

EXPLOITATION DES RESULTATS DE LABORATOIRE DANS LE DIMENSIONNEMENT DES PETITES TURBINES AXIALES PROJET SEARCH LHT

Raymond CHENAL, Aline CHOULOT, Vincent DENIS
MHyLab¹

1. En préambule

Dans le cadre du projet SEARCH LHT (pour Small Efficient Axial Reliable Compact Hydro Low Head Turbine) soutenu par la Commission Européenne et la Confédération Helvétique, le laboratoire MHyLab poursuit le développement des petites turbines axiales, afin d'explorer tout le domaine de la basse chute (de 3 à 30 m de hauteur de chute nette) et de systématiser la conception de ces machines. Les résultats obtenus sont quant à eux exploités au fur et à mesure de l'avancement des travaux de recherche, dans le cadre d'aménagements réels.

Cet article traite précisément de l'exploitation de ces résultats lorsqu'il s'agit de dimensionner une installation, démontrant la nécessité de la recherche et du développement en petite hydraulique.

On montre qu'il est possible, grâce à cette approche, de fournir des équipements correspondant exactement aux caractéristiques du site à équiper, permettant ainsi de garantir un comportement hydrodynamique irréprochable ainsi que des performances élevées. Les machines, développées entièrement en laboratoire, doivent répondre, en outre, aux trois critères fondamentaux de MHyLab : **performance, fiabilité et simplicité**.

Rappelons encore que cette technique est disponible, sans exclusivité, aux constructeurs de petites turbines, jusqu'à environ 1'000 kW de puissance.



2. Les chiffres adimensionnels en laboratoire

La transposition des résultats obtenus sur modèle réduit, à l'échelle du prototype et aux données du site, s'effectue en utilisant les chiffres caractéristiques adimensionnels, comme on le fait pour les grandes turbines.

Le premier de ces paramètres est le chiffre d'énergie ψ , proportionnel à la hauteur de chute nette, le second étant le chiffre de débit maximal, φ_{10} , proportionnel au débit maximal d'équipement choisi.

¹ MHyLab, 1354 Montcherand, Suisse. Tél : +41 24 442 87 87, Fax : + 41 24 441 36 54, info@mhylab.com

$$\psi = \frac{2 \cdot gH}{(RN)^2} \quad \textcircled{1} \qquad \varphi_{10} = \frac{Q}{s \cdot R^2 \cdot RN} \quad \textcircled{2} \qquad [-]$$

avec : gH = énergie massique nette mise à disposition de la turbine [J/kg]
 où g = accélération de la pesanteur [m/s²]
 et H = hauteur de chute nette [m]
 RN = vitesse périphérique de référence de la roue motrice [m/s]
 où R = rayon extérieur des pales (turbines Kaplan et axiales) [m]
 et N = vitesse de rotation angulaire [rad/s]
 Q = débit maximal de la turbine (débit d'équipement de l'installation) [m³/s]
 s = surface relative de référence (surface adimensionnelle débitante de la roue motrice). Ce coefficient est propre à chaque type de turbine [-]

Le choix de ψ et de φ_{10} pour un site donné (c'est-à-dire pour lequel la dénivellation exploitable et le débit maximal d'équipement sont fixés), détermine la taille de l'installation, la vitesse de rotation du turbo-générateur et la hauteur d'aspiration, donc son implantation par rapport au niveau minimal de restitution.

Ainsi, le choix des chiffres adimensionnels est non seulement technique, mais également économique. Ce choix étant effectué, il est possible de dimensionner de façon simple, mais rigoureuse, la turbine spécifique au site à équiper.

L'objectif du projeteur de PCH peut alors être atteint : construire des installations qui produisent le maximum d'énergie électrique avec l'énergie hydraulique disponible, aux coûts d'investissement et d'exploitation minimaux.

3. Dimensionnement d'un site fictif

3.1 Equations générales

On écrit :

$$E_j = \xi \cdot \rho \cdot V \cdot g \Delta Z$$

avec E_j = énergie électrique produite annuellement par l'installation [J/an]
 ρ = masse volumique de l'eau, en fonction de sa température moyenne (évaluation) [kg/m³]
 V = volume d'eau turbiné annuellement, selon la courbe des débits classés [m³/an]
 g = accélération de la pesanteur [m/s²]
 ΔZ = Dénivellation = différence d'altitude entre les niveaux de mise en charge (niveau amont Z_0) et de restitution (niveau aval Z_3). [m]

Le coefficient ξ est le produit des rendements de l'éventuelle conduite forcée η_C , de la turbine η_T , du système éventuel de multiplication de la vitesse η_M , du générateur électrique η_G et du transformateur éventuel η_{Tr} . ξ est une variable en fonction du débit Q .

$$\xi = \eta_C \cdot \eta_T \cdot \eta_M \cdot \eta_G \cdot \eta_{Tr} = f(Q) \qquad [-]$$

En exprimant l'énergie en kWh/an, unité universellement utilisée, l'énergie produite annuellement s'écrit :

$$E_{kWh} = 2,778 \cdot 10^{-7} \cdot \xi \cdot \rho \cdot V \cdot g \Delta Z \qquad [kWh/an]$$

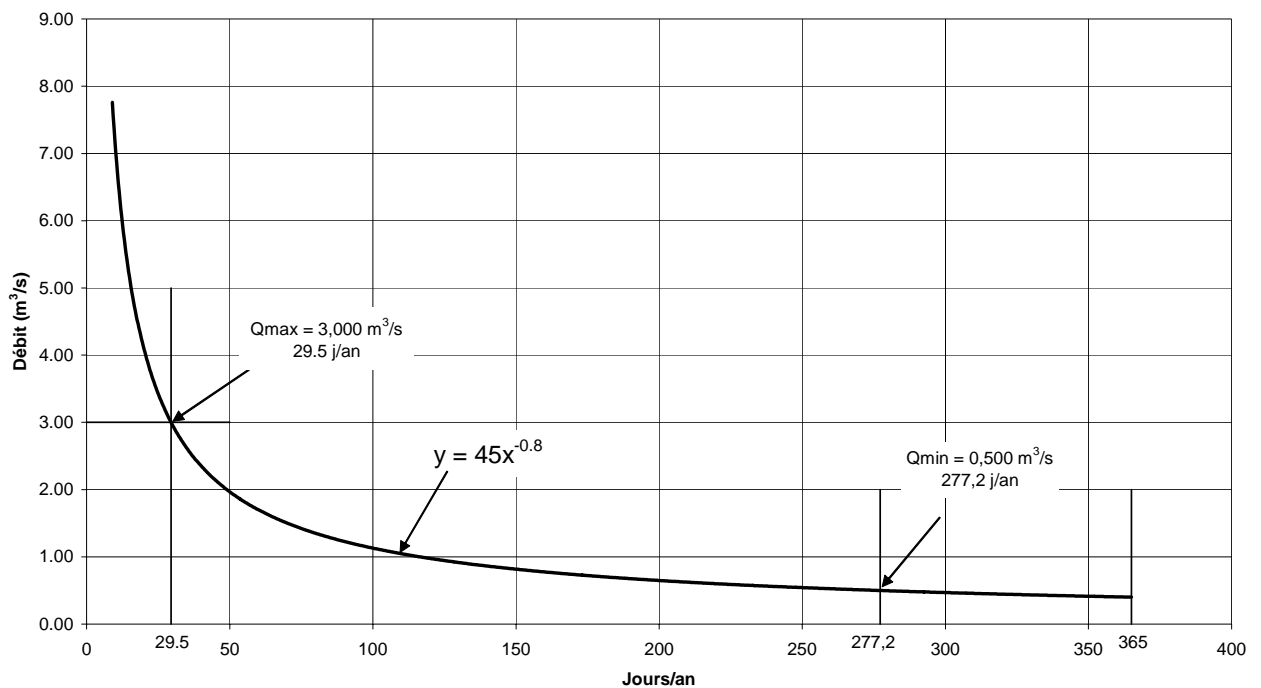
L'installation va travailler, tout au long de l'année, à des débits variables. Le rendement de la conduite forcée et celui du multiplicateur de vitesse éventuel augmentent avec la réduction du débit. Les autres, par contre, diminuent sensiblement en dessous de la charge optimale.

3.2 Données admises du site fictif

- Courbe des débits classés turbinables
- Caractéristiques de la conduite forcée permettant de calculer η_C
- $Q_{\max} = \text{débit maximal économiquement turbinable} = 3,000$ [m³/s]
- $Q_{\min} = \text{débit minimal techniquement turbinable} = 0,500$ [m³/s]
- $\Delta Z = 12,0$ [m]
- $\rho = 1'000$ [kg/m³]
- $g = 9,81$ [m/s²]

On admettra, pour simplifier la présente application que l'installation ne comporte pas de transformateur ($\eta_{Tr} = 1$).

Débits classés turbinables - Exemple d'un aménagement à débit très variable



Rendement η_C de la conduite forcée en fonction du débit Q en admettant :

$$\eta_C = 0,95 \text{ au débit maximal de } 3,0 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$\eta_C = 1 - \frac{gHr}{g\Delta Z} = 1 - \frac{k_{gHr} \cdot Q^2}{g\Delta Z} \quad [-]$$

avec k_{gHr} = coefficient de perte de charge de la conduite

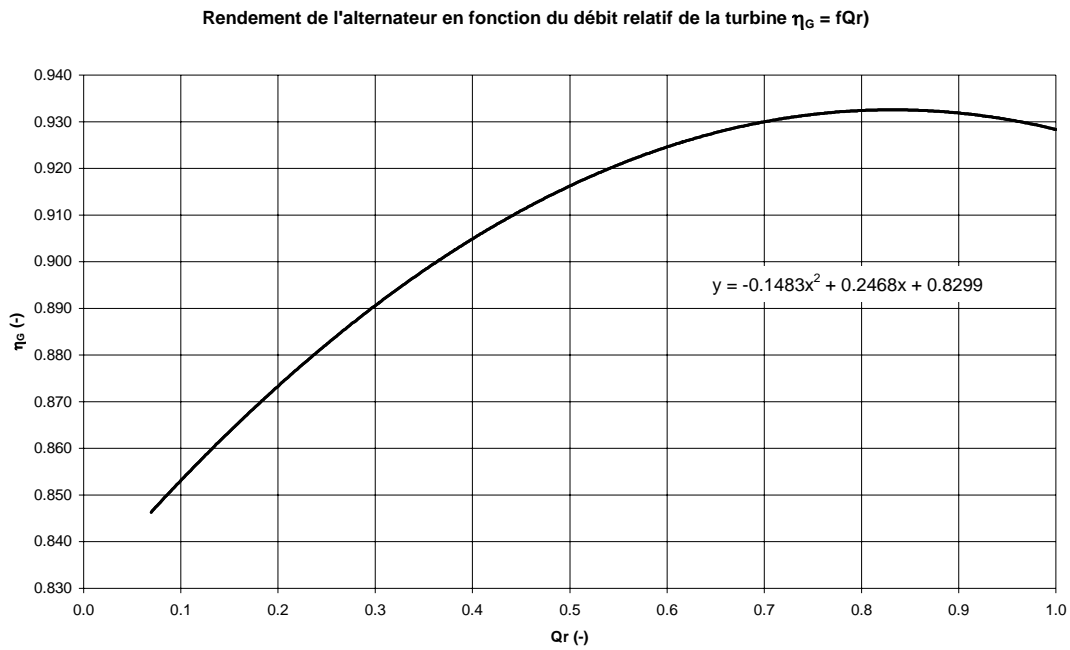
$$k_{gHr} = \frac{g\Delta Z \cdot (1 - \eta_C)}{Q^2} = \frac{9,81 \cdot 12 \cdot (1 - 0,95)}{3,0^2} = 0,654 \quad [\text{s}/\text{m}^3]$$

$$\text{donc } \eta_C = 1 - \frac{0,654 \cdot Q^2}{9,81 \cdot 12} = 1 - 5,556 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2 \quad [-]$$

On admet que le rendement η_M du multiplicateur de vitesse est constant (entraînement par courroie).

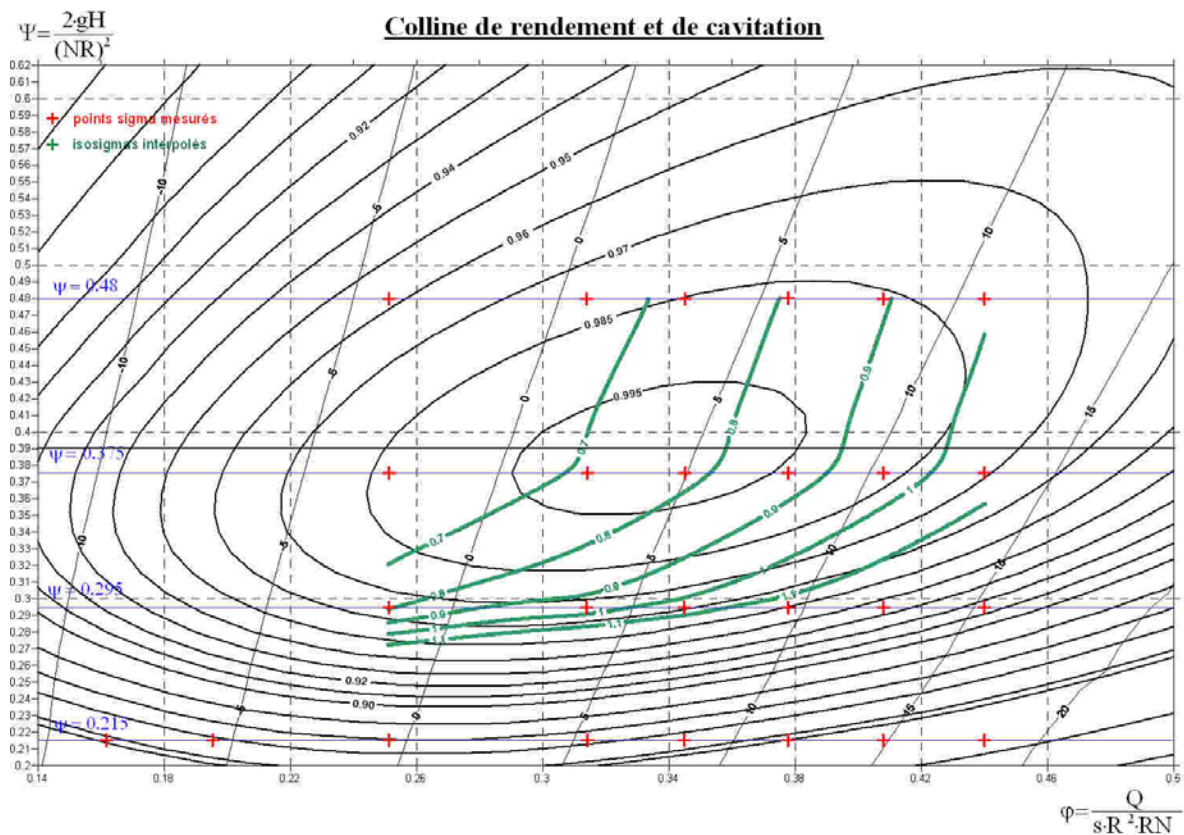
$$\eta_M = 0,95 \quad [-]$$

Rendement de l'alternateur (caractéristique probable)



3.3 Données issues des essais en laboratoire

Elles sont essentiellement réunies, pour une configuration donnée de la turbine, par le graphique des courbes en colline (turbine axiale à 4 pales, angle de distribution = 40 °).



On relève sur ce graphique, deux courbes en fonction de φ et ψ :

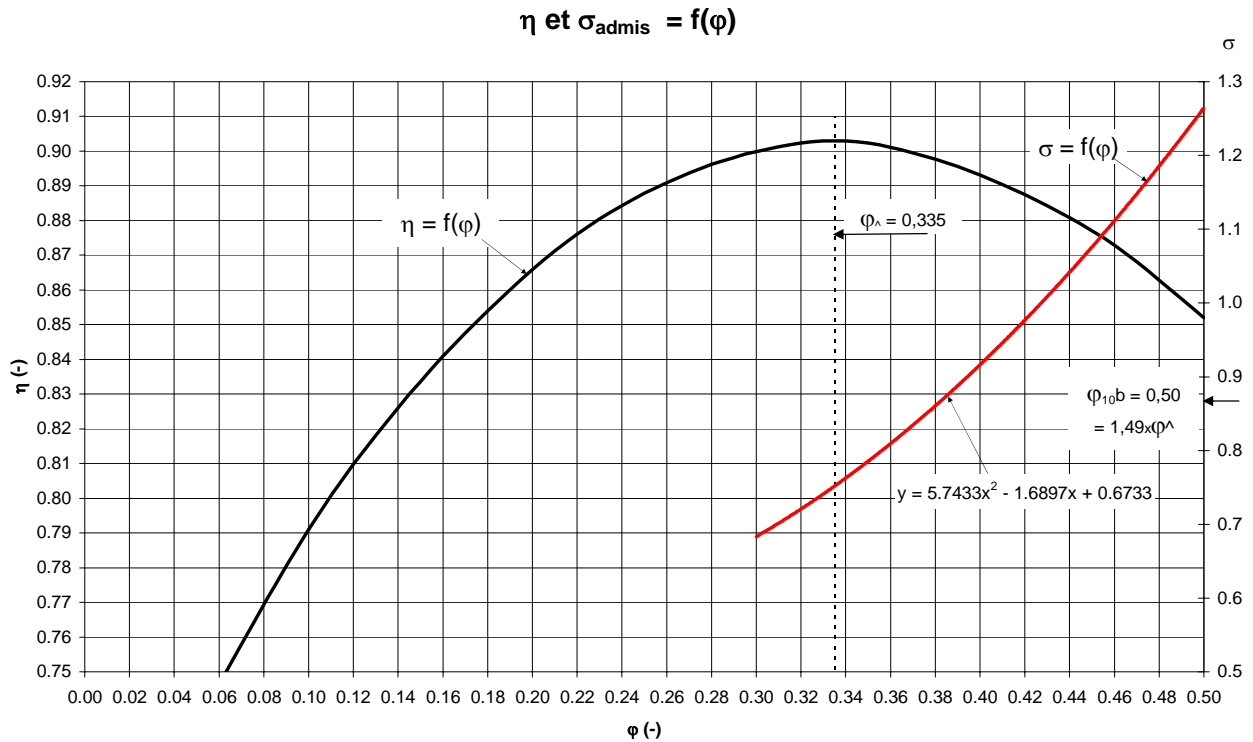
- Les équi- η (courbes de même rendement relatif η/η^\wedge).
- Les équi- σ (courbes de même coefficient de cavitation admissible).

Le coefficient de cavitation admissible (σ_{adm}) et la hauteur d'aspiration H_s sont explicités plus loin.

La première étape consiste à choisir, sur la courbe en colline, un chiffre d'énergie ψ correspondant au meilleur rendement. En l'occurrence :

$$\psi = 0,390 \quad [-]$$

En coupant la colline à cette valeur et en appliquant les formules de transposition des valeurs de rendement mesurées sur le modèle réduit à celles du prototype (effet d'échelle), on obtient, en fonction de φ , la courbe de rendement et la courbe de limite de cavitation admissible.



On considère deux variantes extrêmes du chiffre de débit maximum φ_{10} :

⇒ Variante "a" : φ_{10} correspond au point de meilleur rendement, autrement dit :

$$\varphi_{10a} = \varphi^{\wedge} = 0,335 \quad [-]$$

Un tel choix se justifie pleinement dans le cas d'une installation dont le débit est peu variable au cours de l'année. Le débit d'équipement étant disponible sur de longues périodes, il est judicieux de chercher à obtenir le meilleur rendement au débit maximal de la turbine.

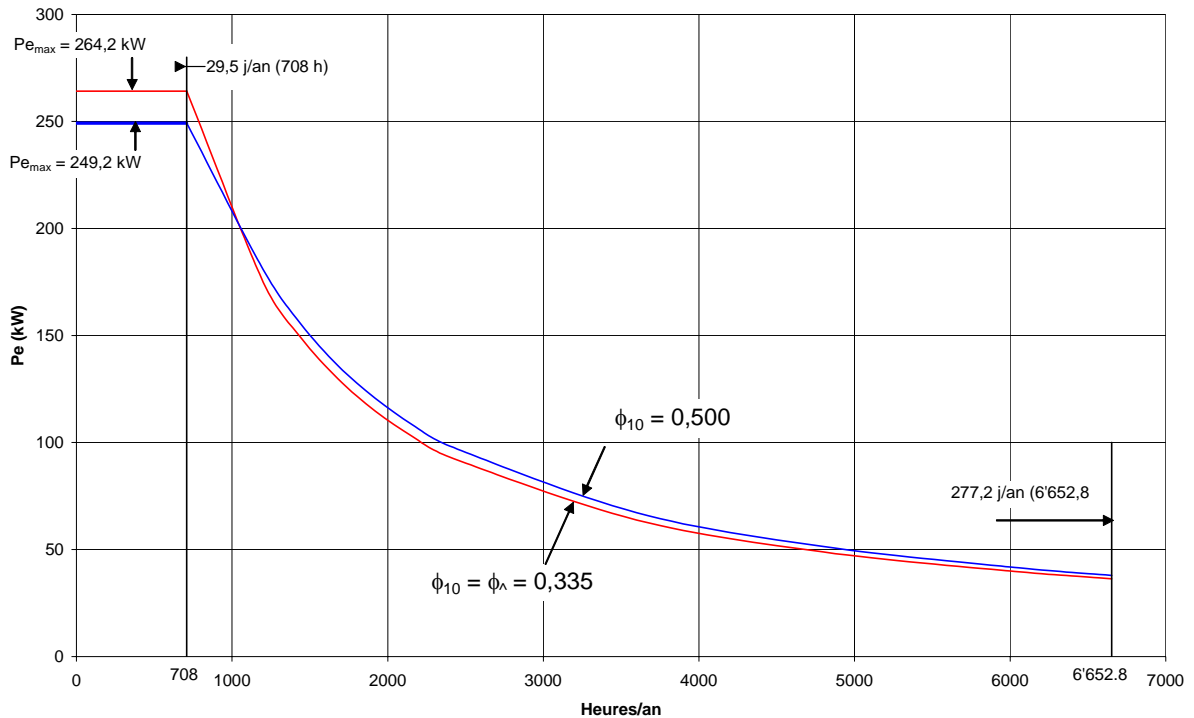
⇒ Variante "b": φ_{10} est choisi à une valeur significativement plus élevée :

$$\varphi_{10b} = 1,5 \cdot \varphi^{\wedge} = 0,500 \text{ (par exemple)}. \quad [-]$$

Un tel choix se justifie dans le cas d'installations à débit très variable, de manière à privilégier le rendement à charge partielle.

3.4 Choix économique de φ_{10}

Sur la base de la courbe des débits classés de l'aménagement et de l'évolution du rendement global ξ en fonction du débit, on détermine la courbe des puissances classées pour chacune des deux variantes : P_{ea} pour la variante "a" et P_{eb} pour la variante "b".



Courbes des puissances électriques classées pour les deux variantes

$$\varphi_{10a} = \varphi^{\wedge} \text{ et } \varphi_{10b} = 1.5 \varphi^{\wedge}$$

Des expressions de ψ et φ (① et ②, page 1), on extrait deux dimensions principales de la turbine, le rayon R de la roue motrice et la vitesse de rotation N , pour chacune des deux variantes de φ_{10} :

$$R = \sqrt{\frac{Q}{s \cdot \varphi}} \cdot \sqrt{\frac{\psi}{2 \cdot gH}} \quad [\text{m}]$$

$$N = \frac{1}{R} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot gH}{\psi}} \quad [\text{rad/s}]$$

$$R_a = \sqrt{\frac{3,0}{2,0106 \cdot 0,335}} \cdot \sqrt{\frac{0,39}{2 \cdot 111,83}} = 0,431 \quad [\text{m}]$$

et $N_a = \frac{1}{0,431} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 111,83}{0,39}} = 55,56 \quad [\text{rad/s}]$

ou $N_a' = N_a \cdot \frac{30}{\pi} = 55,56 \cdot \frac{30}{\pi} = 530,56 \quad [\text{t/min}]$

$$R_b = \sqrt{\frac{3,0}{2,0106 \cdot 0,50}} \cdot \sqrt{\frac{0,39}{2 \cdot 111,83}} = 0,353 \quad [\text{m}]$$

$$N_b = \frac{1}{0,353} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 111,83}{0,39}} = 67,84 \quad [\text{rad/s}]$$

ou $N_b' = 67,84 \cdot \frac{30}{\pi} = 647,82 \quad [\text{t/min}]$

On observe que le choix d'une valeur élevée de φ_{10} (variante "b") sur la colline de rendement, par rapport à $\varphi_{10} = \varphi^{\wedge}$ (variante "a"), se caractérise par :

- Un rayon R de roue motrice nettement plus faible : 0,353 m au lieu de 0,431 (turbine moins coûteuse).
- Une puissance électrique maximale P_e plus faible : 249,2 kW au lieu de 264,2 (générateur moins coûteux).
- Un léger gain de production : +9'500 kWh sur 570'000.
- Une multiplication de vitesse moins importante : 1,54 au lieu de 1,88, en admettant la vitesse du générateur à 1'000 t/min. On notera que, dans le cas de l'option à entraînement direct, la vitesse synchrone serait de 500 t/min pour la variante « a » et de 600 t/min pour la variante « b ».
- Une hauteur d'aspiration (H_s) largement négative impliquant une excavation importante (voir plus loin la définition de H_s).

La valeur optimale de φ_{10} est, bien entendu, située entre ces deux extrêmes.

Le choix final dépendra des critères économiques suivants :

- ⇒ Coût des machines en fonction de leur taille.
- ⇒ Coût du génie civil en fonction de la hauteur d'aspiration (ou de contre-pression).
- ⇒ Possibilités d'investissements supplémentaires pour une production plus élevée.

4. La cavitation

4.1 Comment évalue-t-on en laboratoire les limites de cavitation sur les pales de la roue motrice lorsque l'on pose (et garantit !) que le risque d'érosion par cavitation est nul ?

Rappelons tout d'abord brièvement, et forcément sommairement dans le cadre de cet article, ce qu'est le phénomène de cavitation.

Lorsqu'un écoulement s'accélère en rencontrant un aubage de la turbine, l'arête d'entrée d'une pale motrice par exemple, la pression peut localement descendre en dessous de la tension de vapeur correspondant à la température de l'eau. Il se forme alors une poche de vapeur sur l'extrados de l'aubage qui va s'étendre à mesure que la pression ambiante s'abaisse. Continuant sa progression sur l'aubage, la poche parvient dans une zone où la pression remonte au-delà de la tension de vapeur. Les cavités de vapeur implosent (s'écrasent) ce qui génère des densités considérables d'énergie cinétique pouvant conduire à des érosions, parfois catastrophiques, de la surface de l'aubage. Cette zone de condensation se manifeste visuellement par des grappes de bulles. Ce phénomène est généralement bruyant et toujours très fluctuant.



La poche de vapeur, par contre, pour autant, bien entendu, qu'elle soit peu importante et stable, n'altère pas les performances de la turbine et n'érode pas l'aubage.

4.2 Comment détermine-t-on les courbes de cavitation en colline, $\sigma = f(\varphi, \psi)$

On définit le coefficient de cavitation " σ " selon la norme IEC :

$$\sigma = \frac{P_{2abs} - P_{va}}{\rho \cdot gH} + \frac{v_2^2}{2 \cdot gH} - \frac{Z_R - Z_2}{H} \quad (3) \quad [-]$$

avec P_{2abs} = pression absolue mesurée à la section de sortie de la turbine
 $= P_2 + P_{baro}$ [N/m²]
 P_{baro} = pression barométrique [N/m²]
 P_{va} = tension de vapeur d'eau (fonction de la température de l'eau) [N/m²]
 v_2 = Vitesse de l'eau à la section de sortie de la turbine [m/s]
 et $Z_R - Z_2 = \delta Z$ = différence d'altitude entre l'aubage de la roue motrice et la section de sortie de la turbine. [m]

On fait varier le coefficient σ en agissant sur la pression "aval" absolue P_{2abs} et en conservant rigoureusement le point de fonctionnement de la turbine caractérisé par φ et ψ .

On procède essentiellement par observation de l'écoulement dans la zone de la roue motrice, à travers son stator (manteau hémisphérique) entièrement usiné dans un bloc de verre organique, au moyen d'un éclairage stroboscopique puissant et parfaitement synchronisé.

La valeur de σ jugée admissible (σ_{adm}) résulte des mesures de l'évolution de η et φ en fonction de σ , mais surtout de l'observation. Il s'agit là d'une analyse minutieuse qui requière de la part des expérimentateurs une longue pratique dans le domaine des machines hydrauliques et dans la connaissance du phénomène de cavitation. Il n'y a pas d'autres méthodes fiables pour déterminer σ_{adm} .

Le but de ces essais est de déterminer les limites d'implantation et de fonctionnement de la turbine de manière à garantir le maintien de ses performances sur sa durée de vie, sans aucun dommage dû à la cavitation.

Les deux photos ci-dessous, prises au 1/100'000^{ème} de seconde, montrent pour un même point de fonctionnement deux figures de cavitation, avant et après optimisation de la forme de l'aubage, aussi bien au niveau de la cavitation en poche au bord d'attaque, qu'à celui de la cavitation périphérique.

La photo de gauche correspond à un cas de cavitation non admissible, c'est-à-dire risquant de provoquer une érosion des pales, celle de droite à une cavitation admissible sans aucun dommage.



Figures de cavitation avant modification des profils



Figures de cavitation Après modification des profils

4.3 Comment détermine-t-on la hauteur d'aspiration Hs maximale à partir σ_{adm}

L'expression de σ (③) peut encore s'écrire :

$$\sigma = \frac{\rho \cdot g \delta Z - \rho \cdot g H_s + P_{baro} - P_{va}}{\rho \cdot g H} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g H} - \frac{\delta Z}{H} \quad [-]$$

De cette expression, on extrait la hauteur d'aspiration Hs maximale

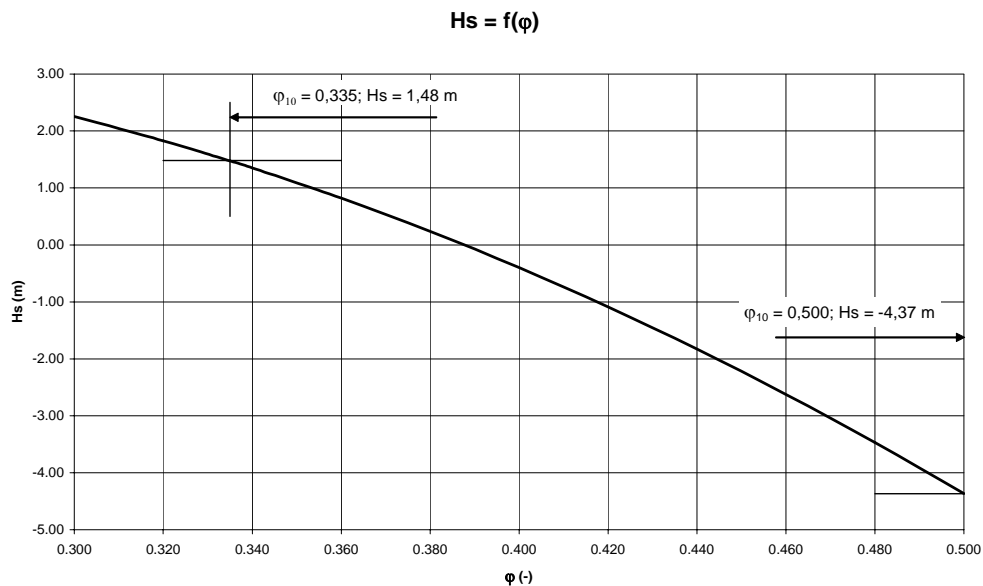
$$H_s = \frac{P_{baro} - P_{va}}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} - \sigma_{adm} \cdot H \quad [m]$$

avec P_{baro} = pression barométrique moyenne = 97'780 (admis) [N/m²]
 P_{va} = pression de vapeur d'eau = 1'228 (admis) [N/m²]
 v_2 = vitesse de l'eau en sortie de l'aspirateur = 2,0 (admis) [m/s]

$$H_s = \frac{97'780 - 1'228}{1'000,0 \cdot 9,81} + \frac{2^2}{2 \cdot 9,81} - \sigma \cdot H \quad [m]$$

d'où $H_s = 10,046 - \sigma_{adm} \cdot H \quad [m]$

Les valeurs de σ_{adm} étant relevées sur le graphique des courbes en colline en fonction de φ , on trace la courbe $H_s = f(\varphi_{10})$.



On relève des valeurs de Hs très différentes suivant le choix opéré de φ_{10} :

- ⇒ Variante "a" : Hs = 1,5 m, ce qui signifie que le plan médian des pales de la roue peut être implanté jusqu'à 1,5 m au dessus du niveau aval sans risque de cavitation destructive.
- ⇒ Variante "b" : Hs = - 4,4 m, ce qui signifie que l'aubage de la roue de la turbine doit être implanté à au moins 4,4 m au dessous du niveau aval pour éviter tout risque de cavitation destructive, ce qui entraînerait un coût de génie civil élevé, certainement prohibitif.

5. Premières applications

Cet exemple de dimensionnement d'un site fictif n'a pas d'autre but que de montrer la nécessité de disposer de résultats d'essais en laboratoire lorsqu'on projette de construire une PCH, quelques soient d'ailleurs les caractéristiques du site et le type de turbine qui l'équipera.

De plus, le risque élevé de cavitation des aubages des machines à réaction, comme les turbines axiales qui sont actuellement développées à MHyLab, renforce singulièrement cette exigence.

Les résultats déjà disponibles de cette recherche ont été appliqués pour le dimensionnement des turbines devant équiper les centrales des Farettes, en Suisse et de St-Bueil, en France. Ces deux installations sont des sites de démonstration du projet SEARCH LHT.



*Roue motrice de la turbine axiale de St-Bueil en cours de montage.
 $H = 26.6 \text{ m}$, $Q = 1.5 \text{ m}^3/\text{s}$, $D_e = 580 \text{ mm}$, 8 pales. On remarquera les lèvres anti-cavitation à la périphérie des pales, destinées à limiter la cavitation marginale.*

Si la première installation comprenant une turbine à 4 pales est en service depuis 2003, la seconde, équipée d'une turbine à 8 pales a été mise en service avec un plein succès à fin 2004. Toutes deux sont réalisées selon la technique MHyLab, conjointement par les firmes THEE à Toul en France et SASSO en Italie.

Rappelons qu'à ce jour, l'ensemble des objectifs du projet SEARCH LHT sont atteints et qu'une technique fiable et performante est peu à peu disponible pour des PCH dans tout le domaine "Basse chute" (3 à 30 m).

6. En guise de conclusion

Les nombreux problèmes d'hydrodynamique posés par les écoulements dans les aubages de turbomachines hydrauliques ne sauraient être résolus par les seuls essais en laboratoire sur modèles réduits.

À l'instant où elle effectue son premier tour de roue sur le stand d'essais, la turbine est déjà une machine fortement optimisée. La somme de réflexions, de calculs, d'analyses numériques et de tracés nécessaires pour arriver à ce moment crucial est considérable.

Cependant, c'est seulement sur le modèle réduit que peut se vérifier et s'affiner toute la recherche théorique et que se forge, en fin de compte, l'indispensable expérience.

Depuis 1997, les résultats de cette recherche et de cette expérience sont au service des PCH.