



## SYMPOSIUM 1986 MONTRÉAL

### PERFORMANCES COMPAREES D'UNE ROUE FRANCIS MODELE REDUIT ET D'UNE ROUE PROTOTYPE DE MEME DIMENSION

Pierre HENRY, Professeur à l'Institut de Machines Hydrauliques et de Mécanique des Fluides - Lausanne.

Patrice GIRAULT, ingénieur de projet, NEYRPIC, GRENOBLE.

Marc WEGNER, ingénieur hydraulicien, NEYRPIC, GRENOBLE.

#### RESUME

Dans le même modèle réduit de  $nq = 77$  on essaye successivement une roue de laboratoire en matière plastique armée de diamètre 408 mm et une roue industrielle de même diamètre en bronze d'aluminium. Cette roue industrielle reste d'abord brute de fonderie. Puis elle est usinée par meulage et enfin sa rugosité est modifiée. Les tests comparatifs portent sur le rendement, la cavitation et le sondage de l'écoulement à la sortie. Les conclusions portent sur la comparaison entre l'évolution des performances selon le degré de finition et le coût de ces finitions, et une application de la méthode de transposition "OSTERWALDER-HIPPE" est tentée.

#### SYNOPSIS

A reinforced plastic runner dia 408 m and a prototype BZ-AL casted runner of same diameter are tested in the same model of  $nq = 77$ . The prototype runner is tested in three steps, from the rough casted form up to a grinded and smoothed form. Efficiencies, cavitation and flow probe tests are carried out. Conclusions are drawn concerning the balance between the performance evolution and the cost of the machining operation. Results are also compared to the published "OSTERWALDER-HIPPE" scaling up method.

## 1. INTRODUCTION

La conception et la fabrication des petites turbines conduisent à deux types d'interactions avec le résultat économique :

- la rentabilité globale d'un petit aménagement et donc la décision même d'investir, peut dépendre fortement de la performance hydraulique et en particulier de celle de la roue (3). Cette performance dépend elle-même du tracé hydraulique de base d'une part, de la qualité de la fabrication d'autre part,
- le bilan économique du constructeur peut basculer d'une valeur positive à une valeur négative en fonction du délai et de la qualité de fabrication de la roue.

Rappelons, par exemple, qu'une petite roue exécutée en acier ou bronze moulé peut demander 7 mois de délai tandis que la durée totale d'exécution de la turbine sera de 10 mois. C'est dire que des défauts de forme découverts en sortie de fonderie posent un problème très difficile.

Il est donc très intéressant, pour l'économie de l'aménagement ainsi que pour celle du constructeur, de pouvoir chiffrer les risques qui proviendront des imperfections de réalisation et de décider alors de l'acceptation, du rebut ou de la réparation. D'autre part, le degré de finition est lié à l'importance que le client accorde à l'aspect "gestion de l'eau", importance se traduisant par des primes ou pénalités plus ou moins élevées de la part du client, et par le niveau de prix de la part du constructeur.

C'est dans cet esprit que nous avons conçu une expérimentation sur modèle réduit par étapes successives avec d'une part, une roue de référence de réalisation optimale et, d'autre part, une roue coulée en bronze monobloc dont la finition est conduite graduellement.

Comme on le verra, cette expérimentation présente des lacunes mais elle donne déjà des tendances intéressantes.

## 2. DESCRIPTION DES ETATS SUCCESSIFS DES ROUES ET LOGIQUE DES ESSAIS

On essaye successivement, dans le même cadre, une roue modèle plastique et une roue prototype en bronze de même vitesse spécifique.

La roue plastique est un modèle de laboratoire qui sert de référence.

La roue bronze est un prototype industriel qui est progressivement amélioré par différentes opérations d'usinage. La roue est essayée à chacun de ces stades.

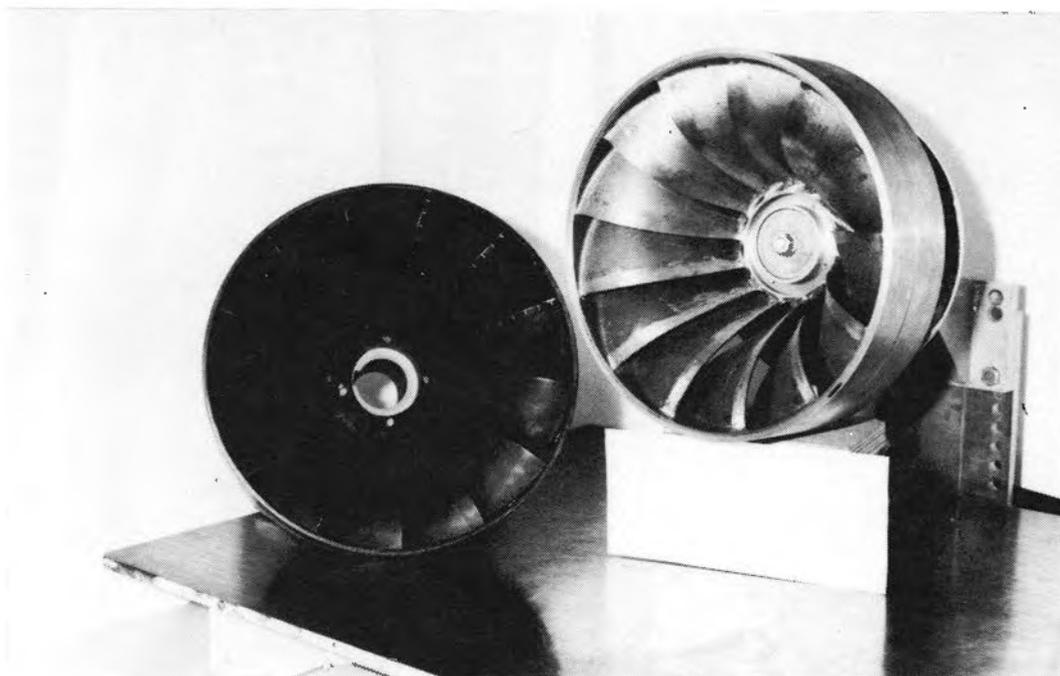


Figure 1 : Roue Plastique et roue Bronze

## 2.1. Etats successifs des roues

### 2.1.1. Roue modèle (roue P1)

La roue modèle est réalisée en résine époxy armée de fibre de verre. La précision est élevée. Cette roue a d'ailleurs servi de modèle de développement pour une grande machine industrielle.

### 2.1.2. Roue Bronze - Stade m0 (Bz.m0)

La roue en bronze a été exécutée selon les spécifications courantes de NEYRPIIC :

- modèle bois à noyau, retrait 15/1000 indiqué par le fondeur,
- moulage classique au sable,
- ébarbage et ressuage.

Aucune précaution particulière par rapport à une commande classique n'a été prise.

La roue, brute de fonderie, a subi les usinages suivants :

- 1 - Mise à niveau de la hauteur du distributeur
- 2 - Mise en conformité du diamètre de sortie avec la roue plastique
- 3 - Raccordement de la ceinture aux arêtes d'entrée des aubes par tournage et meulage
- 4 - Centrage et équilibrage autour du diamètre de sortie
- 5 - Sablage du canal hydraulique (voir tableau 1)

Les jeux aux labyrinthes de la roue Bz sont parfaitement identiques à ceux de la roue plastique.

### 2.1.3. Roue Bronze - Stade ml (Bz.ml)

Les opérations effectuées sur la roue Bz.m0 pour passer au stade ml sont les suivantes :

- mise en conformité de l'arête de sortie en épaisseur et ouvertures (on réalise d'abord l'épaisseur par meulage, puis on raccorde au profil théorique).
- mise en conformité de l'arête d'entrée en diamètre par tournage, puis arrondi du profil par meulage.
- sablage du canal hydraulique (voir tableau 1 ci-dessous).

	Bz m0	Bz ml	Bz m2
Matériau	Corindon 1300	Granulé de quartz	Granulé de quartz
Diamètre du grain mm	2,8 à 3,2	1 à 3	
Etat d'usure des grains	usure 25%	neuf	neuf
Pression d'application bars	3	4	4
Diamètre du jet mm	10	10	9
Durée d'application h	1	1	1

Tableau 1 : Définition des sablages

L'objectif recherché à ce stade est de se rapprocher le plus possible de la géométrie de la roue plastique en approchant la même rugosité que celle de la roue brute. En fait, le changement d'entrepreneur pour la réalisation du sablage a conduit à une rugosité plus forte pour Bz.ml que pour Bz.m0.

### 2.1.4. Roue Bronze - Stade m2 (Bz.m2)

L'intervention pour passer du stade ml au stade m2 se limite à un sablage plus fin (voir tableau 1), sans changement de la géométrie.

## 2.2. Rugosités

Le sablage du canal hydraulique n'est pas une opération normale dans la fabrication des roues. Cependant, ce procédé a été utilisé parce qu'il permettait d'obtenir une rugosité la plus uniforme possible, facilitant ainsi l'application de la méthode d'OSTERWALDER-HIPPE.

La roue a été soumise à un sablage volontairement très grossier aux stades m0 et ml et plus fin au stade m2.

Les résultats des mesures de rugosité exécutées avec un Hommel Tester T 1000, pour chacun des états successifs des roues, sont rassemblées dans le tableau 2 ci-après.

Ra m	Numéro aube				Ceinture intérieure	Ra moyenne
	3	6	9	12		
P1	0.90	1.20	1.12	0.96	1.08	1.08
Bz.m0	8.58	11.42	10.01	7.62	-	9.38
Bz.m1	12.10	12.14	13.72	14.78	10.16	13.01
Bz.m2	8.00	7.60	9.94	10.26	7.94	8,8

Tableau 2 : Rugosité Ra

Ra moyenne : moyenne des Ra sur toutes les aubes

Ra : Rugosité aube mesurée sur partie extradados.

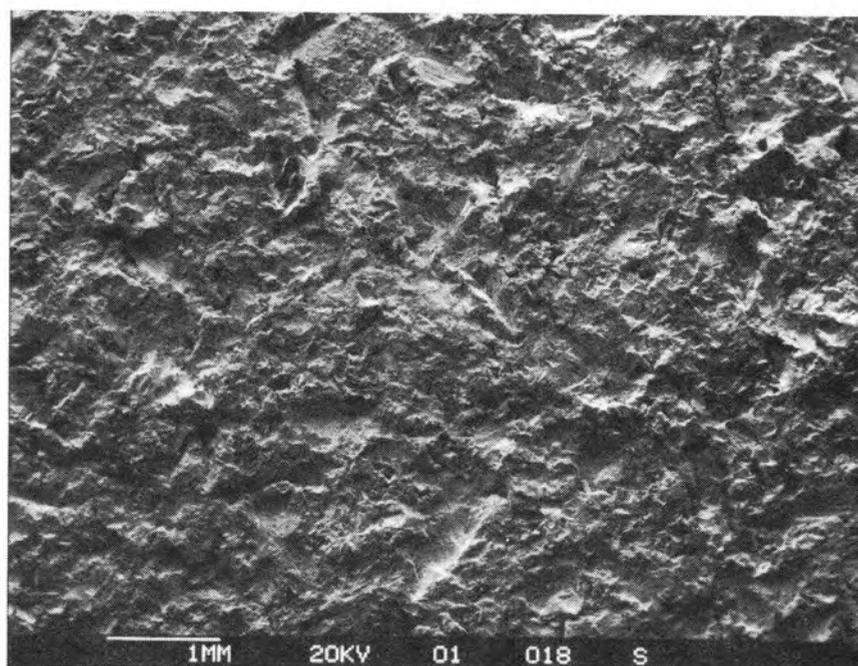


Figure 2 : Microphotographie obtenue au microscope à balayage de l'état de surface de la roue Bz.m1

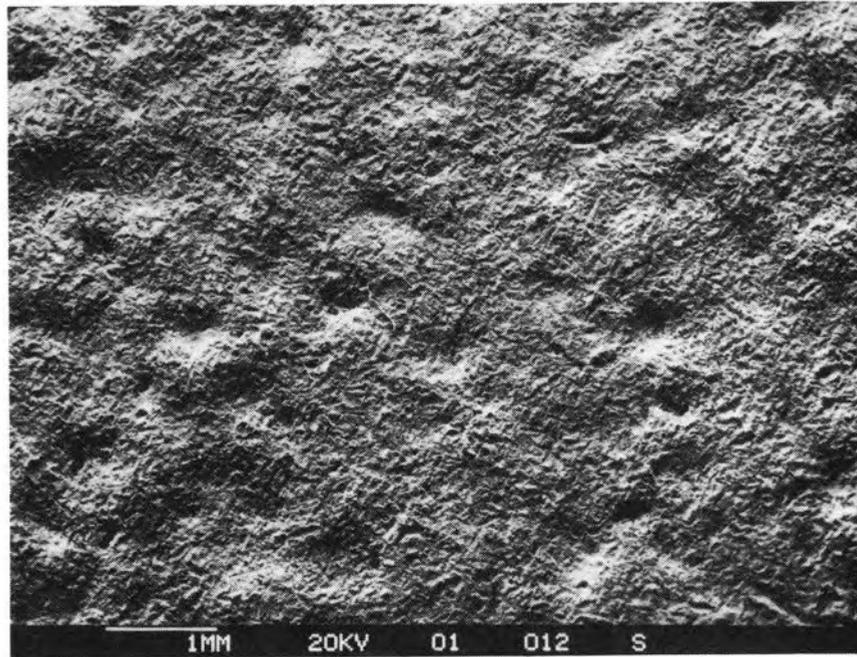


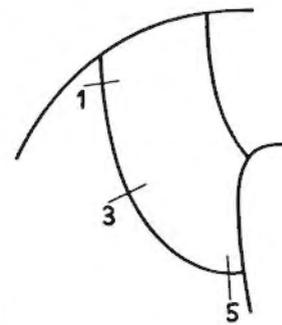
Figure 3 : Microphotographie obtenue au microscope à balayage de l'état de surface de la roue Bz.m1

### 2.3. Contrôles dimensionnels

Un relevé complet des épaisseurs et des ouvertures de sortie a été effectué sur la roue plastique et la roue bronze aux stades m0 et m1.

Les résultats sont regroupés dans les tableaux 3.

Epaisseur mm	Gabarit		
	1	3	5
P1	2,0	1.6	1.8
Bz.m0		4.5	4.5
Bz.m2	2.8	2.4	2.5

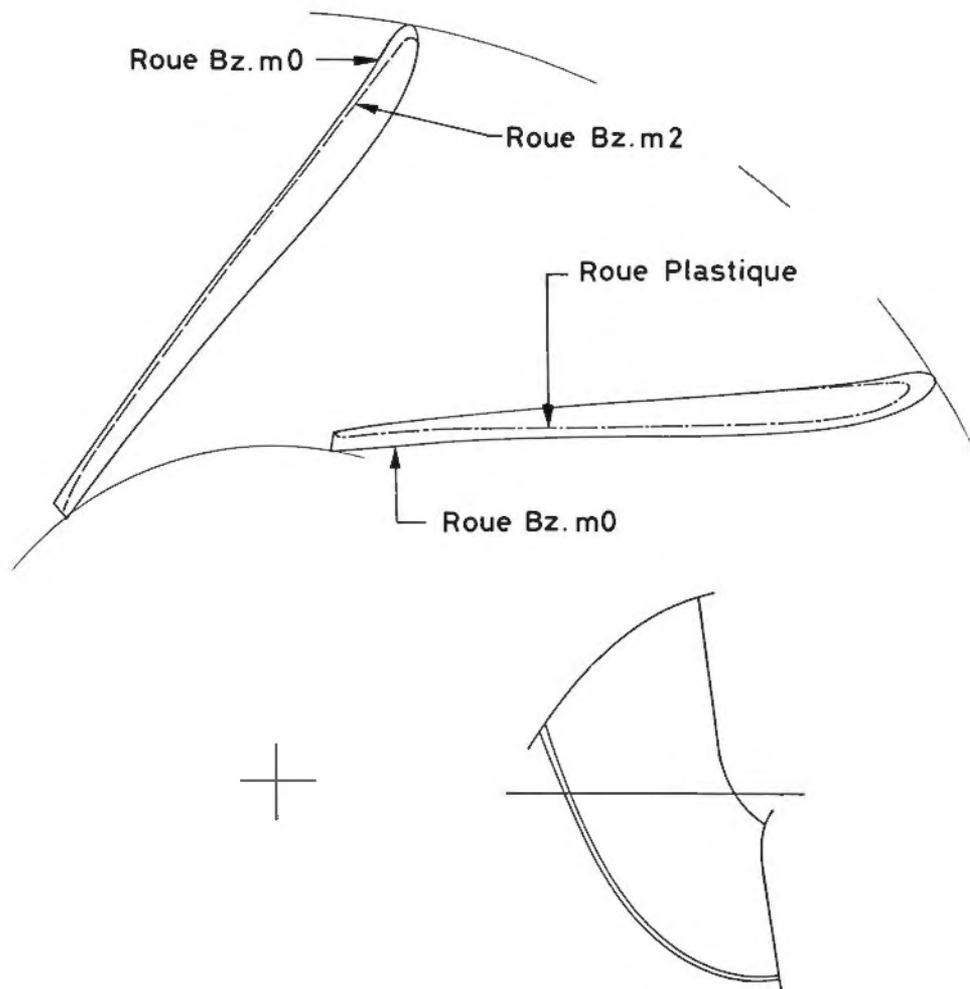


Ouvertures mm	Aubes				Ouverture moyenne
	3-4	6-7	9-10	12-13	
P1	19.5	19.5	19.6	19.6	19.6
Bz.m0	18.2	18.3	18.3	18.1	18.2
Bz.m2	19.2	18.7	19.0	19.3	19.1

(Ouverture moyenne = moyenne des ouvertures de toutes les aubes. Les ouvertures sont mesurées à la coupe 3).

Tableaux 3 : Epaisseur et ouvertures de sortie

La figure n° 4 montre la superposition des coupes horizontales effectuées au même niveau, des roues P1, Bz.m0, Bz.m2.



#### 2.4. Conduite des essais

Les essais ont été effectués sur le stand d'essai de l'Institut de Machines Hydrauliques et de Mécanique des Fluides (IMHEF) de l'Ecole Polytechnique Fédérale de LAUSANNE (4).

Pour la roue P1 d'une part et pour chacun des états de la roue Bz d'autre part, les essais suivants ont été effectués :

- colline de rendement sous deux chutes  $H = 12$  m et  $H = 20$  m.
- mesure du sigma standard sous  $H = 12$  m et pour deux régimes définis par :

$$\Psi/\Psi_{\Lambda P1} = 1.0 \quad \text{et} \quad A/A_{\Lambda P1} = 1.143$$

$$\Psi/\Psi_{\Lambda P1} = 0.907 \quad \text{et} \quad A/A_{\Lambda P1} = 1.348$$

- investigation par sondage de l'écoulement sous la roue pour les deux régimes définis ci-dessus.

Il s'agit donc, dans la mesure du possible, de suivre l'ensemble des performances en fonction du degré de finition et de séparer une éventuelle influence de l'écoulement à l'entrée de l'aspirateur.

### 3. ANALYSE DES RESULTATS

#### 3.1. Débits et rendements

La figure 5 donne l'évolution du rendement en fonction du débit réduit pour la même chute réduite  $\psi / \psi_{\Lambda P1} = 1.0$ .

- Contrairement à ce que l'on aurait pu craindre à priori, la roue brute Bz.m0 ne subit pas de déficit majeur de débit à ouverture constante du distributeur. Pour  $A/A_{\Lambda} = 1.5$ , le déficit de débit vaut 2.7 % et il se réduit à 1.4 % pour  $A/A_{\Lambda} = 1.25$ .
- Concernant le rendement, plusieurs remarques doivent être faites :

- . la roue brute Bz.m0 provoque un déplacement de la colline de rendements vers les  $\psi$  croissants.

Ainsi, le rapport  $\frac{\psi_{\Lambda} (Bz.m0)}{\psi_{\Lambda}(P1)} = 1.08$

et ce déplacement augmente encore à grande ouverture du distributeur. Ce déplacement est provoqué essentiellement par les sur-longueurs de fonderie disposées sur l'arête d'entrée (voir figure 2). Au total, la perte de puissance à craindre pour  $A/A_{\Lambda} = 1.5$  et  $\psi/\psi_{\Lambda P1} = 1$  atteint 6 %.

- . le rendement optimum de la colline P1 vaut 93.25 % tandis que celui de la colline complète Bz.m0 vaut 91.5 %. Il semble, selon des calculs simples, que la majeure partie de cet écart provienne des surépaisseurs importantes en sortie d'aube tandis que l'influence des rugosités serait secondaire. Il est vrai que les rendements optimum de Bz.m1 et Bz.m2 ne remontent qu'à 92 %. Mais comme on peut le vérifier sur la figure 4 ou le tableau 3, le meulage n'a pas ramené les épaisseurs de sortie aux valeurs de la roue P1. La conclusion technique n'est donc pas totalement certifiée, mais il semble bien que les variations d'épaisseur soient nettement plus déterminantes que les variations de rugosité.

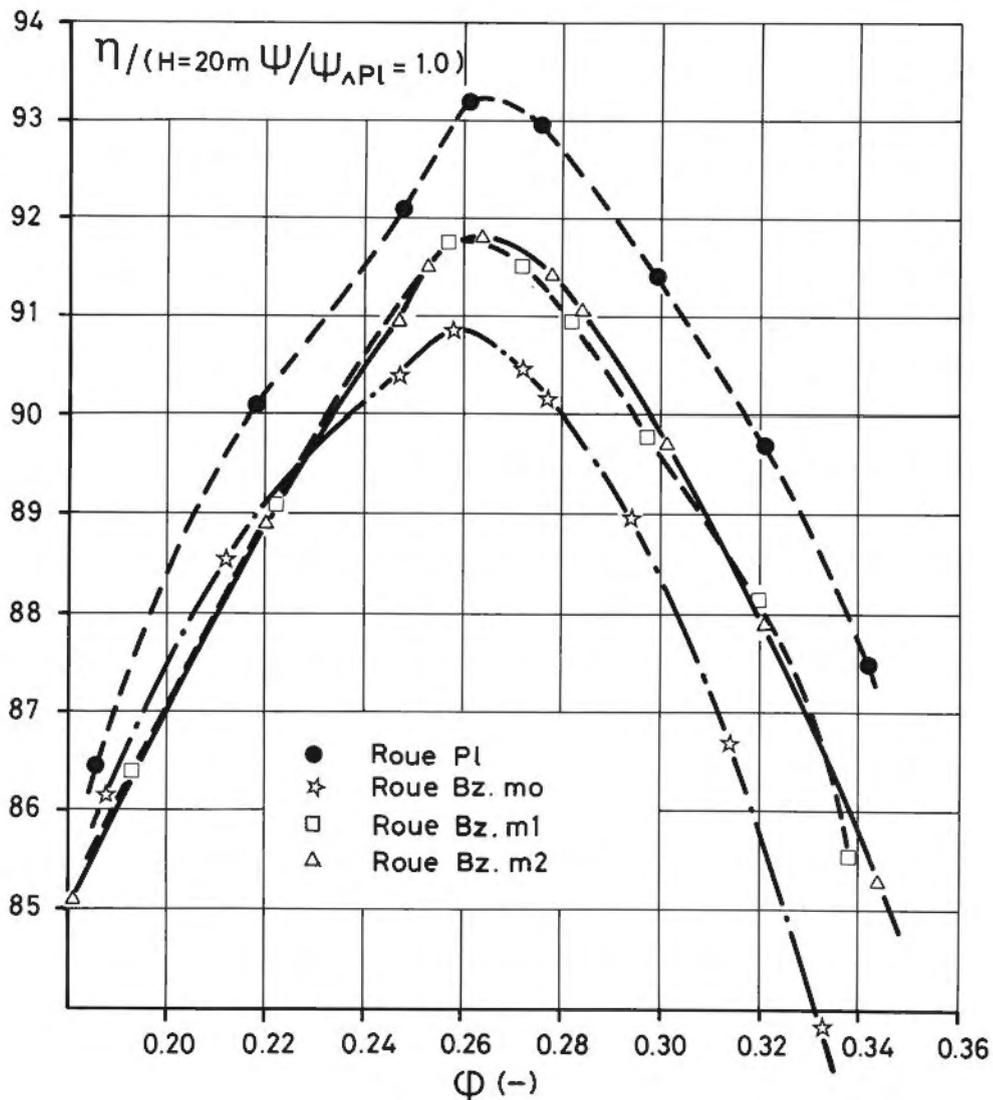


Figure 5 : Rendement en fonction du débit réduit  $\phi$  pour  $\Psi/\Psi_{\Lambda Pl} = 1.0$

- La figure 6 résume les écarts de rendement pour  $\Psi/\Psi_{\Lambda Pl} = 1.0$  d'où les commentaires suivants :

- . les écarts (Pl. - Bz.m1) suivent approximativement une loi en  $\phi^2$  tandis que les écarts (Pl. - Bz.m0) ou (Bz.m2 - Bz.m0) évoluent beaucoup plus vite. On retrouve la remarque faite auparavant concernant l'effet du déplacement de la colline Bz.mo vers les  $\Psi$  supérieurs.
- . la différence de rugosité entre Bz.m1 et Bz.m2 (tableau 2) ne produit que des écarts très minimes et de l'ordre de l'incertitude de mesure. C'est une confirmation du constat déjà effectué, à savoir le faible impact relatif des états de surface de la roue seule.
- . l'écart (Bz.m2 - Bz.m0) vaut donc 1 % à  $\phi/\phi_{\Lambda} = 1.0$  et atteint 2.5 % à  $\phi/\phi_{\Lambda} = 1.25$ . Ce gain dû aux opérations d'usinage de l'arête d'entrée, de meulage des aubes en sortie et de sablage des surfaces sera à comparer au coût et au délai de ces opérations.

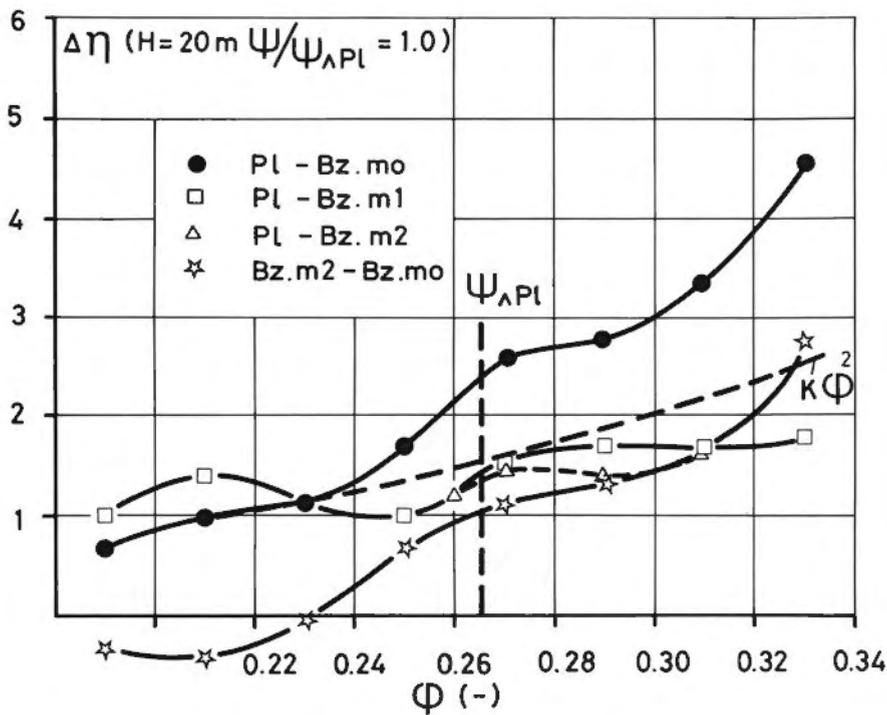


Figure 6 : Ecart de rendement en fonction de  $\phi$  pour  $\Psi/\Psi_{\Delta Pl} = 1.0$

### 3.2. Cavitation

Le tableau 4 ci-dessous donne les valeurs du sigma standard et du sigma avec perte de 1 % de rendement pour les trois états Pl., Bz.m0, et Bz.m1 et pour  $H = 12$  m.

Régime 1		$\sigma$ st	$\sigma - 1\%$
$\Psi/\Psi_{\Delta Pl} = 1.0$	Roue Pl.	0.095	0.082
	Roue Bz.m0	0.090	0.076
$A/A_{\Delta Pl} = 1.143$	Roue Bz.m1	0.110	0.096
	Régime 2		
$\Psi/\Psi_{\Delta Pl} = 0.907$	Roue Pl.	0.112	0.100
	Roue Bz.m0	0.108	0.096
$A/A_{\Delta Pl} = 1.348$	Roue Bz.m1	0.140	0.128

Tableau 4 : Résultats comparés de cavitation

Deux résultats intéressants apparaissent :

- La roue Bz.m0 présente des valeurs de sigma légèrement meilleures que ceux de la roue Pl. Au premier ordre, cette "amélioration" correspond au déficit de débit de la roue Bz.m0.

- La roue Bz.m1, en revanche, accuse une dégradation sensible des résultats par rapport à l'état Bz.m0. Ce paradoxe apparent s'explique par le fait que le meulage des aubes entre m0 et m1 dans une roue aussi petite a provoqué inévitablement des irrégularités de courbure sur l'extrados, auxquelles la cavitation est très sensible. L'observation visuelle confirme cette tendance.

### 3.3. Sondages sous la roue

Le tableau 5 ci-dessous donne l'angle de la vitesse absolue et la valeur de la composante axiale, mesurés à la sonde sous la roue pour le régime de forte charge.

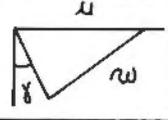
	R/R max = 0.98		R/R max = 0.55		R/R max = 0.11	
	$\gamma$	$C_{ax}/\sqrt{2gH}$	$\gamma$	$C_{ax}/\sqrt{2gH}$	$\gamma$	$C_{ax}/\sqrt{2gH}$
Roue P1	6	0.227	-15	0.287	-60	0.093
Roue Bz.m0	5.5	0.241	-14	0.295	-51	0.106
Roue Bz.m1	7.5	0.245	-14	0.288	-38	0.305

Tableau 5 : Sondages en sortie de roue (régime 2)

Les différences de comportement des roues P1 et Bz.m0 sont assez minimes en ce qui concerne l'écoulement en sortie. Il se confirme donc que les écarts de rendement présentée en 3.1 sont produits par les surlongueurs d'arête d'entrée, les surépaisseurs en sortie et les rugosités.

### 3.4. Calcul des écarts de rendements

La méthode développée par OSTERWALDER et HIPPE (2) permet de calculer des écarts de rendement en fonction du nombre de Reynolds et en tenant compte de la rugosité.

Dans le cas des essais décrits dans le présent article, le calcul de l'écart de rendement est possible dans deux cas :

- roue P1, chutes 12 et 20 m
- roue Bz.m2, chutes 12 et 20 m

En effet, l'écart de géométrie entre la roue plastique et la roue bronze est trop important pour envisager une comparaison des rendements mesurés et calculés par la méthode OSTERWALDER-HIPPE.

En outre, une comparaison entre les roues bronze version m1 et m2 n'est pas possible. En effet, la rugosité de la roue bronze m1 est de 13  $\mu$ m et dépasse largement les limites de l'étude (2).

La différence de rendement au point optimum  $\Delta\eta_i$  est donnée par :

$$\Delta\eta_{i\Lambda} = V_{\Lambda M} (1 - \eta_{i\Lambda M}) \left( 1 - K \cdot \left( \frac{C_{WP}}{C_{WM}} \right)_{rep} \right)$$

avec :

$$V_{\Lambda M} = \frac{1}{1 + \frac{1 - V_{\Lambda M_{ref}}}{V_{\Lambda M_{ref}}} \left( \frac{Re_{\Lambda M}}{Re_{\Lambda M_{ref}}} \right)^{0.16}}$$

$$V_{\Lambda M_{ref}} \text{ donné, figure 5 ( 2 )}$$

$$Re_{\Lambda M} = \frac{D \cdot \sqrt{2gH}}{\nu}$$

$$Re_{\Lambda M_{ref}} = 7.10^6$$

K est donné par la figure 11 ( 2 )  $K = f(nq_{\Lambda})$

$C_{WP_{ref}}$  et  $C_{WM_{ref}}$  sont donnés par la figure 9 ( 2 )

Ils dépendent des rugosités pondérées  $\overline{Ra}_M$  et  $\overline{Ra}_P$  du modèle et du prototype.

Ces rugosités sont déterminées par l'abaque de la figure 15 (2).

Les rugosités des divers éléments du modèle sont les suivantes :

- bêche spirale  $Ra = 1.3 \mu m$
- entretoises  $Ra = 4,0 \mu m$
- distributeur  $Ra = 1.3 \mu m$
- diffuseur  $Ra = 2.2 \mu m$
- roue plastique  $Ra = 1.3 \mu m$
- roue bronze m2  $Ra = 8.8 \mu m$

Le tableau 6 donne les valeurs calculées.

	H	$V_{\Lambda M}$	$\eta_{i M}$ mesuré	Ra Ensemble machine	Re	$C_{W_{ref}}$	$\Delta\eta_i$
	(m)	(-)	(-)	(mm)	$10^6$ (-)	(-)	
Plastique	12	0.53	0.931	1.8	6.3	0.0044	0.001
	20		0.932		8.2	0.0043	
Bronze m2	12	0.55	0.919	3.6	5.3	0.0048	0.001
	20		0.920		7.7	0.0047	

Tableau 6 : Calcul des écarts de rendement selon (2)

Les valeurs des écarts sont faibles et correspondent bien aux écarts mesurés.

Pour la chute d'essai de 20 m et les dimensions du modèle essayé ( $Re = 8.2 \cdot 10^{-6}$ ), la rugosité d'un modèle hydrauliquement lisse devrait être de l'ordre de :

$$\overline{Ra} = 1 \mu\text{m}$$

Cette valeur confirme bien la conclusion de l'article de la référence (1).

Dans ce cas, la valeur de  $\Delta\eta_{i\Lambda}$  serait de l'ordre de 0.0025 entre les chutes de 12 et 20 m.

#### 4. CONCLUSIONS

- 4.1. On compare les performances d'une roue modèle réduit de laboratoire et celles d'une roue industrielle de même diamètre à trois stades successifs de finition.
- 4.2. La roue Bz.m0, brute de fonderie, provoque une perte de rendement de plus de 2 % au régime optimal et une perte de puissance de 6 % aux fortes charges.

Ces déficits proviennent pour l'essentiel du déplacement des caractéristiques dû aux surlongueurs sur l'arête d'entrée et aux surépaisseurs pratiquées sur l'arête de sortie.

Les sondages d'écoulement sous la roue et les essais de cavitation n'indiquent pas d'écart significatif entre la roue Bz.m0 et la roue P1 de référence.

- 4.3. La roue Bz.m1 est obtenue par usinage de l'arête d'entrée et des épaisseurs de sortie. Les déficits de rendement par rapport à la roue P1 valent encore de l'ordre de 1.5 % au régime optimal et de 2 % aux fortes charges.

La performance de cavitation se dégrade de manière significative par rapport au stade Bz.m0, à cause probablement des écarts de courbure provoqués par les opérations de meulage. De même, le sondage sous la roue révèle des modifications sensibles de l'écoulement à l'entrée de l'aspirateur. Il est important de préciser que les épaisseurs de sortie de Bz.m1 restent supérieures à celles de la roue P1 de référence.

- 4.4. La roue Bz.m2 est obtenue par réduction de la rugosité qui passe de environ  $Ra = 13 \mu m$  à  $Ra = 9 \mu m$ , ces rugosités provenant d'opérations de sablage.

Les écarts de rendement provoqués par cette réduction de rugosité sont trop faibles pour être significatifs.

- 4.5. D'un point de vue industriel, on peut tirer les enseignements suivants :

a/Il est important de maintenir les diamètres de l'arête d'entrée dans une tolérance faible, par exemple 0.5 %. De même, les angles d'entrée doivent être tolérancés en particulier au voisinage de la ceinture.

b/Il est intéressant de réduire les surépaisseurs de sortie déterminées par le fondeur mais le meulage de ces épaisseurs peut provoquer des anomalies de cavitation ainsi que des modifications de l'écoulement entrant dans l'aspirateur.

c/Concernant l'influence de la rugosité, plusieurs remarques sont à faire :

- . si l'écoulement dans la roue reste hydrauliquement rugueux, des diminutions de rugosité ont très peu d'influence sur le rendement quand on fait varier la chute. Pour dégager un effet notable sur le rendement, il faudrait parvenir à un régime hydrauliquement lisse, soit environ  $Ra = 1 \mu m$  pour roue de diamètre 400 mm.

- . la performance de cavitation ne semble pas être très affectée par la rugosité,
- . le passage d'une rugosité  $Ra = 13\mu\text{m}$  à  $Ra = 9\text{ m}$  ne procure pas de gain significatif de rendement, ce qui s'explique par le fait que les rugosités de l'ensemble de la machine restent inchangées.

4.5. Afin de certifier l'intérêt technique d'une finition complète de la roue industrielle, une peinture adéquate sera appliquée sur la roue et le résultat présenté lors du Symposium.

---

#### Notations

$\Psi$	=	$2gH / \left(\frac{D_2}{2}\right) \cdot N^2$ avec $N$ rad/sec	(-)
$\gamma$	=	$Q / \pi \left(\frac{D_2}{2}\right)^3 N$	(-)
$Ra$	=	rugosité moyenne arithmétique	( $\mu\text{m}$ )
$A$	=	ouverture du distributeur	(mm)
$C_{ax}$	=	composante axiale de la vitesse absolue en sortie au rayon $R_x$	(m/s)
$\gamma$	=	angle de la vitesse absolue en sortie par rapport à l'axe vertical	
$\Lambda$	=	indice pour régime optimal	

#### REFERENCES

- (1) P. HENRY - Influence de la rugosité sur le rendement d'un modèle réduit de turbine Francis - AIRH 1980 - TOKYO
- (2) J. OSTERWALDER, L. HIPPE - Guide lines for efficiency scaling process of hydraulic machines with different technical roughnesses of flow passages. Journal of Hydraulic Research vol. 22 1984, n° 2
- (3) G. PICOLLIER, P. GIRAULT, M. WEGNER - Petites turbines. Rendement des machines et productivité des aménagements - Revue Technique NEYRPIC n° 4 - 1985.
- (4) T. BOVET, P. HENRY - Nouveau stand universel pour machines hydrauliques à réaction - Publ. n° 6 - IMH - LAUSANNE.
- (5) G. PICOLLIER, P. GIRAULT - Economie et Performances des petites turbines - La Houille Blanche n° 1/2 - 1986.