

Conception d'une turbine hydraulique de type Pelton à axe vertical

Ing. R. VERMEULEN
Ir V. KELNER
GRAMME – Liège

La conception d'une turbine hydraulique tend à concilier trois objectifs primordiaux : la faisabilité, un rendement compétitif et des coûts maîtrisés. Cet article a pour but de proposer une conception viable de turbine Pelton pour un site spécifique au Rwanda. Une étape de dimensionnement hydraulique est destinée à la définition des grandeurs caractéristiques de la turbine. Ensuite vient la conception mécanique des pièces et assemblages qui, de manière itérative, conduit à un design probant.

Mots clés : Pelton, turbine, énergie, débit, pression, injecteur, auget, rendement.

The design of a water turbine tends to conciliate three primary objectives: feasibility, competitive efficiency and contained costs. The purpose of this thesis is to suggest a feasible Pelton turbine design for a specific site in Rwanda. First, a hydraulic sizing step is intended to define the characteristic quantities of the turbine. Afterwards comes the mechanical design of the parts and assemblies which iteratively leads to a convincing design. Finally, this thesis deals with a short competitive study in terms of micro Pelton turbines.

Keywords: Pelton, turbine, energy, flow rate, pressure, injector, bucket, efficiency.

1. Introduction

Le but de ce travail est d'expliquer le dimensionnement et la conception d'une turbine Pelton à axe vertical pour un site bien précis. Ce site, localisé au Rwanda, dispose d'une chute nette (H_n) de 110 mètres (dénivelé entre la chambre de mise en charge et l'entrée de la turbine défalqué des pertes de charges dans les conduites au débit de dimensionnement). Le débit de dimensionnement est pris comme étant le débit disponible pendant au moins 30 % du temps, il a été estimé à 300 l/s.

Il existe déjà de nombreuses sociétés européennes disposant d'une gamme de turbines Pelton pouvant satisfaire aux caractéristiques du site rwandais. Il ne s'agit donc pas ici de réinventer la roue mais de concevoir une turbine pouvant concurrencer ses homologues européens sur le plan du rendement, de la robustesse ainsi que du coût. Cependant, très peu d'informations filtrent parmi les industriels, ce qui nécessite une conception propre à chaque entreprise.

Dans la suite de ce document, il sera question du dimensionnement hydraulique de la turbine, c'est-à-dire la définition des grandeurs caractéristiques de celle-ci. Ensuite, une brève description des choix posés lors de la conception mécanique est présentée.

1.1. La turbine Pelton

Le brevet pour la toute première roue Pelton fut déposé par Lester Pelton en 1878. Ce brevet décrit la forme de l'auget ainsi que les différentes manières de les fixer sur la roue. Le nom de Pelton a traversé les âges, mais rendons justice à un autre acteur important dans l'histoire de cette turbine : W. Abna Doble. Doble est en réalité l'inventeur de la conception de l'auget moderne en 1899. Il a également imaginé l'injecteur constitué d'un pointeau.

La turbine Pelton est une machine à action, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de différence de pression entre l'entrée (la sortie de l'injecteur) et la sortie de la roue. En réalité, la pression à l'intérieur du bâti est la pression atmosphérique¹. Le principe de fonctionnement est le suivant : l'eau est canalisée par une conduite forcée entre la chambre de mise en charge et l'entrée du distributeur qui conduit l'écoulement vers le ou les injecteurs. L'injecteur est chargé d'accélérer l'écoulement, c'est-à-dire de transformer l'énergie potentielle de pression en énergie cinétique via la loi de conservation de l'énergie. Généralement, l'injecteur est constitué d'une buse, responsable de la

¹ Il existe des turbines Pelton dites à contre pression, où la pression dans le bâti est choisie par l'utilisateur. Ces turbines sont très utilisées dans les réseaux de distribution d'eau par exemple.

convergence du jet, et d'un pointeau, chargé de la régulation du débit. L'injecteur dirige ainsi un jet cylindrique à haute vitesse vers la roue constituée d'un certain nombre d'augets. L'auget a la lourde responsabilité de récupérer un maximum de l'énergie cinétique du jet et de la transformer en puissance mécanique à l'arbre. Un auget a une forme de double cuillère avec au centre une crête appelée aussi splitter. Le splitter divise le jet en deux parties égales pour qu'il s'écoule dans la section concave de l'auget, là où a lieu la récupération d'énergie. Pour finir, une fois que l'eau est passée dans la roue, il faut la canaliser vers le canal de sortie. C'est l'un des nombreux rôles du bâti.

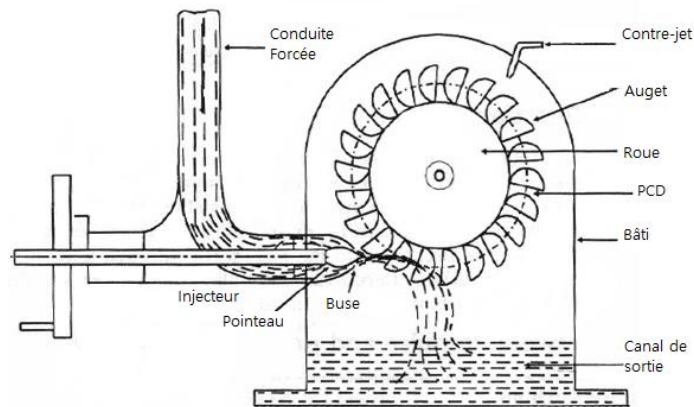


Figure 1 : Vue schématique d'une turbine Pelton à axe horizontal [1]

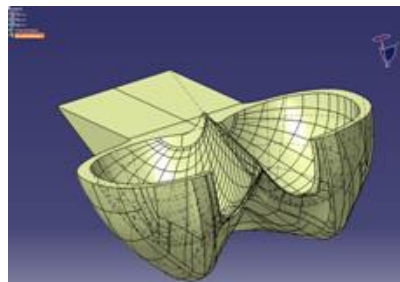


Figure 2 : Auget Pelton [2]

Cette turbine est particulièrement appréciée pour sa capacité à réguler le débit sur une grande plage tout en conservant un excellent rendement. De plus, cette régulation peut se faire de manière très précise grâce au pointeau. En réglant avec soin la position du pointeau dans la buse (via un vérin hydraulique, un moteur électrique, manuellement, etc.) le diamètre du jet est adapté et par conséquent le débit également (à hauteur du chute supposée constante).

2. Dimensionnement hydraulique

Cette section explique l'ensemble des démarches et calculs réalisés dans le but de dimensionner les différents éléments de la turbine du point de vue hydraulique. Nous nous limiterons ici à la méthode mise en place pour déterminer les caractéristiques d'une turbine Pelton à axe vertical. La roue est donc directement montée sur l'arbre de la génératrice, ce qui entraîne que la vitesse de rotation est fixée par la génératrice choisie.

Le dimensionnement d'une turbine Pelton ne demande pas énormément de données (en tout cas pour les calculs préliminaires). Les données relatives au site d'installation sont les suivantes :

- Débit de dimensionnement Q_{design} en [l/s]
- Hauteur de chute nette (en entrée de turbine) H_n en [m]
- Vitesse de rotation souhaitée par la génératrice N en [tr/min]

Il existe trois grandeurs principales qu'il convient de déterminer en premier lieu afin de définir la turbine Pelton qui s'accorde le mieux aux caractéristiques du site d'exploitation. Il s'agit du diamètre Pelton (PCD soit Pitch Circle Diameter), du nombre d'injecteurs et du nombre d'augets. Il est de bonne pratique de déterminer ces paramètres de manière itérative dans le but d'obtenir le meilleur compromis possible. En effet, de nombreuses contraintes telles que le rendement, l'encombrement, le coût, les contraintes mécaniques etc., imposent des compromis dans la détermination des trois grandeurs principales.

2.1. Diamètre Pelton (PCD)

Étant donné l'axe vertical de la machine, la roue sera directement montée sur l'arbre de la génératrice. La roue Pelton est donc dimensionnée de telle manière que la vitesse angulaire soit celle demandée par la génératrice.

Le PCD (Pitch Circle Diameter), c'est à dire le diamètre Pelton, est calculé sur base de la vitesse moyenne de la veine de fluide en sortie d'injecteur (V_1 en [m/s]). En appliquant la loi de la conservation de l'énergie nous avons :

$$V_1 = C_v \sqrt{2 g H_n}$$

Où g est la constante de gravité et C_v le coefficient de vitesse traduisant les pertes de charges dans l'injecteur (sa valeur est soit 0,97 soit 0,98 pour l'injecteur présenté dans la section 3.3, nous prendrons 0,97)

Connaissant la vitesse V_1 , nous appliquons l'équation de la vitesse d'entraînement Pelton, soit :

$$\frac{\pi N D}{60} = \chi V_1$$

Où N est la vitesse de rotation de la génératrice, D le diamètre Pelton (en mètres) et χ le rapport de vitesse $\frac{U_2}{V_1}$. U_2 est la vitesse d'entraînement de l'auget ; elle se calcule en multipliant la vitesse angulaire (en radians par seconde) de la roue par la moitié du diamètre Pelton. La valeur optimale de ce rapport (pour un rendement optimal) se situe entre 0,41 et 0,5 [3]. Généralement, la valeur optimale vaut 0,48² ; nous nous baserons donc dans un premier temps sur cette valeur pour la suite du dimensionnement.

2.2. Nombre d'injecteurs

Cette valeur est déduite du diamètre idéal du jet au débit de dimensionnement. Ce diamètre dépend des dimensions des augets ainsi que du diamètre Pelton et est censé garantir un rendement optimal.

Dans un premier temps, un nombre idéal d'injecteurs est déterminé suivant la méthode Thake [5]. Thake définit le diamètre idéal du jet comme étant une fraction du diamètre Pelton, soit :

$$d_{jet\ idéal} = 0,11 D$$

Sachant que le débit total vaut la vitesse en sortie d'injecteur multipliée par l'aire du jet et leur nombre, le nombre idéal de jet est calculable via :

$$n_{jet\ idéal} = \frac{Q}{V_1 A_{jet\ idéal}}$$

Fort de cette information, il incombe au concepteur de choisir le nombre d'injecteur qui lui convient le mieux en fonction de sa propre gamme d'auget, des contraintes d'encombrement, etc. Il est néanmoins important, pour le bon fonctionnement de la machine, que le rapport entre le diamètre de jet (au débit de dimensionnement) et le diamètre Pelton, reste compris entre 0,067 et 0,125 avec la possibilité d'aller jusqu'à 0,14 pour de faibles puissances [3].

² Déterminé sur base de la théorie présentée par Damien Lodomez dans son rapport de stage [4]. Étant directement liée aux augets Thake [5], la valeur du rapport pourrait être modifiée une fois l'auget final défini.

Il y a cependant une certaine limite au nombre de jets. L'expérience montre qu'il faut une rotation de la roue d'environ 70° entre le moment où le jet impacte l'auget et le moment où toute l'eau a été évacuée de celui-ci. Pour cette raison, on préconise un espacement de minimum 75° entre chaque jet pour garantir aucune perte d'efficacité. Des turbines à axe vertical à 6 jets existent (soit un espacement de 60° entre les injecteurs) mais il faut concéder une certaine partie du rendement. De plus, ces turbines présentent des difficultés de conception pour des fabricants non expérimentés. Pour finir, le coût d'un injecteur est assez élevé. Il est donc plus sage de se limiter à 4 jets pour des entreprises qui ne disposent pas encore d'une grande expérience en matière de turbines Pelton.

2.3. Nombre d'augets

En règle générale, le nombre d'augets placé sur une roue se situe entre 18 et 24. Cependant, il est important de déterminer cette valeur avec précaution pour éviter tout problème de faufilement. Ce phénomène apparaît lorsqu'une partie du jet incident ne parvient à rentrer en interaction avec aucun auget. Cette portion du jet se faufile entre les augets pour terminer sa course contre le bâti de la turbine. Le faufilement est, par conséquent, très néfaste pour le rendement de la machine étant donné que l'énergie contenue dans la portion de jet qui se faufile est tout bonnement perdue.

Pour éviter tout faufilement il faut que la condition suivante soit remplie (fig. 3) :

$$\widehat{AB} + \widehat{BC'} \leq \widehat{AC}$$

avec

$$\widehat{AC} = D_p \alpha$$

où D_p représente le diamètre de pointe de la roue et α est l'angle entre la perpendiculaire à la génératrice du jet passant par le centre de la roue Pelton et la droite rejoignant le point C au centre.

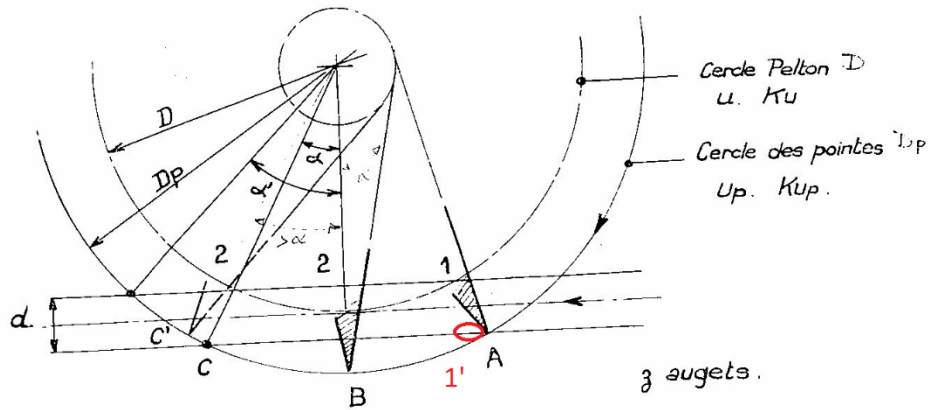


Figure 3 : Illustration géométrique d'une roue Pelton [3]

La condition de non faufilement nous indique le nombre minimal d'augets à installer sur la roue. Le nombre maximum d'augets n'est pas défini théoriquement mais dépend de l'encombrement ainsi que du coût de fabrication d'un auget.

2.4. Résultats

Au terme de ce processus itératif, nous obtenons une turbine dont les grandeurs caractéristiques sont :

- PCD : 550 mm
- Nombre de jets : 4
- Nombre d'augets : 18

sachant que le débit de dimensionnement est de 300 l/s, la hauteur de chute nette 110 m et la vitesse de rotation choisie 750 tr/min.

3. Conception mécanique

La conception d'une machine est un processus hautement itératif qui débouche sur une multitude de versions différentes. Il sera donc présenté ici certaines pièces capitales ainsi que les choix qui ont influencé leur design. Nous n'aborderons pas l'entièreté de la conception afin de rester succinct et de respecter la confidentialité de ce travail.

À la figure 4 est présenté un rendu général de la turbine conçue dans le cadre du travail de fin d'étude.

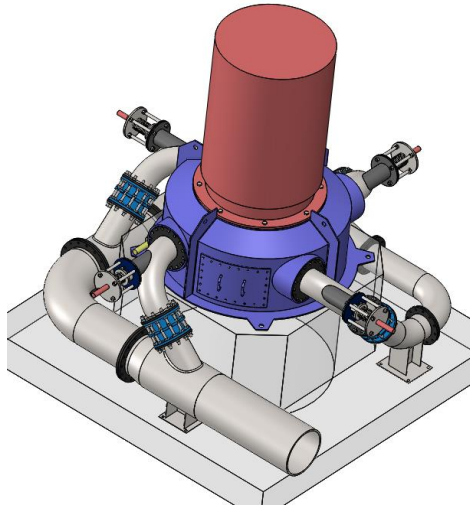


Figure 4 : Rendu général de la turbine conçue [1]

3.1. Bâti

La conception du bâti d'une turbine peut paraître banale et peu complexe. Or, il s'agit pourtant d'un élément crucial ayant pour rôle de canaliser l'eau vers la sortie de la machine. Il existe donc des règles de bonne pratique concernant les dimensions minimales du bâti, comme par exemple le diamètre intérieur, ou encore l'espace entre la roue et le sommet du bâti, qui garantissent la bonne évacuation de l'eau. Dans le cas de figure où le bâti ne remplit pas correctement sa fonction, des pertes de rendement seront observées au niveau de la turbine. En effet, après que la veine de fluide soit passée dans un auget de la roue, elle ne contient plus d'énergie. Si elle vient à entrer à nouveau en intersection avec la roue, cela engendre des pertes significatives (cela peut également altérer la qualité du courant électrique produit).

Dans la conception du bâti de la turbine Pelton, les dimensions minimales issues des règles de bonne pratique ont été légèrement rehaussées pour les raisons suivantes :

- Ces dimensions sont des valeurs empiriques issues de l'expérience des constructeurs pour des micro-turbines Pelton au rendement acceptable, mais pas excellent (de l'ordre de 80 %).

- L'encombrement des différents organes de la turbine (mécanisme de déflexion, injecteurs, étanchéité, chambre de visite, etc.) impose un diamètre de bâti élevé.
- Vu les 4 injecteurs, le débit pour cette turbine peut être conséquent. Il faut donc prévoir des dimensions à la hausse pour garantir une bonne évacuation pour toute la plage de débit.

Un autre élément important dans la conception de cette pièce est la flèche, c'est-à-dire la déformation du sommet du bâti après l'installation de la génératrice et la roue. Minimiser cette flèche permet un alignement parfait entre les splitter des augets et l'axe des injecteurs.

3.2. Distributeur

La conception du distributeur tient compte de 3 contraintes principales : la faisabilité en termes d'installation sur site, le coût de fabrication et la réduction des pertes de charge. Ce dernier point n'est pas le plus important car la différence de rendement du distributeur entre un bon design hydraulique et un mauvais est très faible (de l'ordre du pourcent). Pour de faibles puissances, telles que dans notre cas (environ 300 kW), il faut pouvoir concéder une partie du rendement au profit d'un coût de développement et de fabrication plus faible. Cependant, la concurrence présentant de très bon rendement (avoisinant les 90 %) : il ne faut pas négliger cet aspect de la conception pour autant.

Nous avons opté pour une géométrie de distributeur telle qu'à la figure 4 car elle tient la route hydrauliquement. En effet, les bifurcations et les coudes sont modérés pour introduire peu de pertes de charges mais aussi maintenir un écoulement stable (peu turbulent). Ceci est important pour garantir un jet homogène jusqu'à son interaction avec les augets. Une attention particulière à également été portée à l'assemblage des éléments. Il ne faut pas oublier qu'une pièce de chaudronnerie peut avoir des tolérances allant jusqu'au centimètre. Le distributeur a donc été conçu en différentes pièces dont l'assemblage permet de récupérer les jeux. Des joints de démontage sont aussi prévus entre le corps du distributeur et les injecteurs pour permettre un ajustement précis du positionnement des injecteurs. De plus, la conception par modules facilite énormément le transport de la machine. Le site étant au Rwanda avec une accessibilité réduite, il est bon de ne pas s'encombrer de pièces trop volumineuses.

3.3. Injecteur

L'injecteur est un organe phare de la turbine Pelton. Cet organe a deux fonctions principales : opérer la transformation d'énergie de pression en énergie cinétique en créant un jet homogène et réguler avec précision le débit en introduisant peu de pertes de charges.

Pour permettre à l'injecteur de remplir correctement ses fonctions, il faut s'inspirer dans sa conception des conclusions tirées au cours des décennies qui ont vu évoluer la turbine. Aux figures 5 et 6 sont représentées les proportions proposées par Thake [5] et Vivier [3] pour un injecteur ayant largement fait ses preuves. En réalité, la littérature propose beaucoup de designs différents, mais qui fonctionnent tous aussi bien les uns que les autres. C'est pourquoi l'injecteur conçu dans le cadre de ce travail respecte les proportions indiquées par ces deux auteurs.

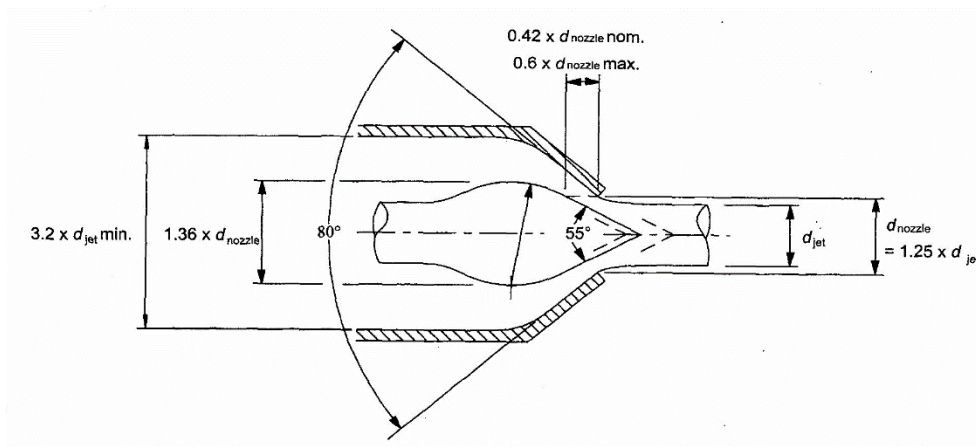


Figure 5 : Injecteur type proposé par Thake [5]

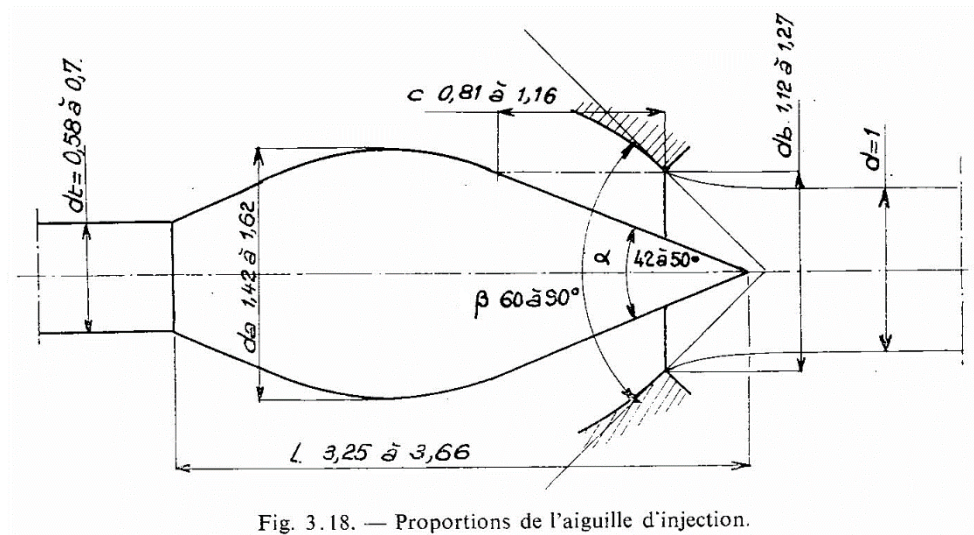


Fig. 3.18. — Proportions de l'aiguille d'injection.

Figure 6 : Pointeau type proposé par Vivier [3]

Certains détails, non énoncés sur les représentations, sont tout de même à souligner. Comme expliqué plus haut, il est capital pour le rendement que l'injecteur crée un jet le plus uniforme et net possible. Une des règles de conception pour obtenir un bon résultat est d'avoir une arête tranchante en sortie d'injecteur (comme schématisé à la figure 6). Or, cette arête sera très vite sujette à de l'abrasion, d'autant plus que l'eau risque d'être légèrement chargée en sable et autres impuretés, ce qui entrainera une rapide dégradation de la qualité du jet. Nous avons donc opté pour une arête « plate » (l'arête de la figure 6 est donc chanfreiné dans notre cas), légèrement moins efficace mais bien plus résistante à l'usure.

L'actionnement des pointeaux se fait par l'intermédiaire de vérins hydrauliques. Le choix de vérins hydrauliques et non électriques est motivé par la sécurité de fonctionnement de la machine. En effet, si le pointeau permet de réguler le débit, il permet aussi de l'annuler complètement. En cas de dysfonctionnement de la turbine (par exemple un emballement de la roue), il faut pouvoir fermer les injecteurs indépendamment de tout problème électrique. Cette fermeture est régie par un ressort qui tend à pousser le pointeau vers le bout de l'injecteur et un étrangleur sur le circuit hydraulique qui évite une fermeture trop brusque afin de ne pas engendrer un coup de bélier dans les conduites.

3.4. Déflecteur

Le déflecteur est un organe de sécurité, il est chargé de dévier le jet hors de la roue Pelton en cas d'emballement de la turbine. Il fonctionne donc de pair avec le pointeau, mais a l'avantage de pouvoir être actionné très rapidement sans aucun risque de coup de bélier et ainsi permettre au pointeau de se refermer doucement par la suite.

La vitesse d'emballement est la vitesse maximale que peut atteindre la turbine lorsqu'elle n'a aucun moyen de dissiper l'énergie qu'elle produit. Ce cas de figure se produit quand la charge sur le générateur devient nulle suite à un dysfonctionnement quelconque dans l'installation électrique.

Cette vitesse est définie comme étant $1,8 \times N_{nominale}$. Une telle vitesse est susceptible d'endommager la turbine mais surtout le générateur dont les bobinages risquent de céder sous l'effet de la vitesse angulaire élevée. C'est pourquoi la sécurité est généralement enclenchée pour une vitesse 1,25 fois supérieure à la vitesse nominale.

Les deux principaux types de déflecteurs sont représentés ici (voir fig. 7) :

1. Le premier type possède une arête tranchante sur le dessus pour venir couper puis dévier une partie du jet de plus en plus importante au fur et à mesure de la rotation.
2. Le deuxième type s'insère par le dessus du jet. Il suffit de couper environ la moitié du jet pour que l'ensemble de l'eau soit déviée hors de la roue (la pénétration exacte dépendra de la géométrie du déflecteur ; toutefois, de manière générale, une pénétration de 50 % du jet suffit).

La plupart des turbines utilisent le second type car bien que cette solution augmente la distance injecteur-auget, l'action de celui-ci est plus rapide étant donné qu'il suffit de couper seulement une fraction du jet. De plus, en positionnant le déflecteur au-dessus du jet, il protège partiellement celui-ci des gouttelettes d'eau voltigeant dans tout le bâti et pouvant perturber son l'homogénéité.

C'est donc le deuxième type de déflecteur qui a été retenu dans la conception de la turbine.

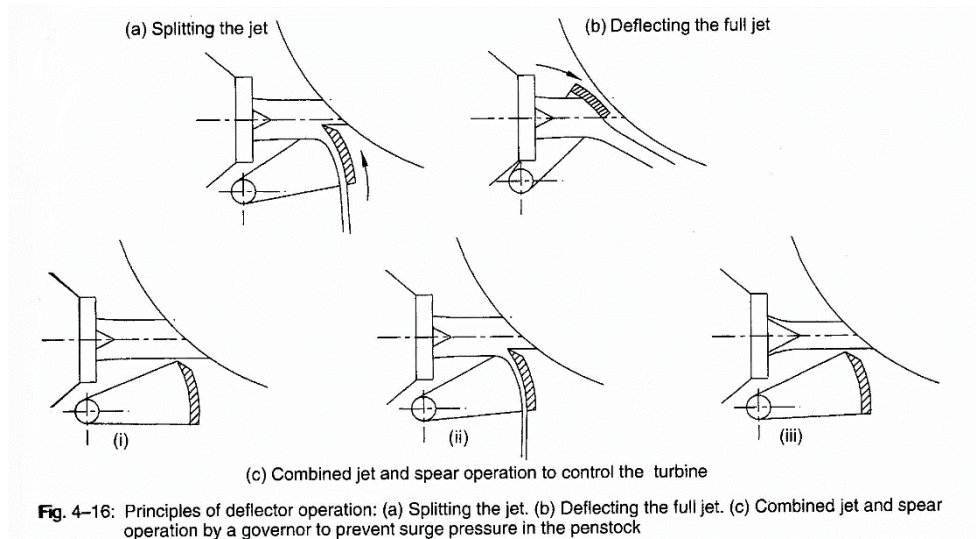


Figure 7 : Types de déflecteurs les plus communs [5]

4. Conclusion

Ce travail débouche sur une conception de turbine Pelton encourageante pour un développement futur. En effet, la cohérence hydraulique et mécanique de la machine est validée par de nombreuses bases de comparaison, tels que les turbines proposées par les autres constructeurs³, ainsi que par la théorie et les règles de bonne pratique. Cependant, des étapes cruciales de prototypages et essais, suivis inéluctablement par des corrections au design de la machine, sont encore à faire avant que JLA ne puisse proposer une turbine Pelton à la hauteur de sa réputation. Par ailleurs, le choix des matériaux, non exposé dans ce papier, devra être revu pour concorder avec les procédés de fabrication et la sous-traitance.

³ De nombreuses demandes d'offres pour une turbine similaire ont été faites auprès d'autres constructeurs européens. Cela a permis une rapide étude de la concurrence mais aussi de servir de base de vérification pour la conception de notre turbine.

5. Sources

- [1] VERMEULEN, R., *Conception d'une turbine hydraulique de type Pelton à axe vertical*, Mémoire de master, Liège, Belgique : HELMo Gramme, juin 2017, pp.8, 53.
- [2] Mhylab, (consulté en septembre 2017), *Mhylab : mini-hydraulic laboratory*
Adresse URL : <http://www.mhylab.com/r&d/conception-hydraulique.html>
- [3] VIVIER, L., *Turbines hydraulique et leur régulation*
Paris, Albin Michel, 1966, pp. 120, 122, 139.
- [4] LODOMEZ, D., *Immersion en entreprise*
Rapport technique, Liège, Belgique : Helmo Gramme, février 2014, 50 p.
- [5] THAKE, J., *The micro-hydro Pelton turbine manual – Design, Manufacture and Instalation for Small-scale Hydropower*
Warwickshire, Practical Acrion, 2000, pp.14, 29, 46, 78.