



PROJET MECANIQUE DES FLUIDES

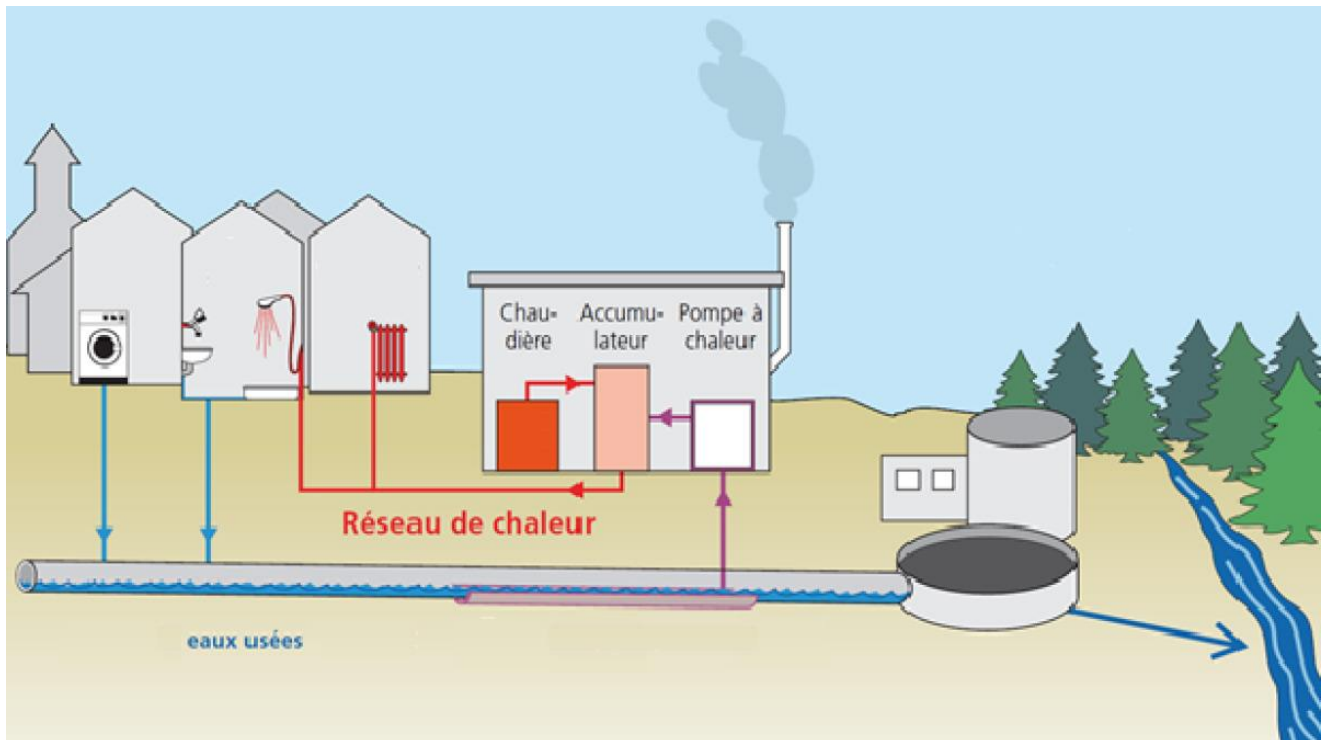
Calories en sous-sol



SIMONIN DYLAN, PESCE JULIEN, COLMART SACHA, TAMBUTTE THEO

CESI ECOLE D'INGENIEUR

LIVRABLE 1/2/3



Description

La Mairie de Paris a mis en place des orientations énergétiques à travers le Plan Climat Air Énergie Territorial. Il fixe l'objectif ambitieux d'une neutralité carbone pour l'année 2050.

La cloacothermie (de cloaca, égout en latin) consiste à récupérer l'énergie disponible dans les eaux usées à partir d'un échangeur c'est ce qui correspond à la récupération de chaleur des eaux usées en égout.

Le potentiel dans les réseaux d'assainissement est conséquent. En effet, La température des effluents pour les ouvrages considérés peut varier de 10°C à 20 °C avec une moyenne de 14 °C de décembre à février. Ce potentiel de récupération d'énergie est de l'ordre de 45 000 MWh de chaleur par an pour la ville de Paris.

Enjeux pour la collectivité :

- Contribuer à la réduction des émissions de gaz à effet de serre pour l'accomplissement de l'objectif neutralité carbone à l'horizon 2050,
- Développer des productions d'énergies renouvelables produites localement
- Préserver l'environnement en diminuant les enjeux climatiques défavorables.

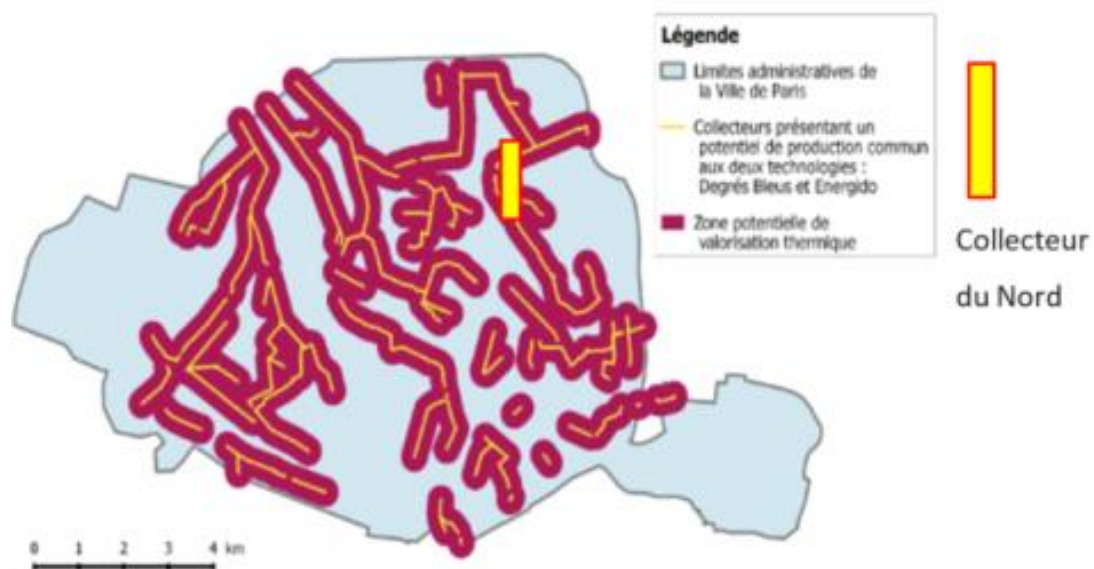
TABLE DES MATIERES

1	LIVRABLE 1	4
1.1	Contexte.....	4
1.2	Critères.....	5
1.2.1	Choix des différents critères.....	5
1.2.2	Définition des critères.....	6
1.3	Principales contraintes	9
1.3.1	Contraintes des données d'entrée	9
1.3.2	Contraintes des critères	9
2	LIVRABLE 2.....	10
2.1	Contexte.....	10
2.2	Livrable 2-1.....	11
2.2.1	Établir les critères de la PAC.....	11
2.2.2	Modèle de PAC pour une efficacité maximum.....	13
2.2.3	Détermination de l'efficacité de l'installation	18
2.3	Livrable 2-2.....	19
2.3.1	Calculs et Comparaison.....	19
2.3.2	Détermination du débit minimum.....	21
2.3.3	Dimensionnement de l'échangeur	22
2.3.4	Couvrir 100% des besoins énergétiques	23
2.4	Conclusion.....	24
3	LIVRABLE 3.....	25
3.1	Circuit Froid.....	25
3.2	Circuit Eaux usées.....	27
3.2.1	Choisir notre pompe	27
3.2.2	Dimensionnement et poids de la pompe	28
3.2.3	Gamme de notre pompe.....	29
3.2.4	Le broyeur	30
3.3	Conclusion.....	33

1 LIVRABLE 1

1.1 CONTEXTE

Le choix s'est porté sur le collecteur d'égout ci-dessous. La chaleur récupérée servira au chauffage d'un collège, d'un centre sportif et de deux écoles maternelles.



1.2 CRITERES

1.2.1 CHOIX DES DIFFERENTS CRITERES

1.2.1.1 CRITERES PRIMAIRES

Critères / Systèmes	Critère 1	Critère 2	Critère 3	Critère 4
	Coûts	Performance énergétique	Garantie de l'installation	Délai de livraison
Thermliner	XXXXXXXXXX	XXXXXXXXXX	XXXXXXXXXX	XXXXXXXXXX
Energido	XXXXXXXXXX	XXXXXXXXXX	XXXXXXXXXX	XXXXXXXXXX

Critère 5	Critère 6	Critère 7
Technologie et performance	Qualité du produit et fiabilité	Références projet
XXXXXXXXXX	XXXXXXXXXX	XXXXXXXXXX
XXXXXXXXXX	XXXXXXXXXX	XXXXXXXXXX

1.2.1.2 CRITERES SECONDAIRES

Critères / Systèmes	Critère 1	Critère 2
	Plan de formation des utilisateurs	Souplesse de la solution
Thermliner	XXXXXXXXXX	XXXXXXXXXX
Energido	XXXXXXXXXX	XXXXXXXXXX

1.2.2 DEFINITION DES CRITERES

1.2.2.1 CRITERES PRIMAIRES

Premièrement, nous allons définir les critères primaires qui permettront de faire le choix de notre échangeur :

- Critère 1 « Les **coûts** : cible, estimé et de maintenance » :
 - Le **coût cible** : coût que le client souhaiterait investir dans le produit. Nous devons donc avoir l'échangeur le plus compétitif en termes de prix.
 - Le **coût estimé** : on estime le coût de chaque composant et son poids dans le coût total estimé compte tenu des capacités techniques et des compétences de l'entreprise
 - Le **coût de maintenance** d'un équipement prend en compte une période donnée (mois, années) toutes les dépenses engendrées par la pratique de la maintenance sur cet équipement. C'est un coût direct, il se décompose en quatre postes (coûts d'indisponibilité, les coûts de défaillance intègrent les coûts de maintenance corrective et les coûts d'indisponibilité consécutifs à la défaillance des biens d'équipement). Le coût annuel de maintenance permet de déduire notre coût sur la durée d'exploitation du produit.
- Critère 2 « **Performance énergétique** » : Plus les pertes thermiques sont minimisées, plus le rendement de l'échangeur thermique est important. Pour cette raison, il est donc très important que le matériau utilisé dans la conception soit le plus conducteur possible. Ainsi, en choisissant un système ayant le meilleur rendement, les économies d'énergie se font immédiatement ressentir.

Dans la performance énergétique, nous pouvons prendre en compte l'**empreinte carbone** :

- **Taux d'émission de CO2** : Les émissions de CO2 sont l'ensemble des rejets de dioxyde de carbone dans l'atmosphère. On parle d'un taux d'émission de CO2 exprimé en gramme par kilomètre.
 - **Taux de pollution du système** : La locution "pollution de l'air" fait référence à la concentration trop élevée de microparticules dans l'atmosphère qui la pollue et participe au réchauffement climatique et a des effets nocifs sur la santé.
- Critère 3 « **Garantie de l'installation : durée de vie** » : Il s'agit de la période durant laquelle notre échangeur ou certains composants de cet échangeur atteignent ou dépassent les limites d'exigences de fonction ou performance. Il faudra donc opter de préférence pour un échangeur avec une longue durée de vie pour éviter de devoir remplacer un ou plusieurs composants trop rapidement. La garantie a un impact sur le coût de maintenance.

- Critère 4 « **Délai de livraison** » : Temps qui s'écoule entre la réception de la commande par un client et la livraison effective afférente. Le délai de livraison constitue une variable d'appréciation de la qualité d'un service. C'est une contrainte également.
- Critère 5 : « **Technologie et performance** » : Nous pouvons réunir **technologie utilisée avec performance des solutions déjà produites** dans un seul critère « Technologie et performance » ce qui nous permet de faire une analyse comparative entre les deux solutions :
 - « **Technologie utilisée (intégrable ou dérivé)** » (analyse comparative et avantages concurrentiels de notre solution) :
 - **Echangeur intégrable** : son fonctionnement est d'utiliser le passage des eaux usées sur l'échangeur thermique, afin de transférer l'énergie qu'elles contiennent vers un fluide caloporteur. Les calories ainsi récupérées sont acheminées vers une pompe à chaleur réversible, capable de restituer l'énergie pour alimenter le réseau de chauffage ou de refroidissement.
 - **Echangeur dérivé** : son fonctionnement est de détourner une partie des eaux usées vers un échangeur thermique, afin de transférer l'énergie qu'elles contiennent vers un fluide caloporteur. Les calories ainsi récupérées sont acheminées vers une pompe à chaleur réversible, capable de restituer l'énergie pour alimenter le réseau de chauffage ou de refroidissement.

En regardant l'influence de la technologie mise à disposition, le client peut différencier les deux méthodes et enfin faire un choix. En théorie, il existe trois sources d'avantage concurrentiel selon Porter. Les voici :

- **L'avantage comparatif** : Il est aussi appelé avantage de coût. Il s'agit simplement pour l'entreprise de positionner son offre dans une gamme de prix moins chère que ses concurrents.
 - **L'avantage par différenciation** : Le produit ou service est valorisé et perçu par le consommateur comme apportant plus de valeur. Il peut dès lors justifier un prix de vente supérieur à l'offre de la concurrence.
 - **La spécialisation** : En étant connu par les utilisateurs comme leader ou expert dans son domaine, l'entreprise se différencie clairement des concurrents.
- « **Performance des solutions déjà produites** » : Lorsque l'on parle de performance d'un produit, cela peut englober de nombreux indicateurs. Les indicateurs les plus couramment rencontrés sont :
 - Le volume de vente sur une période
 - Le CA généré
 - La marge générée
 - Le taux de marge
 - Le taux d'écoulement.

- Critère 6 « **Qualité du produit et fiabilité** » : Dans le cas de la conception, le problème n'est pas de mesurer la qualité du produit mais de répondre à la question : comment faire un produit de qualité ? Ne pouvant mesurer la qualité du produit que a posteriori (c'est le résultat de l'activité de conception), il faut être capable de déclencher la bonne activité qui donnera un bon résultat.
- Critère 7 « **Références projet** : à qui on a déjà vendu le produit » : C'est un indice de confiance ou des retours d'expériences. En fonction du passé de ce produit, c'est-à-dire s'il a déjà été installé dans d'autres endroits pour une utilisation similaires cela nous permettra de nous renseigner avant notre installation.

1.2.2.2 CRITERES SECONDAIRES

Dans un second temps, nous définissons les critères secondaires, c'est-à-dire des critères moins importants mais qui sont cependant aussi utiles au choix de nos échangeurs. Il faudrait donc en utiliser le plus possible pour pouvoir faire le meilleur choix final.

- Critère 1 « **Plan de formation des utilisateurs** » : Il s'agit d'un outil stratégique de management des Ressources Humaines. Il rassemble toutes les formations en cours et à venir sur l'année, en lien avec la politique d'entreprise définie. C'est un projet opérationnel de développement et d'adaptation des compétences de vos salariés aux évolutions des métiers dans votre structure. Ce projet est délimité dans le temps et précisément budgété.
- Critère 2 « **Souplesse de la solution** » : adaptabilité à établir le système ailleurs » : La souplesse de la solution permettra d'installer ce même système ailleurs dans la ville en sachant qu'il sera facile d'installation et utilisable pour plusieurs solutions.

1.3 PRINCIPALES CONTRAINTES

1.3.1 CONTRAINTES DES DONNEES D'ENTREE

Voici les contraintes des données d'entrée soulignée dans le sujet à prendre en compte.

Premièrement, dans notre situation, le but de l'installation est d'atteindre un objectif de **neutralité carbone à l'horizon 2050**. Ainsi le but de cet échangeur est de servir de chauffage à plusieurs bâtiments comme un collège, un centre sportif, et deux écoles maternelles, il faudra donc que cet échangeur est une **bonne efficacité**, pour cela on devra calculer les **besoins** de ses **bâtiments** ainsi que la **puissance** de **l'échangeur**. En plus d'une bonne efficacité, il doit avoir un **bon rendement** au niveau de sa surface pour qu'il soit de qualité ainsi son **dimensionnement** sera important. Pour finir, un des derniers objectifs sera de couvrir plus de **75% des besoins énergétiques** à partir de la chaleur de l'égout.

1.3.2 CONTRAINTES DES CRITERES

Le **coût global** est une contrainte. Le fait de devoir déterminer d'une part le **prix de vente** dont le niveau est imposé par la valeur du produit perçue par le client, et d'autre part, par l'exigence de la **marge cible** engendrée par les choix stratégiques de l'entreprise, le **coût cible** apparaît comme une contrainte à satisfaire.

Dans le cas où le produit est **défaillant**, les **coûts** de **maintenance** sont censés être évalués avant l'achat du produit mais dans le cas où la **garantie** peut encore être utilisée, il n'y a pas de surplus pour le client. La contrainte ici serait la **durée de vie du produit**.

Pour ce qui est de la **performance énergétique** ; **l'empreinte carbone** doit avoir le meilleur **bilan énergétique** afin d'investir dans des **matériaux** nécessitant moins de ressources énergétiques fossiles de manière à moins affecter le climat. Le matériel utilisé dans la conception doit être aussi le **plus conducteur possible**, ainsi les économies d'énergie se font immédiatement ressentir.

Quant à la **livraison** du produit, il y a des obligations du professionnel ; dès lors que le contrat n'est pas exécuté immédiatement, le professionnel doit indiquer une date ou un délai de livraison du produit. Le **professionnel doit livrer le produit à la date ou dans le délai indiqué au client**.

Au niveau de la **technologie utilisée**, nous avons l'échangeur installé en **dérivation** et celui **intégrable**. Il serait possible de faire une **analyse comparative** avec toutes les **contraintes** de chacun de ces 2 système afin de déterminer le quel choisir.

Comment déterminer si un **produit est de qualité ou non** ? cette question est une contrainte. Il existe le coût d'obtention de la qualité (**COQ**) ou le coût de la Non qualité (**CNQ**) : il s'agit de coûts occasionnés pour assurer le **niveau de qualité défini** (politique qualité).

La **souplesse de la solution** pourrait être une contrainte et faire qu'un produit se distingue plus des autres car si l'on veut installer ce même système à un autre endroit, il y a certains systèmes qui ne sont peut-être pas capable de se **reproduire** plusieurs fois ce qui peut grandement influencer le choix du client.

2 LIVRABLE 2

2.1 CONTEXTE

Rappel des objectifs généraux de l'étude :

- Couvrir plus de 75% des besoins énergétiques à partir de la chaleur de l'égout.
- Déterminer l'efficacité de l'installation à +-5% près.
- Dimensionner les circuits de la chaufferie sortie PAC et choisir les pompes de chauffage.

Choix de la PAC et Dimensionnement de l'échangeur.

2.2 LIVRABLE 2-1

2.2.1 ÉTABLIR LES CRITERES DE LA PAC

2.2.1.1 CHOIX DU TYPE DE PAC

Premièrement nous allons définir les 2 types de PAC disponible sur le site du constructeur pour déterminer le modèle qui nous correspond.

La pompe à chaleur air-eau est un système qui repose sur l'utilisation des calories contenues dans l'air extérieur pour venir chauffer l'eau qui est présente dans le réseau de chauffage. Dans la pratique, l'eau chauffée par la PAC air-eau est ensuite envoyée dans le circuit, composé de radiateurs, de ventilo-convecteurs à eau ou de plancher chauffant, afin d'obtenir la température attendue au sein des différentes pièces. Par ailleurs ce type de pompe à chaleur est en mesure, contrairement à la PAC air-air, de produire de l'eau chaude sanitaire.

La pompe à chaleur eau-eau extrait la chaleur de l'eau souterraine. Ce type de pompe est donc très efficace, car la température de l'eau contenue dans le sol est pratiquement constante et suffisante toute l'année. En effet, les nappes phréatiques sont la meilleure source d'énergie pour une pompe à chaleur en raison des faibles fluctuations de la température de l'eau. Pour pouvoir puiser dans l'eau souterraine, il faut une pompe afin de pomper l'eau dans la nappe phréatique et une fosse d'évacuation pour récupérer l'eau, à condition que l'eau captée au puits soit de qualité et en quantité suffisante.

En conclusion, nous choisissons une PAC eau/eau car elle correspond à notre situation, c'est-à-dire que nous utiliserons les eaux usées pour chauffer de l'eau qui permettra de chauffer des bâtiments.

2.2.1.2 CRITERES NECESSAIRES A LA PAC

Avant de choisir quelle pompe à chaleur nous sélectionnerons, il faut établir une liste des contraintes et des critères de performances.

Premièrement, il faut établir une liste des contraintes.

- Il faudra couvrir plus de 75% des besoins en puissance sans appoint de chaleur dans la chaufferie.
- La température intérieure dans les locaux doit être de 19°C.
- La sévérité du climat est donnée par les DJU* à Paris (réf 2019).
- Les circuits de chauffage central sont dimensionnés actuellement pour une eau entrée radiateur à 60° lorsque la température extérieure est minimum.
- Le choix du constructeur proposé par le comité de pilotage est CIAT.
- Lorsqu'il fait très froid dehors, les températures entre le BAC de mélange et les radiateurs sont actuellement celles-ci :
 - Température de départ eau chaude (Sortie BAC) : $T_d = 60^{\circ}\text{C}$
 - Température de retour eau chaude (Sortie radiateurs) : $T_r = 50^{\circ}\text{C}$

Ensuite, il faut établir la liste des performances nécessaires pour la PAC.

- La PAC doit être équipée d'un moteur à vitesse variable pour s'adapter à la demande.
- L'installation doit disposer également d'une réserve d'eau chaude de 2m³ qui servira également de bac de mélange.

2.2.2 MODELE DE PAC POUR UNE EFFICACITE MAXIMUM

Pour choisir notre modèle de PAC il faut calculer la puissance installée. Pour cela, nous devons utiliser les DJU.

Notre DJU = 1931

Dans ce calcul, nous feront d'abord pour 100% des besoins.

Calcul de notre puissance moyenne : $\frac{300000}{24 \times 365} = 34 \text{ kW}$

Après avoir calculé cette puissance moyenne, nous devons calculer le delta Tmoyenne.

$$T_{moy} = \frac{DJU}{\text{jours concernés}} = \frac{1931}{365} = 5,29$$

$$Puissance \text{ maximale} = \frac{(P_{moyenne} * T_{max})}{T_{moyenne}} = \frac{(34 * 20)}{5,29} = 128,5 \text{ kW}$$

Puissance maximale = 128,5 kW

Maintenant nous calculons pour 75% du besoins.

$$Puissance \text{ 75\%} = P_{75\%} = Puissance \text{ maximale} * 0,75 = 128,5 * 0,75 = 96,4 \text{ kW}$$

Puissance 75% = 96,4 kW

Grâce aux différents critères, aux performances requises et aux calculs effectués, nous en avons conclu qu'il nous faut une PAC qui peut fournir une puissance calorifique d'au moins 96,4 kW pour couvrir les 75% des besoins énergétiques mais se limitant à être en dessous des 100% car celui-ci est recouverts en partie par les radiateurs ce qui se retrouvera dans la partie couvrir les 100% de nos besoins énergétiques.

2.2.2.1 DESCRIPTIF DU MODELE CHOISI



DYNACIAT LG

Groupes de production d'eau glacée
Pompe à chaleur

Cette PAC permet une puissance calorifique de 29 à 230 kW.
Notre puissance étant de 96,4 kW ce modèle correspond.

HW1	Conditions en mode chauffage : Température entrée/sortie d'eau à l'évaporateur 10°C/7°C, température entrée/sortie d'eau au condenseur 30°C/35°C, facteur d'encrassement de l'évaporateur 0 m ² . k/W
HW2	Conditions en mode chauffage : Température entrée/sortie d'eau à l'évaporateur 10°C/7°C, température entrée/sortie d'eau au condenseur 40°C/45°C, facteur d'encrassement de l'évaporateur 0 m ² . k/W
HW3	Conditions en mode chauffage : Température entrée/sortie d'eau à l'évaporateur 10°C/7°C, température entrée/sortie d'eau au condenseur 47°C/55°C, facteur d'encrassement de l'évaporateur 0 m ² . k/W

Le second critère de choix est les différentes températures compatibles en entrée en sortie. La température entrée/sortie à l'évaporateur correspond à notre fluide caloporteur qui est notre eau froide.

Comment choisir entre le HW1, HW2 et HW3 ?

En regardant ce tableau on peut voir que la seule différence entre ses différents types de chauffage se situe au niveau de la température entrée/sortie d'eau au condensateur.

HW1	Conditions en mode chauffage : Température entrée/sortie d'eau à l'évaporateur 10°C/7°C, température entrée/sortie d'eau au condenseur 30°C/35°C, facteur d'encrassement de l'évaporateur 0 m ² . k/W
HW2	Conditions en mode chauffage : Température entrée/sortie d'eau à l'évaporateur 10°C/7°C, température entrée/sortie d'eau au condenseur 40°C/45°C, facteur d'encrassement de l'évaporateur 0 m ² . k/W
HW3	Conditions en mode chauffage : Température entrée/sortie d'eau à l'évaporateur 10°C/7°C, température entrée/sortie d'eau au condenseur 47°C/55°C, facteur d'encrassement de l'évaporateur 0 m ² . k/W

Sachant que notre température de sortie radiateur de retour eau chaude correspond à 50°C, on en déduit qu'il nous faudra le modèle HW3.

Comment choisir notre modèle ?

En regardant ce tableau on peut voir que la seule différence entre ses différents types de modèle se situe au niveau de puissance de notre pompe à chaleur.

Nous savons grâce au calcul des besoins que nous devons avoir une puissance calorifique se situant entre 96,4 kW et 128,5 kW.

CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES

DYNACIAT LG			080	090	100	120	130	150	180	200	240	260	300
Chauffage													
Unité standard Performances pleine charge*	HW1	Capacité nominale	kW										
		COP	kW/kW										
	HW2	Capacité nominale	kW										
		COP	kW/kW										
	HW3	Capacité nominale	kW										
		COP	kW/kW										
Unité standard Efficacité énergétique saisonnière**	HW1	SCOP _{30/35°C}	kWh/kWh										
		η _{s heat30/35°C}	%										
	HW3	SCOP _{47/55°C}	kWh/kWh										
		η _{s heat47/55°C}	%										
		P _{rated}	kW										
		Etiquette énergétique	kW/kW										

Nous avons pris le modèle DYNACIAT LG 300 car celui se rapproche le plus des 75% de besoin énergétique comme demandé.

Celui-ci a une capacité nominale de 103 kW pour la version HW3. C'est donc une puissance légèrement supérieure à la nôtre de 6,8 %.

$$\frac{P_{75\%}}{P_{\text{modèle 300}}} * 100 = \frac{103}{96,4} * 100 = 6,8\%$$

De plus, cette pompe à chaleur à les caractéristiques demandées par rapport aux données d'entrée tels que :

- Ajustement électronique de la vitesse de pompe à eau et du débit d'eau (option pompe à vitesse variable)
- Elle est également équipée d'un moteur à vitesse variable en option, elle a donc également ce critère qui est respecté.

2.2.2.2 AVANTAGES DU MODELE CHOISI

> avantages

- Efficacité énergétique EER et ESEER excellente grâce au fluide à haut rendement, aux échangeurs et aux compresseurs performants
- Respect de l'environnement par l'utilisation de fluide frigorigène à effet nul sur la couche d'ozone
- Niveau sonore très bas, absence de vibrations
- Dimensions restreintes facilitant la mise en place de l'appareil qui peut être adossé à un mur
- Appareil testé en usine et livré en ordre de marche
- Raccordement hydraulique disposé en partie supérieure pour une installation rapide dans toutes les configurations du local technique
- Alimentation électrique sans neutre car le transformateur est prévu dans l'armoire électrique
- Entretien à portée de main grâce à un affichage clair des informations et des panneaux facilement démontables qui donnent accès à tous les organes
- Polyvalence de régulation, communication à distance, contacts de sortie, interface utilisateur conviviale
- Une solution qui offre un excellent rapport confort - économie – écologie
- Compatible avec les systèmes de gestion Easy & Smart CIATControl
- Compatible avec la solution avancée de monitoring CIAT M2M

2.2.2.3 RESERVE D'EAU CHAUDE

Nous devons dans un second temps choisir une réserve d'eau chaude de 2 m³ soit de 2000 l. Celle-ci servira également comme bac de mélange.

En fonction du stockage nécessaire nous avons sélectionné un ballon tampon de 2000 l.



- **Contenu** : 2000 l.
- **Hauteur totale [mm]** : 2350
- **Mesure de basculement [mm]** : 2440
- **Ø sans isolation [mm]** : 1100 mm
- **Ø avec isolation [mm]** : 1300 mm

2.2.3 DETERMINATION DE L'EFFICACITE DE L'INSTALLATION

L'efficacité de l'installation se calcule par le rapport de la puissance utile sur la puissance maximale.

Ainsi nous devons ici déterminer l'efficacité de notre installation

- Efficacité 75% :

La puissance utile est égale à 96,4 kW

La puissance maximale possible = 103 kW

$$\text{Efficacité 75\%} = \frac{\text{Puissance utile}}{\text{Puissance max possible}} = \frac{96,4}{103} = 0,94$$

- Efficacité 100% :

La puissance utile est égale à 103 kW

La puissance maximale possible = 128,5 kW

$$\text{Efficacité 100\%} = \frac{\text{Puissance utile}}{\text{Puissance max possible}} = \frac{103}{128,5} = 0,80$$

Bonus :

$$\text{Débit calorifique minimum} = \frac{\text{Puissance max possible}}{\text{écart de températures d'entrée secondaire et primaire}}$$

$$\text{Débit calorifique minimum} = \frac{128\,500}{(14 - 10)}$$

$$\text{Débit calorifique minimum} = 32\,125 \text{ W/K}$$

Comment classer notre efficacité ?

Pour évaluer notre efficacité énergétique, nous pouvons grâce au SCOP qui correspond à l'étiquette énergétique classer l'efficacité énergétique selon des intervalles de valeurs.

Classes d'efficacité énergétique A+++ à D SCOP en mode chauffage									
A+++	≥ 5,1								
A++	≥ 4,6								
A+	≥ 4,0								
A	≥ 3,4								
B	≥ 3,1								
C	≥ 2,8								
D	≥ 2,5								
E	≥ 2,2								
F	≥ 1,9								
G	< 1,9								

DYNACIAT LG				080	090	100	120	130
Chauffage								
Unité standard Performances pleine charge*	HW1	Capacité nominale	kW	30	35	38	44	51
		COP	kW/kW	5,48	5,48	5,44	5,47	5,43
	HW2	Capacité nominale	kW	29	33	36	43	49
		COP	kW/kW	4,31	4,33	4,32	4,33	4,37
	HW3	Capacité nominale	kW	28	33	35	41	47
		COP	kW/kW	3,57	3,61	3,59	3,58	3,65
Unité standard Efficacité énergétique saisonnière**	HW1	SCOP _{30/35°C}	kWh/kWh	5,35	5,33	5,24	5,28	5,23
		η _{s heat30/35°C}	%	206	205	202	203	201
	HW3	SCOP _{47/55°C}	kWh/kWh	4,31	4,31	4,29	4,31	4,33
		η _{s heat47/55°C}	%	164	164	163	164	165
		Prated	kW	32	37	40	47	54
		Etiquette énergétique	kW/kW	A++	A++	A++	A++	A++

En comparant, on peut voir que notre modèle DYNACIAT LG 300 à une classe d'étiquette de A++ , ce qui veut dire d'après le tableau de classification, que notre modèle a une très bonne efficacité énergétique.

2.3 LIVRABLE 2-2

2.3.1 CALCULS ET COMPARAISON

2.3.1.1 CALCULS DE L'ÉCHANGEUR

Nous avons une puissance calorifique de 103 000 W .

Grâce à la puissance calorifique, nous pouvons trouver notre surface d'échange tel que :

$$P_{\text{totale inchangée}} = K * S * \Delta TLM$$

- K : coefficient d'échange exprimé en $KW/^\circ C/m^2$. Dans notre cas il est égal à 1300 $KW/^\circ C/m^2$
- S : surface de l'échangeur en m^2

Pour calculer cette surface il faut faire un calcul en amont :

- Calculer le ΔTLM

$$\Delta TLM = \left| \frac{(10 - 12) - (7 - 14)}{\ln(|10 - 12|) - \ln(|7 - 10|)} \right| = \left| \frac{-2 - (-7)}{\ln(2) - \ln(3)} \right| = \left| \frac{5}{\ln(2) - \ln(3)} \right| = |-6,11| = 6,11$$

$$\Leftrightarrow \Delta TLM = 6,11^\circ C$$

Une fois qu'on a calculé le ΔTLM et estimé la **puissance totale échangée**, on peut dimensionner l'échangeur :

$$103\,000\,W = 1300 * S * 6,11$$

$$\Leftrightarrow S = \frac{47\,000}{(1300 * 6,11)} = 12,97\,m^2$$

On peut cette fois-ci dimensionner l'échangeur en prenant compte du coefficient de sécurité de 1,2 :

$$S = 12,97 * 1,2 = 15,56\,m^2$$

Nous avons calculé la **surface** de notre échangeur pour qu'il corresponde à nos contraintes, il sera donc de **15.56 m^2** .

2.3.1.2 COMPARAISONS AVEC L'ENTREPRISE

Grâce à la surface d'échange trouvée de 15.57 m², nous pouvons sélectionner un modèle d'échangeur.

	Heat transfer area	Dy	H = Body / 0.6	Spacing	A : Epaisseur passage chaud B : Epaisseur passage froid	Nozzles	Weight (empty)
Model	m2 (ft2)	mm (inch)	mm (inch)	mm (inch)		mm (inch)	kg (lbs)
2S	2 (21)	425 (17)	500 (20)	A=B= 5 (0.2)		50 (2)	185 (408)
2L	2,1 (23)	425 (17)	600 (24)	A=B=8 (0.3)		50 (2)	195 (430)
4S	4,3 (46)	480 (19)	600 (24)	A=B= 5 (0.2)		50 (2)	285 (628)
4L	4 (43)	480 (19)	700 (27)	A=B=8 (0.3)		80 (3)	290 (639)
8S	8 (86)	540 (21)	700 (27)	A=B= 5 (0.2)		50 (2)	420 (926)
8L	8,8 (95)	540 (21)	925 (36)	A=B=8 (0.3)		80 (3)	460 (1014)
13S	13,5 (140)	645 (25)	800 (31)	A=B= 6 (0.24)		80 (3)	680 (1500)
30L	29,3 (315)	825 (32)	1400 (55)	A=12 (0.5)/B=10 (0.4)		100 (4)	1380 (3042)

Nous choisissons donc le **modèle 30L** avec une surface d'échange de 29,3 m² du coup il faudra augmenter notre surface d'échange afin d'obtenir ce modèle.

$$\text{Augmentation surface d'échange} = \frac{29,3}{15,57} = 1,88 \text{ soit une augmentation de } 88 \text{ \%.}$$

Nous devons donc augmenter notre surface d'échange de 88% par rapport à l'initial afin de trouver notre modèle d'échangeur.

2.3.2 DETERMINATION DU DEBIT MINIMUM

2.3.2.1 CALCULS

Ici nous devons déterminer le débit minimum nécessaire pour notre pompe à chaleur :

$$Q = S * v$$

Avec comme unité :

- Q en m³/s
- S en m² et $S = \frac{\pi * D^2}{4}$
- v en m/s
- D en m

$$Q = v * \frac{\pi * D^2}{4} = 0,400 * \frac{\pi * 0,825^2}{4} = 0,214 \text{ m}^3/\text{s} = 0,214 * 3600 = 769,769 \text{ m}^3/\text{h}$$

Pour obtenir le débit, il faut multiplier la section des tubes par la vitesse du fluide.

La vitesse du fluide est donnée par le constructeur. Il est indiqué qu'elle est comprise entre 0,4 et 1 m/s. Dans notre cas nous voulons calculer le débit minimum ainsi il faut prendre v = 0,4 m/s.

V => Vitesse du fluide	0,400	m/s
S => Section de passage de la canalisation	0,535	m ²
Di => Diamètre intérieur de la canalisation	0,825	m

Pour le calcul de la section, il faut utiliser le diamètre des tubes qui est de 0,645 m pour le modèle 30L que nous avons choisi.

Calcul de la section de passage de la canalisation		
$S = \pi * (Di/2)^2$	0,535	m ²

Finalement, après avoir trouvé la section de passage de la canalisation, nous pouvons trouver le débit minimum.

Calcul du débit		
$Q = S * v$	0,214	m ³ /s
	769,769	m ³ /h

Nous obtenons alors un débit minimum de **769,769 m³/h**.

2.3.3 DIMENSIONNEMENT DE L'ÉCHANGEUR

2.3.3.1 CALCULS DE LA LONGUEUR DES TUBES

Ici nous calculons la longueur des tubes de notre échangeur avec cette formule :

$$l = F / \pi d n$$

Avec :

l – la longueur des tubes [m];

n – le nombre de tubes [pcs];

F – la surface nécessaire pour l'échange de chaleur [m²];

d – le diamètre des tubes [m];

Ce qui donne :

$$l = \frac{F}{\pi d n} = \frac{30}{\pi * 0,825 * 4} = 2,89 \text{ m}$$

Nous obtenons donc une longueur de tube de **2,89 m** pour notre échangeur.

2.3.4 COUVRIR 100% DES BESOINS ENERGETIQUES

Pour couvrir 100% des besoins, nous avons trouvé un moyen d'apport de chaleur.

Voici un récapitulatif permettant de trouver le bon apport de puissance.

On a donc :

- 103 kW avec la pompe à chaleur => Soit 80,2 % du besoin énergétique
- 96,4 kW correspond à 75% du besoin énergétique
- 128,5 kW correspond à 100% du besoin énergétique

On en déduit qu'il faut recouvrir avec notre moyen d'apport de chaleur au moins $100\% - 80,2\%$ soit 19,2% des besoins énergétiques.

On fait cette même formule en remplaçant les pourcentages par les puissances, ainsi cela nous donne :

Puissance radiateur = Puissance totale – Puissance pompe à chaleur

Puissance radiateur = 128,5 kW – 103 kW

Puissance radiateur = 25,5 kW

Pour couvrir 100% du besoin énergétique, il nous faudra un apport de 25 500 W soit 25,5 kW.



Voici un radiateur de 6,6 kW :

Dimensionnement :

- L.640 x H.725 x P.260 mm
- Diamètre entrée gaz : 10 x 12 mm
- Diamètre de la buse : 97 mm
- Hauteur axe de la buse : 430 mm

Avec 4 radiateurs, nous obtenons 26,4 kW, ce qui nous donne :

Puissance radiateur + Puissance pompe à chaleur ≥ 128 kW

26,4 kW + 103 kW ≥ 128 kW

Soit 129,4 kW ≥ 128 kW

Nous couvrirons ainsi légèrement plus de 100 % des besoins énergétiques afin d'avoir un intervalle de sécurité.

2.4 CONCLUSION

En ouverture, nous trouvons que ce projet a été intéressant, en effet celui-ci nous a permis de comprendre le fonctionnement de ce système via le dimensionnement de l'échangeur ainsi que les différentes entrée et sortie d'eau qui arrive dans le circuit. Cependant, pour optimiser nos calculs de puissance par rapport aux DJU, il aurait été plus intéressant de calculer toutes les pertes d'énergie liées aux déperditions ainsi qu'aux pertes de charge afin de pouvoir connaître réellement la puissance apportée au système afin d'avoir 100% des besoins énergétiques couverts.

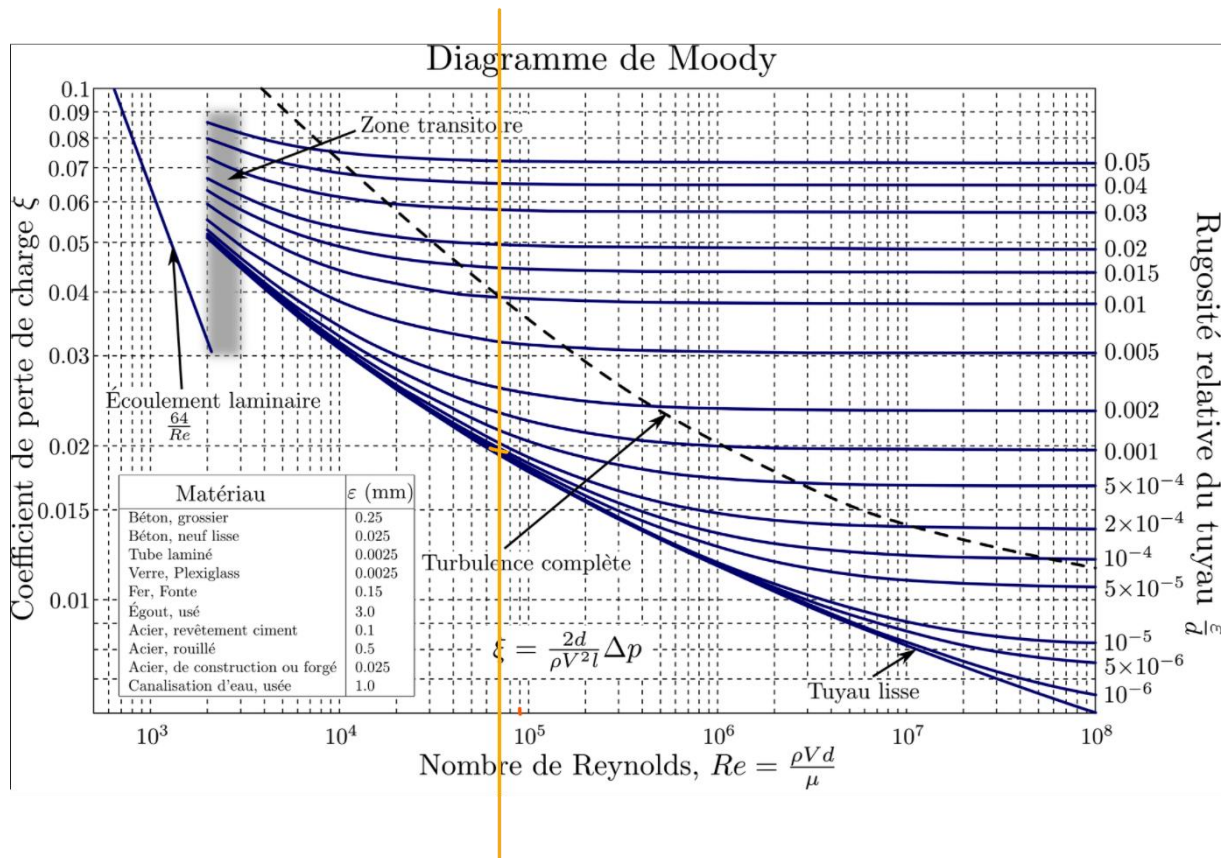
3 LIVRABLE 3

3.1 CIRCUIT FROID

Dans cette partie, nous devons calculer toutes les pertes de charges liées au circuit froid afin de déterminer quelle pompe doit être utilisée.

Pour cela, nous avons fait un Excel (Feuille Circuit Froid) qui montre tous les calculs utilisés pour ce dimensionnement.

Pendant ces calculs nous avons dû utiliser le diagramme de Moody permettant de connaître le coefficient de perte de charge en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité relative.

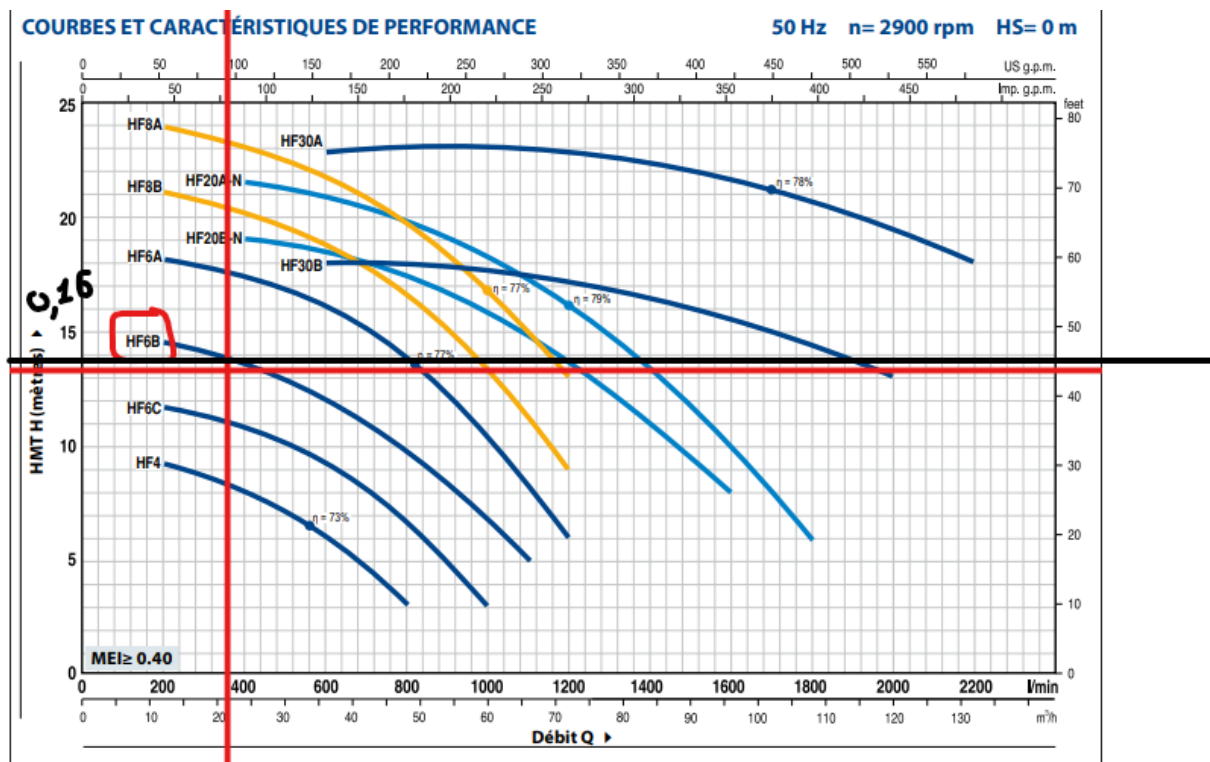


Nous pouvons lire sur le graphique à l'intersection de la droite verticale qui est en fonction du nombre de Reynolds et du trait horizontal qui représente la rugosité relative. Par lecture graphique nous obtenons un coefficient de perte de charge de 0,019.

Une fois tous les calculs terminés sur l'Excel, il faut déterminer quelle pompe utiliser grâce au diagramme fournit par le constructeur.

Ici nous avons émis l'hypothèse suivante : Dans le circuit d'aspiration nous avons 6 coudes, 4m de tuyaux, 1 vanne à opercule. Dans le circuit de refoulement, nous avons 1 coude, 4m de tuyaux et 1 vanne à opercule.

Cette hypothèse permet d'obtenir un HMa inférieur à 7m comme le demande le fichier technique de la pompe.



La courbe verticale représente notre débit qui est de $21,6 \text{ m}^3/\text{h}$ et la droite horizontale représente la hauteur HMT déterminée dans l'Excel qui est de $13,34 \text{ m}$. Nous devons donc prendre la courbe supérieure qui correspond au modèle HF 6B.

TYPE		PUISSANCE (P ₂)		▲	Q m³/h l/min	0	12	18	24	30	36	42	48	54	60	66	72	84	96	102	108	120	132
Monophasé	Triphasé	kW	HP			0	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1700	1800	2000	2200
HFm 4	HF 4	0.75	1	IE2	H mètres	10	9.3	8.7	8	7	6	4.7	3										
HFm 6C	HF 6C	1.1	1.5	IE2		11.9	11.7	11.3	10.7	10.2	9.2	8	6.7	5	3								
HFm 6B	HF 6B	1.5	2	IE3		14.7	14.5	14	13.5	12.8	12	11	9.7	8.2	6.7	5							
-	HF 6A	2.2	3	IE3		18.5	18.1	17.8	17.2	16.8	16	15	13.8	12.2	10.5	8.3	6						
-	HF 8B	3	4	IE3		21.5	21	20.7	20	19.5	18.8	17.8	16.5	15	13.5	11.2	9						
-	HF 8A	4	5.5	IE3		24.5	24	23.5	23	22.5	21.8	20.8	19.5	18.3	16.8	15	13						
-	HF 20B-N	3	4	IE3		19	-	-	19	18.8	18.5	18	17.5	16.8	16	14.5	13.5	11	8				
-	HF 20A-N	4	5.5	IE3		21.5	-	-	21.5	21.3	21	20.5	19.8	19	18	17	16	13.3	10	8	6		
-	HF 30B	5.5	7.5	IE3		18	-	-	-	-	18	18	18	18	18	17.5	17	16.5	15.5	15	14.5	13	
-	HF 30A	7.5	10	IE3		23	-	-	-	-	23	23	23	23	23	22.5	22.5	22.5	22	21.5	21	19.5	18

Q = Débit H = Hauteur manométrique totale HS = Hauteur d'aspiration

Tolérance des courbes de prestation selon EN ISO 9906 Degré 3B.

▲ Classe de rendement du moteur triphasé (IEC 60034-30)

Nous pouvons vérifier ce choix en fonction du tableau, nous prenons le débit supérieur et la hauteur supérieure, on doit donc bien choisir le modèle HF 6B.

Les pertes de charges sur le circuit d'aspiration peuvent aider à créer de la cavitation, dans notre cas les pertes de charges dans ce circuit sont assez faibles.

Cependant cette pompe est très légèrement surdimensionnée. Dans le diagramme de la pompe, nous obtenons une différence de 0.16 HMT , 0.16 correspond à la perte de charge à créer sur le réseau pour adapter la courbe réseau à la courbe pompe.

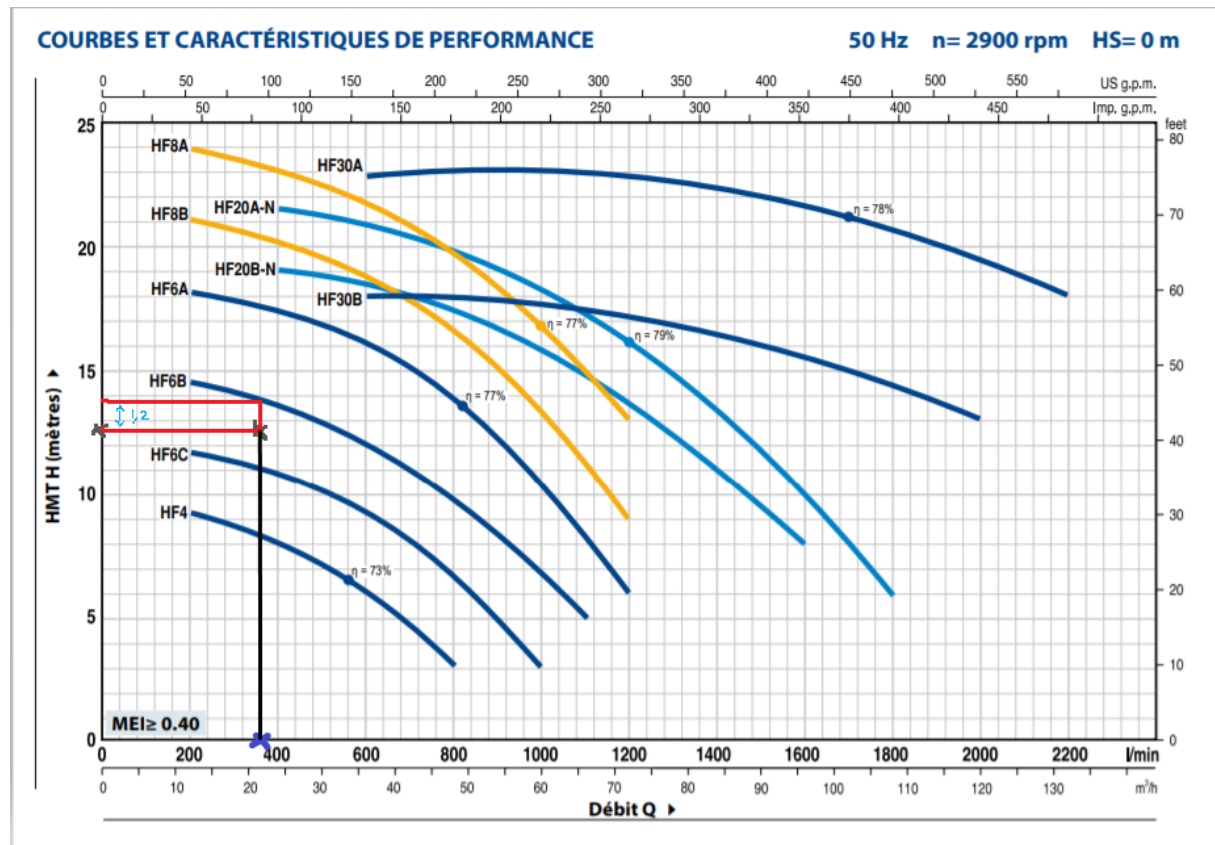
3.2 CIRCUIT EAUX USEES

3.2.1 CHOISIR NOTRE POMPE

Dans cette partie, nous devons calculer toutes les pertes de charges liées au circuit eaux usées afin de déterminer quelle pompe doit être utilisée.

Pour cela, nous avons fait un Excel (Feuille Circuit eaux usées) qui montre tous les calculs utilisés pour ce dimensionnement.

Ici nous avons émis l'hypothèse suivante : Dans le circuit d'aspiration nous avons au total 3 coudes, 4m de tuyaux, 1 vanne à opercule et dans le circuit de refoulement nous avons 0 coude, 4m de tuyaux et 0 vanne.



La courbe verticale représente notre débit qui est de 21,6 m³/h et la droite horizontale représente la hauteur HMT déterminée dans l'Excel qui est de 12,6 m. Nous devons donc prendre la courbe supérieure qui correspond au model HF 6B.

TYPE		PUISSANCE (P ₂)			Q	m³/h																	
Monophasé	Triphasé	kW	HP	▲		l/min																	
HFm 4	HF 4	0.75	1	IE2	H mètres	0	12	18	24	30	36	42	48	54	60	66	72	84	96	102	108	120	132
						0	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1700	1800	2000	2200
HFm 6C	HF 6C	1.1	1.5	IE2		10	9.3	8.7	8	7	6	4.7	3										
HFm 6B	HF 6B	1.5	2	IE3		11.9	11.7	11.3	10.7	10.2	9.2	8	6.7	5	3								
-	HF 6A	2.2	3			14.7	14.5	14	13.5	12.8	12	11	9.7	8.2	6.7	5							
-	HF 8B	3	4	IE3		18.5	18.1	17.8	17.2	16.8	16	15	13.8	12.2	10.5	8.3	6						
-	HF 8A	4	5.5			21.5	21	20.7	20	19.5	18.8	17.8	16.5	15	13.5	11.2	9						
-	HF 20B-N	3	4	IE3		24.5	24	23.5	23	22.5	21.8	20.8	19.5	18.3	16.8	15	13						
-	HF 20A-N	4	5.5			19	-	-	19	18.8	18.5	18	17.5	16.8	16	14.5	13.5	11	8				
-	HF 30B	5.5	7.5	IE3		21.5	-	-	21.5	21.3	21	20.5	19.8	19	18	17	16	13.3	10	8	6		
-	HF 30A	7.5	10			18	-	-	-	-	18	18	18	18	18	17.5	17	16.5	15.5	15	14.5	13	
						23	-	-	-	-	23	23	23	23	23	22.5	22.5	22.5	22	21.5	21	19.5	18

Q = Débit H = Hauteur manométrique totale HS = Hauteur d'aspiration

Tolérance des courbes de prestation selon EN ISO 9906 Degré 3B.

▲ Classe de rendement du moteur triphasé (IEC 60034-30)

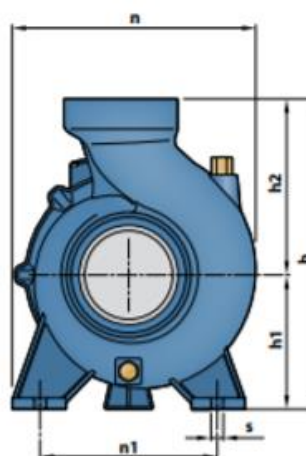
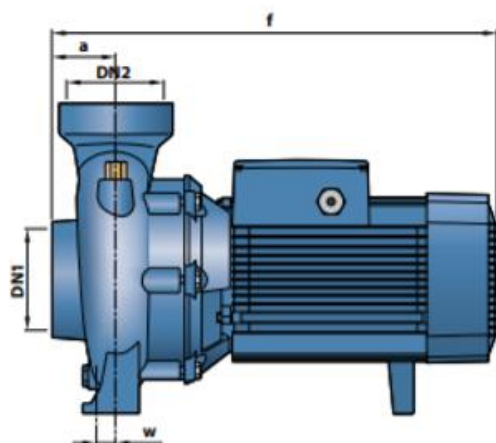
Nous pouvons vérifier ce choix en fonction du tableau, nous prenons le débit supérieur et la hauteur supérieure, on doit donc bien choisir le modèle HF 6B.

Les pertes de charges sur le circuit d'aspiration peuvent aider à créer de la cavitation, dans notre cas les pertes de charges dans ce circuit sont assez faibles.

Cependant cette pompe est très légèrement surdimensionnée. Dans le diagramme de la pompe, nous obtenons une différence de 1,2 HMT, 1,2 correspond à la perte de charge à créer sur le réseau pour adapter la courbe réseau à la courbe pompe.

Ainsi, pour être le plus proche de la courbe de notre pompe il faudrait soit augmenter notre débit vers les 550 L/min ou bien d'avoir une Hauteur Manométrique d'environ 14 m, ce qui éviterait cette différence de surdimensionnement.

3.2.2 DIMENSIONNEMENT ET POIDS DE LA POMPE



TYPE		ORIFICES		DIMENSIONS mm									kg	
Monophasé	Triphasé	DN1	DN2	a	f	h	h1	h2	n	n1	w	s	1~	3~
HFm 4	HF 4	2½"	2½"	47	317	240	97	143	198	155	-68	10	14.5	13.2
HFm 6C	HF 6C												25.5	24.2
HFm 6B	HF 6B	3"	3"	68	411		120	192	240		6	12	26.5	25.5
-	HF 6A												-	26.7
-	HF 8B				445	312				190			-	35.0
-	HF 8A				465								-	40.0
-	HF 20B-N			80	455		132	180					-	36.0
-	HF 20A-N				470				255				-	41.0
-	HF 30B												-	60.9
-	HF 30A			82	585	370	160	210	292	212			-	65.2

3.2.3 GAMME DE NOTRE POMPE

Vue generale des pompes a lobes Börger

Gamme de pompes	Vitesse en tr/mn		Débit en m³/h		Pression max.
	Min.	Max.	Min.	Max.	en bar
BLUEline AN	1	800	0,03	35	8
BLUEline PL	1	700	0,05	150	12
BLUEline CL	1	600	0,16	185	12
BLUEline FL	1	600	0,34	410	12
BLUEline EL	1	600	0,62	1.110	10
BLUEline XL	1	600	1,10	1.600	10

Gamme de pompes	Vitesse en tr/mn		Débit en m³/h		Pression max.
	Min.	Max.	Min.	Max.	en bar
ONIXline BJ	1	800	0,05	65	16
ONIXline BL	1	800	0,11	135	16

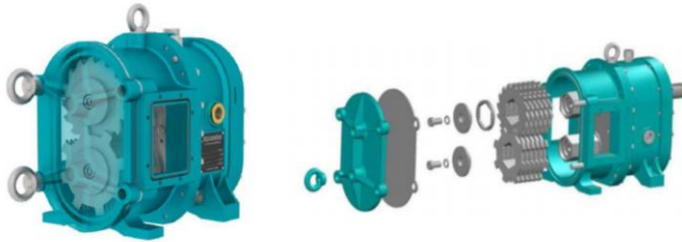
Sachant que notre débit d'entrée est de 21,3 m³/h, on en déduit que la gamme de pompe BLUE line AN n'est pas assez élevée par rapport au débit max, ainsi on prend la gamme au-dessus qui est la BLUE line PL, cette gamme à un débit max de 150 m³/h ce qui est largement suffisant par rapport à notre débit d'entrée.

3.2.4 LE BROYEUR

3.2.4.1 CHOISIR LA REFERENCE DE NOTRE BROYEUR

D'après les données ainsi que les ressources du livrable 1 et 3, la gamme de notre broyeur a déjà été choisi voici ses caractéristiques :

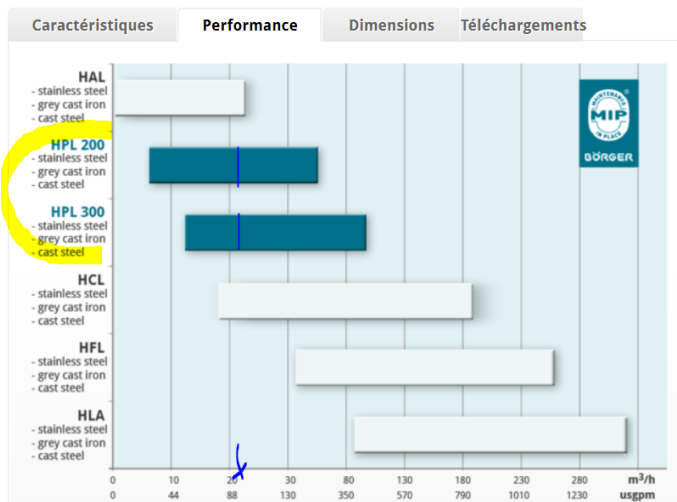
Annexe n°1 : Données techniques de l'installation Energido®:



Broyeur	
Marque	Börger
Type	HPL 300
Caractéristiques	Broyeur à double arbres parallèles équipé de couteaux multiples
Matériau du corps	Fonte Grise
Matériau des couteaux	Acier traité
Epaisseur des couteaux	5 mm
Puissance moteur installée	4 kW
Rendement énergétique moteur	IE3

Nous devons seulement choisir une référence/variante parmi celles disponibles et justifier ce choix.

Pour commencer nous avons voulu vérifier si le type HPL 300 correspondait bien par rapport à notre débit d'entrée qui est de 21,6 m³/h :



On peut voir que seulement le HPL 200 et 300 y correspondent bien, cependant sachant que notre débit est celui de l'entrée, nous faisons l'hypothèse que durant le circuit des eaux usées le débit à plus de chance d'augmenter que de baisser comparer à notre débit d'entrée initial du coup il est bien plus judicieux de choisir le HPL 300 car il a une capacité de débit max plus élevé.

Unihacker	Débit	Vitesse d'écoulement	Vitesse de rotation n [1/min]		Pression de service	
			recommandée	autorisée*	min.	max.
HPL 200	max. 40 m³	max. 3,0 m/s	50-120	50-600	0,1 bar	12 bar
HPL 300	max. 60 m³	max. 3,0 m/s	50-120	50-600	0,1 bar	12 bar

3.2.4.2 DIMENSION DU BROEUR

Etant d'accord avec l'équipe qui a choisi ce type de broyeur nous faisons l'hypothèse que ses autres caractéristiques sont justes. Nous partons alors sur le broyeur HPL 300 avec un moteur installé de 4Kw.

Voici notre dimensionnement selon le modèle et la puissance du moteur choisi :

Antrieb Drive	Baugröße / Size					
	HPL 200			HPL 300		
	Gewicht Weight	Maße / Dimensions		Gewicht Weight	Maße / Dimensions	
		L1	H1		L1	H1
3 kW	194 kg	1,190 mm	414 mm	—	—	—
3 HP	428 lbs	46.85 inch	16.30 inch	—	—	—
4 kW	206 kg	1,216 mm	426 mm	220 kg	1,291 mm	426 mm
5 HP	455 lbs	47.87 inch	16.77 inch	486 lbs	50.83 inch	16.77 inch
5.5 kW	—	—	—	241 kg	1,328 mm	453mm
7.5 HP	—	—	—	532 lbs	52.38 inch	17.83 inch

A présent, notre travail est de dimensionner le diamètre nominal de notre broyeur afin qu'il convienne à notre circuit eaux usées.

Voici les différences tailles de diamètre nominal à choisir pour notre broyeur :

Dimension	Cylindrée							
	HPL 200				HPL 300			
	DIN/EN		ANSI/ASME		DIN/EN		ANSI/ASME	
	A	B	A	B	A	B	A	B
DN 100 (4")	136	522	160	570	201	652	225	700
DN 125 (5")	151	552	185	620	161	572	195	640
DN 150 (6")	181	612	215	680	166	582	200	650
DN 200 (8")	251	752	291	832	196	642	236	722

Pour choisir le diamètre nominal de notre broyeur, il faut qu'il soit le plus proche possible de celui du tuyau de notre pompe car plus l'écart du DN est grand plus cela apporte des pertes de charges. Notre but étant de limiter les pertes de charges afin d'avoir une efficacité optimale, sachant que le diamètre de notre tuyau est de 75 mm soit (3"), on en déduit que le diamètre nominal le plus proche de celui de notre pompe est le DN 100 mm soit (4").

En faisant l'hypothèse que notre tuyauterie est en PVC on peut vérifier si le diamètre nominal du broyeur à une vitesse et débit max plus importants que notre vitesse et débit d'entrée.

Epaisseur minimale isolants thermiques - Garde-fo					
JY MESSE - ThermExcel					
Types & Ø réseaux du commerce				Vitesse max	Débit max
Nature réseaux		Ø INT	Ø EXT.	m/s	l/s
- Réseau cuivre	10/12	10,0 mm	12,0 mm	0,33 m/s	0,03 l/s
- Réseau cuivre	12/14	12,0 mm	14,0 mm	0,36 m/s	0,04 l/s
- Réseau cuivre	14/16	14,0 mm	16,0 mm	0,42 m/s	0,06 l/s
- Réseau cuivre	16/18	16,0 mm	18,0 mm	0,46 m/s	0,09 l/s
- Réseau cuivre	18/20	18,0 mm	20,0 mm	0,49 m/s	0,13 l/s
- Réseau cuivre	20/22	20,0 mm	22,0 mm	0,53 m/s	0,17 l/s
- Réseau cuivre	26/28	26,0 mm	28,0 mm	0,63 m/s	0,34 l/s
- Réseau cuivre	30/32	30,0 mm	32,0 mm	0,70 m/s	0,49 l/s
- Réseau cuivre	34/36	34,0 mm	36,0 mm	0,76 m/s	0,69 l/s
- Réseau cuivre	40/42	39,6 mm	42,0 mm	0,84 m/s	1,04 l/s
- Réseau cuivre	52/54	51,6 mm	54,0 mm	1,00 m/s	2,10 l/s
- Réseau cuivre	64/61,6	61,6 mm	64,0 mm	1,13 m/s	3,37 l/s
- Réseau cuivre	66,7/64,1	64,3 mm	66,7 mm	1,16 m/s	3,78 l/s
- Réseau cuivre	70/67	67,0 mm	70,0 mm	1,20 m/s	4,22 l/s
- Réseau cuivre	76/73,1	73,1 mm	76,1 mm	1,27 m/s	5,33 l/s
- Réseau cuivre	80/77	77,0 mm	80,0 mm	1,31 m/s	6,12 l/s
- Réseau cuivre	88,9/85,1	85,9 mm	88,9 mm	1,42 m/s	8,20 l/s
- Réseau acier	12/17	13,2 mm	17,2 mm	0,40 m/s	0,05 l/s
- Réseau acier	15/21	16,6 mm	21,3 mm	0,47 m/s	0,10 l/s
- Réseau acier	20/27	22,2 mm	26,9 mm	0,57 m/s	0,22 l/s
- Réseau acier	26/34	27,9 mm	33,7 mm	0,66 m/s	0,41 l/s
- Réseau acier	33/42	36,6 mm	42,4 mm	0,80 m/s	0,84 l/s
- Réseau acier	40/49	42,5 mm	48,3 mm	0,88 m/s	1,25 l/s
- Réseau acier	50/60	53,8 mm	60,3 mm	1,03 m/s	2,35 l/s
- Réseau acier	66/76	69,6 mm	76,1 mm	1,23 m/s	4,67 l/s
- Réseau acier	80/90	82,4 mm	88,9 mm	1,38 m/s	7,34 l/s
- Réseau acier	107/114	105,3 mm	114,3 mm	1,62 m/s	14,14 l/s
- Réseau acier	139 / 7	130,7 mm	139,7 mm	1,88 m/s	25,19 l/s
- Réseau PVC	DN 16	12,4 mm	16,0 mm	0,36 m/s	0,05 l/s
- Réseau PVC	DN 20	15,4 mm	20,0 mm	0,45 m/s	0,08 l/s
- Réseau PVC	DN 25	19,4 mm	25,0 mm	0,52 m/s	0,15 l/s
- Réseau PVC	DN 32	24,9 mm	32,0 mm	0,61 m/s	0,30 l/s
- Réseau PVC	DN 40	31,0 mm	40,0 mm	0,71 m/s	0,54 l/s
- Réseau PVC	DN 50	38,8 mm	50,0 mm	0,83 m/s	0,98 l/s
- Réseau PVC	DN 63	53,6 mm	63,0 mm	1,03 m/s	2,32 l/s
- Réseau PVC	DN 75	64,0 mm	75,0 mm	1,16 m/s	3,73 l/s
- Réseau PVC	DN 90	76,8 mm	90,0 mm	1,31 m/s	6,08 l/s
- Réseau PVC	DN110	93,8 mm	110,0 mm	1,50 m/s	10,38 l/s

Sachant que notre vitesse est de 0,765 m/s et notre débit de 6l/s on peut voir qu'à partir d'un diamètre de 90 mm la vitesse max est de 1,31 m/s et le débit max de 6,08 l/s sont supérieur à nos données.

En effet, $6,08 \geq 6$ et $1,31 \geq 0,765$

Sachant que plus le diamètre nominal est grand plus les capacités de vitesse et débit max sont améliorés, on en déduit qu'un diamètre nominal de 100mm correspond encore mieux qu'un diamètre nominal de 90mm car nous avons encore plus d'intervalles ce qui permettra d'avoir un débit max moins proche de notre débit d'entrée.

Ainsi, nous avons choisi un broyeur HPL 300 d'une puissance de 4kW avec un diamètre nominal de 100mm.

3.3 CONCLUSION

En ouverture, nous avons vu que dans ce livrable 3, nous avons dû calculer les pertes de charges, ce qui rejoint notre ouverture du livrable 2 car en effet nous avons trouvé que de ne pas calculer les pertes de charges pouvez fausser les résultats. Ainsi pour ce qui est du livrable 3, nous sommes plus certains de nos calculs qu'auparavant. Pour optimiser notre choix de pompes on a trouvé que si le débit était d'environ 550 l/min ou bien que notre hauteur manométrique serait d'environ 14 m, on serait tombé directement sur la même pompe en question ainsi nous avons dû surdimensionner nos résultats ce qui révèle aussi d'un manque d'optimisation dans ce livrable 3 cependant le projet reste toujours autant intéressant car il y a beaucoup de données à prendre en compte.