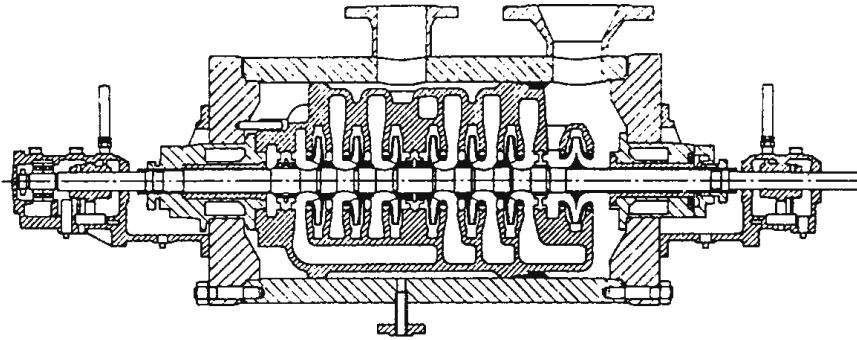


Figure II.39- [1]

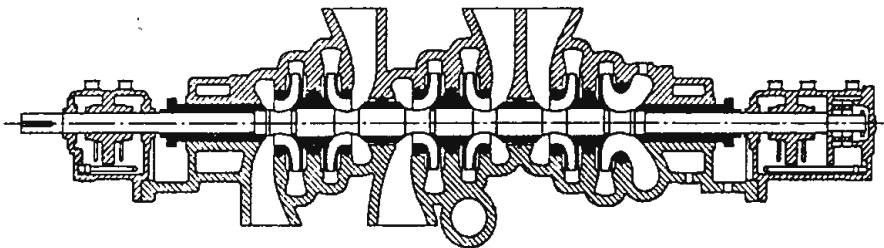


Figure II.40- [1]

## 8. CHOIX D'UNE POMPE

### 8.1 Données d'un problème de pompage

Problème : faire circuler un fluide donné dans un circuit donné.

Données : **sur le liquide**

- masse volumique  $\rho$
- viscosité cinématique  $\nu$
- température  $T$
- débit volumique nominal  $\dot{v}$

**sur le circuit**

- la hauteur géométrique  $H_g$  à vaincre ou bien la surpression  $\Delta p$  à fournir
- la caractéristique  $H(\dot{v})$  qui permet de connaître  $H_u$  pour le débit nominal :
- $H_u = H_g + j_c$  où  $j_c$  représente les pertes de charge dans la conduite

**sur la pompe**

- la vitesse de rotation de l'arbre moteur  $N$ .

### 8.2 Grandeurs spécifiques

On utilise couramment, pour caractériser une pompe, le **nombre de tours spécifique**  $n_s$  (ou *vitesse spécifique* ou *nombre de Brauer*) qui correspond au nombre de tours par minute d'une machine géométriquement semblable à la machine étudiée, en fonctionnement semblable, et fournissant un débit de  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  à une hauteur utile de  $1 \text{ m}$ .

Soit  $N$  le nombre de t/mn de la machine étudiée :

$$\text{En posant : } N = \frac{60}{2\pi} \omega \quad \text{avec} \quad \omega = \frac{\delta^{1/2}}{\mu^{3/4}} \frac{(gH)^{3/4}}{\dot{v}^{1/2}}$$

$$\text{on peut écrire :} \quad n_s = \frac{60}{2\pi} g^{3/4} \frac{\delta^{1/2}}{\mu^{3/4}} = \frac{60}{2\pi} g^{3/4} \Omega_s \approx 53 \Omega_s$$

$$\text{d'où} \quad n_s = N \frac{\dot{v}^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Remarquons que  $n_s$  n'est pas un nombre adimensionnel. Sa valeur dépend du système d'unités choisi. Ainsi  $n_s(\text{US}) \approx 51,6 n_s(\text{Europe})$ .

De même, pour le diamètre spécifique réduit  $\Delta_s$  qui est souvent remplacé par le *diamètre spécifique*  $d_s$  qui correspond au diamètre de la machine homothétique donnant  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  à  $1 \text{ m}$ . On pose :

$$d_s = \frac{2 \mu^{1/4}}{g^{1/4} \delta^{1/2}}$$

ce qui permet d'écrire :

$$d_s = d \frac{H^{1/4}}{\dot{v}^{1/2}}$$

Les grandeurs spécifiques sont en général calculées par rapport au rayon extérieur  $r_2$  et pour le point de fonctionnement optimum, ce qui permet de comparer entre elles les différentes pompes; on peut alors montrer qu'il existe une relation entre  $n_s$  et la forme des roues  
Le tableau suivant montre l'allure des roues de pompes centrifuges en fonction des différents nombres spécifiques (rapportés au diamètre extérieur  $d_2$ ).

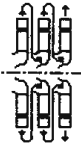
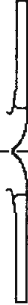
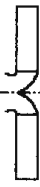


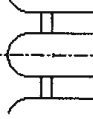
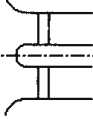
pompes							
$\delta$		0,04	0,2	0,6	0,8	1	1,2
$\mu$		0,55	0,5	0,26	0,25	0,1	0,05
$\sigma$		0,70	0,73	0,80	0,85	0,94	0,97
$n_s$	4	15	40	90	125	320	600
$d_s$		5	2,2	1,15	0,9	0,7	0,5
$\eta_h$		0,917	0,926	0,875	0,833	0,833	0,833

Figure II.41

**Remarque 1** : dans le cas où le nombre de tours spécifiques, calculé à partir du cahier des charges ( $\dot{v}$ ,  $H$ ,  $N$ ), est faible ( $n_s = 4$  dans le tableau ci-dessus), il est nécessaire de travailler avec une pompe multicellulaire dans laquelle chaque cellule est une pompe centrifuge ayant un  $n_s$  correspondant à un bon rendement ( $n_s \approx 40$ ).

**Remarque 2** : en négligeant les fuites internes et le coefficient d'encombrement  $\chi$ , on peut écrire :

$$\delta = \frac{\dot{v}}{\omega r_2^3} = \frac{2 \pi r_2 b_2 c_{2m}}{\omega r_2^3} = 2 \pi \left( \frac{b_2}{r_2} \right) \left( \frac{c_{2m}}{u_2} \right)$$

où le rapport  $\left( \frac{b_2}{r_2} \right)$  est appelé *largeur réduite* du rotor.

**Remarque 3** : en se plaçant au point d'adaptation (proche du point optimum de meilleur rendement), le coefficient manométrique s'écrit :

$$\mu = \frac{gH}{u^2} = g \eta_h \frac{H_{th}}{u^2} = \eta_h \frac{W_{th}}{u^2} = \eta_h \frac{c_{2u}}{u_2} \text{ d'où } \frac{c_{2u}}{u_2} = \frac{\mu}{\eta_h}$$

ce qui permet d'écrire la relation suivante entre le degré de réaction  $\sigma$  et le coefficient manométrique  $\mu$  (cf. p: 35) :

$$\sigma = 1 - \frac{\mu}{2 \eta_h} .$$

**Remarque 4** : les pertes par frottements de disques et par fuites sont relativement grandes aux faibles valeurs de  $n_s$  à cause des grandes surfaces de contact avec le fluide. Quant aux fortes valeurs de  $n_s$  (pompes hélices), apparaissent des pertes par contournement des extrémités des aubes à cause des différences de pression existant entre intrados et extrados.

### 8.3 Forme et choix des roues

Considérons la variation de  $n_s$ , tout en conservant constants  $\omega$ ,  $r_2$  et  $H$ .

Si  $n_s$  diminue,  $\dot{v}$  diminue ce qui amène à diminuer  $b_2$ . Mais on ne peut descendre trop bas à cause de la diminution du rendement hydraulique qui s'en suit, les pertes de charge dans les canaux devenant importantes.

Si  $n_s$  augmente,  $\dot{v}$  donc  $c_{2m}$  augmentent; mais  $c_{2m}$  ne doit pas être trop élevée à cause des pertes de charge; on peut augmenter  $b_2$  mais cela nécessite l'accroissement du rayon  $r_A$  de l'ouïe A pour que l'entrée ne soit pas trop divergente sinon des décollements de l'écoulement pourraient apparaître (fig.II.42 ① et ②); si  $n_s$  continue de croître, l'arête d'entrée B se trouve au niveau du coude ce qui nécessite de l'incliner et de l'incurver pour conserver une attaque sans choc l'angle  $\beta_1$  étant variable (fig.③). Les filets fluides ont alors des longueurs différentes dans la roue, aussi, pour homogénéiser l'énergie transportée, est-on amené à incliner et à incurver l'arête de sortie l'angle  $\beta_2$  étant alors variable dans cette section (fig.④). On passe ainsi d'une roue centrifuge à une roue hélicocentrifuge puis à une roue axiale (fig.⑤).

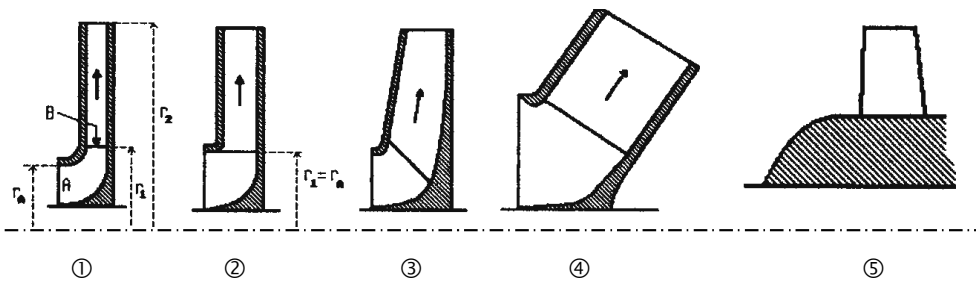


Figure II.42

Pour trouver la forme de roue qui convient à un problème particulier, on calcule  $n_s$  à partir des données  $\dot{v}_n$ ,  $H_u$  et  $N$ .

Le rendement volumétrique  $\eta_v$  est donné par la courbe de la figure II.43 pour un point de fonctionnement proche du point d'adaptation.