

Rapport de TP d'APP hydraulique des groupes G1a3 et G1a4

CARADEC Anouk^a, BARBAN Aurel^a, COUTURIER Anatole^a, BOUDESOCQUE Joanne^a,
BRIAND Esteban^a, CAMER Esteban^a, BERNARDI Bastien^a

^a*N7, Toulouse, France*

Keywords: Hydraulique en charge, Hydraulique à surface libre, Machine hydraulique, Passe à poisson

Table des matières

1	Introduction générale et présentation du projet	4
2	Hydraulique à surface libre	6
2.1	Objectifs	6
2.2	Notations	6
2.3	Dispositif expérimental	6
2.4	Protocoles expérimental et d'analyse :	7
2.5	Résultats expérimentaux :	10
2.6	Analyse du problème :	11
2.6.1	Le canal de notre système :	11
2.6.2	Le passage des truites Fario :	12
2.7	Analyse des résultats :	12
2.8	Conclusion	14
3	Machine hydraulique	16
3.1	Notations	16
3.2	Objectifs	16
3.3	Étude de la Turbine Pelton	17
3.3.1	Dispositif expérimental	17
3.3.2	Protocole expérimental et d'analyse	17
3.3.3	Résultats	17
3.4	Étude de la Turbine Francis	20
3.4.1	Dispositif expérimental	20
3.4.2	Protocole expérimental et d'analyse	20
3.4.3	Résultats	21
3.5	Détermination du type de turbine adaptée	21
3.5.1	Analyse du problème	21
3.5.2	Analyse des résultats	22
3.6	Pertinence de la présence d'une turbine	22
3.7	Conclusion	23
4	Hydraulique en charge	24
4.1	Notations	24
4.2	Objectifs	24
4.3	Dispositif expérimental	24
4.4	Protocole expérimental et d'analyse	25
4.5	Résultats	27
4.6	Analyse du problème	30
4.7	Analyse des résultats	31
4.8	Conclusion	31

5 Conclusion générale	32
6 Bibliographie et sources	33
6.1 Bibliographie	33
6.2 Autres sources	33

1. Introduction générale et présentation du projet

Dans le cadre du cours d'APP hydraulique, nous devons étudier un système physique qui repose sur trois grands domaines de l'hydraulique : l'hydraulique en charge, l'hydraulique à surface libre et les machines hydrauliques. Nous avons choisi de travailler sur une passe à poisson de laboratoire. La passe à poisson de laboratoire est un système qui permet de concevoir des passes à poisson réelles, qui permettent de faire circuler plusieurs espèces de poissons locales malgré la présence d'un barrage. Elle se compose d'un canal pour lequel on peut faire varier la rugosité afin de s'adapter aux besoins de différentes espèces, une pompe afin de remonter l'eau qui s'écoule du bas du canal vers le haut du canal et de canalisations pour lier les différents éléments entre eux. Ainsi, ce système repose sur les trois grands domaines de l'hydraulique cités plus haut.

Les passes à poisson sont des outils essentiels dans la préservation des écosystèmes puisqu'ils garantissent la circulation des poissons malgré la présence d'un barrage, et donc contribuent à leur développement. La passe à poisson de laboratoire permet donc de dimensionner une passe à poisson réelle après manipulation en laboratoire, à échelle réduite. Ainsi, avec cet outil on peut adapter au mieux les paramètres de la passe à poisson réelle pour s'adapter aux espèces de poissons locales aux environs du barrage. Les passes à poisson constituent donc l'un des moyens de réduire la fragmentation écologique puisqu'il faut rétablir la continuité biologique pour assurer la préservation des écosystèmes. Néanmoins, les passes à poisson ne préservent pas intégralement l'écosystème puisqu'elles ne permettent pas, par exemple, la circulation des sédiments et n'empêchent pas l'altération de la qualité de l'eau.

Notre projet a donc pour but d'étudier le fonctionnement d'une passe à poisson de laboratoire. Pour cela nous chercherons à déterminer divers paramètres afin qu'une truite Fario utilise la passe à poisson. Nous étudierons l'intérêt d'installer une turbine en sortie du canal dans le cadre du laboratoire, afin de récupérer de l'énergie électrique pour alimenter la pompe qui remonte elle-même l'eau en haut du canal. Le schéma ci-dessous représente notre système et rappelle les grandeurs que nous cherchons à déterminer (fig. 1).

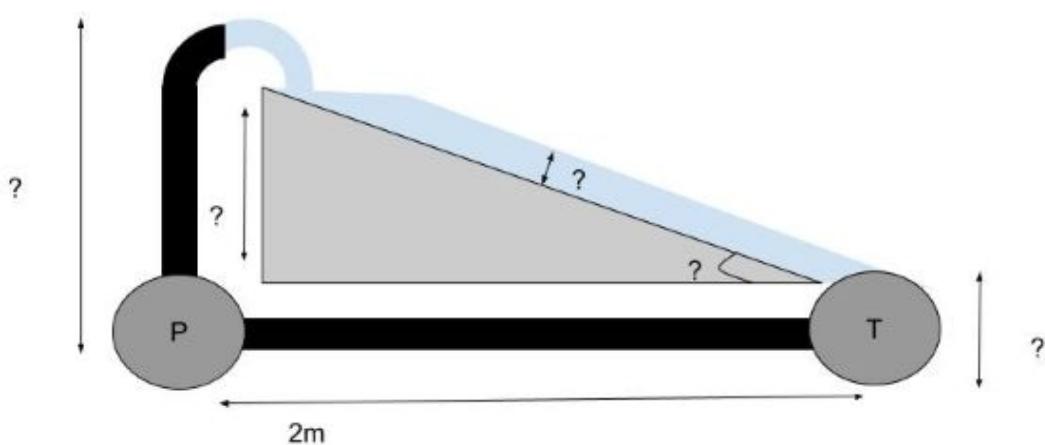


FIGURE 1 – Schéma de notre passe à poisson de laboratoire



FIGURE 2 – Truite Fario, que nous cherchons à faire passer à travers une passe à poisson

2. Hydraulique à surface libre

2.1. Objectifs

L'objectif principal de cette partie est de mesurer les différents coefficients de Manning associés à différents revêtements. Il s'agira de trouver le revêtement le plus adapté pour notre installation afin de vérifier au mieux les critères requis pour la bonne traversée du poisson. Nous pourrons dans un second temps déterminer les incertitudes de nos mesures. Nous devrons également calculer numériquement la hauteur de l'eau dans le canal, le débit et la pente de notre passe à poisson pour faire passer la truite Fario. Enfin, nous avions un objectif expérimental qui était celui de former un ressaut, mais nous n'avons pas approfondi la théorie puisque cela n'entrait pas dans le cadre de notre projet.

2.2. Notations

Nous utiliserons dans cette partie les grandeurs suivantes :

Grandeur	Symbol	Unité
Débit dans le canal expérimental	Q	m^3/s
Aire hydraulique	A	m^2
Rayon hydraulique	R_H	m
Coefficient de Manning	n	$s/m^{1/3}$
Hauteur de l'écoulement	y	m
Largeur du canal expérimental	B	cm
Pente du canal expérimental	J	m/m
Masse d'eau mesurée	m	kg
Durée de mesure de la masse d'eau m	Δt	s
Hauteur de l'écoulement après le ressaut	h_1	m
Hauteur de l'écoulement avant le ressaut	h_2	m
Perte de charge dues au ressaut	h_s	m
Vitesse dans la passe à poisson	V_e	m/s
Hauteur de l'écoulement dans la passe à poisson	H_e	m
Débit dans la passe à poisson	Q_e	m^3/s
Pente de la passe à poisson	J_e	m/m

TABLE 1 – Notations utilisées en hydraulique à surface libre

2.3. Dispositif expérimental

Pour mesurer les différents coefficients de Manning, nous avons un canal rectangulaire en plexiglass d'inclinaison ajustable. Afin de créer un écoulement dans le canal, nous avons quatre pompes reliées à des réservoirs en hauteur, chacun équipés d'un trop-plein permettant d'alimenter le canal en eau. Nous réaliserons nos mesures avec quatre types de surfaces : avec le plexiglass (avec le canal sans revêtement), un revêtement en gazon, un revêtement avec de petits plots et un revêtement avec de gros plots, que nous placerons au fond du canal avec du scotch double face.

Voici quelques images du canal et des différents revêtements :



FIGURE 3 – Différents revêtements avec de gauche à droite : les gros plots, les petits plots et le gazon

Pour la formation du ressaut, nous avons utilisé des Legos afin de former un obstacle dans le canal. Nous avons fixé et calé cet obstacle avec du scotch. Nous avons également mis une petite plaque en plastique à l'extrémité du canal qui servait de vanne de sortie. Voici quelques images du dispositif :

2.4. Protocoles expérimental et d'analyse :

Afin de déterminer le coefficients de Manning pour chacun de ces revêtements, on utilisera l'expression :

$$n = \frac{\sqrt{J}}{Q} A R_H^{2/3}$$

Avec Q et J qui ne dépendent pas du revêtement et A et R_H définies par :

$$A = By$$



FIGURE 4 – Canal utilisé



FIGURE 5 – Pompe utilisée pour nos expériences

$$R_H = \frac{By}{B + 2y}$$



FIGURE 6 – Plaque de plastique placée à la sortie du canal



FIGURE 7 – Ressaut et obstacle permettant sa formation

Avec y la profondeur du canal qui varie lorsque l'on change de revêtement.

Dans un premier temps, on mesure le débit en régime permanent dans le canal en récupérant une masse m d'eau pendant une durée Δt . Par la suite, nous mesurons pour chaque type de revêtement la hauteur d'eau y au milieu du canal. Nous pouvons donc en déduire le coefficient de Manning pour chaque revêtement.

Pour le ressaut, le protocole a consisté en la recherche d'un objet ayant une largeur adéquate pour se placer dans le canal. Nous avons pensé aux Legos à cause de leur forme adaptable. Une fois le bloc de Lego créé il a fallu ajouter une importante quantité de scotch pour bien le fixer aux parois et éviter des fuites d'eau par les cotés. Enfin, en mettant en place une plaque de hauteur suffisante en sortie, nous avons pu observer le ressaut se former après avoir allumé la pompe.

2.5. Résultats expérimentaux :

La mesure du débit dans le canal nous donne $Q = 0,95 L.s^{-1}$. La mesure de la hauteur y de l'eau pour les différents revêtements nous donne les différents coefficients de Manning (Table 2). Nous trouvons des valeurs cohérentes avec la littérature.

Fond	Coefficient de Manning ($s/m^{1/3}$)	Coefficients trouvés en littérature
Plexiglas	$0.015 \pm 0,004$	0.011
Gazon	$0.021 \pm 0,004$	0.030
Petits plots	$0.028 \pm 0,005$	0.040
Gros plots	$0.058 \pm 0,007$	0.050

TABLE 2 – Tableau des coefficients de Manning

Les écarts observés sont peut-être dus à une différence légère entre les revêtements étudiés dans le cadre de notre projet et les sols étudiés dans la littérature. En effet, le revêtement gros plots est comparé à un sol rocaillieux par exemple. Voici le tableau des comparaisons qui ont été effectuées.

APP Hydraulique	Littérature
Plexiglas	Ciment lisse
Gazon	Herbe rase
Petits plots	Fond en galet
Gros plots	Fond en rocher

TABLE 3 – Tableau des comparaisons APP hydraulique, littérature

Les incertitudes ont été déterminées par la formule des incertitudes composées, le tableau suivant donne la valeur des incertitudes qui ont été choisies pour chaque grandeur. Les grandeurs H et L ont été des longueurs (respectivement verticale et horizontale) mesurées afin de déduire la pente J du canal. Les grandeurs m et Δt correspondent à la masse d'eau obtenue en sortie de canal pendant une durée Δt , permettant donc d'obtenir la valeur du débit Q .

On calcule les pertes de charge dues au ressaut, avec h_1 est la hauteur d'eau en amont du ressaut et h_2 est la hauteur d'eau en aval, Q est le débit, B est la largeur du canal.

Les pertes de charge dues au ressaut sont données par la formule suivante :

$$h_s = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \cdot \frac{Q^2}{2gA_1^2}$$

Grandeur	Incertitude
$B = 15,1\text{cm}$	$u(B) = 0,1\text{cm}$
$H = 12,9\text{cm}$	$u(H) = 0,1\text{cm}$
$L = 144\text{cm}$	$u(L) = 1\text{cm}$
$J = 0,090$	$u(J) = 0,001$
y	$u(y) = 0,2\text{cm}$
$m = 6,3\text{kg}$	$u(m) = 0,3\text{kg}$
$\Delta t = 6,6\text{s}$	$u(\Delta t) = 0,5\text{s}$
$Q = 0,95\text{L.s}^{-1}$	$u(Q) = 0,07\text{L.s}^{-1}$

TABLE 4 – Tableaux des incertitudes

Grandeur	Incertitude
$h_1 = 0,8\text{cm}$	$u(h_1) = 0,5\text{cm}$
$h_2 = 3,0\text{cm}$	$u(h_2) = 0,5\text{cm}$
$B = 15,1\text{cm}$	$u(B) = 0,1\text{cm}$
$Q = 0,95\text{L.s}^{-1}$	$u(Q) = 0,07\text{L.s}^{-1}$

TABLE 5 – Tableaux des incertitudes pour le calcul du ressaut

Nous obtenons ainsi : $h_s = 2,3 \cdot 10^{-2}\text{m} \pm 1,4 \cdot 10^{-2}\text{m}$. Dans la suite de notre étude nous serons amenés à utiliser les différentes valeurs de coefficients de Manning. Nous n'utiliserons pas les résultats de l'étude du ressaut.

2.6. Analyse du problème :

2.6.1. Le canal de notre système :

Pour que les poissons puissent remonter dans notre passe à poisson nous devons respecter un cahier des charges précis sur notre canal. Ici, nous avons donc cherché à déterminer différentes grandeurs inhérentes à notre canal :

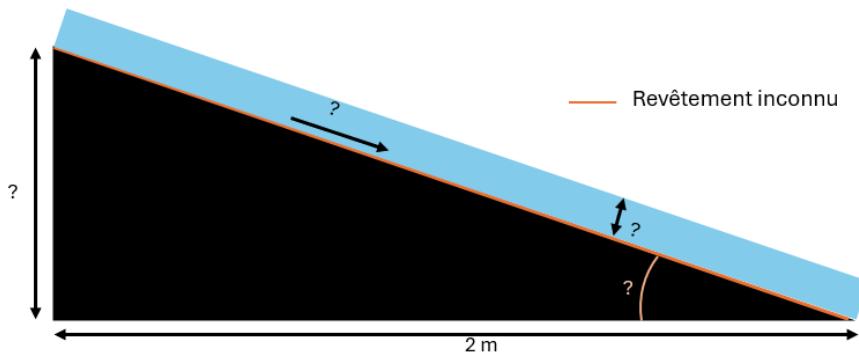


FIGURE 8 – Schéma du canal avec les grandeurs recherchées

2.6.2. Le passage des truites Fario :

Pour fabriquer notre passe à poissons, nous devons trouver un angle, un débit et une hauteur d'eau adaptés à la remontée des truites Fario dans la partie à surface libre de notre installation. Pour cela, d'après l'agence de l'eau Adour Garonne (1), nous devons respecter une des lignes suivantes :

Pente	Débit unitaire (m ³ /s/m)	Hauteur d'eau (m)	Vitesse débitante max (m/s)	Vitesse max (m/s)
7% (max)	0.25–0.60	0.30–0.80	1.30–1.40	1.60–2.00
6%	0.20–0.65	0.30–0.80	1.20–1.30	1.40–1.90
5%	0.20–0.60	0.30–0.80	1.10–1.20	1.30–1.70

TABLE 6 – Paramètres hydrauliques pour la truite fario

L'idée ici va donc être de voir si un des revêtements, testés dans l'expérience précédente, vérifie les conditions de ce tableau. Puis, si tel est le cas, de déterminer un débit de fonctionnement, un angle d'inclinaison et une hauteur d'eau associés à ce revêtement et vérifiant les conditions pour permettre le passage de truites Fario.

2.7. Analyse des résultats :

Pour répondre à ce problème et déterminer les différentes grandeurs de notre système, nous avons utilisé les différents coefficients de Manning des revêtements et l'équation :

$$Q = \frac{A}{n} R_H^{2/3} J^{1/2}$$

A partir de cette équation et des résultats précédents, nous avons pu tracer le graphe représentant les différents paramètres et la zone admise pour la truite Fario (fig. 8). Avec ce graphe, nous avons pu remarquer que seul le revêtement constitué de gros plots pourra être utilisé dans notre passe à poisson pour permettre le passage des truites Fario.

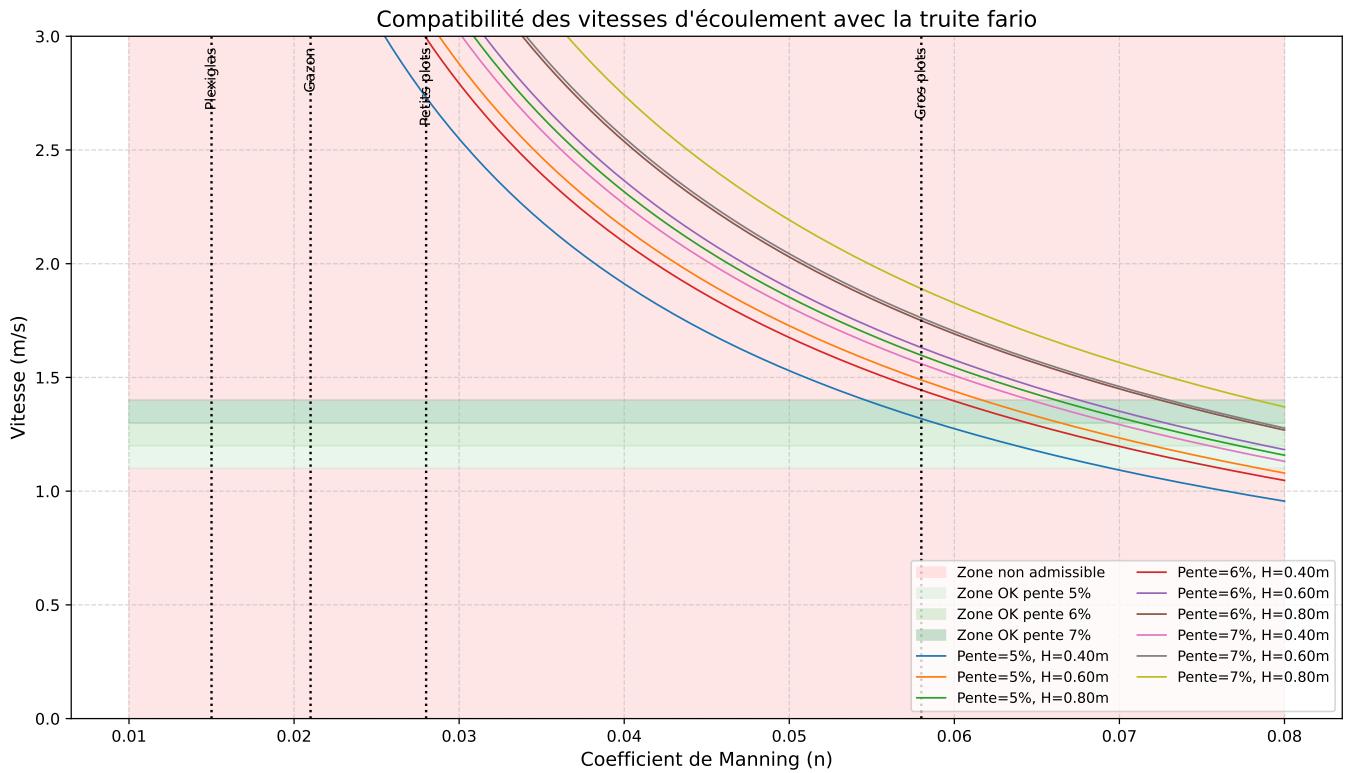


FIGURE 9 – Compatibilité des écoulement avec la truite Fario



13

FIGURE 10 – Revêtement en gros plots permettant le passage de la truite Fario

Ensuite, nous pouvons, avec ce revêtement, calculer les grandeurs suivantes :

Symbole	Valeur	Unité
V_e	1,19	m/s
H_e	40	cm
Q_e	0,019	m^3/s
J	0,07	m/m

TABLE 7 – Résultats calculés : vitesse, hauteur et pente

Ces grandeurs correspondent bien à une ligne du tableau précédent et permettront donc la remontée des truites Fario dans notre canal. Cela nous permet de compléter le schéma de la figure 8 :

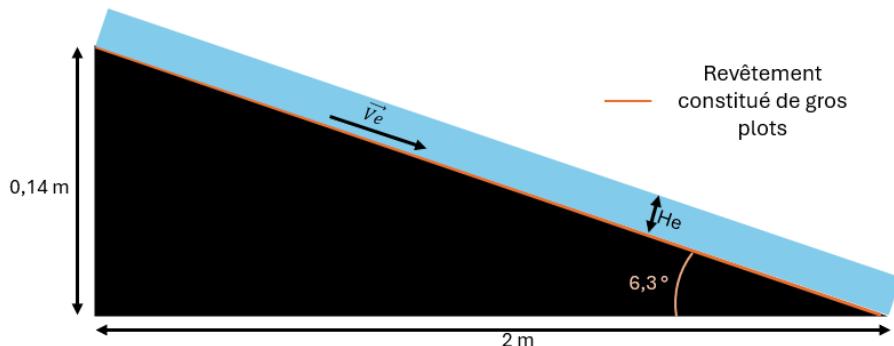


FIGURE 11 – Schéma du canal complété

2.8. Conclusion

Dans cette partie, nous avons cherché à déterminer quels revêtements permettraient le passage de truites Fario dans notre passe à poisson. Pour cela, nous avons commencé par mesurer les coefficients de Manning de quatre matériaux, grâce à une étude expérimentale. Cela nous a permis d'évaluer la compatibilité de ces matériaux avec notre passe à poisson. À l'issue de cette étude, nous avons conclu que seul le revêtement à gros plots était adapté. Ensuite, grâce à la formule de Manning, nous avons pu déterminer une vitesse, une hauteur d'eau et une pente associées. Ces calculs seront utilisés tout au long de notre étude.

Malgré l'obtention de résultats globalement satisfaisants, certaines limites sont apparues. En effet, nous n'avons étudié que quatre revêtements, ce qui restreint significativement notre champ

d'analyse, alors que des milliers d'autres configurations existent. Par ailleurs, le calcul du coefficient de Manning pour le revêtement à gros plots présente une incertitude de $\pm 0,7 \text{ s}\cdot\text{m}^{-1/3}$. Selon la valeur réelle de ce coefficient dans l'intervalle d'incertitude, il est possible qu'aucune combinaison admissible de vitesse, de hauteur d'eau et de pente ne permette le passage de la truite Fario. En effet, une simulation réalisée avec un programme Python a montré que la valeur minimale du coefficient de Manning nécessaire pour garantir une configuration compatible est de $0,57 \text{ s}\cdot\text{m}^{-1/3}$. Cette valeur se situant dans la plage d'incertitude mesurée, il n'est pas exclu que le coefficient réel soit inférieur, ce qui rendrait inadaptés tous les revêtements testés pour notre passe à poissons.

3. Machine hydraulique

3.1. Notations

Dans toute cette partie nous utiliserons les notations suivantes :

Grandeur	Symbole	Unité
Débit dans le système	Q	m^3/s
Vitesse de rotation dans la turbine	N	tr/min
Puissance mécanique délivrée par la turbine	$P_{mecanique}$	W
Puissance hydraulique	$P_{hydraulique}$	W
Rendement de la turbine	η	sans unité
Vitesse spécifique	N_s	$tr/min.W^{1/2}.m^{-5/4}$
Hauteur de chute	H	m

TABLE 8 – Notations utilisées en machines hydrauliques

3.2. Objectifs

Dans notre système, une pompe permet de générer notre courant dans la passe à poisson. Nous avons également une turbine hydraulique, qui utilise la chute d'eau — certes limitée, mais bien réelle — afin de réaliser des économies d'énergie sur la consommation électrique de la pompe.

L'objectif de cette partie est de déterminer quel type de turbine est le plus adapté à notre système. Nous chercherons ensuite à évaluer la pertinence de l'intégration d'une turbine dans notre dispositif. Pour ce faire, nous allons d'abord déterminer les courbes de rendement de deux types de turbine, une turbine Pelton et une turbine Francis. Nous pourrons ainsi déterminer quel type de turbine est le plus adapté. Enfin, nous quantifierons la puissance générée par la turbine la plus pertinente et évaluerons si sa présence a un impact réel sur les économies de la pompe.

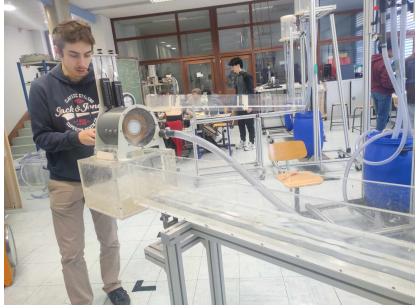


FIGURE 12 – Turbine Pelton en utilisation



FIGURE 13 – Résistance



FIGURE 14 – Turbine Francis

3.3. Étude de la Turbine Pelton

3.3.1. Dispositif expérimental

Nous avons à notre disposition une turbine Pelton. Nous pouvons faire varier la largeur de l'ouverture, afin de faire varier la vitesse en entrée de la turbine. Nous pouvons mesurer le couple de la turbine à l'aide d'une corde que nous pouvons plus ou moins tendre. Un dynamomètre est également présent pour mesurer la force de tension de la corde que nous appliquons. Un manomètre nous permet de mesurer la pression en entrée de la turbine.

Nous avons également à notre disposition une turbine Francis. Nous pouvons faire varier l'orientation des pales. Nous pouvons, là aussi, mesurer le couple de la turbine à l'aide de ressorts et un dynamomètre est présent pour mesurer la force de tension de la corde que nous appliquons. Un manomètre nous permet de mesurer la pression en entrée de la turbine.

3.3.2. Protocoles expérimental et d'analyse

Pour la turbine Pelton, l'objectif est de déterminer la courbe de rendement pour une ouverture à l'entrée de 100%. Nous avons donc besoin de la puissance mécanique récupérée par la turbine pour différentes vitesses de rotation. Pour ce faire, nous avons installé cette turbine à l'extrémité d'un canal conçu pour l'écoulement en surface libre. Un tuyau est ensuite raccordé afin d'alimenter la turbine en eau. Nous mesurons les différentes valeurs de couple en augmentant progressivement la résistance appliquée au rotor. Nous répétons l'opération jusqu'à l'arrêt des pales. Par manque de temps, les mesures ont été réalisées sur peu de points.

3.3.3. Résultats

Estimation de l'incertitude sur la puissance utile

On calcule la **vitesse angulaire** de la turbine à partir de la fréquence de rotation N (en tours par minute) :

Débit (en L/s)	F mesurée (en N)	N (en tr/min)	P_{meca} (en W)	P_{hydro} (en W)	η
0,22	0	203	0	2,2	0
0,22	1,0	148	0,93	2,2	$0,43 \pm 0,17$
0,22	1,5	120	1,1	2,2	$0,52 \pm 0,19$
0,22	2,0	80	1,0	2,2	$0,47 \pm 0,18$
0,22	2,5	0	0	2,2	0

TABLE 9 – Mesure sur la turbine Pelton

$$\omega = \frac{2\pi N}{60}$$

La **puissance utile** fournie par la turbine est donnée par la relation :

$$P = F \cdot r \cdot \omega = F \cdot r \cdot \frac{2\pi N}{60}$$

où :

- F est la force appliquée (en newtons),
- r est le rayon de bras de levier (en mètres),
- N est la vitesse de rotation (en tr/min),
- ω est la vitesse angulaire (en rad/s).

L'**incertitude relative** sur la puissance est obtenue par propagation des incertitudes :

$$\frac{\Delta P}{P} = \sqrt{\left(\frac{\Delta F}{F}\right)^2 + \left(\frac{\Delta r}{r}\right)^2 + \left(\frac{\Delta N}{N}\right)^2}$$

L'**incertitude absolue** est donc :

$$\Delta P = P \cdot \frac{\Delta P}{P} = F \cdot r \cdot \frac{2\pi N}{60} \cdot \sqrt{\left(\frac{\Delta F}{F}\right)^2 + \left(\frac{\Delta r}{r}\right)^2 + \left(\frac{\Delta N}{N}\right)^2}$$

Incertitude sur le rendement

Le rendement est défini comme le rapport entre la puissance utile et la puissance hydraulique :

$$\eta = \frac{P_{\text{utile}}}{P_{\text{hydro}}}$$

L'incertitude relative sur η est donnée par la propagation suivante :

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \sqrt{\left(\frac{\Delta P_{\text{utile}}}{P_{\text{utile}}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta P_{\text{hydro}}}{P_{\text{hydro}}}\right)^2}$$

La puissance hydraulique s'exprime par :

$$P_{\text{hydro}} = \rho g Q H$$

avec :

- $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$,
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$,
- $Q = 0,1 \pm 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$,
- $H = 0,1 \pm 0,005 \text{ m}$.

On obtient :

$$\frac{\Delta P_{\text{hydro}}}{P_{\text{hydro}}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{\Delta H}{H}\right)^2}$$

On peut directement déterminer l'incertitude sur le rendement qui sont renseignées sur la tableau 15

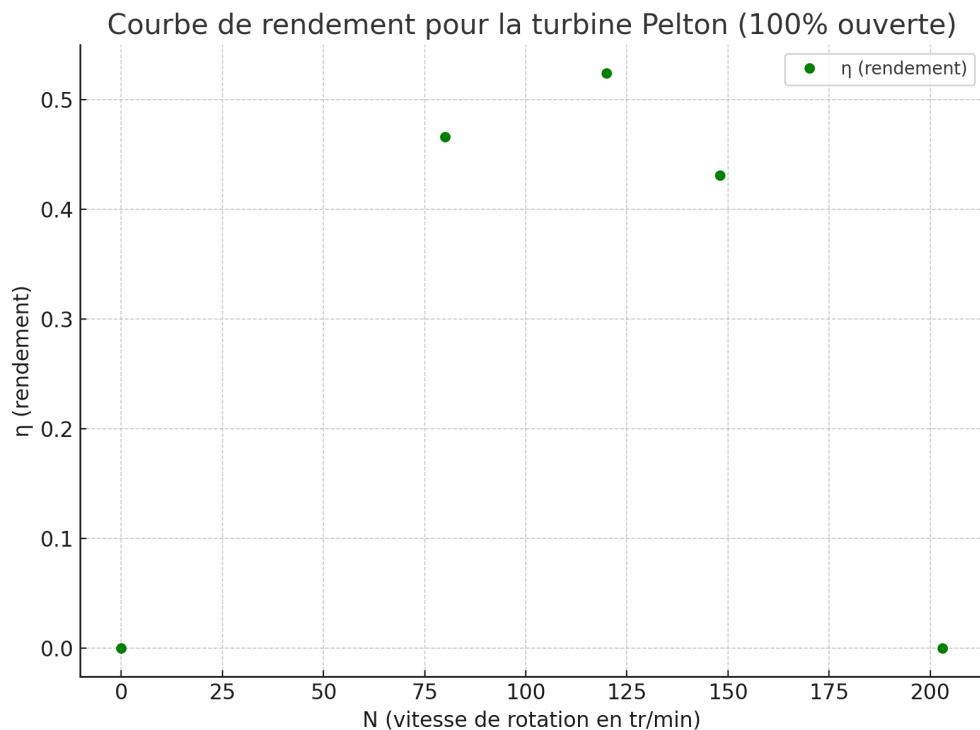


FIGURE 15 – Courbe de rendement de la turbine Pelton

La courbe obtenue (fig.15) correspond bien à une courbe de rendement avec une valeur de rendement maximale. Nous trouvons un rendement $\eta_{\max} = 0,52$ pour un fonctionnement à $N = 120 \text{ tr/min}$.

Grandeur	Incertitude
F	$u(B) = 0,2N$
$R = 6cm$	$u(R) = 1cm$
C	$u(C) = 0,01Nm$
N	$u(N) = 10tr/min$
$Q = 0,22L.s^{-1}$	$u(Q) = 0,07L.s^{-1}$
$P_{mecanique}$	$u(P_{mecanique}) = 0,15W$
$P_{hydraulique}$	$u(P_{hydraulique}) = 0,7W$

TABLE 10 – Tableaux des incertitudes

3.4. Étude de la Turbine Francis

3.4.1. Dispositif expérimental

Ensuite, une turbine Francis est aussi à notre disposition. Ce type de turbine est généralement plus adapté à notre problème, celle-ci étant plus adaptée aux débits plus forts associés à une faible hauteur de chute. Sur cette machine nous avons connaissance du débit en entrée et nous pouvons régler l'orientation des pales et la force de freinage de la turbine. Notre objectif est de trouver le rendement maximal de cette turbine afin de réduire au maximum les coûts énergétiques de la pompe.

Choix de l'angle des pales

Dans un premier temps avant de pouvoir calculer un rendement en fonction d'une vitesse de rotation, il est nécessaire de choisir une paramétrisation géométrique optimale. Dans le cadre de l'expérience en laboratoire avec la turbine de laboratoire Francis, le débit étant fixé seul l'inclinaison des pales du stator peut-être modifiée. On veut déterminer pour quelle inclinaison des pales le couple sera maximale. En assumant qu'un couple maximale implique par la suite un rendement en puissance maximale pour cette disposition géométrique. L'objectif est donc d'obtenir l'évolution du couple i.e la force fourni par le rotor au bras mécanique. Le tableau 11 résume ces évolutions d'un angle $\alpha = 0$ à $\alpha = 20$

On remarque qu'on a bien une valeur optimale de l'angle alpha à 15° , pour lequel la force est de 2N. C'est cette valeur que l'on va utiliser pour déterminer le rendement maximale pour un débit donné en fonction du nombre de tour minute

3.4.2. Protocole expérimental et d'analyse

Dans cette étude, nous allons fixer $\alpha = 15$ et étudier le rendement en faisant évoluer la force de freinage de la turbine. Pour cela, nous augmentons la tension de la corde afin d'obtenir des mesures de vitesse de rotation et de couple sur différents points. Ainsi, nous pourrons tracer le rendement en fonction de la vitesse de rotation de la turbine. Nous cherchons ensuite le rendement maximal ainsi que la vitesse de rotation associée.

α ($^{\circ}$)	F (N)	P (bar)
5	0.7	0.50
7,5	1	0.46
10	1.4	0.41
12,5	1.7	0.38
15	2	0.36
17,5	1.7	0.35
20	1.2	0.34

TABLE 11 – Évolution de la force et de la pression en fonction de l’angle α

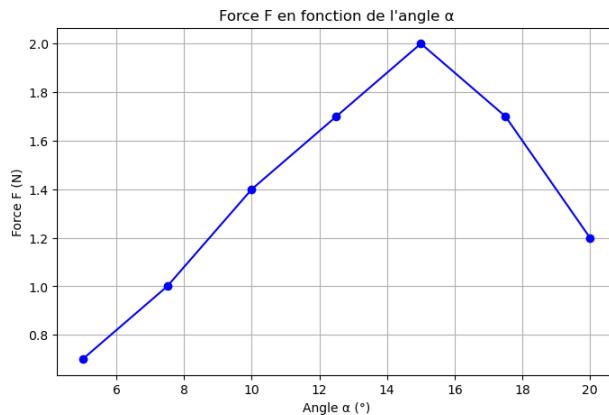


FIGURE 16 – Évolution de la force et de la pression en fonction de l’angle α

3.4.3. Résultats

Les mesures de couple et de vitesse de rotation du rotor mènent au graphique suivant (fig.16). Nous observons que le rendement maximum se trouve à des vitesses de rotation autour de $N = 980 \text{ tr} \cdot \text{min}^{-1}$. A ces vitesses de rotation, le rendement se situe autour de $\eta_{max} = 55\%$ ce qui est comparable à celui obtenu pour la turbine Pelton.

3.5. Détermination du type de turbine adaptée

3.5.1. Analyse du problème

La première question qui se pose lorsque l’on cherche à ajouter une turbine dans un dispositif est quel type de turbine sera le plus adapté. Ici, nous devons choisir entre une turbine Francis et une turbine Pelton.

Pour cela, nous allons utiliser les valeurs suivantes. Ici, nous allons nous intéresser aux données que nous avons mesurées pour la turbine Pelton présente dans la salle de TP. En effet, la turbine que nous utilisons dans notre système du fait de sa taille ressemblera aura un diamètre plus ou

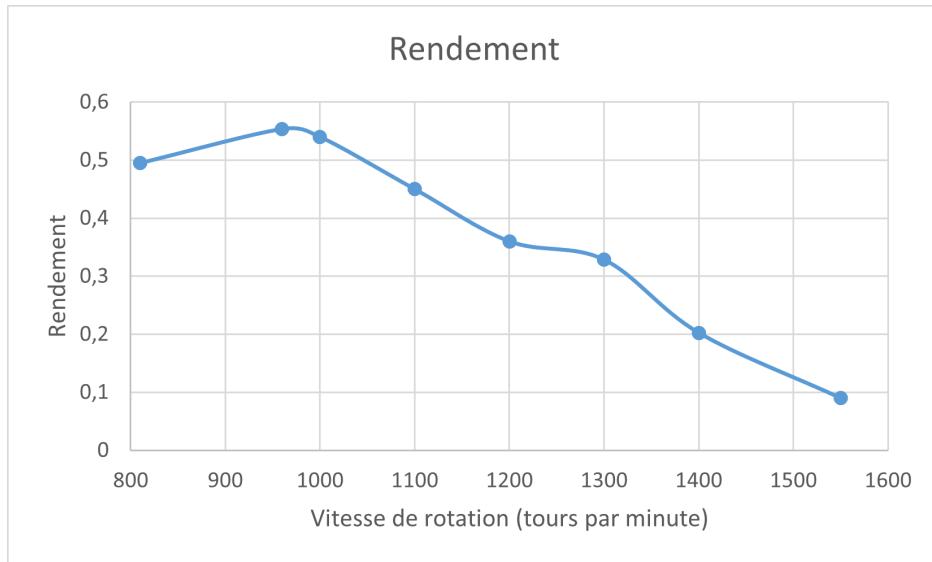


FIGURE 17 – Rendement de la turbine Francis en fonction de sa vitesse de rotation

moins égal à celui de la turbine utilisée lors de nos expériences. Ainsi, par similitude, nous utiliserons la vitesse de rotation $N = 981 \text{tr/min}$ qui correspond au meilleur rendement pour une ouverture de 100 %. Nous utiliserons aussi les grandeurs suivantes que nous avons déterminées précédemment et par ordre de grandeur :

3.5.2. Analyse des résultats

Pour décider quelle turbine nous allons utiliser, nous devons calculer la vitesse de rotation spécifique :

$$N_s = N \cdot \frac{\sqrt{P_{hydraulique}}}{H^{5/4}} \quad (1)$$

Avec :

$$P_{hydraulique} = \eta \rho g Q H \quad (2)$$

Nous nous plaçons donc à un débit $Q = 0,22 \text{m}^3.\text{s}^{-1}$ avec une hauteur de chute de $H = 40 \text{cm}$.

Nous trouvons alors $P_{hydraulique} = 475 \text{W}$.

Les vitesses spécifiques sont alors de l'ordre de :

$$N_{S-Pelton} = 8 \times 10^3 \text{tours.min}^{-1}$$

$$N_{S-Francis} = 55 \times 10^3 \text{tours.min}^{-1}$$

3.6. Pertinence de la présence d'une turbine

Les valeurs que l'on obtient sont très largement supérieures à 200, ces valeurs ne sont donc pas cohérentes avec l'utilisation de ces deux types de turbines. Après cette analyse, nous remarquons que la présence d'une turbine, quel que soit le modèle étudié, n'est pas pertinente pour notre

système. En effet l'énergie qu'elle produit ne sera pas suffisante pour être significative. Elle ne compense pas la puissance consommée par la pompe. De plus elle ajoute de la charge que la pompe devra compenser. Nous allons donc dans la suite de cette étude retirer la turbine.

3.7. Conclusion

Nous avons comparé les turbines Pelton et Francis pour optimiser la consommation énergétique de la passe à poisson de laboratoire. Les résultats montrent que la turbine Francis, avec un rendement légèrement supérieur (55 % contre 52 %), est mieux adaptée aux conditions de faible hauteur de chute et de débit élevé. Son intégration permettrait de récupérer de l'énergie hydraulique et de réduire les coûts liés à la pompe, rendant le système plus efficace et durable. Bien que la démarche, d'utiliser une turbine pour récupérer de l'énergie, soit louable, le faible rendement et les conditions d'installation de la turbine rendent son utilité quasi-nulle.

4. Hydraulique en charge

4.1. Notations

Dans toute cette partie nous utiliserons les notations suivantes :

Grandeur	Symbol	Unité
Débit de la k ième pompe	Q_k	m^3/s
Vitesse dans la conduite	V	m/s
Côte	z	m
Longueur de la conduite	L	m
Diamètre de la conduite	D	m
Perte de charge	ΔH	m
Coefficient de perte de charge linéaire	f	m
Coefficient de perte de charge singulière	f	m
Rugosité	r	m
Nombre de Reynolds	Re	sans unité
Hauteur de la passe à poisson	h	m
Diamètre de la conduite	D_e	m
Débit dans l'installation	Q_e	$m^3.s^{-1}$

TABLE 12 – Notations utilisées en hydraulique en charge

4.2. Objectifs

Les objectifs de cette partie sont de calculer les pertes de charges dans notre installation. Pour cela, nous devons mesurer deux types de pertes de charges en hydraulique en charge : les pertes de charges linéaires et les pertes de charge singulières. Bien que nous n'ayons besoin, d'après la forme de notre installation que du calcul des pertes de charges linéaires et des pertes de charges induites par un coude de 90° , nous avons pu mesurer au cours de nos expériences les pertes de charges induites par diverses formes. Nous essaierons également de déterminer l'incertitude de nos mesures.

4.3. Dispositif expérimental

Pour mesurer ces pertes de charges, nous disposons de 4 pompes différentes, la troisième pompe ne fonctionnait pas lors de nos premières expériences donc nous ne l'avons pas utilisée pour l'hydraulique en charge. Les deux premières pompes disposaient d'un diamètre D_1 en sortie de pompe et les deux autres d'un diamètre D_2 avec $D_1 < D_2$. Nous avons donc dû d'abord mesurer les débits de ces pompes. Pour les mesures de débit nous utilisions des bassines dans lesquelles nous versions l'eau pompée par la pompe. Une balance était également à notre disposition pour

trouver des volumes à partir de la masse volumique de l'eau. Pour l'hydraulique en charge nous disposions également de divers tuyaux de plusieurs longueurs et diamètres. Enfin pour la partie de l'étude dédiée aux pertes de charge singulières, nous avions de nombreuses formes pour lesquelles nous pouvions mesurer les pertes de charge. Nous avons notamment : des coudes de 90° , des coudes de 120° , des changements de diamètre (embouchure entrée supérieure ou inférieure à l'embouchure de sortie), des "V" et des "carrefours". Chacun de ces éléments était disponible en plusieurs diamètres. Nous disposions également de raccords, pour notamment lier plusieurs tuyaux entre eux. Enfin, éléments plus anecdotiques, nous disposions de colliers de serrage et de tournevis pour bien fixer les tuyaux à l'embouchure des pompes.



FIGURE 18 – Pompe utilisée



FIGURE 19 – Réservoir



FIGURE 20 – Bassines



FIGURE 21 – Balance utilisée

4.4. Protocole expérimental et d'analyse

Ainsi, nous avons d'abord procédé aux mesures de débit des différentes pompes. Pour cela, nous avons placé le tuyau de sortie de la pompe dans une bassine puis nous avons actionné les pompes. Le trop plein s'est rempli, une fois plein, l'eau a commencé à couler dans le tuyau de sortie et c'est donc à ce moment-là que nous activons un chronomètre. Une fois le seau presque plein, nous coupons la pompe et le chronomètre et nous laissons le reste d'eau qui était encore dans le tuyaux de sortie s'évacuer dans la bassine. Ensuite, nous avons pesé la bassine. Nous avons alors pu déterminer à l'aide de la masse volumique de l'eau et du temps chronométré le débit de la pompe. En répétant plusieurs fois les mesures pour chacune des pompes, nous avons pu déterminer une incertitude statistique.

Pour la mesure des perte de charge linéaires, nous avons placé un tuyau de longueur L , que nous avons mesuré avec un mètre dans une deuxième embouchure du réservoir. Nous avons également mesuré le diamètre intérieur du tube. Pour mesurer les pertes de charges linéaires nous avons donc mesuré le volume d'eau qui passe par le tuyau de longueur L en chronométrant comme précédemment pour trouver le débit d'eau à travers le tuyau. A partir de cette mesure nous utilisons le théorème de Bernoulli le long d'une ligne de courant. Pour cela, nous avons également mesuré la différence de hauteur entre l'embouchure du tuyau et sa hauteur à l'arrivée dans la bassine avec

un mètre.

Enfin, pour la mesure des pertes de charges singulières, nous avons installé les différentes formes étudiées entre des tuyaux de diamètres correspondants puis nous avons encore une fois placé le bout du tuyau dans une bassine et déterminé la perte de charge à travers le tuyau en calculant le débit passant dans ce tuyaux. Nous avons encore une fois, pour cela, chronométré en combien de temps la bassine s'emplissait d'un certain volume avec la balance. Nous avons ensuite pu retrouver le coefficient de perte de charges singulières imposées par le coude ou la forme utilisée. Pour cela, nous avons tout simplement déduit des pertes de charges totales les pertes de charges régulières. Il est important de noter que pour les séparations comme le "V", on peut avoir plusieurs sorties de tuyau au final. Pour calculer la perte de charge totale, on considérera la somme des volumes récoltés dans les différentes bassines. Voici quelques-unes des formes utilisées :



FIGURE 22 – Séparation en "V"



FIGURE 23 – Coude de 120°



FIGURE 24 – Changement de diamètre



FIGURE 25 – Coude de 90°

4.5. Résultats

Nous avons utilisé la première pompe pour les calculs de pertes de charge. Voici comment nous avons déterminé les débits des différentes pompes :

Nous avons d'abord effectué plusieurs mesures de volume et plusieurs chronométrages :

Masse d'eau en kg	Temps en s	Débit en L/s
10,3	7,8	1,32
9,3	7,1	1,31
7,3	6,9	0,890

TABLE 13 – Mesure de débit pour la pompe 1

On trouve alors un débit moyen de $Q_1 = 1,2 \text{ L/s}$. De même on trouve $Q_2 = 1,3 \text{ L/s}$ pour la pompe 2 et $Q_4 = 1,4 \text{ L/s}$ pour la pompe 4. Nous avons ensuite déterminé les pertes de charge linéaires avec la méthode décrite précédemment. La formule de la charge nous donne :

$$H = z + \frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g}$$

Puisqu'on est à la pression atmosphérique en entrée et en sortie du tuyau (on néglige la pression ajoutée par l'eau étant donné la faible hauteur d'eau) et qu'on peut considérer que la vitesse en entrée du tube est nulle grâce à la présence du trop plein, nous avons les pertes de charge le long de la conduite avec la formule :

$$\Delta H = \frac{V^2}{2g} - \Delta z, \text{ avec } V \text{ la vitesse en sortie du tuyau.}$$

. On a $V = \frac{4Q}{\pi D^2} = 6,7m/s$ et $\Delta z = 2,15m$. Or la relation de Darcy-Weisbach nous donne :

$$\Delta H = \xi(r/D, Re) \frac{LV^2}{2Dg} = S_f L$$

On a $V = \frac{4Q}{\pi D^2} = 6,7m/s$ En combinant les deux équations nous obtenons donc la perte de charge par mètre : $S_f = 0,023m^{-1}$ Et le coefficient de perte de charge linéaire : $\xi(r/D, Re) = S_f \frac{2gD}{V^2} = 1,5 \cdot 10^{-4}$.

Nous avons également $Re = \frac{UD}{\nu} = \frac{4Q}{\pi D \nu} = 10^5$. Ce qui nous a permis de trouver avec le diagramme de Moody la rugosité relative $\frac{r}{D} = 10^{-6}$ environ. Nous trouvons donc la rugosité du tuyau qui vaut donc $r = 2,2\mu m$. Nous avons trouvé dans la littérature une valeur de rugosité $r = 1,5\mu m$, nos résultats sont donc cohérents avec la littérature.

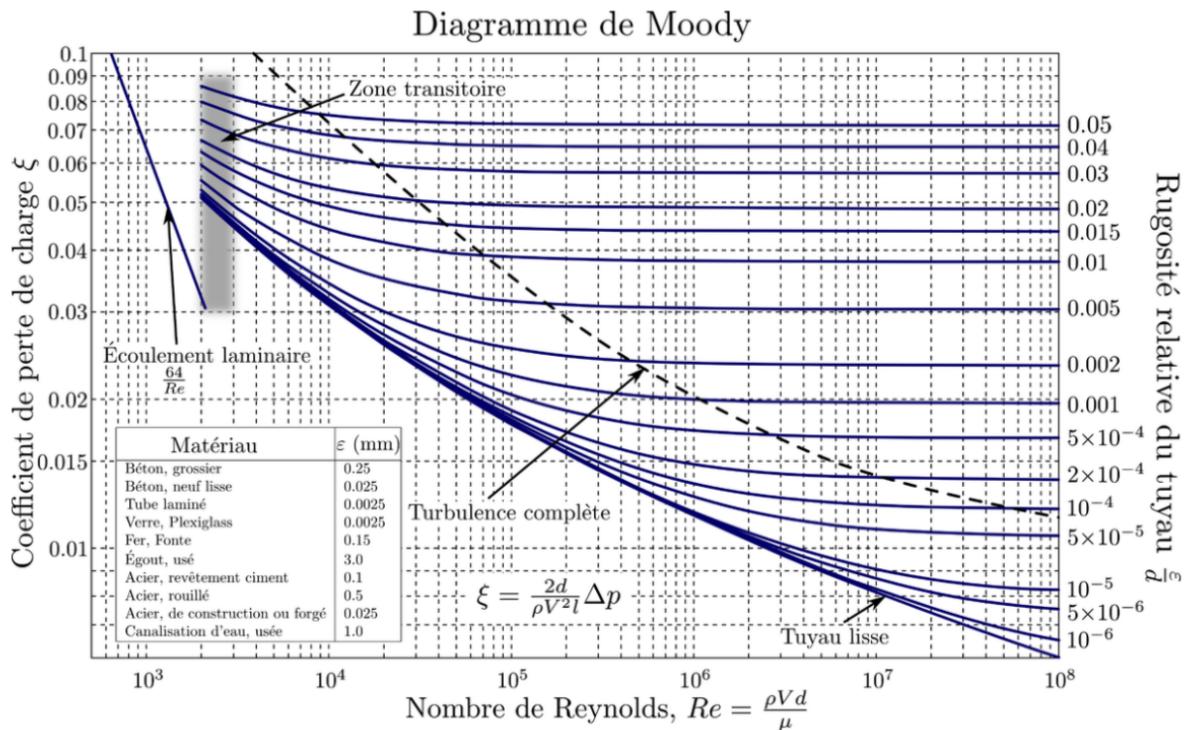


FIGURE 26 – Diagramme de Moody utilisé pour trouver la rugosité

Le protocole ci-dessus a permis de calculer les différents coefficients de pertes de charges singulières répertoriées dans le tableau ci-dessous.

Type de singularité	K expérimental	K théorique
Raccord en V	$0,5 \pm 0,1$	1,3
Double raccord en V	$0,9 \pm 0,2$	2,6
Coude 120°	$0,2 \pm 0,05$	0,09
Coude 90°	$0,4 \pm 0,1$	0,1
Changement de diamètre	$0,8 \pm 0,2$	0,19

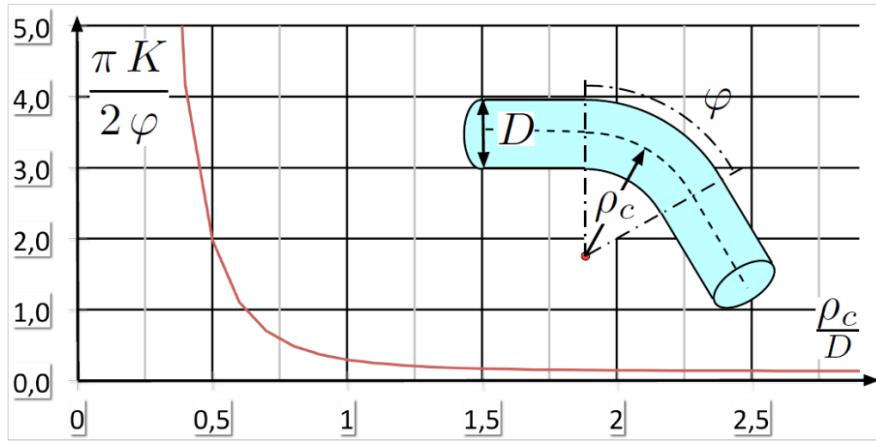
TABLE 14 – Coefficients de perte de charge singulières théoriques et expérimentales

Avec le coefficient de perte de charge singulière théorique pour un changement de diamètre calculé d'après la formule du cours avec $D_2 > D_1$:

$$K = \left(1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{-2}\right)^2 = \left(1 - \left(\frac{2,0}{1,5}\right)^{-2}\right)^2 = 0,19$$

Et pour les coudes en utilisant la formule :

$$K = \frac{2\psi}{\pi} \left(1,131 + 1,847 \left(\frac{2\rho_c}{D}\right)^{-3,5}\right)$$



H. Roux

Source [2]

54

FIGURE 27 – Calcul des pertes de charge linéaires pour un coude

Ainsi, en comparant nos mesures avec la théorie, nous pouvons remarquer que les résultats sont globalement satisfaisants, avec parfois des surestimations des pertes et parfois des sous-estimations. On reste dans le même ordre de grandeur à chaque fois.

Nous trouvons des incertitudes statistiques puisque nous avons répété les mesures et également des incertitudes expérimentales liées aux incertitudes sur les valeurs mesurées. On a donc statistiquement :

Grandeur	Incertitude
K_V	$u(K_V) = 0,1$
K_{2V}	$u(K_{2V}) = 0,2$
K_{90}	$u(K_{90}) = 0,1$
K_{120}	$u(K_{120}) = 0,05$
K_{diam}	$u(K_{diam}) = 0,2$

TABLE 15 – Tableaux des incertitudes

4.6. Analyse du problème

Il s'agit d'évaluer la puissance que doit fournir la pompe pour faire circuler l'eau à un débit $Q_{poisson}$, déterminé précédemment dans la partie hydraulique à surface libre. Nous devrons donc pour cela évaluer les pertes de charge dans notre système de passe à poisson. Nous négligeons les pertes de charge dans le canal. Le système à étudier est représenté ci-dessous.

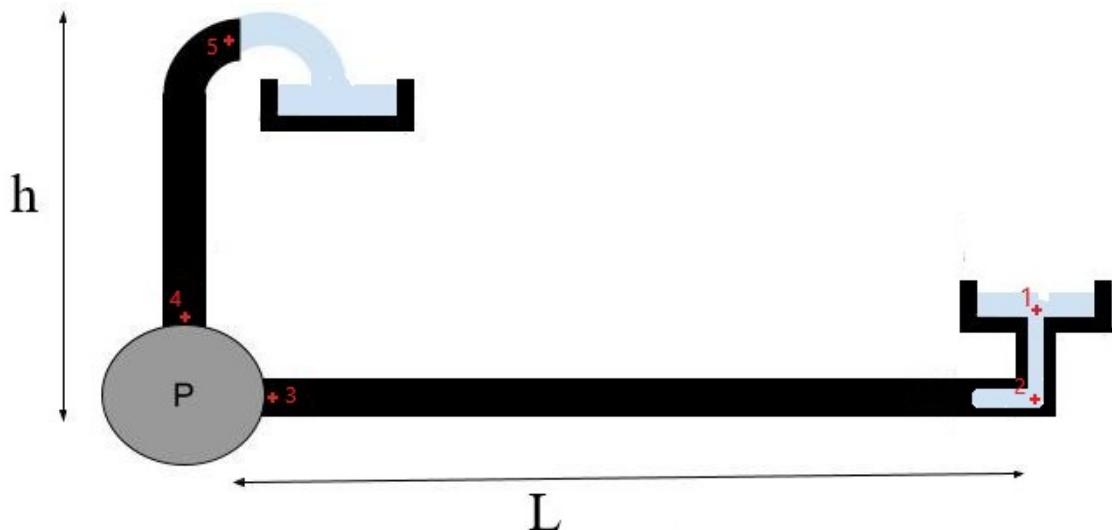


FIGURE 28 – Système sans le canal

Nous négligerons les pertes de charge dans la pompe. Nous avons donc la relation suivante reliant les pertes de charge dans notre système :

$$\frac{P_{pompe}}{\rho g Q} = h + \Delta H_1^2 + \Delta H_2^3 + \Delta H_3^4 + \Delta H_4^5 + \Delta H_5^6$$

Avec :

$$H_2 = K_{90} \frac{2Q^2}{\pi^2 D^2 g}$$

$$\Delta H_2^3 = f \frac{2Q^2}{\pi^2 D^3 g} L$$

$$\Delta H_4^5 = f \frac{2Q^2}{\pi^2 D^3 g} h$$

$$\Delta H_5 = K_{90} \frac{2Q^2}{\pi^2 D^2 g}$$

Nous avons donc $P_{pompe} = \rho g Q_{poisson} (h + f \frac{2Q^2}{\pi^2 D^3 g} h + +2K_{90} \frac{2Q^2}{\pi^2 D^2 g})$

Nous avons également trouvé dans la partie hydraulique à surface libre $h = 0,14m$, $D_e = 10cm$ et $L = 2$, et $V_e = 1,19m/s$ d'où $Q_{poisson} = 0,019m^3/s$. Nous en déduisons la puissance de la pompe nécessaire au fonctionnement du système : $P_{pompe} = 260W$.

4.7. Analyse des résultats

Ainsi, nos résultats nous ont permis de déterminer les pertes de charge dans notre installation puis la puissance que doit fournir la pompe pour remonter l'eau en haut du canal. Les pertes de charge valent 1,4m et la puissance à fournir vaut 260W.

4.8. Conclusion

Dans cette partie nous avons cherché à déterminer les pertes de charge dans nos canalisations afin de trouver la puissance que doit fournir la pompe à notre installation. Pour cela, nous avons procédé à des mesures de pertes de charge linéaires et singulières, en particulier pour un coude de 90°.

Cela nous a permis de trouver les pertes de charges totale dans notre installation, sous l'hypothèse qu'il n'y a pas de perte de charge dans le canal. A l'issue de cette étude nous avons pu conclure que la pompe devait fournir une puissance de 260W pour faire circuler l'eau dans le canal et les canalisations.

Cependant, nos mesures et notre modèle présentent plusieurs limitations. Nous pouvons d'abord penser au fait que, comme expliqué précédemment, les tuyaux utilisés sont en plastique souple alors que dans une véritable passe à poisson de laboratoire, ils sont sûrement en métal ou en PVC. De plus, nous avons négligé les pertes de charge dans le canal mais en réalité le fluide perd de l'énergie dans le canal, il aurait donc fallu les inclure aux pertes de charge totale. Ces pistes d'amélioration sont des moyens d'améliorer nos expériences afin d'obtenir des résultats encore plus satisfaisants.

5. Conclusion générale

Durant ce projet d'APP hydraulique, nous avons été amenés à réaliser plusieurs expériences. Tout d'abord, nous nous sommes intéressés à l'hydraulique à surface libre. Dans cette partie, nous avons cherché l'influence de différents revêtements du fond d'un canal sur l'écoulement. Nous avons aussi cherché à étudier un ressaut hydraulique créé par un obstacle dans le canal. Ensuite, nous nous sommes intéressés aux machines hydrauliques. Pour cela, nous avons cherché à tracer les courbes de rendement en fonction de la vitesse de rotation pour la turbine Pelton. Puis, nous avons fait la même chose pour la turbine Francis fixée dont les aubes avaient été fixées sur un angle précis. Enfin, nous nous sommes intéressés à l'hydraulique en charge. Dans cette partie nous avons cherché à déterminer les pertes de charges linéaires associées aux tuyaux en plastique. Puis, nous avons calculé celles apportées par différentes singularités. Cette étude pratique nous a ensuite été très utile dans notre étude de passe à poisson de laboratoire.

Dans un deuxième temps, nous nous sommes donc intéressés à un dispositif : la passe à poissons de laboratoire. Ce dispositif permet le dimensionnement de passe à poisson avant qu'elles soient installées dans la nature, étape clé pour permettre le passage de poissons. Pour ce faire, le dispositif est équipé d'une pompe permettant de réalimenter le canal constituant la passe. Nous avons commencé par chercher quel revêtement serait le plus adapté à notre canal parmi ceux que nous avons étudiés. Cette étude nous a permis de déterminer que le revêtement comportant des gros plots est le plus adapté. Elle nous a aussi permis de calculer l'inclinaison de notre canal, la vitesse d'écoulement et la hauteur d'eau à l'intérieur pour permettre le passage des truites Fario. Ensuite, nous avons étudié la possibilité de mettre une turbine Francis en sortie de canal pour récupérer une partie de l'énergie de l'eau. Mais nous nous sommes assez vite rendus compte que cela n'était pas intéressant en raison du faible débit disponible. Finalement, nous avons dimensionné la pompe grâce à une étude de pertes de charge dans le système. Cette étude nous a donc permis de dimensionner complètement notre système.

Malgré des résultats assez concluants dans la plupart de nos parties, certaines limites à notre étude existent. Tout d'abord, nous ne prenons pas en compte la perte de charge dans le canal, mais cela peut être remis en cause notamment avec le revêtement que nous avons choisi. Ensuite, étudier plus de revêtements aurait été intéressant, d'autant plus que notre plage d'incertitude pourrait engendrer l'impossibilité de trouver un résultat adapté. D'autre part, pour l'étude des turbines, nous aurions pu pousser cette étude un peu plus loin, notamment en ajoutant des points de mesure ou en faisant varier l'ouverture pour la turbine Pelton. Enfin, la dernière limite est que, dans notre étude, nous nous sommes basés sur des tuyaux en plastique ce qui ne sera pas forcément le cas dans l'installation réelle.

6. Bibliographie et sources

6.1. Bibliographie

Références

- [1] *GUIDE TECHNIQUE pour la CONCEPTION des PASSES «NATURELLES»*, M. LARINIER, D. COURRET, P. GOMES, Agence de l'eau Adour Garonne, publié le [décembre 2006],
- [2] *Explication de la rugosité de surface : Ra, Rq, Rz et plus, Richconn*, publié le [19/11/2024], consulté le [13/05/2025]
- [3] *Formule de Manning-Strickler*, Cassiopee, <https://cassiopee.g-eau.fr/assets/docs/fr/calculators/hsl/strickler.html>, consulté le [13/05/2025]
- [4] *Quelle est la rugosité relative d'un tuyau – Définition*, Thermal engineering, <https://www.thermal-engineering.org/fr/quelle-est-la-rugosite-relative-dun-tuyau-definition/>, consulté le [23/05/2025]

6.2. Autres sources

Photo 1 (passe à poisson de laboratoire, page de garde) : Passe à poisson de laboratoire, Reasearch Gate, <https://www.researchgate.net/figure/Passe-a-poissons-du-laboratoire-echelle-14-Le-systeme-fonctionne-en-boucle-fermee-Unefig22320466549>, visité le [07/05/2025].

Photo 3 (truite Fario) : Connaitre la truite Fario, La Vallée de la Dordogne, <https://www.vallee-dordogne.com/la-vallee-de-la-dordogne/activites/peche/poissons-dordogne/truite-fario>, visité le [19/05/2025]