

Chapitre 3

La turbine Francis

3.1 Importance technique de la turbine Francis

La recherche de solutions techniquement sûres et économiquement viables pour l'exploitation des sites hydrauliques a imposé au fil des ans un petit nombre de types de turbines [90]. Chacun de ces types a un domaine d'application privilégié. Sans parler de la mini-hydraulique dont les critères de choix reposent sur d'autres bases, on distingue trois familles de turbines pour la production hydroélectrique industrielle.

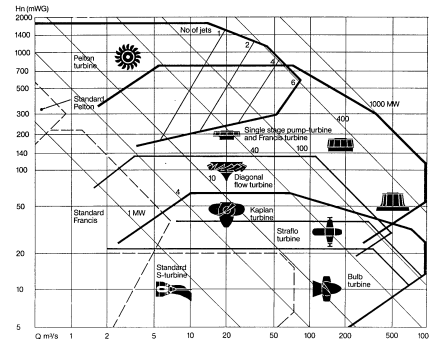


FIG. 3.1 – Principaux types de turbines hydrauliques et domaines d'application [92]

- La turbine Pelton s'impose généralement pour les énergies massives supérieures à 4000 J/kg (400 mWG).

EPFL-IMHEF-LMH

- La turbine Kaplan et ses variantes (turbines hélices et bulbes) offrent souvent la meilleure solution pour les énergies hydrauliques massives inférieures à 300 J/kg (30 mWG).
- Entre ces deux limites, on trouve le domaine d'application privilégié de la turbine Francis. Dans des applications spéciales, on voit même ces turbines concurrencer les autres types.

Les machines Francis sont des machines compactes, robustes et particulièrement adaptées aux moyennes chutes. Elles réalisent la transformation d'énergie hydraulique en énergie mécanique avec un rendement élevé dans une plage de fonctionnement étendue.

3.2 Eléments de construction

La turbine Francis, dans sa forme moderne, est composée des éléments suivants [42].

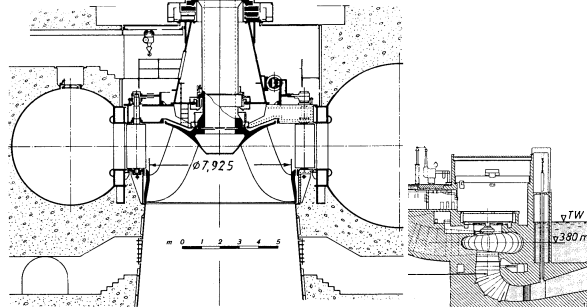


FIG. 3.2 – Turbine Francis [44]

1. Une bache spirale reçoit l'eau sous pression de la conduite forcée et la distribue vers l'intérieur de l'anneau de la bache spirale. Sa tenue mécanique est assurée par un cercle d'entretoises profilées.
2. Le distributeur est placé au milieu de l'anneau de la bache spirale. Ses vingt à trente aubes orientables, placées dans le prolongement des entretoises, permettent d'ajuster le débit-volume turbine.
3. Une aube à admission radiale centrifugée, à sortie axiale forme le cœur de la turbine. C'est la seule pièce tournante. Elle compte dix à vingt aubes non orientables, de géométrie tridimensionnelle non développable. Les aubes de la roue reçoivent

EPFL-IMHEF-LMH

l'écoulement en rotation à la sortie du distributeur et le dévient pour ne lui laisser qu'une rotation minime. Le moment cinétique ainsi absorbé produit le couple transmis à l'arbre de la turbine.

4. Le diffuseur reçoit l'eau à la sortie de la roue et la conduit à la sortie de la turbine. Comme son nom l'indique, il permet d'abaisser la pression en sortie de roue, sous l'effet du dénoyage éventuel de la machine et grâce à une augmentation progressive de sa section de passage.

Des pompes sont construites selon le même schéma. L'écoulement dans la roue est alors centrifugé. On trouve enfin des pompes turbines réversibles, qui assurent l'une ou l'autre des fonctions selon leur sens de rotation.

3.3 Paramètres de fonctionnement [37]

3.3.1 Paramètres dimensionnels

Les conditions d'écoulement dans une turbine Francis de géométrie donnée sont entièrement déterminées par l'énergie hydraulique massique absorbée E , le débit-volume Q et la vitesse angulaire ω . Comme les turbines hydrauliques entraînent généralement des alternateurs couplés sur un réseau de distribution électrique, la vitesse angulaire ne varie pas. On représente donc la caractéristique de fonctionnement de la machine dans un diagramme $E-Q$ à vitesse constante. Des courbes indiquent E en fonction de Q pour différents angles d'ouverture γ des aubes directrices. L'efficacité de la transformation de puissance hydraulique en puissance mécanique est reportée sous forme de courbes d'égal rendement η , et vaut à la caractéristique le nom de colline de rendement.

3.3.2 Coefficients adimensionnels

Les coefficients adimensionnels d'énergie ψ et de débit volume φ permettent de qualifier le fonctionnement de turbines géométriquement semblables, mais de dimensions et vitesses de rotation différentes :

$$\psi_{Te} = \frac{2E}{R_0^2 \omega^2} \quad \text{et} \quad \varphi_{Te} = \frac{Q}{\pi R_0^2 \omega} \quad [1] \quad (3.1)$$

où R_{Te} rayon de la roue à l'attache de l'arête basse pression de l'aube sur la couronne extérieure, est la dimension de référence de la turbine. La colline de rendement adimensionnelle $\eta(\psi, \varphi)$ avec les courbes $E(\gamma, Q)$ à R_{Te} et ω constants (figure 3.3).

Les liquides réels diffèrent du liquide idéal, principalement par la viscosité et la pression de vapeur saturante. L'influence de la viscosité se manifeste par de légères variations du rendement η selon les dimensions de la machine et l'énergie hydraulique massique qui lui est fournie. Si la pression dans la turbine atteint localement la pression de vapeur saturante, la cavitation peut affecter de manière importante la distribution de vitesses,

EPFL-IMHEF-LMH

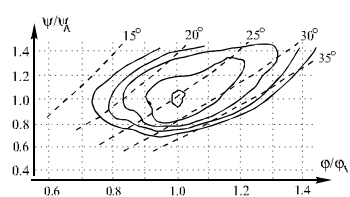


FIG. 3.3 – Colline de rendement d'une turbine Francis

le rendement et même apporter des distorsions à la caractéristique $\psi(\gamma, \varphi)$. Le nombre de Thoma σ est une formulation adimensionnelle de l'énergie d'aspiration qui qualifie le comportement en cavitation des turbines :

$$\sigma = \frac{N P S E}{E} \quad [1] \quad (3.2)$$

La vitesse spécifique ν est un paramètre de fonctionnement adimensionnel particulier :

$$\nu = \frac{C_a}{\psi} = \frac{\omega \sqrt{2E}}{(2E)^{3/4}} \quad [1] \quad (3.3)$$

C'est une combinaison des coefficients d'énergie et de débit qui fait disparaître la dimension de référence. Des turbines de tracé hydraulique différent, de dimensions éventuellement différentes mais fonctionnant aux mêmes conditions hydrauliques peuvent être comparées grâce à la vitesse spécifique ν . Par extension, la vitesse spécifique évaluée au point de fonctionnement optimal (rendement maximum) ou nominal donne une classification de la turbine.

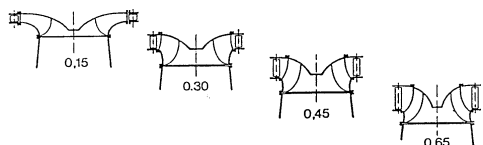


FIG. 3.4 – Roues de turbines Francis de différentes vitesses spécifiques [37]

La vitesse spécifique d'une turbine Francis est généralement comprise entre 0.15 et 0.70. Les tracés les plus favorables sont obtenus vers $\nu \approx 0.35$. On parle de turbines

EPFL-IMHEF-LMH

lentes si $\nu \leq 0.35$, de turbines rapides pour $\nu \geq 0.60$ et de turbine à vitesse spécifique moyenne entre les deux. Ces qualifications ne portent pas directement sur la vitesse de rotation.

La vitesse spécifique ν , comprise comme un facteur de forme, est un critère de classification des tracés de machines. Une turbine de faible vitesse spécifique, dont les exécutions de grande puissance sont le plus souvent rencontrées pour l'équipement des hautes chutes, aura un aubage plutôt radial. Les turbines de grande vitesse spécifique, plus courantes pour l'équipement des basses chutes, auront leurs aubes placées en diagonale dans le coude du canal de roue.

3.4 Ecoulement dans une turbine Francis [37, 42]

Il y a deux décompositions courantes des vitesses d'écoulement, présentées dans les figures 3.5 et 3.6. La première, plus expérimentale, donne les trois composantes orthogonales du vecteur de vitesse dans un référentiel cylindrique fixé par la roue : C_a est la composante axiale, C_r la composante radiale et C_u la composante périphérique de la vitesse d'écoulement. La seconde, qui permet de raisonner plus facilement sur l'interaction entre le fluide en mouvement et les aubes fixes ou en rotation, décompose le vecteur vitesse dans un plan normal au plan méridien et tangent à la ligne de courant méridienne au point considéré : C_m vitesse débitante, dans le plan méridien et C_n dans la direction perpendiculaire. C_w composante périphérique de la vitesse d'écoulement, est ainsi directement comparable à U , vitesse périphérique de la roue au rayon du point considéré. La vitesse relative du fluide par rapport à l'aube de roue est $\vec{W} = \vec{C} - \vec{U}$. Les angles d'écoulement α et d'aubage β , que forment la vitesse absolue \vec{C} et la vitesse relative \vec{W} avec la vitesse périphérique \vec{U} sont directement lisibles sur ce triangle de vitesses.

Le théorème du moment moteur, démontré par Euler, établit un lien entre l'énergie hydraulique massique transférée par le fluide à l'aubage et les vitesses aux limites de l'aubage :

$$E_t = U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (3.4)$$

Un raisonnement qualitatif global peut s'appuyer sur un triangle de vitesses qu'on estime représentatif de tout l'écoulement en sortie de roue au régime de tracé (figure 3.6). Pour fixer les idées, disons que la composante circumférentielle C_{u1} de la vitesse d'écoulement est nulle au régime optimal, afin de minimiser les pertes par vitesse restante. Si le débit-volume augmente, toutes autres choses égales, et si le fluide quitte l'aubage tangentiellement à son squelette, la croissance de la vitesse méridienne C_m ne peut se faire que par ouverture de l'angle d'écoulement α , avec apparition d'une vitesse C_{u1} négative. Si en revanche le débit-volume est réduit, C_m plus petite impose C_{u1} positive. Les variations de régime de fonctionnement de la charge partielle à la forte charge feront donc apparaître

EPFL-IMHEF-LMH

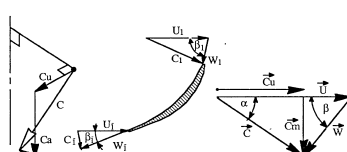


FIG. 3.5 – Vitesses d'écoulement : décomposition cylindrique et triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie d'une aube de turbine Francis

une inversion du sens de rotation de l'écoulement à la sortie de la roue, avec une plage de rotation minime autour du régime pour lequel la roue est principalement conçue.

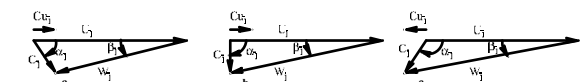


FIG. 3.6 – Triangles de vitesses à la sortie d'une roue de turbine Francis à différents régimes : a. charge partielle, rotation résiduelle dans le même sens que la roue ; b. régime optimal, rotation résiduelle minimale ; c. forte charge, rotation résiduelle opposée à celle de la roue

Chapitre 4

Stabilité de fonctionnement

4.1 Introduction

Pour répondre constamment à la demande en énergie électrique, les exigences de réglage de puissance obligent les exploitants à utiliser leurs machines non seulement près du point nominal mais également à faible et à forte charge.

Le fonctionnement des turbines Francis hors de leur régime optimal génère souvent des perturbations hydrauliques (§4.3). Dans certains cas, ces perturbations peuvent induire des oscillations excessives de grandeur électrique, hydraulique ou mécanique et empêcher l'exploitation normale de l'installation. La fatigue mécanique est un autre inconvénient de ces perturbations.

Dans le passé, une panoplie de travaux a été entreprise afin de mieux maîtriser ces conséquences indésirables. La recherche en ce domaine s'est surtout dirigée vers :

- la *prévention*, par optimisation des tracés de roues et de diffuseurs minimisant les excitations,
- des *techniques de correction*, mises en œuvre quand le fonctionnement d'une turbine s'avère instable à sa mise en service [38],
- la *prédiction* de la stabilité de fonctionnement d'une turbine prototype à partir d'essais sur modèle réduit [50],
- les *calculs numériques* d'écoulement en 2D ou 3D, basés sur les méthodes d'éléments finis ou volumes finis, résolvant les équations de type Euler ou Navier-Stokes,
- la *modélisation de la dynamique* de l'installation hydraulique ou de ses sous-systèmes.

Des études innovatrices (§5.3) ont aussi été entreprises sur le *contrôle de stabilité* au moyen de résonateurs ou d'adaptateurs d'impédance asservis [1, 33].

4.2 Stabilité

Un système est stable si les grandeurs qui le caractérisent restent constantes en l'absence de perturbation et si elles reviennent à l'état d'équilibre après application d'une

EPFL-IMHEF-LMH