

---

*Calories en sous-sol !*

---



Campus de CESI Nice

**Membres de l'équipe du projet :**

Nom	Prénom	Classe
Ollivier	Alexis	CPI A2
Rouchet	Baptiste	CPI A2
Kernaul	Arthur	CPI A2
Manoury	Patrick	CPI A2

*Tuteurs : Marrec Yann & Hemmerlin Eric*

---

## *Table des Matières*

---

1. Présentation du projet	4
1.1. Problématique	4
1.2. Déroulement du projet	4
1.2.1. Explication de la méthode	4
1.2.2. La Mission	5
2. Choix de la pompe	
2.1. Choix de l'échangeur	
3. Calculs des pertes de charges	
3.1. Hypothèses	
3.2. Circuit froid	
3.3. Choix d'une pompe pour le réseau	
3.4. Calcul des pertes de charge sur le réseau des eaux usées	
3.4.1. Choix du broyeur	

## 1. Présentation du projet

-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.

### 1.1. Problématique

-Quelle installation est capable de récupérer la chaleur dans le collecteur d'égout pour couvrir les besoins des trois établissements ?

-Comment réaliser l'échange de chaleur dans les collecteurs d'égouts ?

-Comment dimensionner les installations ?

### 1.2. Déroulement du projet

#### 1.2.1. Explication de la méthode :

La chaleur sera récupérée dans les eaux usées grâce à **un échangeur**. Deux systèmes ont été mis en concurrence :

- Le système Thermliner

- Le système Energido

Le comité de pilotage a retenu **le système Energido**. Ce choix est fortement pressenti par la collectivité qui souhaite travailler avec **un fournisseur français** dans la mesure où le comparatif est relativement équilibré.

-Cela dit il reste à valider ce choix :

1. Présenter vos propositions dans une matrice de décision.
2. Rédigez ensuite un guide qui a pour but d'expliquer chaque critère à des techniciens qui devront les quantifier.
3. Recenser les contraintes incontournables à prendre en compte.

### 1.2.2. La Mission :

#### a. La matrice de décision :

Critères	Pays d'origine		durée de vie		Reduction d'émissions de CO2		Praticité d'installation		Tmax Fournit		Système de broyage		Coût
Pondération	xxxxx		xxxxx		xxxxx		xxxxx		xxxxx		xxxxx		xxxxx
Le système Thermanier	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx
Le système Energido	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx	xxxxx

#### b. Les différents critères :

Pays d'origine : Installation française au maximum afin de faciliter l'entretien et la prise en charge de l'installation.

Durée de vie : Installation la plus pérenne possible afin de limiter les coûts d'entretien.

Réduction émission de CO<sup>2</sup> : Objectif principal du projet, besoin d'être respecté le plus fidèlement possible et de la meilleure des manières possibles par rapport à notre cahier des charges.

Praticité d'installation : Facilité d'insertion de l'installation sur le site.

Température Max Fournit : Température la plus fidèle possible à nos estimations et nos objectifs.

Système de broyage : Le plus efficace possible afin de diminuer au maximum l'encrassement et donc l'entretien.

Coût : Dans chaque projet c'est le coût qui limite les ingénieurs, donc il nous faudrait le meilleur rapport qualité/prix afin de subvenir aux besoins sans déborder du budget.

#### c. Les différentes contraintes :

- Couvrir plus de 75% des besoins énergétiques à partir de la chaleur de l'égout.
- neutralité carbone d'ici 2050
- potentiel de récupération d'énergie est de l'ordre de 45 000 MWh/an
- utilisation d'un échangeur
- fournisseur français dans la mesure où le comparatif reste raisonnable
- réduire les émissions de gaz
- production d'énergie renouvelable locale
- respect de l'environnement
- la distance entre les établissements

## 2. Choix de la pompe :

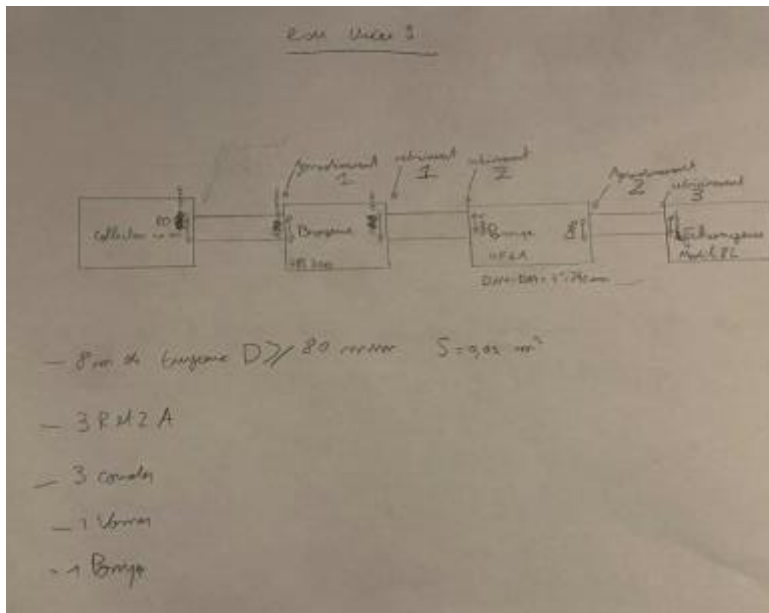
Afin de choisir la pompe à chaleur nous avons utilisé les besoins énergétiques de la chaufferie pour cela nous avons dû chercher la puissance moyenne de l'installation que nous avons obtenu grâce à ces derniers. Puis il nous fallait la puissance maximale de l'installation afin de choisir la pompe à chaleur, pour cela nous avons utilisé les DJU moyens sur Paris pour obtenir une température moyenne grâce à cela on a pu en déduire la puissance maximum à l'aide d'un produit en croix entre  $P_{moy}$   $T_{max}$  et  $T_{moy}$  ce qui nous a permis de d'obtenir  $P_{max}$ . Cependant on nous affirme que seulement 75% de la puissance est utile on en déduit donc que nous aurons besoin de la DYNACIAT LG HW3 260

PAC					
Besoins énergétiques	300 000	KWH/an			
Nb d'heures par an	8760	h			
$P_{moy}$	34,25				
Nb de jours par an	365				
DJU a Paris					
2019	1989				
2018	2002				
2017	2041				
2016	2207				
2015	1986				
DJU moy	2045				
$T_{moy}$	5,6	°C			
$T_{max}$	20	°C			
$P_{max}$	122,25				
$P_{max}'$ (75%)	91,69				
Nous choisirons donc la pompe : DYNACIAT LG HW3 260					
$P_{max}$	93	KW			

### 2.1. Choix de l'échangeur :

Tout d'abord nous aurons besoin du débit minimum côté froid nous avons cherché la puissance liée à ce débit grâce au COP pour cela il a fallu isoler le débit volumique à l'aide d'une relation avec le débit massique. Pour dimensionner l'échangeur nous avons 3 températures sur 4 nous avons dû isoler la 4eme température avec une formule entre la puissance, le débit et la température. En calculant la 4eme température on a pu déterminer notre delta TLM. Et enfin avec une formule liant la puissance, delta TLM, le coefficient d'échange global (K), ainsi que la surface nous avons pu isoler cette dernière et en déduire le modèle 13S.





Nous avons deux circuits à dimensionner le circuit froid et le circuit des eaux usagées.

Pour calculer les pertes de charges nous avons pris en compte les éléments un par un afin de les sommer, et d'en déduire les pertes de charges totales des deux circuits.

### 3.1. Hypothèses

Nous partons du principe durant ce livrable que la tuyauterie en PVC fera 80 mm car cela correspond à une dimension normale de 80 ce qui assurera un débit constant, sans ralentir l'écoulement au diamètre.

Un tuyau surdimensionner pourra laisser place à des coups de bélier, à une pression trop élevée du fait que les liquides sont considérés comme incompressible d'après la première loi de la thermodynamique tandis qu'un tuyau sur dimensionner coûtera plus cher, prendra plus de place et nous n'y trouveront pas de grands avantages.

### 3.2. Circuit froid

Nous savons pour ce circuit que nous avons 7 coudes, 2 vannes et 8 m de tuyauterie, nous avons alors calculer les pertes de charges de la tuyauterie en utilisant la formule des pertes de charges régulières et singulières :

**Pertes de charge régulières**

$$J = F \cdot \left( \frac{Q \cdot V^2}{2G \cdot D} \right) \cdot 10^3$$

$$Z = C \cdot Q \cdot \frac{V^2}{2}$$

(R)

Nous avons donc utilisé la formule des pertes de charges régulières avec les données suivantes



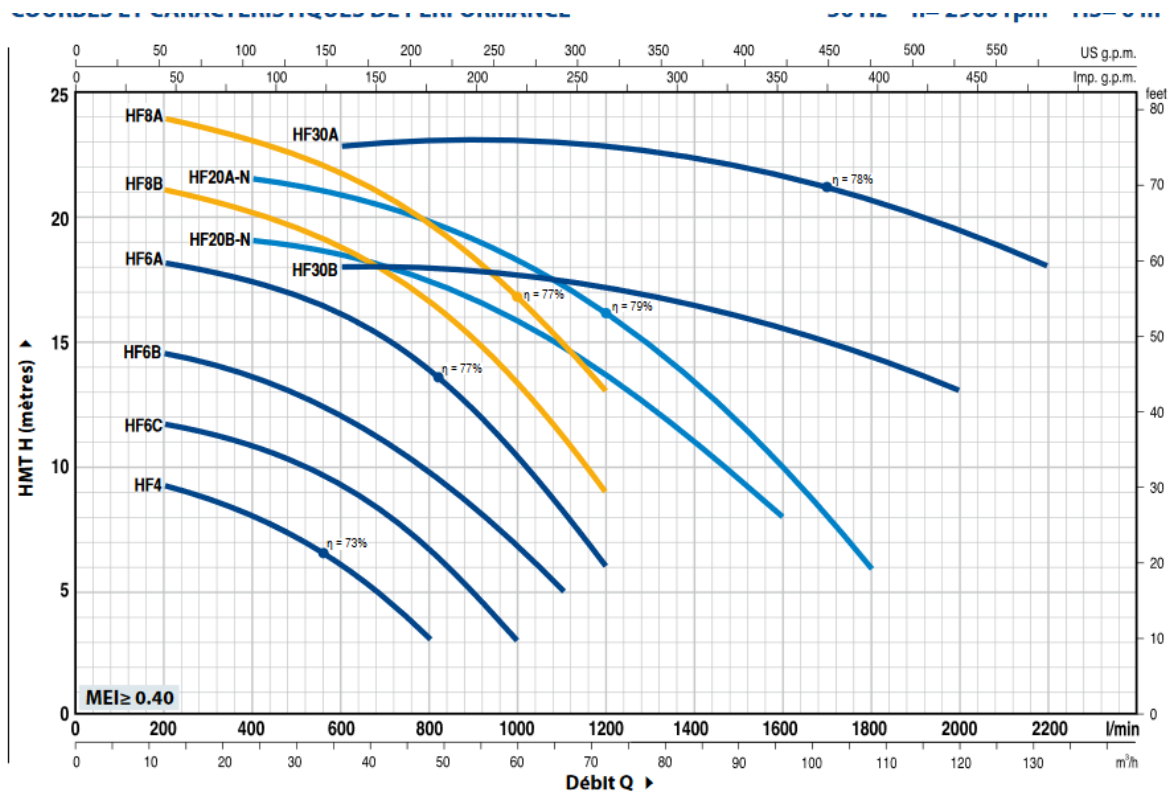
	A	B	C	D	E
1	Detail Circuit de tuyauterie	Coudes normaux en U	Tuyauterie (m)	Vannes à opercule à passage direct	une pompe
2	Quantités	7	8	2	1
3	Perte de charge régulières				
4	V→ (m/s)	0,30			
5	D (m)	0,08			
6	V (m2/s)	0,000001007			
7	ρ (Kg/m3)	997			
8	S (m2)	0,02			
9	Re	23833,17			
10	Regime	Turbulent car Re>4000			
11	ξ (m)	0,0000015			
12	λ (Pa/m)	0,0034208			
13	L (m)	8			
14	Δpreg (Pa)	15,35			
15	Perte de charge singulieres				
16	ζ Coude	0,6			
17	C R1	0,963			
18	ζ R1	0,0015			
19	C R2	2,85			
20	ζ R2	0,42			
21	ζ A1	0,01			
22	ζ Arrivé reservoir	1			
23	ζ vanne	0,14			
24	(ρ*V→^2)/2	44,865			
25	ΔSing (Pa)	265,28			
26					
27					
28	ΔSing (Pa) + Δpreg (Pa)	280,63			

Comme sur la feuille de calcul ci-dessus, les coudes ont un module de perte de charge associé sont de 0,6 d'après les sources internet que nous avons consultés, on peut alors appliquer la formule et le multiplier par 7 car sur le réseau en étude il y a 7 coudes, ce qui nous donne 15,35 Pa pour les pertes de charges régulières. A ceci nous avons dû rajouter les vannes, la pompe, ainsi que les agrandissements et les rétrécissements avec la même formule que vu précédemment, celle des pertes de charge singulière et par remplacer les données avec les valeurs calculées. Nous obtenons alors un nombre de 265,28 Pa ce à quoi nous ajoutons les pertes de charges régulières afin d'obtenir le total des déperditions sur le réseau de circuit froid.

Nous arrivons pour la plupart des résultats sont négligeables par rapport à la puissance de la pompe.

### 3.3. Choix d'une pompe pour le réseau

Après avoir dimensionner les pertes de charges sur ce réseau nous avons donc dû dimensionner une pompe afin d'assurer comme dis précédemment un écoulement constant et afin assurer la sérénité du réseau. Parmi toutes les pompes que nous avons en proposition nous avons choisi la HF6A car cette pompe à un débit de 6 l/s soit 360 l/h assure une hauteur manométrique de 16.5 m et en plus assure une puissance de 3 HP ce qui suffit amplement pour assurer un écoulement constant.



### 3.4. Calcul des pertes de charge sur le réseau des eaux usées

A présent nous allons calculer les pertes de charges sur le circuit des eaux usées constitué de 8 m de tuyauterie, 3 coudes, 1 vanne ainsi qu'une pompe, afin de pouvoir prétendre à dimensionner le broyeur.

Nous allons commencer par le calcul des pertes de charges des coudes nous savons que nous en avons 3. Les coudes rentrent dans la catégorie des pertes de charges régulières et nous avons déjà appliqué la formule précédemment dans le point 1.1. donc nous reproduisons la même démarche sauf que nous multiplions cette fois ci par 3 et non par 7 en raison de leurs nombres.

Le calcul des pertes de charge au niveau des vannes s'effectue différemment car les vannes rentrent dans la catégorie des pertes de charges singulières alors nous avons effectué des recherches sur internet afin de retrouver selon le diamètre de la vanne que nous avons choisi les pertes de charges déduites.

#### Pertes de charges singulières

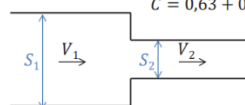
Évasement brusque :  $\zeta_{th} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$



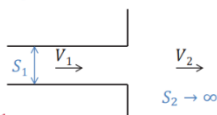
Rétrécissement brusque :

$$\zeta_{th} = \left(\frac{1}{C} - 1\right)^2$$

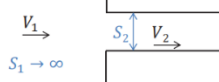
$$C = 0,63 + 0,37 \left(\frac{S_2}{S_1}\right)$$



Arrivée d'une tuyauterie dans un réservoir :  $\zeta_{th} = 1$



Sortie d'un réservoir par une tuyauterie :  $\zeta_{th} = 0,5$



Vanne à opercule  
(gate valve)



Les vannes à opercule sont disponibles avec deux types d'orifice:

- standard ou conventionnel; l'orifice est plus petit que la section nominale du raccordement à la tuyauterie. Une zone de rétrécissement fait la liaison entre les deux aussi bien pour l'entrée que pour la sortie. Moins coûteuses, elles seront préférées en l'absence de contrainte de perte de charge.
- full bore ou passage intégral; l'orifice de passage est exactement du même diamètre que le raccordement à la tuyauterie.

d'après Crane pour un écoulement turbulent

$$\zeta_{std} = \zeta_{int} \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^4 + \zeta_{conv} + \zeta_{div}$$

DN d2 (in)	d1 (in)	θ (deg)	ζ	Leq (m)	passage intégral	
					ζ	Leq (m)
1	¾	6	0,72	1	0,2	0,2
1½	1	12	1,69	3	0,18	0,3
2	1½	10	0,8	2	0,17	0,4
3	2	15	1,57	6	0,16	0,6
4	3	15	0,82	5	0,14	0,9
6	4	21	1,77	16	0,13	1,3
8	6	21	0,88	12	0,12	1,7
10	8	19	0,54	10	0,12	2,1
12	10	17	0,39	9	0,11	2,6
14	12	7	0,18	5	0,11	2,8
16	14	10	0,24	7	0,11	3,2
18	16	10	0,21	7	0,1	3,8
20	18	9	0,19	7	0,1	4,1
24	20	15	0,36	18	0,1	4,9

Nous pouvons voir sur le document ci-dessus que le module de perte de charge de la vanne est de 0.16. Nous allons maintenant pouvoir ajouter cette valeur à la formule des pertes de charges singulière ce qui nous donne  $7 \cdot 10^{-11}$  Pa

Pour finir nous devons calculer toutes les différences de diamètre de la tuyauterie sachant que nous avons 3 rétrécissements et 2 agrandissements que nous avons calculés grâce aux formules suivantes :

Ce qui nous donne un total en perte de charges singulière une fois tout additionner de 280,63 Pa.

### 3.4.1. Choix du broyeur

En ce qui concerne le broyeur nous avons dû faire notre choix parmi des références imposées, nous avons finalement choisi le broyeur HPL 300 DN 100 pour la simple et bonne raison que le diamètre de la tuyauterie que nous avons utilisée est de calibre DN 80 ce qui diminue les gros écarts de diamètre. De plus nous savons dans la documentation fournie que le broyeur doit constamment être irrigué et que le niveau minimum dans les canalisations mesuré dans l'année après étude est de 50 cm.

$$\Lambda = 0.027$$

$$P = 997$$

$$V = 0.30 \quad \Delta P = (\Lambda/D) \cdot ((\rho \cdot V^2)/2) \cdot L = 15.7 \text{ Pa}$$

$$D = 0.1$$

$$L = 1.291$$