

Mémoire

Auteur : Wauters, Joachim

Promoteur(s) : Thomas, Sébastien; 2770

Faculté : Faculté des Sciences

Diplôme : Master en sciences et gestion de l'environnement, à finalité spécialisée

Année académique : 2022-2023

URI/URL : <http://hdl.handle.net/2268.2/17880>

Avertissement à l'attention des usagers :

Tous les documents placés en accès ouvert sur le site le site MatheO sont protégés par le droit d'auteur. Conformément aux principes énoncés par la "Budapest Open Access Initiative"(BOAI, 2002), l'utilisateur du site peut lire, télécharger, copier, transmettre, imprimer, chercher ou faire un lien vers le texte intégral de ces documents, les disséquer pour les indexer, s'en servir de données pour un logiciel, ou s'en servir à toute autre fin légale (ou prévue par la réglementation relative au droit d'auteur). Toute utilisation du document à des fins commerciales est strictement interdite.

Par ailleurs, l'utilisateur s'engage à respecter les droits moraux de l'auteur, principalement le droit à l'intégrité de l'oeuvre et le droit de paternité et ce dans toute utilisation que l'utilisateur entreprend. Ainsi, à titre d'exemple, lorsqu'il reproduira un document par extrait ou dans son intégralité, l'utilisateur citera de manière complète les sources telles que mentionnées ci-dessus. Toute utilisation non explicitement autorisée ci-avant (telle que par exemple, la modification du document ou son résumé) nécessite l'autorisation préalable et expresse des auteurs ou de leurs ayants droit.

ULiège - Faculté des Sciences - Département des Sciences et Gestion de l'Environnement

UNI.LU – Faculté des Sciences, de la Technologie et de la Communication

**Conception technique et environnementale du système de
chauffage et climatisation de la rénovation du bâtiment
universitaire B6a**

WAUTERS JOACHIM

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION DES DIPLÔMES DE

**MASTER EN SCIENCES ET GESTION DE L'ENVIRONNEMENT – FINALITÉ ÉNERGIES RENOUVELABLES ET
BÂTIMENTS DURABLES (ULIEGE)**

MASTER EN DÉVELOPPEMENT DURABLE – FINALITÉ ÉNERGIE-ENVIRONNEMENT (UNI.LU)

ANNÉE ACADÉMIQUE 2022-2023

RÉDIGÉ SOUS LA DIRECTION DE MR. THOMAS SÉBASTIEN ET MR. SCHOLZEN FRANCK

COMITÉ DE LECTURE :

MME. WOUTERS ANNE

MME. ABRAHAMS PAULINE

MR. MONFILS STÉPHANE

Copyright

Toute reproduction du présent document, par quelque procédé que ce soit, ne peut être réalisée qu'avec l'autorisation de l'auteur et de l'autorité académique* de l'Université de Liège et du bureau d'étude Lemaire Ingénieurs.

***L'autorité académique est représentée par le(s) promoteur(s) membre(s) du personnel enseignant de l'Université de Liège et du bureau d'étude Lemaire Ingénieurs.**

Le présent document n'engage que son auteur.

Auteur du présent document : Wauters Joachim

Jwauters45@gmail.com

Abstract

Dans le cadre de la rénovation du bâtiment B6a, l'université souhaite améliorer son efficacité énergétique et réduire la consommation des bureaux et laboratoires qui s'y trouvent. L'objectif défini est de réduire la consommation du bâtiment en mettant en place des mesures passives avant d'intégrer un système de production performant, afin de minimiser l'impact environnemental de la consommation énergétique du bâtiment. Dans cette optique, deux solutions performantes seront mises en avant pour mettre en évidence leur impact économique et environnemental. Cet impact sera évalué à l'aide d'un indicateur prenant en compte les réfrigérants utilisés et permettant de déterminer les principaux facteurs influençant l'effet de serre. À la fin de l'étude, une attention particulière sera portée sur la consommation électrique des machines thermiques, en raison de son impact environnemental significatif au vu de l'utilisation des réfrigérants.

Remerciements

Je tiens tout d'abord à exprimer ma profonde gratitude envers Monsieur Franck Scholzen et Monsieur Sébastien Thomas pour leur soutien et leur disponibilité précieuse tout au long de la rédaction de ce mémoire. Leur expertise et leurs conseils éclairés ont grandement contribué à l'élaboration de ce travail.

Je souhaite également adresser mes sincères remerciements à Monsieur David Colson pour son suivi attentif tout au long du projet, ainsi que pour ses retours et conseils précieux. Sa présence et son soutien ont été d'une importance capitale dans la réalisation de ce mémoire.

Par ailleurs, je tiens à exprimer ma reconnaissance envers Madame Anne Wouters et Madame Pauline Abrahams pour leur soutien et leurs remarques pertinentes tout au long de l'écriture de cette thèse.

Enfin, j'aimerais adresser mes remerciements les plus sincères au jury et aux lecteurs de ce travail, qui ont consacré leur temps et leur patience à évaluer ce mémoire.

Je suis reconnaissant envers toutes les personnes mentionnées ci-dessus. Sans leur contribution, ce mémoire n'aurait pas pu voir le jour.

TABLE DES MATIÈRES

Table des matières	iv
1 Mise en situation	1
1.1 Le campus du sart tilman	1
1.2 Le bâtiment B6a description et utilisation	2
1.2.1 Composition architecturale	3
1.3 Système HVAC actuel	4
1.3.1 Chauffage et climatisation	4
1.3.2 Système de ventilation actuel.....	4
1.3.3 Principaux problèmes du système actuel	4
1.4 Attentes de l'université	5
2 Problématique.....	6
2.1 La réduction de la concentration de la couche d'ozone	6
2.2 L'effet de serre.....	6
2.3 Enjeux actuels des réfrigérants	7
2.4 Impacts réfrigérants sur le réchauffement climatique	9
2.5 Question de recherche.....	10
2.6 Méthodologie	10
3 Simulation dynamique.....	12
3.1 Zoning thermique	12
3.2 Matériaux utilisés	15
3.3 Contrôle de la lumière intérieure	17
3.4 Gains internes.....	17
3.5 Régime et horaire	18
3.6 Infiltration	19
3.7 Ventilation mécanique.....	19
3.8 Consignes de température.....	21
4 Analyse de la surchauffe du bâtiment.....	23
4.1 Consigne de confort	23
4.2 Identification des locaux types	24
4.3 Définition des données récupérées	25
4.4 Données météo	26
4.5 Détails des scénarios	27
4.6 Comparaison des scénarios.....	28
4.7 Conclusion étude de surchauffe	31
5 Analyse des besoins nets du bâtiment.....	32
5.1 Comparaison des besoins du bâtiment	32

5.2 Choix du scénario.....	34
5.3 Mise à jour des consignes de confort	35
6 Analyse des Besoins de la Ventilation.....	37
6.1 Conditions extérieures dimensionnantes	37
6.2 Vérification des besoins destinés à la déshumidification	38
7 Consommations totales DU BÂTIMENT.....	41
7.1 Rendement du système de chauffage/refroidissement.....	42
7.2 Justification des besoins du bâtiment.....	43
8 Dimensionnement du système de production	45
8.1 Impératif au dimensionnement.....	45
8.2 Technologies abordées.....	45
8.2.1 Réseau de chaleur Feeder	45
8.2.2 Machine frigorifique existante (Trane).....	47
8.2.3 Pompe à chaleur réversible.....	48
8.2.4 Pompe à chaleur 4 tubes (Edergen)	49
8.2.5 Pompes à chaleur avec désurchauffeur (Trane)	50
9 Solutions abordées	51
9.1 Solution Edergen.....	51
9.1.1 PAC 4 Tubes (Propane)	52
9.1.2 PAC 2 tubes réversible (propane)	53
9.2 Solution Trane	56
9.2.1 Chiller froid avec désurchauffeur (R454B).....	56
9.2.2 PAC 2 tubes réversible (R454b).....	58
10 Analyse économique.....	62
10.1 Détails des caractéristiques économique du projet.....	62
10.2 Consommation annuelle Actuelle	63
10.3 COÛTS Solution 1	64
10.4 Coûts Solution 2	65
10.5 Comparaison économique des deux résultats.....	66
11 Etude de l'impact environnemental	68
11.1 Consommation en énergie primaire	68
11.2 Calcul du TEWI	70
11.2.1 TEWI installation actuelle	70
11.2.2 TEWI solution 1	71
11.2.3 TEWI solution 2	71
11.3 Comparaison des solutions.....	72
11.4 Comparaison sur l'ensemble de l'installation	74
12 Discussions.....	76

13 Conclusion	79
14 Bibliographie.....	81

Liste des figures

Figure 1 : Disposition des quartiers Sart Tilman [1].....	1
Figure 2 : Quartier Agora Sart Tilmant [3]	2
Figure 3 : Plan Rez-de-chaussée Aile Nord et Ouest (Bureau d'architecture Modulo, 2022).....	3
Figure 4 : Comparaison de la concentration en Ozone entre 1979 et 2019 au niveau de l'antarctique [8] ...	6
Figure 5 : Effet de serre à la surface du globe [12]	7
Figure 6 : Piliers de la conception d'un projet (Lemaire Ingénieurs).....	10
Figure 7 : Modélisation du zoning thermique du Bâtiment : Exposition Sud-Est	13
Figure 8 : Modélisation du zoning thermique du bâtiment : Exposition Nord.....	13
Figure 9 : Disposition architecturale des laboratoires.....	14
Figure 10 : Zoning thermiques des laboratoires.....	14
Figure 11 : Relation entre PMV ET PPD [33]	23
Figure 12 : Localisation des locaux types.....	25
Figure 13: Répartition annuelle des températures sèches (Bruxelles).....	26
Figure 14 : Taux de surchauffe bureau type exposé nord	28
Figure 15 : Taux de surchauffe bureau type exposé sud.....	29
Figure 16 : Taux de surchauffe grande détente.....	29
Figure 17 : Taux de surchauffe petit bureau exposé Sud.....	29
Figure 18 : Taux de surchauffe Atrium.....	30
Figure 19 : Températures opératives maximales enregistrées.....	30
Figure 20 : Besoins nominaux du bâtiment	32
Figure 21 : Besoins annuels du bâtiment.....	33
Figure 22 : Besoins annuels cumulés du bâtiment	33
Figure 23 : Comparaison des besoins annuels.....	36
Figure 24 : Comparaison des besoins nominaux du bâtiment.....	36
Figure 25 : Répartition annuelle du taux d'humidité relative à Bruxelles	37
Figure 26 : Répartition annuelle des besoins totaux de la ventilation.....	39
Figure 27 : Répartition estivale des besoins en chaud de la ventilation.....	40
Figure 28 : Répartition des besoins annuels destinés à la ventilation.....	40
Figure 29 : Répartition annuelle des besoins totaux du bâtiment.....	41
Figure 30 : Répartition annuelle des besoins totaux du bâtiment.....	41
Figure 31 : Besoins totaux en chaud du B6a.....	42
Figure 32 : Besoins totaux en froid du B6a	42
Figure 33: Besoins restant au bâtiment destinés à l'intégration des nouvelles technologies	45
Figure 34 : Compresseur volumétrique semi hermétique scroll [52]	48

Figure 35 : PAC réversible (mode chaud) [55]	48
Figure 36 : PAC réversible mode froid [55]	49
Figure 37 : Schéma de fonctionnement PAC 4 tubes [56]	49
Figure 38 : Recherche des points optimaux de fonctionnement [56]	50
Figure 39 : Schéma de fonctionnement du désurchauffeur	50
Figure 40 : Simultanéité des besoins destinés à la PAC 4 tubes.....	51
Figure 41 : Répartition annuelle des besoins couverts par la PAC 4 tubes	52
Figure 42 : Besoins couverts par la pompe à chaleur réversible.....	53
Figure 43 : Répartition annuelle des besoins en fonction des technologies abordées	54
Figure 44 : Répartition des besoins du bâtiment en fonction des technologies abordées.....	55
Figure 45 : Répartition annuelle des besoins du chiller existant	57
Figure 46 : Couverture des besoins froids par le nouveau chiller	57
Figure 47 : Couverture annuelle des besoins chauds par le désurchauffeur	58
Figure 48 : Besoins couverts par la PAC 2 tubes sur une semaine type	58
Figure 49 : Répartition annuelle des besoins couverts par la PAC réversible.....	59
Figure 50 : Répartition annuelle des besoins en fonction des technologies abordées	60
Figure 51 : Répartition des besoins en fonction des technologies abordées	60
Figure 52 : Retour sur investissement des deux solutions	66
Figure 53 : Comparaison de la consommation en E. primaire des solutions abordées au vu de l'installation actuelle	69
Figure 54: Comparaison de la consommation en E. primaire des solutions abordées.....	69
Figure :55 Comparaison du TEWI entre les deux solutions	72
Figure 56 : Répartition des facteurs impactant le TEWI solution 1	73
Figure 57: Répartition des facteurs impactant le TEWI solution 2	73

Liste des tableaux

Tableau 1 : Fluides frigorigènes à faible GWP (HVAC intelligence , 2023)	9
Tableau 2 : Comparaison des dimensions des réelles et simulées du bâtiment.....	15
Tableau 3 Composition des parois du bâtiment	16
Tableau 4 : Caractéristiques des matériaux utilisés.....	16
Tableau 5 : Consigne de confort visuel.....	17
Tableau 6 : Détail des gains internes des laboratoires	17
Tableau 7 : Gains internes du bâtiment.....	18
Tableau 8 : Occupation des locaux du bâtiment.....	18
Tableau 9 : Schedule utilisés.....	19
Tableau 10 : Caractéristiques de l'air pulsé.....	19
Tableau 11 : Débit de ventilation hygiénique des locaux	20
Tableau 12 : Détail des débits d'air pulsé utilisé	21
Tableau 13 : Consignes de températures utilisées pour le chauffage	21
Tableau 14 : Consignes de températures utilisées pour la climatisation	22
Tableau 15 : Consignes des locaux.....	24
Tableau 16 : Locaux types destinés à l'analyse de surchauffe.....	25
Tableau 17 : Liste des outputs utilisés	26
Tableau 18 : Scénarios de surchauffe abordé	27
Tableau 19 : Temps d'exposition moyen à la surchauffe	31
Tableau 20 : Influence des facteurs analysés sur les besoins net du bâtiment.....	34
Tableau 24 : Vérification des besoins destinés à la déshumidification	39
Tableau 25 : Besoins totaux de la ventilation	39
Tableau 26 : Puissance nominale par Aile	43
Tableau 28 : Comparaison des consommations spécifiques face aux valeurs de références	43
Tableau 29 : Estimation du rendement du Feeder	47
Tableau 30 : Caractéristiques du chiller existant	47
Tableau 31 : Caractéristiques et fonctionnement de la PAC 4 tubes	52
Tableau 32 : Caractéristiques de la pompe à chaleur réversible Edergen	53
Tableau 33 : récapitulatif de la solution 1 (Edergen).....	54
Tableau 34 : Gains sur la consommation électrique grâce à l'utilisation de la pompe à chaleur 4tubes	55
Tableau 35 : Comparaison des besoins couverts par le désurchauffeur.....	56
Tableau 36 : Caractéristiques du chiller	57
Tableau 37 : Caractéristiques de la Pac réversible	58
Tableau 38 : Récapitulatif des caractéristiques solution 2	59

Tableau 39 : Gains électriques du a l'utilisation du chiller + désurchauffeur	61
Tableau 40 : Coûts des entretiens (Daikin Belgique)	62
Tableau 41 : Estimatif ULG de l'augmentation des coûts de l'énergie	62
Tableau 42 : Récapitulatif des caractéristiques économiques utilisées	63
Tableau 43 : Estimation de la facture annuelle avant rénovation	64
Tableau 44 : coûts facture annuelle solution 1	64
Tableau 45 : Résumé des dépenses solution 1	65
Tableau 46 : Résumé des dépenses solution 2	65
Tableau 47 : : coûts facture annuelle solution 2	65
Tableau 48 : Comparatif indicateur TRI	66
Tableau 49 : Calcul de la consommation en énergie primaire du système actuel	68
Tableau 50 : Calcul de la consommation en énergie primaire selon la solution 1	68
Tableau 51 : Calcul de la consommation en énergie primaire selon la solution 2	69
Tableau 52 : Caractéristiques installation actuelle.....	70
Tableau 53 : Equivalent CO2 installation actuelle	70
Tableau 54: Caractéristiques installation solution 1	71
Tableau 55 : Taux de CO2 équivalent solution 1μ.....	71
Tableau 56 :Caractéristiques installation solution 2	72
Tableau 57 : Taux de CO2 équivalent solution 2	72
Tableau 58 : Taux de CO2 équivalent sans l'impact de la consommation électrique	73
Tableau 59 : Comparatif des besoins nets des laboratoires selon l'exposition	76
Tableau 60 : Couverture des besoins en limitant l'utilisation du réseau de chaleur	76
Tableau 61 : Réduction de la facture annuelle en limitant l'utilisation du réseau de chaleur	77
Tableau 62 : Taux de réduction du TEWI en fonction du facteur en E. primaire	78

Liste des abréviations

O_3	Ozone
CO_2	Dioxyde de carbone
CFC	Chlorofluorocarbure
HCFC	Hydrochlorofluorocarbures
HFC	Hydrofluorocarbures
ODP	Ozone Depletion Potential
GWP	Global Warming Potential
TEWI	Total Equivalent Warming Impact
ppm	Partie Par Million
PMV	Predicted Mean Vote
PPD	Percentatge Personne Disatisfied
FLJ	Facteur de lumière du jour
PAC	Pompe à Chaleur
GPGE	Groupe Pulsion Groupe Extraction
TRI	Taux de Rentabilité Interne

1 MISE EN SITUATION

1.1 LE CAMPUS DU SART TILMAN

Le campus du Sart-Tilman est sous la propriété de l'université de Liège et a été établi à partir des années soixante. Il abrite actuellement sept des onze facultés de l'université, organisées en sept quartiers distincts. Les sept quartiers suivants sont indiqués dans la figure 1 ci-dessous.

- Le quartier Polytech
- Le quartier village
- Le quartier urbaniste
- Le quartier Agora
- Le quartier blanc gravier
- Le quartier vallée
- Le quartier Hôpital

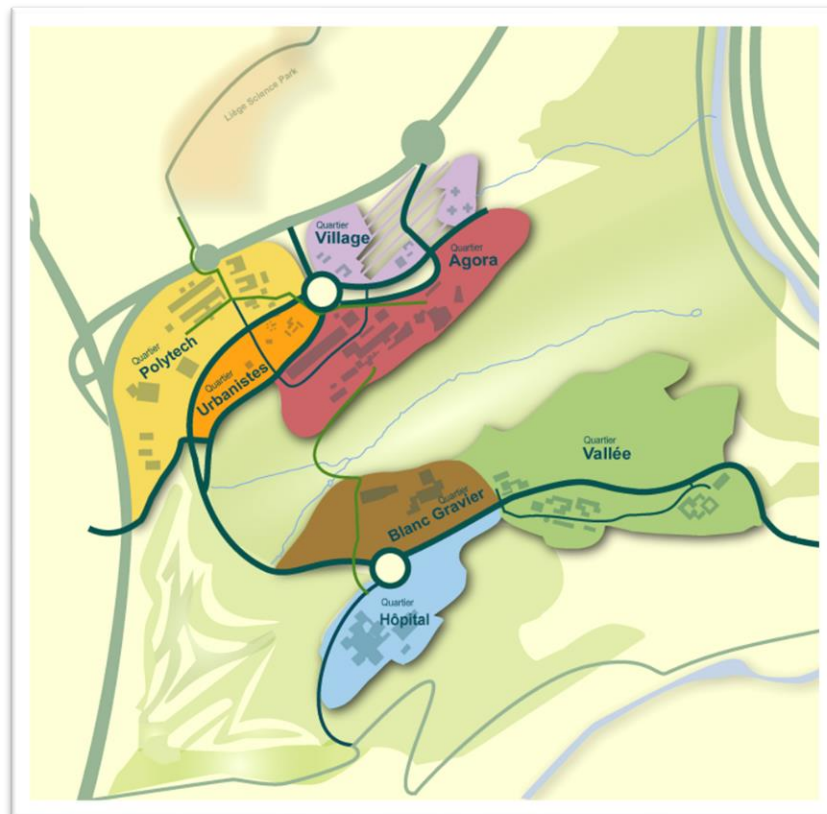


Figure 1 : Disposition des quartiers Sart Tilman [1]

Le Bâtiment B6a est situé dans le quartier Agora, tel qu'illustré dans la figure 2 ci-dessous. Ce bâtiment est adjacent au Bâtiment B6b, où se trouve la bibliothèque des sciences, au Bâtiment B6c principalement dédié à la recherche, ainsi qu'au Bâtiment B6d destiné aux travaux pratiques. [2]



Figure 2 : Quartier Agora Sart Tilmant [3]

1.2 LE BÂTIMENT B6A DESCRIPTION ET UTILISATION

Abritant l'institut de chimie organique du campus. Le bâtiment B6a a été construit lors de la première phase de développement du campus et inauguré en 1967 par le roi Baudoin [3]. Il est composé de trois ailes distinctes : une au nord, une à l'ouest et une au sud. Ces trois ailes sont accessibles à la fois par la cour intérieure et par les couloirs internes du bâtiment. La superficie totale du bâtiment s'étend sur 6.452 m², avec 2.644 m² dédiés aux espaces de bureaux, 3.808 m² réservés aux laboratoires, une zone d'accueil de 20 m² et 75 m² dédiés aux espaces logistiques. [4, p. 63]. Ces informations sont fournies par le maître d'ouvrage AT Osborne dans le programme architectural et techniques disponible en **Annexe N°1**.

Voici la liste des affectations actuelle du bâtiment B6a :

- Chimie biologique et structurale
- Chimie inorganique structurale et chimie des matériaux organiques (greenMat)
- Laboratoire de catalyse
- Chimie des macromolécules et des matériaux organiques
- Laboratoire de spectrométrie de masse
- Didactique des sciences chimiques
- Laboratoire de chimie organique de synthèse
- Laboratoire de dynamiques moléculaire
- Département de chimie appliquée

1.2.1 COMPOSITION ARCHITECTURALE

L'aile Nord du bâtiment se compose de 5 étages, du rez-de-chaussée au quatrième étage. La circulation à travers cet espace s'effectue par un couloir qui donne un accès bilatéral aux différentes pièces de chaque étage.

De même, l'aile Ouest comprend également 5 étages, du rez-de-chaussée au quatrième étage. En raison de sa plus grande largeur, les couloirs sont disposés de manière à former une boucle à chaque étage, permettant ainsi de desservir les différents locaux.

La figure 3 ci-dessous indique les travaux de réparation des locaux et des couloirs dans l'aile Ouest (en bas à gauche) et l'aile Nord (en haut à droite). La répartition des locaux aux étages supérieurs est similaire pour l'ensemble du bâtiment.



Figure 3 : Plan Rez-de-chaussée Aile Nord et Ouest (Bureau d'architecture Modulo, 2022).

Concernant l'aile Sud, elle se compose de 4 étages, du deuxième sous-sol au premier étage. Cette aile abrite les laboratoires et les espaces tertiaires de "greenMat¹". La circulation s'effectue également à travers un couloir simple offrant un accès bilatéral aux locaux.

Le bâtiment est structuré par des trames qui assurent sa stabilité. Ces trames ont une largeur de 3,3 mètres et une profondeur de 8,4 mètres. Il est important de prendre en compte ces trames pour les futurs aménagements, notamment comme facteur limitant en ce qui concerne la taille des gaines de ventilation.

Les hauteurs des étages varient en fonction de leur utilisation spécifique :

- Laboratoires sur sol : 3,36 mètres
- Bureaux sur sol : 2,67 mètres
- Hauteur dalle - dalle 3,6 mètres

¹ Start-up opérant dans les locaux de l'ULG [84]

1.3 SYSTÈME HVAC ACTUEL

1.3.1 Chauffage et climatisation

Le système de production actuel repose sur le réseau de chaleur du Sart Tilman, appelé Feeder, qui couvre l'ensemble du site pendant la période de chauffe, c'est-à-dire d'octobre à avril. Les dates précises varient chaque année en fonction des conditions météorologiques en vigueur.

La distribution de chaleur, quant à elle, se fait indépendamment pour chaque aile grâce à une boucle d'eau chaude qui traverse chaque étage. Le régime de température actuel au sein du bâtiment est 90-70-20.

L'émission de chaleur se fait par le biais de radiateurs et de batteries intégrées au groupe de ventilation.

Cependant, la production d'eau chaude sanitaire n'est pas assurée par ce réseau de chaleur. Étant donné une demande relativement faible, elle est prise en charge par des chauffe-eau électriques indépendants.

En ce qui concerne la production de froid, trois groupes de froid d'une puissance totale de 410 kW sont utilisés pour le conditionnement des chambres froides et d'autres applications localisées. Le bâtiment lui-même n'est pas équipé de système de climatisation. Cependant, les groupes de froid permettent un certain rafraîchissement de l'air pulsé.

1.3.2 SYSTÈME DE VENTILATION ACTUEL

La ventilation du bâtiment est actuellement assurée par des groupes de pulsion dédiés à chaque aile. Cependant, ces groupes ne sont pas équipés de récupérateurs de chaleur. Ils fonctionnent selon un mode marche-arrêt basé sur une plage horaire spécifique. Ainsi, la ventilation est interrompue à 17h00 et redémarre à 8h00. Pour ce qui est de l'extraction d'air, elle est effectuée par le biais des hottes présentes dans les laboratoires.

1.3.3 PRINCIPAUX PROBLÈMES DU SYSTÈME ACTUEL

Mis à part son vieillissement, le système de chauffage ne semble pas poser de problèmes majeurs à première vue. Cependant, l'absence de climatisation expose les laboratoires à la surchauffe. Cette situation est due à une exposition importante au sud des parties vitrées ainsi qu'à une puissance froide insuffisante et à une régulation incertaine du système de production. Vous trouverez en **Annexe N°2** les photos des paroi vitrées actuelles.

En ce qui concerne la ventilation, l'extraction d'air par le biais des hottes crée un équilibre très incertain. Cela se manifeste notamment lors de l'ouverture des portes, où les débits importants nécessaires à la pulsion d'air et l'ouverture localisée des hottes entraînent une expulsion d'air vers l'extérieur, emportant avec lui la chaleur fournie par le système de chauffage en hiver. En outre, les groupes de ventilation ne réalisent aucun recyclage de l'air. Par conséquent, l'air pulsé, composé exclusivement d'air frais, est rapidement évacué à l'extérieur du bâtiment. Ces éléments contribuent à rendre le bâtiment très énergivore.

1.4 ATTENTES DE L'UNIVERSITÉ

Dans le cadre de ce projet, l'université souhaite dynamiser l'image du bâtiment et adapter l'utilisation des espaces, tout en améliorant les performances énergétiques globales du bâtiment. (Programme architecturale **Annexe 1 pg.14**)

Les attentes en termes de performances du bâtiment se traduisent par :

- Une mise aux normes de l'ensemble des réseaux, tels que le gaz, l'air, l'eau et l'énergie.
- L'amélioration du confort visuel et olfactif actuellement limité.
- L'amélioration des performances environnementales liées aux aspects énergétiques.

2 PROBLÉMATIQUE

Ce travail se concentre principalement sur le troisième point des attentes de l'université. Dans l'optique d'améliorer les performances énergétiques générales du bâtiment, le remplacement du système de production suscite un intérêt particulier et vise à intégrer de nouvelles solutions de production plus efficaces. Cependant, le choix du réfrigérant n'étant pas encore déterminé, il est judicieux d'approfondir cette thématique afin de prendre en compte les externalités environnementales liées à ce choix. En effet, ces dernières peuvent avoir un impact environnemental sur la réduction de la concentration d'ozone dans la troposphère ainsi que sur l'amplification de l'effet de serre.

2.1 LA RÉDUCTION DE LA CONCENTRATION DE LA COUCHE D'OZONE

La couche d'ozone, située au-delà de la troposphère entre 20 et 50 kilomètres de la surface du sol, est principalement composée d'ozone (O_3) et joue un rôle crucial dans la protection contre le rayonnement UV solaire au niveau du sol. Depuis les années 70, une controverse est née concernant "le trou dans la couche d'ozone", qui en réalité correspond à une diminution de la concentration d'ozone au niveau de la tropopause. [5]

L'appauvrissement de la couche d'ozone est attribué à l'introduction significative de gaz chlorofluorocarbones (CFC) dans l'atmosphère. [6] Cette diminution a des conséquences néfastes sur la biodiversité et les écosystèmes ainsi que sur la santé humaine, notamment en augmentant les risques de cancer de la peau. [7]

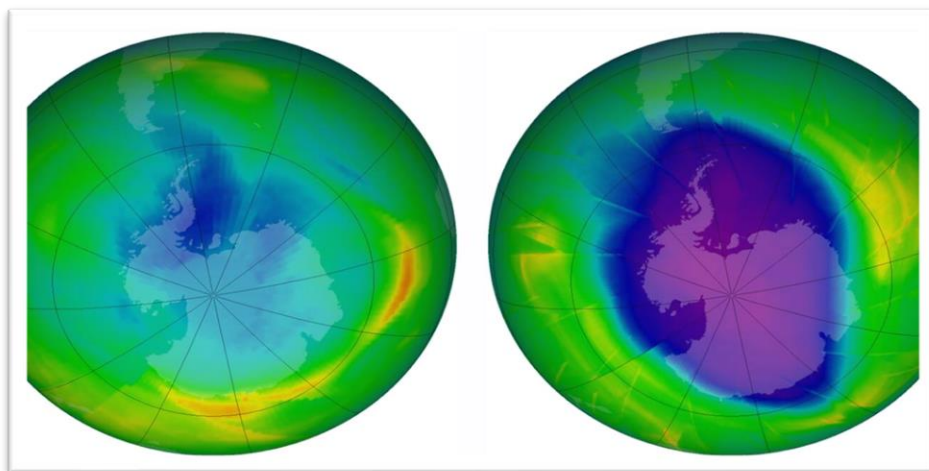


Figure 4 : Comparaison de la concentration en Ozone entre 1979 et 2019 au niveau de l'antarctique [8]

Cependant, il a été démontré que la diminution en ozone fait mécanisme inverse, principalement grâce aux mesures mises en place lors du protocole de Montréal visant à réduire les émissions de gaz CFC. [9]

2.2 L'EFFET DE SERRE

L'effet de serre, créé naturellement par l'atmosphère, joue un rôle essentiel dans le réchauffement global du climat sur Terre. Sans cet effet, les conditions nécessaires au développement de la vie telle que nous la connaissons aujourd'hui ne seraient pas présentes sur notre planète. [10]

L'effet de serre est causé par la présence de certains gaz dans l'atmosphère. Lorsque les rayons du soleil atteignent ces gaz, ils sont réémis dans toutes les directions, notamment vers la surface du sol. À ce stade, une partie du rayonnement est absorbée par le sol, tandis qu'une autre partie est réfléchi sous forme de rayonnement infrarouge vers l'atmosphère. En conséquence, ces gaz présents dans l'atmosphère émettent ce rayonnement dans toutes les directions, y compris vers le sol, piégeant ainsi l'énergie solaire à la surface du sol. [11]

Le dioxyde de carbone (CO_2) est souvent considéré comme emblématique des gaz à effet de serre, en raison de sa concentration croissante dans l'atmosphère due aux activités anthropiques. Cependant, d'autres gaz jouent également un rôle dans l'effet de serre, tels que le méthane, le protoxyde d'azote, l'ozone, ainsi que les CFC/HFC. [11]

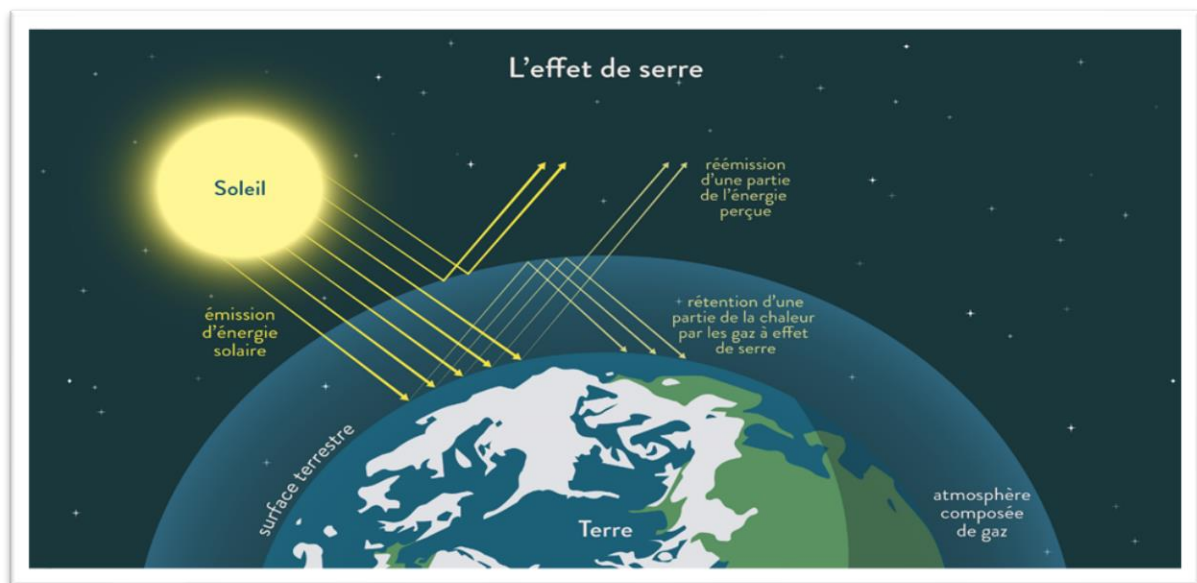


Figure 5 : Effet de serre à la surface du globe [12]

L'accentuation de l'effet de serre entraîne une augmentation de la température moyenne à la surface de la Terre. Les conséquences envisagées se manifestent à tous les niveaux, notamment par une élévation du niveau moyen des océans, des mouvements migratoires importants dus à des conditions climatiques inadaptées, la destruction d'écosystèmes et l'atteinte à la biodiversité, etc. [13]

Selon le rapport du GIEC de 2019, 79 % des émissions mondiales étaient attribuées aux secteurs de l'énergie, de l'industrie, des transports et des bâtiments. [13]

2.3 ENJEUX ACTUELS DES RÉFRIGÉRANTS

Il existe divers types de fluides frigorigènes couramment utilisés, dont certains ont un impact significatif sur le réchauffement climatique en raison de leur contribution à l'effet de serre et à l'appauvrissement de la couche d'ozone.

Par conséquent, un ensemble de réglementations est apparu depuis le protocole de Montréal en 1987. Ce protocole vise à interdire l'utilisation des chlorofluorocarbures (CFC) d'ici 1995 en raison de leur impact sur la détérioration de la couche d'ozone. L'indice « ozone depletion potential » (ODP) est utilisé pour caractériser l'impact de ces réfrigérants sur la couche d'ozone. L'indice de référence est le R11, qui a un ODP de 1. Les CFC sont composés de carbone, de chlore et de fluor. Ces composés relativement stables

affectent la couche d'ozone sans être dégradés au préalable. Parmi les différents CFC utilisés jusqu'à présent, on peut citer le R-11, le R-12 et le R-502 . [14]

Par la suite, les chlorofluorocarbures (CFC) ont été progressivement remplacés par des hydrochlorofluorocarbures (HCFC) dans le cadre d'une transition vers des fluides frigorigènes moins nocifs. Les HCFC sont composés de carbone, de chlore, de fluor et d'hydrogène et ils sont moins stables que les CFC, ce qui réduit leur impact sur la couche d'ozone. Parmi ces fluides, on trouve le R-22, le R-123 et le R-124. La production de machines utilisant des HCFC était tolérée jusqu'en 2014. [14]

Enfin, une nouvelle famille de fluides fluorés a émergé, les hydrofluorocarbures (HFC). Parmi ceux-ci, on trouve le R-134a, le R-125, le R-32, le R-152a et le R-143a. Dépourvus de chlore, ces fluides n'ont pas d'effet néfaste sur la couche d'ozone. Cependant, ils contribuent à l'augmentation de l'effet de serre et par conséquent au réchauffement climatique.

À cet égard, le sommet de Kyoto signé en 1997 a mis en évidence l'impact de l'utilisation de ces fluides sur le réchauffement climatique, en particulier l'impact des gaz à effet de serre. L'indice de potentiel de réchauffement planétaire (GWP - Global Warming Potential) est utilisé pour caractériser l'impact des fluides sur le réchauffement climatique. L'indice de référence standard est le CO_2 , avec un GWP de 1. [15]

Ensuite, une série de directives européennes ont été mises en place pour assurer la mise en œuvre des engagements pris à Kyoto. La première directive européenne (règlement 2037/2000) se concentre sur la récupération des fluides frigorigènes et leur traitement après l'arrêt des équipements. Elle vise également à réduire les fuites dans les grandes installations de réfrigération contenant un poids de plus de 3 kg de gaz réfrigérant.

Une deuxième directive européenne (règlement CE 842/2006) complète la directive précédente en mettant l'accent sur les contrôles d'étanchéité, y compris par le biais de systèmes de détection de fuites. Cette directive s'applique également aux installations de plus de 3 Kg de réfrigérant.

En 2008, le règlement CE 303/2008 assure la certification du personnel manipulant les HFC, en les classant en quatre catégories de C1 à C4.

L'année suivante, le règlement CE 1005/2009 remplace le règlement précédent (CE 2037/2000) en définissant plus concrètement les conditions de maintenance des équipements et le recyclage des fluides frigorigènes.

Enfin, en 2014, le règlement CE 517/2014 vise à réduire de 79 % d'ici 2030 l'utilisation et la disponibilité des HFC. Il renforce également le contrôle annuel des fuites et la récupération des fluides. De plus, il restreint la mise sur le marché des fluides à fort potentiel de réchauffement planétaire (GWP). Depuis 2020, une restriction est en place pour l'utilisation des HFC ayant un GWP égal ou supérieur à 2500. [16]

À partir de 2030, les HFC dotés d'un GWP supérieur ou égal à 150 ne seront plus distribués sur le marché européen. Parmi ceux-ci figurent notamment le R32, le R134a et le R448a. [17]

Par conséquent, les liquides utilisés à partir de cette date auront un faible GWP, tels que :

Réfrigérant	GWP
R152a	124
R454c	148

R455a	145
R290 (propane)	3
R717 (NH_3)	0
R744 (CO_2)	1

Tableau 1 : Fluides frigorigènes à faible GWP [17]

Leur rendement peut être similaire aux fluides frigorigères rencontrés précédemment, cependant, l'utilisation de ces fluides à faible GWP est d'autant plus complexe. En effet, ces fluides présentent différentes contraintes. [18]

L'utilisation du CO_2 nécessite de travailler à des pressions supérieures à 80 bars, notamment en raison de sa température critique de $31^\circ C$ sous une pression de 73,6 bars. [19]

Les hydrocarbures tels que le propane ou le butane sont inflammables, ce qui implique qu'ils ne doivent pas être situés dans une zone ATEX² ou en extérieur.

L'ammoniac, quant à lui, reste toxique lors de sa manipulation. De plus, les circuits doivent être en acier pour éviter leur corrosion. [19]

Les limitations actuelles concernant l'utilisation des réfrigérants deviennent de plus en plus strictes. D'ici 2030, aucun réfrigérant doté d'un GWP supérieur à 150 ne pourra être commercialisé. Par conséquent, une nouvelle génération de réfrigérants fait son apparition, entraînant ainsi une série de contraintes spécifiques. Afin de mieux comprendre la rigueur de ces directives, il est intéressant d'examiner l'impact réel des machines thermiques et de leurs réfrigérants sur l'environnement.

2.4 IMPACTS RÉFRIGÉRANTS SUR LE RÉCHAUFFEMENT CLIMATIQUE

Pour évaluer l'impact des fluides frigorigères utilisés, nous utilisons l'indicateur TEWI (Total Equivalent Warming Impact). Le Global Warming Potential (GWP) mesure la contribution d'un élément à l'appauvrissement de la couche d'ozone. La valeur de référence est le CO_2 , avec un GWP de 1.

Cet indicateur permet de prendre en compte à la fois les émissions de CO_2 et l'impact du fluide frigorigère utilisé. Le TEWI est calculé selon la formule suivante : [20]

$$TEWI = (GWP \times L \times n) + (GWP \times m[1-C]) + n \times E \times \beta$$

Équation 1: Définition du TEWI [20]

GWP : Global Warming Potential

C : Facteur de récupération du fluide

L : Emission annuelle de fluide en kg

E : Consommation annuelle (KWh_{elec})

N : Durée de vie d'une installation

B : Emission de CO_2 (kg/KW)

M : charge en fluide frigorigère

² Zone à risque d'explosion ou d'inflammation

En analysant la formule ci-dessus, on constate que trois facteurs influencent le TEWI d'une machine thermique :

- Les fuites annuelles.
- La récupération du liquide en fin de vie.
- La consommation électrique sur la durée de vie de la machine.

L'objectif sera notamment de déterminer les facteurs ayant le plus d'influence sur les émissions de gaz à effet de serre.

2.5 QUESTION DE RECHERCHE

L'objectif de cette étude est de déterminer le système de production de chaleur et de froid le plus performant pour le bâtiment B6a. De plus, compte tenu des réglementations de plus en plus strictes concernant les réfrigérants et en prenant en compte les facteurs influençant le TEWI, il convient d'évaluer s'il est préférable de privilégier en premier lieu un système efficace à un réfrigérant à faible impact sur l'effet de serre. Quelle est la meilleure approche pour concilier performance énergétique et réduction de l'impact environnemental dans le contexte du bâtiment B6a ?

2.6 MÉTHODOLOGIE

La conception de ce projet est le résultat de la méthodologie appliquée par le bureau d'étude Lemaire Ingénieur, qui repose sur quatre principaux piliers. Dans le cadre de ce projet, une attention particulière est portée à l'analyse des trois premiers piliers.

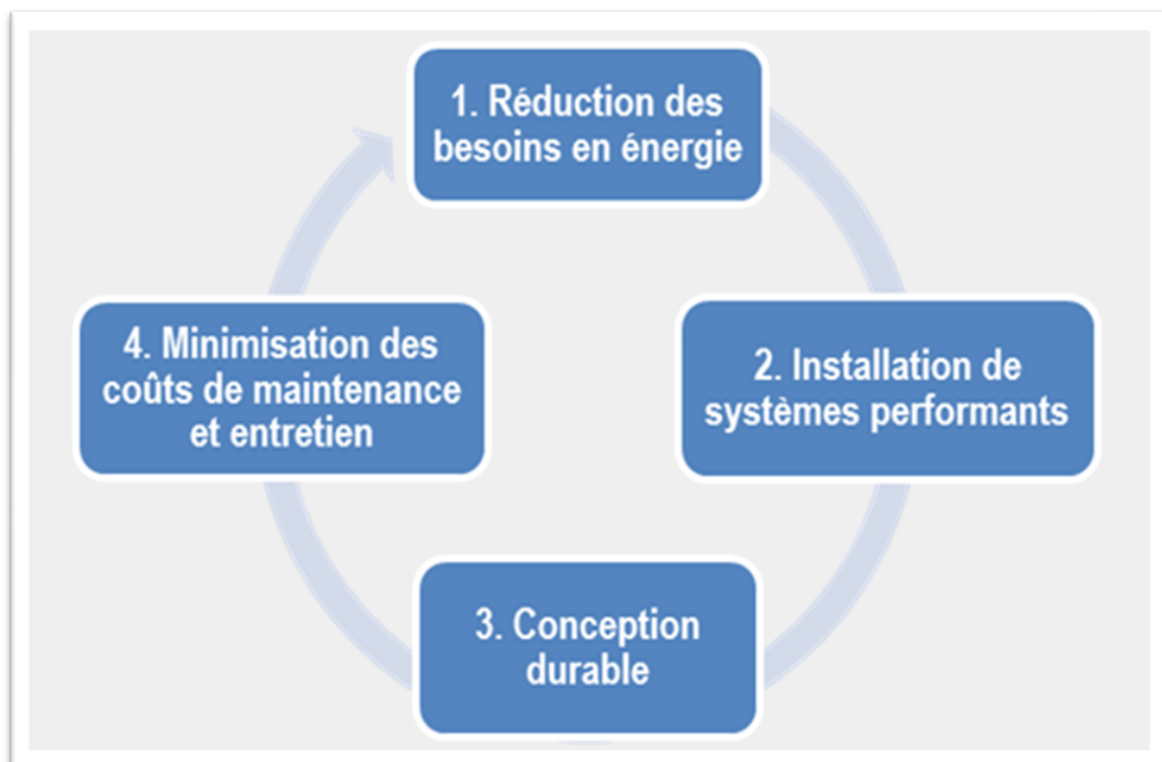


Figure 6 : Piliers de la conception d'un projet (Lemaire Ingénieurs)

Le premier aspect concerne la réduction des besoins énergétiques du bâtiment. Pour cela, une simulation dynamique du bâtiment sera effectuée afin de comparer six scénarios dans lesquels différentes mesures passives seront mises en œuvre.

Ces mesures impactent principalement quatre éléments :

- Le coefficient solaire g des vitrages
- L'ajout de stores extérieurs automatiques
- L'ajout d'un Night Cooling

Deux objectifs principaux guident le choix de ces scénarios :

Le premier objectif vise à réduire les besoins de climatisation du bâtiment, en particulier en évitant d'installer un système de climatisation dans l'aile Nord, qui comprend des bureaux. À cette fin, une étude de surchauffe sera réalisée sur les espaces critiques afin de déterminer la pertinence d'un système de climatisation pour cette aile.

Le deuxième point se concentre sur la conception de systèmes performants. Dans cet objectif, deux solutions seront analysées pour minimiser au maximum les consommations énergétiques en utilisant les technologies existantes. Ces deux solutions seront ensuite évaluées d'un point de vue économique afin de juger de leur pertinence.

Enfin, une comparaison environnementale sera effectuée en évaluant la consommation d'énergie primaire des différentes solutions, ainsi qu'une attention spécifique portée à l'impact environnemental d'un fluide frigorigène à faible potentiel de réchauffement planétaire (GWP). Cet élément sera déterminant pour évaluer la solution la plus intéressante concernant le bâtiment B6a et permettra de fournir les éléments de réponse à la problématique énoncée.

3 SIMULATION DYNAMIQUE

Dans le domaine du bâtiment, on retrouve généralement deux méthodes de dimensionnement qui s'opposent.

La première méthode, appelée méthode stationnaire, permet de déterminer les déperditions du bâtiment en se basant sur des hypothèses incluant les conditions extérieures extrêmes, ainsi que les caractéristiques de l'enveloppe du bâtiment. Ces caractéristiques comprennent les pertes par transmission à travers les parois ainsi que les pertes par infiltration. Les gains internes et externes peuvent également être pris en compte. Cependant, le résultat de cette simulation ne fournit qu'une valeur des déperditions globales du bâtiment à son moment le plus critique.

En revanche, l'utilisation d'une simulation dynamique permet d'aborder des éléments complexes à déterminer par une méthode stationnaire. La simulation dynamique permet notamment de prendre en compte l'inertie thermique du bâtiment, ce qui inclut l'accumulation de chaleur de l'air, des parois et du mobilier du bâtiment. La notion d'inertie thermique est traduite par la constante de temps [21]:

$$t = \frac{C_m/3,6}{H_L}$$

Equation :2 Définition de la constante de temps d'une paroi

t : Constante de temps

C_m : Capacité thermique intérieure effective (kJ/K)

H_L : Coefficient de déperditions thermiques (W/K)

La constante de temps permet de caractériser la quantité d'énergie accumulée par les éléments du bâtiment et le délai avant que cette énergie ne soit libérée dans l'air ambiant.

En plus de fournir des résultats plus précis, la simulation dynamique permet d'avoir une relation continue des besoins du bâtiment, notamment en utilisant des données météorologiques annuelles. Par conséquent, les besoins du bâtiment ainsi que les registres de température intérieure peuvent être fournis sur une période déterminée.

La simulation dynamique est réalisée à l'aide du logiciel Trnsys, qui est disponible depuis 35 ans. Ce logiciel bénéficie actuellement d'une excellente réputation en termes de simulation énergétique, notamment grâce à sa capacité à modéliser les flux d'énergie à l'intérieur d'une zone thermique [22].

Pour accomplir cela, trois outils sont utilisés : Sketchup pour la modélisation du bâtiment, Trnbuild qui est l'interface de Trnsys spécialement conçue pour les simulations de bâtiments, et enfin Simulation Studio qui permet d'exécuter la simulation en utilisant les données météorologiques sur un pas de temps défini.

3.1 ZONING THERMIQUE

Tout d'abord, le zoning thermique a été modélisé pour correspondre au mieux au futur bâtiment. Dans ce but, 123 zones thermiques ont été définies sur 5 étages. Ces zones thermiques ne correspondent pas à une discrétisation réelle du bâtiment.

Les vues des zones thermiques du bâtiment sont disponibles sur la figure 7 (vue Sud-Est) et la figure 6 (vue Nord) ci-dessous.

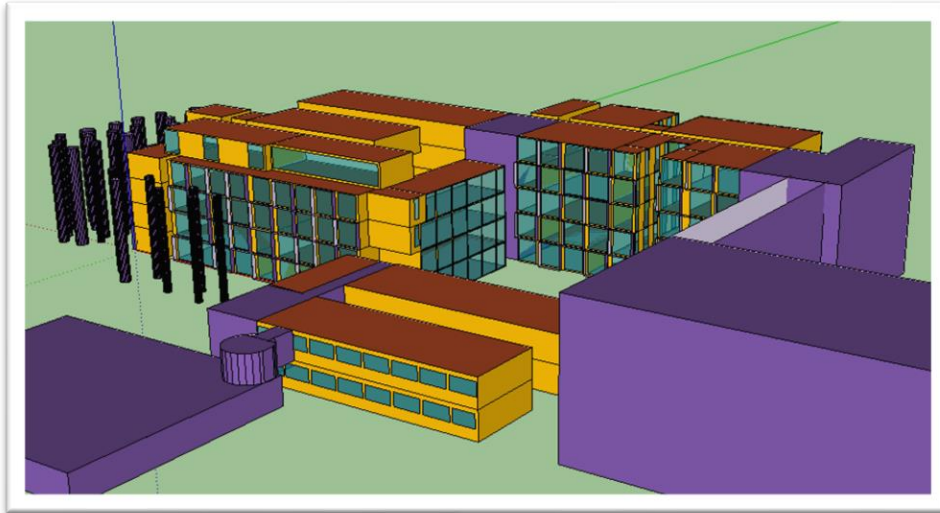


Figure 7 : Modélisation du zoning thermique du Bâtiment : Exposition Sud-Est



Figure 8 : Modélisation du zoning thermique du bâtiment : Exposition Nord

Trois critères principaux ont été utilisés pour la répartition des zones thermiques du bâtiment :

- La consigne de température hivernale et estivale.
- L'orientation du local.
- Les gains internes au local.

Dans le but de simplifier le modèle, les espaces non chauffés tels que les couloirs, escaliers, ascenseurs et sanitaires n'ont pas été pris en compte. Ce choix peut avoir une incidence sur la simulation, notamment en ce qui concerne les échanges de chaleur entre les locaux séparés par un couloir.

En outre, la hauteur des zones thermiques est identique pour les trois ailes. En réalité, l'aile Nord possède des faux plafonds qui réduisent la hauteur sous plafond à 2,7 mètres. Ce paramètre est corrigé après la simulation en prenant en compte les volumes réels du bâtiment.

La simulation de l'ombrage a été réalisée à l'aide de l'outil "shading group", qui ne présente aucune propriété physique à l'exception d'une opacité totale. Ce groupe est utilisé pour représenter les bâtiments annexes au B6a ainsi que la végétation environnante. Par ailleurs, l'architecture extérieure du bâtiment, qui crée une ombre sur les parois adjacentes, a également fait l'objet d'une modélisation. Cette caractéristique architecturale est représentée dans la figure 9 ci-dessous.

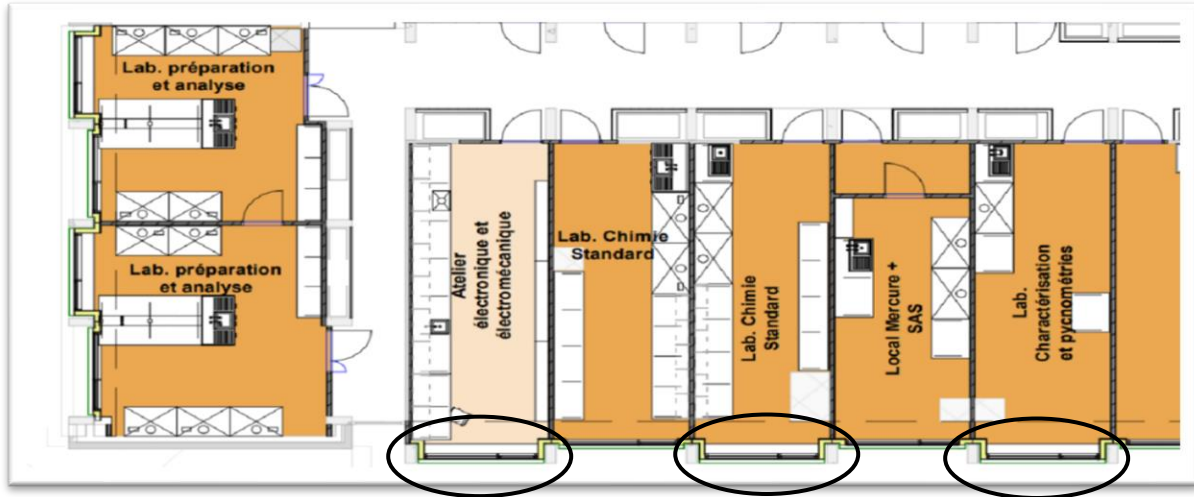


Figure 9 : Disposition architecturale des laboratoires

De plus, les zones thermiques ont été définies aussi grandes que possible, pour deux raisons :

La première raison est le souhait de l'université de maintenir une certaine flexibilité dans l'aménagement du bâtiment. En effet, les laboratoires et bureaux sont séparés par des cloisons amovibles, ce qui signifie que leur disposition n'est pas fixe.

La deuxième raison est liée aux plans fournis par le Bureau d'architecture Modulo. Ces plans ne sont pas définitifs et pourraient être modifiés à l'avenir. À titre d'exemple, voici la répartition des zones thermiques pour le rez-de-chaussée de l'aile Ouest.

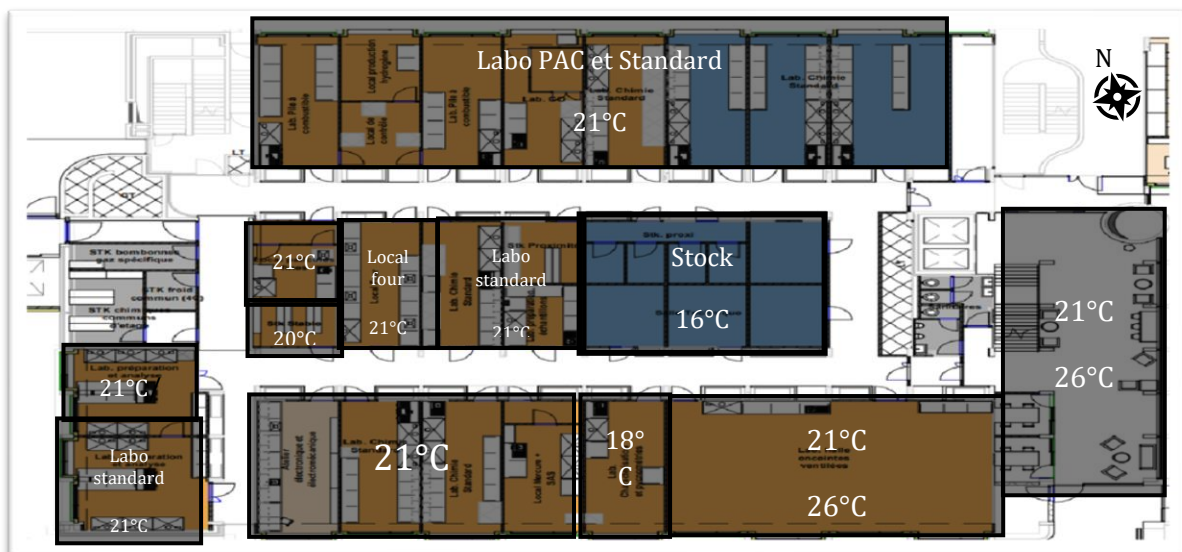


Figure 10 : Zoning thermiques des laboratoires

À l'issue de la modélisation 3D, nous obtenons un total de 123 zones thermiques réparties sur 3 ailes et 5 étages. Vous trouverez en **annexe N°3** les différentes vues de la modélisation du bâtiment. Le tableau 2 ci-dessous définit les dimensions utilisées dans la simulation.

	Dimensions simulation	Dimensions réelles
Hauteur étage dalle à dalle (m)	3,36	3,36
Hauteur étage aile nord dalle à faux plafond (m)	3,36	2,70
Hauteur étage aile Ouest dalle à faux plafond (m)	3,36	3,36
Dimensions fenêtres mur rideau (m ²)	8,7	8,7
Dimensions fenêtres aile Sud laboratoires (m ²)	4,75	4,75
Dimensions fenêtres aile Sud locaux ouest (m ²)	3,85	3,85
Dimensions fenêtres aile Ouest (m ²)	8,1	8,1
Dimensions fenêtres aile Nord (m ²)	8,8	8,8
Bâtiments modélisés par un ombrage	B6c, B7b, B6b, B5a	
Nombre de zones thermiques	123 zones thermiques	

Tableau 2 : Comparaison des dimensions des réelles et simulées du bâtiment

3.2 MATÉRIAUX UTILISÉS

Les parois internes et externes du bâtiment ont été définies par le bureau d'architecture Modulo. Vous trouverez les indications architecturales concernant les parois internes au bâtiment en **Annexe N°4**.

Bien que défini par les architectes, le plancher entre deux étages n'est pas déterminé, car il sépare des zones ayant les mêmes consignes de température. Cela peut tout de même avoir une influence sur l'inertie du bâtiment.

Les parois extérieures ont été définies en collaboration avec le département énergie du bureau d'études. Dans le but de respecter la norme PEB relative aux parois extérieures lors d'une rénovation, la valeur U doit être limitée à 0,24 W/m²K. [23]

Le tableau 3 ci-dessous détermine les parois utilisées ainsi que les caractéristiques des matériaux composant les parois (tableau 4). Vous trouverez les fiches techniques des isolants et des finitions utilisées en **Annexe N°5**.

Paroi verticale aile Ouest et Sud	Plaque de plâtre cartonnée (4 cm) – Laine minérale (5 cm) - Plaque de plâtre cartonnée (4 cm)
Paroi verticale aile nord	Parklex (6 cm) – Laine de roche (3 cm) - Parklex (6 cm)
Plancher Rez-de-chaussée	Carrelage (1,5 cm) – Dalle de sol (34 cm) – Laine de bois (10 cm)
Mur extérieur	Bloc béton (16 cm) – Laine de roche (15 cm) – Finition extérieure PVC (5 cm)
Toiture extérieure	Bois (2 cm) – Isolant minéral (30,5 cm) – Béton (16 cm) – Finition extérieure (1,5 cm)
Parois vitrées	Valeur U et coefficient g à déterminer lors de l'étude

Tableau 3 Composition des parois du bâtiment

Matériaux	Modèle utilisée	Conductivité (W/m ² K)	Capacité (J/kgK)	Densité (kg/m ³)
Parklex	Parklex 8 mm-12 mm	0,022	2.300	1.350
Panneaux carton plâtre	Knauf plaque classique 12,5 mm	0,9	1.000	800
Laine minérale + ossature métallique	Rock sono rock wool	0,037	1.030	20
Dalle de sol (béton) [24]	/	1,7	1.000	2.400
Laine de Bois [25]	/	0,306	2,1	55
Bloc de Béton [24]	/	6,64	1	2.400
Finition extérieure [24]	/	0,72	1,046	150
Carrelage [24]	/	2,88	1	1.700

Tableau 4 : Caractéristiques des matériaux utilisés

Les vitrages modélisés sur Google SketchUp intègrent le cadre dans leur surface dessinée. Pour les vitrages utilisés, on distingue trois types "Ext_Windows³" en fonction de la proportion de vitrage destinée au cadre.

Les cadres utilisés sont en aluminium. La proportion du cadre dans la surface vitrée dépend du type de vitrage associé. Pour l'atrium, 5% de la surface est dédiée au cadre. Quant à la grande cafétéria du quatrième étage, elle possède une proportion de 50% pour simuler l'ombrage d'un brise-soleil à lames. Enfin, les autres vitrages du bâtiment ont été définis avec une proportion de 15% de la surface pour le cadre. Les caractéristiques précises des vitrages seront définies en fonction des scénarios de surchauffe.

³ Type de vitrage au contact avec l'extérieur utilisée par le logiciel Trnbuild

3.3 CONTRÔLE DE LA LUMIÈRE INTÉRIEURE

Le contrôle de la lumière intérieure est programmé selon les indications fournies dans le programme architectural **annexe 1 pg.76**. Cependant, seuls les espaces de travail et de détente, en raison de leur exposition à la lumière naturelle, sont pris en compte par cette gestion. La luminosité intérieure est régulée pour maximiser l'utilisation de la lumière du jour. Étant donné que les stocks et les locaux techniques ne sont pas exposés à la lumière naturelle, aucun contrôle spécifique n'a été défini pour ces espaces.

Le contrôle de la luminosité est réglé en continu pour simuler un éclairage adaptatif. Le facteur d'éclairage naturel (FLJ) est défini dans le programme architectural en **Annexe 1 pg.74** à 2% pour les locaux situés en façade.

Le contrôle de l'éclairage naturel permet une réduction de l'éblouissements internes et reflète davantage la réalité. Le tableau 5 ci-dessous décrit les consignes concernant le confort visuel.

Local	Consigne de confort visuel (Lux)
Espace de travail	500
Espace de détente	400
Stock et technique	250

Tableau 5 : Consigne de confort visuel

3.4 GAINS INTERNES

Les gains internes dus aux équipements et aux luminaires des différents locaux sont définis en fonction du programme architectural en **Annexe 1 pg.83**.

En ce qui concerne les gains internes dus aux équipements dans les laboratoires, une estimation a été effectuée en tenant compte des hypothèses suivantes.

Local	Surface (m ²)	Frigo (W)	Congélateur (W)	PC (W)	Divers (W)	Total (W/m ²)
Travée labo	27	150	150	150	225	25

Tableau 6 : Détail des gains internes des laboratoires

Une exception concerne le local four. Les gains internes liés aux équipements sont définis comme suit :

La puissance des fours est définie dans le programme architectural en **Annexe 1 pg.58** comme fonctionnant dans une marge entre 10 kW et 15 kW. Le local comporte 6 fours, soit une puissance totale de 75 KW, avec 3 fours de 10 KW et 3 fours de 15 kW. Selon une étude du Bureau Lemaire, 6% de la puissance se dissipe dans le local, soit 4,5 kW.

Locaux	Équipements (W/m ²)	Luminaire (W/m ²)	Occupation (W/m ²)
Bureaux	25	Max. 7,5	18
Laboratoires	25	Max. 7,5	4,15
Salles de vies	/	Max. 6	47
Réunions	20	Max. 7,5	50
Stock et locaux techniques	2	3	/
Local four	4.500 (W)	7,5	/

Tableau 7 : Gains internes du bâtiment

Les gains liés aux équipements électriques et aux luminaires sont considérés comme étant complètement radiatifs. Concernant les gains internes liés à l'occupation du bâtiment, ils ont été définis selon le programme architectural en **Annexe 1 pg.84**. Ces gains sont répartis à hauteur de 30% sous forme convective et de 70% sous forme non radiative. [26]

De plus, pendant les heures d'occupation, la présence humaine au sein du bâtiment entraîne une production d'humidité de 40 g/h et par personne. [26] Ce dégagement de vapeur a un impact notamment sur les besoins en déshumidification pendant l'été.

Les valeurs déterminées dans le tableau 8 ci-dessous ont été déterminées en fonction du dégagement de vapeur d'eau par personne ainsi que de l'occupation du bâtiment.

	Occupation du bâtiment (m ² /personnes)	Dégagement spécifique (gH ₂ O/m ² heures)
Bureau	5,5	7,2
Laboratoires	24	1,7
Réunion	2	20
Espace de convivialité	1,5	27

Tableau 8 : Occupation des locaux du bâtiment

3.5 RÉGIME ET HORAIRE

Le régime horaire d'occupation des espaces de travail est intégré dans le planning et est défini selon le programme architectural en **Annexe 1 pg.84**. Les taux d'occupation, qui sont déterminés en fonction de la simultanéité par rapport à l'occupation du bâtiment mentionnée précédemment, sont également définis dans le programme architectural en **Annexe 1 pg.84**. Les autres consignes d'occupation ont été établies pour correspondre au mieux à la réalité.

La consigne de température et de climatisation a également été déterminée en fonction de l'occupation du bâtiment. Cette dernière est définie dans le tableau 9 ci-dessous.

Occupation des bureaux et laboratoires	6h30-9h (25%) – 9h-12h(80%) - 12h-14h(50%) 14h-17h(80%) – 17h-19h(25%)
Occupation des espaces de vie	8h-8h30 – 10h-10h30 – 12h-13h – 15h-15h30
Occupation des salles de réunion	10h30-12h – 14h-15h30
Horaire consigne de température et ventilation	8h00- 19h00
Horaire annuel store extérieur	1 avril - 31 Août
Horaire annuel night cooling	1 avril - 31 Aout – (22h00-5h00)

Tableau 9 : Schedule utilisés

Enfin, les horaires annuels prévus pour les stores extérieurs et le refroidissement nocturne ont été définis en fonction de la période habituelle où une surchauffe peut se produire. Le refroidissement nocturne est appliqué de 22h00 à 5h00.

3.6 INFILTRATION

L'infiltration du bâtiment a été définie à 4 renouvellements par heure sous 50 Pa [27], conformément à la norme NBN 12831 relative aux rénovations de bâtiments avec récupération de chaleur. En conditions réelles, le renouvellement d'air est proche de 4 Pa.

La relation entre l'infiltration sous 50 Pa et les conditions réelles est estimée être entre un dixième et un trentième de la valeur mesurée sous une différence de pression de 50 Pa. En supposant une relation moyenne d'un vingtième entre le renouvellement sous une différence de 50 Pa et 4 Pa, [28]], on obtient un taux d'infiltration sous 4 Pa de 0,2 volumes par heure.

3.7 VENTILATION MÉCANIQUE

La ventilation est équipée d'un système de récupération de chaleur à plaques pour éviter tout mélange entre l'air frais et l'air vicié. L'air vicié est principalement extrait via les hottes qui sont en contact avec les éléments chimiques manipulés.

Le tableau 10 ci-dessous définit les conditions de l'air pulsé. La température de pulsion est simulée à 21°C, température similaire à la consigne de de chauffage afin d'obtenir les besoins nets des zones. La récupération de chaleur, quant à elle, est estimée à 70%, une valeur standard pour des échangeurs à plaques. [29] Dans notre cas, il est impératif d'utiliser des échangeurs à plaques afin d'éviter tout contact entre l'air pulsé et l'air extrait.

Température de l'air pulsé (°C)	21
Rendement du système de récupération de chaleur (%)	70

Tableau 10 : Caractéristiques de l'air pulsé

Les valeurs concernant les débits de ventilation ont été définies dans le programme architectural en **Annexe 1 pg.73**. Ces valeurs sont fixes pour les laboratoires et les espaces de stockage. Elles ont été limitées à 7 renouvellements par heure en raison de l'espace disponible pour les gaines de pulsion.

Le débit du night cooling a été défini à 1 volume par heure. Cette valeur peut descendre à 0,86 volume par heure. [30]

En ce qui concerne les autres locaux, la consigne consiste à maintenir une concentration en CO_2 inférieure à 900 ppm. La ventilation des « locaux de type » a été définie à l'aide d'une note de calcul du bureau d'étude. Cette note de calcul prend en compte à la fois les exigences PEB relatives à la fonction du local et les exigences en fonction du nombre et de la simultanéité des travailleurs présents dans le local. La norme la plus stricte entre les deux sera utilisée pour le dimensionnement des débits de ventilation.

La concentration extérieure en CO_2 est définie à 350 ppm, correspondant à la concentration en zones non urbaines, toutefois, cette valeur peut être revue à la hausse en raison de l'augmentation de cette concentration durant les dernières années. Voici les deux normes utilisées pour la réalisation des débits de ventilation des locaux :

1. La norme PEB prend en compte le type de local ainsi qu'un débit de $22 \text{ m}^3/\text{h}$ par personne [31].
2. La norme AR 25/03/16⁴, elle se base sur le nombre de personnes présentes dans le local et sur la simultanéité. Elle recommande un débit de $40 \text{ m}^3/\text{heure}$ par personne pour une simultanéité de 100% des occupants.

Comme défini dans le tableau 11 ci-dessous, 5 locaux types ont été définis. Voici le détail des hypothèses déterminant les débits de ventilation minimums.

La simultanéité des occupants a été déterminée par le programme architectural en **Annexe 1 pg.83**. Le nombre maximal de personnes, quant à lui, est déterminé en fonction du nombre de places disponibles dans chaque local. En ce qui concerne les bureaux individuels, ce nombre est limité à une personne afin de répondre au mieux aux besoins de ces espaces.

Type de local	Nombre de personnes maximum	Simultanéité (%)	Débit nécessaire (m^3/h)	Norme utilisée	Surface (m^2)
Bureau individuel	1	80	32	AR 25/03/16	13
Bureau commun	5	80	250	AR 25/03/16	67
Salle de réunion	15	75	330	PEB	29
Salle de détente	3	15	176	PEB	23
Atrium	12	50	286	AR 25/03/16	110

Tableau 11 : Débit de ventilation hygiénique des locaux

⁴ Norme relative aux débit d'air frais en fonction du type et de l'occupation des locaux

Récapitulatif des débits nécessaires :

Locaux	Consigne de ventilation
Laboratoire	7 (Volume/heure)
Stock	4 (Volume/heure)
Night Cooling	1 (Volume/heure)
Bureau individuels	3 (m ³ /heure m ²)
Bureau commun	14 (m ³ /heure m ²)
Réunion	16 (m ³ /heure m ²)
Détente	16 (m ³ /heure m ²)
Atrium	14 (m ³ /heure m ²)

Tableau 12 : Détail des débits d'air pulsé utilisé

Concernant la consigne d'humidité des laboratoires, elle est plafonnée à une humidité relative de 70% après reconsidération du programme architectural en **Annexe 1 pg.72** qui prévoyait initialement une plage de 40% à 60%. Les bureaux et autres espaces de détente ne nécessitent pas de déshumidification. Seuls les laboratoires doivent respecter des consignes sanitaires plus strictes.

3.8 CONSIGNES DE TEMPÉRATURE

Les valeurs concernant les consignes de température ont été définies dans le programme architectural en **Annexe 1 pg.71**. Une bande morte⁵ est appliquée pour séparer la consigne de température chaude et froide des locaux thermostatés, afin d'éviter un effet non contrôlé et l'enclenchement inutile du système HVAC. Cette bande morte est utilisée pour les laboratoires et les locaux thermostatés à 18°C, et elle sépare la consigne chaude et froide d'un écart de 1°C. Les locaux possédant une consigne thermostatée à 20°C n'ont pas été différenciés des laboratoires pour cette même raison. Le tableau 13 ci-dessous définit les consignes de chauffage du bâtiment.

Locaux	Consigne chauffage (°C)
Laboratoires	20
Bureaux	21
Détentes	20
Stock et locaux techniques	16
Thermostaté à 18°	17,5

Tableau 13 : Consignes de températures utilisées pour le chauffage

⁵ Ecart de température entre la consigne chaude et froide utilisée afin d'éviter tout effet pervers du système.

Le système de chauffage pour l'aile Ouest et l'aile Sud est assuré par un système à émission aérotherme fonctionnant dans une plage de température de 40-45°C. Quant à l'aile Nord, l'émission de chaleur est assurée par des radiateurs existants fonctionnant dans une plage de température de 75°C - 65°C.

Le tableau 14 ci-dessous décrit les consignes de rafraîchissement du bâtiment. Le système de climatisation de l'aile Ouest et de l'aile Sud est assuré par une émission aérotherme fonctionnant dans une plage de température de 7°C à 12°C, en fonction de la température ambiante. Seules l'aile Ouest et l'aile Sud bénéficient de la climatisation. En revanche, l'aile Nord est rafraîchie par le groupe de ventilation.

Locaux	Consigne rafraîchissement (°C)
Laboratoires	21
Bureaux	26
Thermostaté à 18°	18,5

Tableau 14 : Consignes de températures utilisées pour la climatisation

4 ANALYSE DE LA SURCHAUFFE DU BÂTIMENT

Selon le premier pilier illustré dans la méthodologie, l'objectif premier est de limiter la consommation du bâtiment. A cette fin, une étude de surchauffe a été réalisée afin de déterminer si la climatisation des bureaux de l'aile Nord est nécessaire. Six scénarios basés sur l'efficacité des parois vitrées extérieures et sur les mesures passives applicables ont été envisagés.

4.1 CONSIGNE DE CONFORT

Le confort thermique est une notion subjective qui dépend principalement de la perception individuelle. Il caractérise un état de bien-être constant. Le confort au sein d'un bâtiment peut être défini selon la norme ISO 7730 comme une situation où :

- Le bilan thermique de l'individu est équilibré avec une faible implication de ses mécanismes d'autorégulation
- Il n'y a pas d'inconfort causé par des courants d'air ou de fortes différences de température entre deux points du local ou entre un point et l'une des parois

Deux indicateurs sont couramment utilisés pour caractériser le confort. Le premier indicateur est le PMV (Predicted Mean Vote), qui permet de quantifier le confort thermique perçu dans un espace. Cette valeur, située entre -3 (très froid) et +3 (très chaud), est déterminée selon l'équation de Fanger. [32]. Cette relation prend en compte plusieurs éléments interagissant dans un espace.

Les éléments déterminants de l'équation de Fanger comprennent :

- Température de l'air
- Température moyenne radiante
- Vitesse de l'air
- Degré hygrothermique de l'air
- Habillement
- Activité métabolique

L'indicateur PPD (Percentage of People Dissatisfied) quantifie la proportion d'utilisateurs insatisfaits du confort intérieur. Généralement, ces deux indicateurs ont une relation moyenne, comme illustré dans la figure 11 ci-dessous. On observe que même avec un PMV de 0, représentant une situation de confort idéale, il reste toujours 5% des utilisateurs insatisfaits. Cela est dû en grande partie à la subjectivité du confort thermique. [32]

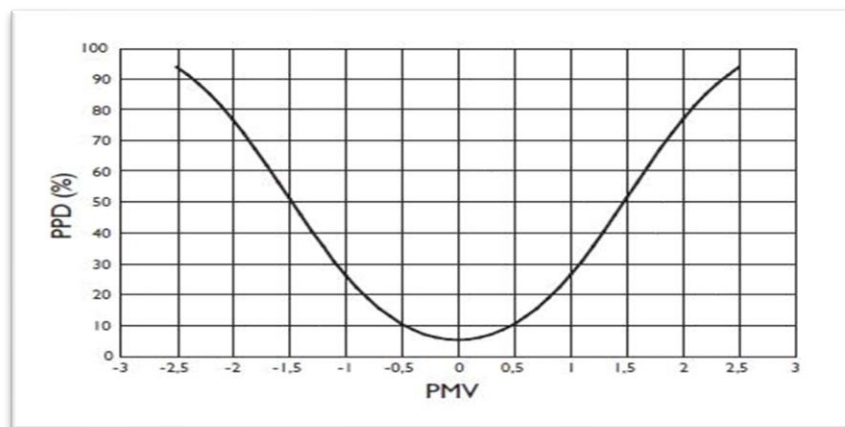


Figure 11 : Relation entre PMV ET PPD [33]

Un autre indicateur peut être utilisé pour évaluer le confort thermique, la température opérative du local. Celle-ci représente une moyenne pondérée entre la température de l'air et la température moyenne radiante. La température opérative peut être calculée selon la formule suivante : [34]

$$T_{op} = A_{op} \cdot T_{air} + (1 - A_{op}) \cdot T_{mean_radiant}$$

Equation 1 : Température opérative

T_{op} : Température opérative (C°)

A_{op} : vitesse relative de l'air (m/s)

T_{air} : Température de l'air (C°)

$T_{mean_radiant}$: Température moyenne radiante (C°)

Dans le cas du B6a, les consignes de confort mentionnées ci-dessous ont été établies selon la Norme ISO 7730:2005 dans le programme architectural **Annexe 1 pg.71**. Ces dernières sont illustrées dans le tableau 15 ci-dessous.

PMV	PPD (%)	T° op maximale (°C)	Durée (Heure)
-0,5 à +0,5	10	/	3.993
+0,5 à +1	26	26	34

Tableau 15 : Consignes des locaux

La durée admissible de surchauffe a été définie à 10% du temps d'occupation du bâtiment, ne tenant pas compte des soirées et des week-ends. Avec une durée d'occupation annuelle estimée à 3.993 heures, cela équivaut à une limite de surchauffe de 34 heures par an.

Dans le but de simplifier la consigne de confort, seule la température opérative sera prise en compte pour l'étude de surchauffe. En effet, l'indicateur PMV peut être corrélé à la température opérative. Pour une vitesse du vent de 0,1 m/s, la température opérative idéale pour une personne assise, habillée d'un pantalon et d'un t-shirt, est de 26°C ± 1,5°C. [32]

Finalement, la surchauffe des locaux types est quantifiée en se basant sur une température opérative maximale de 26,5°C, conformément à la consigne de température illustrée dans le tableau 14, en prenant en compte une vitesse de l'air de 0,2 m/s dans la zone d'occupation. Cette valeur a été estimée dans le programme architectural **Annexe 1 pg.72** et est prévue à travers les grilles de ventilation du bâtiment. [35]

4.2 IDENTIFICATION DES LOCAUX TYPES

Les locaux sélectionnés sont des bureaux ou des espaces de vie bénéficiant d'une exposition sud significative. Ils sont situés au troisième ou quatrième étage afin de ne pas être affectés par les zones d'ombre environnantes. De plus, ces locaux sont représentatifs des autres espaces du bâtiment. Dans cette optique, nous avons sélectionné des bureaux individuels et des bureaux communs en tenant compte de leurs expositions respectives. De même, nous avons pris en compte des espaces de vie en raison de leur exposition sud et de leur régime d'occupation.

Les laboratoires ne sont pas inclus dans cette étude en raison de la climatisation obligatoire de ces locaux. Le tableau 16 et la figure 12 ci-dessous présentent les noms et les dispositions des espaces types du bâtiment.

R3 entrée ouest	1	R4 bureaux C3	4
R4 bureau A1	2	R4 bureau C1	5
R4 grande détente	3	R4 bureaux C2	6

Tableau 16 : Locaux types destinés à l'analyse de surchauffe

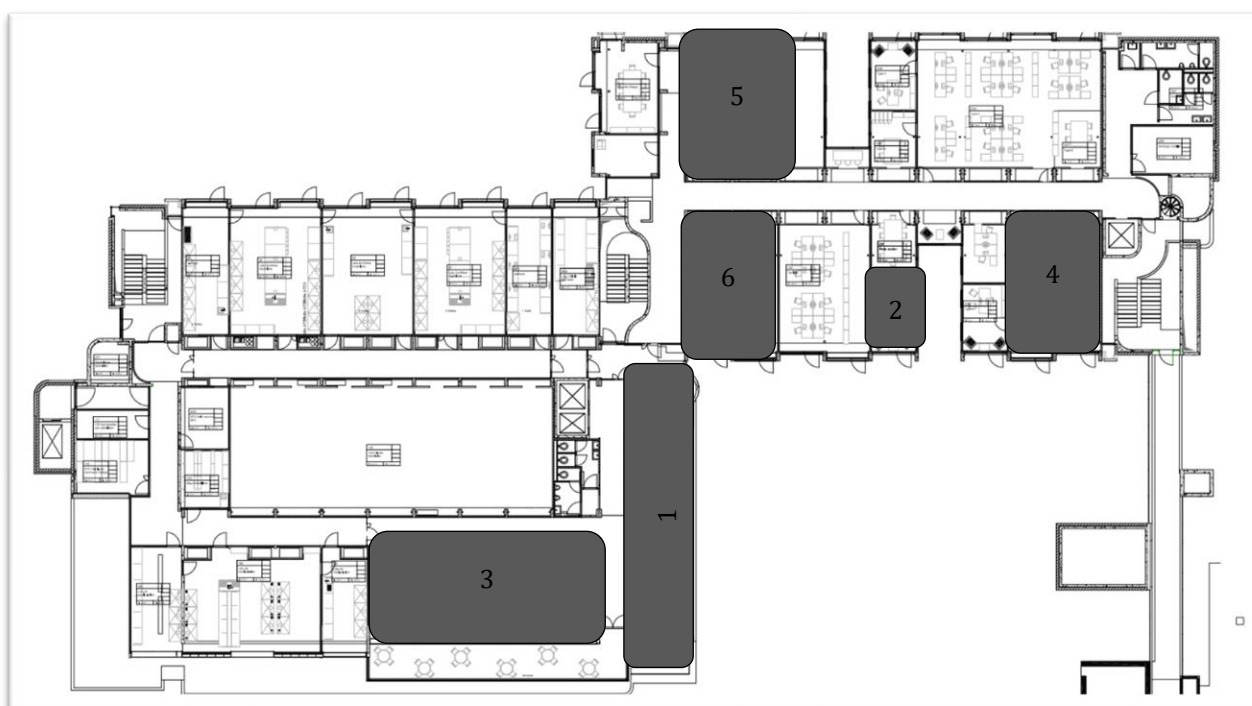


Figure 12 : Localisation des locaux types

4.3 DÉFINITION DES DONNÉES RÉCUPÉRÉES

L'interface Trnbuild permet d'établir des communications avec d'autres interfaces à l'aide des fonctions Input et Output.

Les inputs sont fournis par l'interface Simulation Studio et comprennent les températures et l'irradiation du modèle météo sélectionné. Deux autres éléments ont été ajoutés :

- La commande d'ouverture et de fermeture des stores extérieurs en fonction de l'irradiance extérieure sur la surface.
- Les horaires de fonctionnement du night cooling.

En ce qui concerne les valeurs récupérées du logiciel, 6 outputs ont été définis pour chaque zone thermique. Les outputs sont spécifiés en détail dans le tableau 17 ci-dessous.

Nom	Numéro Output	But recherché
QHEAT	30	Analyse de la consommation
QCOOL	31	Analyse de la consommation
QAHU_SENS_H	172	Analyse de la consommation
QAHU_SENS_C	173	Analyse de la consommation
QAHU_DEHUM_C	176	Analyse de la consommation
TOP	122	Analyse de surchauffe

Tableau 17 : Liste des outputs utilisés

Les outputs 30-31-172-173 ont été assignés à toutes les zones thermiques du bâtiment.

Les outputs 30 et 31 permettent de déterminer les besoins nets du bâtiment, qui seront satisfaits par des systèmes d'émission localisés.

Les outputs 172 et 173 permettent de déterminer les besoins du groupe de ventilation pour fournir de l'air à la température de consigne.

L'output 176 est utilisé pour toutes les zones laboratoires du bâtiment, afin de définir les besoins latents pour la déshumidification.

Enfin, l'output 122 est utilisé pour les locaux critiques soumis à la surchauffe décrite précédemment.

4.4 DONNÉES MÉTÉO

Les données météorologiques utilisées sont des données météonormes basées sur la ville de Bruxelles. Ces données météorologiques représentent une moyenne des années précédentes (2000-2019) [36] et fournissent un profil horaire comprenant la température, l'humidité et le rayonnement extérieur.

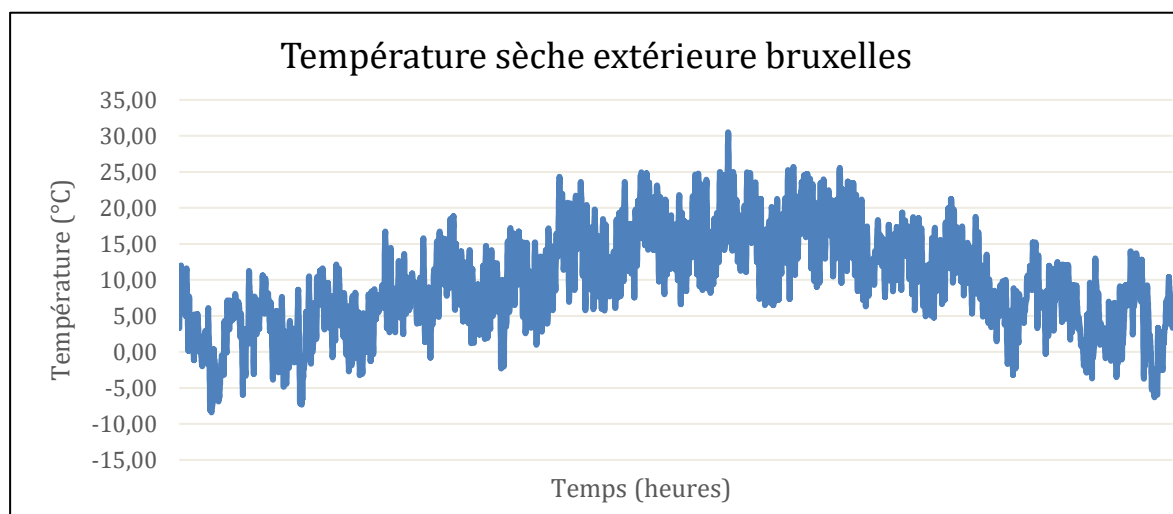


Figure 13: Répartition annuelle des températures sèches (Bruxelles)

Les résultats des températures sèches obtenues sont présentés dans la figure 13 ci-dessus. La température sèche minimale enregistrée est de -8,4 °C, observée le 11 janvier à 8h00. Concernant la température sèche maximale, elle atteint 30,5 °C le 21 juillet à 19h00. Le détail des données météo utilisées est disponible en **Annexe N°6 sections conditions extérieures**.

4.5 DÉTAILS DES SCÉNARIOS

En raison de la grande proportion de parois vitrées au sein du bâtiment, les scénarios choisis se basent principalement sur les caractéristiques du vitrage utilisé. À cet effet, deux facteurs ont été étudiés :

Le coefficient de transmission énergétique globale d'un vitrage, également appelé coefficient g, représente la proportion du rayonnement solaire qui pénètre à l'intérieur du bâtiment par rapport à l'ensemble de l'irradiation atteignant le vitrage. Il englobe à la fois les gains dus au rayonnement et l'échauffement du vitrage. [37]. L'utilisation d'un vitrage à faible coefficient g implique donc une limitation des gains externes du bâtiment, tant en été qu'en hiver.

La conductivité thermique du vitrage et du châssis qualifie la capacité de la paroi à résister aux transferts de chaleur [38]. Cette valeur reprend les pertes par conduction et par convection à travers la paroi. Les valeurs couramment rencontrées avoisinent 1,1 W/m²K pour un double vitrage. [39] L'utilisation d'un vitrage à faible conductivité thermique réduit les flux d'énergie traversant la paroi.

Récapitulatif des scénarios utilisés :

N° Scénario	1	2	2'	3	4	4'
Facteur g	0,30	0,38	0,38	0,29	0,26	0,26
U vitrage (W/m ² k)	0,86	0,86	0,86	1,10	1,08	1,08
Store extérieur	Non	Non	Oui	Non	Non	Non
Night cooling	Oui	Oui	Oui	Oui	Oui	Non

Tableau 18 : Scénarios de surchauffe abordé

Dans le but de cette étude, 4 types de vitrages ont été sélectionnés à partir de la bibliothèque Trnbuild :

- Le vitrage COOL-LITE_KNT155 est utilisé pour le scénario 1 [40].
- Le vitrage COOL-LITE_KNT164 est utilisé pour les scénarios 2 et 2' [40].
- Le vitrage COOL-LITE_KS147 est utilisé pour le scénario 3 [40].
- Le vitrage GU_SunGuard_HPsilver est utilisé pour les scénarios 4 et 4' [41].

De plus, le scénario 2' permet une comparaison avec un scénario qui comprend des stores extérieurs. Le vitrage du scénario 2 a été utilisé dans ce cas en raison de sa faible conductivité thermique, ce qui limite les échanges thermiques, et de son facteur g plus élevé, ce qui permet d'optimiser les gains externes en hiver et de les limiter à l'aide des stores pendant les saisons chaudes. Les stores se ferment automatiquement lorsque l'irradiation atteint 506 (W/m²K) et s'ouvrent automatiquement lorsque l'irradiation extérieure descend en dessous de 432 (W/m²K). Ces valeurs ont été définies selon les normes utilisées dans le bureau d'étude mais également en fonction de l'impact sur le taux de surchauffe des locaux.

Toutefois, un deuxième facteur permet le bon fonctionnement de ces stores, la température intérieure est généralement prise en compte pour déclencher l'ouverture ou la fermeture des stores. Ce facteur n'est pas étudié dans cette simulation.

Enfin, le scénario 4' permet une comparaison avec un scénario sans refroidissement nocturne. Le vitrage du scénario 4 a été utilisé car il est considéré comme le vitrage le plus efficace contre la surchauffe parmi la gamme sélectionnée. Le refroidissement nocturne est pris en compte dans tous les espaces, à l'exception des espaces de stockage et des locaux techniques.

4.6 COMPARAISON DES SCÉNARIOS

Les différents scénarios ont été simulés afin de comparer le taux de surchauffe spécifique aux locaux critiques étudiés. Pour rappel, seule la température opérative a été prise en compte. La surchauffe est considérée lorsque la température opérative dépasse 26,5°C. Le détail des relevés de l'analyse de surchauffe est disponible en **Annexe N°7**.

En ce qui concerne les bureaux exposés au nord illustrés en figure 14 ci-dessous, le scénario avec store extérieur n'a pas été étudié en raison des plus faibles gains solaires pour un local exposé au nord. Parmi les 5 scénarios étudiés, aucun ne présente un taux de surchauffe supérieur à 10% du temps d'occupation. Cependant, on observe que le refroidissement nocturne présente un intérêt majeur pour prévenir les risques de surchauffe (scénario 4').

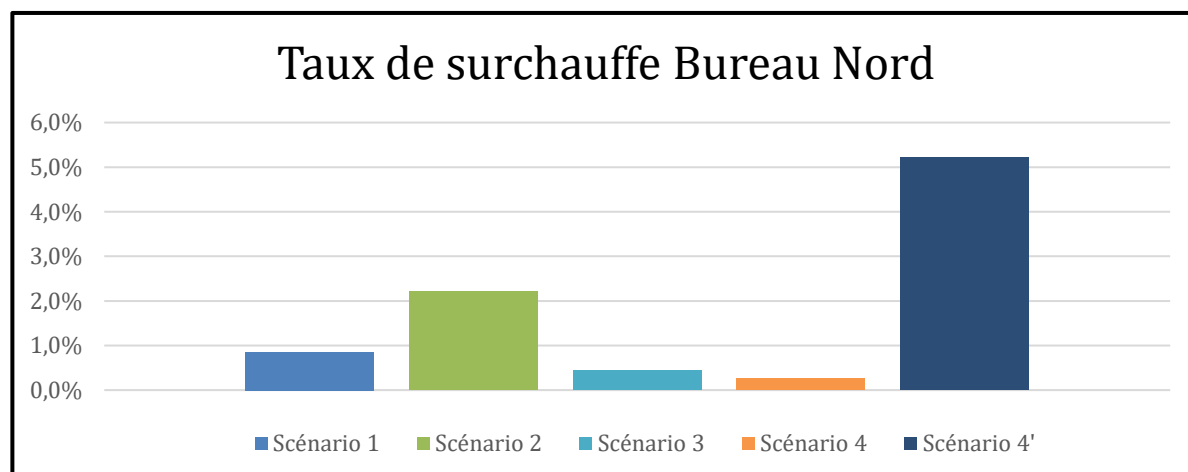


Figure 14 : Taux de surchauffe bureau type exposé nord

Pour les bureaux exposés au sud illustrés en figure 15, le maintien d'un taux de surchauffe acceptable nécessite l'utilisation du refroidissement nocturne. Le scénario le plus avantageux dans ce cas est celui avec des stores extérieurs (scénario 2'). De plus, il convient de souligner l'importance du coefficient g dans les bureaux exposés au sud.

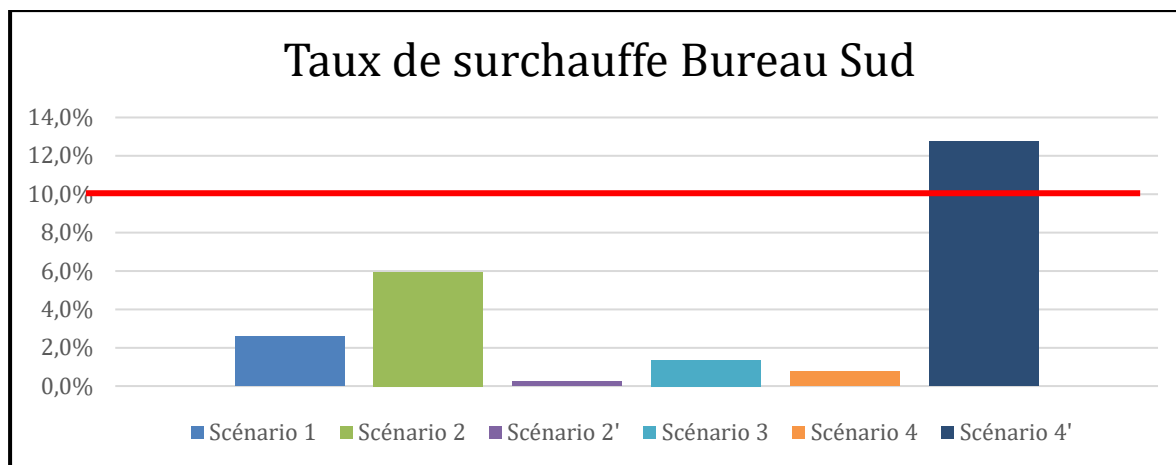


Figure 15 : Taux de surchauffe bureau type exposé sud

Comme illustré dans la figure 16 ci-dessous, la grande salle située au quatrième étage est confrontée à une surchauffe uniquement dans le scénario 2. Malgré la présence d'une baie vitrée exposée au sud, l'utilisation de protections solaires telles que des brise-soleils et la climatisation des locaux adjacents permet de maintenir les températures opératives en dessous de 26,5°C.

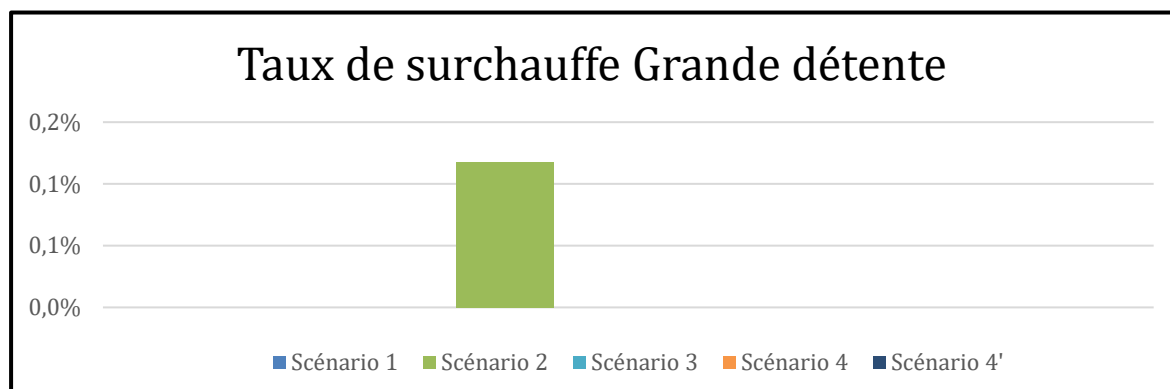


Figure 16 : Taux de surchauffe grande détente

On remarque en figure 17 ci-dessous que le bureau A1 présente des difficultés à respecter la consigne de surchauffe dans tous les scénarios. Cela est dû à sa double exposition sud ainsi qu'à sa petite taille. Néanmoins, le scénario 2' semble être le plus efficace dans cette situation. Les scénarios les plus pessimistes sont le scénario 2 et le scénario 4'.

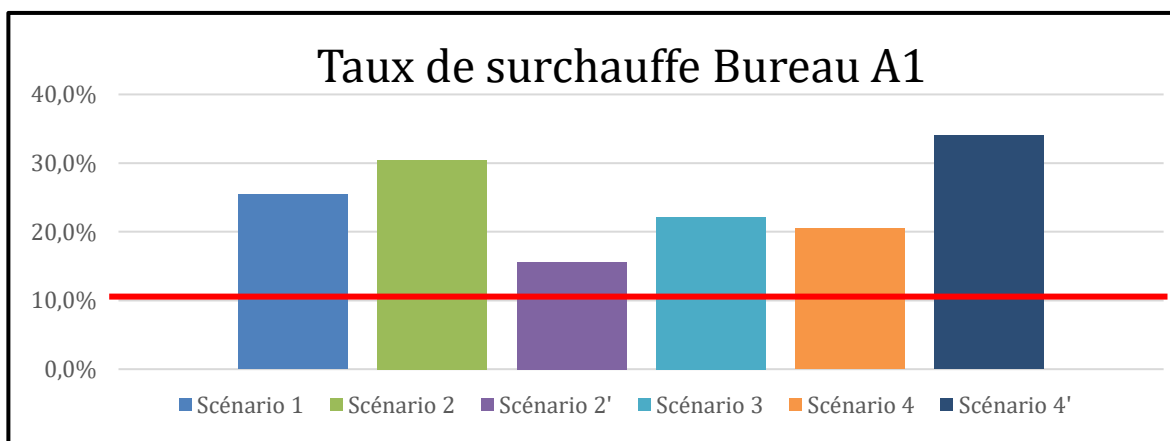


Figure 17 : Taux de surchauffe petit bureau exposé Sud

Les résultats concernant l'atrium sont illustrés en figure 18 ci-dessous, ce local est composé d'un mur-rideau, n'incluant pas de stores extérieurs (scénario 2') en raison de la nécessité de préserver l'aspect esthétique du mur-rideau. On remarque que le coefficient g joue un rôle majeur dans les résultats obtenus. Le scénario 2, avec une valeur g de 0,38, présente le taux de surchauffe le plus élevé. Cependant, aucun des scénarios ne dépasse la consigne de surchauffe.

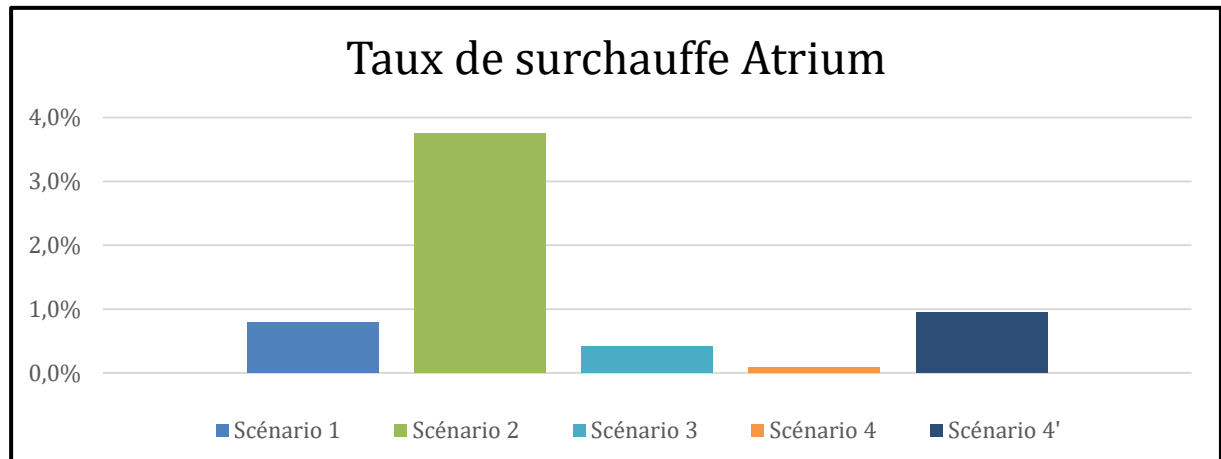


Figure 18 : Taux de surchauffe Atrium

Enfin, la figure 19 ci-dessous présente le relevé des températures opératives maximales enregistrées dans les locaux critiques.

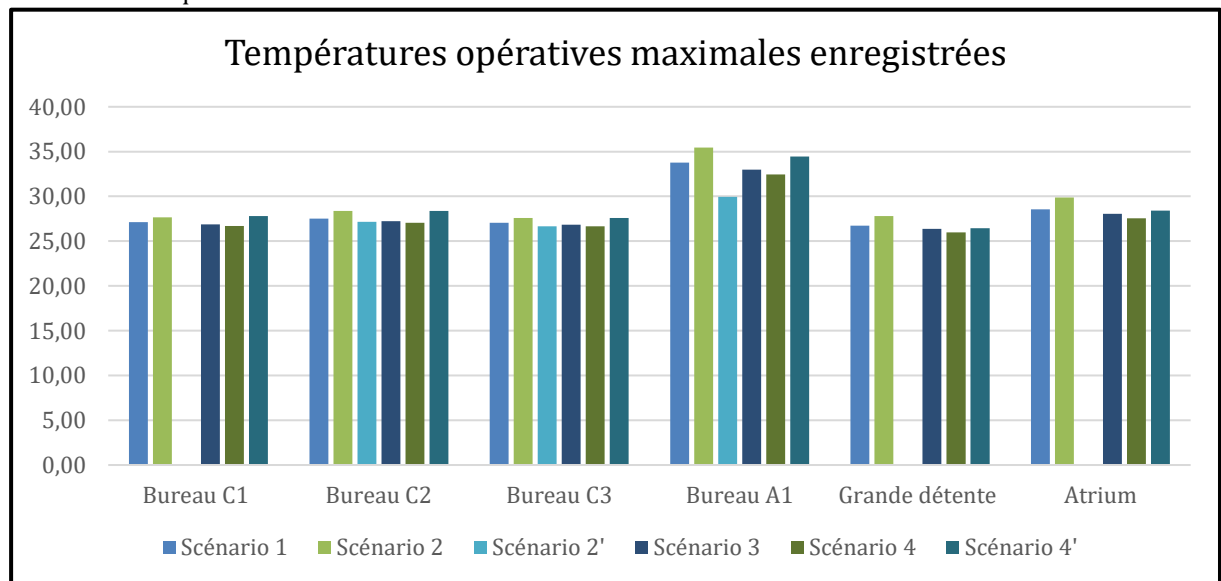


Figure 19 : Températures opératives maximales enregistrées

À l'exception du bureau A1, aucun des scénarios n'engendre une température opérative supérieur à 30°C. On remarque également que les températures maximales enregistrées ne varient pas significativement selon les différents scénarios. Par conséquent, l'influence de ces derniers se justifie davantage par la durée d'exposition que par l'intensité de la surchauffe.

4.7 CONCLUSION ÉTUDE DE SURCHAUFFE

Le tableau 19 ci-dessous présente les caractéristiques des scénarios mentionnés précédemment ainsi que la durée moyenne de surchauffe pour chaque scénario. Cette durée est définie par rapport à la moyenne des heures de surchauffe des différents types de locaux par scénario. Cela permet d'avoir une vision plus générale de l'impact des scénarios utilisés.

N° Scénario	1	2	2'	3	4	4'
Facteur g (%)	0,30	0,38	0,38	0,29	0,26	0,26
U vitrage (W/m ² k)	0,86	0,86	0,86	1,10	1,08	1,08
Store extérieur	Non	Non	Oui	Non	Non	Non
Night cooling	Oui	Oui	Oui	Oui	Oui	Non
Temps moyen d'exposition à la surchauffe (heures/an)	171	257	123	139	122	335

Tableau 19 : Temps d'exposition moyen à la surchauffe

L'utilisation d'un meilleur coefficient g permet une réduction de 33% du temps moyen de surchauffe, soit 171 heures par an pour le scénario 1, contre 257 heures pour le scénario 2.

Le choix d'une meilleure conductivité thermique entraîne une réduction de 28% du temps moyen de surchauffe, avec 171 heures pour le scénario 1, contre 139 heures pour le scénario 3.

La présence de stores extérieurs offre une réduction de 52% du temps moyen de surchauffe, soit 257 heures pour le scénario 2, contre 123 heures pour le scénario 2'.

L'utilisation d'un coefficient g très efficace réduit de 12% le temps moyen d'exposition à la surchauffe, avec 122 heures pour le scénario 4, contre 139 heures pour le scénario 3.

Enfin, l'utilisation du night cooling limite le temps moyen de surchauffe de 63,5%, avec 122 heures pour le scénario 4, contre 335 heures pour le scénario 4'.

Mis à part le bureau A1, qui est exposé au soleil du matin jusqu'en fin d'après-midi, la surchauffe du bâtiment respecte la consigne et reste inférieure à 10% du temps d'occupation. Une solution spécifique peut être envisagée pour ce bureau. (Figure 17)

Le refroidissement nocturne est indispensable pour éviter la surchauffe des bureaux exposés au sud. (Figure 15)

Parmi les cinq scénarios, on constate que le très bon coefficient solaire g (scénario 4) et les stores extérieurs (scénario 2') sont les éléments les plus influents de la simulation, en particulier sur les surfaces vitrées orientées vers le sud. Cependant, il est important de noter que l'apport d'air frais à 21°C contribue également à limiter l'augmentation des températures.

5 ANALYSE DES BESOINS NETS DU BÂTIMENT

Pour déterminer le scénario le plus intéressant, nous procéderons à une étude comparative de la consommation nette du bâtiment et de la surchauffe. Cette analyse vise à évaluer le confort et les performances des différents scénarios étudiés.

Les besoins énergétiques nets du bâtiment sont assurés de deux manières : des batteries en gaines pour les laboratoires situés dans l'aile Ouest et l'aile Sud et des radiateurs pour les bureaux de l'aile Nord. Par conséquent, ces besoins ne tiennent pas compte de l'énergie nécessaire pour atteindre une température de pulsion de 21°C dans les locaux.

5.1 COMPARAISON DES BESOINS DU BÂTIMENT

Tout d'abord, une comparaison des besoins nominaux requis est effectuée, ce qui peut impacter d'autant plus l'investissement du projet.

La figure 20 ci-dessous illustre ces besoins nominaux. On observe que les scénarios 1 et 2 nécessitent un investissement similaire.

En ce qui concerne le scénario 2', on remarque un besoin maximal destiné au refroidissement plus faible par rapport au scénario 2, grâce à l'utilisation de stores extérieurs. Pour la même raison, le besoin maximal de chauffage reste similaire.

Les scénarios 3 et 4, quant à eux, nécessitent une installation plus importante, en particulier en ce qui concerne les besoins de chauffage, en raison d'un meilleur coefficient g et d'une conductivité thermique plus élevée du vitrage.

Finalement, on constate que, à l'exception du scénario composé de stores, les besoins nominaux de refroidissement nécessaires restent assez similaires. En ce qui concerne les besoins de chauffage, on observe une augmentation en raison de la conductivité thermique plus élevée et d'un coefficient g plus faible. En cause, des gains internes plus faibles et des pertes de chaleur plus importantes pendant l'hiver.

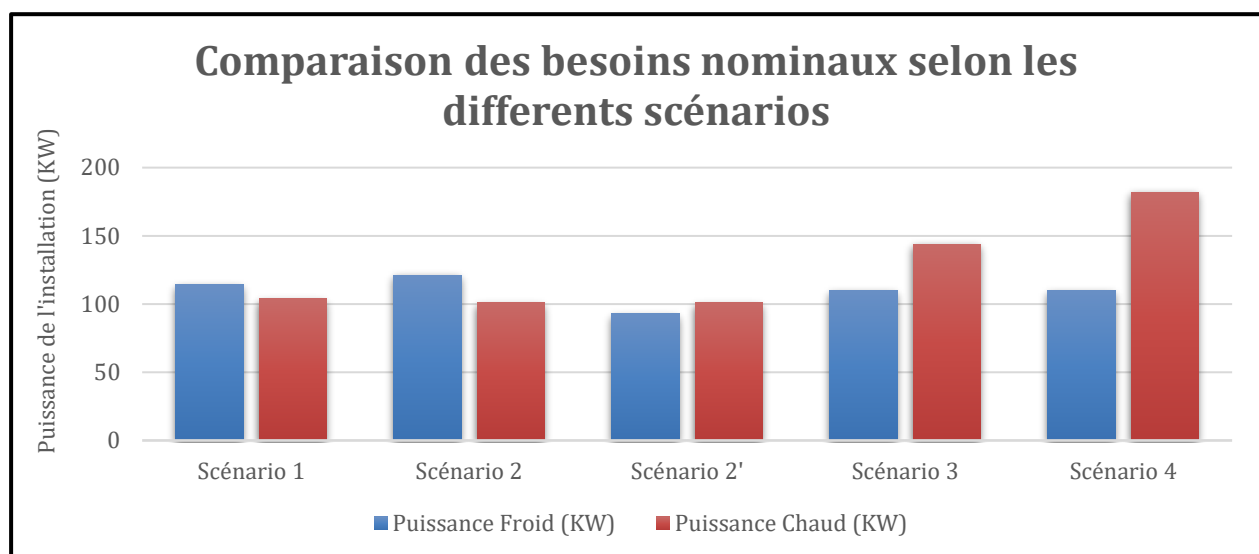


Figure 20 : Besoins nominaux du bâtiment

La seconde comparaison concerne les besoins annuels du bâtiment. Ces derniers sont détaillés dans les figures 21 et 22 ci-dessous. Le détail des résultats est disponible en **Annexe N°8**

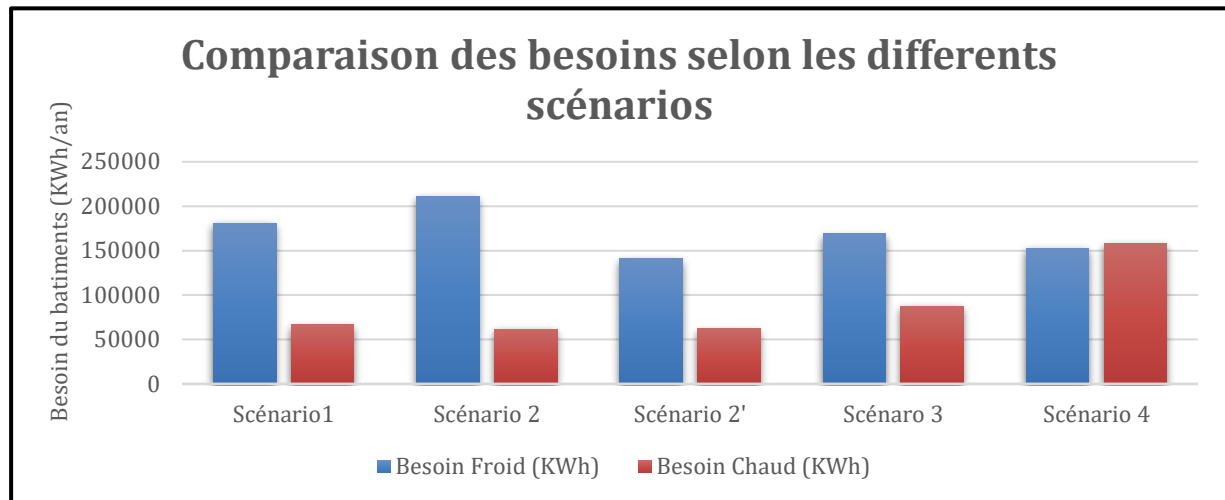


Figure 21 : Besoins annuels du bâtiment

Le night cooling est considéré comme essentiel pour éviter la surchauffe, par conséquent, tous les scénarios intègrent un night cooling.

L'utilisation d'un coefficient g faible réduit les besoins de refroidissement de 15% mais augmente les besoins annuels de chauffage de 8%.

Une bonne conductivité thermique entraîne une augmentation de 8% des besoins de refroidissement, mais une réduction de 24% des besoins annuels de chauffage.

L'utilisation d'un coefficient g très efficace réduit de 10% les besoins annuels de refroidissement, mais augmente de 81% les besoins de chauffage du bâtiment.

Enfin, l'installation de stores extérieurs permet une diminution de 22% des besoins de refroidissement, avec une légère augmentation de 1% des besoins de chauffage.

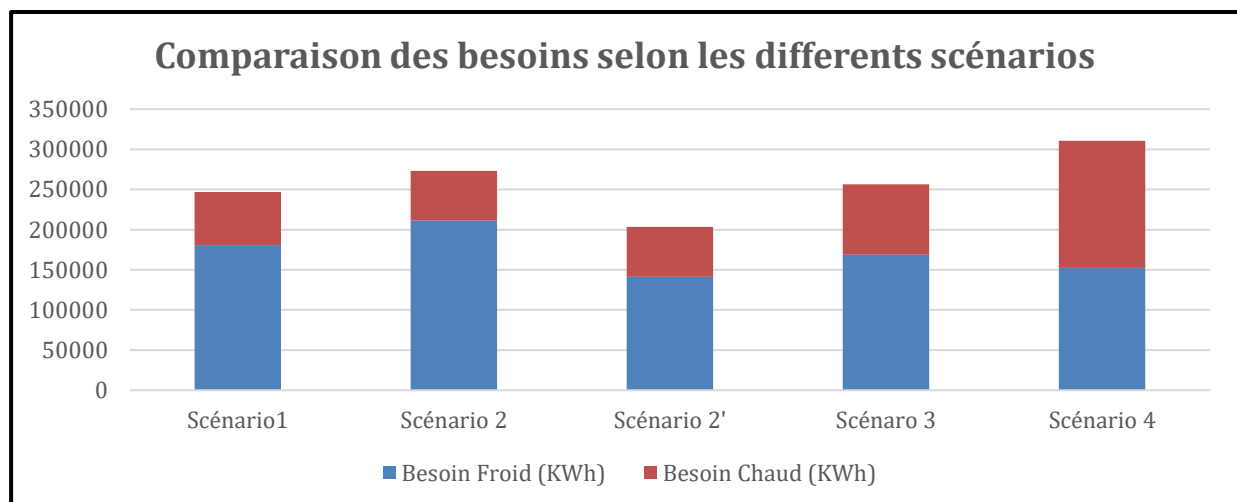


Figure 22 : Besoins annuels cumulés du bâtiment

En analysant les consommations annuelles cumulées, on observe que l'utilisation d'un coefficient g plus faible réduit les besoins totaux de l'installation de 10%.

L'utilisation d'un vitrage à faible conductivité thermique limite les besoins totaux du bâtiment de 4%.

L'application de stores extérieurs réduit les besoins totaux annuels de 26%.

En revanche, l'utilisation d'un coefficient g très performant augmente les besoins annuels de 21%.

Un récapitulatif des influences des différents facteurs sur les consommations annuelles est présenté dans le tableau 20 ci-dessous.

	Froid	Chaud	Total
G	15%	-8%	10%
U	-7%	24%	4%
Store	22%	-1%	26%
Très bon G	10%	-81%	-21%

Tableau 20 : Influence des facteurs analysés sur les besoins net du bâtiment

En ce qui concerne les besoins en froid, les scénarios 2' et 4 sont les moins énergivores, tandis que les scénarios 1 et 2 sont les plus énergivores.

En revanche, en ce qui concerne les besoins de chauffage, ce sont les scénarios 3 et 4 qui sont les plus énergivores.

5.2 CHOIX DU SCÉNARIO

Le choix du scénario est basé sur deux facteurs : le confort à l'intérieur du bâtiment et les besoins annuels. Le choix est effectué en recherchant un optimum entre les différents scénarios.

	Surchauffe (heure/an)	Besoins totaux nets (kWh/an)
Scénario 1	172	247025
Scénario 2	257	273183
Scénario 2'	123	203296
Scénario 3	139	256335
Scénario 4	122	310670
Scénario 4'	335	/

Figure 21 : Tableau récapitulatif des pour et contre des différents scénarios

En analysant conjointement l'étude de surchauffe et les besoins nets du bâtiment, le scénario 2' semble être le plus intéressant. En effet, il permet de réduire le taux de surchauffe, notamment dans les bureaux exposés au sud, tout en limitant la consommation de la climatisation dans les zones concernées.

En termes de surchauffe, les scénarios 3 et 4 sont ensuite les plus intéressants, principalement en raison de leurs bons coefficients g et de leur conductivité thermique plus élevée. Cependant, ce sont également les scénarios les plus énergivores en ce qui concerne les besoins de chauffage. De plus, ces types de vitrages sont plus coûteux en raison de leurs performances élevées contre le rayonnement solaire.

Enfin, les scénarios 1 et 2 présentent les besoins de climatisation les plus importants mais également les besoins de chauffage les plus faibles. En termes de surchauffe, le scénario 2 est le moins confortable.

Au final, il semble intéressant d'opter pour le scénario 2'. Cependant, en raison de considérations éthiques et de la complexité de l'entretien du système amovible mécanique, cette solution peut ne pas être la plus satisfaisante pour le client.

En conclusion, les scénarios 1 et 3 sont tous deux intéressants. Respectant la consigne de surchauffe, c'est le besoin net légèrement plus faible du scénario 1 par rapport au scénario 3 qui sera déterminant pour le choix final du scénario.

5.3 MISE À JOUR DES CONSIGNES DE CONFORT

Suite à une réunion avec l'ARI, organisme universitaire responsable de la gestion du projet, les conditions de confort ont été réévaluées dans le but d'optimiser les consommations annuelles.

Voici en tableau 22, les modifications apportées aux consignes. Celles-ci s'appliquent uniquement aux laboratoires.

	Consigne initiale	Consigne reçue
Humidité relative maximale (%)	70	60
Température maximale (°C)	21	23

Tableau 22 : Revue des consignes de confort

Le tableau 23 ainsi que la figure 23 ci-dessous comparent les consommations mises à jour au vu des nouvelles consignes de confort. En ce qui concerne le besoin nominal froid, la nouvelle consigne permet une réduction de 40 kW, ce qui équivaut à une diminution de 26% de la puissance nominale.

	Puissance Froid (kW)	Puissance Chaud (kW)	Besoin Froid (kWh)	Besoin Chaud (kWh)
Scénario 1	114	104	180.640	66.385
Scénario 1 BIS	84	104	80.834	66.385
Réduction (%)	26%	0%	55%	0%

Tableau 23 : Réduction des besoins selon les nouvelles consignes de confort

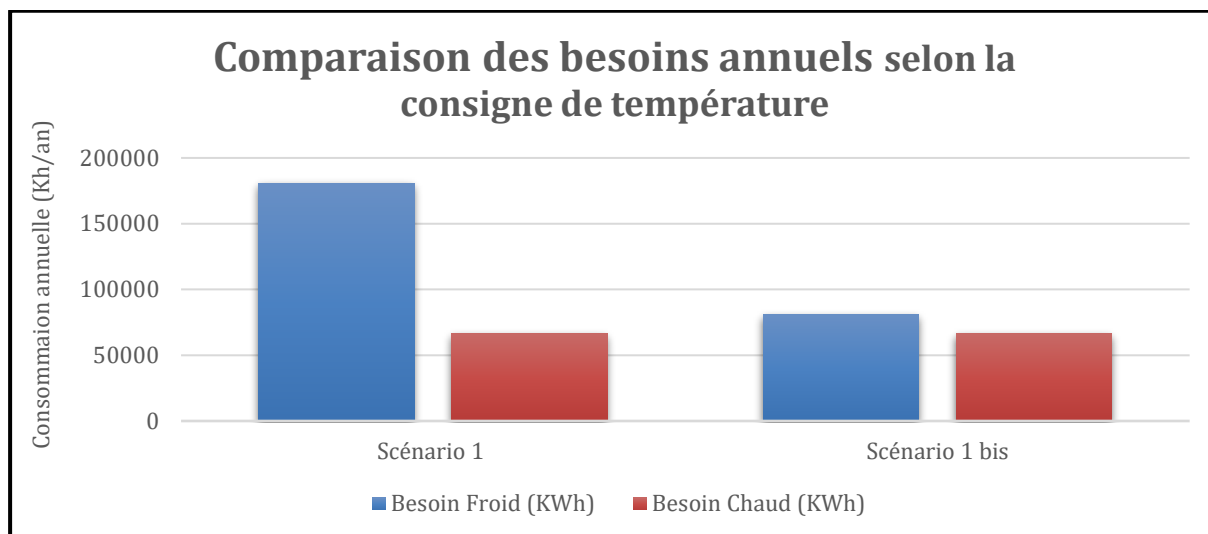


Figure 23 : Comparaison des besoins annuels

La comparaison des besoins nominaux est réalisée en figure 24 ci-dessous. La nouvelle consigne permet une économie de 99.806 kWh, ce qui représente une réduction de 55% des besoins nominaux nets totaux du bâtiment.

Les besoins en chauffage, quant à eux, restent inchangés. Les nouvelles consignes ne sont pas déterminantes pour les besoins de chauffage.

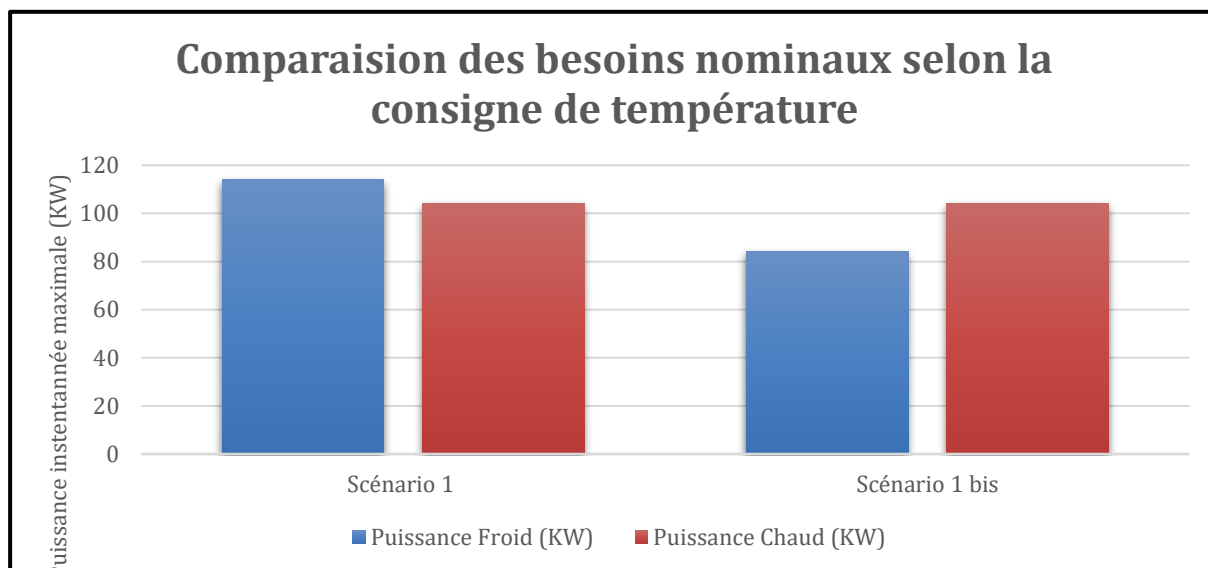


Figure 24 : Comparaison des besoins nominaux du bâtiment

6 ANALYSE DES BESOINS DE LA VENTILATION

Les besoins de la ventilation sont traités de manière indépendante des scénarios. Ils sont principalement liés aux exigences de conditionnement de l'air pour maintenir une température de 23°C avec une humidité relative de 70% en été ainsi qu'une température de pulsion de l'air de 21°C. Pour rappel, le système de ventilation est ajusté en fonction de l'occupation du bâtiment. Ainsi, il est actif de 8h00 à 19h00 en semaine et inactif pendant les week-ends.

Ces besoins de ventilation seront ajoutés aux besoins nets du bâtiment afin de les comparer aux valeurs de référence et aux calculs de dimensionnement statique réalisés précédemment.

6.1 CONDITIONS EXTÉRIEURES DIMENSIONNANTES

Les conditions extérieures ont été basées sur les données météorologiques utilisées lors de la simulation. Parmi ces conditions extérieures, deux extrêmes ont été considérés comme étant les plus déterminantes pour la ventilation du bâtiment.

Voici les conditions d'humidité annuelles utilisées pour la simulation. Les flèches grises sur la figure 25 ci-dessous représentent les deux journées considérées comme dimensionnantes. Ces deux journées ont été déterminées en fonction des besoins nominaux destinés à la ventilation/déshumidification. Les valeurs sont ensuite vérifiées dans le tableau 24 ci-dessous. Les conditions d'humidité extérieures sont disponibles en **Annexe N°6 sections conditions extérieures**.

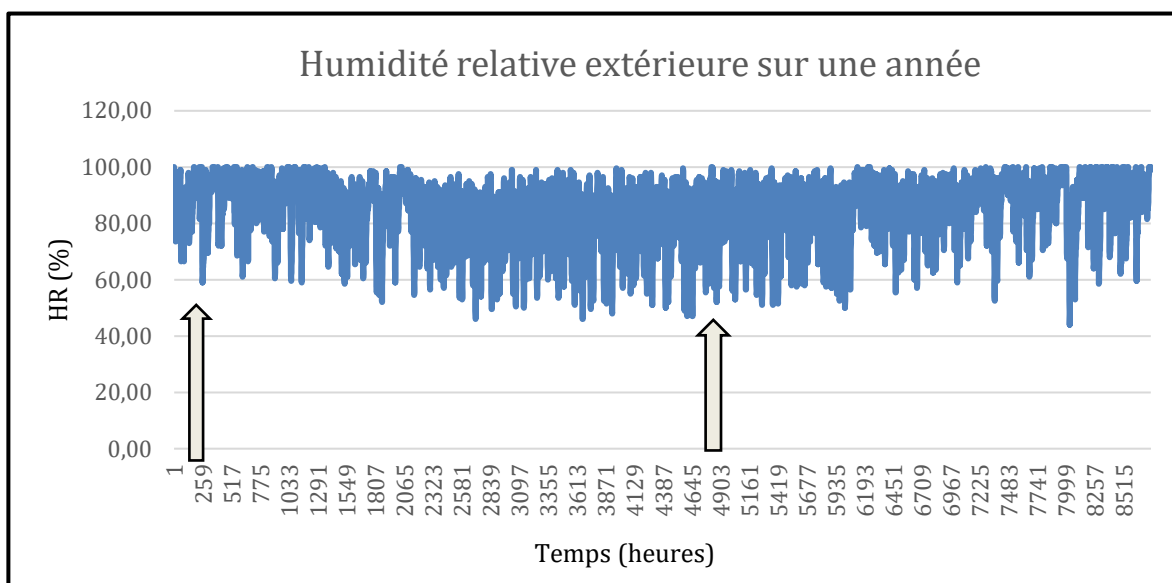


Figure 25 : Répartition annuelle du taux d'humidité relative à Bruxelles

L'humidité relative de l'air varie également en fonction du transfert d'énergie par l'échangeur. Les températures après l'échangeur de chaleur ont été définies en utilisant la formule suivante [42]

$$T^{\circ} recovery = \eta_{sens} * (T^{\circ}in - T^{\circ}out) + T^{\circ}out$$

Équation :3 Récupération thermique de l'échangeur du GPGE

$T^{\circ} recovery$ = Température après échangeur de chaleur

η_{sens} = Rendement de l'échangeur de chaleur

$T^{\circ}in$ = Température intérieure

$T^{\circ}out$ = Température extérieure

En supposant un rendement de l'échangeur à plaque de 70% ainsi qu'une température interieur de 21°C [43] , on obtient :

Jour	Température (°C)	Humidité (%)
11 janvier	-8	81
	Après récupérateur : 12,3	Après récupérateur : 20
21 juillet	23,1	81
	Après récupérateur : 22,4	Après récupérateur : 87

Tableau 24 : Température et taux d'humidité après échange thermique

6.2 VÉRIFICATION DES BESOINS DESTINÉS À LA DÉSHUMIDIFICATION

Les besoins de la ventilation ont été comparés à une mesure statique pour vérifier la fiabilité des données récupérées. La vérification a été effectuée en se basant sur les conditions dimensionnantes mentionnées ci-dessus, en particulier la déshumidification de l'aile Ouest. Cette vérification se base sur la formule suivante.

$$Q = m. \Delta h$$

Q : Puissance (kW)

m : Débit d'air de la ventilation (kg/s)

Δh : différence d'enthalpie (kJ/kg)

On remarque sur le tableau 25 ci-dessous, une légère marge d'erreur, limitée à maximum 8%. En examinant les besoins cumulés en froid latent et en froid sensible, cette différence se limite à un écart de 2,8%. Par conséquent, on observe des résultats similaires entre les calculs statiques et les mesures dynamiques. Le débit d'air dans l'aile Ouest quant à lui est estimé à 55.950 m²/heure soit 20,1 kg/s.

	Débit (kg/s)	Δh (kJ/kg)	Puissance statique (kW)	Puissance simulation (kW)	Marge d'erreur (%)
Chaud	20,1	10,6	213	224	5
Froid sensible	20,1	1,9	38	35	8
Froid latent	20,1	11,8	237	248	4,5

Tableau 25 : Vérification des besoins destinés à la déshumidification

Les résultats des différents besoins nominaux destinés à la ventilation et déshumidification du bâtiment sont déterminés en tableau 26 ci-dessous. Ces derniers sont obtenus en cumulant les besoins nominaux simultanés au bâtiment.

	Puissance dimensionnement (kW)	Besoin annuel (kWh)
Chaud	415	181.824
Froid sensible	157	16.857
Froid latent	392	48.163

Tableau 26 : Besoins totaux de la ventilation

La répartition annuelle des besoins destinés à la ventilation et déshumidification est illustrée en figure 26 ci-dessous.

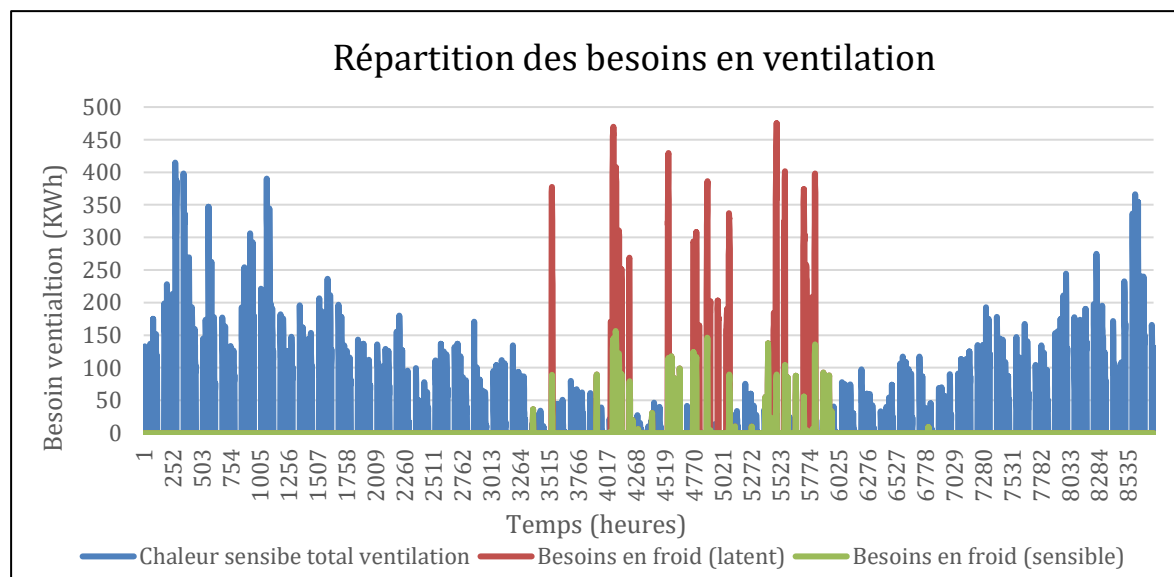


Figure 26 : Répartition annuelle des besoins totaux de la ventilation

On remarque que les besoins destinés à la déshumidification sont les plus importants. En effet, la puissance latente est 2,5 fois supérieure à la puissance sensible. Cela est dû à la condensation de l'air par un refroidissement jusqu'à 15,5°C avant d'être pulsé selon la consigne de 21°C et 70% d'humidité relative.

En ce qui concerne les besoins en chauffage, ils sont principalement destinés à chauffer l'air jusqu'à 21°C. Cependant, une partie de ces besoins est également allouée à la post-chauffe de la déshumidification. Ces besoins sont estimés à 80 kW, avec un besoin annuel dû à la post-chauffe estimée à 4806 kWh. Les besoins en chauffage pendant la saison estivale sont détaillés en figure 27 ci-dessous. Cette dernière s'étend du 15 avril au 15 octobre.

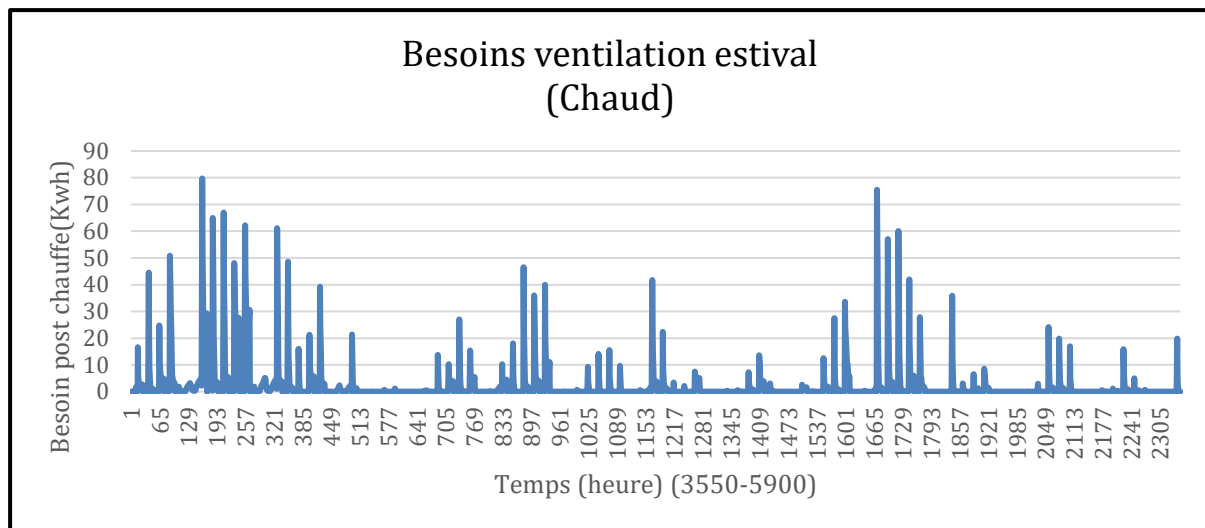


Figure 27 : Répartition estivale des besoins en chaud de la ventilation

L'analyse des besoins annuels de la ventilation démontre qu'une grande partie des besoins en chauffage sont fournis par la ventilation, en raison de la consigne de température de l'air fixée à 21°C. Quant aux besoins en froid, ils sont principalement nécessaires pour la déshumidification de l'air.

Voici sur la figure 28 ci-dessous, la répartition des besoins annuels destinés à la ventilation du bâtiment. Cette dernière, indépendante des scénarios choisis, sera cumulée aux besoins nets du bâtiment (Scénario 1). Les besoins destinés à préchauffer l'air pulsé représentent 78% des besoins de la ventilation, soit un besoin annuel de 206.096 kWh.

Les besoins en froid ne représentent au final que 22% des besoins de la ventilation, soit un besoin annuel de 563.25 kWh.

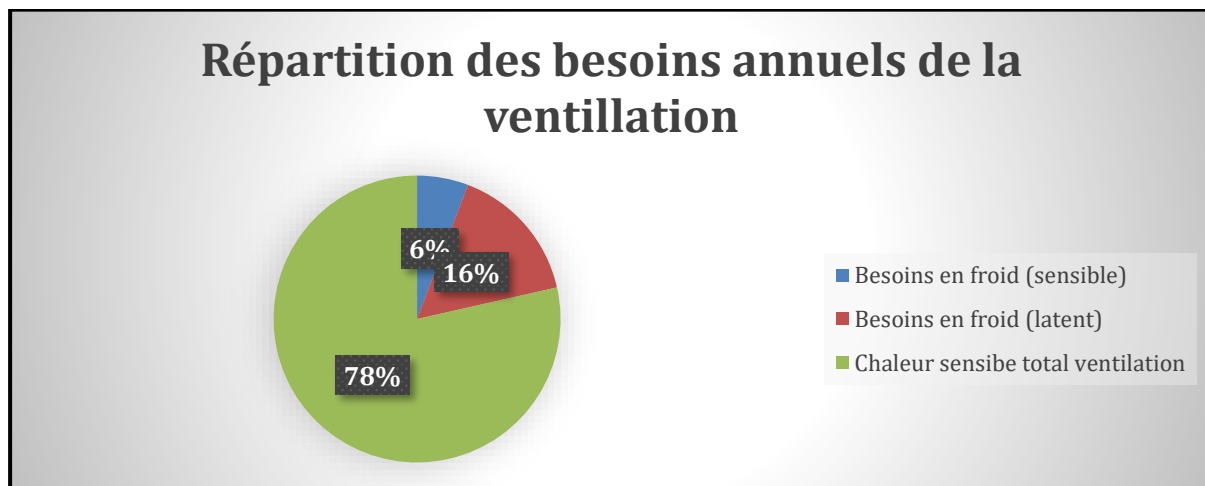


Figure 28 : Répartition des besoins annuels destinés à la ventilation

7 CONSOMMATIONS TOTALES DU BÂTIMENT

Afin d'analyser et de vérifier les besoins du bâtiment, les besoins nets sont combinés aux besoins destinés à la ventilation. Vous trouverez en figure 29 ci-dessous, le détail des besoins totaux du bâtiment. Les besoins en chauffage peuvent atteindre 476,5 kW. Les besoins cumulés de la climatisation et de la déshumidification, quant à eux, peuvent atteindre 539 kW.

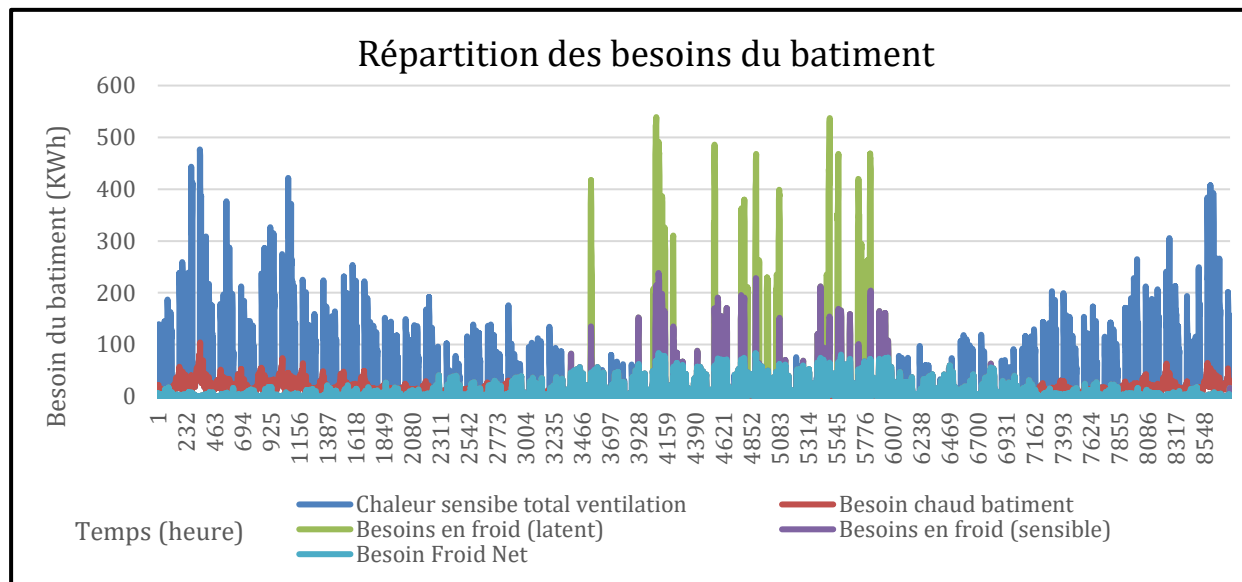


Figure 29 : Répartition annuelle des besoins totaux du bâtiment

En comparant l'ensemble des besoins du bâtiment, on constate que la majorité de ces besoins proviennent de la demande en chauffage pour la ventilation. En effet, 64% des besoins sont destinés à chauffer le bâtiment, à l'exception de la post-chauffe qui représente seulement 1% des besoins annuels.

La climatisation représente 19% des besoins annuels. Enfin, la déshumidification représente quant à elle 18% des besoins annuels. Elle se manifeste sous trois formes :

- Les besoins en froid sensible, nécessaires pour condenser l'air frais
- Les besoins en froid latent, nécessaires pour déshumidifier l'air frais
- Une post-chauffe destinée à pulser de l'air à 21°C après le processus de déshumidification estivale

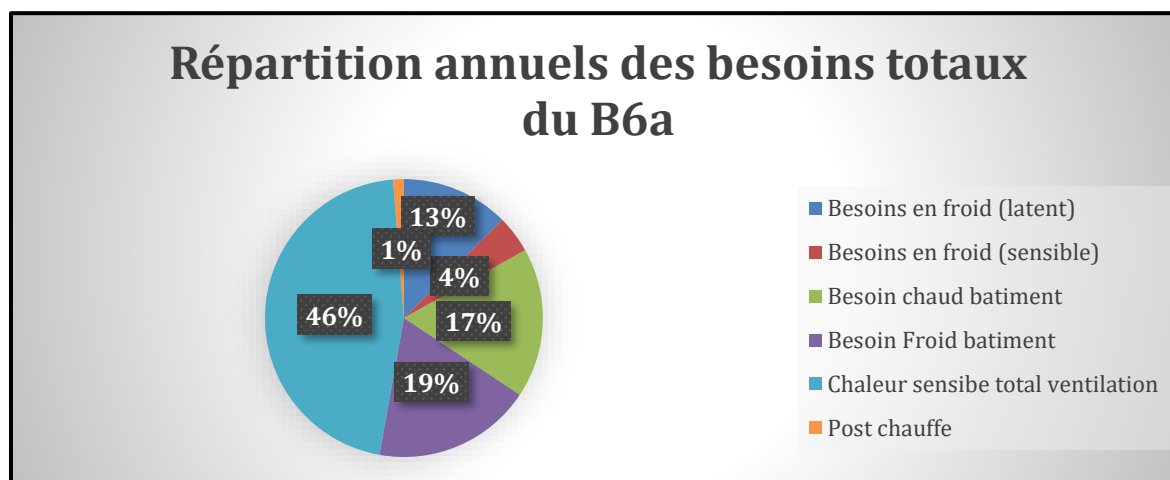


Figure 30 : Répartition annuelle des besoins totaux du bâtiment

Au final, les besoins nets du bâtiment représentent 36% des besoins totaux. Voici en figure 31 et figure 32 la répartition annuelle des besoins totaux du bâtiment B6a.

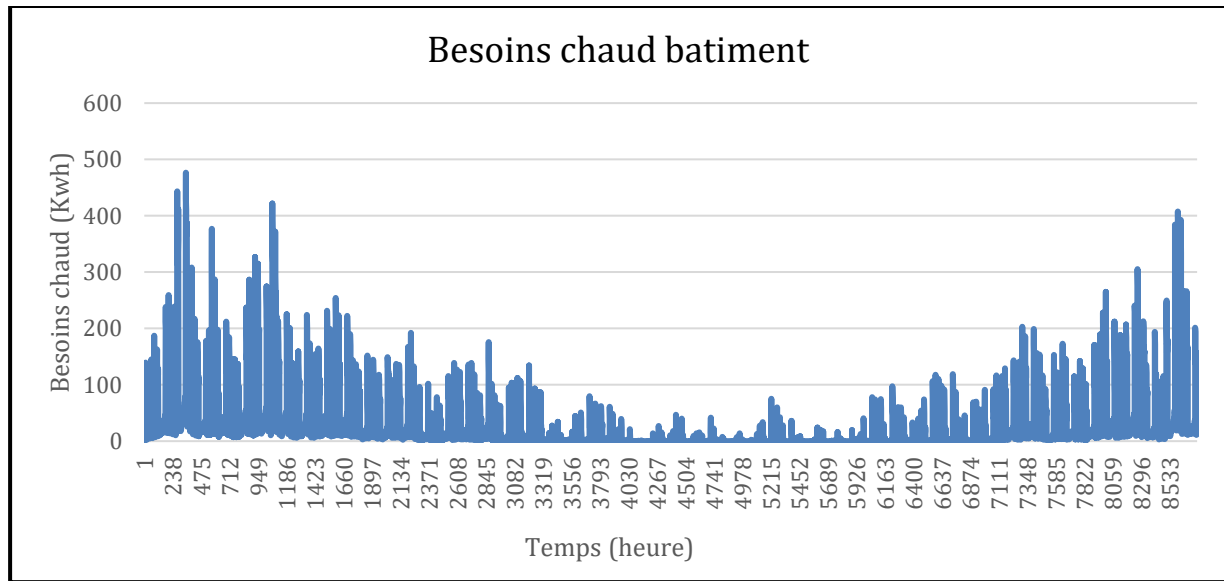


Figure 31 : Besoins totaux en chaud du B6a

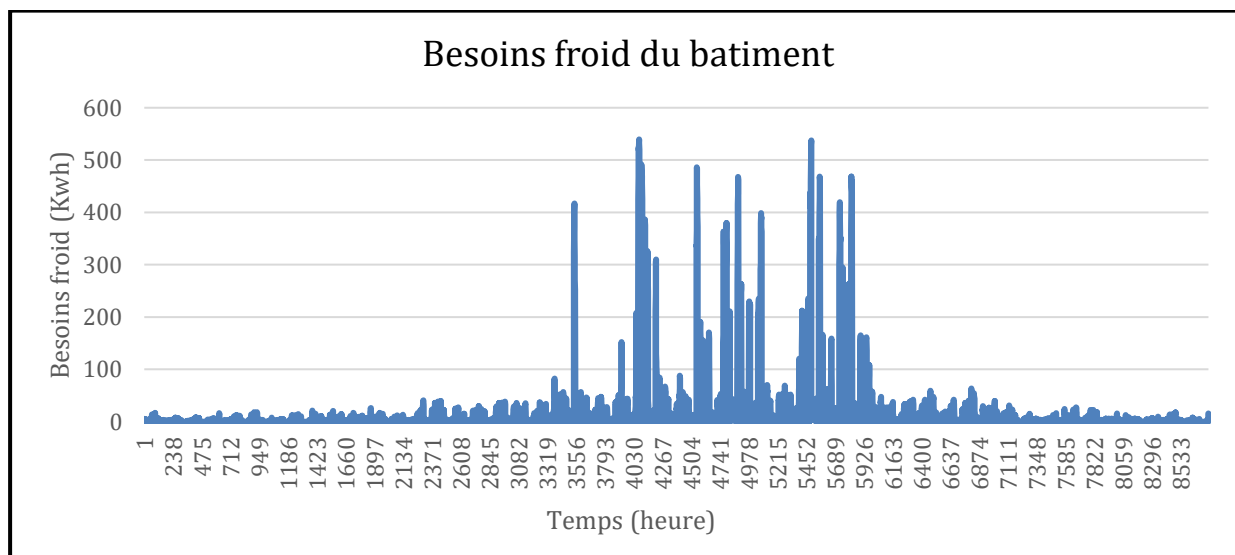


Figure 32 : Besoins totaux en froid du B6a

7.1 RENDEMENT DU SYSTÈME DE CHAUFFAGE/REFROIDISSEMENT

Afin de réaliser le dimensionnement du système de chauffage et de refroidissement, il est nécessaire de définir les rendements du système. Celui-ci peut être divisé en 4 grandes étapes, chacune possédant ses propres rendements.

Le premier rendement, appelé rendement de production, représente les pertes causées par la production de chaleur ou de froid. Ce rendement n'est pas encore défini à l'heure actuelle en raison du futur dimensionnement du système.

Le second rendement concerne la distribution de la chaleur ou du froid. Au vu de la taille du bâtiment, ce rendement peut être établi à 80% en raison notamment de la longueur du circuit de distribution. [44]

Ensuite, les rendements d'émission et de régulation sont tous deux considérés à 95% en raison du remplacement par de nouveaux éléments de l'ensemble du système d'émission et de régulation [44]. En ne prenant pas en compte délibérément le rendement de production, on obtient un rendement global de 76%.

Sur la base des rendements définis ci-dessus, les puissances propres à chaque aile ont pu être définies dans le tableau 27.

	Ventilation Aile Ouest (kW)	Net Aile Ouest (kW)	Ventilation Aile Sud (kW)	Net Aile Sud (kW)	Ventilation Aile Nord (kW)	Net Aile Nord (kW)	Total
Chaud	224	77	50	9	163	55	802
Froid	496	107	60	17	68	/	748

Tableau 27 : Puissance nominale par Aile

En examinant les besoins de chaque aile individuellement, nous pouvons observer le détail des puissances requises. L'aile Ouest se distingue comme étant la plus énergivore en raison de sa taille et de ses conditions de température et d'humidité.

Il est important de noter que la somme de ces puissances dépasse les besoins maximums décrits précédemment. En effet, les besoins maximums ne surviennent pas tous simultanément. Par conséquent, nous constatons une réduction de 17,5% des besoins nominaux en chaud et de 28% des besoins nominaux en froid.

7.2 JUSTIFICATION DES BESOINS DU BÂTIMENT

Pour dimensionner l'installation de manière précise, les besoins du bâtiment ont été ajustés pour correspondre au volume réel de celui-ci. Par la suite, les besoins seront comparés via l'indice de consommation énergétique afin de juger de la pertinence des résultats.

Cet indicateur permet de comparer la consommation des différents bâtiments et de situer les résultats de la simulation par rapport aux normes actuelles. Cet indicateur est basé sur la consommation en chauffage en fonction de la surface brute du bâtiment. [45]

	Indice simulation (kWh/m ²)	Indice Standard de comparaison (kWh/m ²)
Aile Ouest et Sud	108	/
Aile Nord	62	77

Tableau 29 : Comparaison des consommations spécifiques face aux valeurs de références

Les besoins en énergie du bâtiment semblent être légèrement inférieurs aux normes standards pour les bureaux. Cette situation peut s'expliquer par la présence d'une grande surface vitrée favorisant les gains solaires, ainsi que par la bonne performance énergétique globale du bâtiment.

En revanche, en ce qui concerne les laboratoires situés dans l'aile Ouest et l'aile Sud, la consommation spécifique est plus élevée que dans l'aile nord, principalement en raison des besoins spécifiques à ces espaces. Cependant, il convient de noter que chaque laboratoire possède ses propres caractéristiques particulières, ce qui rend complexe la comparaison de ces valeurs avec des normes standards.

8 DIMENSIONNEMENT DU SYSTÈME DE PRODUCTION

Ce point introduit le second pilier cité dans la méthodologie, le dimensionnement d'un système performant. L'étude du dimensionnement du système de chauffage et de refroidissement explore deux options possibles. Deux fournisseurs ont été sélectionnés en fonction des technologies requises. Par la suite, une analyse comparative économique et environnementale sera réalisée afin de mettre en évidence les avantages et inconvénients de chaque solution. [46]

8.1 IMPÉRATIF AU DIMENSIONNEMENT

Il est essentiel de respecter certains impératifs lors du dimensionnement du système de production.

Tout d'abord, il est nécessaire d'utiliser pleinement le réseau de chaleur pendant sa période de fonctionnement. Le réseau de chaleur doit pouvoir répondre aux besoins de chauffage maximum du bâtiment.

Ensuite, il est également important d'exploiter au maximum la machine frigorifique existante, d'une puissance nominale de 110 kW.

En figure 33 ci-dessous, vous trouverez les besoins restants du bâtiment. Les besoins sont définis en retirant la part des besoins couverts par le réseau de chaleur et par le chiller existant.

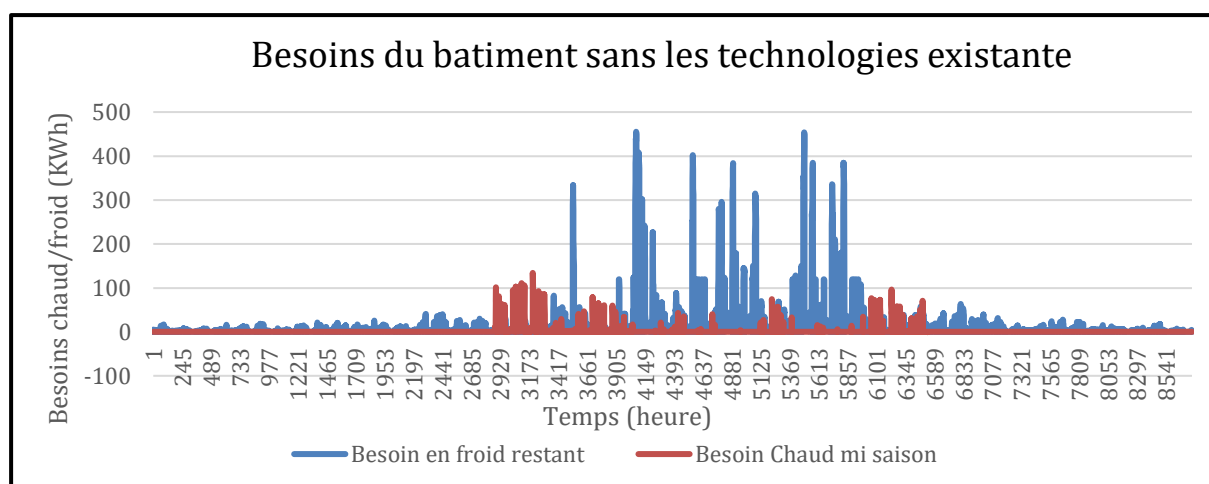


Figure 33: Besoins restant au bâtiment destinés à l'intégration des nouvelles technologies

À l'exception d'un faible besoin en froid en hiver, la totalité des besoins apparaît à partir de la mi-saison. Finalement, le dimensionnement du système sera axé sur trois aspects principaux : la climatisation, le chauffage en mi-saison et la déshumidification.

8.2 TECHNOLOGIES ABORDÉES

8.2.1 RÉSEAU DE CHALEUR FEEDER

Un réseau de chaleur a pour principal but de distribuer la chaleur produite par une unité centralisée vers une série de consommateurs sur une boucle.

La composition d'un réseau de chaleur est définie en trois parties :

- Un système de production, souvent caractérisé par une grande chaudière ou un système de cogénération, permettant la production de chaleur en grande quantité. Les combustibles utilisés peuvent être variés, tels que le gaz naturel, le fioul ou la biomasse, par exemple. [47]
- Un réseau de distribution permettant le transport du fluide caloporteur par le biais de circulateurs. Ce réseau est un circuit fermé. Il est essentiel que le réseau soit suffisamment isolé pour limiter au maximum les déperditions d'énergie à travers la boucle.
- Des systèmes de réception, souvent réalisés via des échangeurs au niveau de chaque consommateur. L'énergie apportée est ensuite directement consommée ou réchauffée par un appoint si nécessaire.

La chaleur est transférée à travers les canalisations grâce à un fluide caloporteur, principalement de l'eau qui circule à différentes pressions pour atteindre des régimes de température plus élevés. Après avoir été distribué aux différents consommateurs, le fluide caloporteur refroidi retourne au système de production pour être réacheminé dans la boucle. Ainsi, le fluide caloporteur permet de transporter efficacement la chaleur du système de production vers les utilisateurs finaux du réseau de chaleur. [47]

Il existe 4 différentes générations de réseau de chaleur. [48]

La première génération de réseaux de chaleur utilise de la vapeur d'eau comme moyen de transport d'énergie.

La deuxième génération utilise de l'eau pressurisée à des températures dépassant les 100°C dans le circuit.

La troisième génération vise à utiliser de l'eau pressurisée à des températures inférieures à 100°C afin de réduire les pertes thermiques.

Enfin, la quatrième génération, qui est encore en cours d'étude, utilise de l'eau à basse température, ce qui permet de l'alimenter avec d'autres vecteurs énergétiques, notamment l'électricité via des pompes à chaleur. L'objectif est de réduire les déperditions dans la boucle et d'intégrer les énergies renouvelables dans la production de chaleur.

Le Feeder est le réseau de chaleur qui traverse le site du Sart Tilman sur une distance de 24 km. Il fournit de la chaleur à haute température à près de 60 bâtiments. Ce réseau est alimenté par une installation de cogénération fonctionnant aux pellets, avec une consommation annuelle estimée à 16.300 Tonnes de pellets. [49] Ce réseau de chaleur fait partie de la seconde génération. [48]

Le système de cogénération fournit un régime de température élevé, avec des températures allant jusqu'à 130°C sous une pression de 16 bars. Le réseau de chaleur est généralement en service du 15 octobre au 15 juin, mais sa période d'exploitation peut être étendue du 1er octobre au 31 mai en fonction des conditions météorologiques extérieures. Programme architectural **Annexe 1 pg.104**.

Le rendement est évalué dans le tableau 30 ci-dessous en comparant le coût de la chaleur en fonction du prix du feeder à son arrivée au bâtiment B6a. Les détails concernant les prix sont fournis en **Annexe N°9**.

Ce rendement relativement faible est attribuable à la vétusté du réseau de chaleur ainsi qu'à un régime de température élevé, ce qui entraîne des pertes accrues lors de la distribution du fluide caloporteur.

Prix Chaleur (€/MWh)	125
Prix sortie feeder (€/MWh)	175
Rendement du réseau (%)	79

Tableau 30 : Estimation du rendement du Feeder

8.2.2 MACHINE FRIGORIFIQUE EXISTANTE (TRANE)

Le modèle exact n'est pas déterminé par le maître d'ouvrage, cependant, il s'agit d'un chiller Trane avec une puissance nominale de refroidissement de 110 kW. Le fluide frigorigène utilisé est le R410a avec un potentiel de réchauffement global (GWP) de 1088. Pour effectuer le dimensionnement, un modèle similaire de la gamme du fournisseur Trane a été sélectionné, à savoir le modèle CXAM taille 40. [50]

Le tableau 31 ci-dessous définit les caractéristiques du modèle sélectionné.

Puissance nominale (kW)	110
EER	2,9
GWP	1.088
Régime (°C)	45-40

Tableau 31 : Caractéristiques du chiller existant

Ces modèles sont équipés de compresseurs Spiro-orbitaux, également appelés compresseurs « scroll ». Il existe deux types de compresseurs couramment utilisés dans les pompes à chaleur ou les chillers : les compresseurs volumétriques et les compresseurs centrifuges. Cependant, les compresseurs centrifuges sont généralement réservés aux applications industrielles de haute puissance nominale.

Les compresseurs volumétriques offrent différentes options de fonctionnement, notamment :

- Le compresseur volumétrique le plus couramment utilisé sur le marché est le compresseur à piston. Il existe différents types de compresseurs à piston en fonction de la puissance recherchée : les compresseurs hermétiques, semi-hermétiques et ouverts. Les compresseurs hermétiques peuvent atteindre une puissance nominale allant jusqu'à 30 kW, tandis que les compresseurs semi-hermétiques et ouverts peuvent atteindre jusqu'à 100 kW.
- Le compresseur volumétrique hermétique de type Spiro-orbital scroll [51] repose sur un mécanisme composé d'une spirale fixe et d'une spirale mobile, disposées selon un axe vertical. Le gaz est aspiré et comprimé jusqu'à atteindre le centre des deux spirales, puis il est expulsé vers l'extérieur du compresseur.

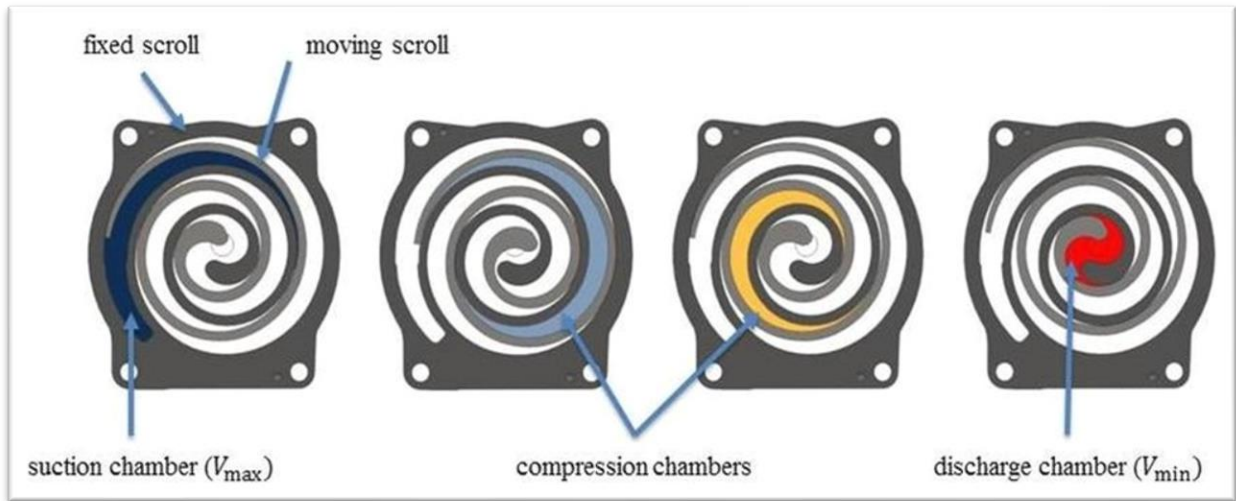


Figure 34 : Compresseur volumétrique semi hermétique scroll [52]

Ce compresseur offre l'avantage de réaliser l'aspiration, la compression et le refoulement simultanément et de manière continue. Grâce à leur capacité de démarrage rapide et à leur souplesse de fonctionnement, ces compresseurs sont préférés aux compresseurs volumétriques. Leur puissance nominale peut atteindre jusqu'à 60 kW par compresseur. [53].

8.2.3 POMPE À CHALEUR RÉVERSIBLE

Une pompe à chaleur réversible fonctionne selon le même principe qu'une pompe à chaleur classique. En fonction du sens du cycle thermodynamique du fluide frigorigène utilisé, elle peut fournir de la chaleur ou extraire du froid.

Lorsqu'elle fonctionne en mode chaud, l'énergie est libérée à l'intérieur du bâtiment via l'évaporateur. En revanche, lorsqu'elle fonctionne en mode froid, l'énergie est prélevée à l'intérieur du bâtiment via l'évaporateur. [54]

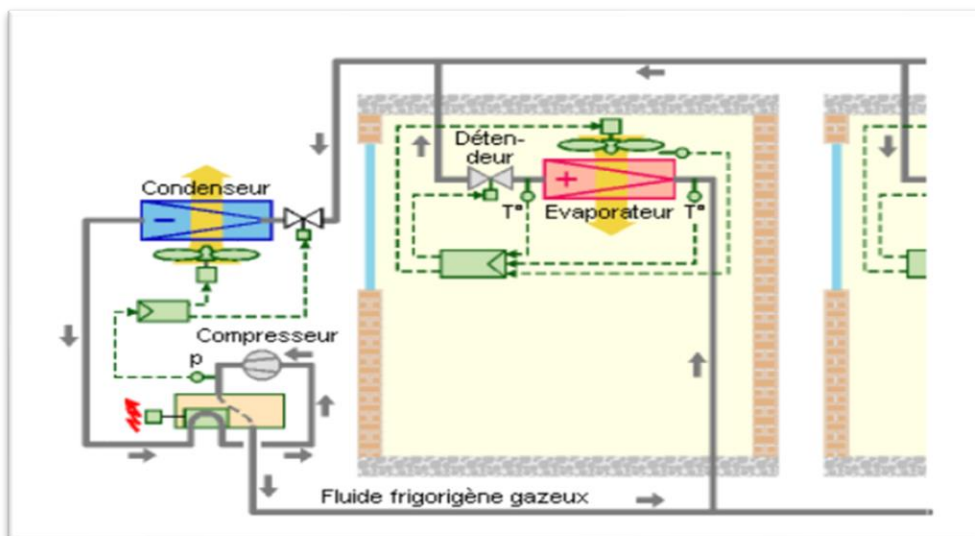


Figure 35 : PAC réversible (mode chaud) [55]

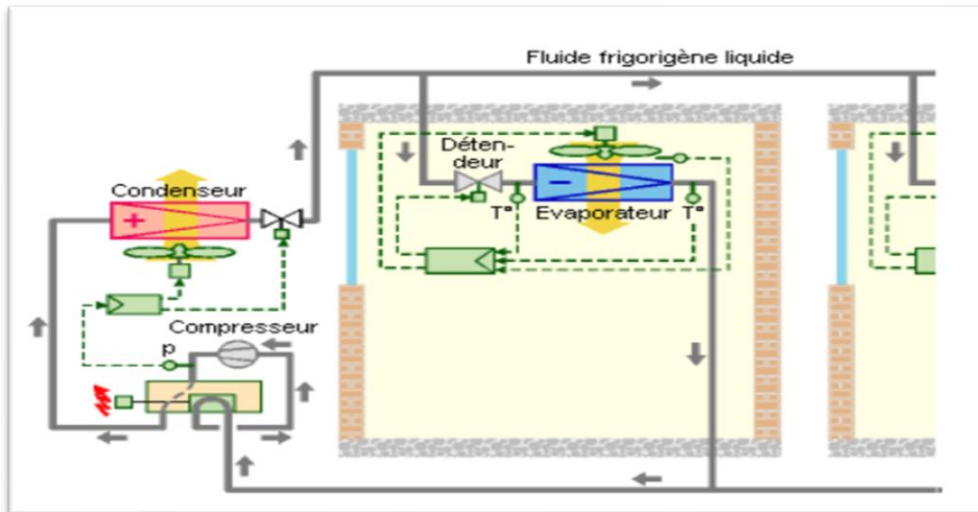


Figure 36 : PAC réversible mode froid [55]

La réversibilité du circuit est assurée par une vanne d'inversion située dans l'unité extérieure. Cette vanne permet de changer la direction du fluide frigorigène, ce qui permet l'inversion des rôles de l'évaporateur et du condenseur.

Ainsi, le fonctionnement de la pompe à chaleur peut être basculé entre le mode chaud et le mode froid. Cependant, il n'est pas possible de fonctionner simultanément dans les deux modes.

8.2.4 POMPE À CHALEUR 4 TUBES (EDERGEN)

La pompe à chaleur à 4 tubes permet une production simultanée de chaleur et de froid. Elle est souvent utilisée dans l'industrie où la demande en chaleur et/ou en froid est constante. Son fonctionnement repose sur deux cycles de pompes à chaleur reliés à des circuits distincts, fonctionnant de préférence en même temps.

Lorsque la chaleur est dissipée au niveau du condenseur du circuit de froid, elle est récupérée au niveau de l'évaporateur du cycle chaud, ce qui permet d'augmenter la température au niveau de sa source froide. Cette configuration permet d'optimiser l'efficacité énergétique en utilisant la chaleur rejetée d'un processus pour alimenter un autre processus nécessitant de la chaleur.

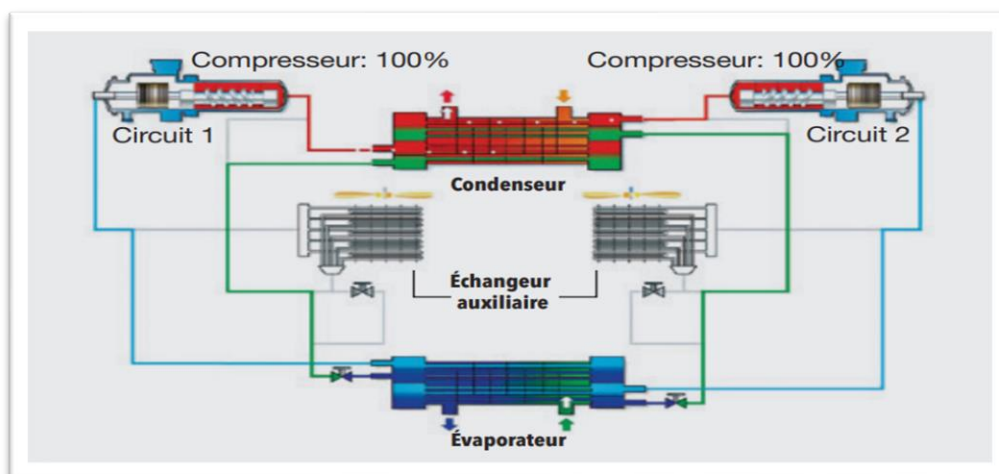


Figure 37 : Schéma de fonctionnement PAC 4 tubes [56]

Les pompes à chaleur 4 tubes sont caractérisées par leur rendement pour la production de froid, appelé Energy Efficiency Ratio (EER), ainsi que leur rendement pour la production de chaleur, appelé Coefficient Of Performance (COP). Un indicateur de performance couramment utilisé pour les pompes à chaleur 4 tubes est le Total Efficiency Ratio (TER).

Le TER est calculé comme le rapport entre la somme de la puissance de chauffage et de refroidissement fournie et la puissance électrique absorbée [56]. Ce dernier atteint sa valeur maximale lorsque les charges entre les besoins en chaleur et en froid sont parfaitement équilibrées. Le TER permet d'évaluer l'efficacité globale du système en prenant en compte les deux modes de fonctionnement (chaud et froid) et en considérant l'équilibre entre les deux.

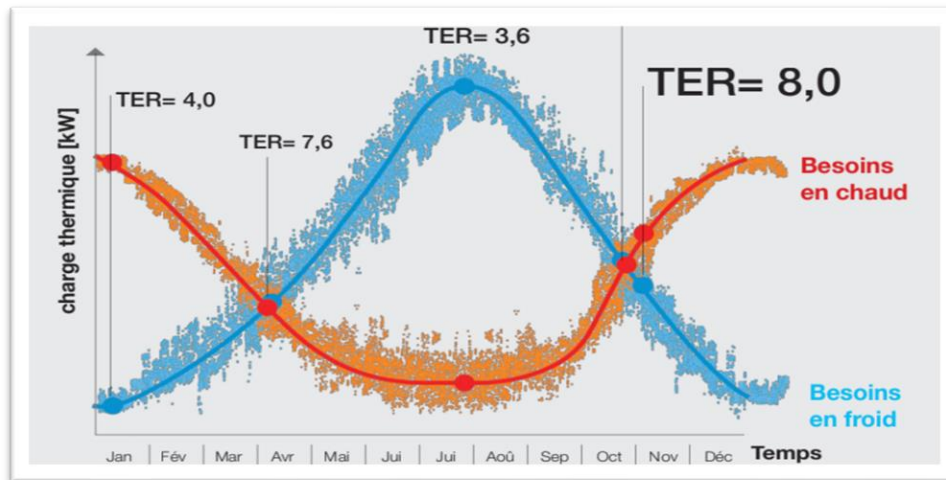


Figure 38 : Recherche des points optimaux de fonctionnement [56]

8.2.5 POMPES À CHALEUR AVEC DÉSURCHAUFFEUR (TRANE)

Une pompe à chaleur équipée d'un désurchauffeur permet de récupérer l'excès d'énergie au sein du système en utilisant un échangeur situé en aval du compresseur. Cette fonctionnalité est particulièrement utile pendant la mi-saison, lorsque les besoins en froid et en chaud se font ressentir simultanément. Lorsque le chiller fonctionne, l'énergie thermique à la sortie du compresseur peut être récupérée grâce à cet échangeur pour être réutilisée. Dans un système sans désurchauffeur, cette énergie serait dissipée dans l'environnement extérieur. Le désurchauffeur permet donc de valoriser cette énergie excédentaire et d'améliorer l'efficacité globale du système de pompe à chaleur. [57]

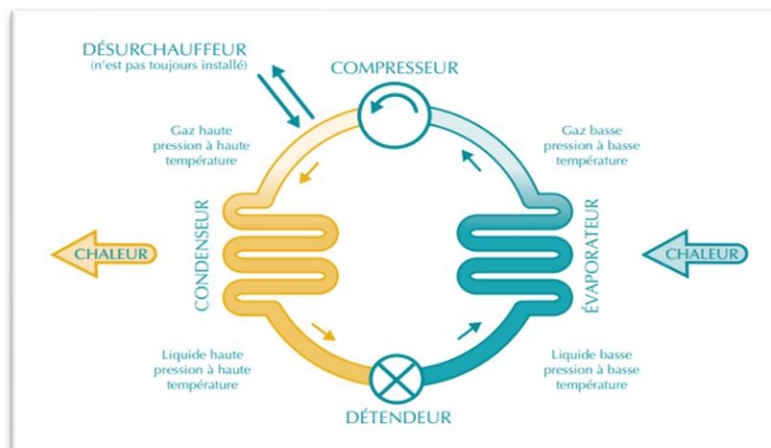


Figure 39 : Schéma de fonctionnement du désurchauffeur

9 SOLUTIONS ABORDÉES

Les deux solutions abordées ci-dessous prennent en compte le dimensionnement des technologies mentionnées dans le but d'optimiser l'efficacité énergétique du système HVAC. Elles seront comparées sur le plan économique et environnemental en fonction des fluides frigorigènes utilisés. La première solution repose sur des technologies utilisant du propane (GWP : 3), tandis que la deuxième solution repose sur des technologies utilisant du R454B (GWP : 467), un mélange dérivé d'un HFC. L'entièreté des fiches techniques est disponible en **Annexe 10**.

9.1 SOLUTION EDERGEN

Cette première solution implique l'utilisation de deux machines supplémentaires : une pompe à chaleur réversible à deux tubes et une pompe à chaleur à quatre tubes.

Pour cela, une optimisation de la simultanéité doit être envisagée en premier lieu. La simultanéité représente la part des besoins chaud et froid au même moment. En saison estivale, ce sont les besoins chauds qui sont les plus limitants. La simultanéité a pour objectif d'être maximisée. Il est essentiel de s'assurer que l'utilisation d'une pompe à chaleur à quatre tubes justifie l'investissement important qu'elle représente. Par conséquent, les besoins simultanés seront prioritaires lors du dimensionnement afin de les maximiser.

Voici sur la figure 40 ci-dessous la répartition annuelle des besoins simultanés entre les besoins en chaud et en froid. Ces derniers ne sont présents qu'à partir de la fermeture du feeder.

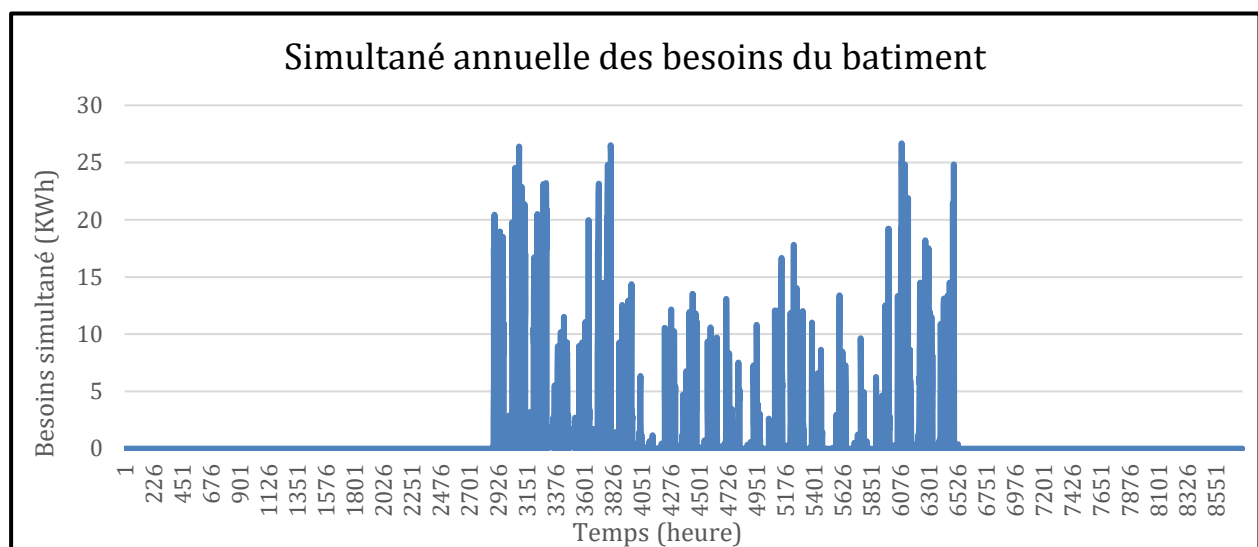


Figure 40 : Simultanéité des besoins destinés à la PAC 4 tubes

Il est remarqué que la puissance simultanée requise est relativement faible par rapport à la puissance totale du bâtiment, estimée à 27 kW simultané. En ce qui concerne la consommation simultanée, elle s'élève à 11.501 kWh par an.

Ce sont principalement les besoins en chaleur qui limitent le système. Ces besoins sont liés aux périodes de mi-saison lorsque le réseau de chaleur est coupé, ainsi qu'à la post-chauffe nécessaire pour la déshumidification du bâtiment.

9.1.1 PAC 4 TUBES (PROPANE)

Le dimensionnement de la pompe à chaleur 4 tubes est basé sur les puissances minimales suggérées par le groupe Edergen. Étant donné que ces machines plus complexes ne sont pas disponibles dans des gammes de puissance réduites, elles seront utilisées pour satisfaire une partie des besoins en chauffage et climatisation de manière non simultanée, étant donné qu'elles offrent des rendements similaires aux pompes à chaleur traditionnelles.

Les caractéristiques de la pompe à chaleur 4 tubes sont définies dans le tableau 32 ci-dessous.

	COP/EER/TEER	Puissance (kW)	Régime de T° (°C)
Chaud	COP 3,99	159	45-40
Froid	EER 3,11	147	7-12
Simultané	TEER 7,94	189/147	/

Tableau 32 : Caractéristiques et fonctionnement de la PAC 4 tubes

Le TEER définit le rendement lors de la production simultanée de chaud et de froid. Ce dernier peut atteindre des valeurs plus élevées que les COP/EER traditionnels.

La figure 41 ci-dessous illustre la répartition annuelle des besoins couverts par la pompe à chaleur 4 tubes.

On remarque que les besoins maximaux se limitent à 120 kW. Cet écart par rapport aux puissances nominales de la machine est dû aux pertes du système, qui s'élèvent à 24%.

La totalité des besoins en chaud est assumée par la pompe à chaleur 4 tubes. En ce qui concerne les besoins en froid restants, ils devront être pris en charge par une machine frigorifique supplémentaire.

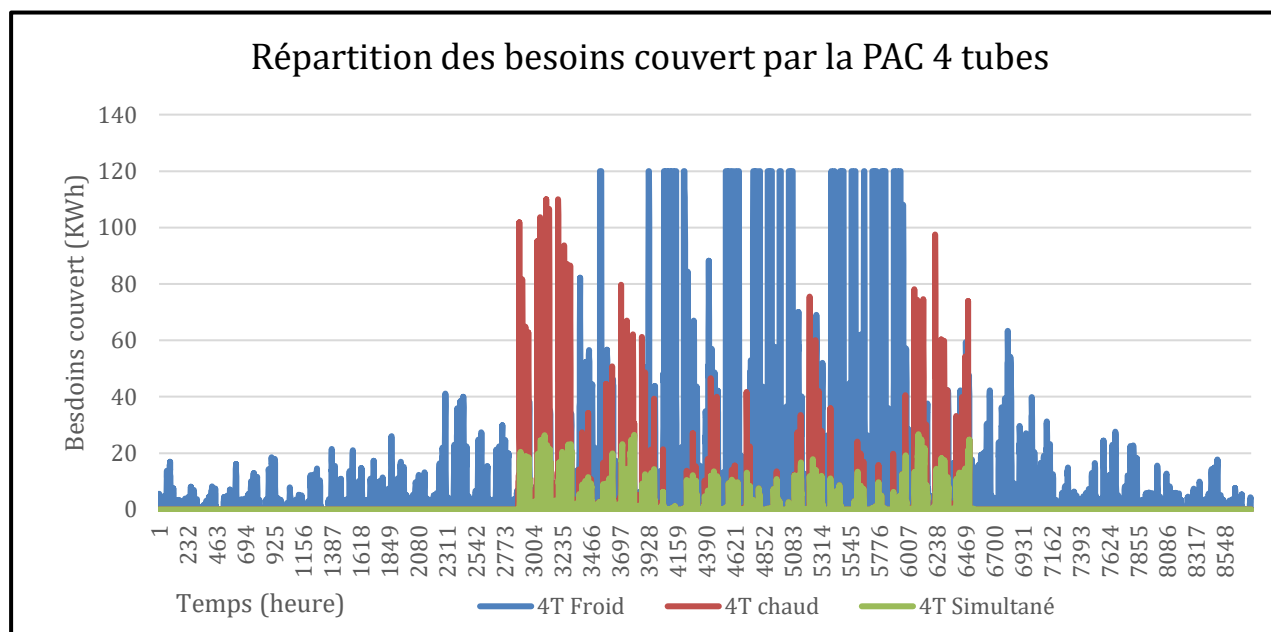


Figure 41 : Répartition annuelle des besoins couverts par la PAC 4 tubes

9.1.2 PAC 2 TUBES RÉVERSIBLE (PROPANE)

En retirant les besoins couverts par la pompe à chaleur 4 tubes, on obtient les besoins restants au bâtiment, comme illustré dans la figure 42. Ces besoins, principalement destinés au froid, sont principalement causés par la déshumidification de l'air des laboratoires, ce qui représente une demande énergétique importante. Cependant, les puissances requises restent significatives, avec un besoin maximal de 336 kW.

En ce qui concerne les besoins en chaud, ils sont presque négligeables, avec un besoin maximal de seulement 24 kW.

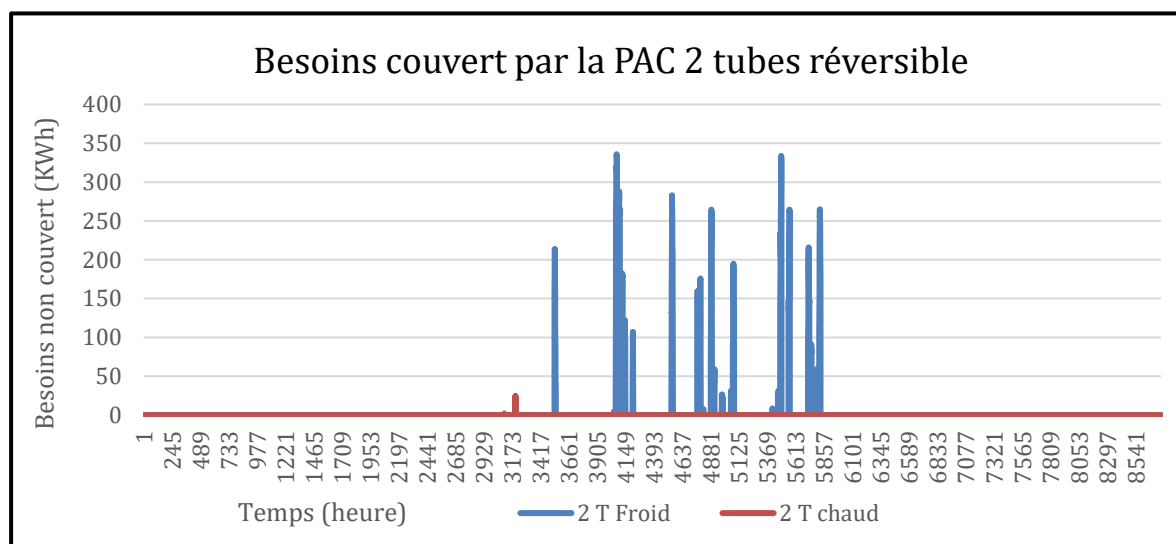


Figure 42 : Besoins couverts par la pompe à chaleur réversible

Le tableau 33 ci-dessous décrit les caractéristiques de la pompe à chaleur réversible.

	COP/EER	Puissance (kW)	Régime de T° (°C)
Chaud	3,53	440	45-40
Froid	2,96	440	7-12

Tableau 33 : Caractéristiques de la pompe à chaleur réversible

Cette dernière est réversible, même si les besoins en chaud sont presque inexistants. Cela permet d'avoir une certaine modulation possible et une facilité en cas d'entretien ou de dysfonctionnement d'une autre technologie.

Récapitulatif solution 1

	Feeder	2 tubes (chaud)	2 tubes (froid)	4 tubes froid	4 tubes chaud	4 tubes Simultané	Groupe froid existant
Besoin annuel (kWh)	233.819	/	27.771	84.064	27.771	11.501	18.544
Consommation (kWh)	307.657	/	12.345	36.001	8.897	1.906	9.384
Puissance nécessaire (kW)	626	/	442	145	158	35	110
COP/EER/TEER Système émission	/	3,53	2,96	3,11	3,99	7,94	2,9
Rendement système de distribution (%)	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76	0,76

Tableau 34 : récapitulatif de la solution 1

Les besoins totaux et nominaux ont été ajustés en prenant en compte les pertes du système, afin d'obtenir les puissances et consommations réelles, en supposant un rendement du système de 76%. Le rendement d'émission, quant à lui, est défini en fonction de la technologie utilisée.

La figure 43 définit la répartition annuelle des besoins en fonction de la technologie utilisée.

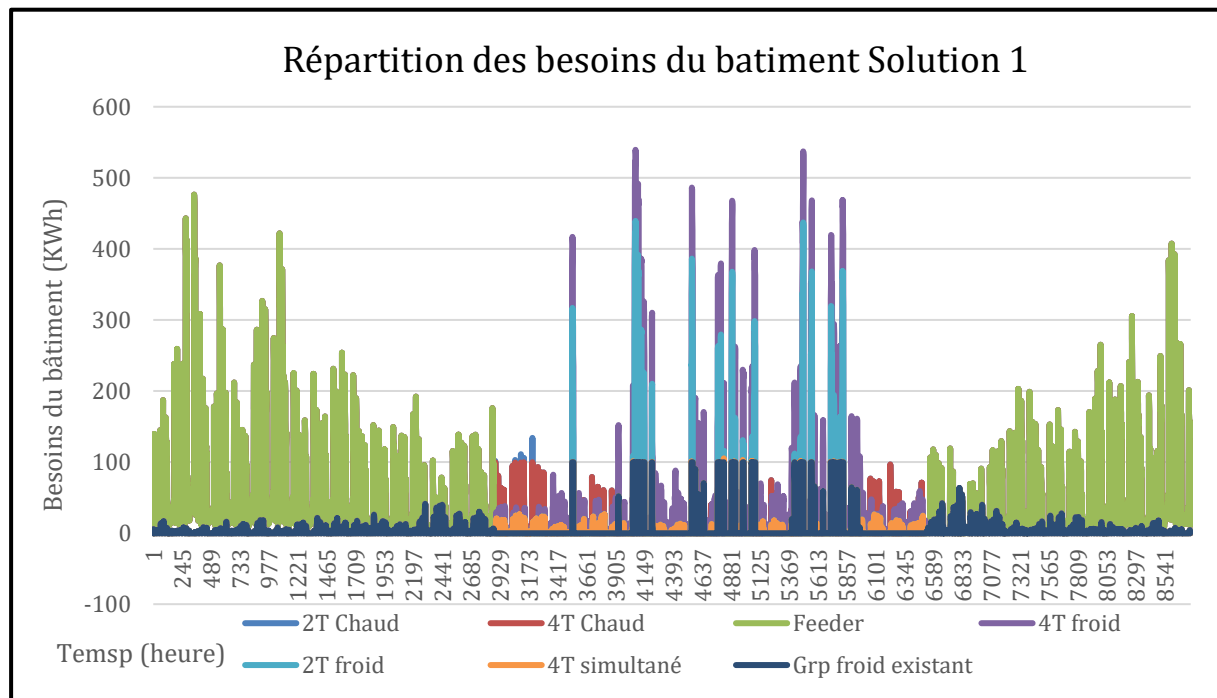


Figure 43 : Répartition annuelle des besoins en fonction des technologies abordées

Pour répondre aux besoins en chaud, le feeder assure la production durant la période hivernale, tandis que la pompe à chaleur 4 tubes prend en charge le confort thermique pendant la mi-saison et assure également la post-chauffe en été.

Concernant les besoins en froid, une partie est couverte par le groupe frigorigène existant, la pompe à chaleur 4 tubes intervient ensuite pour répondre aux besoins résiduels de climatisation. De plus, un groupe frigorigène supplémentaire est utilisé pour satisfaire les besoins de la déshumidification. La répartition annuelle des consommations est définie en figure 44.

Il est notable que le Feeder assure la majeure partie des besoins du bâtiment, représentant ainsi 58% des besoins totaux.

Le groupe de froid existant, malgré son fonctionnement prioritaire, ne couvre que 4% des besoins du bâtiment.

En ce qui concerne la pompe à chaleur 4 tubes, elle satisfait 31% des besoins, dont 21% sont dédiés au refroidissement, et seulement 3% des besoins sont couverts simultanément. Quant à la pompe à chaleur 2 tubes réversible, elle prend en charge 7% des besoins, principalement pour le pic de déshumidification.

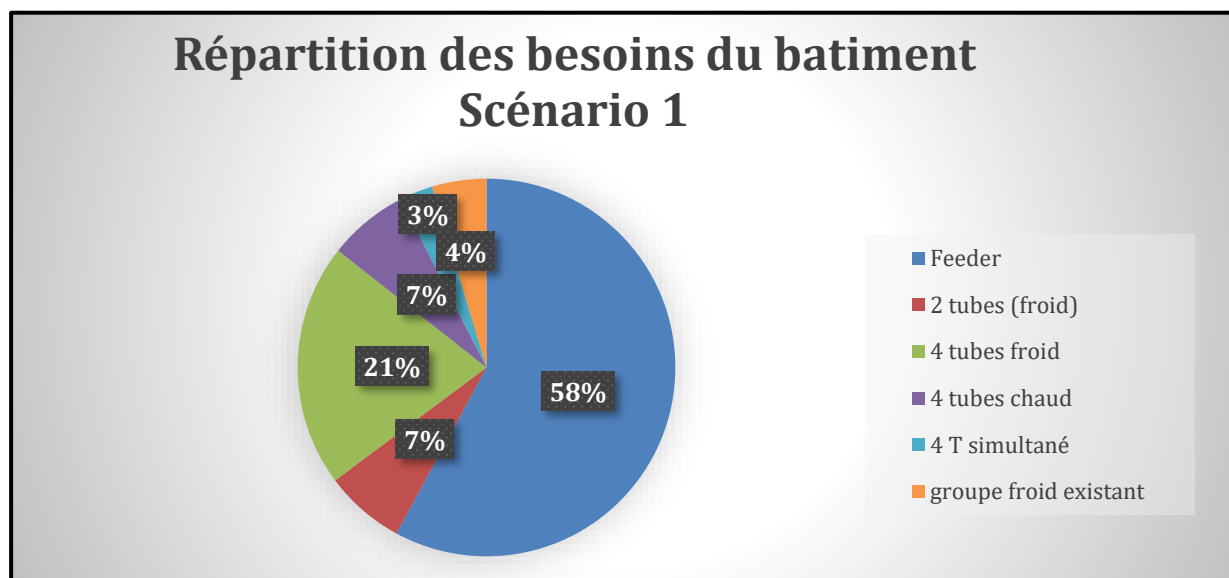


Figure 44 : Répartition des besoins du bâtiment en fonction des technologies abordées

Le tableau 35 ci-dessous présente les gains en consommation électrique réalisés sur la consommation électrique grâce à l'utilisation de la pompe à chaleur 4 tubes. En supposant l'absence de simultanéité, la part des besoins couverts par le fonctionnement simultané de la pompe à chaleur 4 tubes peut être estimée. Les gains annuels s'élèvent à 2101 kWh électriques, ce qui représente 4% de la consommation électrique annuelle.

Consommation électrique sans simultanéité (kWh élec)	57821
Consommation électrique avec simultanéité (kWh élec)	55721
Gain électrique (%)	4

Tableau 35 : Gains sur la consommation électrique grâce à l'utilisation de la pompe à chaleur 4tubes

9.2 SOLUTION TRANE

L'objectif de cette seconde solution est d'utiliser un désurchauffeur pour valoriser la chaleur extraite au niveau du compresseur du chiller utilisé pour la climatisation et la déshumidification. Dans ce contexte, il est essentiel de privilégier la simultanéité des besoins à partir de la mi-saison afin d'exploiter au mieux le désurchauffeur. Toutefois, il est important de noter que le désurchauffeur ne peut fournir une puissance chaude équivalente à la puissance froide. Sa capacité de récupération est limitée à un maximum de 33% de la puissance nominale froide. Par conséquent, le dimensionnement est conçu pour utiliser au mieux ce refroidisseur pendant la mi-saison afin de solliciter le désurchauffeur au maximum de ses capacités.

9.2.1 CHILLER FROID AVEC DÉSURCHAUFFEUR (R454B)

Afin de maximiser son utilisation, le chiller sera fortement sollicité à partir de la mi-saison, c'est-à-dire après la fermeture du feeder. Dans cette configuration, le chiller existant bénéficie toujours de la priorité par rapport aux autres machines thermiques, tout comme dans la solution 1, afin de tirer le meilleur parti des technologies déjà en place. Cependant, dans le cas du désurchauffeur, les besoins en chaleur couverts sont beaucoup plus faibles.

Dans le cadre de cette nouvelle solution, le nouveau chiller aura la priorité, soit tout au long de l'année, soit au moins pendant la mi-saison. Le tableau 36 ci-dessous exprime la répartition des besoins couverts par le désurchauffeur selon ces deux configurations. Effectivement, en donnant la priorité aux besoins en froid du chiller existant, seulement 0,3% des besoins de chauffage à partir de la mi-saison sont couverts par le désurchauffeur. En revanche, lorsque le nouveau chiller prend la priorité sur les besoins en froid de la mi-saison, cette part s'élève à 21% des besoins.

	Besoin chaud couvert par désurchauffeur (kWh/an)	Couverture des besoins en chaud mi saison par le désurchauffeur (%)
Priorité au chiller existant	46	0,3
Priorité au nouveau chiller	3.540	21

Tableau 36 : Comparaison des besoins couverts par le désurchauffeur

Le chiller existant est capable de couvrir des besoins d'une puissance maximale de 84 kW, en prenant en compte les rendements du système. Lorsqu'on priorise l'utilisation du chiller existant pendant la saison hivernale, cela permet de couvrir un total de 20.095 kWh sur une plage de fonctionnement de 2.743 heures. La figure 45 ci-dessous définit la couverture des besoins assurée par le chiller existant.

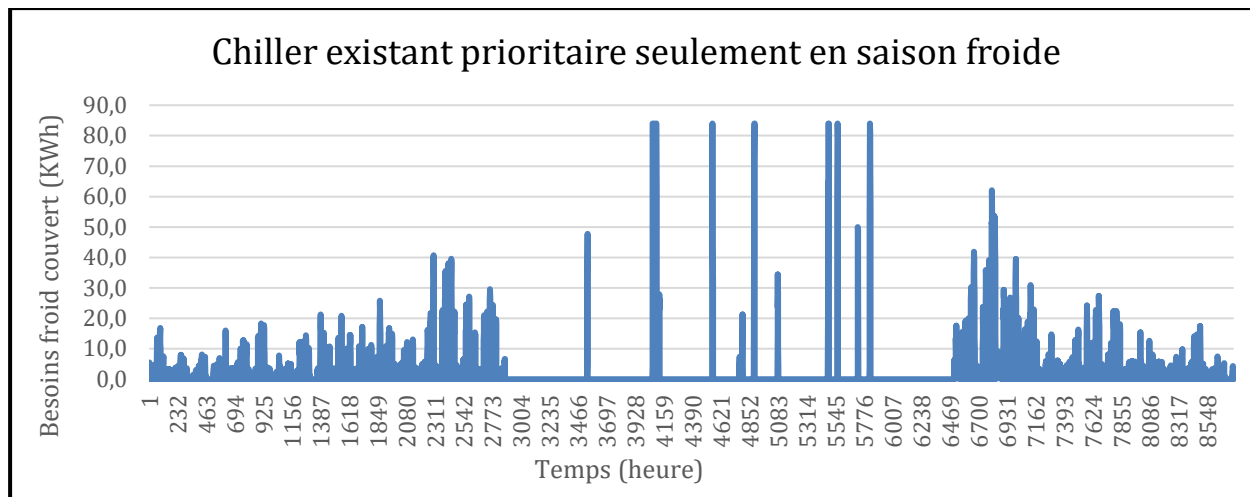


Figure 45 : Répartition annuelle des besoins du chiller existant

Le tableau 37 ci-dessous détermine les caractéristiques du chiller doté d'un désurchauffeur.

	EER	Puissance (kW)	Régime de T° (°C)
Chaud	/	420	45-40
Froid	2,94	143	7-12

Tableau 21 : Caractéristiques du chiller

Les figure 46 et 47 illustrent les besoins annuels couverts par le nouveau chiller et son désurchauffeur. Soit un total de 105.952 kWh par an en froid. Selon cette configuration, la couverture des besoins en chaleur par le désurchauffeur s'élève à 3.540 kWh par an, pour un besoin maximal couvert de 14 kW.

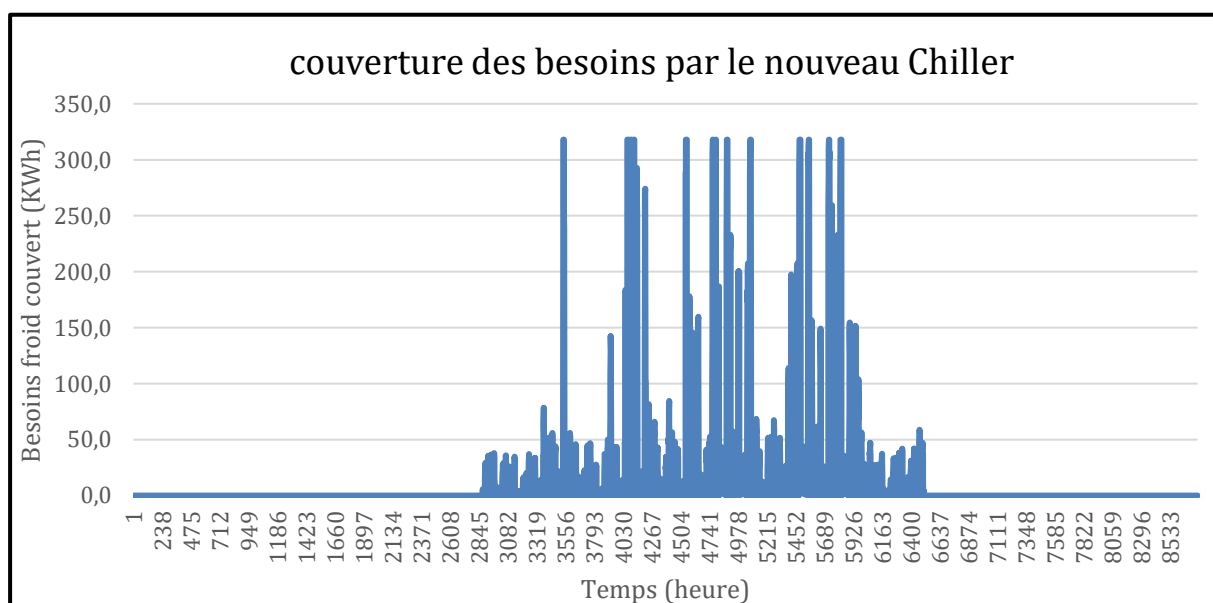


Figure 46 : Couverture des besoins froids par le nouveau chiller

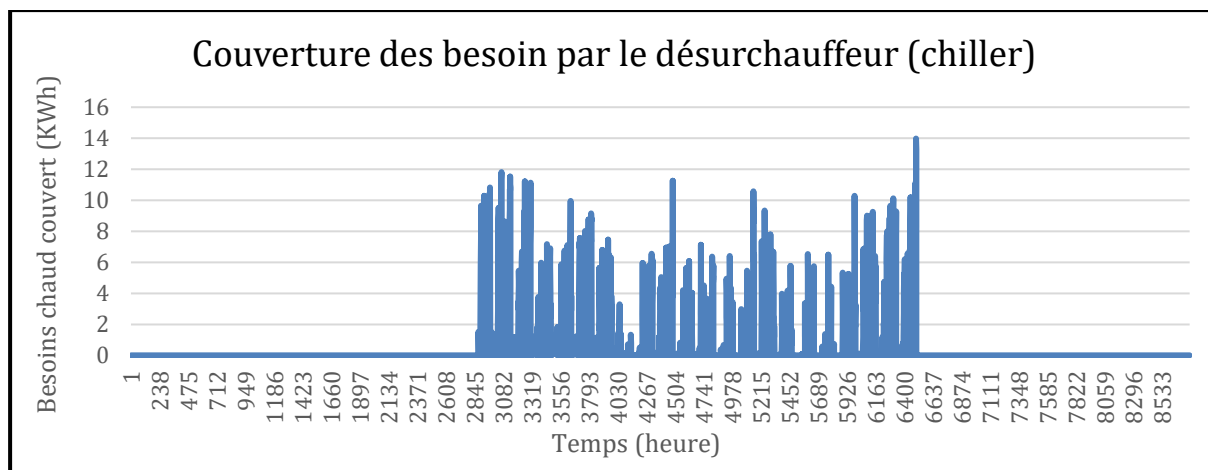


Figure 47 : Couverture annuelle des besoins chauds par le désurchauffeur

Cette part est relativement faible en raison du rendement du désurchauffeur qui ne peut récupérer que 33% de la puissance nominale. Cette couverture représente 21% des besoins en chaleur hors saison froide.

9.2.2 PAC 2 TUBES RÉVERSIBLE (R454B)

La principale fonction de la pompe à chaleur réversible est de couvrir les besoins en chaleur à partir de la mi-saison, qui s'élèvent à 152 kW. Les besoins en froid, quant à eux, ne dépassent pas 75 kW et sont très ponctuels, principalement liés à la déshumidification.

Le tableau 38 ci-dessous présente les caractéristiques de la pompe à chaleur réversible.

	COP/EER	Puissance (kW)	Régime de T° (°C)
Chaud	2,96	175	45-40
Froid	2,89	177	7-12

Tableau 38 : Caractéristiques de la PAC réversible

Il est essentiel de noter que les besoins en chaleur et en froid ne sont pas simultanés pour cette pompe à chaleur, qui ne peut couvrir qu'un seul des deux types de besoins à la fois. Les figure 48 et 49 ci-dessous présentent la couverture des besoins de la pompe à chaleur réversible sur une semaine type ainsi que sur une année complète.

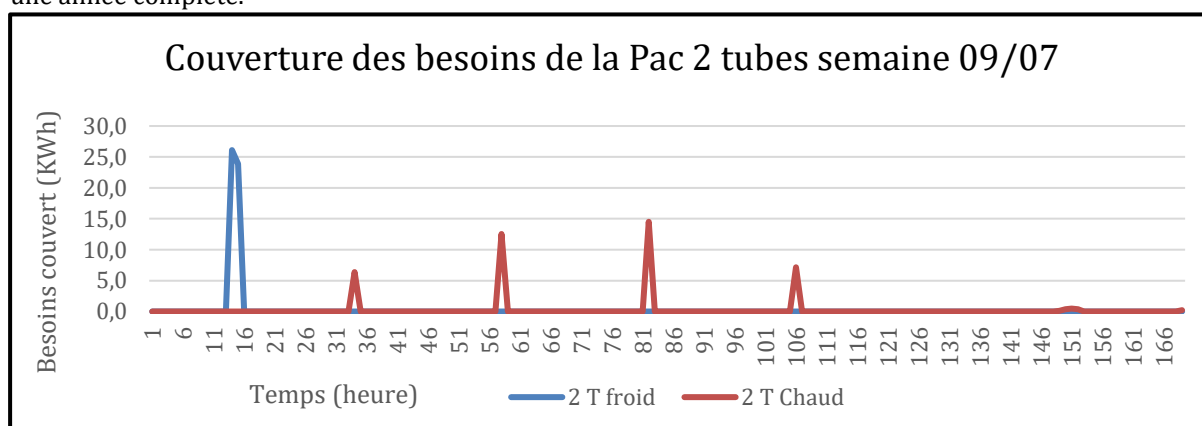


Figure 48 : Besoins couverts par la PAC 2 tubes sur une semaine type

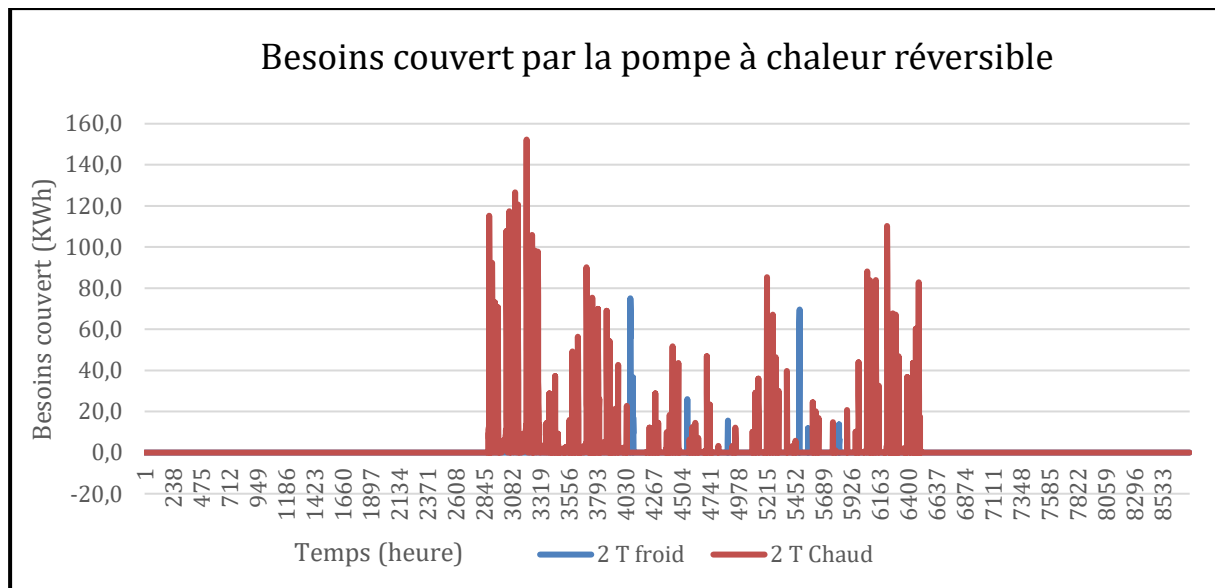


Figure 49 : Répartition annuelle des besoins couverts par la PAC réversible

Récapitulatif solution 2

	Feeder	2 tubes (chaud)	2 tubes (froid)	Chiller existant	Nouveau chiller	Désurchauffer
Besoin annuel (KWh)	233819	13464	954	4677	121357	3540
Consommation (KWh)	307657	7944	434	2367	54313	/

Tableau 39 : Récapitulatif des caractéristiques solution 2

Les puissances et consommations ont été ajustées pour prendre en compte les pertes du système, afin d'obtenir les valeurs réelles. Un rendement du système de 76% a été pris en compte. Le rendement d'émission dépend de la technologie utilisée.

Enfin, la figure 50 définit la répartition des besoins totaux du bâtiment en fonction des différentes technologies mentionnées.

Tout comme dans la solution 1, le feeder assure les besoins en chaud pendant l'hiver. À la mi-saison, la pompe à chaleur réversible prend le relais en complément du désurchauffer.

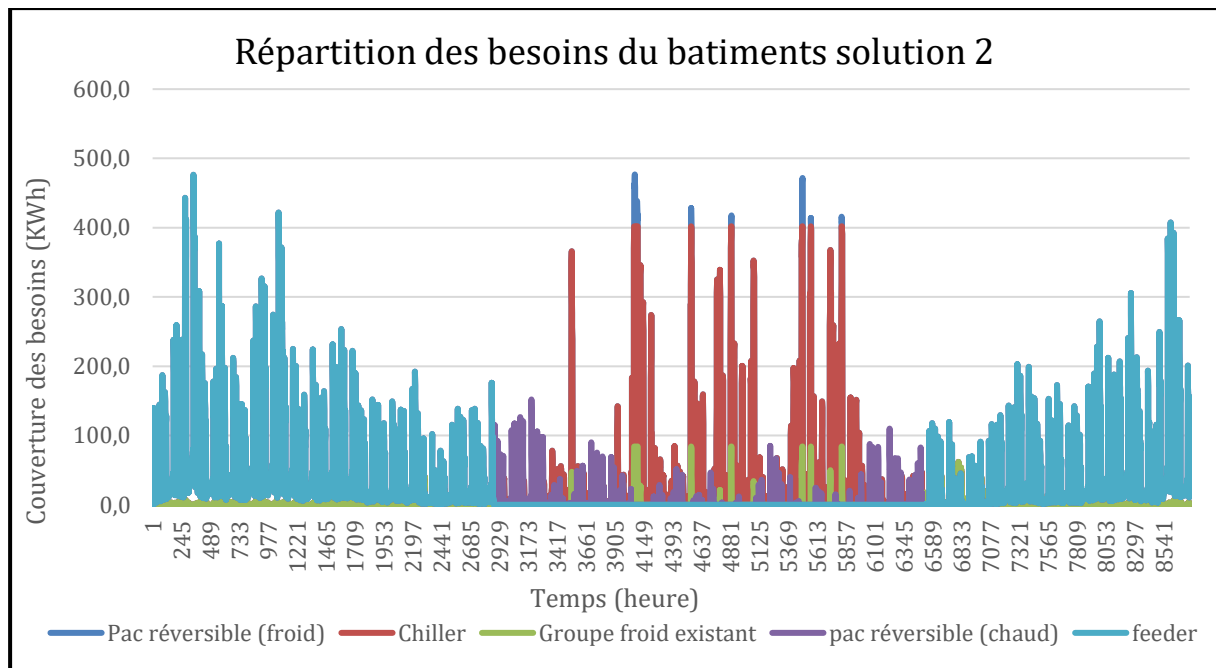


Figure 50 : Répartition annuelle des besoins en fonction des technologies abordées

En ce qui concerne les besoins en froid, le chiller existant assure la demande pendant l'hiver. À la mi-saison, le nouveau chiller est utilisé au maximum pour optimiser la production du désurchauffeur. Enfin, la pompe à chaleur réversible répond aux besoins critiques liés à la déshumidification.

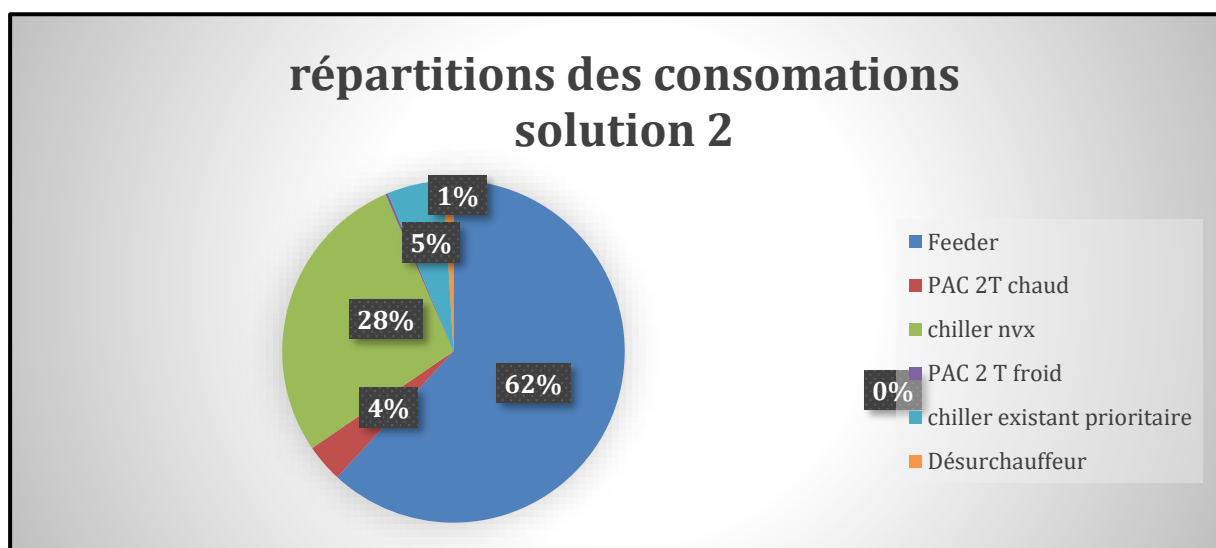


Figure 51 : Répartition des besoins en fonction des technologies abordées

Le tableau 40 ci-dessous présente le gain électrique obtenu grâce à l'utilisation du désurchauffeur. En supposant l'utilisation de la pompe à chaleur réversible à la place du désurchauffeur, on peut estimer la part des besoins couverte par le fonctionnement du désurchauffeur. Le gain annuel est estimé à 1.574 kWh électrique, ce qui équivaut à 3% de la consommation électrique annuelle du système de chauffage/refroidissement.

Consommation électrique sans simultanéité (kWh élec)	61281
Consommation électrique avec simultanéité (kWh élec)	62854
Gain électrique (%)	3

Tableau 40 : Gains électriques dû à l'utilisation du chiller + désurchauffeur

10 ANALYSE ÉCONOMIQUE

La comparaison économique est basée sur l'indicateur TRI (Taux de Rentabilité Interne). Ce dernier permet de comparer les investissements respectifs en fonction de leur rendement annuel. L'utilisation de cet indicateur est pertinente lorsqu'il s'agit d'analyser deux investissements différents.

10.1 DÉTAILS DES CARACTÉRISTIQUES ÉCONOMIQUE DU PROJET

La rénovation du bâtiment B6a englobe de nombreux éléments tels que la modification architecturale, la mise aux normes du réseau électrique, le remplacement du système de ventilation, etc. Par conséquent, le coût des technologies spécifiées ci-dessus ne représente qu'une faible partie (1%) de l'investissement total. Celui-ci est estimé à **26703.230 €**, hors coût des machines. Le détail des coûts est disponible en **Annexe N°10**.

Afin de déterminer les coûts annuels, plusieurs éléments ont été pris en compte, tels que le coût d'achat des technologies, les frais d'entretien et la facture annuelle.

En ce qui concerne l'entretien, il a été déterminé selon les informations fournies par Daikin. Le détail des prix est disponible **en Annexe N°11**. Ces prix sont définis dans le tableau 41 ci-dessous et sont établis sur la base de deux entretiens par an.

Machine	Coût annuel (€/an)
PAC Réversible	3.965
PAC 4 tubes	5.515
Chiller	3.965
Chiller avec désurchauffeur	3.965

Tableau 41 : Coûts des entretiens (Daikin Belgique)

En ce qui concerne l'actualisation des frais d'entretien, elle est estimée à 2%. Enfin, l'augmentation des prix du gaz et de l'électricité est respectivement estimée par l'université à 7% et 9% par an, selon les projections de l'université. Le détail des prix définis par l'université est disponible **en Annexe N°9**. Ces estimations sont basées sur une étude des coûts énergétiques futurs pour l'année 2027.

Année	Coût électricité (€/MWh)	Coût Gaz (€/MWh)
2023	167	38
Estimation ULG 2027	228	60
Augmentation annuelle	7%	9%

Tableau 42 : Estimation ULG de l'augmentation des coûts de l'énergie

Enfin, la durée de vie estimée de la rénovation est de 30 ans, tandis que celle des machines thermiques est de 20 ans selon les fournisseurs. Par conséquent, une valeur résiduelle sera prise en compte, proportionnelle à la durée de vie estimée par rapport au prix d'achat des machines après 20 ans.

Le tableau 43 ci-dessous reprend les différentes informations utilisées.

Actualisation entretiens (%)	Actualisation coût énergie (%)	Durée de vie Machines (Années)	Durée de vie enveloppe (Années)
2	7(gaz) et 9(élec.)	20	30

Tableau 43 : Récapitulatif des caractéristiques économiques utilisées

10.2 CONSOMMATION ANNUELLE ACTUELLE

Selon l'université, la consommation de gaz du bâtiment s'élève actuellement à 3.000 MWh par an. En ce qui concerne la facture électrique, elle atteint 160 MWh par mois, ce qui correspond à une consommation annuelle de 1.920 MWh. Cependant, cette consommation ne concerne pas exclusivement les machines thermiques utilisées. Le détail des consommations est disponible **en Annexe N°9**.

Pour déterminer la consommation spécifique des machines frigorifiques, un calcul a été effectué en se basant sur les besoins annuels du bâtiment. Le bâtiment est équipé de trois machines frigorifiques utilisées pour refroidir certains équipements et rafraîchir quelques laboratoires.

Deux des trois machines ont été installées en 2002 et sont devenues obsolètes. Leur puissance est de 150 KW chacune. La troisième machine, quant à elle, a été installée plus récemment et a une puissance de 110 KW.

En estimant que 250 KW sont dédiés au refroidissement des machines de laboratoire, on obtient une puissance de 160 KW destinée à rafraîchir les laboratoires. En supposant un fonctionnement de 10 heures par jour pendant 4 mois, on obtient une consommation annuelle de 215 MWh d'électricité.

Situation 2023 (avant rénovation)	
Consommation gaz actuelle (MWh)	3.000
Coût du gaz (MWh)	125
Coût chauffage annuel (€/an)	375.000
Consommation élec (MWh)	214
Coût électricité (€ /MWh)	167
COP Chiller existant	2,2
Coût annuel en électricité (€/an)	16.263

Coût total annuel (avant rénovation) (€)	391.263
--	---------

Tableau 44 : Estimation de la facture annuelle avant rénovation

En considérant un prix du gaz de 125 €/MWh et un coût de l'électricité de 167 €/MWh (**Annexe N°9**), on obtient une facture annuelle de **391.263 €**.

10.3 COÛTS SOLUTION 1

Les prix d'achat des différentes technologies ont été fournis par le fournisseur. Le détail des prix est disponible **en Annexe N°12**.

En ce qui concerne les coûts des consommations annuelles, ils ont été déterminés en fonction des consommations des différentes technologies ainsi que du coût de l'électricité et du Feeder. Les tarifs de l'électricité et du Feeder sont fournis par l'université et sont fixés à 0,115 €/kWh pour l'électricité et 0,175 €/kWh pour le Feeder. Le tableau 45 ci-dessous présente en détail les consommations annuelles.

	Feeder	PAC 2 tubes (chaud)	PAC 2 tubes (froid)	PAC 4 tubes froid	PAC 4 tubes chaud	PAC 4 tubes simultané	Groupe froid existant
Besoin annuel (kWh)	256.283	92	20.065	82.939	10.796	12.275	17.846
Consommation annuelle (kWh)	337.216	121	8.919	35.090	3.560	2.034	8.097
Coût (€/kWh)	0,175	0,115	0,115	0,115	0,115	0,115	0,115
Coût annuel (€/an)	59.013	14	1.026	4.035	409	234	931

Tableau 45 : couts facture annuelle solution 1

Le tableau 46 ci-dessous résume les dépenses concernant la première solution.

	Coût d'achat des technologies (€)	Coût de l'entretien (€/an)	Coût des consommations (€/an)
Coût PAC 4 Tubes	120.300	4.360	4.679
Coût PAC 2 Tubes réversible	184.820	5.515	1.040

Feeder	/	2.500	59.013
Groupe froid existant	/	3.965	931
Total	305.650	16.340	65.662

Tableau 46 : Résumé des dépenses solution 1

Après 20 ans, il est estimé qu'un second investissement de **500.843 €** sera nécessaire pour remplacer les deux machines thermiques existantes par des modèles équivalents. Ce montant tient compte d'une augmentation annuelle de 2,5% du prix des machines. Enfin, après 10 ans de service, ces machines auront une valeur résiduelle de **250.422 €**, équivalant à la moitié de leur prix d'achat initial.

10.4 COÛTS SOLUTION 2

	Feeder	PAC 2 tubes (chaud)	PAC 2 tubes (froid)	Chiller	Désurchauffeur Chiller	Groupe froid existant
Besoin annuel (kWh)	256.284	13.464	954	121.357	3.540	4.677
Consommation annuelle (kWh)	337.216	5.985	434	54.313	/	2.122
Coût (€/kWh)	0,175	0,115	0,115	0,115	0,115	0,115
Coût annuel (€/an)	59.013	688	50	6.246	/	244

Tableau 47 : Résumé des dépenses solution 2

Le tableau 48 ci-dessous résume les dépenses concernant la seconde solution.

	Coût d'achat (€)	Coût de l'entretien (€/an)	Coût des consommations (€/an)
Coût PAC réversible	101.000	3.935	738
Coût chiller	81.500	3.965	6.246
Feeder	/	1.900	59.013
Groupe froid existant	/	3.965	244
Total	182.500	8.500	66.241

Tableau 48 : couts facture annuelle solution 2

Au bout de 20 ans, il est estimé qu'un second investissement de **299.048 €** sera nécessaire pour acquérir deux nouvelles machines thermiques équivalentes. Dans le même scénario que la solution 1, la valeur résiduelle des machines existantes est estimée à **149.524 €**.

10.5 COMPARAISON ÉCONOMIQUE DES DEUX RÉSULTATS

La comparaison économique repose sur l'indicateur TRI. En prenant en compte une durée de vie de la rénovation du bâtiment de 30 ans et en envisageant le remplacement des machines après 20 ans. Le tableau 49 ci-dessous reprend les résultats obtenus. Le détail des calculs est disponible en **Annexe N°13**.

	TRI (%)	Temps de retour (années)
Solution 1	2,41	26
Solution 2	2,45	25

Tableau 49 : Comparatif indicateur TRI

Le taux de rentabilité interne est similaire et positif pour les deux solutions, ce qui indique que l'investissement est rentable pour les deux options. Cependant, il est important de noter que par rapport à un investissement en bourse, par exemple, ces solutions ne sont pas aussi avantageuses.

La figure 52 ci-dessous présente le temps nécessaire pour récupérer l'investissement initial pour les deux solutions. Le temps de retour sur investissement est de 26 ans pour la solution 1 et de 25 ans pour la solution 2. En comparant les deux solutions, on constate que leur rentabilité est similaire et que l'impact du coût des technologies sur l'investissement total est négligeable.

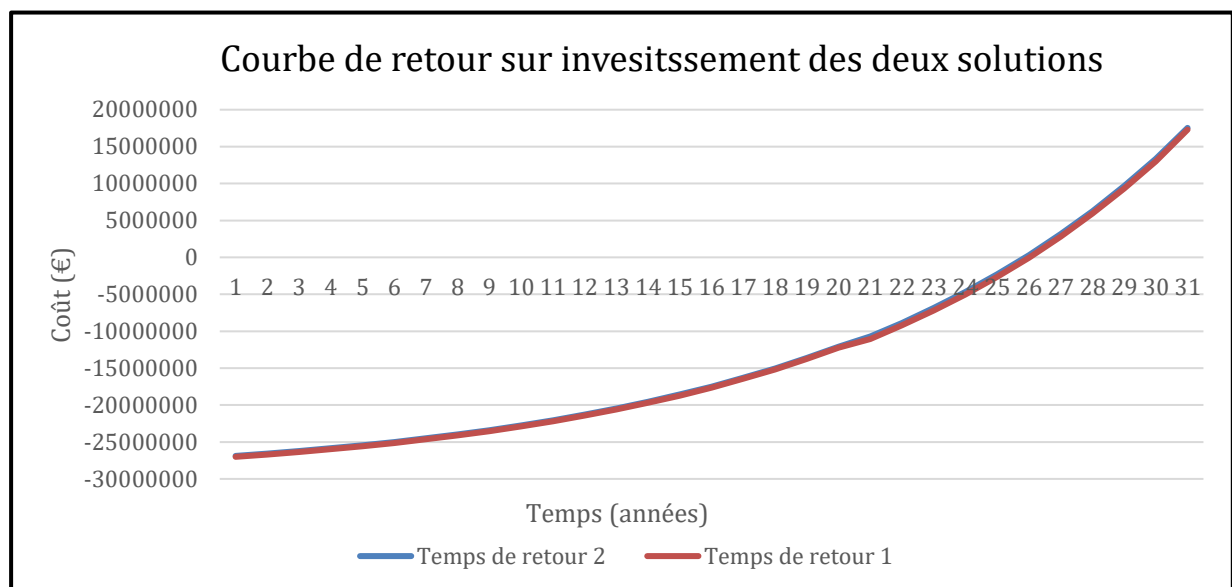


Figure 52 : Retour sur investissement des deux solutions

Finalement, compte tenu de l'investissement global substantiel, les deux solutions semblent présenter des coûts initiaux similaires. Cependant, en se concentrant uniquement sur le coût des machines thermiques, la solution 2 s'avère être 40% moins chère.

En ce qui concerne les factures annuelles, elles sont équivalentes pour les deux solutions, avec seulement 1% de différence en faveur de la solution 2. Les charges annuelles due aux entretiens quand elles sont 10% plus onéreuses concernant la solution 1.

Ce faible écart ainsi que l'investissement initial conséquent renvoient à un taux de rentabilité proche concernant les deux solutions.

Toutefois, il est important de souligner que les modifications prévues sur le bâtiment ne sont pas réalisées dans un but lucratif. Il est intéressant d'estimer et de projeter l'investissement initial afin d'avoir une vision claire des coûts impliqués.

11 ETUDE DE L'IMPACT ENVIRONNEMENTAL

L'étude de l'impact environnemental rejoint le troisième pilier abordé durant la méthodologie. Cette comparaison a pour but d'évaluer l'impact environnemental des deux solutions. A cette fin, deux aspects essentiels seront analysés. Tout d'abord, la consommation en énergie primaire des deux solutions par rapport à l'installation actuelle sera mise en avant. Ensuite, une analyse comparative du TEWI des deux machines utilisées sera réalisée, en tenant compte des réfrigérants respectifs.

11.1 CONSOMMATION EN ÉNERGIE PRIMAIRE

Afin de réaliser une comparaison précise de l'impact environnemental de la consommation du bâtiment, une analyse basée sur la consommation en énergie primaire a été effectuée. Cette approche permet d'obtenir une valeur équitable pour chaque vecteur énergétique en utilisant un facteur de conversion. Ce facteur de conversion permet de transformer une consommation finale, telle qu'elle apparaît sur une facture, en une consommation primaire. Le facteur d'énergie primaire utilisé dépend à la fois du rendement de production, du vecteur énergétique et du mix énergétique spécifique à chaque pays.

En Belgique, le facteur de conversion pour le gaz est de 1, tandis que celui de l'électricité est de 2,5. Cependant, cette valeur tend à diminuer vers 2,2 en raison de la part croissante d'énergie renouvelable dans le mix énergétique belge. [58]

Les tableaux 50, 51 et 52 ci-dessous présentent les consommations finales et primaires des deux solutions, ainsi que la consommation actuelle du bâtiment.

Actuel	Finale	Facteur	Primaire
Gaz	3000.000	1	3000.000
Elec	214.250	2,5	535.625
Total	/	/	3535.625

Tableau 50 : Calcul de la consommation en énergie primaire du système actuel

En ce qui concerne l'installation actuelle, 85% de la consommation d'énergie primaire provient du réseau de chaleur, tandis que 15% provient de la consommation électrique des chillers. Au total, la consommation d'énergie primaire s'élève à 3535.625 kWh sur une année.

Solution 1	Finale	Facteur	Primaire
Gaz	426.856	1	426.856
Elec	578.221	2,5	144.552
Total	/	/	571.408

Tableau 51 : Calcul de la consommation en énergie primaire selon la solution 1

Pour ce qui est de la solution 1, 75% de la consommation d'énergie primaire provient du réseau de chaleur, tandis que 25% provient de la consommation électrique des chillers et pompes à chaleur. Au total, la consommation d'énergie primaire s'élève à 571.418 kWh sur une année.

Solution 2	Finale	Facteur	Primaire
Gaz	426.856	1	426.856
Elec	62.854	2,5	157.135
Total	/	/	583.991

Tableau 52 : Calcul de la consommation en énergie primaire selon la solution 2

Concernant la solution 2, 73% de la consommation d'énergie primaire provient du réseau de chaleur, tandis que 17% provient de la consommation électrique des chillers. La consommation totale d'énergie primaire sur une année s'élève à 583.991 Wh.

En analysant les deux solutions abordées face à l'installation existante, on peut constater une réduction significative des besoins en énergie primaire pour les deux solutions après la rénovation. En effet, la consommation de gaz diminue de plus de 7 fois tandis que la consommation d'électricité diminue de plus de 3,5 fois, comme le montre la figure 53 ci-dessous.

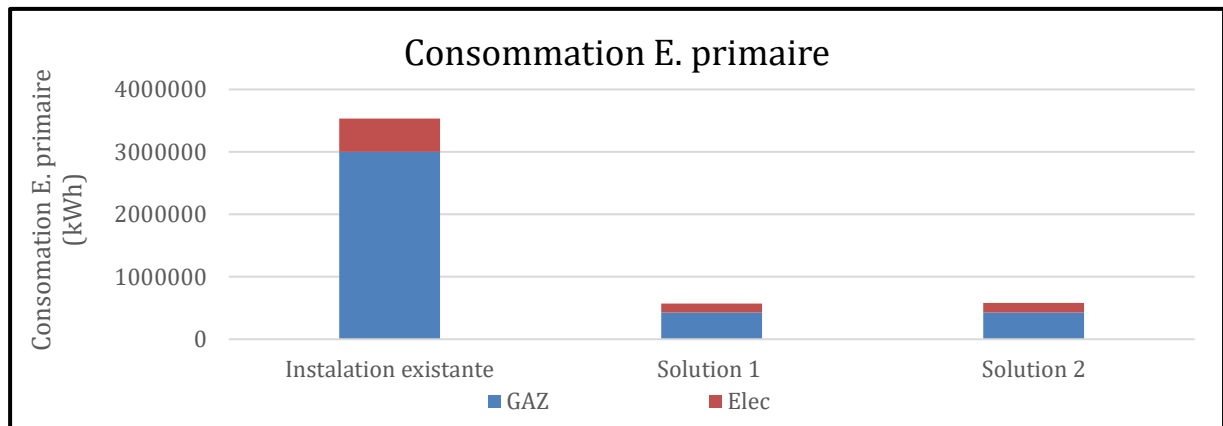


Figure 53 : Comparaison de la consommation en E. primaire des solutions abordées au vu de l'installation actuelle

La figure 54 ci-dessous illustre la comparaison entre les deux solutions abordées. On constate une consommation similaire en ce qui concerne le gaz en raison de la contrainte liée à l'utilisation du réseau de chaleur. Concernant les besoins en électricité, on observe une diminution significative de 8% pour la solution 1, en raison des rendements supérieurs des machines utilisées.

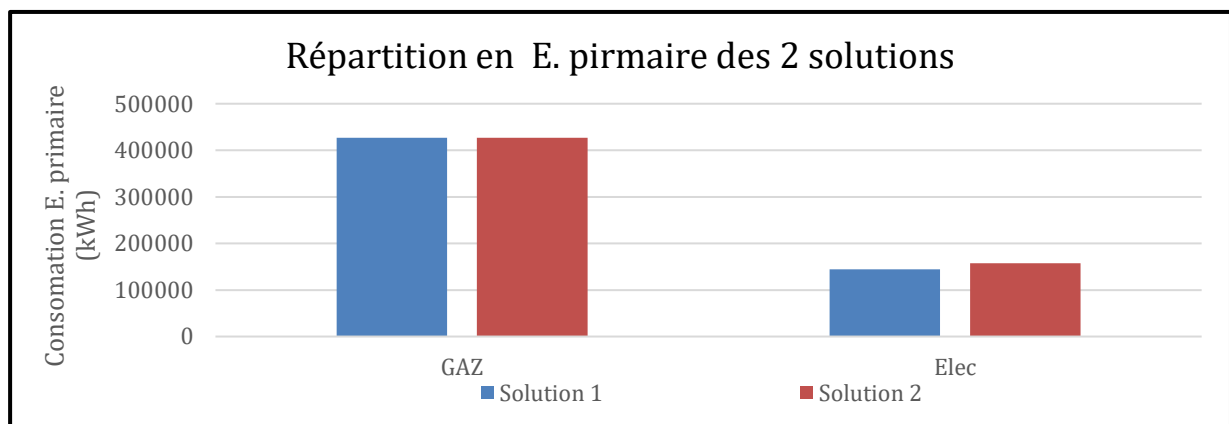


Figure 54: Comparaison de la consommation en E. primaire des solutions abordées

11.2 CALCUL DU TEWI

En Belgique, les émissions de CO_2 liées à la production d'électricité sont estimées à 0,29 kg par kWh. [59] En ce qui concerne le gaz naturel, cette valeur est estimée à 0,198 kg/kWh.

Le taux de fuite annuel est estimé à un maximum de 5% en raison des contrôles annuels. Si ce seuil est dépassé, l'installation peut être mise hors service. [60]

Le taux de récupération du liquide en fin de vie est quant à lui fixé à 80%. [59] Cette étude datant de 2008, cette valeur pourrait être revue à la hausse compte tenu du suivi concernant les pertes annuelles en fluide frigorigène. Cependant, le taux de récupération du liquide dépend de chaque technicien et de sa précision. Par conséquent, cette valeur ne sera pas modifiée.

11.2.1 TEWI INSTALLATION ACTUELLE

Le tableau 53 ci-dessous définit les caractéristiques permettant la mesure du TEWI de l'installation actuelle.

Machine	Chillers existants
Réfrigérant	R410a
GWP ($kg_{\text{équivalent}} CO_2/kg$)	2.088
Taux de fuite annuelle (%)	5%
Durée de vie moyenne PAC (années)	25
Masse fluide (kg)	32,7
Emission de CO_2 production électrique ($kg_{\text{équivalent}} CO_2/kWh_{\text{elec}}$)	0,29
Consommation annuelle (kWh)	214.250
Taux de récupération du fluide en fin de vie (%)	80%

Tableau 53 : Caractéristiques installation actuelle

Cette dernière ne se réfère qu'au chiller fonctionnant avec du R410a. Sa consommation électrique annuelle est deux fois plus élevée que celle des solutions post-rénovation.

Installation actuelle	Chiller existant
$kg_{\text{équivalent}} CO_2$	1569.578

Tableau 54 : Equivalent CO_2 installation actuelle

11.2.2 TEWI SOLUTION 1

Machine	PAC 2 Tubes	PAC 4 Tubes	Groupe froid existant
Réfrigérant	Propane	Propane	R410
GWP ($kg_{\text{équivalent}} CO_2/Kg$)	3	3	2.088
Taux de fuite annuelle (%)	5%	5%	5%
Durée de vie moyenne PAC (années)	25	25	25
Masse fluide (kg)	81	60	32,7
Emission de CO_2 production électrique ($kg_{\text{équivalent}} CO_2/kWh_{\text{élec}}$)	0,29	0,29	0,29
Consommation annuelle (kWh)	9.040	40.684	8.097
Taux de récupération du fluide en fin de vie (%)	80%	80%	80%

Tableau 55 : Caractéristiques installation solution 1

Solution 1	PAC réversible	PAC 4 Tubes	Chiller existant
$kg_{\text{équivalent}}$	65.592	294.999	74.969

Tableau 56 : Taux de CO2 équivalent solution 1

11.2.3 TEWI SOLUTION 2

Machine	PAC 2 Tubes	Groupe froid	Groupe froid existant
Réfrigérant	R454B	R454B	R410
GWP ($kg_{\text{équivalent}} CO_2/Kg$)	467	467	2.088
Taux de fuite annuelle (%)	5	5	5
Durée de vie moyenne PAC (années)	25	25	25

Masse fluide (kg)	40	34	32,7
Emission de CO_2 production électrique ($kg_{\text{équivalent}} CO_2/kWh_{\text{élec}}$)	0,29	0,29	0,29
Consommation annuelle (kWh)	6.419	54.313	2.122
Taux de récupération du fluide en fin de vie (%)	80	80	80

Tableau 57 : Caractéristiques installation solution 2

Solution 2	PAC réversible	Chiller + désurchauffeur	Chiller existant
$kg_{\text{équivalent}} CO_2$	50857	397529	31650

Tableau 58 : Taux de CO2 équivalent solution 2

11.3 COMPARAISON DES SOLUTIONS

Cette comparaison se limite aux pompes à chaleur et aux chillers afin de mieux évaluer l'impact de ces technologies. L'utilisation d'un GWP plus faible permet une réduction de 9% de l'impact total en équivalent CO_2 de ces machines, ce qui équivaut à une diminution de 44.509 $kg_{\text{équivalent}} CO_2$ sur la durée de vie de l'installation. Le détail des calculs concernant les points 11.3 et 11.4 est disponible en **Annexe 14**.

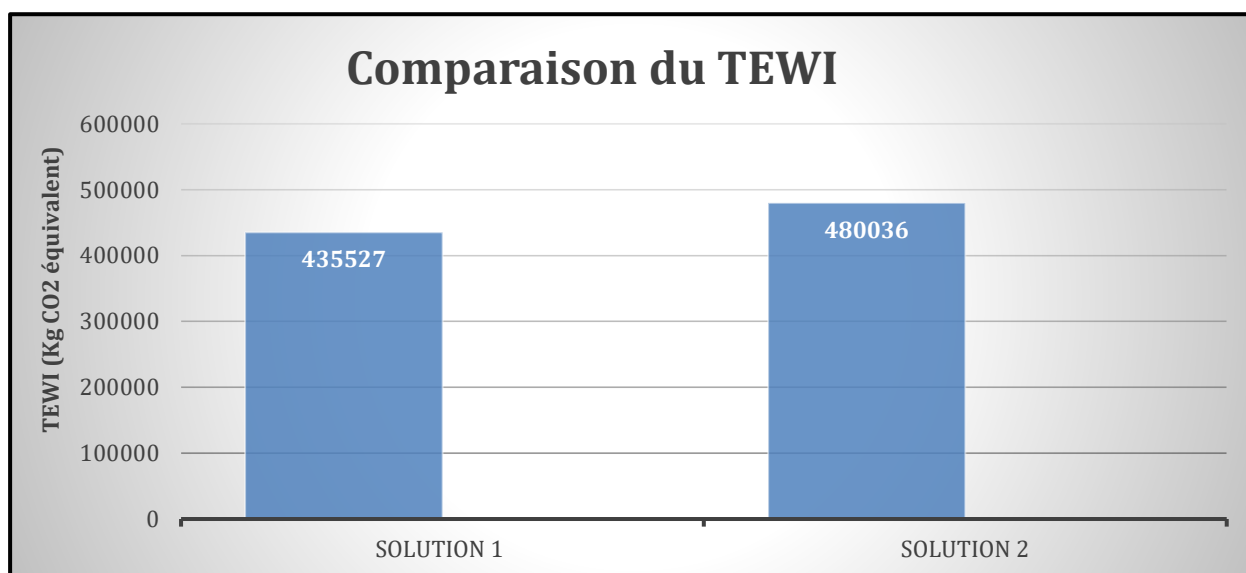


Figure :55 Comparaison du TEWI entre les deux solutions

En examinant de manière approfondie les différents facteurs influençant le TEWI, on constate que la consommation électrique est le facteur prédominant de cet indicateur. Les figures 56 et 57 ci-dessous illustrent la répartition des facteurs du TEWI pour les deux pompes à chaleur réversibles.

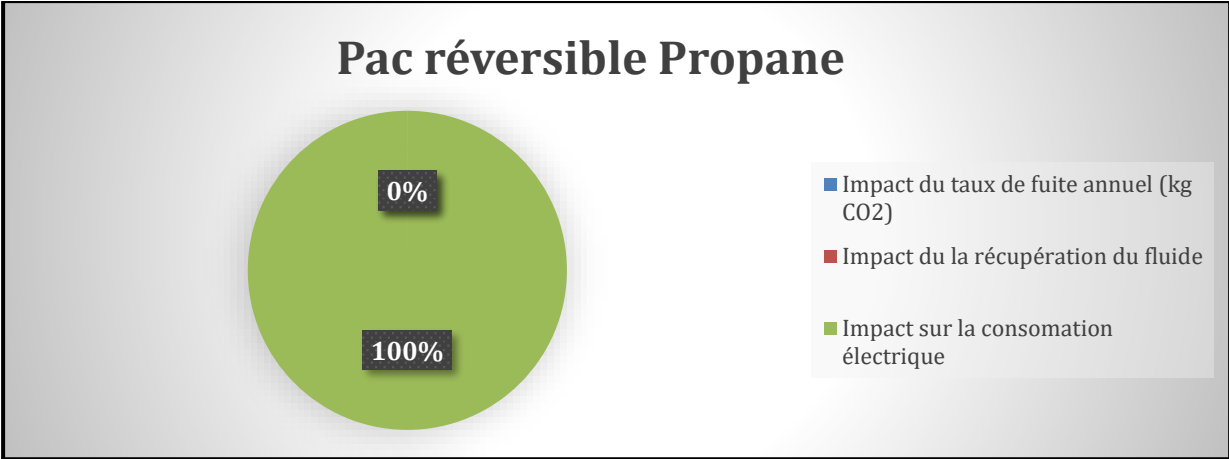


Figure 56 : Répartition des facteurs impactant le TEWI solution 1

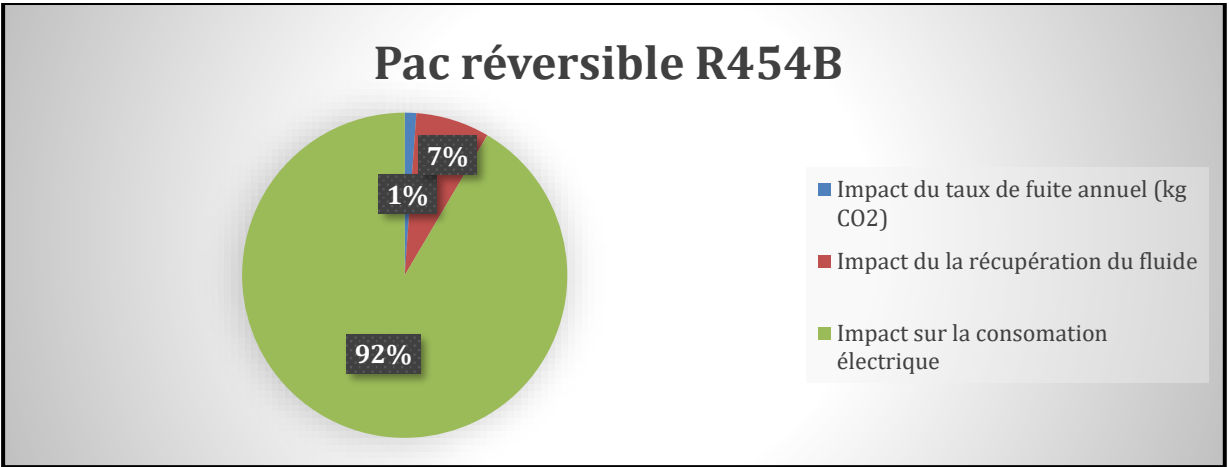


Figure 57: Répartition des facteurs impactant le TEWI solution 2

Plus de 90% de l'impact environnemental est attribué à la consommation électrique, d'autant plus concernant la pompe à chaleur utilisant le propane en raison de son très faible GWP.

Malgré l'utilisation d'un GWP 162 fois plus faible, l'impact environnemental lui est limité à 9% en raison des consommations électriques.

Cependant, en dehors de la consommation électrique, une différence majeure est observée. On peut constater dans le tableau 59 ci-dessous une variation de 99,2% de l'impact attribuable au fluide frigorigène.

Liquide frigo utilisé	kg CO ₂ équivalent
R410a	8079,1
Propane	59,7

Tableau 59 : Taux de CO2 équivalent sans l'impact de la consommation électrique

Concernant la question initiale, du point de vue environnemental, il est essentiel de réaliser un dimensionnement efficace, indépendamment de l'utilisation d'un réfrigérant à faible GWP. Bien que ces deux aspects puissent être complémentaires, l'impact du faible GWP reste négligeable par rapport à la

consommation électrique des machines. En effet, même en utilisant un fluide frigorigène à haut GWP, l'impact sur le TEWI reste majoritairement lié à la consommation électrique.

11.4 COMPARAISON SUR L'ENSEMBLE DE L'INSTALLATION

En analysant de plus près la solution 1 illustrée sur la figure 59 ci-dessous, on constate que le réseau de chaleur est responsable de plus de 80% de cet impact. Principalement en raison de la grande part des besoins énergétiques qu'il couvre.

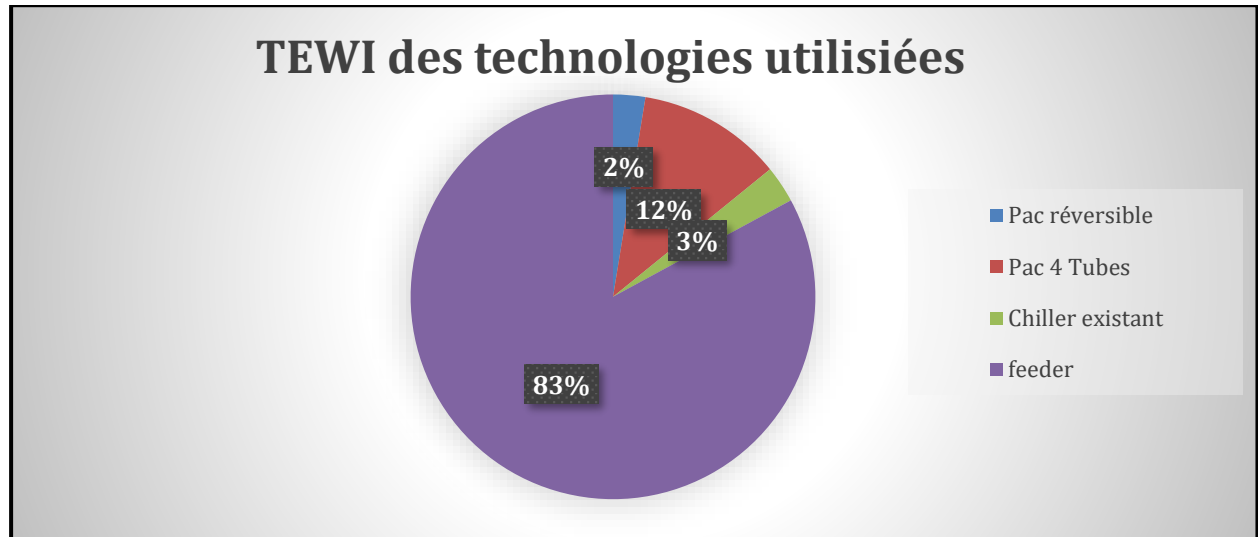


Figure 59 : Répartition du TEWI pour chaque technologie de la solution 1

La figure 60 ci-dessous présente les TEWI des deux solutions par rapport à l'installation actuelle, en prenant en compte le réseau de chaleur. On remarque que les nouvelles installations permettent une diminution moyenne du TEWI de 6,3 par rapport à l'installation actuelle. Notamment en raison des chillers travaillant au R410a (GWP 2088) et de la surconsommation du bâtiment actuel.

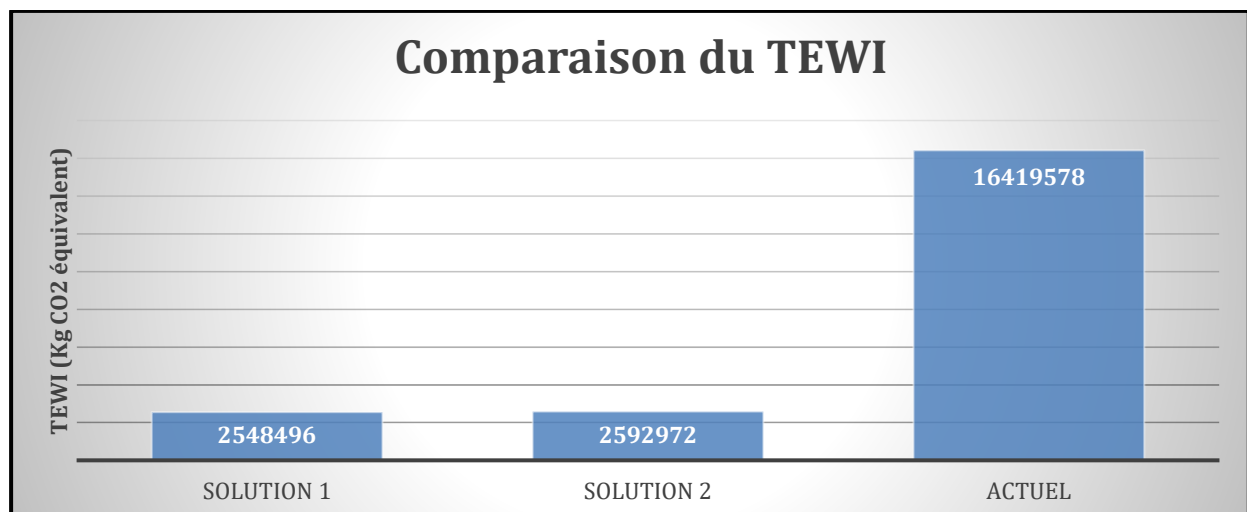


Figure 60 : Comparaison du TEWI face à l'installation actuelle

La figure 61 ci-dessous illustre l'équivalent CO_2 des technologies abordées par kWh fourni au bâtiment. Cet indicateur permet de généraliser l'impact environnemental en limitant les effets des consommations respectives.

Il est remarqué que le réseau de chaleur est le principal responsable de l'impact environnemental, en raison de son rendement relativement faible par rapport aux autres technologies.

En ce qui concerne les machines thermiques électriques, trois facteurs sont pris en compte : le rendement du système, la part d'énergies renouvelables dans le mix énergétique et le fluide frigorigène utilisé.

Parmi les machines thermiques, le chiller existant présente un impact plus élevé, avec une émission de 0,47 $kg_{équivalent} CO_2$ par kWh fourni, principalement en raison de l'utilisation du R410A qui a un GWP de 2088.

Pour les deux solutions étudiées, l'impact spécifique est assez similaire, bien que la pompe à chaleur utilisant le propane soit légèrement moins impactante que son équivalent utilisant le R454B.

L'utilisation d'un désurchauffeur sur le chiller contribue à réduire son impact, car il produit de la chaleur sans nécessiter de consommation électrique.

Enfin, la technologie la moins impactante est la pompe à chaleur à 4 tubes utilisant le propane, grâce à ses bons rendements lors du fonctionnement en simultané par rapport aux autres technologies.

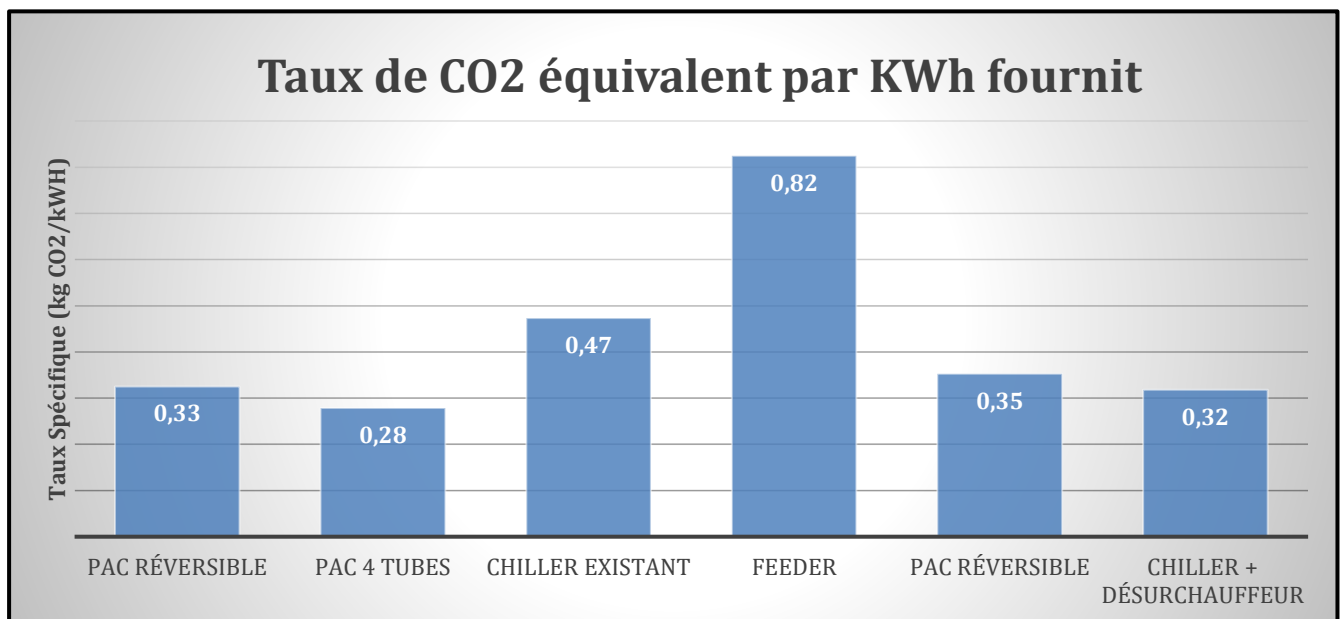


Figure 61 : Taux de CO₂ équivalent par kWh fournit

12 DISCUSSIONS

À la fin de cette étude, certaines pistes d'amélioration semblent intéressantes à explorer en vue d'une optimisation énergétique du bâtiment B6a.

Une approche intéressante pour réduire les besoins du bâtiment aurait été de revoir la disposition des laboratoires et des bureaux en fonction de leur exposition. En effet, les laboratoires climatisés ont des besoins en froid plus importants lorsqu'ils sont exposés au sud par rapport à ceux exposés au nord. À titre de comparaison, le tableau 60 ci-dessous illustre les besoins nets en froid de deux laboratoires en fonction de leur exposition respective. On constate que les besoins sont deux fois plus importants pour les laboratoires exposés au sud. Cependant, il est important de noter que ce facteur aurait un impact sur le confort et la luminosité naturelle des laboratoires.

Nom	Besoin froid net (W/m ²)	Exposition
Labo Spectrométrie	15	Nord
Labo protéine et SDS	32	Sud

Tableau 60 : Comparatif des besoins nets des laboratoires selon l'exposition

De plus, comme déterminé lors de la comparaison des différents scénarios, l'ajout de stores extérieurs s'est avéré être la mesure la plus efficace pour limiter la surchauffe et la consommation énergétique du bâtiment. Cependant, cette option a été écartée en raison de la complexité de l'entretien des stores. Une autre mesure non envisagée qui aurait des résultats intéressants aurait été la réduction de la surface vitrée notamment en réhaussant les allèges. En effet, cette mesure aurait limité les gains solaires tant en été qu'en hiver. De plus, une réduction de la surface vitrée aurait également réduit les pertes de chaleur par transmission. Cependant, cela entrerait en contradiction avec les aspects architecturaux recherchés, notamment l'objectif d'une vue panoramique du sol au plafond.

Un des problèmes majeurs de cette installation reste le rendement insatisfaisant du réseau de chaleur. En vue d'améliorer le rendement global de l'installation, deux possibilités peuvent être envisagées. La première possibilité, à une échelle plus restreinte, consisterait à réduire la production de chaleur du réseau de chaleur, laissant ainsi davantage de place aux machines thermiques qui offrent des rendements supérieurs tels que la pompe à chaleur 4 tubes ou le chiller doté d'un désurchauffeur.

Le tableau 61 ci-dessous présente la couverture des besoins en privilégiant les machines à haut rendement plutôt que le réseau de chaleur. On peut observer une augmentation significative de la couverture énergétique, en particulier pour la pompe à chaleur 4 tubes en raison de sa plus grande puissance de chauffage par rapport au désurchauffeur.

	Configuration prévue (kWh)	Configuration optimisée (kWh)	Augmentation (%)
4 tubes (simultané)	12275	35850	123
Désurchauffeur	3540	7897	192

Tableau 61 : Couverture des besoins en limitant l'utilisation du réseau de chaleur

Le tableau 62 ci-dessous illustre la facture annuelle en minimisant au maximum l'apport de chaleur via le Feeder. Cette configuration entraînerait une diminution significative de la facture annuelle.

	Facture annuelle prévue (€/an)	Facture annuelle optimisée (€/an)	Réduction (%)
Solution 1	65662	22867	65
Solution 2	66241	27998	58

Tableau 62 : Réduction de la facture annuelle en limitant l'utilisation du réseau de chaleur

Cette configuration semble être très intéressante en termes d'optimisation économique et environnementale. Cependant, ces aspects ne font pas partie du périmètre initial et pourraient faire l'objet d'une seconde étude.

La deuxième hypothèse, à une échelle plus large, serait de moderniser le réseau de chaleur selon le concept de la quatrième génération. Cela impliquerait une distribution à basse température afin de limiter les pertes. Un échangeur situé au niveau de chaque bâtiment alimenterait la source "froide" des machines thermiques, permettant d'augmenter la température si nécessaire avant la distribution dans le bâtiment.

Finalement, en examinant les impacts environnementaux des machines thermiques, il est démontré que la consommation électrique est le facteur le plus prépondérant. À supposer que le mix énergétique en Belgique contienne de plus en plus d'électricité provenant de sources renouvelables, le facteur de conversion en énergie primaire pourrait varier de 2,5 à 2,2, voire 2 [59]. La figure 62 et le tableau 64 ci-dessous illustrent l'impact sur le TEWI d'une réduction du facteur en énergie primaire.

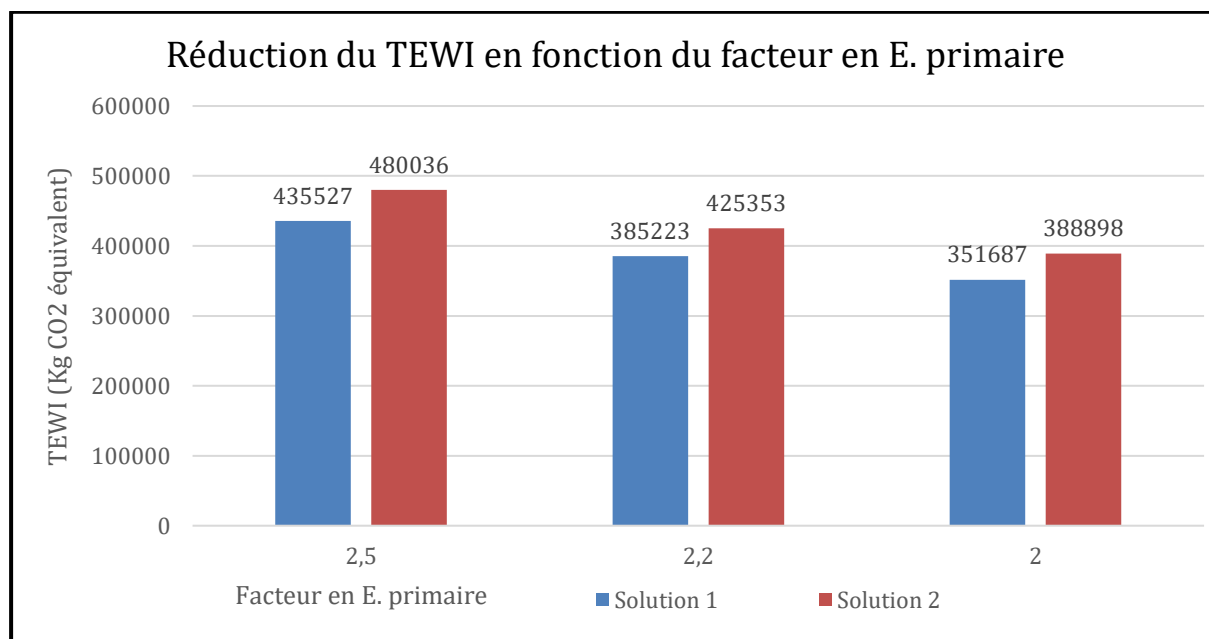


Figure 62 : Réduction du TEWI en fonction du facteur en E. primaire

Le tableau 63 ci-dessus démontre que l'utilisation d'un fluide frigorigène à très faible potentiel de réchauffement global (GWP) présente une réduction légèrement inférieure à celle obtenue par la diminution du facteur d'énergie primaire de 2,5 à 2,2.

Facteur E. primaire	Taux de réduction du TEWI
2,2	12%
2	19%

Tableau 63 : Taux de réduction du TEWI en fonction du facteur en E. primaire

Réfrigérant	Taux de réduction
Propane	9%

Tableau 64 : Taux de réduction du TEWI en fonction du liquide frigorigène utilisé

13 CONCLUSION

Pour conclure, revenons aux objectifs initiaux de ce projet visant à améliorer l'efficacité et le confort du bâtiment universitaire B6a. Différentes mesures peuvent être mises en place pour atteindre ces objectifs.

Tout d'abord, des mesures passives peuvent être envisagées afin de réduire les besoins en refroidissement du bâtiment, telles que l'installation de protections solaires externes ou l'amélioration du coefficient "g" du vitrage. Parmi ces mesures, l'application du night cooling avec un débit d'un volume par heure est particulièrement efficace pour limiter la surchauffe des bureaux pendant la saison chaude. Cependant, bien que ces mesures permettent d'éviter l'installation d'un système de climatisation, notamment pour l'aile nord principalement composée de bureaux, la réduction de ce facteur entraîne une diminution significative des gains solaires pendant la saison froide. Par conséquent, les besoins totaux en énergie du bâtiment sont accrus.

Deux options semblent intéressantes à considérer :

- L'application de stores extérieurs, qui est une solution efficace du point de vue de la consommation annuelle. Cette solution permet de limiter de 42% le temps moyen de surchauffe ainsi que de réduire de 26% les besoins nets du bâtiment par rapport au même scénario sans stores extérieurs. Cependant, il convient de noter que cette solution demande un entretien annuel complexe et entraîne des coûts supplémentaires liés aux stores, aux moteurs et aux capteurs.
- Un compromis entre un coefficient "g" correct et une bonne isolation thermique. Cette solution, bien que légèrement plus énergivore que la précédente, notamment en été, reste la plus intéressante en termes de consommation annuelle parmi les autres scénarios étudiés.

Par la suite, l'analyse des besoins en ventilation a permis de mettre en évidence plusieurs éléments. Tout d'abord, il a été constaté que les besoins nominaux en refroidissement étaient principalement dus à la déshumidification. Cette constatation a remis en question les consignes de confort des laboratoires, jugées trop contraignantes. En effet, les conditions initiales de 21°C et 70% d'humidité ne s'avéraient pas réellement nécessaires pour les laboratoires non thermostatés. En modifiant cette consigne, il est possible de réduire les besoins nets du bâtiment de 55% et les besoins nominaux net de refroidissement de l'installation de 26%.

Enfin, deux solutions ont été analysées et comparées afin de déterminer l'optimum économique et environnemental. Ces deux solutions visent avant tout à optimiser la consommation du bâtiment en utilisant d'une part une pompe à chaleur 4 tubes et d'autre part un désurchauffeur annexe au chiller. Ces deux solutions sont intéressantes compte tenu de leurs performances énergétiques.

En effet, la pompe à chaleur à 4 tubes offre la possibilité d'une récupération partielle à la source froide, ce qui permet d'obtenir un rendement global, appelé TER, de 7,94. Ce mode de fonctionnement permet notamment de réduire la consommation électrique dédiée au chauffage et à la climatisation de 4%, soit une économie équivalente à 2101 KWh électriques.

La seconde solution, impliquant l'utilisation d'un chiller avec un désurchauffeur, permet une récupération partielle de la chaleur rejetée au niveau du compresseur de la machine thermique. Le désurchauffeur permet ainsi de valoriser la chaleur initialement dissipée lors de son rejet dans l'air. Cette technologie permet une économie de 3% sur la facture électrique destinée au chauffage et à la climatisation, soit l'équivalent de 1574 KWh électriques.

D'un point de vue économique, la solution 1 est légèrement plus intéressante au bout de 30 ans et ce notamment en raison de sa consommation électrique annuelle légèrement inférieure. Toutefois, au vu de la faible différence des consommations annuelles s'élevant à 1% et d'un investissement total conséquent et similaire, l'indicateur TRI des deux solutions se différencie à hauteur de 0,4%. Au vu de la longévité de l'étude augmentant le caractère incertain de cette dernière, il semble cohérent de dire qu'aucune des deux solutions ne se démarque en termes de coût général. Toutefois, l'étude économique permet tout de même de définir un taux de rentabilité positif d'en moyenne 2,43% ce qui représente un investissement peu intéressant. Cependant, il est nécessaire de rappeler que les travaux concernant le B6a sont réalisés dans le but d'une remise aux normes ainsi que d'une amélioration des performances et du confort du bâtiment.

Afin de comparer l'impact environnemental des deux solutions, l'indice TEWI est utilisé. Cet indice prend en compte à la fois la consommation électrique et le réfrigérant utilisé. Il est important de rappeler qu'en Belgique, à partir de 2030, seuls des réfrigérants ayant un GWP inférieur à 150 seront autorisés à la mise sur le marché. Ces restrictions visent à limiter l'augmentation de la concentration des gaz à effet de serre dans l'atmosphère, qui est le principal facteur du réchauffement climatique.

Durant cette étude, il a été constaté que l'impact environnemental majeur des réfrigérants est lié à la consommation électrique. Sur la durée de vie d'une machine, cette consommation représente plus de 90% de l'impact environnemental pour un réfrigérant ayant un GWP de 488, et plus de 99% pour un réfrigérant ayant un GWP de 3. Cependant, en comparant l'indice TEWI des deux solutions, on remarque néanmoins une diminution de l'équivalent CO₂ de 9% lors de l'utilisation de machines fonctionnant au propane (GWP 3) par rapport à l'utilisation du R454B.

En somme, le choix et le dimensionnement d'une machine doit tout d'abord se baser sur un bon rendement afin de réduire le TEWI. Par ailleurs, le choix du réfrigérant offre de nouvelles solutions et permet de se rapprocher des objectifs de réduction des émissions de gaz à effet de serre. Bien que le choix d'une machine performante n'empêche pas l'utilisation d'un faible GWP, l'investissement des machines varie de 40%, élément pouvant justifier le choix d'une technologie à une autre. Toutefois, dans le cadre du B6a, au vu de l'investissement total conséquent, cette différence ne se marque que très peu prônant la solution 1 comme solution la plus intéressante.

Pour conclure sur le bâtiment B6a et dans une perspective de réduction globale de l'impact environnemental, le choix de la conception architecturale revêt une importance primordiale. À cet égard, l'utilisation d'un vitrage présentant des caractéristiques U de 0,86 (W/m²K) et G de 0,3 permet de concilier efficacité énergétique et acceptabilité sociale. En suivant ces mesures, la solution préconisant les systèmes les plus performants est la solution 1, qui combine une pompe à chaleur réversible et une pompe à chaleur à 4 tubes utilisant le propane comme réfrigérant. Cette solution se distingue de la solution 2 en permettant une réduction annuelle supplémentaire de la consommation électrique de 527 kWh, rappelant que cela demeure le facteur le plus influent en termes d'impact environnemental.

En comparaison avec l'installation actuelle, cette solution permet une réduction de plus de six fois son impact environnemental grâce à la rénovation du bâtiment, ce qui se traduit par une réduction annuelle de 13.871 MWh d'équivalent CO₂. La consommation de gaz est réduite de plus de sept fois, tandis que la consommation électrique est réduite de plus de 3,7 fois.

Cependant, il convient de noter que le réseau de chaleur demeure très énergivore et contrebalance une grande partie des efforts et améliorations proposées. Il est donc intéressant de réfléchir à l'avenir de ce réseau de chaleur et à la pertinence de son utilisation. Une hypothèse prometteuse consisterait à maximiser l'utilisation de la pompe à chaleur à 4 tubes tout au long de l'année, en particulier compte tenu de l'augmentation de la part des sources d'énergies renouvelables dans le mix énergétique Belge.

14 BIBLIOGRAPHIE

[université de Liège, «Université de Liège,» 20 04 2023. [En ligne]. Available:
1 https://www.bing.com/images/search?view=detailV2&ccid=%2B%2F0D719Z&id=5DDD8957344754007BFB54E42DA2A4F671613E02&thid=OIP.-_0D719ZImfAV9X-tHeqvQHaHR&mediaurl=https%3A%2F%2Fwww.campus.uliege.be%2Fupload%2Fdocs%2Fimage%2Fpng%2F2015-04%2F201520-nouvelle-signal.
]

[Université de Liège, «Batiment de biochimie B6a,» 20 05 2023. [En ligne]. Available:
2 https://www.campus.uliege.be/cms/c_1804794/fr/b6a-biochimie-et-chimie-organique.
]

[Université de Liège, «batiment de chimie organique,» 20 05 2023. [En ligne]. Available:
3 https://www.campus.uliege.be/cms/c_1804794/fr/b6a-biochimie-et-chimie-organique.
]

[AT Osborne, «Programme architectural et technique INFRASTRUCTURES DE CHIMIE SUR LE
4 CAMPUS,» Liège, 2021.
]

[vevendi, 11 12 2018. [En ligne]. Available: <https://www.geo.fr/environnement/quest-ce-que-la-couche-dozone-193817>. [Accès le 08 06 2023].
]

[Futura science, «climatologie-Trou dans la couche d'ozone,» 20 12 2016. [En ligne]. Available:
6 <https://www.futura-sciences.com/planete/definitions/climatologie-trou-couche-ozone-13829/>.
] [Accès le 08 06 2023].

[météorologie en rouge, [En ligne]. Available: <https://www.meteorologiaenred.com/fr/trou-dans-la-couche-d%27ozone.html>.
]

[«environnement,» 23 05 2019. [En ligne]. Available: <https://www.geo.fr/environnement/un-gaz-nefaste-pour-la-couche-dozone-pourtant-interdit-repere-en-chine-195752>.
]

[National géographique, 2023. [En ligne]. Available:
9 <https://www.nationalgeographic.fr/environnement/le-trou-dans-la-couche-dozone-serait-en-train-de-se-resorber>. [Accès le 08 06 2023].
]

[B. Tychon, *Santé et qualité de l'air*, Arlon, 2021, p. 25.
1
0
]

[D. BOSSY, «réchauffement climatique,» 21 05 2017. [En ligne]. Available: <https://www.futura-sciences.com/planete/questions-reponses/rechauffement-climatique-sont-gaz-effet-serre-52/>. [Accès le 07 06 2023].
]

[«effet de serre,» [En ligne]. Available: <https://www.schoolmouv.fr/schemas-bilan/l-effet-de-serre/schema-bilan>.
2
]

[«rapport du giec,» 2023. [En ligne]. Available: <https://climat.be/changements-climatiques/changements-observees/rapports-du-giec/2023-rapport-de-synthese>.
3
]

[16 09 2014. [En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/techniques/chauffage10/chauffage-par-pompe-a-chaleur2/composants-pompe-a-chaleur/fluides-frigorigenes-d3/>. [Accès le 20 05 2023].
4
]

[28 10 2015. [En ligne]. Available: <https://www.connaissancedesenergies.org/fiche-pedagogique/protocole-de-kyoto>. [Accès le 20 05 2023].
5
]

[25 10 2007. [En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/reglementations/climatisation-et-refrigeration3/reglementation-des-fluides-frigorigenes/>. [Accès le 20 05 2023].
6
]

[2023. [En ligne]. Available: <https://www.hvac-intelligence.fr/refrigeration-f-gaz-quels-fluides-conformes-reglementation/#:~:text=La%20R%20404A%20et%20la%20R%20507%20et,un%20GWP%20%E2%89%A5%20150%20%C3%A0%20partir%20de%202030..> [Accès le 21 05 2023].
7
]

[25 10 2007. [En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/concevoir/froid-alimentaire3/choisir-un-fluide-frigorigene-d1/>. [Accès le 20 05 2023].
8
]

[16 10 2014. [En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/techniques/chauffage10/chauffage-par-pompe-a-chaleur2/composants-pompe-a-chaleur/fluides-frigorigenes-d3/>. [Accès le 20 05 2023].
9
]

[05 2008. [En ligne]. Available: <file:///C:/Users/Utilisateur%201/Downloads/EXP-305%20complet.pdf>. [Accès le 10 04 2023].

0
]

[M. P. André, «Dimensionnement et simulation des systèmes énergétiques du bâtiment chapitre 2,»
2 chez *Dimensionnement et simulation des systèmes énergétiques du bâtiment*, Arlon, /, 2023, p. 31.

1
]

[2019. [En ligne]. Available: <http://www.trnsys.com/>.

2
2
]

[«energie.wallonie.be,» 07 05 2021. [En ligne]. Available: <https://energie.wallonie.be/fr/exigences-peb-electromobilite.html?IDC=9136>. [Accès le 12 03 2023].

3
]

[«energieplus,» 26 10 2007. [En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/donnees/enveloppe44/enveloppe2/conductivite-thermique-des-materiaux/>. [Accès le 13 03 4 2023].

]

[[En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/techniques/enveloppe7/composants-de-l-enveloppe/isolants-et-pare-vapeur/isolants-biosources-ecologiques/>. [Accès le 10 03 2023].

5
]

[«energieplus,» 25 10 2007. [En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/theories/bilan-thermique44/charges-thermiques-internes-pour-les-bureaux/>. [Accès le 15 03 2023].

6
]

[«énergieplus.be,» 25 10 2007. [En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/reglementations/chauffage22/calcul-des-deperditions-et-dimensionnement-des-installations-de-chauffage/>.

]

[«Eurabo.fr,» 2023. [En ligne]. Available: <https://www.eurabo.be/fr/lexique/Valeur-n50>.

2
8
]

[«energieplus,» 25 10 2007. [En ligne]. Available: [tps://energieplus-lesite.be/techniques/ventilation8/ventilation-hygienique/composants-de-la-ventilation/recuperateurs-de-chaleur/echangeur-a-plaques/](https://energieplus-lesite.be/techniques/ventilation8/ventilation-hygienique/composants-de-la-ventilation/recuperateurs-de-chaleur/echangeur-a-plaques/).

]

[«Bruxelle environnement,» 10 2010. [En ligne]. Available:
3 https://document.environnement.brussels/opac_css/electfile/IF_RT_BATEX_Fiche3.1_Free-cooling_FR_bis.pdf#:~:text=Cas%201%20%3A%20le%20d%C3%A9bit%20d%E2%80%99air%20four%20pour,hygi%C3%A9nique%20%280%2C86%20Vol%2F%20h%29%200%2010%2020%2030.

[«energieplus,» 25 10 2007. [En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/concevoir/ventilation/exemples-pour-des-locaux-specifiques66/les-salles-de-sport/#:~:text=En%20Belgique%2C%20l%E2%80%99annexe%20C3%20de%20la%20PEB,et%20un%20taux%20d%E2%80%99occupation%20minimal%20de%203.5%20m%C2%B2%2Fpers.>

[C.-A. roulet, Santé et qualité de l'environnement interieur dans les batiments, Lausanne: presses polytechniques et universitaire romandes, 2004, p. 92.
2
]

[14 05 2023. [En ligne]. Available: <https://www.beswic.be/fr/themes/agents-physiques/ambiances-thermiques/indices-de-confort-et-de-contrainte-thermique/indice-pmv-ppd-de-confort-thermique.>
3
]

[«Trnsys,» 2021. [En ligne]. Available: <file:///C:/TRNSYS18/Documentation/05-MultizoneBuilding.pdf>.
3
4
]

[«TroX,» 05 2022. [En ligne]. Available:
3 https://cdn.trox.de/36cd86cf65ee547b/81c40dd2fe8d/VDW_PD_2022_05_31_DE_fr.pdf.
5
]

[[En ligne]. Available: <https://meteonorm.com/en/>. [Accès le 03 05 2023].
3
6
]

[«energie.wallonnie.be,» 16 02 2016. [En ligne]. Available: https://energie.wallonnie.be/fr/07-06-facteur-solaire-g.html?IDC_PEB=9491&IDD=113659&IDC=9094.
7
]

[«Architecture et climat,» [En ligne]. Available: https://sites.uclouvain.be/eclairage-naturel/guide_parois_transparentes.htm#:~:text=Quand%20il%20existe%20une%20diff%C3%A9rence%20de%20temp%C3%A9rature%20entre,chaleur%20d%C3%A9pend%20de%20son%20coefficient%20de%20conductivit%C3%A9%20thermique..

[«Architecture et climat,» [En ligne]. Available: https://sites.uclouvain.be/eclairage-naturel/guide_parois_transparentes.htm#:~:text=Quand%20il%20existe%20une%20diff%C3%A9rence

9 ce%20de%20temp%C3%A9rature%20entre, chaleur%20d%C3%A9pend%20de%20son%20coefficient%20de%20conductivité%C3%A9%20thermique..

[«Saint-Gobains,» [En ligne]. Available: <https://www.saint-gobain-glass.com/products/cool-lite-k>.
4
0
]

[«Guardian glass,» [En ligne]. Available: Silver 35_26.pdf.
4
1
]

[«Trnsys,» 2021. [En ligne]. Available: file:///C:/TRNSYS18/Documentation/05-MultizoneBuilding.pdf.
4
2
]

[«energieplus.be,» 25 10 2007. [En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/techniques/ventilation8/ventilation-hygiene/composants-de-la-ventilation/recuperateurs-de-chaleur/echangeur-a-plaques/>.
4
3
]

[«energieplus.be,» 25 10 2007. [En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/theories/chauffage11/rendement-d-une-installation-de-chauffage-central/>.
4
]

[«energie plus,» 25 10 2007. [En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/donnees/consommations2/consommation-d-energie-par-batiment/consommation-d-electricite-et-de-combustible-dans-la-sante/>.
4
5
]

[«energieplus.be,» 25 10 2007. [En ligne]. Available: https://energieplus-lesite.be/evaluer/energie-et-les-consommations2/evaluer-les-consommations-d-un-local-de-bureau/?fbclid=IwAR2i-gDAZo8hqxMibuMSDfQ_jZz-sOZBgqacsJbPIL82e3-RbBnssZ2mK2M.
4
6
]

[«connaissance des énergies,» 27 04 2015. [En ligne]. Available: <https://www.connaissancedesenergies.org/fiche-pedagogique/reseaux-de-chaleur>.
4
7
]

[K. Sartor, «Développement d'un outil de simulation et d'analyse technico-économique et
4 environnementale d'un,» 10 2018. [En ligne]. Available:
8 file:///C:/Users/Utilisateur%201/Downloads/2018%20-%20PhD%20-%20Kevin%20Sartor.pdf.
]

[«Uliece.be,» [En ligne]. Available: [https://www.durable.uliece.be/cms/c_10382858/fr/le-campus-du-](https://www.durable.uliece.be/cms/c_10382858/fr/le-campus-du-sart-tilman-chauffe-grace-a-la-cogeneration-biomasse)

4

sart-tilman-chauffe-grace-a-la-cogeneration-biomasse.

9

]

[«Tranebelgium,» 2011. [En ligne]. Available: [https://www.tranebelgium.com/files/product-](https://www.tranebelgium.com/files/product-doc/131/fr/CG-PRC023-FR-0311.pdf)

5

doc/131/fr/CG-PRC023-FR-0311.pdf.

0

]

[«energieplus.be,» 25 10 2007. [En ligne]. Available: [https://energieplus-](https://energieplus-lesite.be/techniques/chauffage10/chauffage-par-pompe-a-chaleur2/composants-pompe-a-chaleur/compresseurs/)

5

lesite.be/techniques/chauffage10/chauffage-par-pompe-a-chaleur2/composants-pompe-a-

1

chaleur/compresseurs/.

]

[«Research Gate,» 10 2019. [En ligne]. Available: [https://www.researchgate.net/figure/Compression-](https://www.researchgate.net/figure/Compression-principle-of-scroll-compressor_fig3_335588004)

5

principle-of-scroll-compressor_fig3_335588004.

2

]

[«Abcclim,» [En ligne]. Available: <https://www.abcclim.net/scroll.html>.

5

3

]

[«energieplus.be,» 10 25 2007. [En ligne]. Available: [https://energieplus-](https://energieplus-lesite.be/techniques/climatisation8/systemes-d-emission-de-froid/systemes-autonomes-a-detente-directe/climatisation-a-debit-de-refrigerant-variable/)

5

lesite.be/techniques/climatisation8/systemes-d-emission-de-froid/systemes-autonomes-a-detente-

4

directe/climatisation-a-debit-de-refrigerant-variable/.

]

[«energieplus.be,» 25 10 2007. [En ligne]. Available: [https://energieplus-](https://energieplus-lesite.be/techniques/climatisation8/systemes-d-emission-de-froid/systemes-autonomes-a-detente-directe/climatisation-a-debit-de-refrigerant-variable/)

5

lesite.be/techniques/climatisation8/systemes-d-emission-de-froid/systemes-autonomes-a-detente-

5

directe/climatisation-a-debit-de-refrigerant-variable/.

]

[«Mitsubichi,» 09 2021. [En ligne]. Available: [file:///C:/Users/Utilisateur%201/Downloads/brochure-](file:///C:/Users/Utilisateur%201/Downloads/brochure-commerciale_gamma-integra-comfort_dct041_fr%20(1).pdf)

5

commerciale_gamma-integra-comfort_dct041_fr%20(1).pdf.

6

]

[«RETScreen® International,» 2006. [En ligne]. Available:

5

http://chaleurterre.com/Documentations/Manuel_PCG.pdf.

7

]

[«energieplus.be,» 11 09 2011. [En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/theories/consommation-energetique/la-consommation-en-energie-primaire/>. [Accès le 23 08 05 2023].
]

[«energieplus.be,» 06 11 2007. [En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/theories/consommation-energetique/les-emissions-de-polluants-liee-a-la-consommation-energetique/>. [Accès le 10 05 2023].
]

[«environnement.brussels,» 03 2019. [En ligne]. Available: https://environnement.brussels/sites/default/files/user_files/gids_installation_de_refrigeration_fr.pdf f. [Accès le 14 05 2023].
]

[[En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/theories/bilan-thermique44/charges-thermiques-internes-pour-les-bureaux/>. [Accès le 17 03 2023].
2
]

[[En ligne]. Available: https://energie.wallonie.be/fr/07-06-facteur-solaire-g.html?IDC_PEB=9491&IDD=113659&IDC=9094.
3
]

[[En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/evaluer/chauffage4/evaluer-rapidement-installation-chauffage/evaluer-l-efficacite-energetique-d-une-installation-de-chauffage-centralisee/>.
4
]

[[En ligne]. Available: <https://www.hvac-intelligence.fr/refrigeration-f-gaz-quels-fluides-conformes-reglementation/#:~:text=La%20R%20404A%20et%20la%20R%20507%20et,un%20GWP%20%E2%89%A5%20150%20%C3%A0%20partir%20de%202030..>.
]

[[En ligne]. Available: <https://www.hvac-intelligence.fr/refrigeration-f-gaz-quels-fluides-conformes-reglementation/#:~:text=La%20R%20404A%20et%20la%20R%20507%20et,un%20GWP%20%E2%89%A5%20150%20%C3%A0%20partir%20de%202030..>.
]

[[En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/reglementations/climatisation-et-refrigeration3/reglementation-des-fluides-frigorigenes/>.
7
]

[[En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/techniques/chauffage10/chauffage-par-pompe-a-chaaleur2/composants-pompe-a-chaaleur/fluides-frigorigenes-d3/>.
]

8
]

[[En ligne]. Available: <https://www.connaissancedesenergies.org/fiche-pedagogique/protocole-de-6-kyoto>.

9
]

[[En ligne]. Available: <https://www.connaissancedesenergies.org/fiche-pedagogique/protocole-de-7-kyoto>.

0
]

[[En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/techniques/chauffage10/chauffage-par-pompe-a-7-chaleur2/composants-pompe-a-chaleur/fluides-frigorigenes-d3/>.

1
]

[[En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/concevoir/froid-alimentaire3/choisir-un-fluide-7-frigorigene-d1/>.

2
]

[[En ligne]. Available: https://energieplus-lesite.be/evaluer/energie-et-les-consommations2/evaluer-7-les-consommations-d-un-local-de-bureau/?fbclid=IwAR2i-gDAZo8hqxMibuMSDfQ_jZz-sOZBgqacsJbPIL82e3-RbBnssZ2mK2M.

3
]

[[En ligne]. Available: [file:///C:/Users/Utilisateur%201/Downloads/2018%20-%20PhD%20-%20Kevin%20Sartor%20\(1\).pdf](file:///C:/Users/Utilisateur%201/Downloads/2018%20-%20PhD%20-%20Kevin%20Sartor%20(1).pdf).

4
]

[[En ligne]. Available: <https://www.tranebelgium.com/files/product-doc/131/fr/CG-PRC023-FR-7-0311.pdf>.

5
]

[[En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/techniques/climatisation8/systemes-d-emission-7-de-froid/systemes-autonomes-a-detente-directe/climatisation-a-debit-de-refrigerant-variable/>.

6
]

[[En ligne]. Available: <https://energieplus-lesite.be/techniques/climatisation8/systemes-d-emission-7-de-froid/systemes-autonomes-a-detente-directe/climatisation-a-debit-de-refrigerant-variable/>.

7
]

[[En ligne]. Available: file:///C:/Users/Utilisateur%201/Downloads/brochure-commerciale_gamma-
7 integra-comfort_dct041_fr%20(1).pdf.

8
]

[[En ligne]. Available: 65662. [Accès le 19 05 2023].

7
9
]

[[En ligne]. Available: [https://energieplus-lesite.be/theories/consommation-energetique/la-
8 consommation-en-energie-primaire/](https://energieplus-lesite.be/theories/consommation-energetique/la-
8 consommation-en-energie-primaire/). [Accès le 30 05 2023].

0
]

[[En ligne]. Available: file:///C:/Users/Utilisateur%201/Downloads/2018%20-%20PhD%20-
8 %20Kevin%20Sartor%20(1).pdf.

1
]

[[En ligne]. Available: file:///C:/Users/Utilisateur%201/Downloads/2018%20-%20PhD%20-
8 %20Kevin%20Sartor%20(1).pdf.

2
]

[[En ligne]. Available: file:///C:/Users/Utilisateur%201/Downloads/brochure-commerciale_gamma-
8 integra-comfort_dct041_fr%20(1).pdf.

3
]

[AT Osborne, «INFRASTRUCTURES DE CHIMIE SUR LE CAMPUS».

8
4
]

[«Trane.com,» 22 04 2022. [En ligne]. Available:
8 [https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/global/products-
5 systems/equipment/chillers/air-cooled/PROD-SLB049-EN_04222022.pdf](https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/global/products-
5 systems/equipment/chillers/air-cooled/PROD-SLB049-EN_04222022.pdf).

]