

# Génie chimique



## Guide pour le volet pratique de la formation en conception

---

Ce document a été préparé avec la collaboration de  
**Massimiliano Zanoletti, ing., Ph. D.**, chargé de cours à l'École  
de génie de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue

## Table des matières

<u>Introduction</u>	<b>3</b>
<u>Description d'un projet de conception en génie chimique</u>	<b>4</b>
Annexes :	
<u>Exemple d'un projet de conception en génie chimique</u>	<b>14</b>
<u>Exemples de la phase de la conception détaillée en génie chimique</u>	<b>50</b>

# Introduction

Pour réaliser un projet en conception, on doit se baser sur la méthodologie de la conception en ingénierie dont traitent les livres suggérés dans le volet théorique. Il faut aussi recourir à des outils appropriés aux approches et aux méthodes à mettre en œuvre. C'est précisément le but de ce document : guider le candidat et la candidate dans l'accomplissement d'un projet de conception en génie chimique.

Vous trouverez dans ce guide, d'une part, des renseignements sur les outils à utiliser et les approches à appliquer et, d'autre part, un résumé des principales étapes (ou phases) d'un projet de conception en génie chimique.

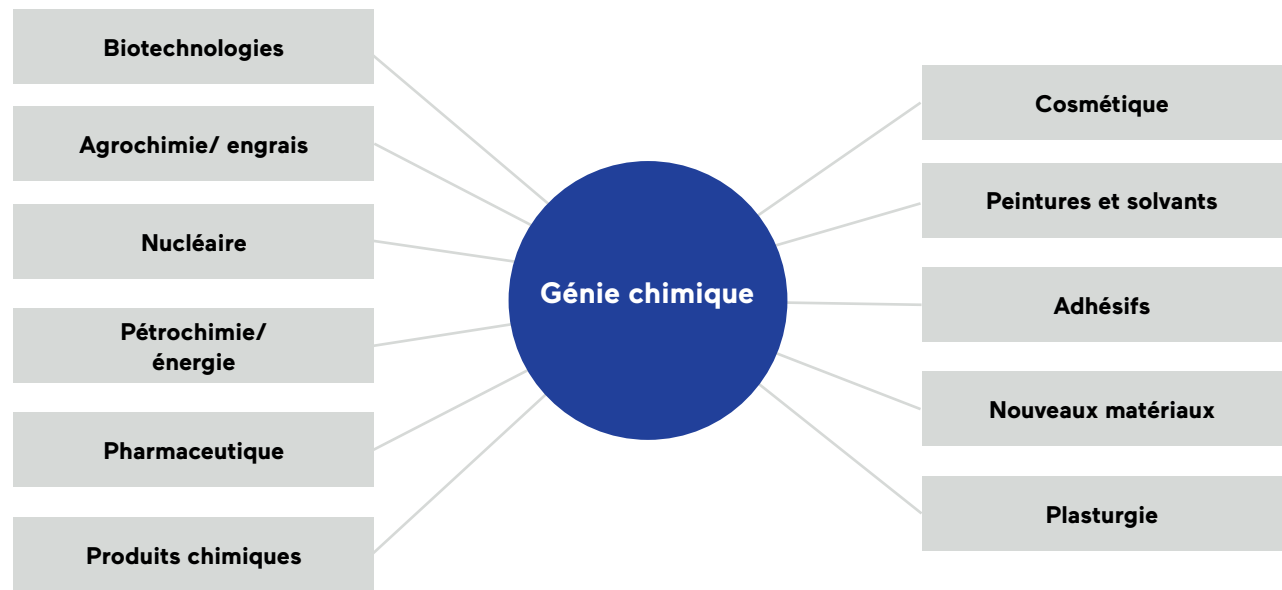
En complément, nous reproduisons à titre d'exemple un projet de conception en génie chimique. De plus, à la toute fin de ce document, nous présenterons des exemples de la phase de la conception détaillée en génie chimique.

Description d'un projet de conception en

# génie chimique

Le génie chimique désigne l'application de la chimie à l'échelle industrielle et consiste à étudier, concevoir et mettre en œuvre de façon optimale les procédés de transformation physique, chimique ou biochimique de la matière. Il fait appel à un vaste domaine de connaissances en chimie, en physique, en mathématiques et, plus récemment, en sciences biologiques, ainsi qu'à des connaissances dans des domaines connexes comme la mécanique, le contrôle de procédé, l'optimisation économique, la santé et la sécurité au travail, ainsi que la protection de l'environnement.

On trouve des ingénieurs chimiques dans tous les secteurs stratégiques du développement économique du pays, que ce soit l'industrie chimique proprement dite ou les secteurs connexes.



**Figure 1 : Génie chimique : principaux secteurs d'activité**

L'ingénieur chimique conçoit des équipements et des procédés où se produisent des réactions chimiques. De plus, c'est l'ingénieur chimique qui définit les conditions d'exploitation des équipements et des procédés chimiques. Il contribue à amener sur le marché des produits développés en partie par ses collègues scientifiques (chimistes et biochimistes), en assurant la conception, le dimensionnement des équipements et la mise en œuvre de procédés efficaces, rentables et propres à l'échelle industrielle. Des outils de modélisation et de simulation lui permettent de passer d'une échelle de laboratoire à une échelle industrielle. L'industrialisation de la réaction chimique consiste à mettre en œuvre celle-ci dans les conditions les plus économiques qui soient et en travaillant, le plus souvent, sur des masses considérables.

## Considérations générales

La conception en génie chimique repose sur deux piliers fondamentaux : le développement durable et l'intensification des procédés.

**Le développement durable** a été défini en 1987 dans le rapport *Notre avenir à tous* de la Commission mondiale sur l'environnement et le développement de l'Organisation des Nations unies, présidée par Gro Harlem Brundtland, d'où le nom qu'on donne communément à ce rapport, le rapport Brundtland. Il s'agit d'un « développement qui répond aux besoins du présent sans compromettre la capacité des générations futures à répondre aux leurs ».

Quelques années plus tard, en 1995, au cours de la première conférence sur l'intensification des procédés appliquée à l'industrie chimique, Colin Ramshaw définit **l'intensification des procédés** comme étant une stratégie permettant la réduction radicale de la taille des équipements. Selon Ramshaw, cette stratégie serait possible d'un côté par le développement de méthodes, de techniques et d'appareils adaptés; de l'autre, par la conception de procédés plus compacts et plus économiques ayant toutefois une capacité de production supérieure à celle d'un procédé standard.

Ainsi, l'activité de l'ingénieur chimique doit répondre aux exigences de productivité, voire même les améliorer, en diminuant la consommation énergétique, tout en tenant compte de la sécurité et en préservant l'environnement.

Cette démarche d'intensification s'inscrit pleinement dans le cadre des enjeux du développement durable présentés dans le rapport Brundtland et est synthétisée dans le diagramme « des trois P ». Atteindre l'intensification des procédés signifie donc avant tout de respecter :

- l'environnement (*Planète*), par la mise au point de procédés plus sûrs, moins voraces en termes d'énergie, de matières premières et de substances polluantes;
- la société (*Population*), en accélérant la mise sur le marché de nouvelles molécules et de nouveaux produits de meilleure qualité ou même de nouveaux produits plus techniques et plus sécuritaires;
- les enjeux économiques (*Profit*), en diminuant la durée et donc le coût des phases de conception, d'installation et d'exploitation.

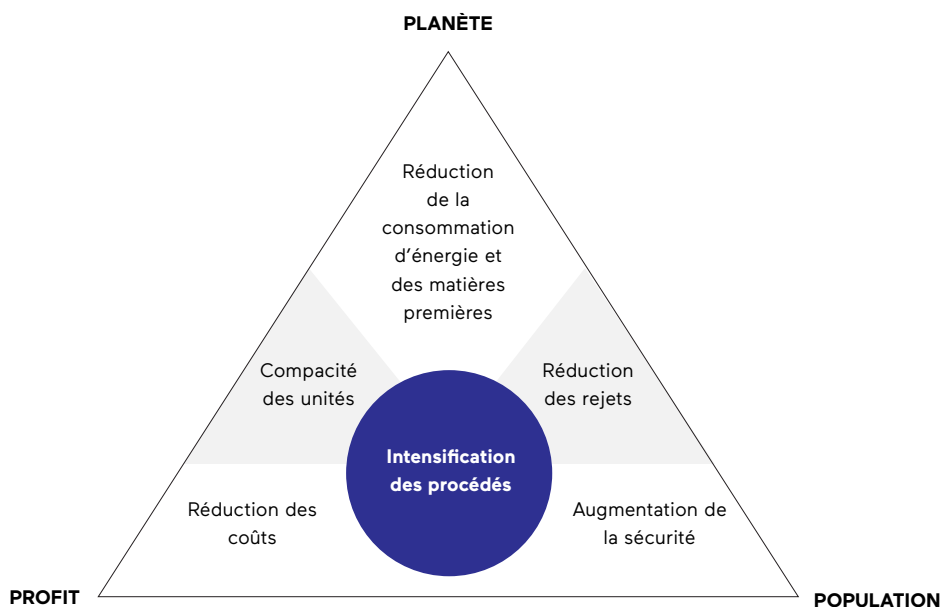


Figure 2 : Diagramme des trois P appliqué à l'intensification des procédés

## Processus de conception

Il existe deux types de conception que l'on rencontre couramment en génie chimique. Le premier est la conception *ex novo* d'une installation. Le deuxième est la modification ou l'adaptation d'une installation déjà existante (*revamping*); cela consiste en un ensemble d'interventions en vue de modifier et/ou d'accroître la capacité de production ou de l'adapter à de nouvelles contraintes ou exigences techniques. Dans les deux cas, il est primordial d'avoir une vision d'ensemble du procédé et des possibles intégrations de celui-ci avec les autres lignes productives.

La conception d'un projet en ingénierie, en tant que processus de création, est un travail long et complexe; ce processus comporte cinq étapes distinctes : l'analyse des besoins, l'initialisation du projet, la conception préliminaire, la conception détaillée et la réalisation finale.

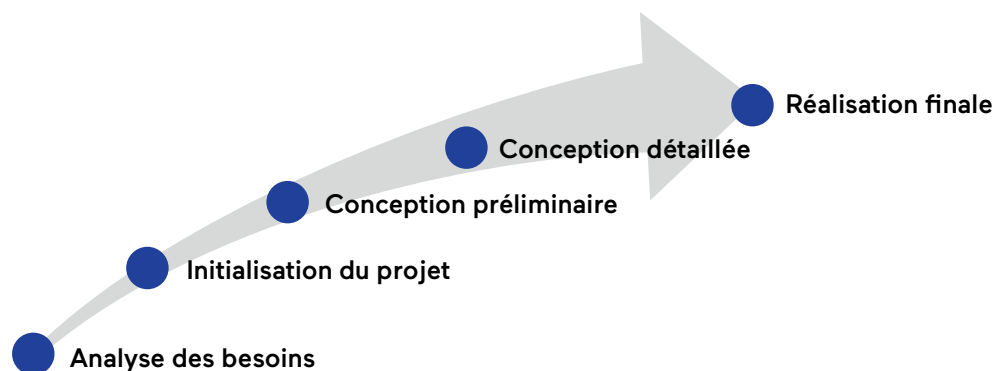


Figure 3 : Les étapes de la conception en génie

### Analyse des besoins

Le point de départ d'un projet consiste à déterminer quels sont les besoins du client en termes de production ou à définir une problématique à résoudre. Au cours de cette première étape, l'ingénieur doit s'assurer de comprendre les attentes du client et les contraintes de la mission, à la lumière de la littérature technique, des lois, des codes et des normes du domaine. Cette étape est primordiale dans le processus de conception, parce qu'une mauvaise compréhension de la problématique peut mener à l'insuccès du projet et à un gaspillage important de ressources et de temps.

Il est important de rencontrer le client, de discuter avec lui de ses attentes, de visiter les lieux pour se rendre compte des espaces dont il dispose et de recueillir toutes les informations nécessaires à la formulation d'une proposition. Les besoins du client doivent être traduits en objectifs, en clarifiant à l'aide de différentes techniques (diagrammes en arborescence, comparaison par paires) ceux qui constituent les objectifs principaux du projet, et il faut établir des paramètres de conception. En discutant avec le client, l'ingénieur doit faire ressortir les contraintes qui, avec les objectifs, déterminent l'espace d'action de l'ingénieur.

Le point final de cette étape sera le plan de travail ou cahier des charges, qui représente la synthèse de ce travail préliminaire. Ce document, qui contient la formulation détaillée du mandat, ainsi que la liste exhaustive des objectifs et des contraintes, est essentiel car c'est le lien factuel et concret qui assure la compréhension entre les parties prenantes du projet.

Tableau 1 : Outils et mesures pour l'analyse des besoins

Activité	Outils/Mesures
Analyser les besoins	Visiter les lieux, poser des questions, soumettre des questionnaires, rencontrer les parties prenantes
Définir les objectifs et les contraintes	Réunions, remue-méninges, consultation des normes et règlements
Hierarchiser les objectifs	Diagramme en arborescence, comparaison par paires, définition de sous-objectifs
Établir des paramètres de conception	Discussions avec le client, détermination de paramètres qualitatifs et quantitatifs, rencontres
Préparer le cahier des charges	Microsoft Word, OpenOffice, Antidote

## Initialisation du projet

L'initialisation du projet consiste à définir le procédé à concevoir ou à développer, en analysant les besoins en termes d'objectifs et de contraintes. À cette étape, l'ingénieur recueille les données nécessaires à son analyse et dresse une liste de critères d'évaluation qu'il entend retenir pour comparer les diverses solutions entre lesquelles il aura à choisir. À l'aide de différentes sources (articles scientifiques, manuels techniques, normes, lois, règlements), il propose dans un premier temps toutes les pistes de conception susceptibles de l'aider à résoudre le problème. La créativité, le raisonnement et l'imagination, ainsi que différentes techniques de visualisation, par exemple le remue-méninge papier ou les questions d'amorce, ainsi que la représentation en arborescence des fonctions, représentent des moyens pour faire surgir de nouvelles idées.

Après une classification basée sur les critères précédemment établis, l'ingénieur sélectionne les solutions qui lui paraissent viables. Une brève étude de faisabilité pour chacune des solutions retenues permet d'en évaluer la praticabilité, en termes de coûts, de temps d'exécution, d'impact environnemental, de possibilités de succès ou de risques de faillite. Après avoir exploré les différentes solutions, l'ingénieur reprend les critères, la pondération et le barème qu'il a déjà élaborés, ainsi que la réflexion préliminaire concernant chaque solution réalisable et, à l'aide d'une matrice de décision, détermine la solution qui répond le mieux aux besoins du client. Une fois son choix arrêté, il communique la solution dans un rapport d'ingénierie conceptuel destiné au client.



Tableau 2 : Outils pour l'initialisation du projet

Activité	Outils/Mesures
Effectuer une revue de la littérature	Articles scientifiques, manuels techniques ( <i>handbooks</i> ), notes de cours, normes, lois, règlements, brevets, catalogues industriels
Rechercher des solutions	Remue-méninges papier, questions d'amorce, représentations en arborescence des fonctions, discussions entre pairs, fiches morphologiques
Analyser les données	Microsoft Excel, Microsoft Access
Rechercher la solution	Matrice de décision (de Pugh), comparaison qualitative pondérée
Préparer le rapport d'ingénierie conceptuel	Microsoft Word, OpenOffice, Antidote

## Conception préliminaire

La troisième étape, la conception préliminaire, vise à élaborer la solution retenue et toutes les unités qui la composent, en accord avec les critères technicoéconomiques. À l'aide de simulations dynamiques, on procède à la réalisation des diagrammes de circulation, on effectue les bilans de masse et d'énergie, on calcule les débits en présence.

L'ingénieur procède à un raffinement de sa solution. Il réalise d'abord d'un schéma bloc, qui décrit de façon synthétique les étapes chimiques et physiques ainsi que les flux de matières et d'énergie du procédé, puis un schéma de procédé (flowsheet), qui décrit le sens de la circulation des matières premières et des produits, ainsi que les températures et les pressions d'opération.

Le schéma de procédé définitif est déterminé par optimisation, en tenant compte aussi des coûts et des investissements requis. Si cela s'avère nécessaire, l'ingénieur fabrique un prototype pour vérifier ses hypothèses et s'assurer du fonctionnement réel du procédé proposé. De plus, en utilisant des logiciels de simulation, il peut, au besoin, déterminer la solution optimale pour le concept retenu par le client. À cette étape, l'ingénieur doit procéder au dimensionnement préliminaire et à la vérification de chaque équipement présent dans le schéma de procédé. Il est important que toutes les parties prenantes du projet soient sur la même longueur d'onde et appliquent la même méthodologie de travail qui sera utilisée pour réaliser le projet. Une mise à jour continue du plan de travail permettra de vérifier l'avancement du projet et d'adapter les ressources en cas de problèmes.

Au terme de cette étape, un rapport d'ingénierie préliminaire, contenant les différents paramètres de conception, les modèles, les hypothèses retenues, ainsi que les plans et les schémas préliminaires, sera remis au client. Avant de passer à l'étape suivante, le client doit approuver un échéancier et un budget préliminaire.

Tableau 3 : Outils pour la conception préliminaire

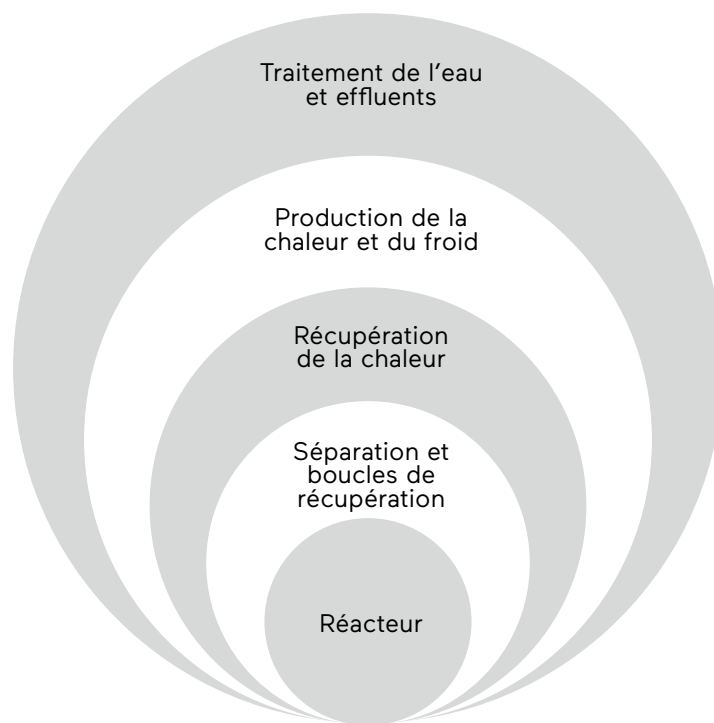
Activité	Outils/Mesures
Élaborer le schéma bloc/schéma de procédé	Visio, Lucid Chart
Modéliser le procédé	Aspen, ChemCad, Proll, Hysys, Prosim
Faire le dimensionnement des équipements	Microsoft Excel, Matlab
Préparer un échéancier/plan de travail	Google calendar, Microsoft project, Word
Informers les équipes/le client	Réunions, visioconférences (Zoom, Teams)
Préparer le rapport d'ingénierie préliminaire	Microsoft Word, OpenOffice, Antidote

## Conception détaillée

Cette phase vise à raffiner davantage le concept préliminaire pour l'amener au stade d'exécution. Chaque équipement doit être maintenant défini dans le détail, en s'assurant aussi d'inclure dans le projet les détails de tuyauterie, les plans d'instrumentation de contrôle, d'électricité, des structures métalliques et de chaudronnerie, ainsi que les plans et les documents techniques relatifs à toute demande d'autorisation et de permis (y compris le permis de construire).

Le premier appareil à dimensionner est le réacteur, dont les performances ont un impact immédiat sur le reste de l'installation. Si la sélectivité ou le rendement sont faibles, il est important d'envisager des boucles de recirculation des produits n'ayant pas réagi. Ensuite, il faut choisir et dimensionner les équipements pour la séparation des produits (colonnes, séparateurs, absorbeurs, etc.). Le réacteur et l'ensemble séparation-système de recyclage déterminent les utilités en termes d'énergie. Une partie de cette énergie vient du réseau d'échangeur de chaleur par récupération thermique. Cependant, les utilités qui ne peuvent pas être assurées par la récupération conditionnent la conception des équipements assurant le chauffage et/ou le froid de source extérieure (fours, rebouilleurs, condenseurs, générateurs de vapeur, réfrigérant, etc.). Le procédé et les utilités ont généralement besoin d'eau et génèrent des rejets qui doivent être traités avant de retourner dans l'environnement. Il faut donc, enfin, concevoir les systèmes de traitement de l'eau et des effluents.

Une telle méthode de conception par hiérarchies peut se représenter symboliquement par les couches d'un diagramme « en oignon ». Si le procédé ne prévoit pas un réacteur mais uniquement la séparation, alors la conception détaillée débutera avec le système de séparation.



**Figure 4 : Hiérarchisation des étapes pour une procédure de dimensionnement (diagramme en oignon)**

Puisqu'aucune méthode, aussi rigoureuse soit-elle, n'est parfaite, il arrive que des calculs détaillés amènent l'ingénieur à revoir la solution retenue initialement. L'ingénieur doit alors reprendre le travail fait lors de l'étape de conception détaillée par un processus itératif jusqu'à que la solution soit entièrement satisfaisante.

À la fin de cette étape, la solution optimisée doit être accompagnée de plans détaillés nécessaires à la fabrication des équipements, ainsi que des devis. Toute l'information (géométrie, matériaux, tolérances, liaisons mécaniques, etc.) doit être clairement spécifiée dans un rapport d'ingénierie détaillé.

**Tableau 4 : Outils et mesures pour la conception détaillée**

Activité	Outil
Programmer	Matlab, C/C++
Modéliser le procédé	Aspen, ChemCad, Proll, Hysys, Prosim
Faire le choix des matériaux	Catalogues industriels, manuels ( <i>handbooks</i> )
Déterminer la tuyauterie, le contrôle, la chaudronnerie	
Informers les équipes/le client	Réunions, visioconférences (Zoom, Teams)
Préparer le rapport d'ingénierie préliminaire	Microsoft Word, OpenOffice, Antidote

Note : il y a 3 exemples de conception détaillée de différentes unités présentés dans le document nommé « Exemples de la phase de la conception détaillée ».

## Réalisation finale

À la phase de conception succède la phase d'exécution du projet. C'est le moment de procéder à la fabrication et à la mise en chantier. Normalement, il n'est plus question de revenir sur ses pas, car à cette phase-ci du projet, tout retour en arrière entraînerait inévitablement des pertes financières importantes pour le client. L'étape de réalisation demande souvent des tests en cours de route pour valider les éléments de conception. Il est donc important de déterminer des procédures de tests ou de simulations. De façon générale, l'équipe de fabrication n'est pas celle qui a fait la conception. Il est donc important qu'il y ait une bonne communication entre ces deux équipes, pour éliminer toute ambiguïté lors de l'assemblage et de l'installation des équipements.

**Tableau 5 : Exemples de projets en génie chimique**

Titre du projet	Secteur
Optimisation d'une colonne de distillation atmosphérique	Pétrochimie
Conception d'un système de séchage par lit fluidisé vibrant	Produits chimiques
Développement d'outils de prévision de la porosité résiduelle d'origine chimique destinés à l'optimisation des paramètres de fabrication de pièces composites structurales en RTM	Nouveaux matériaux
Conception d'un procédé de traitement de surface et revêtement métallique par pyrolyse	Matériaux
Innovation dans une entreprise de production d'huile biologique	Agrochimie/engrais
Mise en place d'un protocole pour mesurer la teneur en hydrates de carbone dans les eaux usées et dans la biomasse épuratrice	Biotechnologie
Étude de l'influence de la vitesse de la vapeur sur le rendement pratique d'une colonne de distillation	Pétrochimie
Mise à jour des schémas des pilotes de traitement de gaz	Pétrochimie
Conception et réalisation des études-projets pour des stations d'épuration	Agrochimie/engrais
Optimisation d'un procédé de cristallisation de molécule d'intérêt pharmaceutique	Pharmaceutique
Optimisation des paramètres de fonctionnement d'une unité de recyclage des eaux	Biotechnologie
Conception d'un protocole de caractérisation qualitative et quantitative des émissions gazeuses au cours du traitement par compostage d'un déchet organique	Biotechnologie

Évaluation des performances de rétention des membranes fibres creuses de micro et ultrafiltration	Produits chimiques
Amélioration technique et économique du procédé de filtration	Pharmaceutique
Élaboration de formulations d'inhibiteurs de corrosion et de déposition pour le traitement des tours de refroidissement, à base de matières premières biodégradables	Produits chimiques
Mise en route d'une machine de tests et optimisation des processus de rinçage en fabrication	Nouveaux matériaux

# Projet :

## **Récupération du surplus de chaleur du procédé de production de méthanal**

**Ce projet est fictif.** Il a été inspiré de travaux réalisés dans le cadre de la formation académique d'étudiants en génie chimique et n'engage en rien la responsabilité professionnelle de leurs encadrants. Il s'agit d'un bon exemple d'application de la méthodologie en conception et de présentation des outils utilisés. Ce travail ne peut être utilisé à d'autres fins.

# Projet de récupération du surplus de chaleur du procédé de production de méthanal

*Glue inc.* est une usine de colle à base de résine et de méthanal utilisée pour la fabrication de panneaux de particules ou agglomérés à usage édile. Le procédé de synthèse utilisé (voir figure 1) produit un excédent de chaleur qui est évacué à l'aide d'une tour de refroidissement. Ce surplus de chaleur a un potentiel énergétique important, qui pourrait être réutilisé pour chauffer le bâtiment administratif interne à l'usine. *Glue inc.* nous confie le mandat de trouver une manière efficace et rentable de récupérer la chaleur excédante provenant de la réaction exothermique, afin de réduire la consommation de gaz naturel utilisée pour le chauffage.

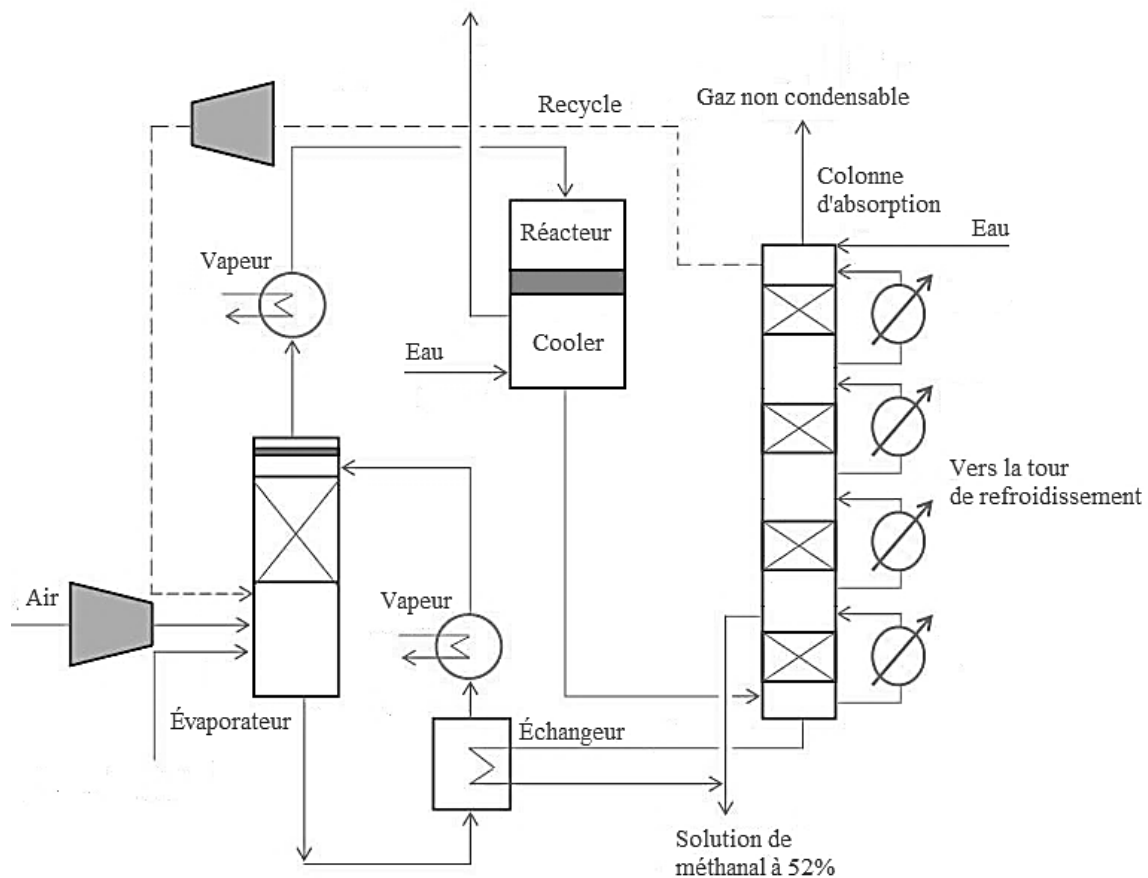
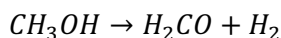
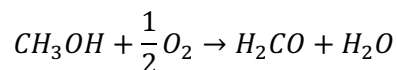


Figure 1 : Procédé de production de la solution de méthanal à 52%.

## DESCRIPTION ET CARACTÉRISTIQUES DU PROCÉDÉ

L'usine *Glue inc.* produit la colle permanente utilisée dans la fabrication de bois contreplaqué. Le mélange chimique de formaldéhyde (méthanal) et de résine forme la base de la colle présente dans le processus d'assemblage. Le méthanal s'obtient par l'oxydation catalytique du méthanol à l'aide d'un catalyseur à base d'argent. Le méthanol, d'abord vaporisé à l'aide d'un évaporateur, est mélangé avec l'air dans un rapport stœchiométrique approprié.

L'oxydation a lieu dans un réacteur à une température constante de 640 °C. Les réactions d'oxydation et de déshydrogénation, sont simultanées et dépendent du catalyseur utilisé :



En régime permanent, le produit de réaction est d'abord refroidi jusqu'à la température de 120 °C. Par la suite, la solution de méthanal à 52% est obtenue à l'aide d'une colonne d'absorption à contrecourant. La colonne est composée de quatre étages maintenus à différentes températures (70 °C, 45 °C, 25 °C et 10 °C) par des échangeurs de chaleurs fonctionnant avec de l'eau provenant de la tour de refroidissement. À chaque étage, une partie des vapeurs de la solution de méthanal condensent avant de passer à l'étage successif. Afin d'atteindre la température de 10 °C, la tête de la colonne est fournie d'un refroidisseur. Le faible surplus de vapeurs de tête non condensées est retourné à l'évaporateur ou brûlé. La solution de méthanal à 52% sort du bas de la colonne et est envoyée au stockage.

L'eau de refroidissement arrive à la tour avec une température de 31 °C et sort à une température de 16,5 °C, avec une variation de température utile de 14,5 °C. L'alimentation de l'eau à la tour de refroidissement est garantie par une pompe centrifuge, dont le débit moyen est de 1600 *gpm* (gallons par minutes).

Le système de chaufferie du pavillon administratif est alimenté par un raccordement au gaz naturel. La consommation annuelle de gaz naturel nécessaire au chauffage est détaillée dans le tableau suivant :

Année	Consommation (m <sup>3</sup> )
2016-2017	873 074
2017-2018	811 017

**Tableau 1.** Consommation annuelle de gaz naturel pour le chauffage du bâtiment administratif de *Glue inc.*

Selon les plans fournis par la compagnie, l'immeuble administratif à une structure à un seul niveau à aire ouverte, d'une extension de 5542 m<sup>2</sup> et un volume de 16 626 m<sup>3</sup>.

La distance du pavillon administratif de l'unité de production du méthanal est d'environ 20 m. Le débit d'air de chaque unité de ventilation est de 13,2 m<sup>3</sup>/s.



## OBJECTIFS ET CONTRAINTES

Le but de ce projet est de concevoir un système de récupération optimal de la chaleur provenant du procédé de production de méthanal pour chauffer l'immeuble administratif de l'entreprise. En particulier, on veut :

- O1 : Exploiter au maximum la différence de température disponible de l'eau du refroidissement;
- O2 : Choisir le système le moins encombrant possible;
- O3 : Viser le coût d'achat minimal des équipements;
- O4 : Minimiser les dépenses supplémentaires dues à l'usage d'autres sources d'énergie (consommation d'électricité);
- O5 : Minimiser le coût et la fréquence des entretiens préventifs;
- O6 : Respecter l'ensemble des règles de sécurité selon les conditions de fonctionnement;
- O7 : Prévoir un entretien simple;
- O8 : Rechercher la facilité d'opération;
- O9 : Une rentabilité dans un délai acceptable.

L'entreprise impose aussi comme contrainte que la température de l'eau de retour ne dépasse jamais 16,5 °C. Cette condition devra être tenue en compte lors du choix des solutions.

Pour faciliter l'évaluation des solutions proposées et accorder le juste poids aux objectifs principaux, on a procédé à une comparaison par paires, classifiant les objectifs en ordre d'importance.

À chaque paire on a attribué le chiffre 0, lorsque l'objectif listé dans la colonne est plus important que celui listé dans la ligne et le chiffre 1, lorsque l'objectif dans la ligne est plus important que celui listé dans la colonne. Aucune valeur n'est inscrite sur la diagonale comparant des objectifs identiques. Le résultat de ce processus est présenté au tableau 2.

	O1	O2	O3	O4	O5	O6	O7	O8	O9	Total
O1	•	1	0	0	1	1	1	1	0	5
O2	0	•	0	0	1	1	1	1	0	4
O3	1	1	•	1	1	1	1	1	0	7
O4	1	1	0	•	1	1	1	1	0	6
O5	0	0	0	0	•	0	1	1	0	2
O6	0	0	0	0	1	•	1	1	0	3
O7	0	0	0	0	0	0	•	1	0	1
O8	0	0	0	0	0	0	0	•	0	0
O9	1	1	1	1	1	1	1	1	•	8

**Tableau 2.** Comparaison par paires des objectifs du projet.

## FORMULATION DU MANDAT

La compagnie *Glue inc.* désire réduire la consommation de gaz naturel pour le chauffage du bâtiment administratif en mettant en place un système de récupération efficace de la chaleur en excès provenant du procédé de production du méthanal. Ce projet s'inscrit dans la politique environnementale de la compagnie, qui se préoccupe d'améliorer l'efficacité énergétique du site et de réduire l'empreinte environnementale de ses activités.

Le mandat reçu de la compagnie *Glue inc.* consiste à :

- déterminer le surplus d'énergie thermique disponible qui peut être récupéré;
- estimer la quantité d'énergie thermique nécessaire à chauffer le bâtiment administratif;
- proposer une méthode efficace de récupération de la chaleur, dans le respect des contraintes imposées;
- dimensionner et sélectionner les composantes principales du système;
- évaluer la rentabilité du projet;
- produire des recommandations pour l'implantation du système de récupération.

## CONCEPTION PRÉLIMINAIRES

Pour déterminer le surplus d'énergie thermique annuelle disponible qui peut être récupéré, on commence par évaluer la puissance thermique disponible [2, 4]:

$$\dot{q} = \dot{m} \cdot \bar{c}_{p,eau} \cdot \Delta T$$

avec :

$\dot{q}$  : taux de transfert de chaleur, [W]

$\dot{m}$  : débit massique de l'eau de refroidissement, [kg/s]

$\bar{c}_{p,eau}$  : chaleur massique moyenne de l'eau, [J/kg · K]

$\Delta T$  : variation de température utile, [°C]

Le débit massique est calculé à partir du débit volumique, par la formule suivante :

$$\dot{m} = \dot{Q} \cdot \bar{\rho}$$

avec

$\bar{\rho}$  : masse volumique moyenne de l'eau, [kg/m<sup>3</sup>];

$\dot{Q}$  : débit volumique de l'eau, [m<sup>3</sup>/s]

Puisque la température de l'eau de refroidissement varie entre 31°C et 16,5°C, les propriétés physiques moyennes ont été calculées à 25°C :

$$\bar{\rho} = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$\bar{c}_{p,eau} = 4\,180 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

Le débit massique d'eau calculé est donc :

$$\dot{m} = 1600 \text{ gpm} \cdot \left( \frac{0,003785 \text{ m}^3}{1 \text{ gallon US}} \right) \cdot 997 \text{ kg/m}^3 \cdot \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 100,6 \text{ kg/s}$$

Si on tient compte d'un taux de recirculation de l'eau de 50%, la puissance thermique disponible est :

$$\dot{q} = 0,5 \cdot 100,6 \text{ kg/s} \cdot 4\,180 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \cdot 14,5^\circ\text{C} = 3,050 \cdot 10^6 \text{ W}$$

Pour calculer l'énergie thermique annuelle disponible, on considère une période de 8 mois, en considérant que l'unité de production de méthanal fonctionne en continue. La période de 8 mois correspond à la période de fonctionnement du système de chauffage dans le pavillon administratif de la compagnie :

$$E_{surplus} = 3,050 \cdot 10^6 \text{ W} \cdot \left( \frac{8 \text{ mois}}{1 \text{ an}} \right) \cdot \left( \frac{30 \text{ jours}}{1 \text{ mois}} \right) \cdot \left( \frac{86\,400 \text{ s}}{1 \text{ jour}} \right) = 6,324 \cdot 10^{13} \text{ J/an}$$

L'énergie thermique totale annuelle produite par le système de chauffage est donnée par :

$$E_{GN} = \varepsilon \dot{Q} C$$

avec :

$\varepsilon$  : efficacité du système de chauffage;

$\dot{Q}$  : débit volumique standard du gaz naturel, [ $m^3/s$ ]

$C$  : pouvoir calorifique [ $J/m^3$ ]

Le système de chauffage utilisé actuellement exploite 4 unités à toit alimentées au gaz naturel, dont l'efficacité est estimée entre 78% et 82%<sup>1</sup>. On fixe la valeur d'efficacité pour le calcul à 80%.

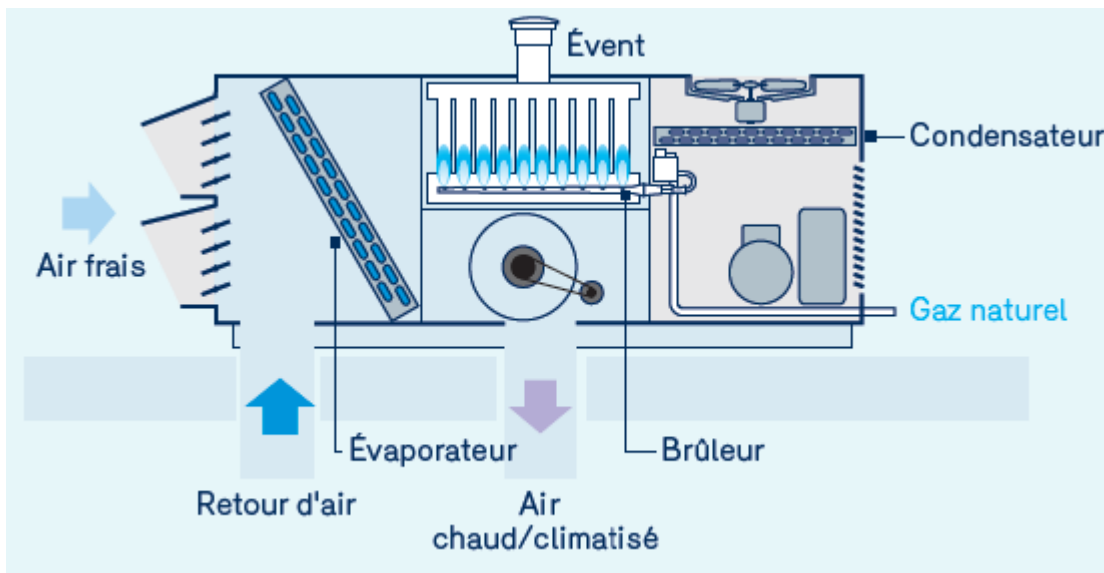


Figure 2 : Unité de toit à gaz naturelle, [www.energir.com]

Le pouvoir calorifique du gaz naturel est estimé à  $37,5 \text{ MJ}/m^3$ <sup>2</sup>, tandis que la valeur du débit volumique de gaz utilisé correspond à la moyenne des deux dernières années de consommation :

$$\dot{Q} = 842\,045 \text{ m}^3/\text{an}$$

On obtient donc :

$$E_{GN} = 0,80 \cdot 842\,045 \text{ m}^3/\text{an} \cdot 37,5 \cdot 10^6 \text{ J}/m^3 = 2,35 \cdot 10^{13} \text{ J}/\text{an}$$

Puisque l'énergie disponible à l'unité de production de méthanal dépasse d'environ 2,5 fois l'énergie requise pour chauffer le bâtiment administratif, on considère le projet comme étant faisable du point de vue énergétique.

On procède donc avec la description des solutions proposées.

<sup>1</sup> Unités de toit à gaz naturel, fiche technique, [www.energir.com](http://www.energir.com).

<sup>2</sup> Le chauffage à gaz, Publications Éconergie, Office de l'efficacité énergétique, Ressources naturelles Canada, 2012.

Solution n.1 : système composé d'un refroidisseur/pompe de chaleur de grande dimension

Le refroidisseur de liquide à réfrigérant est un appareil qui utilise un dispositif thermodynamique, permettant de transférer de la chaleur provenant d'un liquide à refroidir vers un lieu à chauffer. Le réchauffeur se compose de 4 éléments principaux :

- l'évaporateur : il récupère les calories de la source externe, pour les transférer au liquide frigorigène.
- le compresseur : il comprime le fluide frigorigène froid à basse température afin de le transformer en un gaz chaud à forte pression.
- le condenseur : il transfère la chaleur du fluide frigorigène au fluide du circuit de chauffage. Le gaz frigorigène se condense pour passer de l'état gazeux à l'état liquide.
- le détendeur : il abaisse la température du liquide frigorigène pour le rendre plus froid que la source extérieure.

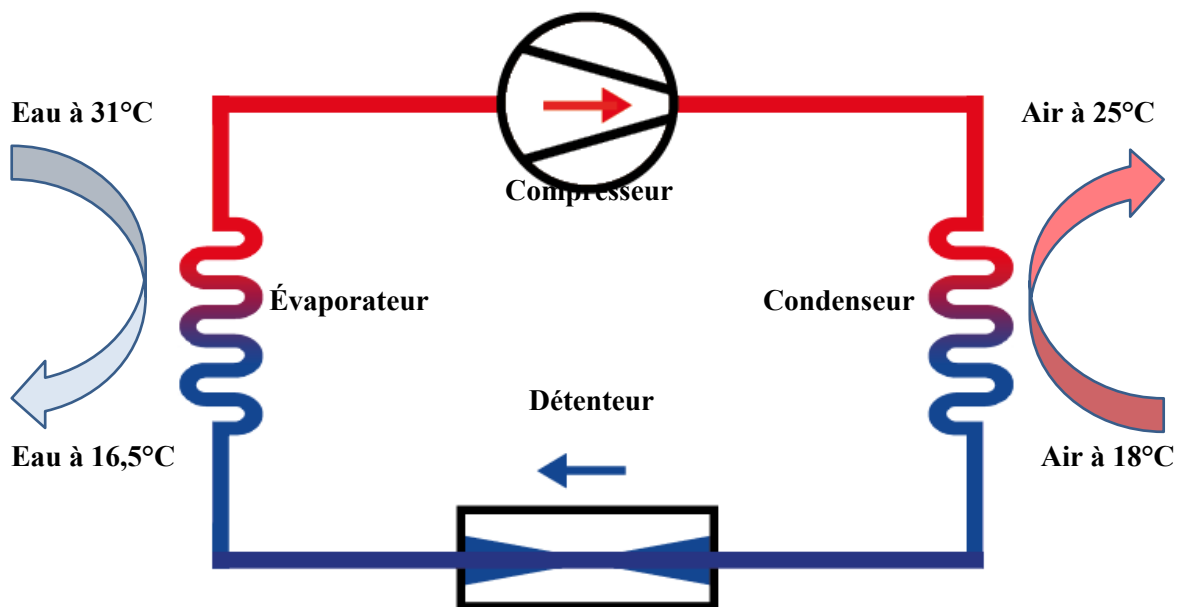


Figure 3. Cycle thermodynamique d'un refroidisseur/thermopompe

Le compresseur représente le principal organe mécanique mobile d'une pompe à chaleur. Il élève le niveau de pression du fluide frigorigène en phase gazeuse. C'est le composant le plus complexe et critique de la pompe à chaleur sur lequel de nombreux progrès ont été réalisés ces dernières années. Dans la plupart des cas, le compresseur est entraîné par un moteur électrique (à courant continu ou alternatif).

Le fluide frigorigène c'est un fluide pur ou un mélange de fluides purs qui condense à une température très basse. Lors de sa vaporisation emmagasine une grande quantité de calories, tandis qu'à l'inverse lors de sa liquéfaction, le fluide rend au milieu toutes les calories absorbées précédemment. Les fluides frigorigènes sont nombreux. Certains ont été interdits car trop destructeurs de la couche d'ozone. Parmi les fluides frigorigènes couramment utilisés, on a le R-134a (1,1,1,2 tétrafluoroéthane) qui est efficace dans un intervalle de température de  $-5^{\circ}\text{C}$  à  $30^{\circ}\text{C}$  ou le R-407c, qui est un mélange zéotropique de R-134a, R125 (1,1,1,2,2-pentafluoroéthane) et R32 (difluorométhane), dont l'intervalle d'utilisation varie entre  $-10^{\circ}\text{C}$  et  $20^{\circ}\text{C}$  [6].

En général, l'encrassement des échangeurs est un problème majeur pour la récupération d'énergie sur des effluents industriels. Le phénomène d'encrassement se produit à la longue, par l'accumulation sur les surfaces d'échange des dépôts laissés par le passage des effluents liquides formant ce qu'on appelle un film. Les applications potentielles des refroidisseurs dans l'industrie sont confrontées à l'incertitude de pouvoir récupérer efficacement la chaleur au niveau de l'évaporateur. Pour résoudre ce problème, le contrôle de la croissance du film dans les canaux de passage des effluents de l'évaporateur est indispensable pour la fiabilité et l'efficacité de cet échangeur.

L'efficacité énergétique d'un refroidisseur est représentée par le coefficient de performance ou COP. Il est défini comme étant le quotient entre la chaleur extraite et le travail fourni [3].

$$COP_R = \frac{Q_L}{|W_{in}|}$$

D'après la première loi de la thermodynamique, dans un système réversible, on peut montrer que :

$$Q_H = Q_L + W_{in}$$

où :

$Q_L$  : est la chaleur extraite de l'eau, [W];

$Q_H$  : est la chaleur évacuée dans l'air ambiant, [W];

$W_{in}$  : est le travail fourni pour faire fonctionner le compresseur, [W].

Ainsi, en remplaçant  $W_{in}$ , on obtient :

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L}$$

En autres mots,  $COP_R = 2$  signifie que l'énergie thermique restituée pour le chauffage est 2 fois supérieure à l'énergie électrique consommée par le compresseur.

Cependant, l'investissement initial de ce système (équipements et installation) est généralement très onéreux. Selon les calculs préliminaires, il serait nécessaire d'installer un refroidisseur d'environ 3 MW. Or, le prix d'achat et d'installation pour un refroidisseur de cette capacité s'élève à environ 500 000 \$. De plus, il faut tenir compte de la consommation d'énergie électrique associée à son fonctionnement.

#### Solution n.2 : refroidisseur de liquide par ventilateurs

Ce type d'équipement fonctionne à l'aide de ventilateurs qui utilisent l'air ambiante pour refroidir le liquide. Le refroidissement par air nécessite un fort besoin d'espace et d'un grand débit d'air en raison de sa faible capacité calorifique. Les ventilateurs fonctionnent électriquement, donc le coût d'approvisionnement en électricité doit aussi être tenu en compte.

Cependant, un système de grandes dimensions serait efficace pour récupérer une partie importante de la chaleur générée par le procédé de production du méthanal.

Les désavantages liés à cette technologie sont les dimensions de l'équipement et le grand débit d'air utilisée qui ne peut pas être utilisé directement pour le chauffage du bâtiment administratif, ainsi que le bruit et les vibrations créés par les équipements.

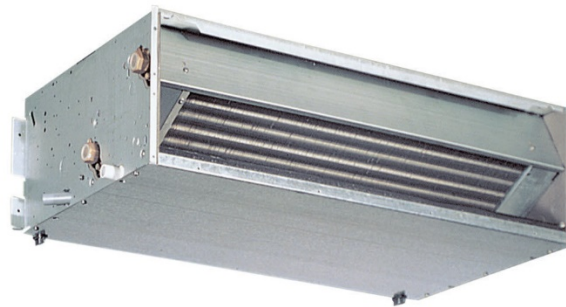


**Figure 4.** Système de refroidissement par ventilateurs [www.topchiller.com]

### Solution n.3 : système combiné de ventilo-convecteurs à basse température et d'un refroidisseur de dimension moyenne

Le principe du ventilo-convecteur (« *fan coil* » en anglais) combiné à un refroidisseur (« *chiller* » en anglais) est le même que celui d'un convecteur classique auquel il a été ajouté un ventilateur pour forcer le flux d'air. La première phase de refroidissement de l'eau est assurée par les ventilo-convecteurs. Le but est d'alimenter les ventilo-convecteurs avec l'eau provenant du procédé de production de méthanol (31°C). Ces échangeurs de chaleur à lamelle émettent, grâce à un ventilateur intégré, un souffle d'air chaud dans la pièce où ils sont installés. Le système fonctionne de manière efficace même à basses températures d'eau allant de 28°C jusqu'à 40°C. Cependant, si la demande d'énergie thermique est très élevée (en hiver surtout), une source d'énergie supplémentaire peut s'avérer nécessaire. Pour cette raison, il est souvent associé à une pompe de chaleur fonctionnant avec un fluide frigorigène [6].

La deuxième phase de refroidissement, pour atteindre la valeur souhaitée de 16,5°C, est accomplie par un refroidisseur de capacité moyenne (à fluide frigorigène ou à l'air).



**Figure 5.** Ventilo-convecteur mural [www.archiexpo.fr]

Le souci avec cette technique est que, pour réchauffer le bâtiment au complet, il faut plusieurs ventilo-convecteurs. Cela est relativement bruyant et le brassage de l'air et de poussière peut être dérangeant. De plus, puisque la température de l'eau est relativement basse, le nombre d'unités à installer peut être très élevé.

Enfin, il faut tenir compte de la consommation d'énergie électrique pour le fonctionnement des ventilateurs et du refroidisseur, dont l'investissement initial n'est pas négligeable.

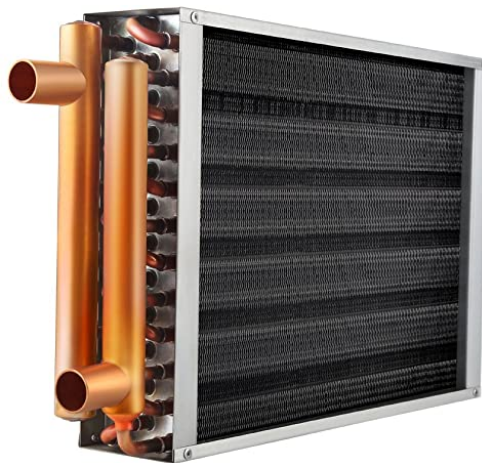
#### Solution n.4 : système combiné d'échangeurs à tubes ailettés et d'un refroidisseur de dimension moyenne

Cette solution prévoit l'installation d'un ou plusieurs échangeurs de chaleur à ailettes pour le chauffage du bâtiment administratif combinés avec un refroidisseur de taille moyenne pour assurer la contrainte sur la température de retour de l'eau.

La construction en ailettes permet de ranger une grande surface extérieure active dans un volume minime. Un échangeur à ailettes se compose de tubes carottiers avec des ailettes embouties ou fixées par pression, d'une carcasse et de plusieurs collecteurs ou boîtes déflectrices. La conduite des matériaux peut être adaptée individuellement en fonction des caractéristiques de fonctionnement exigées.

Pour cette solution, on envisage d'amener l'eau sortant du procédé de production de méthanal directement dans le système de chauffage, sans intermédiaires. Il s'avère donc nécessaire une connexion importante entre les deux bâtiments, un système de pompage adapté et une isolation convenable. Les tubes transportant l'eau peuvent être aussi enfouis dans le terrain, pour les protéger du gel. Cependant, une brise dans la tuyauterie pourrait compromettre le système de refroidissement de l'eau [6].

L'avantage principal de cette solution est le coût faible des échangeurs de chaleurs. Cependant, un refroidisseur de dimension moyenne est encore nécessaire pour baisser la température de retour à 16,5 °C.



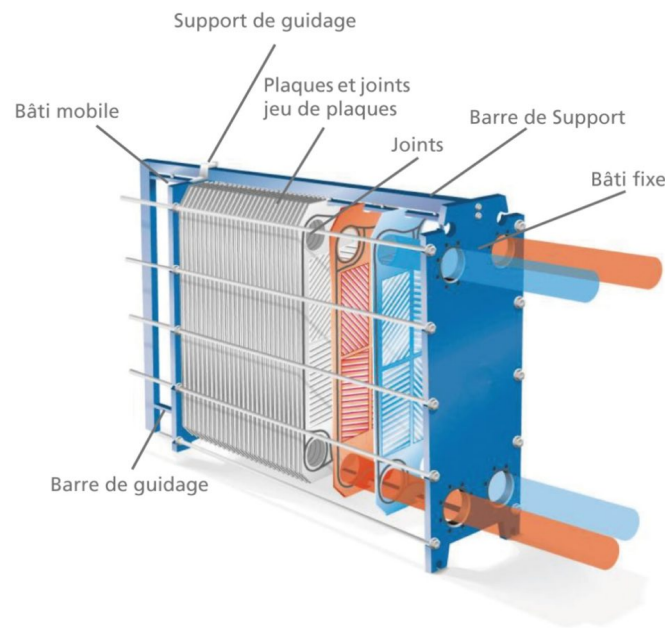
**Figure 6.** Échangeur de chaleur à tubes ailettés [www.alfaheating.com]



## Solution n.5 : système combiné d'un échangeur à plaques eau-eau glycolé et de serpentins de chauffage

Ce type d'échangeur de chaleur est constitué de plaques, en aluminium ou en acier inoxydable, assemblées entre elles par soudage, par brasure ou à l'aide de joints en polymère. D'épaisseur mince (entre 0,1 mm et 0,8 mm), elles sont séparées par de très faibles espaces (entre 5 et 10 mm). Pour maximiser l'échange convectif, les plaques peuvent être fabriquées gaufrées, permettant ainsi de créer une turbulence à l'intérieur de l'échangeur, et donc d'améliorer les performances.

Dans le cas du fonctionnement d'un échangeur de chaleur à plaques, les courants entre les fluides primaires et secondaires sont presque toujours croisés. Ainsi, un fluide circule dans les conduits pairs, pendant que l'autre circule dans les conduits impairs. Ils sont indiqués pour les systèmes gaz/gaz ou liquide/liquide. Le transfert d'énergie thermique se fait sur toute la surface des plaques.



**Figure 7.** Échangeur de chaleur à plaques [www.rdm-distribution.com]

Les échangeurs de chaleur à plaques permettent d'obtenir un ratio surface d'échange/volume très élevé, ce qui contribue à leur succès grandissant, notamment dans le secteur industriel et dans le bâtiment [2,4,6].

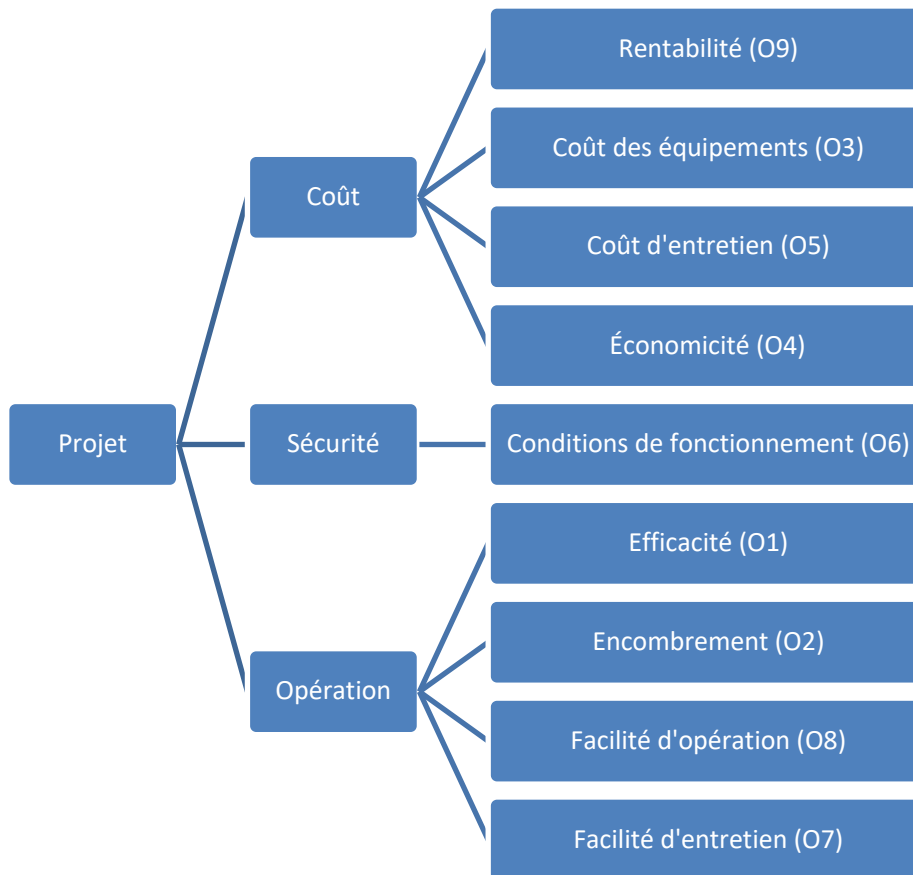
Ce type d'échangeur de chaleur présente d'ailleurs de nombreux avantages :

- ils demandent très peu de maintenance;
- la fiabilité est élevée;
- Ils possèdent une durée de vie importante;

Cette solution prévoit la présence d'un échangeur à plaques eau-eau glycolée près du procédé de production de méthanal. Les caractéristiques de l'eau glycolée, qui est un excellent caloporteur, permettraient de réduire la quantité de fluide à amener au bâtiment administratif, réduisant ainsi les coûts de pompage et d'isolation. Un système de serpentins de chauffage à l'entrée des unités d'aération permettrait de répandre la chaleur, en utilisant les voies déjà présentes dans l'immeuble. On considère que la température de l'air extérieure, lors du fonctionnement du chauffage, est inférieure à 15°C, de façon de ne pas demander l'ajout d'un refroidisseur.

MATRICE DE DÉCISION

L'étude de praticabilité apporte un éclaircissement sur la validité des idées retenues. En choisissant des critères de sélection combinés avec des valeurs numériques qui expriment le degré de satisfaction, il sera possible de classer les solutions retenues. Les critères de pondération sont en pourcentage (%) et les plus élevés représentent les priorités de l'entreprise. Les critères de sélection, en accord avec les objectifs visés, sont représentés dans le diagramme suivant :



**Figure 8.** Critères de sélection.

Chaque critère a été associé à l'un des objectifs que nous avons individué dans la section précédente. Par exemple, l'objectif O1, que nous avons formulé comme suit :

« Exploiter au maximum la différence de température disponible de l'eau du refroidissement »

correspond au critère de l'« efficacité ».

Pour chaque objectif, on a identifié un pointage (0, 1, 2 ou 3) qui représente à quel point la solution analysée satisfait l'objectif considéré.

En se référant encore au critère de l'efficacité, si une solution permette d'exploiter au maximum la variation de température disponible, on lui associera un pointage de 3, ce qui correspond au 100% de l'objectif visé.

Si par contre, la récupération de la chaleur est seulement partielle, alors on lui associera un pointage de 2 ou de 1, ce qui correspond au 66,7% ou 33,3% de l'objectif visé.

Si la solution n'est pas efficace du tout, alors on va associer un pointage égal à 0.

Dans le tableau 3, on décrit pour chaque critère de sélection, l'objectif correspondant et le pointage associé.

Critère	Objectif	Pointage : 0 / 0%	1 / 33,3%	2 / 66,7%	3 / 100%
Rentabilité	Le projet doit être rentable dans un délai acceptable	N'est pas rentable	Rentable en cinq ans	Rentable en trois ans	Rentable en un an ou moins
Coût des équipements	Un coût d'achat minimal des équipements doit être visé	Plus de 500.000\$	Entre 300 000 et 500.000\$	Entre 100.000\$ et 300.000\$	Moins de 100.000\$
Économicité	Minimiser les dépenses supplémentaires dues à l'usage d'autres sources d'énergie (consommation d'électricité)	Plus de 100.000\$ par an	Entre 50.000\$ et 100.000\$ par an	Entre 30.000\$ et 50.000\$ par an	Moins de 30.000 par an.
Efficacité	Exploiter au maximum la différence de température disponible de l'eau du refroidissement	Récupération faible	Récupération moyenne	Récupération moyennement élevée	Récupération élevée
Encombrement	Le système doit être le moins encombrant possible	Très encombrant	Encombrant	Moyennement encombrant	Peu encombrant
Sécurité	Le système doit respecter les règles de sécurité selon les conditions de fonctionnement	Risqué	Moyennement risqué	Peu risqué	Aucun risque
Coût de l'entretien	Le coût et la fréquence des entretiens préventifs doivent être faibles	Plus de 10.000\$	entre 5.000 et 10.000\$	Entre 3.000\$ et 5.000\$	Moins de 3.000\$
Facilité d'entretien	Le système doit être simple d'entretien	Demande beaucoup d'entretien	Demande plus d'entretien que la normale	Demande un entretien régulier	Ne demande presque pas d'entretien
Facilité d'opération	Le système doit être simple à opérer	Demande beaucoup de connaissance afin d'opérer	Demande moyennement de connaissance afin d'opérer	Demande peu de connaissance afin d'opérer	Ne demande pas de connaissance afin d'opérer

**Tableau 3.** Critères de sélection et pointage.

Successivement, nous avons associé une pondération à chaque objectif. La comparaison entre paires des objectifs du projet, discutée avec le représentant industriel de *Glue inc.* avait mis en évidence qu'il y a des objectifs plus importants que d'autres.

Par exemple, selon la compagnie *Glue inc.*, l'objectif O8 « Achever une rentabilité dans un délai acceptable » et plus important que l'objectif O2 « Choisir le système le moins encombrant possible ». Il en dérive qu'atteindre l'objectif O8 doit avoir plus de poids dans le choix de la solution finale qu'atteindre l'objectif O2.

Nous avons donc associé une pondération (qui va de 20% à 4%) à chaque critère, reflétant l'importance que l'objectif doit avoir dans le choix final de la solution.

La pondération a été faite en suivant l'ordre d'importance qui est ressorti de l'analyse comparative entre paires du tableau 2. La valeur numérique associée à chaque objectif a été le fruit d'une discussion entre notre équipe et le représentant industriel. Plus en détail, nous avons associé au cinquième objectif de la liste la valeur moyenne de 11% que correspond

environ à la pondération si tous les 9 objectifs avaient la même importance. Deuxièmement, on a augmenté ou diminué la pondération de façon proportionnelle à l'importance relative de chaque objectif.

La matrice de décision est présentée au tableau 4. La solution retenue est donc la solution qui a obtenu le pointage le plus élevée. Il est important de souligner que toute solution respecte la contrainte imposée par l'entreprise sur la température minimale de l'eau de retour.

Critère	Pondération	Solution 1		Solution 2		Solution 3		Solution 4		Solution 5	
Rentabilité	18,0 %	1	33,3%	1	33,3%	1	33,3%	1	33,3%	2	66,7%
Coût des équipements	16,0 %	1	33,3%	2	66,7%	1	33,3%	2	66,7%	2	66,7%
Économicité	14,0%	1	33,3%	0	0%	1	33,3%	1	33,3%	3	100%
Efficacité	12,0 %	3	100%	2	66,7%	3	100%	3	100%	3	100%
Encombrement	11,0 % <sup>a</sup>	0	0%	0	0%	1	33,3%	1	33,3%	2	66,7%
Sécurité	10,0 %	2	66,7	2	66,7%	2	66,7%	2	66,7%	2	66,7%
Coût de l'entretien	9,0 %	0	0%	1	33,3%	3	100%	3	100%	3	100%
Facilité d'entretien	6,0 %	2	66,7	2	66,7%	3	100%	3	100%	3	100%
Facilité d'opération	5,0 %	3	100%	2	66,7%	2	66,7%	3	100%	2	66,7%
<b>Total</b>	<b>100 %</b>	<b>43,7%</b>		<b>44,7%</b>		<b>56,7%</b>		<b>63,7%</b>		<b>81,0%</b>	

**Tableau 4.** Matrice de décision. La pondération reflète l'ordre de priorité du tableau 2.

*Note a:* le critère de l'encombrement correspond au cinquième objectif en ordre d'importance selon la comparaison entre paires. Nous avons donc associé à ce critère une pondération de 11% ( $100\% / 9 \approx 11\%$ ), ce qui correspond à la pondération moyenne si tous les objectifs avaient été considérés d'importance égale.

Selon l'analyse présentée a tableau 4, la solution que mieux répond aux exigences de l'entreprise est la solution 5, c'est-à-dire l'installation d'un échangeur à plaques fonctionnant à l'eau-eau glycolée et d'un système de serpentins de chauffage (2) à appliquer aux systèmes d'aération déjà présents. Si on prévoit l'application de cette solution pendant les journées froides (c'est-à-dire si la température de l'air est inférieure à 10°C), l'ajout d'un refroidisseur n'est pas nécessaire, diminuant les coûts de départ et augmentant ainsi la rentabilité.

Comme l'échangeur de chaleur à plaques nécessite de deux liquides distincts pour le transfert de chaleur (eau de refroidissement et eau glycolée), il faudra prévoir deux circuits indépendants.

L'échangeur à plaques devra être installé près de la tour de refroidissement dans le bâtiment opératif, tandis que les deux serpentins seront installés sur le toit du bâtiment administratif. Il faudra donc penser au circuit d'alimentation de l'eau glycolée, de son pompage et de son isolation. Une soumission à la compagnie *ExtraHeat inc.* a permis d'obtenir les dimensions de l'échangeur (voir annexe A).

La conception détaillée de la solution 5, comptera les éléments suivants :

1. Calcul de l'échange thermique pour l'échangeur et les deux serpentins, ainsi que du débit de fluide caloporteur;

2. Calcul des pertes de charge dans le circuit d'eau et d'eau glycolée;
3. Calcul de la puissance nominale des pompes;
4. Conception du schéma de la tuyauterie et de l'instrumentation du système de récupération de la chaleur;
5. Calcul des pertes thermiques linéaires du conduit extérieur (entre l'unité de production du méthanal et le bâtiment administratif) et calcul de l'épaisseur d'isolation;
6. Calcul des éléments accessoires;
7. Analyse économique.

La conception du système de récupération de chaleur se base sur plusieurs faits constatés et hypothèses raisonnables. À partir de cette liste, il sera plus facile d'obtenir un design de la solution finale. Voici la liste complète:

- a. La boucle de glycol se rendra aux unités de ventilation existantes en passant par l'extérieur. L'hypothèse d'enfuir les conduite a été écartée par la compagnie soumissionnaire;
- b. Les serpentins de chauffage alimentés par le mélange eau - éthylène glycol seront situés avant le chauffage au gaz naturel (à l'entrée des unités de ventilation). Puisque les données techniques des unités de ventilations ne sont plus disponibles, il faudra considérer que seulement de l'air neuf entre dans les conduits d'aération. La validation de cette hypothèse a été aussi constatée sur place. Dans nos calculs, l'air extérieur possède une température qui varie de 10°C à -29°C.

## CONCEPTION DÉTAILLÉE

### 1.1. Calcul de l'échange thermique au niveau des serpentins et du débit de fluide caloporteur

Le système de récupération de chaleur comporte deux échangeurs de chaleur et 3 fluides, dont le mélange eau-éthylène glycol représente le fluide caloporteur.

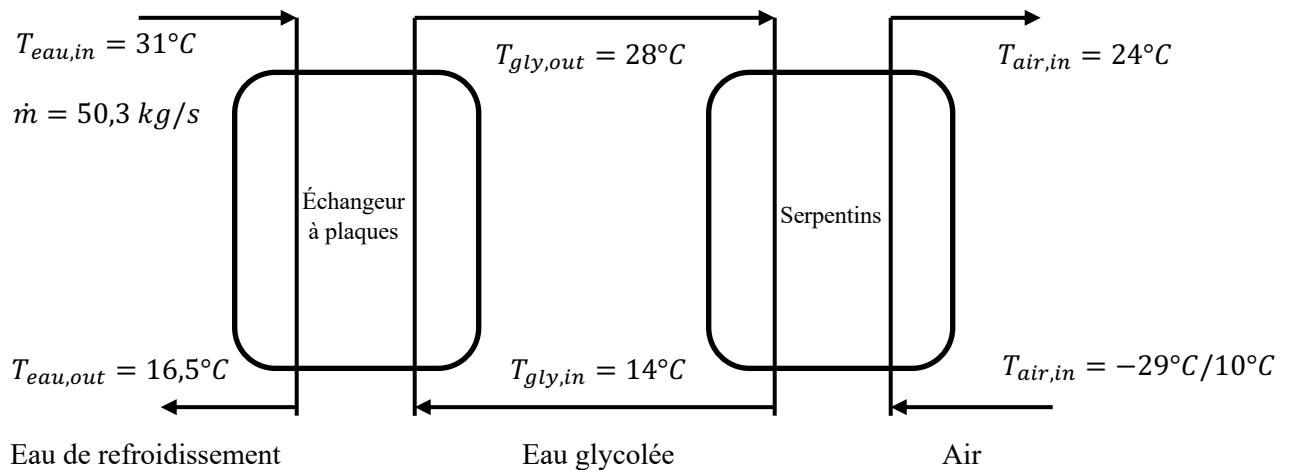


Figure 9. Schéma de la récupération de chaleur.

Selon le calcul préliminaire, le débit maximal de chaleur disponible qui peut être récupéré de l'eau de refroidissement correspond à 3,05 MW. Si on fixe la température de confort de l'air à 24°C, on peut calculer la puissance thermique requise au système de chauffage, en sachant que le débit maximal d'air aux unités de ventilation (2) est 13,2 m<sup>3</sup>/s. Finalement, on considère que la température du mélange eau-éthylène glycol varie entre 14°C et 28°C.

Pour calculer la masse volumique de l'air, on utilise la loi des gaz parfaits :

$$\bar{\rho}_{air} = \frac{P}{RT}$$

Pour la chaleur massique, on prend donc la valeur à 0°C :  $\bar{c}_{p,air} = 1\,004\text{ J/kg} \cdot \text{K}$  [1].

La puissance thermique requise pour maintenir une température de confort de 24°C dans le bâtiment administratif en fonction de la température extérieure est donnée par l'équation suivante :

$$\dot{q}_{air} = \dot{V}_{air} \bar{\rho}_{air} \bar{c}_{p,air} (T_{con} - T_{ext})$$

On choisit comme fluide caloporteur un mélange 50% m/m d'eau et d'éthylène glycol, dont les propriétés (à 300 K) sont reportées dans le tableau suivant :

$\bar{\rho}_{gly}$	1 060,6	$kg/m^3$
$\bar{c}_{p,gly}$	3 236,1	$J/kg \cdot K$
$\bar{\mu}_{gly}$	0,0111	$Pa \cdot s$
$\bar{k}_{gly}$	0,418	$W/m \cdot K$
$Pr_{gly}$	105,3	

**Tableau 5.** Propriétés de l'éthylène glycol [1]

Un simulateur pour la conception des serpentines de chauffage (fourni gracieusement par la compagnie *S&P Coil Products Limited*) nous a permis de dimensionner les deux unités de chauffage. Les détails des serpentine se trouvent à l'annexe A.

Le tableau suivant résume les résultats principaux de cette simulation :

$T_{ext}$	$\bar{\rho}_{air}$	$\dot{q}_{air}$	$\dot{V}_{gly}$	$\dot{m}_{gly}$	$\dot{m}_{gly,TOT}$	$\Delta p_{gly}$	Coût	Coût TOT
°C	$kg/m^3$	$kW$	$L/s$	$kg/s$	$kg/s$	$kPa$	CAD\$	CAD\$
10	1,25	226,5	4,5	4,8	9,5	247	13494	26988
0	1,29	386,9	7,6	8,1	16,2	103	14151	28303
-10	1,34	547,1	10,9	11,5	23,0	68	15951	31901
-20	1,40	707,4	14,0	14,9	29,8	96	14236	28472
-29	1,45	851,8	16,9	17,9	35,8	123	14335	28670

**Tableau 6.** Conception des serpentines de chauffage.

Selon la simulation, le débit total d'eau glycolé nécessaire à alimenter les deux serpentins varie entre 9,5  $kg/s$  et 35,8  $kg/s$ . On va utiliser la valeur maximale du débit pour dimensionner la pompe et calculer les pertes de charge dans le réseau du fluide caloporteur.

## 1.2. Calcul de l'échange thermique au niveau l'échangeur à plaques

Pour le calcul de la puissance thermique échangée entre l'eau de refroidissement et l'eau glycolée, on se réfère aux données fournies par la compagnie *ExtraHeat inc.*

Le tableau suivant résume les principales caractéristiques de l'échangeur à plaques. Pour une description complète, consulter l'annexe B.

$A$	130,8	$m^2$
$U$	3 930	$W/m^2 \cdot K$
$\Delta p_{gly}$	70	$kPa$
$\Delta p_{eau}$	36,5	$kPa$

**Tableau 7.** Principales caractéristiques de l'échangeur à plaques proposé par ExtraHeat inc.

On procède au calcul du débit d'eau nécessaire à alimenter à l'échangeur à plaques pour réchauffer le mélange d'eau-éthylène glycol, en fonction du débit de ce dernier. On fixe la température d'entrée et de sortie de l'eau de refroidissement respectivement à 31°C et à 16,5°C.

On utilise la méthode P-NUT [2] et on prend comme référence le courant d'eau glycolée, qu'on indiquera avec 1, tandis que l'eau de refroidissement portera l'indice 2.

$$\dot{q}_{eau} = P_1 C_1 |T_{2,in} - T_{1,in}|$$

$$C_1 = \frac{\dot{m}_1 \bar{c}_{p,1}}{\dot{m}_2 \bar{c}_{p,2}}$$

$$NUT_1 = \frac{UA}{C_1}, \quad R_1 = \frac{C_1}{C_2}$$

L'efficacité  $P_1$ , pour un échangeur à plaques de type 1-1 à contrecourant, est défini comme suit :

$$P_1 = \frac{1 - \exp[-NUT_1(1 - R_1)]}{1 - R_1 \cdot \exp[-NUT_1(1 - R_1)]}$$

Les résultats obtenus sont résumés au tableau 8.

$\dot{m}_1$	$\dot{q}_2$	$C_1$	$NUT_1$	$P_1$	$R_1$	$\dot{m}_2$	ouv. vanne
$kg/s$	$kW$	$W/K$				$kg/s$	%
9,5	453,0	30,83	16,67	0,86	1,14	6,46	6,42
16,2	773,9	52,38	9,81	0,87	1,08	11,55	11,48
23,0	1094,2	74,48	6,90	0,86	1,02	17,39	17,28
29,8	1414,8	96,29	5,34	0,86	0,94	24,56	24,41
35,8	1703,7	115,95	4,43	0,86	0,85	32,78	32,57

**Tableau 8.** Performance de l'échangeur à plaques et débit de l'eau de refroidissement.

Selon les résultats obtenus, la quantité d'eau maximale nécessaire pour chauffer le bâtiment administratif correspond au 33% du débit total de l'eau de refroidissement. L'excédent d'eau devra être encore refroidi dans la tour de refroidissement.

On a supposé qu'il n'y a aucune perte de chaleur dans le circuit de l'eau glycolé. En cas de pertes thermiques, la quantité d'eau à alimenter à l'échangeur à plaque sera plus élevée.

## 2. Calcul des pertes de charge dans les circuits

On choisit d'utiliser des conduites en acier de diamètre externe nominal de 4 po cédule standard, pour garantir une homogénéité avec le réseau actuel (dimensions à l'annexe C).

Les pertes de charge totales  $h_f$ , [m], sont calculées à partir de l'équation suivante [5]:

$$h_f = \frac{V^2}{2g} \left( f \frac{L}{d} + \sum_i K_i \right) + \frac{\Delta p_{PHE}}{\rho g} + \frac{\Delta p_{serp}}{\rho g} + \Delta z$$

avec :

$V$  : vitesse du fluide, [m/s]

$f$  : facteur de frottement

$L$  : longueur totale du conduit, [m]

$d$  : diamètre interne du conduit, [m]

$K_i$  : coefficient de perte de charge singulier.

$\Delta p_{PHE}, \Delta p_{serp}$  : pertes de charge dans l'échangeur/dans le serpentin [Pa]

$\rho$  : masse volumique du fluide, [kg/m<sup>3</sup>]

$\Delta z$  : élévation, [m]

Le coefficient de frottement, en régime turbulent, est donné par l'équation de Moody :

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2.0 \log \left( \frac{\varepsilon/d}{3,7} + \frac{2,51}{Re_d \cdot f^{1/2}} \right)$$

avec  $\varepsilon$  qui correspond à la rugosité de la conduite. On considère que les conduites sont en acier neuf de type commercial ( $\varepsilon = 0,046$  mm).



Les valeurs des coefficients de perte de charge réguliers et singuliers sont résumées au tableau suivant :

Type de singularité	$K_i$	$L$ (m)
Vanne à globe	5,7	
Vanne à trois voies	2,0	
Angle régulier de 90° (à bride)	0,3	
Raccord à T	0,14	
Longueur du circuit de l'eau		10
Longueur du circuit de l'eau glycolée		55

**Tableau 9.** Coefficients de perte de charge singulier et longueur des circuits [5].

Le calcul des pertes de charge est fait en tenant compte du débit maximal de fluide circulant et sur la base du schéma proposé. À la valeur finale, nous avons rajouté les pertes de charge du serpentin de chauffage et de l'échangeur.

	$\dot{m}$ kg/s	$v$ m/s	$Re$	$f$	$h_{f,TOT}$ m
eau	32,8	4,0	479 040	0,0174	10,4
eau glycolée	35,8	4,1	40 157	0,0233	39,8

**Tableau 10.** Pertes de charge dans les circuits d'eau et d'eau glycolée.

### 3. Calcul pour le choix des pompes.

La puissance nécessaire délivrée par la pompe dans le circuit est donnée par la formule suivante [5] :

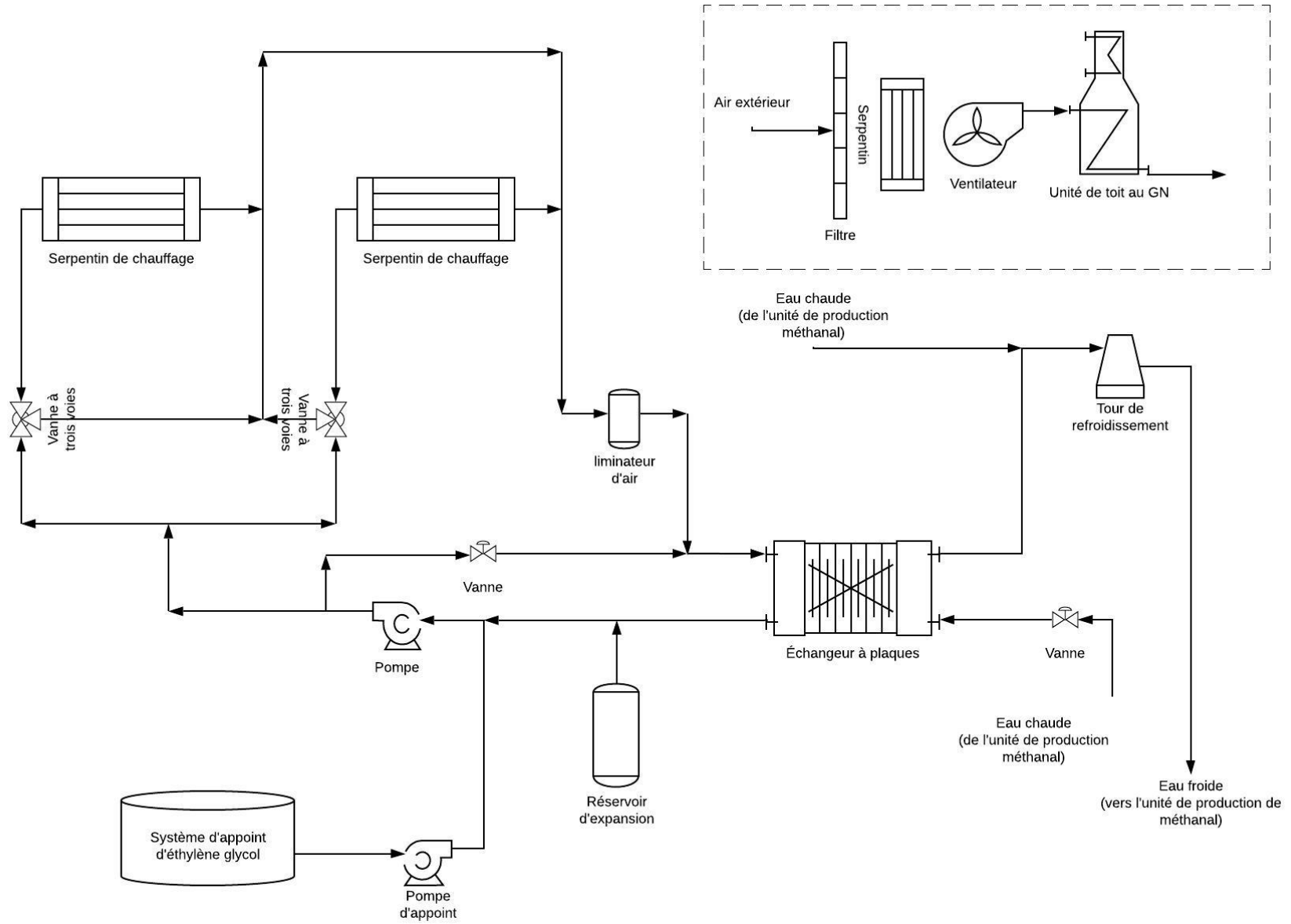
$$P = \frac{\dot{m}gh_{f,TOT}}{\eta_p} \cdot \left( \frac{1 \text{ hp}}{745,7 \text{ W}} \right)$$

Pour un rendement du couple pompe-moteur de 0,7 et en considérant un facteur de sécurité de 1,3, la puissance nécessaire à la pompe pour chaque circuit est :

$$P_{eau} = 8,3 \text{ hp}$$

$$P_{gly} = 32,2 \text{ hp}$$

#### 4. Conception du schéma de la tuyauterie et de l'instrumentation du système de récupération de la chaleur



## 5. Calcul des pertes thermiques linéaires du conduit extérieur et calcul de l'épaisseur d'isolation

Pour dimensionner l'isolation des conduites extérieures, on va considérer le pire cas, c'est-à-dire une température extérieure de -29°C et le débit maximale de fluide. Le choix du matériel, ainsi que le calcul de l'épaisseur d'isolation se basera sur une réduction des pertes thermiques d'au moins 95% par rapport au circuit non isolé [4].

### 5.1 Pertes thermiques linéaires pour un conduit non isolé

Pour calculer les pertes thermiques, il faut d'abord déterminer la température  $T_s$  de la surface externe du conduit, par bilan d'énergie :

$$\frac{\bar{T}_{gly} - T_s}{R_{conv,i} + R_{cond}} = \frac{T_s - T_{ext}}{R_{conv,o}} + \frac{T_s - T_{ciel}}{R_{ray}} - \alpha_S G_S \cdot \pi d_o$$

où :

$\bar{T}_{gly}$  : température moyenne du fluide (qu'on fixe à 28°C);

$T_s$  : température de la surface externe du conduit (inconnue);

$T_{ext}$  : température de l'air ambiant (-29 °C);

$T_{ciel}$  : température efficace du ciel (2 °C);

$R_{conv,i}/R_{conv,o}$ : résistance thermique due à la convection interne/externe;

$R_{cond}$  : résistance thermique de conduction dans l'épaisseur de la conduite.

$R_{ray}$  : résistance thermique de rayonnement;

$\alpha_S$  : absorptivité solaire (acier commercial, 0,50);

$G_S$  : irradiation solaire (valeur moyenne pour une journée partiellement couverte, 324 W/m<sup>2</sup>)

- Convection interne :

Pour le calcul du coefficient de convection interne, on utilise la corrélation de Dittus-Boelter. Les propriétés de l'eau glycolée ont été calculées à 300 K.

$$h_i = \frac{k_{gly}}{d_i} (0,0265 Re^{0,45} Pr^{0,3}) = 51,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R_{conv,in} = \frac{1}{\pi d_i h_i} = 0,060257 \text{ m} \cdot \text{K/W}$$

- Conduction dans l'épaisseur du conduit :

La conductivité de l'acier commercial est :  $k_{acier} (300 \text{ K}) = 15,1 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ . Pour les diamètres interne et externe, on renvoie à l'annexe C.

$$R_{cond} = \frac{\ln(d_o/d_i)}{\pi k_{acier}} = 0,002346 \text{ m} \cdot \text{K/W}$$

- Convection externe :

Pour le calcul du coefficient de convection interne, on utilise la corrélation de Hilpert. Les propriétés de l'air ont été calculées à -29°C et à pression atmosphérique :

$$h_o = \frac{k_{air}}{d_o} (0,027 Re^{0,805} Pr^{0,3}) = 28,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R_{conv,o} = \frac{1}{\pi d_o h_o} = 0,09643 \text{ m} \cdot \text{K/W}$$

- Rayonnement :

Le coefficient équivalent  $h_r$  est donné par :

$$h_r = \sigma \varepsilon (T_s + T_{ciel})(T_s^2 + T_{ciel}^2)$$

avec :

$$\sigma : 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$$

$$\varepsilon : 0,21 \text{ (acier commercial)}$$

La résistance associée est :

$$R_{ray} = \frac{1}{\pi d_o h_r}$$

Après résolution numérique, on obtient les résultats suivants :

$$T_s = 7,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{q}'_{pertes} = 330 \text{ W/m}$$

L'objectif visé par l'isolation est celui de réduire les pertes thermiques de 95%, c'est-à-dire au-dessous de 17 W/m.

## 5.2 Pertes thermiques linéaires pour un conduit isolé et détermination de l'épaisseur d'isolation

On choisit d'utiliser un isolant en fibres minérales (POL R 1200), dont la conductivité thermique est :  $k_{iso} = 0,036 \text{ W/m} \cdot \text{K}$  (voir annexe D). On considère que la surface externe de l'isolation est recouverte d'une feuille d'aluminium, dont les propriétés radiantes sont :  $\varepsilon = 0,05$  et  $\alpha_s = 0,15$  [4].

Pour déterminer la couche minimale de fibres de verre nécessaire, on a varié l'épaisseur d'isolation jusqu'à atteindre l'objectif recherché.

Sur la base des résultats obtenus, pour diminuer de 95% les pertes thermiques du conduit, qui achemine l'eau glycolée aux serpents, il est nécessaire une épaisseur de 6 cm d'isolation en fibres minérales (POL R 1200).

De plus, pour éviter le gèle, il est suggéré d'isoler aussi le conduit de retour.

épaisseur (cm)	OD (m)	$R_{iso}$ (m · K/W)	$T_s$ (°C)	$\dot{q}'_{pertes}$ (W/m)
1,0	0,1343	0,7129	-21,7	64,1
2,0	0,1543	1,3266	-24,2	37,6
3,0	0,1743	1,8654	-25,1	27,5
4,0	0,1943	2,3457	-25,5	22,2
5,0	0,2143	2,7788	-25,8	18,9
6,0	0,2343	3,1733	-25,9	16,7

**Tableau 11.** Pertes thermiques en fonction de l'épaisseur d'isolation.

## 6. Calcul des éléments accessoires

### 6.1 Volume du fluide caloporteur

Afin de calculer le volume nécessaire de d'éthylène glycol circulant dans le système de récupération du surplus de chaleur, nous avons assumé que :

- La longueur totale de la canalisation est de 55 m, avec un diamètre nominal de 4 po;
- Le volume interne de chaque serpent, selon les données du fournisseur, est de 131,6 L;
- Le volume interne total de l'échangeur à plaque est d'environ 1620 L;
- Le réservoir d'appoint d'éthylène glycol contient la même quantité de fluide présente dans le circuit.

Le volume total de fluide caloporteur est donc :  $V_f = 3,05 \text{ m}^3$

## 6.2 Capacité du réservoir d'expansion

Le volume total du réservoir d'expansion pressurisé est donné par l'équation suivante [5]:

$$V = V_f \frac{(v_2/v_1 - 1) - 3\alpha\Delta T}{1 - P_c/P_h}$$

avec :

$V_f$  : volume total du fluide caloporteur dans le système, [ $m^3$ ]

$v_1, v_2$  : volume spécifique à basse température, à haute température de l'eau glycolée, [ $m^3/kg$ ]

$\alpha$  : coefficient d'expansion thermique de l'eau glycolée, [ $m/m \cdot K$ ]

$\Delta T$  : variation maximale de température dans le système, [ $K$ ]

$P_c/P_h$  : rapport entre la pression finale dans le réservoir et la pression d'opération.

Selon les données fournies par la compagnie *Glue inc.* sur la pression moyenne d'opération (345 kPa), le volume total du réservoir d'expansion est :  $V = 0,00443 m^3 \cong 12 gal US$

## 7. Analyse économique

La solution proposée consiste à installer un échangeur à plaques près du système de recirculation de l'eau de refroidissement et deux serpentins de chauffage placés dans chaque unité de ventilation existante sur le toit du bâtiment administratif. Les circuits d'eau et d'eau glycolée ajoutés au circuit préexistant sont composés par des conduits de 4 po de diamètre. La boucle d'eau se rattache au circuit de refroidissement du procédé de production de méthanal. Cette eau entre dans l'échangeur et sort pour retourner dans la tour d'eau. De cette façon, lorsque l'eau glycolée n'est pas assez refroidie, la tour de refroidissement effectue le travail nécessaire afin d'amener l'eau à la bonne température (16.5°C). Le circuit actuel demeure opératif, car, seulement une partie du débit passe dans l'échangeur à plaques (max. 33%). Donc, il faut installer une vanne à l'entrée de l'échangeur.

Pour la boucle du fluide caloporteur, le débit se divise en deux pour aller dans chaque serpentin de chauffage. Le mélange d'eau-éthylène glycol passe dans une vanne trois voies selon la température désirée (à chaque serpentin). La valve permet de diminuer le débit circulant dans les serpentins pour ainsi diminuer l'échange thermique avec l'air, lorsque nécessaire.

À la sortie de la pompe, il y a un circuit avec une vanne retournant directement à l'échangeur. Ce circuit permet, de faire circuler de nouveau le mélange d'eau-éthylène glycol dans l'échangeur si les températures requises ne sont pas atteintes.

La boucle du mélange d'eau-éthylène glycol comprend aussi un réservoir d'expansion pour contrer la dilation thermique du fluide et un système d'appoint au glycol avec une pompe pour contrer les pertes du réseau. Pour enlever l'air, il faut installer un éliminateur d'air sur le réseau et des purgeurs d'air situés dans tous les points hauts du système (dans les serpentins de chauffage). Il est important d'installer les serpentins de chauffage derrière les volets motorisés et les filtres de chaque unité de ventilation. Cela permet de protéger les serpentins de chauffage des particules.

L'inventaire des composantes de la solution proposée est présenté au tableau suivant :

Composante/équipement	Quantité	Modèle
Vanne à 2 voies	2	<i>Spartan</i> modèle VE243-360-K-6060
Vanne à 3 voies	2	<i>Spartan</i> modèle V341-180
Séparateur d'air	1	<i>Armtrol</i> modèle AMT #4-AS
Purgeur d'air automatique	2	<i>Watts</i> series FV- 4M1, 50-75 PSI, 4 po
Réservoir d'expansion	1	<i>Armtrol</i> modèle AX-40V vertical
Pompes	2	<i>Grundfos</i> modèle CR45-3-2. 15 hp / 35 hp
Réservoir d'appoint eau glycolée	1	<i>HGSPEC</i> modèle GMPE-400, 400 gallons
Échangeur à plaques	1	<i>HeatExtra inc.</i>
Serpentin	2	<i>SPC</i>
Conduit	65 m	<i>Victaulic</i>
Isolation	55 m	<i>POL R 1200</i>
Revêtement en feuille d'aluminium	55 m	<i>POL R Aluminium foil tape</i>

**Tableau 12.** Inventaire des composantes

Pour l'estimation des coûts d'investissement, nous avons contacté directement les fournisseurs concernés. Pour les composantes, dont le prix n'était pas disponible, nous avons consulté le *RS Means Mechanical Cost Data 2019*.

Pour le prix d'installation et main d'œuvre, nous avons attribué le même montant que celui du matériel. Ce chiffre est basé sur l'expérience d'ingénieurs en génie-conseil.

Finalement, un surplus de 20 % pour les imprévues a été rajouté au montant final.

Composante/équipement	Coût (\$ CAD)	Installation (\$ CAD)	Total (\$ CAD)
Échangeur à plaques	25.000	25.000	50.000
Serpentin (2)	28.500	28.500	57.000
Tuyau 4 po. (5,20 \$/pi)	1.112	1.112	2.224
Isolant (19,61 \$/pi)	3.548	3.548	7.096
Feuille aluminium (3,84 \$/pi)	695	695	1.390
Vanne 2 voies (2)	4.763	4.763	9.526
Vanne 3 voies (2)	5.587	5.587	11.174
Réservoir d'expansion	2.150	250	2.400
Réservoir d'appoint eau glycolée	3.000	500	3.500
Séparateur d'air	1.020	250	1.270
Pompes (2)	14.000	1.000	32.000
Éthylène glycol (50/50) (665\$/baril)	9.887	-	9.887
			170.467
surplus de 20%			34.093
Total de l'investissement			204.560

**Tableau 13.** Estimation des coûts d'investissement

Pour déterminer si le projet est rentable, on utilise la méthode de la valeur actuelle nette (VAN) [1]. La VAN est un flux monétaire actualisé qui représente l'enrichissement d'un investissement par rapport au minimum exigé par les capitaux. Si le résultat de la VAN est supérieur à zéro, alors le projet est acceptable. Comme nous considérons la récupération de chaleur à un ratio de 100%, le flux monétaire pour l'année correspond aux coûts annuels de gaz naturel. L'investissement initial se réfère à la valeur des investissements totaux du tableau 13.

Le taux d'actualisation de l'argent est fixé à 5% par la compagnie.

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{FM_t}{(1 + TRAM)^t} - I$$

avec :

$FM_t$  : flux monétaire pour l'année  $t$ , [\$]

$TRAM$  : taux d'actualisation

$n$  : durée du projet, [année]

$I$  : investissement total initial, [\$]

Pour calculer flux monétaire disponible, on considère que la consommation annuelle moyenne de gaz naturel est de  $842\,045\,m^3$ . Cette valeur peut subir variation, selon la rigidité de l'hiver. Le prix moyen du gaz naturel (2019) fixé par *Energir* est de  $12,087\,¢/m^3$ , ce qui donne un flux monétaire annuel de  $101\,778\,\$$ . De plus, l'augmentation du prix du gaz naturel dans les prochains 10 ans devrait être très limitée, selon les estimations d'*Energir*.

L'étude de rentabilité a été faite sur un horizon de 3 ans. Les résultats sont présentés au tableau suivant :

t année	$FM_t$ \$	$TRAM$ %	$VAN$ \$
1	101,778	5	-107629
2	101,778	5	-15313
3	101,778	5	72607

**Tableau 14.** Étude de rentabilité

L'analyse montre que le projet est rentable en moins de trois ans.

De plus, nous avons suggéré à l'entreprise de contacter *Energir* pour explorer l'éventualité d'un possible financement.



## RÉFÉRENCES

- [1] R.H. Perry, Don W. Green, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 7th ed., McGraw-Hill, 1997
- [2] W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.I. Cho, *Handbook of heat transfer*, McGraw Hill, 3rd ed., 1998
- [3] Y.A. Çengel, M.A. Boles, M. Kanoğlu, M. Lacroix, *Thermodynamique : une approche pragmatique*, Chenelière Education, 3rd ed., 2019
- [4] Frank P, Incropera., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th edition, Wiley Edition, 2007
- [5] F.M. White, *Fluid Mechanics*, 6th edition, McGraw-Hill – International Edition, 2008
- [6] *Industrial Ventilation, A Manual of Recommended Practice*, 27th edition, ACGIH, Signature Publication, 2010
- [7] *RS Means Mechanical Cost Data* 2019, 39th edition, RS Means Company, 2019

# Projet - Annexe A

**Project Reference: 057687/20 R0**

**Part Number: 1**

**Coil Reference:**

**Notes:**

---

**Air Side Data**

Air On DB Temp (°C)	10	Air Volume (m3/s)	13.2	Face Velocity (m/s)	7.62
Air Off DB Temp (°C)	24	Coil Duty (kW)	226.48	Air Pressure Drop (Pa)	2341.5
		Standard Air	Y		
		Air Density (kg/m³)	1.21		

---

**Fluid Side Data**

Fluid On Temp (°C)	28	Fluid Flow Rate (kg/s)	4.491	Actual Fluid PD (kPa)	247.435
Fluid Off Temp (°C)	14	Glycol (EGS %)	50		

---

**Physical Coil Data**

Coil Type	Water	Tubes High	28	Sets of Conns per Section	1
Fin Material Type	Aluminium 0.15 Rippled	Number of Rows	14	Inlet Conn Size (Calculate)	2½ Inch
Tube Diameter	16mm	Fin Density (Optimise)	12	Outlet Conn Size (Calculate)	2½ Inch
Duct Height (mm)	1137	Circuit Type (Fixed)	H	Moisture Carryover	N/A
Duct Width (mm)	1524	Number of Sections	1	Surface Margin	0.7

---

**Costing Information**

Casing Style	Standard (45mm Flange)	Welded Cover Boxes	No	Eliminators	No
Casing Material	16g Galv	Nutserts	No	Blygold	No
Drainpan Type	N/A	GAM	No	Hot Gas Injector	No
Drainpan Material	N/A	Thick Walled Tube	No	ETAM	No
Casing Depth	570	Vent & Drain	Yes	Pre Tinned Copper Fins	No
Total Weight (kg)	369.7	Tests Points	No	Connection Flanges	No
Internal Volume (litres)	131.6	Braze Material	Phos ø		

---

<b>Coil Code:</b>	<b>16WH12.14-28Tx1524</b>	<b>Quantity</b>	<b>1</b>	<b>Price Each (£)</b>	<b>7798</b>
-------------------	---------------------------	-----------------	----------	-----------------------	-------------

---

## PLATE HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET

PMC Spec. No. 151658-01.01  
 Ref No.

Sales Manager Steve Houston/TB  
 Date 21 March, 2011

Design Data	Hot Side	Cold Side	
Heat Transfer Media	Water	50% Ethylene Glycol	
Volume Flow Rate	187.6	231.7	GPM
Mass Flow Rate	93662.3	123662.0	LB/HR
Inlet Temperature	88.0	58.8	°F
Outlet Temperature	61.0	85.0	°F
Density	8.32	8.90	LB/GAL
Specific Heat	0.998	0.779	BTU/LB F
Viscosity	0.91	3.46	CPS
Thermal Conductivity	0.349	0.238	BTU/FT H F
Pressure Drop	5.3	10.1	PSI
Operating Pressure	50.0	50.0	PSI G
Heat Transfer Rate		2525305	BTU/H
Log Mean Temperature Difference		2.6	°F
Operating U-Value		692	BTU/FT <sup>2</sup> H F
Heat Transfer Area (All Frames)		1415.6	FT <sup>2</sup>

<u>Mechanical Description</u>			
<b>Frame</b>		<b>Plate</b>	
Type	LB-80 Carbon Steel	Type	40M H
Design Code	ASME Section VIII, DIV. 1	Plate Material	0.50 MM 304 S/S
Design Pressure	75 PSI G	Plates/Frame	288
Design Temp. Max/Min	150 °F / 32°F	Passes-H/C	3/3
Test Pressure	98 PSI G	Channels-H/C	143/144
Frames In Parallel/Series/Total	1/ 1/ 1	Gasket Material	NBR
A-Dim. Min./Max.	40.86/ 43.49 Inch		
Overall Length	72.00 Inch	<b>Connections</b>	<b>Location</b>
Overall Width	20.13 Inch	Hot In	4.00 Inch C/S Studded 1F
Overall Height	68.13 Inch	Hot Out	4.00 Inch C/S Studded 4R
Guide Bar Length/Capacity	66.00 Inch / 305 plates	Cold In	4.00 Inch C/S Studded 3R
Compression Bolt Length/Capacity	72.00 Inch / 341 plates	Cold Out	4.00 Inch C/S Studded 2F
Weight Operating/Empty	3987/ 2977 LB	Drain	4.00 Inch C/S Studded 3F
		Drain	4.00 Inch C/S Studded 4F

**Notes:**

Aluminum shroud omitted  
 The purchaser of the equipment bears total responsibility for suitability of use of all materials in this application.  
 We may have assumed some design values. If they differ from your requirements, a new design may be necessary.



**DIMENSIONS DES TUYAUX SOUDÉS ET SANS JOINT  
ACIER AU CARBONE ET ACIER ALLIÉ**

DIAMÈTRE NOMINAL	DIAMÈTRE EXTÉRIEUR		CÉDULE 10	CÉDULE 20	CÉDULE 30	CÉDULE STANDARD	CÉDULE 40	CÉDULE 60	"EXTRA STRONG"	CÉDULE 80	CÉDULE 100	CÉDULE 120	CÉDULE 140	CÉDULE 160	"DBL. EX. STRONG"
1/8"	0.405	Paroi	---	---	---	0.068	0.068	---	0.095	0.095	---	---	---	---	---
		D.I.	---	---	---	0.269	0.269	---	0.215	0.215	---	---	---	---	---
1/4"	0.54	Paroi	---	---	---	0.088	0.088	---	0.119	0.119	---	---	---	---	---
		D.I.	---	---	---	0.364	0.364	---	0.302	0.302	---	---	---	---	---
3/8"	0.675	Paroi	---	---	---	0.091	0.091	---	0.126	0.126	---	---	---	---	---
		D.I.	---	---	---	0.493	0.493	---	0.423	0.423	---	---	---	---	---
1/2"	0.84	Paroi	---	---	---	0.109	0.109	---	0.147	0.147	---	---	---	0.187	0.294
		D.I.	---	---	---	0.622	0.622	---	0.546	0.546	---	---	---	0.466	0.252
3/4"	1.05	Paroi	---	---	---	0.113	0.113	---	0.154	0.154	---	---	---	0.218	0.308
		D.I.	---	---	---	0.824	0.824	---	0.742	0.742	---	---	---	0.614	0.434
1"	1.315	Paroi	---	---	---	0.133	0.133	---	0.179	0.179	---	---	---	0.250	0.358
		D.I.	---	---	---	1.049	1.049	---	0.957	0.957	---	---	---	0.815	0.599
1 1/4"	1.66	Paroi	---	---	---	0.140	0.140	---	0.191	0.191	---	---	---	0.250	0.382
		D.I.	---	---	---	1.380	1.380	---	1.278	1.278	---	---	---	1.160	0.896
1 1/2"	1.9	Paroi	---	---	---	0.145	0.145	---	0.200	0.200	---	---	---	0.281	0.400
		D.I.	---	---	---	1.610	1.610	---	1.500	1.500	---	---	---	1.338	1.100
2"	2.375	Paroi	---	---	---	0.154	0.154	---	0.218	0.218	---	---	---	0.343	0.436
		D.I.	---	---	---	2.067	2.067	---	1.939	1.939	---	---	---	1.689	1.503
2 1/2"	2.875	Paroi	---	---	---	0.203	0.203	---	0.276	0.276	---	---	---	0.375	0.552
		D.I.	---	---	---	2.469	2.469	---	2.323	2.323	---	---	---	2.125	1.771
3"	3.5	Paroi	---	---	---	0.216	0.216	---	0.300	0.300	---	---	---	0.438	0.600
		D.I.	---	---	---	3.068	3.068	---	2.900	2.900	---	---	---	2.624	2.300
3 1/2"	4	Paroi	---	---	---	0.226	0.226	---	0.318	0.318	---	---	---	---	0.636
		D.I.	---	---	---	3.548	3.548	---	3.364	3.364	---	---	---	---	2.728
4"	4.5	Paroi	---	---	---	0.237	0.237	---	0.337	0.337	---	0.438	---	0.531	0.674
		D.I.	---	---	---	4.026	4.026	---	3.826	3.826	---	3.624	---	3.438	3.152
5"	5.563	Paroi	---	---	---	0.258	0.258	---	0.375	0.375	---	0.500	---	0.625	0.750
		D.I.	---	---	---	5.047	5.047	---	4.813	4.813	---	4.563	---	4.313	4.063
6"	6.625	Paroi	---	---	---	0.280	0.280	---	0.432	0.432	---	0.562	---	0.718	0.864
		D.I.	---	---	---	6.065	6.065	---	5.761	5.761	---	5.501	---	5.189	4.897
8"	8.625	Paroi	---	0.250	0.277	0.322	0.322	0.406	0.500	0.500	0.593	0.718	0.812	0.906	0.875
		D.I.	---	8.125	8.071	7.981	7.981	7.813	7.625	7.625	7.439	7.189	7.001	6.813	6.875
10"	10.75	Paroi	---	0.250	0.306	0.365	0.365	0.500	0.500	0.593	0.718	0.843	1.000	1.125	---
		D.I.	---	10.250	10.136	10.020	10.020	9.750	9.750	9.564	9.314	9.064	8.750	8.500	---
12"	12.75	Paroi	---	0.250	0.330	0.375	0.406	0.562	0.500	0.687	0.843	1.000	1.125	1.312	---
		D.I.	---	12.250	12.090	12.000	11.938	11.626	11.750	11.376	11.064	10.750	10.500	10.126	---
14"	14	Paroi	0.250	0.312	0.375	0.375	0.438	0.593	0.500	0.750	0.937	1.093	1.250	1.406	---
		D.I.	13.500	13.375	13.250	13.250	13.124	12.814	13.000	12.500	12.126	11.814	11.500	11.188	---
16"	16	Paroi	0.250	0.312	0.375	0.375	0.500	0.656	0.500	0.843	1.031	1.218	1.438	1.593	---
		D.I.	15.500	15.375	15.250	15.250	15.000	14.688	15.000	14.314	13.938	13.564	13.124	12.814	---
18"	18	Paroi	0.250	0.312	0.438	0.375	0.562	0.750	0.500	0.937	1.156	1.375	1.562	1.781	---
		D.I.	17.500	17.375	17.124	17.250	16.876	16.500	17.000	16.126	15.688	15.250	14.876	14.438	---
20"	20	Paroi	0.250	0.375	0.500	0.375	0.593	0.812	0.500	1.031	1.281	1.500	1.750	1.968	---
		D.I.	19.500	19.250	19.000	19.250	18.814	18.376	19.000	17.938	17.438	17.000	16.500	16.064	---
24"	24	Paroi	0.250	0.375	0.562	0.375	0.687	0.968	0.500	1.218	1.531	1.812	2.062	2.343	---
		D.I.	23.500	23.250	22.875	23.250	22.626	22.064	23.000	21.564	20.938	20.376	19.876	19.314	---
30"	30	Paroi	0.312	0.500	0.625	0.375	---	---	0.500	---	---	---	---	---	---
		D.I.	29.376	29.000	28.750	29.250	---	---	29.000	---	---	---	---	---	---

- Toutes les dimensions sont en pouces.  
 - Les épaisseurs de parois indiquées sont des épaisseurs nominales et sont sujettes aux tolérances de fabrication.  
 - Dans tous les cas, l'épaisseur minimum d'un tuyau ne peut être moins de 87.5% de l'épaisseur nominale (selon ASA B36.10).

Notez que le cédule 40 pour les grandeurs de 10" et plus diffère des cédules 40S et standard dans ces dimensions. Aussi, notez que le cédule 80 pour les grandeurs de 12" et plus diffère des cédules 80S et "extra strong" dans ces dimensions.

ABMS s'assure que l'information qu'il diffuse sur son site soit exact. Cependant, une erreur peut s'y glisser et l'utilisateur assume tout les risques résultant de l'utilisation de cette information.



# POLR 1200°F

## ISOLANT POUR TUYAU FIBRE MINÉRALE

### Information générale:

Les produits POLR 1200°F sont des isolants de fibre de laine minérale fabriqués à partir de basalte (roche volcanique) et de scories d'acier. Cette combinaison résulte en un matériau incombustible ayant un point de fusion d'environ 2150°F (1177°C) et offrant d'excellentes propriétés de résistance au feu. Cette laine minérale est un matériau imperméable à l'eau mais demeure perméable à la vapeur d'eau. Elle absorbe que l'eau introduite de force à l'intérieur du matériau et aussitôt la pression relâchée, l'eau s'évapore et le matériau redevient sec, sans perte d'intégrité aucune quant à ses dimensions, sa forme ou ses caractéristiques.

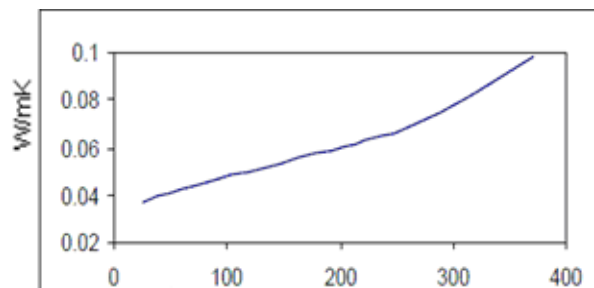
### Description & Applications courantes:

La technologie de pointe CAD/CAM utilisée par POLR assure une précision sur laquelle on peut compter, rencontrant et la plupart du temps surpassant toutes les normes et prescriptions en vigueur. L'emboîtement est d'une précision constante. Il en résulte non seulement un ajustement serré chaque fois mais également une surface de chemisage extérieur lisse présentant un fini d'aspect professionnel. Ce produit est destiné exclusivement à la tuyauterie, là où les exigences thermiques tout comme la légèreté et la résistance à l'humidité sont essentielles.

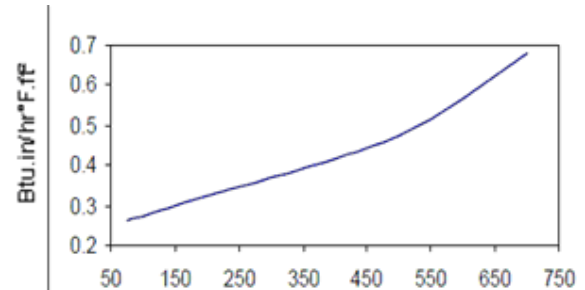
### Conformité et performance:

ASTM C 547	Prescription normalisée pour isolant de tuyauterie préformé, en fibres minérales de Types I, II & IV
CAN4 S114	Testé pour la Non-Combustibilité = Non Combustible
ASTM E136	Comportement du matériel à 1382°F (750°C) = Non-Combustible
CAN/ULC S102	Caractéristiques de la propagation de la flamme = passe Pouvoir fumigène= passe
ASTM E 84 (UL723)	Caractéristiques de la propagation de la flamme = passe Pouvoir fumigène= passe
ASTM C 411	Comportement sur surface chaude = Conformité avec ASTM C547 @ 1200°F (650°C)
ASTM C 447	Température maximale = Conformité avec ASTM C547 @ 1200°F (650°C)
ASTM C 665	Corrosivité = passe
ASTM C 795	Compatibilité avec l'acier inoxydable austénitique testé selon les méthodes C871 et C692 = Conformes
ASTM C 356	Rétrécissement linéaire <0.4%
ASTM C 1104	Absorption de l'humidité = 0.03%
ASTM C 585	Diamètres intérieurs et extérieurs pour dimensions nominales de tuyaux = Conformes

## Conductivité thermique



Température moyenne (°C)



Température moyenne (°F)

### Installation :

- Les sections d'isolant pour tuyaux POLR 1200°F sont hydrofuges mais les cartons d'emballage ne sont pas conçus pour être exposés à l'extérieur. On peut installer l'isolant pour tuyaux à l'extérieur mais il faudra utiliser un système à l'épreuve des intempéries.
- Se coupe facilement au couteau.
- L'assemblage se fait en chevauchant les demi-sections et en emboutant les sections fermement ensemble.
- L'isolant POLR 1200°F est conçu pour être installé sur des lignes de tuyauterie ayant des températures de fonctionnement variant de -120°F et 1200°F (-50°C et 650°C). Pendant cette période de réchauffement, le liant à l'intérieur du matériau commencera à se décomposer lorsque la température interne de l'isolant dépassera 450°F (232°C). S'assurer d'une ventilation adéquate afin de prévenir les odeurs ou la fumée.
- On ne peut réinstaller l'isolant pour tuyaux s'il a déjà été utilisé à des températures dépassant 450°F (232°C).
- Attacher l'isolant au tuyau à l'aide d'un fil métallique et fixer le revêtement métallique avec des bandes métalliques ou des vis à métal. Positionner les bandes métalliques sur les joints de chevauchement puis entre ceux-ci pour bien assujettir le chemisage.

Note: N'ayant aucun contrôle sur la façon d'installer ni sur la main d'œuvre, les matériaux accessoires et les conditions de pose, Les Entreprises Pol R Inc. ne peut garantir les performances ou les résultats des installations contenant ces produits, les garanties générales de Les Entreprises Pol R in et les compensations disponibles sont limitées par les conditions générales de vente. La garantie limitée par les conditions générales de vente a préséance sur toute autre garantie explicite ou implicite, incluant les garanties du marchand et de la pose pour usage particulier.

## Emballage et facteur de chargement:

Le tableau de données d'emballage ci-dessous indique le nombre de pieds linéaires par carton d'emballage. Toutes les sections sont coupées en longueurs de un mètre et les lettres représentent la dimension du carton. Pour déterminer la capacité du camion, utiliser l'information provenant du tableau « facteur de chargement ci-contre)

### Données d'emballage:

T1 =  $15 \frac{5}{8}'' \times 15 \frac{5}{8}'' \times 39 \frac{1}{2}'' = 5.58$  pi.cu.  
 T2 =  $23 \frac{5}{8}'' \times 15 \frac{5}{8}'' \times 39 \frac{1}{2}'' = 8.44$  pi.cu.  
 T3 =  $31 \frac{5}{8}'' \times 18 \frac{5}{8}'' \times 39 \frac{1}{2}'' = 13.46$  pi.cu.  
 T4 =  $23 \frac{5}{8}'' \times 20 \frac{5}{8}'' \times 39 \frac{5}{8}'' = 11.14$  pi.cu.  
 T5 =  $27 \frac{5}{8}'' \times 23 \frac{5}{8}'' \times 39 \frac{5}{8}'' = 14.97$  pi.cu.  
 P = 48'' x 48'' Palette

### Carton par trailer 53pi.:

T1 Carton = 558  
 T2 Carton = 402  
 T3 Carton = 243  
 T4 Carton = 300  
 T5 Carton = 236  
 Palette = 48

### Épaisseur de la paroi isolante (pouces)

Dimension nominale des tuyaux	1	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5
1/2	T1 82	T1 39.36	T1 26.24	T2 22.96	T1 13.12	T2 13.12	T2 9.84	T2 6.56	T4 4.92
3/4	T1 88.56	T2 65.6	T2 42.64	T2 22.96	T1 13.12	T2 13.12	T2 9.84	T2 6.56	T4 4.92
1	T1 65.6	T2 49.2	T2 36.08	T2 22.96	T1 13.12	T2 13.12	T2 9.84	T2 6.56	T4 4.92
1 1/4	T1 59.04	T1 29.52	T2 36.08	T2 19.68	T2 19.68	T2 13.12	T2 9.84	T2 6.56	T4 4.92
1 1/2	T2 72.16	T2 45.92	T2 22.96	T1 13.12	T2 13.12	T4 13.12	T4 9.84	T4 9.84	T4 4.92
2	T2 59.04	T2 36.08	T2 22.96	T2 19.68	T2 13.12	T2 9.84	T4 13.12	T4 9.84	T4 4.92
2 1/2	T2 45.92	T2 22.96	T2 19.68	T4 16.4	T2 9.84	T4 13.12	T4 9.84	T4 6.56	T4 4.92
3	T2 36.08	T4 32.8	T2 19.68	T4 16.4	T2 9.84	T4 13.12	T4 9.84	T4 6.56	T4 4.92
3 1/2	T4 32.8	T1 13.12	T4 19.68	T2 9.84	T4 9.84	T4 9.84	T5 9.84	T4 6.56	T4 4.92
4	T4 29.52	T2 19.68	T3 22.96	T2 9.84	T4 13.12	T2 6.56	T5 9.84	T4 6.56	T4 4.92
4 1/2	T4 26.24	T4 16.4	T3 19.68	T3 13.12	T2 6.56	T1 3.28	T1 3.28	T1 3.28	T4 4.92
5	T4 26.24	T4 19.68	T4 13.12	T4 9.84	T4 9.84	T5 9.84	T4 6.56	T2 4.92	T4 4.92
6	T3 22.96	T3 19.68	T4 9.84	T5 13.12	T4 6.56	T1 3.28	T1 3.28	T2 4.92	T4 4.92
7	T4 13.12	T5 16.4	T5 13.12	T5 9.84	T1 3.28	T1 3.28	T3 6.56	T3 6.56	T2 3.28
8	T5 16.4	T5 13.12	T2 6.56	T3 6.56	T3 6.56	T4 6.56	T3 6.56	T5 4.92	T2 3.28
9	T2 6.56	T5 9.84	T1 3.28	T1 3.28	T4 6.56	T3 6.56	T4 4.92	T2 3.28	T4 3.28
10	T4 6.56	T1 3.28	T1 3.28	T4 6.56	T4 6.56	T4 4.92	T2 3.28	T4 3.28	T4 3.28
11	T4 9.84	T3 9.84	T4 6.56	T4 6.56	T3 6.56	T2 3.28	T2 3.28	T4 3.28	T4 3.28
12	T5 13.12	T2 6.56	T4 6.56	T4 6.56	T4 4.92	T4 4.92	T4 3.28	T4 3.28	T3 3.28
14		T4 6.56	T4 6.56	T5 6.56	T5 6.56	T5 4.92	T4 3.28	T4 3.28	T5 3.28
15		T4 6.56	T5 6.56	T2 3.28	T2 3.28	T5 4.92	T3 3.28	T3 3.28	T3 3.28
16		T5 6.56	T4 4.92	T4 4.92	T4 3.28	T4 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 3.28
17		T5 6.56	T2 3.28	T2 3.28	T4 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 1.64
18		T5 6.56	T2 3.28	T4 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 1.64
19		T5 6.56	T4 3.28	T4 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 1.64	T3 1.64
20		T4 3.28	T4 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 1.64	T3 1.64	T3 1.64
21		T4 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 1.64	T3 1.64	T3 1.64	T3 1.64
22		T3 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 1.64	T3 1.64	T3 1.64	T3 1.64
23		T3 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 1.64	T3 1.64	T3 1.64	T3 1.64	P 1.64
24		T3 3.28	T3 3.28	T3 3.28	T3 1.64	T3 1.64	T3 1.64	T3 1.64	P 6.56
25			T3 1.64	T3 1.64	T3 1.64	T3 1.64	P 6.56	P 6.56	P 6.56
26			T3 1.64	T3 1.64	T3 1.64	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56
27			T3 1.64	T3 1.64	T3 1.64	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56
28			T3 1.64	T3 1.64	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56
29			P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56
30			P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56
31			P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56
32			P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56
33			P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56
34			P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56	P 6.56

Note: Dimensions plus grandes disponibles en quads ou en segments



**POL R**

## POL R ALUMINUM FOIL TAPE

### DESCRIPTION

The **POL R** tape consists of aluminum foil with pressure sensitive adhesive and removable paper liner, designed for mechanical and architectural use.

The **POL R** tape is particularly suitable for uneven surfaces as the quick initial tack of the adhesive to the insulation immediately holds the tape in place.

### USES

This product is ideal for sealing seams and joints on aluminum faced fiberglass rigid or flexible duct insulation as well as building insulation joints. It provides a vapour barrier thus ensuring the integrity of the system.

### APPLICATION

Tape should be applied to a clean, dry surface with a plastic applicator designed for such use.

### STORING

Keep in a cool, dry place (60°F to 80°F)

### PHYSICAL PROPERTIES

▶ Coat weight.....	3,5 g/100 sq. in
Thickness.....	3,5 to 3,8 mils
Tensile strength.....	15 to 20 lbs/in
Elongation .....	2% to 4%
Vapour transmission .....	less than 0,02 perm
Peel resistance .....	5,3 lbs/in
Minimum application temperature .....	4°C
Temperature range.....	-36°C to +82°C
Underwriter Laboratories.....	25/50

### PACKAGING

Tape length .....	300 ft	300 ft
Tape width .....	2 in	3 in
Rolls per carton.....	12	8

**TORONTO**  
**1-800-95-IMPRO**

**MONTREAL**  
**1-800-361-0489**



Pour consulter votre concessionnaire local DAIKIN [Cliquez ici](#)

► [Accueil](#) ► [Partenaires](#) ► [Contactez-nous](#) Plomberie • Chauffage • Climatisation



Au service de l'environnement

Les énergies La distribution Catalogue Réalisations

Trouvez un produit  [voir tous les produits](#)

## Antigel en baril 45 gallons



Prix : Voir description

### Description

Antigel professionnel, livraison en sus

Éthylène de glycol : pure	1094 \$/baril
50/50	665 \$/baril
Propylène glycol : pure	1488 \$/baril
50/50	919 \$/baril

\*\*\* Rabais additionnel pouvant être appliqué dépendamment le volume d'achat \*\*\*

\*\*Prix sujet à changement sans pré-avis\*\*

### Spécifications

Baril de 45 gallons impérial (205 Litres) , Propylène Glycol Inhibé

Ce liquide de transfert de chaleur est ce que vous devez mettre dans votre échangeur de chaleur géothermique ou dans votre système solaire.

Vous pouvez également le mélanger à votre eau dans votre système de plancher chauffant.

Vous devez ajouter de l'eau déionisé pour abaisser la viscosité et obtenir le point de congélation requis pour votre système.

## Exemples de la phase de la conception détaillée en génie chimique

Dans les pages qui suivent, 3 exemples de conception détaillée en génie chimique sont présentés. Ils permettent de voir les analyses, les recherches et les calculs dans la phase de la conception détaillée.

## Exemple 1 : Conception et optimisation économique d'une colonne de rectification

On désire rectifier en continu dans une colonne à plateaux fonctionnant à pression atmosphérique un mélange benzène-toluène à 35% molaire de benzène. L'alimentation est liquide à son point d'ébullition, son débit est  $F = 50 \text{ kmol/h}$ . On souhaite un distillat et un résidu de titre molaire en benzène respectivement de  $x_D = 0,99$  et  $x_B = 0,01$ . On suppose une vitesse maximale de la phase vapeur dans la colonne de 0,3 m/s.

Optimisez la conception de la colonne en fonction des coûts d'investissement et de fonctionnement et calculez le rapport de reflux optimal  $R/R_{min}$ .

Considérez que :

1. Les coûts d'investissement de la colonne, du rebouilleur et du condenseur peuvent être estimés en utilisant les corrélations de Guthrie [1-3] :

– Colonne de rectification :

$$C_{col} = \left( \frac{CECPI}{119,0} \right) (120D_T H^{0,8})(2,18 + F_c)$$

$C_{col}$  : Coût d'investissement de la colonne (\$);  $D_T$  : diamètre de la colonne (ft);  $H$  : hauteur totale de la colonne (ft);  $F_c = 1$  pour un espacement entre les plateaux de 2 ft.

– Rebouilleur et condenseur :

$$C_{reb/cond} = \left( \frac{CECPI}{119,0} \right) (101,3)A^{0,65}(2,29 + F_c)$$

$C_{reb/cond}$  : Coût d'investissement du rebouilleur/condenseur (\$);  $A$  : surface d'échange (ft<sup>2</sup>);  $F_c = 1$  pour un échangeur tube-calandre;  $F_c = 1,35$  pour un échangeur Kettle.

2. Le coût de la vapeur et de l'eau de refroidissement peuvent être estimés par [7]:

– Vapeur saturée (1,5MPa) :

$$C_{vap} = (1,029 \times 10^{-2} \dot{m}_{vap}^{-0,9}) + 0,0062$$

$C_{vap}$  : coût de la vapeur (\$/kg);  $\dot{m}_{vap}$  : débit de la vapeur (kg/s).

– Eau de refroidissement (30°C) :

$$C_{eau} = (2,668 \times 10^{-2} + 9,53 \times 10^{-3} \dot{V}_{eau}^{-1}) + 6,304 \times 10^{-5}$$

$C_{eau}$  : coût de l'eau de refroidissement (\$/m<sup>3</sup>);  $\dot{V}_{eau}$  : débit de l'eau de refroidissement (m<sup>3</sup>/s).

3. Le taux d'amortissement est de 25% par an.
4. L'année d'exercice est de 8500 h.

*Chemical engineering cost plant index* (CECPI, 2019) : 607,5 [8-9]

NOMENCLATURE (principaux termes utilisés)

A Surface d'échange

$B$	Débit molaire de résidu en pied de colonne
$C$	Coût d'investissement ou de fonctionnement
$c_p$	Capacité thermique
$c_{tot}$	Concentration totale
$CECPI$	Chemical engineering cost plant index
$D$	Débit molaire du distillat en tête de colonne
$D_T$	Diamètre de la colonne
$E_o$	Efficacité globale
$f_i$	Coefficient de fugacité du composant $i$ dans la phase liquide
$F$	Débit molaire de l'alimentation
$F_c$	Facteur de correction pour le calcul du coût
$H$	Hauteur de la colonne
$\tilde{H}$	Enthalpie molaire
$K_i$	Constante d'équilibre du composant $i$
$L, \bar{L}$	Débit molaire du liquide dans la section d'enrichissement (section d'épuisement)
$M$	Masse molaire
$\dot{m}_{vap}$	Débit massique de la vapeur de chauffe
$N_{min}$	Nombre minimal d'étages théoriques
$N_T$	Nombre d'étages théoriques
$N_R$	Nombre d'étages réels
$p$	Pression en colonne
$p_{v,i}^o$	Pression de saturation du composant $i$
$x_i$	Fraction molaire du composant $i$ dans la phase liquide
$\dot{Q}$	Puissance thermique
$R$	Taux de reflux
$R_{min}$	Taux de reflux minimal
$T$	Température
$T_{éb}, T_{rosée}$	Température de bulle (de rosée)
$U$	Coefficient global d'échange thermique
$v$	Vitesse linéaire de la vapeur en colonne
$V, \bar{V}$	Débit molaire de la vapeur dans la section d'enrichissement (section d'épuisement)
$\dot{V}_{eau}$	Débit volumique de l'eau de refroidissement
$y_i$	Fraction molaire du composant $i$ dans la phase vapeur
$\alpha_{ij}$	Volatilité relative du composant $i$ par rapport au composant $j$
$\bar{\alpha}$	Volatilité relative moyenne
$\gamma_i$	Coefficient d'activité du composant $i$
$\Delta\tilde{H}_{LV,i}$	Chaleur latente du composant $i$
$\Delta T_{LMTD}$	Moyenne logarithmique de température
$\mu_i$	Viscosité dynamique du composant $i$
$\bar{\mu}$	Viscosité dynamique moyenne
$\rho$	Masse volumique
$\phi_i$	Coefficient de fugacité du composant $i$ dans la phase vapeur

## SOLUTION

La *distillation* (ou *rectification*) est une technique pour la séparation des constituants d'un mélange liquide. Cette méthode repose sur le fait qu'en général la vapeur, en équilibre avec le liquide qui lui a donné naissance, est plus riche du composant le plus volatil. Il est d'autant plus facile de séparer les composés d'un mélange si leurs volatilités sont très différentes.

Dans une colonne à distiller, une vapeur ascendante est mise en contact avec un liquide descendant. La colonne est munie de *plateaux* (ou de *sections de garnissage*) favorisant le transfert simultané de matière et de chaleur entre les deux phases. La fonction de chaque plateau de la colonne est d'amener à l'équilibre les courants liquide et vapeur qui en sortent. Dans la pratique, on arrive rarement à obtenir un tel équilibre dans un seul étage. Pour cette raison, on introduit un coefficient d'efficacité permettant d'établir le nombre d'étages réels nécessaires pour atteindre les objectifs de séparation souhaités. On pourrait résumer en disant qu'une colonne à distiller n'est rien d'autre qu'une succession finie d'états d'équilibre liquide-vapeur.

Un *résidu*, composé majoritairement par le composant le moins volatil, est soutiré en pied de colonne, tandis qu'un *distillat* riche en composant le plus volatil est soutiré en tête de colonne après condensation. Une partie du condensat forme le *reflux* qui retourne en colonne, permettant ainsi d'augmenter le degré de séparation entre les deux composants. Le contre-courant gaz-liquide est obtenu grâce à l'utilisation d'un *rebouilleur* en pied de colonne et d'un *condenseur* en tête de colonne. Le rebouilleur constitue le seul apport de puissance thermique au système.

Le soutirage du distillat et du résidu s'effectue en continu et l'ensemble des paramètres reste constant (compositions du distillat et du résidu, températures, débits). Le tronçon de colonne au-dessus du niveau d'alimentation correspond à la *section d'enrichissement* ou de *rectification* (la vapeur s'enrichit en constituant le plus volatil), tandis que le tronçon en dessous du niveau d'alimentation correspond à la *section d'épuisement* ou d'*appauvrissement* (le liquide s'appauvrit en constituant le plus volatil).

La conception d'une colonne de distillation est un procédé complexe, puisque l'ensemble des équations de bilans de matière, bilans d'enthalpie et d'équilibres thermodynamiques de tous les étages, doivent être résolus simultanément. Des logiciels comme COMSOL ou ASPENPLUS permettent d'obtenir une solution rigoureuse. Cependant, avant d'entamer ce type de résolution, il est toujours intéressant de pouvoir disposer d'une solution simplifiée du problème. La *méthode de Fenske-Underwood-Gilliland* qui est décrite dans cet exemple nous permettra de faire une conception préliminaire de la colonne souhaitée.

Tout d'abord, un bilan de matière total et partiel au niveau de la colonne (basé sur le composant le plus volatil) permettent d'établir la composition et les débits du distillat (D) et du résidu (B) à partir de la composition et du débit de l'alimentation (F) :

$$F = D + B$$

$$x_F \cdot F = x_D \cdot D + x_B \cdot B$$

$$x_F \cdot F = x_D \cdot D + x_B \cdot (F - D) \quad \Rightarrow \quad F \cdot (x_F - x_B) = D \cdot (x_D - x_B)$$

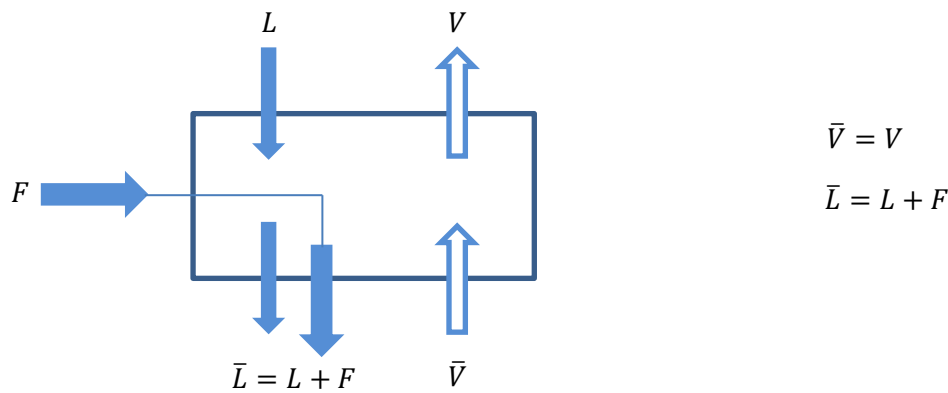
$$D = F \cdot \frac{(x_F - x_B)}{(x_D - x_B)}$$

$$B = F \cdot \frac{(x_F - x_D)}{(x_B - x_D)}$$

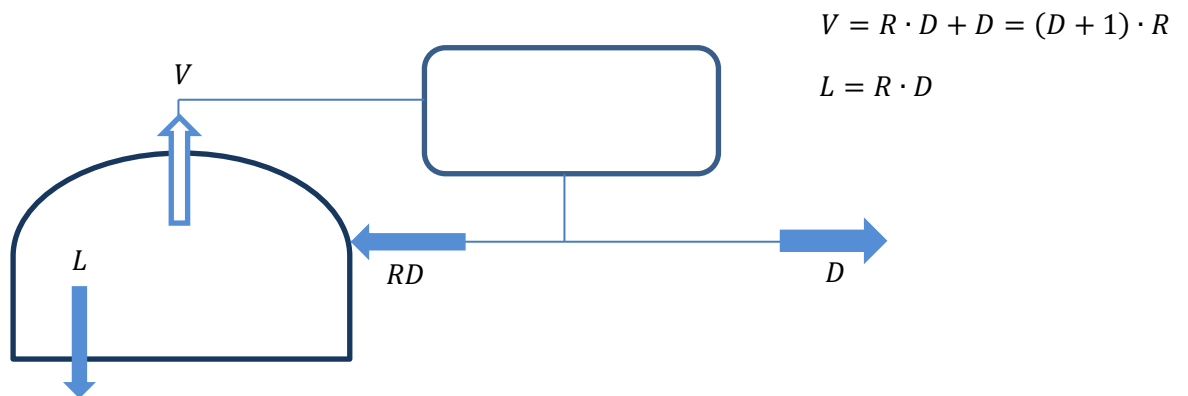
Si les fractions molaires  $x_F, x_D$  et  $x_B$  sont définies, on peut donc facilement calculer les débits sortant.

	débit (kmol/h)	$x_{benz}$	$x_{tol}$
alimentation, F	50	0,35	0,65
distillat, D	17,35	0,99	0,01
résidu, B	32,65	0,01	0,99

Un bilan de matière au niveau du plateau d'alimentation permet d'établir les débits de liquide et de vapeur dans les sections de rectification et d'épuisement. L'alimentation est à la température de bulle, donc sous forme de liquide saturé :



Un bilan de matière en tête de colonne permet d'introduire le taux de reflux  $R$  comme paramètre d'analyse :



Afin de simplifier la conception de la colonne, on pose les hypothèses suivantes :

1. la colonne est adiabatique;
2. les chaleurs de mélange des deux composants sont négligeables;
3. les chaleurs molaires de vaporisation de deux composants sont égales.

Ces trois hypothèses impliquent que lorsqu'une partie de la vapeur se condense sur un plateau, la chaleur ainsi récupérée n'est pas dissipée vers l'extérieur, mais elle est disponible pour entraîner la vaporisation d'une partie du liquide. Comme les chaleurs de mélange sont négligeables et que les chaleurs de vaporisation sont égales, la condensation d'une mole de vapeur conduit à la vaporisation d'une mole du liquide.

En autres mots, pour chaque étage  $n$  de la section d'enrichissement ou  $m$  de la section d'épuisement, les débits molaires des courants liquide et vapeur sont constants :

$$L_n = L_{n-1} = L \quad \text{et} \quad V_n = V_{n-1} = V$$

$$\bar{L}_m = \bar{L}_{m+1} = \bar{L} \quad \text{et} \quad \bar{V}_m = \bar{V}_{m+1} = \bar{V}$$

On procède maintenant au calcul de la température en colonne.

Dans tout problème de distillation, il est important de connaître les conditions de pression et de température sous lesquelles les phases liquide et vapeur coexistent. Les conditions limites du domaine d'opération correspondent aux *points de bulle* et *de rosée* du mélange à traiter.

La pression (1 atm) est supposé constante (on néglige dans cet exemple les pertes de charge reliées aux plateaux). On calcule ainsi les températures de bulle et de rosée pour l'alimentation, le distillat et le résidu à l'aide de l'équation d'Antoine. Les paramètres pour le calcul des constantes d'équilibre se trouvent dans le tableau ci-dessous [4]:

	A	B	C
benzène	6,90565	1211,033	220,79
toluène	6,95464	1344,8	219,482

$$\log_{10} p_v^o = A - B/(T + C) ; p_v^o \text{ en mmHg} ; T \text{ en } ^\circ\text{C}.$$

Le critère caractérisant le point de bulle est:

$$\sum_{i=1}^c x_i K_i = 1$$

tandis que celui caractérisant le point de rosée est:

$$\sum_{i=1}^c \frac{x_i}{K_i} = 1$$

Dans les deux équations, la *constante d'équilibre*  $K_i$  (ou *volatilité absolue*) se définit comme le rapport de la fraction molaire du composé  $i$  dans la phase vapeur ( $y_i$ ) sur la fraction molaire du même composé  $i$  dans la phase liquide ( $x_i$ ).

À l'équilibre, l'égalité des potentiels chimiques d'un composé  $i$  dans les phases liquide et vapeur conduit à l'égalité des fugacités de ce même composé dans les deux phases :

$$f_i^L(T, P, x_i) = f_i^V(T, P, y_i)$$

En introduisant les coefficients d'activité en phase liquide et de fugacité en phase gazeuse, cette égalité s'exprime par :

$$x_i \gamma_i(T, P, x_i) f_i^{oL}(T, P) = y_i \phi_i(T, P, y_i) P$$

$\gamma_i(T, P, x_i)$  : activité de  $i$  en solution;

$f_i^{oL}(T, P)$  : fugacité de  $i$  dans la phase liquide à l'état de référence;

$\phi_i(T, P, y_i)$  : fugacité de  $i$  dans le mélange gazeux.

On peut donc exprimer la volatilité absolue de  $i$  comme étant :

$$K_i = \frac{y_i}{x_i} = \frac{\gamma_i f_i^{oL}}{\phi_i p}$$

On réécrit la fugacité de  $i$  dans la phase liquide à l'état de référence en utilisant la corrélation de Poynting:

$$f_i^{oL} = \phi_{v,i}^o p_{v,i}^o \cdot e^{\frac{v_i^L(p-p_{v,i}^o)}{RT}}$$

Pour les gaz idéaux, les coefficients de fugacité en phase gazeuse sont égaux à 1. On a donc :

$$K_i = \frac{y_i}{x_i} = \frac{\gamma_i \phi_{v,i}^o p_{v,i}^o \cdot e^{\frac{v_i^L(p-p_{v,i}^o)}{RT}}}{\phi_i p} = \frac{\gamma_i p_{v,i}^o \cdot e^{\frac{v_i^L(p-p_{v,i}^o)}{RT}}}{p}$$

De plus, pour des faibles pressions, l'exponentiel tend vers l'unité. La volatilité absolue devient donc :

$$K_i = \frac{y_i}{x_i} = \frac{\gamma_i p_{v,i}^o}{p}$$

Si on suppose maintenant que la solution est idéale, alors le coefficient d'activité est égal à 1 et l'expression de  $K_i$  se simplifie ultérieurement :

$$K_i = \frac{y_i}{x_i} = \frac{p_{v,i}^o}{p}$$

On exprime la pression de saturation à l'aide de l'équation d'Antoine, afin de mettre en évidence la température :

$$K_i = \frac{p_{v,i}^o}{p} = \frac{10^{[A_i - B_i/(T+C_i)]}}{p}$$



Les critères caractérisant le point de bulle et de rosée deviennent donc des équations non linéaires en  $T$  qui peuvent être facilement résolues numériquement.

Les valeurs obtenues sont reportées au tableau suivant :

	Température de bulle (°C)	Température de rosée (°C)
Alimentation F	96,75	-
Distillat, D	80,30	80,60
Résidu, B	110,15	110,40

Pour deux composés  $i$  et  $j$ , on définit la volatilité relative  $\alpha_{ij}$  par le rapport :

$$\alpha_{ij} = \frac{K_i}{K_j} = \frac{p_{v,i}^o}{p_{v,j}^o}$$

La séparation entre  $i$  et  $j$  est d'autant plus difficile que  $\alpha_{ij}$  est voisin de 1.

Il est important de se rappeler que dans une colonne la volatilité change avec la température. À partir de la température à l'entrée, en tête et en bas de la colonne, il est donc possible de calculer les volatilités relatives à ces endroits, ainsi que la volatilité relative moyenne :

$$\alpha_D = K_{benz}(T_{rosée.,D})/K_{tol}(T_{rosée.,D}) = 2,596$$

$$\alpha_F = K_{benz}(T_{éb.,F})/K_{tol}(T_{éb.,F}) = 2,454$$

$$\alpha_B = K_{benz}(T_{éb.,B})/K_{tol}(T_{éb.,B}) = 2,351$$

$$\bar{\alpha} = \sqrt[3]{\alpha_D \cdot \alpha_F \cdot \alpha_B} = 2,465$$

Le *taux de reflux minimal*, dans le cas d'une alimentation préchauffée à son point de bulle, est donné par :

$$R_{min} = \frac{1}{\bar{\alpha} - 1} \cdot \left[ \frac{x_D}{x_F} - \frac{\bar{\alpha} \cdot (1 - x_D)}{1 - x_F} \right]$$

$$R_{min} = 1,905$$

Le calcul est fait en utilisant les fractions molaires du composant le plus volatil (le benzène) en accord avec la définition utilisée de volatilité relative.

Le *nombre minimal d'étage théoriques* est calculé à partir de l'équation de Fenske:

$$N_{min} = \frac{\ln \left( \frac{x_D}{x_B} \cdot \frac{(1 - x_B)}{(1 - x_D)} \right)}{\ln \bar{\alpha}} = 10,19$$

Pour obtenir le *nombre d'étages théoriques*, on utilise l'approche de Gilliland qui relie la variation du taux de reflux minimal au nombre minimal d'étages théoriques. Les résultats de Gilliland ont été corrélés par Molokanov :

$$N_T = \frac{N_{min} + \phi}{1 - \phi}$$

Si :

$$F = \frac{R - R_{min}}{R + 1}$$

$$\phi = 1 - \exp\left(\frac{1 + 54,4 \cdot F}{11 + 117,2 \cdot F} \cdot \frac{F - 1}{\sqrt{F}}\right)$$

L'étage théorique correspond au cas idéal où les courants qui en sortent,  $L_n$  et  $V_n$ , sont à l'équilibre thermodynamique. Dans des conditions réelles, par contre, les courants  $L_n$  et  $V_n$  n'atteignent pas toujours cet équilibre. Pour tenir compte de cet écart, on utilise souvent le concept d'efficacité d'une colonne.

L'*efficacité globale* se définit comme le rapport du nombre de plateaux théoriques nécessaires pour obtenir une certaine séparation sur le nombre de plateaux réellement utilisés.

$$E_o = \frac{\text{nombre d'étages théoriques}}{\text{nombres d'étages réels}}$$

L'efficacité globale dans le cas d'un mélange d'hydrocarbures peut être estimée à partir de la corrélation de Drickamer et Bradford :

$$E_o = 13,3 - 66,8 \log_{10} \mu$$

ou de la corrélation de O'Connell :

$$E_o = 50,3 \cdot (\bar{\alpha}\mu)^{-0,226}$$

Dans les deux cas, la viscosité du liquide en  $cP$  est calculée au niveau de l'alimentation.

Pour le calcul de la viscosité moyenne, on utilise la formule proposée par Kendall et Monroe [4]:

$$\mu_{benz}(T_{eb,F}) = 0,26 \text{ cP}; \quad \mu_{tol}(T_{eb,F}) = 0,31 \text{ cP};$$

$$\bar{\mu} = \left( \sum_{i=1}^n x_i \mu_i^{1/3} \right)^3 = 0,29 \text{ cP}$$

Corrélation utilisée	Drickamer et Bradford	O'Connell
Efficacité globale (%)	49,0	53,0

Dans cet exercice de conception préliminaire, on choisit d'utiliser la valeur la plus conservative, pour l'estimation des étages réels, c'est-à-dire  $E_o = 49,0\%$

Il est maintenant possible de calculer le *nombre de plateaux réels*, en tenant compte que le rebouilleur partiel est considéré comme un étage idéal.

$$N_R = \frac{(N_T - 1)}{E_o}$$

Si on suppose un espacement de 2 ft entre les plateaux, on peut finalement calculer la hauteur de la colonne. On rajoute typiquement 4 ft en tête et 10 ft en bas de la colonne pour l'emplacement des équipements (échangeurs, pompes, connections, etc.) [5-6] :

$$H = 4 \text{ ft} + 2 \text{ ft} \cdot N_R + 10 \text{ ft}$$

Il faut maintenant établir la puissance thermique totale nécessaire au fonctionnement de la colonne.

L'enthalpie molaire d'un mélange peut être calculée à partir des tables thermodynamiques, si disponibles, ou à partir des corrélations suivantes, en considérant le mélange comme étant idéal :

$$\tilde{H}_L = \sum_{i=1}^c x_i \tilde{c}_{pL,i} (T - T_{ref})$$

$$\tilde{H}_V = \sum_{i=1}^c y_i [\tilde{c}_{pV,i} (T - T_{ref}) + \Delta \tilde{H}_{LV,i}]$$

Le tableau suivant résume les valeurs d'enthalpie molaire des courants à l'entrée et à la sortie de la colonne :

	$\tilde{H}_{benz}$ (kJ/kmol)	$\tilde{H}_{tol}$ (kJ/kmol)	$\tilde{H}$ (kJ/kmol)
<hr/>			
Liquide			
F	40 455,2	45 554,5	40 506,2
D	37 979,0	42 624,4	38 025,5
B	42 517,5	48 014,7	42 572,4
<hr/>			
Vapeur			
D	68 693,5	77 638,0	68 782,9

Le choix du type de condenseur à utiliser est fonction de la pression de bulle ou de rosée du distillat :

Pression de bulle ou de rosée du distillat	Type de condenseur
$p < 215 \text{ psi}$ ( $\approx 15 \text{ atm}$ )	total
$215 < p < 365 \text{ psi}$ ( $\approx 25 \text{ atm}$ )	partiel
$p > 365 \text{ psi}$ ( $\approx 25 \text{ atm}$ )	partiel avec réfrigérant

Puisque la pression d'opération est 1 atm, on choisit un condenseur total.

Un bilan d'énergie en tête de colonne permet de calculer la puissance thermique au condenseur :

$$V\tilde{H}_D^V = \dot{Q}_C + D\tilde{H}_D^L + RD\tilde{H}_D^L$$

Selon le bilan de matière,  $V = D \cdot (R + 1)$ , donc :

$$\dot{Q}_C = D \cdot (R + 1) \cdot (\tilde{H}_D^V - \tilde{H}_D^L)$$

La puissance thermique au condenseur, en fonction de  $R$ , est :

$$\dot{Q}_C = (R + 1) \cdot 533\,547 \text{ kJ/h} = (R + 1) \cdot 505\,731,8 \text{ Btu/h}$$

Pour obtenir la puissance thermique à fournir au rebouilleur, on écrit le bilan total d'énergie :

$$F \cdot \tilde{H}_F + \dot{Q}_R = D \cdot \tilde{H}_D + B \cdot \tilde{H}_B + \dot{Q}_C$$

On écrit le résultat en fonction de  $R$  :

$$\dot{Q}_R = 533\,547 \cdot R + 557\,981 \text{ kJ/h} = 505\,731,8 \cdot R + 528\,891,9 \text{ Btu/h}$$

Dans les colonnes de distillation industrielles, on utilise typiquement des rebouilleurs de type Kettle ou thermosiphons (à circulation verticale). Les deux, alimentés par de la vapeur de chauffe, peuvent fournir un apport considérable d'énergie. Le rebouilleur Kettle est partiel et correspond à un étage d'équilibre. Le thermosiphon peut être partiel ou total et il est préférable quand les produits en colonne sont thermiquement sensibles. Dans cet exemple on prendra en considération un rebouilleur de type Kettle.

La surface d'échange requise au condenseur peut se calculer à partir de la corrélation suivante :

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{LMTD}}$$

où  $U$  est le coefficient de transfert global de l'échangeur. Des valeurs typiques de  $U$  peuvent se retrouver facilement en littérature.

On suppose que l'eau de refroidissement entre dans le condenseur à 30°C et sort à 40°C. Le coefficient global d'échange est estimé à  $U = 65 \text{ Btu}/(\text{°F} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{h})$  [4]:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(80,6 - 40) - (80,3 - 30)}{(80,6 - 40)/(80,3 - 30)} = 45,3^\circ\text{C} = 113,5^\circ\text{F}$$

$$A_C = (R + 1) \cdot 171,84 \text{ ft}^2$$

Le débit d'eau de refroidissement est égal à :

$$\dot{V}_{eau} = \frac{\dot{Q}_c}{\rho \cdot c_{p,eau} \Delta T} = (R + 1) \cdot 3,6 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$$

avec :

$$\rho = 993,4 \text{ kg/m}^3$$

$$c_{p,eau} = 4,18 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Le coefficient global d'échange pour un rebouilleur Kettle est estimé à  $U = 30 \text{ Btu}/(\text{°F} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{h})$  [4]. La différence de température entre la vapeur surchauffée et le résidu est  $110,3 \text{ °C} = 283,5 \text{ °F}$ .

$$A_R = \frac{\dot{Q}_R}{U \cdot \Delta T}$$

$$A_R = 59,5 \cdot R + 62,2 \text{ ft}^2$$

La chaleur de condensation de la vapeur à 1,5 MPa est  $\Delta \tilde{H}_{vap} = 1\,946,4 \text{ kJ}/\text{kg}$  [4].

On peut donc calculer le débit de vapeur saturée :

$$\dot{m}_{vap} = \frac{\dot{Q}_R}{3\,600 \cdot \Delta \tilde{H}_{vap}} = 0,076 \cdot R + 0,8 \text{ kg/s}$$

Il nous reste enfin de calculer le *diamètre de la colonne*, en sachant que la vitesse maximale des vapeurs ne doit pas dépasser 0,3 m/s.

La vitesse de la phase vapeur est la grandeur déterminante pour le calcul du diamètre. Elle doit se situer en dessous de la valeur pour laquelle il y aurait de l'engorgement, c'est-à-dire l'entraînement vers le haut de la phase liquide par la phase vapeur, ce qui peut causer le noyage de la colonne et donc une réduction soudaine et importante des performances.

La vitesse de la vapeur à l'engorgement,  $U_f$ , se calcule avec la corrélation de Fair :

$$U_f = C \left( \frac{\rho_L - \rho_V}{\rho_V} \right)^{0,5}$$

avec :

$$C = F_{ST} F_F F_{HA} C_F$$

$$F_{ST}^3 = \left( \frac{\sigma}{20} \right)^{0,2} \quad \sigma = \text{tension superficielle} \left( \frac{\text{dyne}}{\text{cm}} \right)$$

$F_F$  : facteur de moussage  $\leq 1$

$F_{HA}$  : facteur correctif pour l'aire des trous du plateau

$$F_{HA} = 1 \quad \text{si} \quad \frac{A_h}{A_a} \geq 0,1$$

$$F_{HA} = 5 \left( \frac{A_h}{A_a} \right) + 0,5 \quad \text{si} \quad 0,6 \leq \frac{A_h}{A_a} < 0,1$$

$A_h$  : aire des trous disponibles pour la vapeur

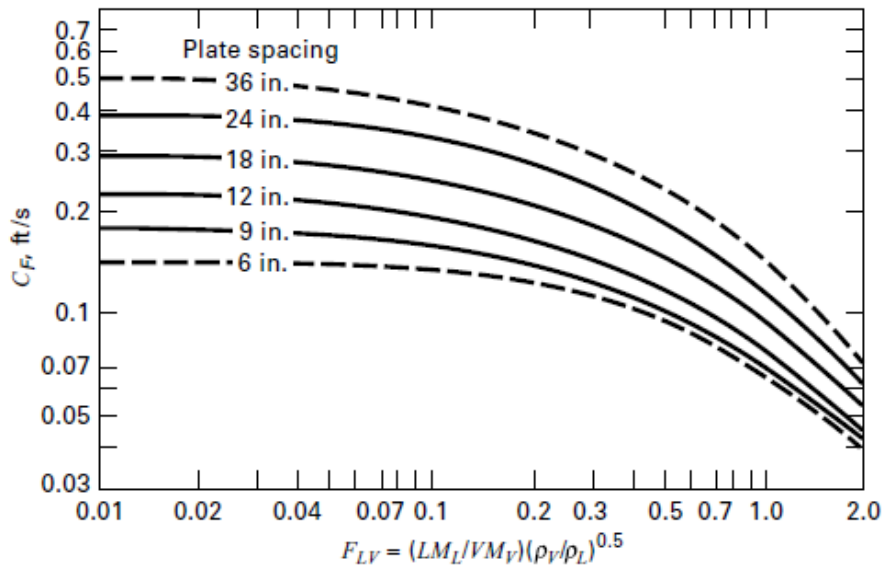
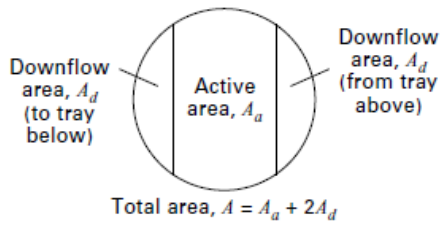
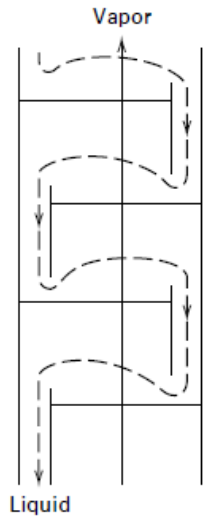
$A_a$  : aire active du plateau = aire totale ( $A$ ) – 2 fois l'aire du déversoir ( $A_d$ )

$C_F$  : coefficient d'engorgement (voir figure ci-dessous) en fonction de la distance entre les plateaux.

---

<sup>3</sup> On peut trouver les valeurs des tensions de surface dans différents ouvrages :

- The Properties of Gases & Liquids, Reid, Prausnitz and Poling McGraw Hill (1987)
- Organic-Chemicals Surface Tension Data. Yaws, Yang, Pan. Chemical Engineering, 98 (1991)140-150
- R.H. Perry, Don W. Green, Perry's Chemical Engineers' Handbook, 7th ed., McGraw-Hill, 1997



J.D. Seader, E.J. Hendley, D. K. Roper, Separation Process Principles, 3rd ed., Wiley, 2011, p. 226

Une fois la vitesse d'engorgement calculée, pour une conception sécuritaire, on choisit de travailler typiquement à 80% des conditions d'engorgement qui doivent être absolument évitées puisque l'efficacité d'une colonne noyée chute brusquement et les objectifs de séparations ne peuvent plus être atteints.

La vitesse maximale de la vapeur en colonne correspond à:

$$v = 0,80 \cdot U_f \cdot \left(1 - \frac{A_d}{A}\right)$$

Olivier<sup>4</sup> suggère les valeurs suivantes du rapport  $\frac{A_d}{A}$  en fonction de paramètre  $F_{LV}$  (voir figure ci-dessus) :

$$\frac{A_d}{A} = 0,1 \quad \text{pour } F_{LV} \leq 0,1$$

$$\frac{A_d}{A} = 0,1 + \frac{F_{LV} - 0,1}{9} \quad \text{pour } 0,1 < F_{LV} \leq 1$$

$$\frac{A_d}{A} = 0,2 \quad \text{pour } F_{LV} > 1$$

Le diamètre donc est donné par l'équation suivante :

$$D_T = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{V}{v \cdot c_{tot}}}$$

avec :

$V$  : débit molaire de la phase vapeur;

$c_{tot}$  : concentration totale de la phase vapeur;

$v$  : vitesse maximale de la phase vapeur.

Ce calcul, assez complexe, requiert la connaissance des plusieurs paramètres qui dépendent de la température. Comme ces grandeurs changent dans la colonne, l'estimation du diamètre doit se faire à plusieurs hauteurs afin d'identifier la valeur critique du diamètre. En général, si la colonne présente une seule entrée, il suffit de faire les calculs en tête et en pied de colonne. La valeur retenue sera la plus grande parmi les deux valeurs obtenues.

Dans cet exemple, le débit molaire de la phase vapeur est constant et la vitesse maximale permise est donnée ( $v = 0,3 \text{ m/s}$ ).

La concentration dépend de la température. On calcule donc la valeur de  $c_{tot}$  en tête et en pied de colonne.

$$c_{tot}^D = \frac{P}{RT_{rosée}^D} = 0,0344 \text{ kmol/m}^3 \text{ et } c_{tot}^B = \frac{P}{RT_{rosée}^B} = 0,0318 \text{ kmol/m}^3$$

Puisque la valeur de concentration est moins élevée en pied de colonne, on va calculer le diamètre à cet emplacement :

$$D_T = \sqrt{(R + 1) \cdot 0,802 \text{ m}} = \sqrt{(R + 1) \cdot 2,64 \text{ ft}}$$

---

<sup>4</sup> Oliver, E.D., Diffusional Separation Processes. Theory, Design, and Evaluation, JohnWiley & Sons, New York, pp. 320–321 (1966).



## OPTIMISATION ÉCONOMIQUE

Afin de trouver la solution optimale qui permette de minimiser les coûts annuels d'investissement et de fonctionnement, on fait varier le rapport  $R/R_{min}$  en raison de 0,05. Les coûts de la vapeur et de l'eau de refroidissement sont calculés en considérant un fonctionnement en continu diminué des jours prévus pour la maintenance (8 500 heures/an).

On obtient un minimum de la fonction objective (coût total par année de l'unité de rectification) pour  $R/R_{min} = 1,15$ .

Cette valeur est en accord avec celles qu'on retrouve en littérature et qui fixent la valeur optimale de  $R/R_{min} = 1,2$ .

La conception préliminaire de la colonne est résumée au tableau suivant :

$R/R_{min}$	1,15	Hauteur de la colonne	112 ft / 34 m
Taux de reflux	2,19	Diamètre de la colonne	4,72 ft / 1,43 m
Nombre d'étages réels	49	Surface d'échange au condenseur	548,3 ft <sup>2</sup> / 50,9 m <sup>2</sup>
Espacement entre les plateaux	2 ft / 0,61 m	Surface d'échange au rebouilleur	192,5 ft <sup>2</sup> / 17,8 m <sup>2</sup>

L'étape successive prévoit le calcul rigoureux des étages d'équilibre à l'aide d'un simulateur de procédé disponible en commerce comme CHEMCAD, ASPEN HYSYS, ASPENPLUS ou PRO/II.

R/Rmin	R	Nt	Nr	H ft	DT ft	Ac ft <sup>2</sup>	Ar ft <sup>2</sup>	Veau m <sup>3</sup> /s	mvap kg/s	Ccolonne \$	Ccond \$	Creb \$	Coût inv \$	Camm \$	Eau \$	Vapeur \$	Cout Tot \$
1,05	2,000	30	60	134	4,57	515,6	181,2	0,108	0,952	448199	98579	55275	602054	150513	380005	493946	1024464
1,10	2,095	27	54	122	4,64	531,9	186,9	0,111	0,959	422340	100602	56393	579335	144834	382811	495557	1023201
<b>1,15</b>	<b>2,191</b>	<b>25</b>	<b>49</b>	<b>112</b>	<b>4,72</b>	<b>548,3</b>	<b>192,5</b>	<b>0,115</b>	<b>0,966</b>	<b>400433</b>	<b>102603</b>	<b>57499</b>	<b>560535</b>	<b>140134</b>	<b>385617</b>	<b>497166</b>	<b>1022916</b>
1,20	2,286	24	47	108	4,79	564,7	198,2	0,118	0,974	394713	104584	58593	557890	139473	388423	498773	1026669
1,25	2,381	23	45	104	4,85	581,0	203,9	0,122	0,981	388485	106545	59677	554706	138677	391229	500380	1030285
1,30	2,476	22	43	100	4,92	597,4	209,5	0,125	0,988	381751	108486	60750	550986	137747	394035	501984	1033765
1,35	2,572	21	41	96	4,99	613,8	215,2	0,129	0,995	374512	110409	61813	546734	136683	396841	503587	1037111
1,40	2,667	20	39	92	5,06	630,1	220,9	0,132	1,003	366770	112314	62866	541950	135488	399647	505188	1040323
1,45	2,762	19	37	88	5,12	646,5	226,6	0,135	1,010	358524	114202	63910	536636	134159	402453	506788	1043400
1,50	2,857	19	37	88	5,19	662,9	232,2	0,139	1,017	363034	116073	64944	544051	136013	405259	508387	1049659
1,55	2,953	18	35	84	5,25	679,2	237,9	0,142	1,024	354064	117928	65970	537962	134490	408065	509984	1052539
1,60	3,048	18	35	84	5,31	695,6	243,6	0,146	1,032	358304	119767	66988	545059	136265	410871	511580	1058715
1,65	3,143	18	35	84	5,37	712,0	249,2	0,149	1,039	362495	121591	67997	552083	138021	413677	513174	1064872
1,70	3,238	17	33	80	5,44	728,3	254,9	0,153	1,046	352603	123401	68998	545002	136251	416483	514767	1067500
1,75	3,334	17	33	80	5,50	744,7	260,6	0,156	1,053	356543	125197	69991	551731	137933	419289	516359	1073580
1,80	3,429	17	33	80	5,56	761,1	266,2	0,159	1,061	360440	126978	70977	558395	139599	422095	517949	1079643
1,85	3,524	16	31	76	5,62	777,4	271,9	0,163	1,068	349649	128747	71956	550351	137588	424901	519538	1082026
1,90	3,619	16	31	76	5,67	793,8	277,6	0,166	1,075	353311	130502	72927	556740	139185	427707	521125	1088017
1,95	3,715	16	31	76	5,73	810,2	283,2	0,170	1,082	356934	132245	73891	563071	140768	430513	522711	1093992
2,00	3,810	16	31	76	5,79	826,5	288,9	0,173	1,090	360522	133975	74849	569346	142337	433319	524296	1099952

R : taux de reflux

Nt : nombre d'étages théoriques

Nr : nombre d'étages réels

H : hauteur de la colonne (ft)

DT : diamètre de la colonne (ft)

Ac : surface d'échange au condenseur (ft<sup>2</sup>)

Ar : surface d'échange au rebouilleur (ft<sup>2</sup>)

Veau : débit de l'eau de refroidissement (m<sup>3</sup>/s)

mvap : débit de la vapeur de chauffe (kg/s)

Ccolonne : coût d'investissement de la colonne (\$)

Ccond : coût d'investissement du condenseur (\$)

Creb : coût d'investissement du rebouilleur (\$)

Coût inv : coût total d'investissement (\$)

Camm : coût d'amortissement de l'unité (\$)

Eau : coût annuel de l'eau de refroidissement (\$)

Vapeur : coût annuel de la vapeur de chauffe (\$)

Cout tot : coût total par année de l'unité de rectification (\$)

## Références

- [1] K.M.Guthrie, *Capital Cost Estimating*, Chem Eng., 114, March 1969.
- [2] K.M.Guthrie, *Process Plant Estimating Evaluation and Control*, Craftsman Book Co., Solana Beach,1974.
- [3] J. Douglas, *Conceptual Design of Chemical Processes*, McGraw-Hill, 1988, Section A.3.
- [4] R.H. Perry, Don W. Green, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 7th ed., McGraw-Hill, 1997
- [5] J. Seader, E. Henley, *Separation Process Principles*, John Wiley & Sons,1998.
- [6] W. McCabe, *Unit Operations of Chemical Engineering*, 5th ed.,McGraw-Hill, 1993.
- [7] G.D. Ulrich, P.T. Vasudevan, *How to estimate utility costs*, Chem. Eng, 66, April 2006.
- [8] W.M. Vatauvuk, *Updating the CE Plant Cost Index*, Chem. Eng., 62, January 2002
- [9] <https://www.chemengonline.com/2019-chemical-engineering-plant-cost-index-annual-average>. Page consultée le 28 juin 2020.

## Exemple 2 : Conception d'un condenseur de vapeur

On désire concevoir une unité d'échange thermique pour condenser complètement 4,0 kg/s de vapeur sortant d'une turbine à la pression de 15 kPa. Le titre de la vapeur à l'entrée du condenseur est  $x = 0,9$ . Pour ce faire, on utilise de l'eau de refroidissement à 286K, mais pour des raisons environnementales l'augmentation de température ne doit pas dépasser 10K.

Le débit d'eau maximal disponible pour l'échangeur est de 250 kg/s et la perte de charge admissible côté tubes est de 50 kPa.

De plus, l'espace disponible pour l'emplacement du condenseur est limité. Par conséquent, la longueur du faisceau des tubes ne doit pas dépasser 4,0 m.

Comparez différentes solutions, afin de trouver la configuration optimale qui satisfait aux contraintes de conception.

## NOMENCLATURE (principaux termes utilisés)

$A$	Surface totale d'échange
$A_t$	Section totale des tubes
$\bar{c}_p$	Capacité thermique moyenne
$C_{min}$	Taux minimal de chaleur massique
$D_c$	Diamètre de la calandre
$D_i(D_o)$	Diamètre interne (externe) des tubes
$G_T$	Vitesse massique
$\bar{h}_i(\bar{h}_o)$	Coefficient de convection moyen interne (externe)
$f$	Facteur de frottement
$k$	Conductivité thermique
$L_p$	Longueur du faisceau
$M$	Masse molaire
$\dot{m}$	Débit massique
$N$	Nombre des tubes
$N_p$	Nombre de passes côté tubes
$NUT$	Nombre d'unités thermiques
$x$	Titre de la vapeur
$\dot{Q}$	Puissance thermique
$R_f''$	Résistance d'encrassement
$T, T_m$	Température, température moyenne du fluide $T_m = 1/2 \cdot (T_{in} + T_{out})$
$T_s$	Température de surface des tubes
$U$	Coefficient global d'échange
$v$	Vitesse du fluide, côté tube
$\Delta\tilde{H}_{LV}$	Chaleur latente
$\Delta p$	Perte de charge
$\varepsilon$	Efficacité
$\bar{\mu}$	Viscosité dynamique moyenne
$\rho$	Masse volumique

## SOLUTION

La conception d'un échangeur de chaleur demande souvent une résolution itérative, afin de satisfaire aux différentes contraintes de projet. Une description exhaustive de cette méthode est représentée à la figure suivante :

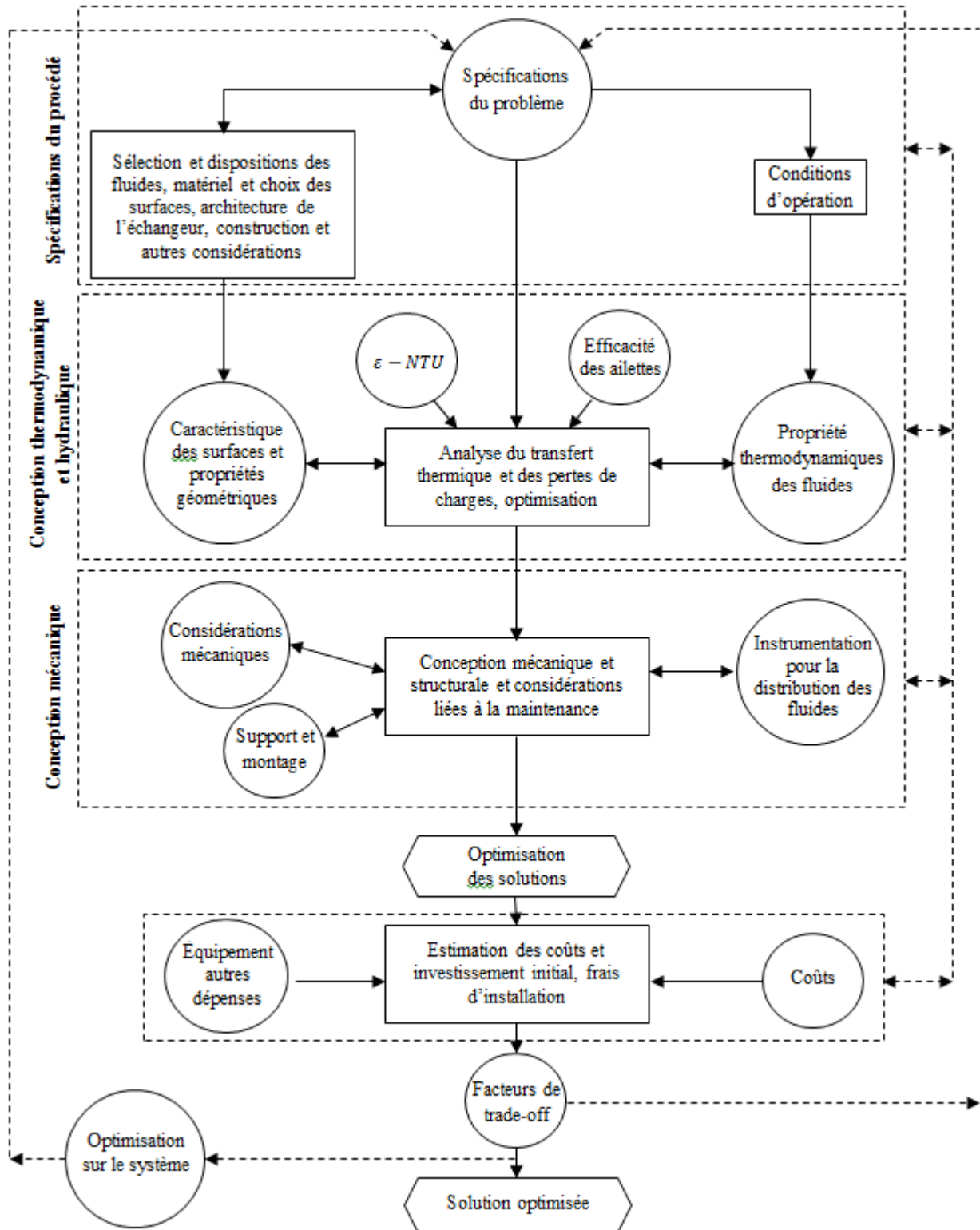


Figure 1 : Méthodologie de résolution générale d'un échangeur de chaleur (adaptée de [1]).

		<b>Condensation côté tubes</b> Pressions moyennes ou élevées. Vapeurs corrosives ou non-corrosives. Températures élevées (> 400°C). Vapeurs fortement salissantes. Bon contrôle de l'évacuation. Non indiqué pour pressions au-dessous de 3 kPa						<b>Condensation côté calandre</b> Pressions moyennes. Vapeurs non-corrosives. Vapeurs modérément salissantes et fluide refroidissant fortement salissant. Il est possible que le fluide refroidissant descende au-dessous du point de congélation. Problèmes de vibration des tubes. Passages multiples et chicanes à espacement variables peuvent être utilisés pour la condensation totale. Bon contrôle de l'évacuation.						<b>Condensation a contact direct</b> Informations de conception limitées. Si le réfrigérant est un condensé, un refroidisseur externe est nécessaire. Si le réfrigérant est l'eau, il pourrait y avoir des problèmes environnementaux. Utilisé à pressions de très faibles à moyennes. Vapeurs très corrosives et fluide refroidissant très ou moyennement salissant.																				
		<b>Horizontal</b> Bouillonnage possible du condensat en cas de condensation totale			<b>Vertical</b> Plaques de soutien et de séparation nécessaires			<b>Horizontal</b> Il est possible d'utiliser des tubes ailetés			<b>Vertical</b> Condensation sur la paroi des tubes. Possibles problèmes d'évacuation si la condensation est totale.																							
		<b>Descendant</b> Possible utilisation avec vapeurs salissantes ou qui polymérisent			<b>Ascendant</b> Engorgement			<b>Croisé « X »</b> Possibles problèmes d'évacuation si la condensation est totale.			<b>Chicanes</b> Passages multiples et chicanes à espacement variables peuvent être utilisés pour la condensation partielle.			<b>Descendant</b> Passages multiples et chicanes à espacement variables peuvent être utilisés pour la condensation totale.			<b>Ascendant</b> Aucune application connue pour la condensation partielle																	
		Total	Partiel	Total	Partiel	Total	Partiel	Total	Partiel	Total	Partiel	Total	Partiel	Total	Partiel	Total	Partiel	Total	Partiel	Total	Partiel	Total	Partiel											
SCV <sup>1</sup>	G <sup>2</sup>	⊕ <sup>3</sup>	G	⊕	G	⊕	G	⊕	F	⊕	X	⊕	G	⊕	P	⊕	G	⊕	F	⊕	G	⊕	P	⊕	G	⊕	X	⊕						
MCV	F	⊕	P	⊕	G	⊕	G	⊕	F	⊕	X	⊕	G	⊕	F	⊕	G	⊕	P	⊕	G	⊕	P	⊕	F	⊕	X	⊕						
SC	P	⊕	G	⊕	G	⊕	G	⊕	X	⊕	X	⊕	F	⊕	G	⊕	P	⊕	G	⊕	F	⊕	F	⊕	X	⊕	X	⊕						
<b>Δp</b>																																		
<b>élevé</b>	G	⊕	G	⊕	G	⊕	G	⊕	X	⊕	P	⊕	G	⊕	G	⊕	G	⊕	G	⊕	G	⊕	G	⊕	G	⊕	X	⊕	X	⊕	X	⊕	X	⊕
<b>faible</b>	P		P		P		G		G		F		G		G		F		P		G		G		F		F		G		G			
<b>C</b>																																		
<b>liquide</b>	G		G		G		G		G		G		G		G		G		G		G		G		G		G		G		G		G	
<b>gaz</b>	G		G		G		G		G		G		G		G		G		G		G		G		G		G		G		X		X	
<b>ébullition</b>	G		G		G		G		G		X		X		X		X		X		X		X		X		X		X		X		X	

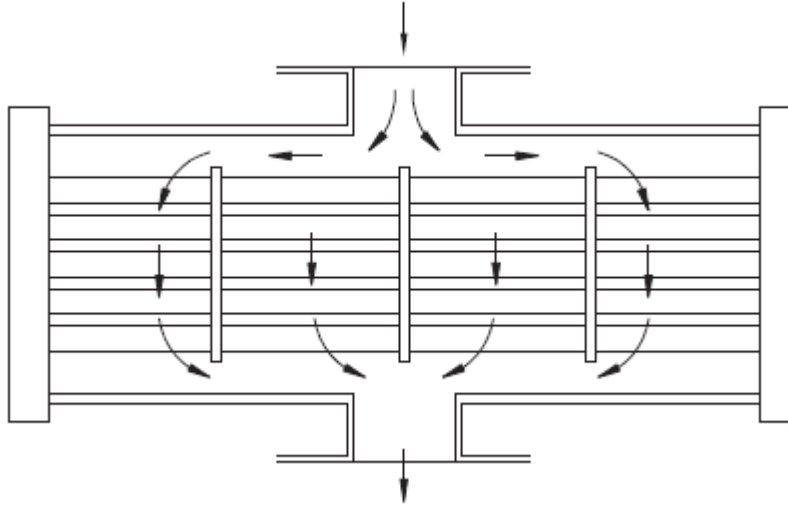
**Tableau 1** : Lignes directrices pour la conception d'un condenseur (adapté de [1]).

<sup>1</sup>SCV : composant pur en phase vapeur; MCV : mélange multi-composant en phase vapeur; SC : condensé sous-refroidi. Δp : perte de charge; C : fluide refroidissant.

<sup>2</sup>Acceptabilité : G – bonne; F – moyenne; P – faible; X – Non acceptable ou non recommandé.

<sup>3</sup>Prédictivité : ⊕ - discrète (~25%); ⊕ - moyenne (< 50%); ⊕ - (+50%); ⊕ Non acceptable ou non recommandé.





**Figure 2** : Circulation dans une calandre de type X (adaptée de [2]).

Dans un premier temps, on choisit le type d'échangeur que l'on veut concevoir, en tenant compte de son utilisation, de la nature des fluides utilisés, ainsi que de leur disposition.

Dans cet exemple, on nous demande de concevoir un condenseur, dont les fluides d'opération sont de la vapeur à une pression  $p = 15 \text{ kPa}$  et de l'eau de refroidissement à une température de  $286 \text{ K}$ .

Selon les lignes directrices reportées au tableau 1 pour la conception d'un condenseur, on opte pour un échangeur de type tube-calandre, dont l'eau de refroidissement circule côté tubes et la vapeur à condenser circule côté calandre. Ce type d'échangeur est très répandu dans l'industrie chimique, pour sa simplicité d'exploitation et sa facilité d'entretien.

Le type de calandre choisie, selon le standard TEMA, est de type X (à écoulement croisé). La vapeur entre en haut et est divisée en deux courants qui condensent à contact avec les tubes. La condensation est rapide et la pression demeure faible. La vapeur condensée se recueille en bas et sort par la buse au fond de la calandre, grâce à la gravité (voir Figure 2).

Le faisceau de tubes est horizontal et sans chicanes. Il présente néanmoins quelques supports pour éviter la courbure des tubes et réduire les vibrations. Le choix du matériel dépend du pouvoir corrosif des fluides. Dans ce cas, on choisit d'utiliser un simple acier au carbone. La conductivité thermique est  $k = 60,5 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ . Pourvu que l'intervalle de température est faible, on négligera le rayonnement et les pertes thermiques vers l'environnement.

Pour faire la conception de l'échangeur de chaleur, il faut premièrement estimer la puissance thermique totale à retirer.

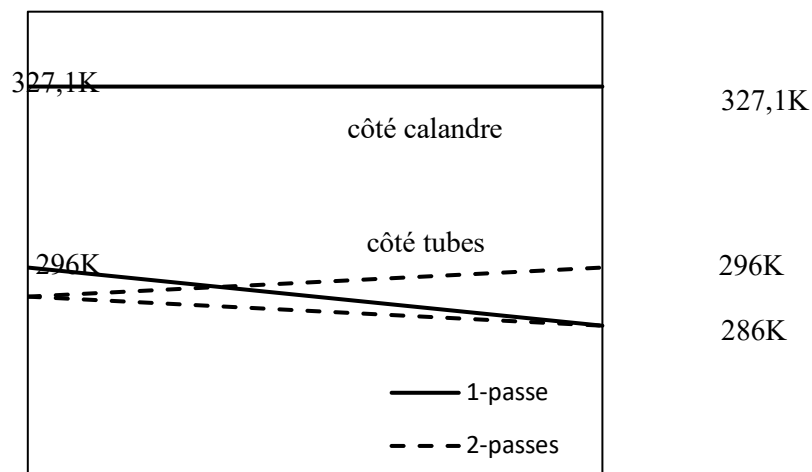
À l'aide des tables thermodynamique de la vapeur saturée [3], on trouve la température d'entrée de la vapeur et l'enthalpie d'évaporation à  $p = 15 \text{ kPa}$ .

$p \text{ (kPa)}$	$T \text{ (K)}$	$\Delta\hat{H}_{LV} \text{ (kJ/kg)}$
15	327,1	2 372,3

La puissance thermique à retirer est donnée par :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{vap} \cdot (x_{in} - x_{out}) \cdot \Delta\hat{H}_{LV} = 8\,540,3 \text{ kW}$$

avec :  $x_{in} = 0,9$ ;  $x_{out} = 0$ .



**Figure 3** : Représentation schématique du condenseur en fonction des températures d'entrée et de sortie.

Pour calculer le débit d'eau de refroidissement nécessaire à condenser la vapeur, on impose la variation maximale de température de 10K :

$$\dot{m}_{eau} = \frac{\dot{Q}}{\bar{c}_{p,eau} \cdot \Delta T} = 203,8 \text{ kg/s}$$

La chaleur massique de l'eau a été calculée en faisant la moyenne entre les chaleurs massiques de l'eau à 286 et à 296 K :  $\bar{c}_{p,eau} = 4,191 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

On peut facilement vérifier que la valeur obtenue de débit d'eau nécessaire satisfait à la condition maximale imposée par l'énoncé :

$$\dot{m}_{eau} = 203,8 < 250 \text{ kg/s}$$

Pour calculer la surface d'échange, on utilise la méthode du nombre d'unités thermiques (NUT) [1-2 et 4].

Le NUT est défini comme étant :

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}}$$

où :

$U$  : coefficient global de transfert thermique ( $W/m^2 \cdot K$ )

$A$  : surface totale d'échange ( $m^2$ )

$C_{min}$  : taux minimal de chaleur massique ( $W/K$ )

Pour calculer  $C_{min}$ , il faut comparer le taux de chaleur massique deux fluides. Le taux de chaleur massique est défini comme étant le produit :

$$C = \dot{m} \cdot \bar{c}_p$$

Puisque la vapeur condense, le taux de chaleur massique est considéré infini.

	$\dot{m}$ (kg/s)	$\bar{c}_p$ (kJ/kg · K)	$C$ (kW/K)
eau	203,8	4,191	854,0
vapeur	-	-	$\infty$

$$C_{min} = 854,0 \text{ kW/K}$$

On définit le coefficient de transfert global par rapport à la surface externe des tubes :

$$U_o = \left( \frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_i} + \frac{D_o}{2k} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1}$$

On peut trouver une valeur typique de  $U_o$  en littérature. Pour un condenseur de vapeur elle varie typiquement entre 1000 et 6000  $W/m^2 \cdot K$  [4].

Pour la conception de l'échangeur, on va considérer la présence d'encrassement sur les parois des tubes. Le coefficient de transfert global *sale* est lié au coefficient de transfert global *propre* par la relation suivante :

$$\frac{1}{U_{sale}} = \frac{1}{U_{propre}} + R_f''$$

La valeur de la *résistance d'encrassement* pour un échangeur eau/vapeur est estimée à :  $R_f'' = 0,0002 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/U$  [4]

Il nous reste à définir les coefficients de convection interne ( $\bar{h}_i$ ) et externe ( $\bar{h}_o$ ) aux tubes.

Pour calculer le coefficient de convection interne  $\bar{h}_i$ , on doit établir le régime d'écoulement. En supposant un régime turbulent complètement développé, la corrélation de *Dittus-Boelter* s'applique :

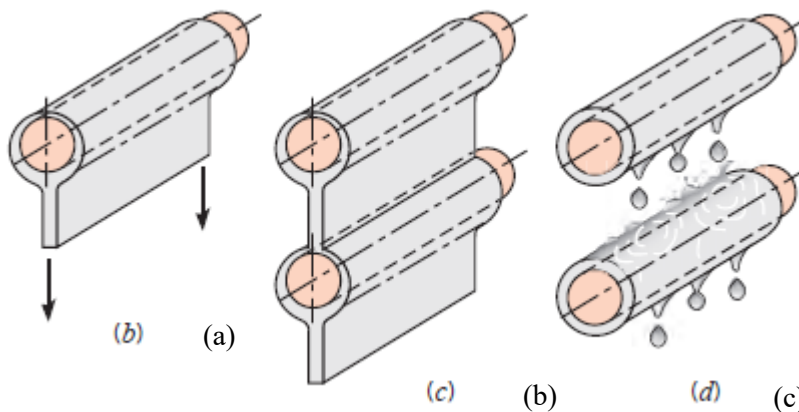
$$\bar{h}_i = 0,023 \frac{k}{D_i} Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

Cette équation est valable si :

$0,7 \lesssim Pr \lesssim 16\,700$ ;  $Re \gtrsim 10\,000$ ;  $\frac{L_p}{D_i} \gtrsim 10$ . La condition sur le nombre de Reynolds doit être vérifiée lors de la conception. Toutes les propriétés physiques sont calculées à la température moyenne du fluide ( $T_m = 291 \text{ K}$ ).

La vitesse d'écoulement dans les tubes est un paramètre important de conception. Une valeur trop faible ne permet pas d'avoir un coefficient de convection assez élevé et la surface d'échange nécessaire donc augmente. Par contre, une valeur trop élevée entraîne des pertes de charge considérables. Une valeur typique de la vitesse linéaire dans les tubes est comprise entre  $1 \text{ m/s}$  et  $2,5 - 3,0 \text{ m/s}$  [5].

Du côté de la calandre, la vapeur condense sur la surface externe des tubes avant de sortir de l'échangeur.



**Figure 3** : Couche de liquide condensé (a) sur un tube horizontal; (b, c) sur un faisceau de tubes (adaptée de [4]).

Le coefficient de convection pour un tube horizontal peut être estimé à partir de la corrélation suivante :

$$\bar{h}_o = 0,729 \frac{k_L}{D_o} \left[ \frac{\rho_L g (\rho_L - \rho_V) \cdot \Delta \hat{H}'_{LV} D_o^3}{\mu_L k_L (T^{sat} - T_s)} \right]^{0,25}$$

$k_L, \mu_L, \rho_L$  : conductivité thermique, viscosité dynamique et masse volumique de la phase condensée;

$\rho_V$  : masse volumique de la phase vapeur;

$\Delta\hat{H}'_{LV} = \Delta\hat{H}_{LV} (1 + 0,68 \cdot Ja)$ : enthalpie d'évaporation modifiée;

$Ja$  : nombre de Jakob;

$T^{sat}$  : température de saturation;

$T_s$  : température de surface des tubes;

$D_o$  : diamètre externe des tubes.

Afin de tenir compte de l'ensemble des tubes, le coefficient de convection moyen doit être corrigé en fonction de  $N$  :

$$\bar{h}_{o,N} = \bar{h}_o \cdot N^{-1/6}$$

$N$  : nombre total des tubes.

L'efficacité de l'échangeur dépend uniquement des températures d'entrée et de sortie et on peut la calculer à partir des données à notre disposition :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{C_{min}(T_{vap,in} - T_{eau,in})} = 0,243$$

Le nombre d'unités thermiques (NUT), donc, est :

$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon) = 0,279$$

ce qui nous amène à définir la surface d'échange en fonction du coefficient de transfert global :

$$A_o = \frac{NUT \cdot C_{min}}{U_o} = \frac{238,0}{U_o}$$

Un critère important pour la conception de l'échangeur est la perte de charge admissible. Elle ne doit pas dépasser la valeur maximale imposée dans l'énoncé (50 kPa, côté tubes).

Elle est constituée par 4 termes :

- la perte de charge au niveau des buses d'entrée et de sortie ( $\Delta p_{nozzles}$ );
- la perte de charge au niveau de la plaque tubulaire (contraction et expansion du fluide) ( $\Delta p_{tubesheet}$ );
- la perte de charge au long des tubes ( $\Delta p_{tubes}$ );
- la perte de charge associée aux changements de direction des fluides ( $\Delta p_{turn}$ )

$$\Delta p_{nozzles} = \frac{1,5G_t^2}{2\rho}$$

$$\Delta p_{tubesheet} = \frac{G_t^2}{2\rho} (K_c + K_e) N_p$$

$$\Delta p_{tubes} = \frac{G_t^2}{2\rho} N_p \cdot f \frac{L_p}{D_i}$$

$$\Delta p_{turn} = \frac{4G_t^2}{2\rho} N_p$$

$$\Delta p_{tot} = \frac{G_t^2}{2\rho} \left( \frac{1,5}{N_p} + K_c + K_e + f \frac{L_p}{D_i} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-r} + 4 \right) N_p$$

$G_t$  : vitesse massique dans les tubes

$K_c$  : coefficient de contraction (1.0);

$K_e$  : coefficient d'expansion (1.0);

$f$  : facteur de frottement;

$L_p$  : longueur des tubes par passe;

$N_p$  : nombre de passes côté tubes;

$D_i$  : diamètre interne des tubes

$\bar{\mu}, \mu_w$ ; viscosité moyenne du fluide; viscosité à la paroi;

$r$  : exposant qui vaut  $-0,14$  si  $Re > 2100$ ;  $-0,25$  si  $Re < 2100$ .

La vitesse massique  $G_t$  correspond au débit massique du fluide circulant dans les tubes divisé par la section totale du faisceau par passe:

$$G_t = \frac{\dot{m}_{eau}}{A_t/N_p}$$

La section totale du faisceau est fonction du nombre des tubes  $N$ :

$$A_t = \frac{\pi}{4} D_i^2 N$$

Le coefficient de friction  $f$  peut être calculé à partir de la corrélation suivante, en supposant les parois des tubes comme étant lisses et le régime d'écoulement turbulent:

$$f = \left( 1,8 \log \frac{Re}{6,9} \right)^{-2} \quad \text{si} \quad 4\,000 < Re < 100\,000$$

La valeur de  $\Delta p_{tot}$  trouvée doit toujours être inférieure la perte de charge maximale. Pour diminuer la perte de charge, on peut agir sur :

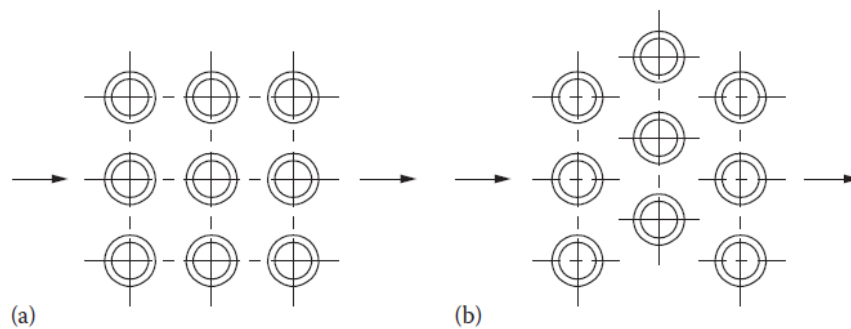
- le nombre de tubes ( $\Delta p_{tot} \searrow$  si  $N \nearrow$ );
- le diamètres externe des tubes ( $\Delta p_{tot} \searrow$  si  $D_o \nearrow$ )
- la longueur des tubes par passe ( $\Delta p_{tot} \searrow$  si  $L_p \searrow$ )

#### ANALYSE

Afin de trouver la solution optimale, on a comparé trois différents diamètres de tubes (OD :  $\frac{3}{4}$  po, 1 po, 1  $\frac{1}{4}$  po, BWG 16), ainsi que deux agencements (1-passe ou 2-passes). La solution a été retenue sur la base des contraintes de projet, c'est-à-dire :

- la perte de charge côté tubes ne doit pas dépasser 50 *kPa*;
- la vitesse optimale du fluide dans les tubes doit être comprise dans l'intervalle  $1,0 < v < 3,5$  *m/s*;
- la longueur du faisceau des tubes doit être inférieure à :  $L < 4,0$  *m*
- on veut maximiser le coefficient global d'échange et donc minimiser la surface d'échange.

Pour maximiser le contact entre la vapeur et les tubes, on choisit d'utiliser un arrangement triangulaire.



**Figure 4** : Arrangement des tubes : (a) carré; (b) triangulaire [2].

Les tableaux suivants résument les propriétés des fluides et les caractéristiques de l'échangeur, ainsi que les contraintes de conception :

Fluide	Côté tubes		Côté calandre	
	Eau de refroidissement		Vapeur	
Phase	Liquide		Vapeur	Liquide
Pression ( <i>kPa</i> )	> 150		15	15
Température ( <i>K</i> )	286/296		327,1	327,1
Temp. de réf. pour le calcul des propriétés ( <i>K</i> )	291		327,1	327,1
Masse volumique ( <i>kg/m<sup>3</sup></i> )	999,0		0,0988	985,9
Viscosité dynamique ( <i>Pa · s · 10<sup>6</sup></i> )	105,6		-	512
Conductivité thermique ( <i>W/m · K · 10<sup>3</sup></i> )	599,6		647,1	-
Capacité thermique ( <i>kJ/kg · K</i> )	4,1912		-	4,183
Pr	7,372		-	-

Caractéristiques de l'échangeur			
Efficacité	0,243	Matériel	acier
NUT	0,279	Conductivité thermique ( <i>W/m · K</i> )	60,5
Puissance thermique ( <i>kW</i> )	8 540,3	Résistance d'encrassement ( <i>m<sup>2</sup> · K/W</i> )	0,0002
Nombre de passes côté tubes	1 ou 2	Coefficient global d'échange ( <i>W/m<sup>2</sup> · K</i> )	1000-6000
Nombre de tubes	à déterminer <sup>1</sup>	Taux minimal de chaleur ( <i>kW/K</i> )	854,0
Diamètres des tubes (OD, BWG 16)	¾, 1, 1 ¼	Diamètre de la calandre ( <i>m</i> )	à déterminer <sup>1</sup>
Perte de charge admissible côté tubes ( <i>kPa</i> )	50	Vitesse admissible côté tubes ( <i>m/s</i> )	1,0-3,5
Longueur du faisceau ( <i>m</i> )	< 4,0	Arrangement des tubes	triangulaire

<sup>1</sup>Pour déterminer le nombre de tubes et le diamètre de la calandre correspondant, on a fait référence au tableau 2 en annexe.

Les résultats de l'analyse sont reportés au tableau suivant. Les valeurs en gris ne satisfont pas aux contraintes de conception (perte de charge, vitesse ou longueur du faisceau).

Parmi les solutions retenues, on a choisi celle qui maximise la vitesse des tubes (et donc le coefficient de transfert global). Cette solution correspond aussi à la surface minimale d'échange nécessaire pour atteindre nos objectifs de conception.

Tubes	Passes	$D_i$	$D_o$	$N$	$v$	$U_o$	$A_o$	$L_p$	$D_c$	$\Delta p_{tot}$
		mm	mm		m/s	W/m <sup>2</sup> K	m <sup>2</sup>	m	m	Pa



3/4 BWG16	1	15,7	19,1	361	2,90	1499,8	158,7	7,34	0,54	79001
3/4 BWG16	1	15,7	19,1	442	2,37	1430,7	166,3	6,29	0,59	49473
3/4 BWG16	1	15,7	19,1	532	1,97	1366,1	174,2	5,47	0,64	32384
3/4 BWG16	1	15,7	19,1	637	1,64	1302,2	182,7	4,79	0,69	21542
1 BWG16	1	22,1	25,4	199	2,67	1497,2	158,9	10,01	0,54	63726
1 BWG16	1	22,1	25,4	241	2,21	1429,1	166,5	8,66	0,59	41030
1 BWG16	1	22,1	25,4	294	1,81	1357,0	175,4	7,47	0,64	26110
1 BWG16	1	22,1	25,4	349	1,52	1293,8	183,9	6,60	0,69	17750
1 1/4 BWG16	1	28,4	31,8	202	1,59	1318,8	180,4	8,96	0,69	19131
1 1/4 BWG16	1	28,4	31,8	235	1,37	1261,2	188,7	8,05	0,74	13647
1 1/4 BWG16	1	28,4	31,8	275	1,17	1201,0	198,1	7,22	0,79	9636
1 1/4 BWG16	1	28,4	31,8	315	1,02	1148,8	207,1	6,59	0,84	7149
3/4 BWG16	2	15,7	19,1	822	2,55	1376,7	172,9	3,51	0,79	80152
3/4 BWG16	2	15,7	19,1	938	2,23	1334,3	178,3	3,18	0,84	59698
<b>3/4 BWG16</b>	<b>2</b>	<b>15,7</b>	<b>19,1</b>	<b>1068</b>	<b>1,96</b>	<b>1292,1</b>	<b>184,2</b>	<b>2,88</b>	<b>0,89</b>	<b>44772</b>
3/4 BWG16	2	15,7	19,1	1200	1,75	1253,8	189,8	2,64	0,94	34634
1 BWG16	2	22,1	25,4	454	2,34	1374,0	173,2	4,78	0,79	65187
1 BWG16	2	22,1	25,4	522	2,04	1327,3	179,3	4,30	0,84	47830
1 BWG16	2	22,1	25,4	592	1,80	1284,7	185,2	3,92	0,89	36247
1 BWG16	2	22,1	25,4	664	1,60	1245,4	191,1	3,61	0,94	28189

Solution retenue			
Efficacité	0,243	Matériel	acier
NUT	0,279	Conductivité thermique ( $W/m \cdot K$ )	60,5
Puissance thermique ( $kW$ )	8 540,3	Résistance d'encrassement ( $m^2 \cdot K/W$ )	0,0002
Nombre de passes côté tubes	2	Coefficient global d'échange ( $W/m^2 \cdot K$ )	1292
Nombre de tubes	1068	Taux minimal de chaleur ( $kW/K$ )	854,0
Diamètres des tubes (OD, BWG 16)	$\frac{3}{4}$	Diamètres de la calandre ( $m$ )	0,89
Perte de charge côté tubes ( $kPa$ )	44,8	Vitesse admissible côté tubes ( $m/s$ )	2,0
Longueur du faisceau ( $m$ )	2,9	Arrangement des tubes	triangulaire

3/4 in. OD tubes on 1 5/16-in. triangular pitch						3/4 in. OD tubes on 1-in. triangular pitch					
Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	36	10	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	12	92	82	76	74	70
13 1/4	127	114	96	90	86	13 1/4	109	106	86	82	74
15 1/4	170	160	140	136	128	15 1/4	151	138	122	118	110
17 1/4	239	224	194	188	178	17 1/4	203	196	178	172	166
19 1/4	301	282	252	244	234	19 1/4	262	250	226	216	210
21 1/4	361	342	314	306	290	21 1/4	316	302	278	272	260
23 1/4	442	420	386	378	364	23 1/4	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864	848
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	1012	986	870
39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100	1078
1 in. OD tubes on 1 1/4-in. triangular pitch						1 1/4 in. OD tubes on 1 9/16-in. triangular pitch					
8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 1/4	38	36	32	28	26
13 1/4	68	66	58	54	50	15 1/4	54	51	45	42	38
15 1/4	91	86	80	74	72	17 1/4	69	66	62	58	54
17 1/4	131	118	106	104	94	19 1/4	95	91	86	78	69
19 1/4	163	152	140	136	128	21 1/4	117	112	105	101	95
21 1/4	199	188	170	164	160	23 1/4	140	136	130	123	117
23 1/4	241	232	212	212	202	25	170	164	155	150	140
25	294	282	256	252	242	27	202	196	185	179	170
27	349	334	302	296	286	29	235	228	217	212	202
29	397	376	338	334	316	31	275	270	255	245	235
31	472	454	430	424	400	33	315	305	297	288	275
33	538	522	486	470	454	35	357	348	335	327	315
35	608	592	562	546	532	37	407	390	380	374	357
37	674	664	632	614	598	39	449	436	425	419	407
39	766	736	700	688	672						
1 1/2 in. OD tubes on 1 7/8-in. triangular pitch											
12	18	14	14	12	12						
13 1/4	27	22	18	16	14						
15 1/4	36	34	32	30	27						
17 1/4	48	44	42	38	36						
19 1/4	61	58	55	51	48						
21 1/4	76	72	70	66	61						
23 1/4	95	91	86	80	76						
25	115	110	105	98	95						
27	136	131	125	118	115						
29	160	154	147	141	136						
31	184	177	172	165	160						
33	215	206	200	190	184						
35	246	238	230	220	215						
37	275	268	260	252	246						
39	307	299	290	284	275						

Tableau 2 : Diamètre de la calandre en fonction du nombre de tubes pour un arrangement triangulaire [6].

## Références

- [10] W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.I. Cho, *Handbook of heat transfer*, McGraw Hill, 3rd ed., 1998.
- [11] K. Thulukkanam, *Heat exchanger design handbook*, CRC Press, 2nd ed., 2013.
- [12] Y.A. Çengel, M.A. Boles, M. Kanoğlu, M. Lacroix, *Thermodynamique : une approche pragmatique*, Chenelière Education, 3rd ed., 2019.
- [13] T.L. Bergman, A.S. Lavine, F. P. Incropera, D.P. Dewitt, *Fundamentals of heat and mass Transfer*, John Wiley and Sons, 7th ed., 2011.
- [14] R. Mukherjee, *Effectively design shell-and-tube heat exchangers*, Chemical Engineering Progress, Feb 1998, 94, 2 (21), Wilson Applied Science & Technology Abstracts
- [15] D. Q. Kern, *Process heat transfer*, McGraw Hill, 1965

### Exemple 3 : Conception d'une unité de déshumidification de granules de PET

Les processus de transformation des matières thermoplastiques sont nombreux et diversifiés. Leur mise en œuvre passe par l'utilisation de poudres, de granulés ou de produits semi-finis sous forme de plaques ou de films.

Le polyéthylène téréphtalate (PET) est l'un de plus importants polymères au niveau mondial, dont presque 25% de la production annuelle est utilisée pour la fabrication de bouteilles en plastique. Le PET est un matériau inerte qui n'altère pas le goût de l'eau, en assurant d'un côté ses qualités intrinsèques et de l'autre en préservant l'eau de la contamination extérieure.

Cependant, ce polymère a tendance à s'hydrolyser à températures supérieures à  $240^{\circ}\text{C}$ , retournant vers une forme à plus faible poids moléculaire, qui résulte inutilisable dans la chaîne de transformation. Pour cette raison, le polymère, avant tout procédé (injection, moulage ou soufflage), doit être soigneusement séché. Cette importante opération a lieu à une température légèrement supérieure à la température de transition vitreuse ( $77^{\circ}\text{C}$ ).

Dans une usine de fabrication de bouteilles en plastique, la déshumidification de  $2000\text{ kg/h}$  de granules de PET se fait à l'aide d'un *séchoir à lit fluidisé*. La température du lit est  $80^{\circ}\text{C}$  et le temps de séjour est de  $1200\text{ s}$ . Les granules de PET alimentés au séchoir ont un diamètre de  $3\text{ mm}$ , une masse volumique égale à  $\rho_{\text{PET}} = 1330\text{ kg/m}^3$  et un taux d'humidité de  $8\%$ . Le fluide utilisé est de l'azote.

On demande de faire la conception de l'unité de séchage et de définir l'instrumentation de réglage et de contrôle du procédé. Supposez toutes les données nécessaires à la résolution du problème.



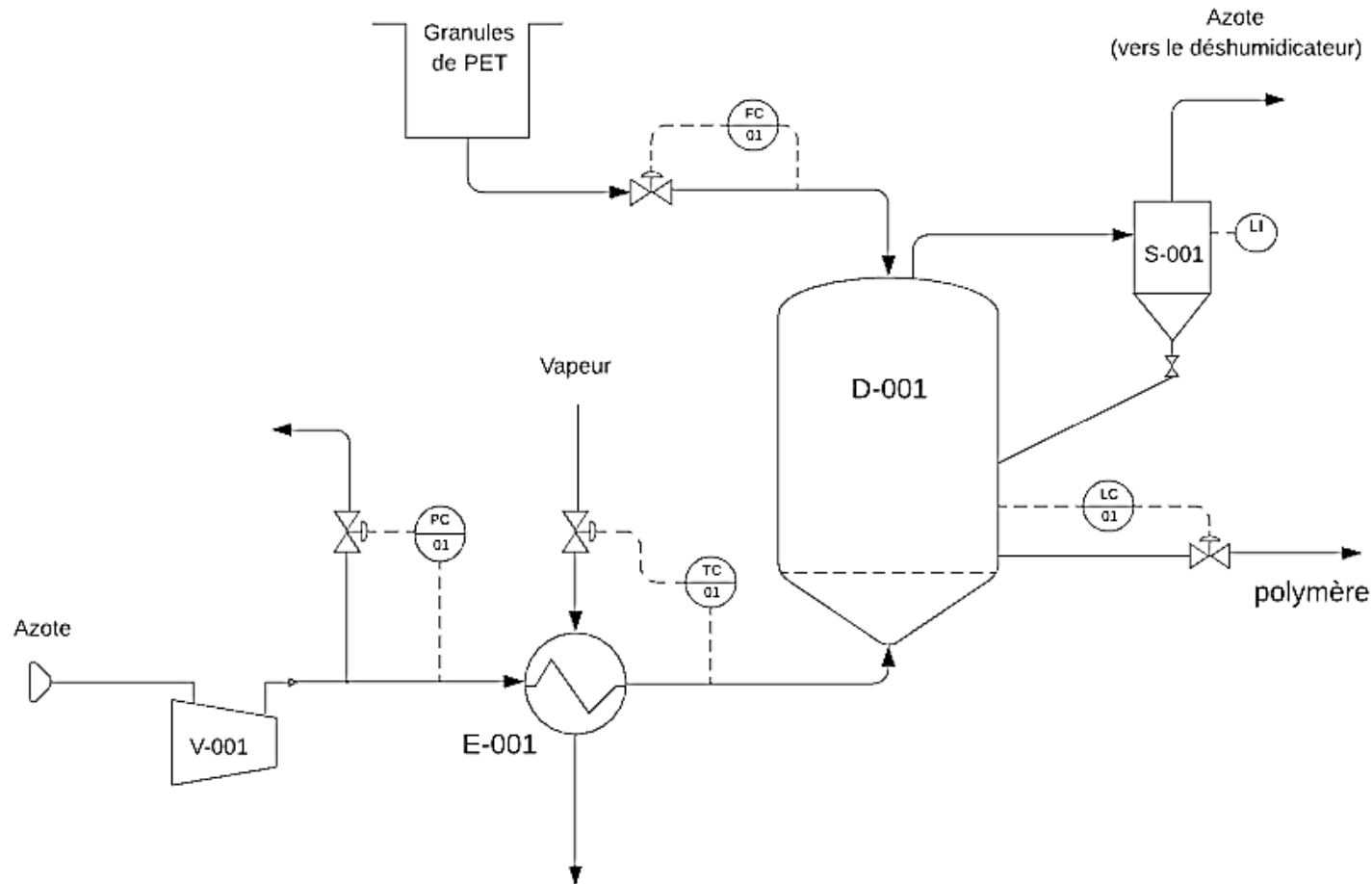
## NOMENCLATURE

Liste des principaux termes utilisés

$A$	Surface totale d'échange
$c_p, \bar{c}_p$	Capacité thermique, capacité thermique moyenne
$\bar{d}_p$	Diamètre moyenne des particules
$D_L$	Diamètre du lit fluidisé
$D_T$	Diamètre de la colonne
$F_T$	Facteur de correction pour un échangeur tube-calendre
$G_T$	Vitesse massique
$h_{fg}$	Enthalpie d'évaporation de la vapeur
$H_L$	Hauteur du lit
$\dot{m}$	Débit massique
$n_s$	Taux d'humidité (kg d'eau/kg de substance anhydre)
$p$	Pression
$\dot{P}$	Puissance
$\dot{Q}$	Puissance thermique
$TDH$	Hauteur de désengagement
$U_i(U_o)$	Coefficient global d'échange thermique par rapport à la surface interne (externe)
$U_b$	Vitesse de bullage
$U_c$	Vitesse de transition
$U_f$	Vitesse de fluidisation
$U_{mf}$	Vitesse minimale de fluidisation
$U_t$	Vitesse terminale de chute
$\dot{V}$	Débit volumique
$\Delta p$	Perte de charge
$\Delta \tilde{H}_{LV,i}$	Chaleur latente du composant $i$
$\Delta T_{LMTD}$	Moyenne logarithmique de température
$\varepsilon$	Efficacité de l'échangeur
$\varepsilon, \varepsilon_{mf}$	Porosité du lit, porosité au minimum de fluidisation
$\mu_i, \bar{\mu}$	Viscosité dynamique du composant $i$ , viscosité dynamique moyenne
$\rho$	Masse volumique
$\tau$	Temps de séjour
$\phi$	Sphéricité
$Ar$	Nombre d'Archimède
$Re$	Nombre de Reynolds

La fabrication de bouteilles en PET recourt au procédé de soufflage d'une préforme dans la cavité d'un moule. La préforme est fabriquée par injection à partir de granules, qui ont été préalablement déshumidifiés afin d'éliminer toute trace d'eau.

La figure ci-dessous représente un schéma possible de la phase de déshumidification.



**Figure 3.1 :** Unité de déshumidification dans la fabrication des bouteilles en PET : instrumentation de réglage et contrôle.

Les granules de PET stockés sont déshumidifiés dans le séchoir à lit fluidisé (D-001) et ensuite envoyés à l'unité de soufflage. Le fluide de séchage (l'azote) est envoyé au séchoir par un ventilateur (V-001) et réchauffé à l'aide d'un échangeur de chaleur (E-001), fonctionnant à la vapeur surchauffée. L'azote humide sortant du lit fluidisé traverse d'abord un cyclone, pour éliminer toute particule solide qui pourrait avoir été entraînée par le courant gazeux, et ensuite il est envoyé à une unité de déshumidification pour être enfin recyclé.

L'instrumentation de réglage et de contrôle nécessaire est détaillée à la figure 3.1.

## LE LIT FLUIDISÉ D-001

La technique de séchage par lit fluidisé exploite deux concepts clés en génie chimique : le séchage et la fluidisation.

Le *séchage* consiste à éliminer un solvant emprisonné dans un solide en l'évaporant dans la phase gazeuse qui le baigne. Pour cela, on apporte de l'énergie pour compenser à la fois l'énergie de liaison solide-liquide (due à des forces de Van Der Waals) et la chaleur latente de vaporisation du solvant. Cet apport peut être fait par la phase gazeuse. On parle alors de séchage par convection.

La *fluidisation* est un phénomène hydrodynamique diphasique. Il consiste à donner à un solide sous forme de particules les propriétés d'un liquide par contact avec un courant fluide ascendant qui par entraînement compense la vitesse de chute des particules. Ce courant, s'il est envoyé à une vitesse importante, produit un entraînement du solide, mais si cette vitesse n'est pas trop grande, elle provoque une agitation désordonnée des particules comparable à l'agitation moléculaire. C'est ce qu'on appelle un état fluidisé.

Le but de la fluidisation dans ce cas est notamment d'augmenter la surface de contact fluide-solide pour ainsi faciliter le séchage.

Dans le séchoir à lit fluidisé, les particules solides reposent sur une grille poreuse horizontale appelée *distributeur*, située au-dessus d'une *boîte à vent* ou *plenum*, à l'intérieur d'une colonne assimilable à un cylindre vertical. Les grilles sont généralement réalisées en tôles d'acier ordinaire ou inoxydable munies de trous ou de buses pour le passage du gaz. Le lit, initialement stationnaire, est apporté à un état fluidisé par l'écoulement ascendant du fluide (dans notre cas l'azote) à l'aide d'un ventilateur qui fait circuler le gaz de fluidisation à la vitesse désirée.

La fluidisation est un phénomène qui ne se produit que sur une plage bien précise de débits, bornée en bas par le débit minimum de fluidisation qui marque la transition entre les états fixe et fluidisé et en haut par le débit maximum qui repère le passage de l'état fluidisé au transport pneumatique des particules [1-3].

La température dans le lit fluidisé est fixée à 80°C. Le régime turbulent assure un transfert thermique élevé et une température homogène.

L'énoncé ne définit pas les températures d'entrée des granules de PET et de l'azote. On va donc poser des hypothèses. Si le PET est stocké dans un entrepôt, la température sera proche à la température ambiante. On fixe donc  $T_{PET,in} = 20^{\circ}C$ . Cependant, l'azote qui rentre dans le séchoir doit posséder une température supérieure à celle du lit. Cependant, elle ne doit pas être trop élevée pour éviter d'atteindre la température de ramollissement du PET. On fixe donc cette température à 100°C.

Pour calculer la *vitesse minimale de fluidisation*, on utilise d'habitude une corrélation dérivée de l'équation d'Ergun [5]:

$$\frac{Ar}{Re_{mf}} = 150 \left( \frac{1 - \varepsilon_{mf}}{\varepsilon_{mf}^3 \phi} \right) + \frac{1,75}{\varepsilon_{mf}^3 \phi} Re_{mf}$$

avec :

$Re_{mf}$  : nombre de Reynolds au minimum de fluidisation;

$Ar$  : nombre d'Archimède;

$\varepsilon_{mf}$  : porosité du lit au minimum de fluidisation;

$\phi$  : sphéricité des particules.

Cependant,  $\varepsilon_{mf}$  et  $\phi$  souvent sont inconnues et doivent être calculées à partir des données expérimentales. Chitester et al. [13] ont développé une corrélation qui est fonction uniquement du nombre d'Archimède et valable pour des particules de grosse dimension (diamètre supérieur à  $100\mu m$ ) :

$$Re_{mf} = \frac{\bar{d}_p U_{mf} \rho_f}{\mu_f} = (823,79 + 0,0494 \cdot Ar)^{0,5} - 28,7$$

$U_{mf}$  : vitesse minimale de fluidisation;

$\rho_f$  : masse volumique du fluide;

$\mu_f$  : viscosité dynamique du fluide;

$\bar{d}_p$  : diamètre moyen des particules.

$$Ar = \frac{\bar{d}_p^3 g \rho_f (\rho_s - \rho_f)}{\mu_f^2} = 1\,242\,972$$

avec :

$\rho_s$  : masse volumique du solide;

$g$  : accélération de gravité.

Cette équation donne généralement une prédiction de  $U_{mf}$  jugée le plus souvent satisfaisante. On suppose la pression du gaz égale à  $p = 0,15\text{ MPa}$  et on calcule les propriétés de l'azote à  $80^\circ\text{C}$ :

$\rho_f$ ( $kg/m^3$ )	$\mu_f$ ( $Pa \cdot s$ )
1,431	$201,3 \cdot 10^{-7}$



Baeyens et Geldart [12] ont proposé une autre corrélation, valable pour des particules sphériques de diamètre allant de 0,05 mm à 4 mm et une masse volumique comprise entre 850 kg/m<sup>3</sup> et 8810 kg/m<sup>3</sup> :

$$Ar = 1823 \cdot Re_{mf}^{1,07} + 21,7 \cdot Re_{mf}^2$$

Selon la corrélation utilisée, la vitesse minimale de fluidisation est :

Corrélation	$Re_{mf}$	$U_{mf}$ (m/s)
Chitester et al. [28]	220,8	1,03
Baeyens et Geldart [27]	186,3	0,87

On va retenir la valeur suggérée par la corrélation de Baeyens et Geldart.

Lorsque les particules sont entraînées par le fluide et commencent à quitter la colonne, la *vitesse maximale de fluidisation* ( $U_t$ ), appelée aussi *vitesse terminale de chute*, est atteinte. Pour calculer  $U_t$ , Dallavalle [15] propose la corrélation suivante, valable pour toute valeur de Reynolds :

$$U_t = \frac{\mu_f}{d_p \rho_f} (-3,809 + (3,809^2 + 1,832Ar^{0,5})^{0,5})^2$$

À partir des données à notre disposition, on obtient :

$$U_t = 8,07 \text{ m/s}$$

La *vitesse de fluidisation* ou *vitesse de fonctionnement*  $U_f$  doit donc se situer dans l'intervalle suivant :

$$0,87 \text{ m/s} < U_f < 8,07 \text{ m/s}$$

Ce domaine de fluidisation, limité par la vitesse minimale de fluidisation  $U_{mf}$  et la vitesse terminale de chute  $U_t$ , est à son tour divisé en régime de fluidisation *homogène* et *hétérogène*. Si la vitesse de fluidisation est inférieure à la *vitesse de bullage*  $U_b$ , le régime de fluidisation est homogène, en raison de l'absence de bulle. Cependant, si  $U_f > U_b$ , le régime est hétérogène. Il y a donc apparition de bulles dans le lit et on dit que le lit est *bouillonnant*.

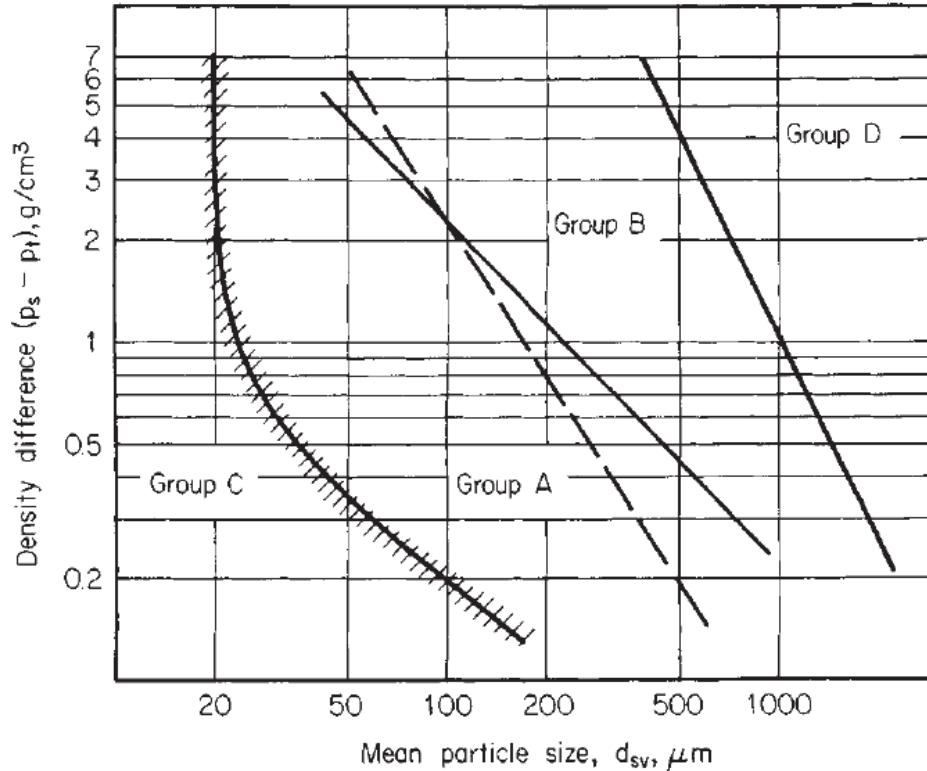


Figure 3.2 : Classification des particules de Baeyens et Geldart [16]

Geldhart (1973) [6] a classé les poudres en quatre groupes (A, B, C, D) en prenant en compte le diamètre moyen des particules  $\bar{d}_p$  et leur densité apparente  $\rho_{app} = \rho_s - \rho_f$ . Selon ce diagramme (figure 3.2), les granules de PET ( $\bar{d}_p = 3000 \mu m$  et  $\rho_{app} \cong 1,3 g/cm^3$ ) sont de type D. Pour ce type de particules, dès que la vitesse minimale de fluidisation est atteinte, il y a l'apparition presque immédiate de bulles, du moment que  $U_b \cong U_{mf}$ . La fluidisation est donc instable et hétérogène avec explosions à la surface.

Les particules du groupe D sont des particules de grande taille et de grande masse volumique. Pour ce type de lit, les plus grosses bulles migrent vers le haut du lit plus lentement que le gaz interstitiel qui traverse les bulles du bas vers le haut. Ces lits nécessitent des vitesses de fluidisation élevées, entraînant un débit de gaz important. La taille des bulles est globalement la même que dans les lits de particules du groupe B et leur formation a lieu environ 5 cm au-dessus du distributeur. Si l'on augmente la vitesse de fluidisation au-delà de la vitesse de bullage  $U_b$ , il arrive un moment où les bulles perdent leur forme régulière et forment des jets verticaux de dimension plus ou moins grande. On a atteint la *vitesse de transition turbulente* ou *vitesse critique*  $U_c$ . Cette turbulence est telle que non seulement la formation et la coalescence des bulles deviennent aléatoires, mais aussi qu'il devient difficile de distinguer la surface du lit. En fluidisation turbulente, le transfert de masse et d'énergie est rapide. Dans le cas particulier d'un séchoir, où le transfert de masse et d'énergie est crucial, il est préférable de travailler à des valeurs de vitesse de fluidisation supérieures à la vitesse de transition turbulente. Cependant, puisque la vitesse d'opération est élevée, pour éviter que les particules soient emportées par le fluide, il est nécessaire de prévoir un système de retour du solide. Cela permet aussi de réduire la taille de la section de désengagement qui se trouve au-dessus du lit fluidisé [1-3].

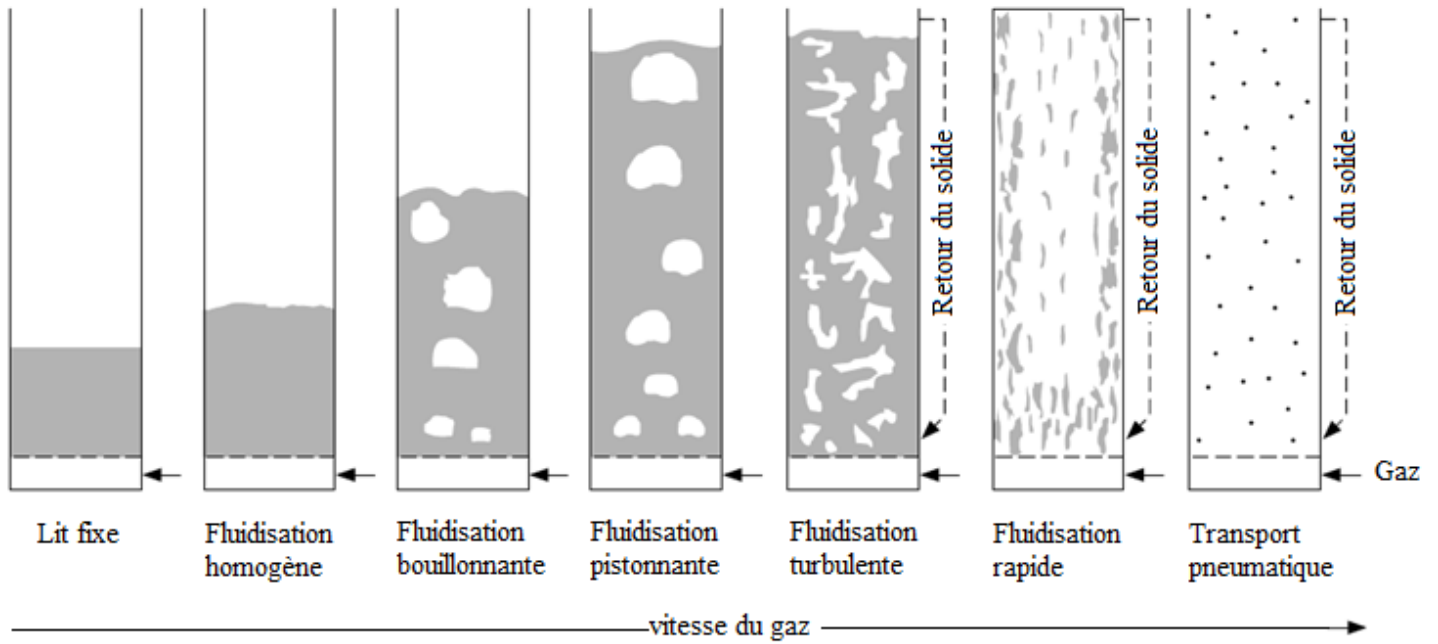


Figure 3.3 : Régimes de fluidisation en fonction de la vitesse du fluide (adaptée de [16])

Bi et Grace [16] ont proposé une corrélation pour le calcul de la vitesse de transition  $U_c$  :

$$Re_c = 1,243 \cdot Ar^{0,447}$$

ce qui donne  $U_c = 3,05 \text{ m/s}$ .

Pour choisir la valeur de  $U_f$  et dimensionner le lit fluidisé, on va maintenant écrire le bilan d'énergie et calculer le débit d'azote nécessaire à sécher complètement les granules de PET.

## BILAN D'ÉNERGIE

En supposant un taux d'humidité de 8%, on peut facilement calculer le débit de produit anhydre et d'eau entrant et sortant du séchoir :

	Produit à sécher	Produit anhydre	Eau contenue dans le solide
À l'entrée	$\dot{m}_{PET,in}$	$\frac{\dot{m}_{PET,in}}{1 + n_{s,in}}$	$\frac{\dot{m}_{PET,in} \cdot n_{s,in}}{1 + n_{s,in}}$
À la sortie	$\dot{m}_{PET,out}$	$\frac{\dot{m}_{PET,out}}{1 + n_{s,out}}$	$\frac{\dot{m}_{PET,out} \cdot n_{s,out}}{1 + n_{s,out}}$

Puisque la quantité de produit anhydre se conserve, on peut écrire :

$$\frac{\dot{m}_{PET,out}}{1 + n_{s,out}} = \frac{\dot{m}_{PET,in}}{1 + n_{s,in}}$$

d'où :

$$\dot{m}_{PET,out} = \dot{m}_{PET,in} \frac{1 + n_{s,out}}{1 + n_{s,in}}$$

Donc, on peut écrire :

	Produit à sécher	Produit anhydre	Eau contenue dans le solide
À l'entrée	$\dot{m}_{PET,in}$	$\frac{\dot{m}_{PET,in}}{1 + n_{s,in}}$	$\frac{\dot{m}_{PET,in} \cdot n_{s,in}}{1 + n_{s,in}}$
À la sortie	$\dot{m}_{PET,in} \frac{1 + n_{s,out}}{1 + n_{s,in}}$	$\frac{\dot{m}_{PET,in}}{1 + n_{s,in}}$	$\frac{\dot{m}_{PET,in} \cdot n_{s,out}}{1 + n_{s,in}}$

Selon les données à disposition, on a :

$$\dot{m}_{PET,in} = 2\,000 \text{ kg/h} = 0,556 \text{ kg/s}$$

$$n_{s,in} = 0,08 \text{ kg d'eau/kg de produit anhydre}$$

$$n_{s,out} = 0 \text{ (on suppose que la quantité d'eau restante est négligeable).}$$

Débit total	Polymère anhydre	Eau contenue dans le solide
0,556 kg/s	0,514 kg/s	0,042 kg/s

En négligeant les pertes de chaleur par convection vers l'environnement et le transfert par rayonnement, le bilan sur le séchoir s'écrit :

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_4 \cdot h_4$$

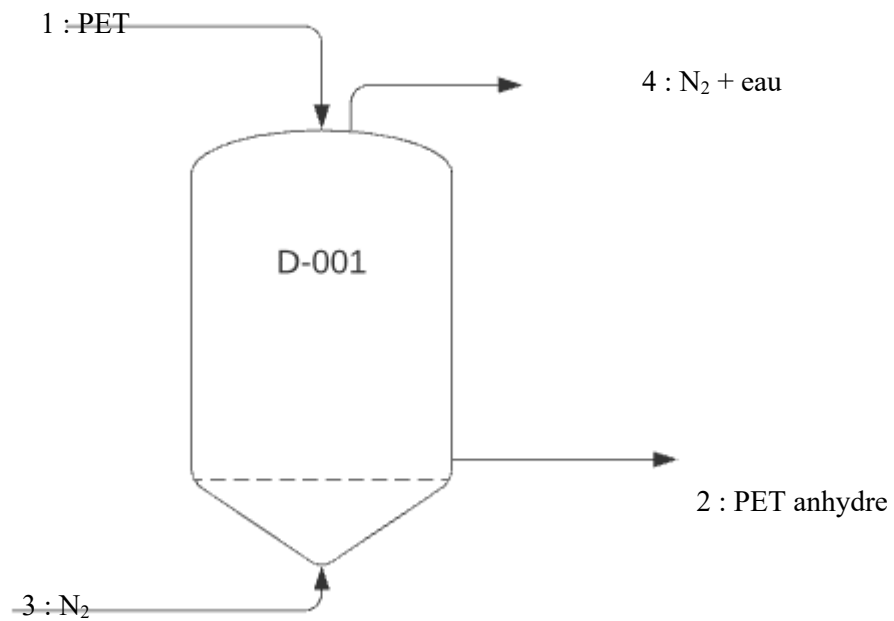


Figure 3.4 : Courants d'entrée et de sortie du séchoir.

En détail :

	Énergie entrant	Énergie sortant
PET	$\frac{\dot{m}_{PET,in}}{1 + n_{s,in}} c_{p,PET} \cdot T_1 + \frac{\dot{m}_{PET,in} \cdot n_{s,in}}{1 + n_{s,in}} c_{p,eau} \cdot T_1$	$\frac{\dot{m}_{PET,in}}{1 + n_{s,in}} c_{p,PET} \cdot T_2$
Fluide	$\dot{m}_{N_2} c_{p,N_2} \cdot T_3$	$\dot{m}_{N_2} c_{p,N_2} \cdot T_4 + \frac{\dot{m}_{PET,in} \cdot n_{s,in}}{1 + n_{s,in}} (c_{p,eau} \cdot T_4 + h_g)$

L'ensemble des propriétés physiques sont résumées ci-dessous :

Propriétés		
$c_{p,PET}$	$1,05 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$	[11]
$c_{p,eau}$	$4,19 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$	[17]
$c_{p,N_2}$	$1,04 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$	[17]
$h_{fg}$	$2,308 \text{ kJ/kg}$	[17]

En résolvant le bilan d'énergie, le débit d'azote requis est :

$$\begin{aligned} & \frac{\dot{m}_{PET,in}}{1 + n_{s,in}} (c_{p,PET} + n_{s,in} c_{p,eau}) \cdot T_1 + \dot{m}_{N_2} c_{p,N_2} \cdot T_3 \\ & = \frac{\dot{m}_{PET,in}}{1 + n_{s,in}} c_{p,PET} \cdot T_2 + \dot{m}_{N_2} c_{p,N_2} \cdot T_4 + \frac{\dot{m}_{PET,in} \cdot n_{s,in}}{1 + n_{s,in}} (c_{p,eau} \cdot T_4 + h_g) \\ \dot{m}_{N_2} & = \frac{\frac{\dot{m}_{PET,in}}{1 + n_{s,in}} [c_{p,PET} (T_2 - T_1)] + \frac{\dot{m}_{PET,in} \cdot n_{s,in}}{1 + n_{s,in}} [c_{p,eau} (T_4 - T_1) + h_{fg}]}{[c_{p,N_2} (T_3 - T_4)]} \end{aligned}$$

d'où :

$$\dot{m}_{N_2} = 1,89 \text{ kg/s}$$

On peut donc calculer le diamètre du séchoir  $D_L$  en fonction de la vitesse de fluidisation  $U_f$  [7]:

$$D_L = \left( \frac{4}{\pi} \frac{\dot{m}_{N_2}}{U_f \rho_{N_2}} \right)^{0,5}$$

Pour le calcul de la porosité du lit  $\varepsilon$  à la vitesse de fluidisation  $U_f$ , on utilise la corrélation proposée par Cai et al. [8] :

$$\varepsilon = \left( 0,796 + \frac{0,00894}{D_L} \right) \left( \frac{Re^3}{Ar^2} \right)^{0,0653}$$

La hauteur du lit peut est égale à :

$$H_L = \frac{4\tau\dot{m}_{PET,in}}{\pi(1 - \varepsilon)D_L^2\rho_{PET}}$$

En ce qui concerne la hauteur de désengagement, très peu de corrélations sont disponibles en littérature pour des particules de grandes dimensions.

On choisit d'utiliser l'équation de Geldart [9], qui s'applique à des particules ayant un diamètre moyen de  $75 \mu m$  à  $2500 \mu m$  :

$$TDH = 1200H_{mf}Re^{1,55}Ar^{-1,1}$$

avec :

$H_{mf}$  : hauteur du lit au minimum de fluidisation.

On utilisera cette corrélation pour obtenir une première estimation de la hauteur totale du séchoir (voir figure 5). Si on considère un système de recirculation du solide, la hauteur totale du séchoir pourra être inférieure à la valeur calculée.

Pour obtenir la valeur de la porosité du lit au minimum de fluidisation, on va supposer une sphéricité des granules de  $\phi = 0,95$ . La porosité donc peut se calculer à partir de la corrélation proposée par Siwec [14], adéquate pour une vaste gamme de matériaux :

$$\varepsilon_{mf} = \left( \frac{0,071}{\phi} \right)^{1/3} = 0,42$$

Cette valeur est aussi cohérente avec celle proposée par McCabe et al. [18] pour des particules à sphéricité élevée:

$$0,40 < \varepsilon_{mf} < 0,45$$

La hauteur du lit au minimum de fluidisation est donc :

$$H_{mf} = \frac{4m_{PET}}{\pi(1 - \varepsilon_{mf})D_L^2\rho_{PET}}$$

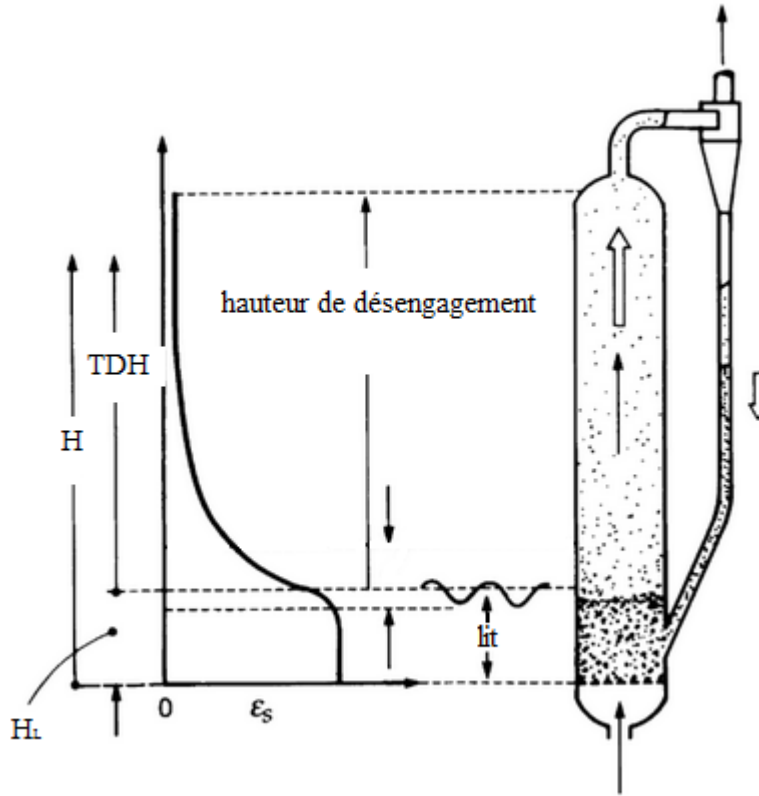


Figure 3.5 : Forme et dimensions caractéristiques du séchoir (adapté de [16]).

La perte de charge à travers le lit correspond en général à la différence entre le poids du solide et les forces de flottabilité. Dans le cas d'une fluidisation turbulente, cette valeur est augmentée de 10-20% à cause du frottement entre les particules :

$$\Delta p_{lit} = 1,2 \cdot H_L(1 - \varepsilon)(\rho_{PET} - \rho_f)g$$

La perte de charge relative au distributeur représente en général 20%-40% de la perte de charge du lit [22].

$$\Delta p_{dist} = (0,2 - 0,4) \cdot \Delta p_{lit}$$

Il est donc possible estimer la perte de charge totale :

$$\Delta p_{tot} = 1,6 \cdot H_L(1 - \varepsilon)(\rho_{PET} - \rho_f)g$$



Dans le tableau suivant, on retrouve les caractéristiques principales du séchoir en fonction de la vitesse de fluidisation :

$U_f/U_{mf}$	$U_f$ (m/s)	$\varepsilon$	$D_L$ (m)	$H_L$ (m)	$TDH$ (m)	$\Delta p_{tot}$ (kPa)
<b>3,5</b>	<b>3,06</b>	<b>0,460</b>	<b>0,74</b>	<b>2,15</b>	<b>11</b>	<b>24,2</b>
4	3,49	0,473	0,69	2,52	15,4	27,7
4,5	4,93	0,484	0,65	2,89	20,8	31,1

On retient la première solution. De plus, le rapport des vitesses  $U_f/U_t = 0,38$  s'aligne avec les valeurs que l'on retrouve typiquement en littérature pour un régime de fluidisation turbulente [9].

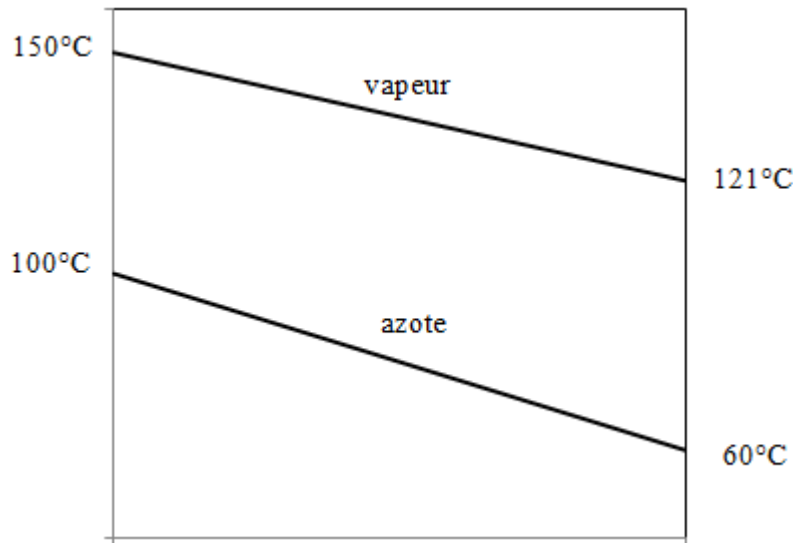
## L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR E-001

Le courant d'azote entrant dans le lit fluidisé doit être réchauffé à  $100^{\circ}\text{C}$  en utilisant de la vapeur surchauffée. Pour simplifier le calcul des propriétés physiques, on suppose que la température moyenne de l'azote dans l'ensemble de l'unité de déshumidification est de  $80^{\circ}\text{C}$ .

On fixe donc la température d'entrée d'azote dans l'échangeur à  $60^{\circ}\text{C}$ .

Le débit de fluide est  $\dot{m}_{N_2} = 1,89 \text{ kg/s}$ , ce qui correspond à un débit volumique  $\dot{V}_{N_2} = 4751 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Pour réchauffer l'azote, on utilise de la vapeur d'eau, provenant d'une autre unité. Sa pression est  $p = 0,20 \text{ MPa}$  et sa température de  $150^{\circ}\text{C}$ . On suppose qu'à la sortie de l'échangeur la vapeur possède une température de peu supérieure à la température de saturation ( $T_{sat} = 120,21^{\circ}$ ).



**Figure 3.6 :** Représentation schématique de l'échangeur E-001 en fonction des températures d'entrée et de sortie.

Un bilan d'énergie sur l'azote permet de calculer la chaleur à échanger :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{N_2} c_{p,N_2} (T_{N_2,out} - T_{N_2,in}) = 78,6 \text{ kW}$$

avec :  $c_{p,N_2} = 1,041 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

On ne fera pas ici la conception détaillée de l'échangeur E-100, mais on se limitera à calculer la surface d'échange nécessaire à assurer le transfert thermique. Pour plus de détails dans la conception d'un échangeur de chaleur, on renvoie le lecteur à l'exemple de projet 2.

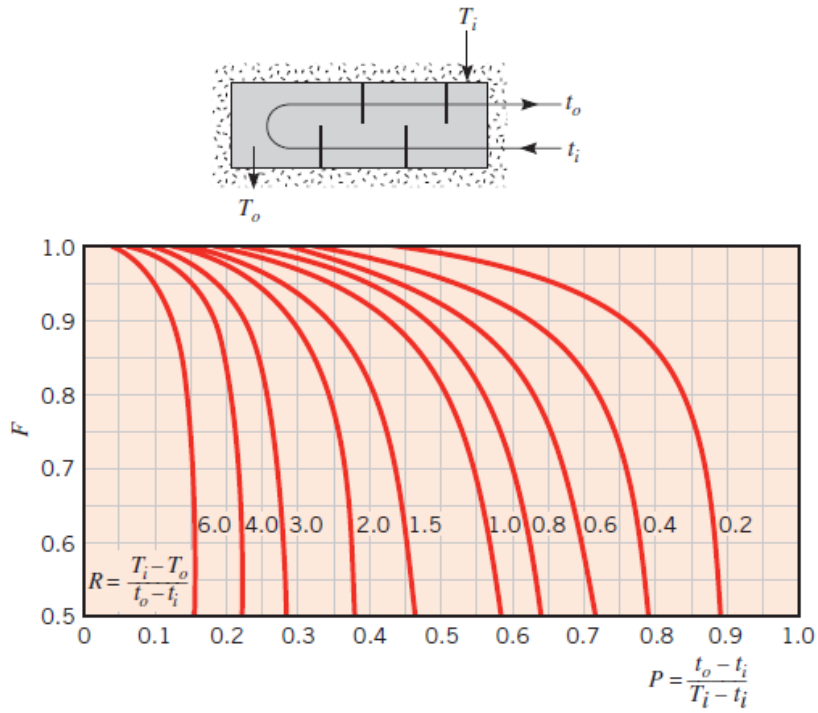
On va considérer un échangeur de type 1-2. La surface d'échange nécessaire est donnée par :

$$A = \frac{Q}{UF_T \Delta T_{LMTD}}$$

Les paramètres à calculer sont :  $U$ ,  $F$  et  $\Delta T_{LMTD}$ .

Selon les données disponibles en littérature [réf], la valeur du coefficient de transfert global  $U$  pour un échangeur de chaleur gaz-gaz de type tube-calandre varie entre  $10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  et  $50 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ . On fixe donc la valeur de  $U = 30 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

Pour le calcul du coefficient de correction, on peut utiliser le diagramme à la figure 7 ou la corrélation reportée plus loin [kern]:



**Figure 3.7 :** Facteur de correction pour un échangeur 1-2 [19].

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln(1 - P)/(1 - RP)}{(R - 1) \ln \frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}} \quad [20]$$

À partir des températures d'entrée et de sortie, on calcule  $R = 1,38$  et  $P = 0,32$  et le facteur de correction  $F_T = 0,93$ .

Enfin, la variation moyenne de température est donnée par:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{vap,in} - T_{N_2,out}) - (T_{vap,out} - T_{N_2,in})}{\ln \frac{(T_{vap,in} - T_{N_2,out})}{(T_{vap,out} - T_{N_2,in})}} = 55,3^\circ C$$

La surface d'échange donc correspond à :  $A = 50,8 \text{ m}^2$ .

Typiquement dans ce type d'unité, on retrouve des ventilateurs centrifuges ou hélicoïdes.

Les *ventilateurs centrifuges* sont des ventilateurs à haut rendement très utilisé dans les applications industrielles. Ce type de ventilateur est aussi appelé ventilateur radial. Dans ce type de ventilateur, l'air est aspiré axialement et est rejeté radialement. Ils permettent de générer des pressions élevées et leurs rendements peuvent atteindre 85-90%. Cependant, ils sont assez encombrants et le coût d'investissement assez élevé. Ils sont utilisés typiquement pour : la ventilation, l'aspiration, le conditionnement d'air, le séchage, le soufflage et le dépoussiérage.

Dans les *ventilateurs hélicoïdes*, l'air est aspiré et refoulé axialement. Ces ventilateurs ne permettent pas de générer des pressions très élevées, mais ils peuvent en revanche fournir des débits très importants. Ils sont donc limités dans les applications de type procédé industriel lorsque la perte de charge du circuit est élevée. Ces ventilateurs peuvent atteindre des rendements élevés (85%). Leurs performances peuvent fortement évoluer en fonction de leurs conditions d'implantation. Ils sont plus sensibles que les ventilateurs centrifuges aux conditions d'alimentation en air. Ils permettent une large plage de débit avec une grande facilité de réglage et l'investissement est plus ou moins élevé selon le type de ventilateur. Ils sont utilisés typiquement pour : la ventilation (tunnel, parking, souterrains, locaux industriels), le désenfumage, le refroidissement, le séchage, la soufflerie, la climatisation.

La puissance mécanique fournie au fluide est donnée par [16]:

$$\dot{P} = 2,72 \cdot 10^{-5} \dot{V} p_{out}$$

avec :

$\dot{V}$  : débit volumique ( $m^3/h$ );

$p_{out}$  : pression totale à la sortie du ventilateur (cm d'eau).

Si on fixe la pression de sortie à 300 kPa, pour contrer les pertes de charge dans le lit fluidisé, l'échangeur et la tuyauterie, la puissance hydraulique à fournir au fluide est :

$$\dot{P} = 395 \text{ kW}$$

Si on considère une efficacité de 85%, la puissance mécanique nécessaire pour faire fonctionner le ventilateur est :

$$\dot{P}_{mec} = \dot{P} / \eta = 465 \text{ kW}$$

## RÉFÉRENCES

- [1] L. G. Gibilaro, *Fluidization dynamics*, Oxford University, 2001.
- [2] D. Kunii, O. Levenspiel, *Fluidization Engineering*, 2nd ed., Butterworth-Heinemann, 1991.
- [3] R. Cocco, S. B. Reddy Karri, T. Knowlton, *Introduction to Fluidization*, AIChE, November 2014, 21.
- [4] H.T. Bi, N. Ellis, I.A. Abba, J.R. Grace, *A state-of-the-art review of gas–solid turbulent fluidization*, *Chemical Engineering Science*, 2000, **55** (21), 4789.
- [5] S. Ergun, *Fluid flow through packed columns*, *Chem. Eng. Prog.*, 1952, **48**, 89.
- [6] D. Geldart, *Types of gas fluidization*, *Powder Technol.*, 1973, **7**, 285.
- [7] J.R. Grace, in *Handbook of multiphase systems*, 1–8, 1982.
- [8] P. Cai, S.P. Chen, Z.Q. Jin, Z.W. Wang, *Effect of operating temperature and pressure on the transition from bubbling to turbulent fluidization*, *AIChE. Symposium Series*, 1989, **85** (270), 37.
- [9] V. Soroko, M. Mikhalev , I. Mukhlenov, *Calculation of the Minimum Height of the Space above the Bed in Fluidized-bed Contact Equipment*, *Int. Chem. Eng.*, 1969, **9**, 280.
- [10] G. S. Canada, M. H. McLaughlin, F. W. Staub, *Flow regimes and void fraction in gas fluidization of large particles in beds without tube banks*, 1978, *AIChE. Symposium Series*, **74** (176), 14. T.
- [11] Osswald, J.P. Hernández-Ortiz, *Polymer Processing - Modeling and Simulation*, Hanser Publishers, Munich, 2006
- [12] J. Baeyens, D. Geldart, *Predictive calculations of flow parameters in gas fluidized bed and fluidization behavior of various powders*, *Proceedings of Current Drying Processes the International Symposium on Fluidization and its Applications*, 1973.
- [13] H.S. Caram, K. Hsu, *Bubble formation and gas leakage in fluidized beds*, *Chem. Eng. Sci.*, 1986, **41** (6), 1445
- [14] T. Siwiec, *The sphericity of grains of filtration beds applied for water treatment on examples of selected minerals*, *Electronic Journal of Polish Agricultural Universities*, 2007, **10** (1).
- [15] J.M. Dallavalle, *Micromeritics: The Technology of Fine Particles*, Pitman Publishing Corporation, 1948
- [16] R.H. Perry, Don W. Green, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 7th ed., McGraw-Hill, 1997
- [17] Y.A. Çengel, M.A. Boles, M. Kanoğlu, M. Lacroix, *Thermodynamique : une approche pragmatique*, Chenelière Education, 3rd ed., 2019.
- [18] W. McCabe, *Unit Operations of Chemical Engineering*, 5th ed., McGraw-Hill, 1993.
- [19] T.L. Bergman, A.S. Lavine, F. P. Incropera, D.P. Dewitt, *Fundamentals of heat and mass Transfer*, John Wiley and Sons, 7th ed., 2011.
- [20] D. Q. Kern, *Process heat transfer*, McGraw Hill, 1965

**ing.** Ordre  
des ingénieurs  
du Québec

[oiq.qc.ca](http://oiq.qc.ca)