



IMPACT DES DYSFONCTIONNEMENTS SUR LA QUALITÉ D'AIR ET LA PERFORMANCE ÉNERGÉTIQUE

PromevenTertiaire Tâche 4

Novembre 2022

ADEME – APPEL A PROJETS RECHERCHE

Vers des bâtiments responsables à horizon 2020



Impact des dysfonctionnements sur la qualité d'air et la performance énergétique

Récapitulatif de l'étude

Projet :	Projet PromevenTertiaire
Tâche :	Tâche 4 : Impact des dysfonctionnements sur la qualité d'air et la performance énergétique (ou des) protocole(s)
Partenaires :	<u>Responsable de la tâche / sous-tâche</u> : PLEIAQ <u>Autres participants</u> : ICEE
Objectif :	Recenser et développer des méthodes de calcul simplifiées pour estimer l'impact des dysfonctionnements sur la consommation énergétique et la qualité d'air intérieure Appliquer les méthodes simplifiées à des études de cas
Livrable :	Rapport comprenant les études de cas et les méthodes de quantification utilisées
Rédacteurs :	Valérie Leprince, Nolwenn Hurel, PLEIAQ
Mots clés :	Contrôle, Diagnostic, Tertiaire,

Date	Version	Auteurs	Commentaires
07/21	V1.0	PLEIAQ	
11/22	V1.1		Mise à jour Charte graphique pages de garde

Liste des destinataires

Contact	Adresse	Nombre
Etienne Marx	ADEME - Agence de la transition écologique - Site de Valbonne SOPHIA ANTIPOLIS 500 Rte des Lucioles, 06560 Valbonne	1

Résumé

Tâche 4 : campagne d'évaluation de l'application du ou des protocoles :

L'objectif de cette tâche est d'évaluer l'impact des dysfonctionnements les plus fréquents appliqués aux bâtiments pour sensibiliser les acteurs. Les impacts portent sur la consommation énergétique et la qualité d'air intérieur.

Cette tâche fait l'objet de deux rapports. Le premier rapport porte sur le recensement des méthodes de quantification et le développement de modèles simplifiés. Le deuxième rapport présente 5 études de cas.

Le recensement des dysfonctionnements les plus fréquents a été réalisé à partir des travaux liés à la norme NF EN 16798-17 sur l'inspection des systèmes de ventilation dans le cadre de l'EPBD, et du projet européen HAMRONAC. Un questionnaire envoyé aux membres du Club Ventilation et aux fabricants de systèmes de ventilation a permis d'identifier les défauts à étudier pour en évaluer l'impact. Les clés d'analyses concernent les défauts fréquents, ceux qui souvent oubliés dans les contrôles et ceux qui sont quantifiables.

La méthodologie développée a été appliquée avec les données des 3 bâtiments inspectés dans le cadre du projet, à savoir deux collèges et un bâtiment de bureau et 5 études de cas présentent les impacts de ces dysfonctionnements.

Juillet 2021

Impact des dysfonctionnements sur la qualité d'air et la performance énergétique – Etude de cas

PROMEVENT TACHE 4.2

Nolwenn Hurel et Valérie Leprince (PLEIAQ)

N° de rapport : PLEIAQ_Report_2021_02

1 INTRODUCTION

La tâche 4 du projet PROMEVENT Tertiaire traite de l'impact de dysfonctionnements du système de ventilation sur la qualité d'air et la performance énergétique de bâtiments tertiaires. Le rapport de la tâche 4.1 (PLEIAQ_Report_2021_01) détaille la méthodologie permettant de quantifier ces impacts. Ce document, rapport de la tâche 4.2 présente les études de cas effectuées, en application de cette méthodologie et avec les données des 3 bâtiments inspectés dans le cadre du projet, à savoir deux collèges et un bâtiment de bureau.

Les valeurs utilisées pour ces études de cas sont données avec le code couleur suivant :

- En noir : donnée mesurée ou issue de la documentation technique
- En orange : estimation
- En rouge : hypothèse (donnée absente)

2 FUITES DU RESEAU

Le défaut étudié est celui d'une mauvaise étanchéité du réseau de ventilation (2.5 classe A) dans le collège situé en zone climatique H3. L'impact est calculé pour une seule des 10 CTA du collège, qui présente un débit de soufflage de 13500 m³/h.

2.1 SURCONSOMMATION ELECTRIQUE POUR LA VENTILATION

La méthode 1 est utilisée pour caractériser la perméabilité du réseau de ventilation, à savoir la mesure expérimentale par un test de pressurisation sur une section de conduits.

2.1.1 PARAMETRES A MESURER EXPERIMENTALEMENT

Symbole	Description (unité)	Valeur		Source
		Soufflage	Reprise	
A_t	Aire totale du réseau de ventilation (m ²)	317	279	Estimation forfaitaire sur la base du ratio effectivement mesuré et valeur RT2012
$\Delta p_{b,loin}$	Pression à la bouche la plus éloignée de la CTA (Pa)	43	35	Valeurs mesurées à réception en pied de colonne
Δp_{CTA}	Pression à la sortie de la CTA (Pa)	130	130	Valeurs mesurées à réception au débit max
$Q_{CTA,réel}$	Débit d'air volumique en sortie de CTA (m ³ /h)	13500	11855	Valeur mesurée à réception. En théorie sur le plan toiture : 11960 et 13350
$P_{CTA,réel}$	Puissance de la CTA en fonctionnement (W)	4701	4143	Estimation règle de trois à partir des données constructeur et de la mesure lors du contrôle
$Q_{f,test}$	Débit de fuite mesuré par test d'étanchéité (m ³ /h)	847	847	Mesure faite uniquement sur le soufflage
Δp_{test}	Pression moyenne dans le réseau lors du test (Pa)	250	250	
A_{test}	Aire de la section de réseau testée (m ²)	106	106	

$Q_{b,t,réel}$	Débit total aux bouches desservies par la CTA (m^3/h)	12036	12261	Valeur mesurée à réception
----------------	---	-------	-------	----------------------------

2.1.2 PARAMETRES A DOCUMENTER

Symbole	Description (unité)	Valeur		Source
		Soufflage	Reprise	
$Q_{CTA,0}$	Débit total aux bouches théorique (m^3/h)	12233	10776	Estimé à partir de $Q_{f,réel,1}$ et $Q_{CTA,réel}$ (compensation totale)
$prix_{élec}$	Prix de l'électricité en France (€/kWh)	0.15		
$t_{CTA,a}$	Temps de fonctionnement de la CTA dans l'année (h)	2100		De 7h à 17h, 5 jours par semaine, 42 semaines sur 52
	Taux de réduction régulation CO ₂	0.57		A partir de l'avis technique (par défaut)

2.1.3 RESULTATS

Symbole	Description (unité)	Valeur	
		Soufflage	Reprise
C_{test}	Ratio débit de fuite/pression (méthode 1) ($m^3/h/Pa^{0.65}$)	23	23
$K_{f,réel}$	Coefficient de fuite (méthode 1) ($m/h/Pa^{0.65}$)	0,22	0,22
$\Delta p_{m,réel}$	Pression moyenne conduits (Pa)	87	83
$Q_{f,réel,1}$	Débit de fuite total estimé avec la méthode 1 (m^3/h)	1267	1079
$\Delta P_{CTA,real}$	Surconsommation en compensation réelle (écart de puissance) (Pa)	1027	879
	Pertes énergétiques (kWh/an)	1229	1052
	Surcoût (€/an)	184	158

Le surcoût total engendré par la compensation des fuites par le ventilateur est donc de **342 €/an** pour cette CTA. Le bâtiment comprend au total 10 CTA, les surcoûts seraient à calculer pour chacune et à additionner pour obtenir l'impact global.

2.2 SURCONSOMMATION ELECTRIQUE POUR LE CONDITIONNEMENT D'AIR

2.2.1 PARAMETRES A RELEVER

Ces paramètres sont à relever lors d'une visite sur site ; dans la documentation technique et autres documentations. Ils sont à relever uniquement pour le **réseau de soufflage**.

Symbole	Description (unité)	Valeur	Source
-	Position des conduits de ventilation en espace non-chauffé (extérieur/faux plafond)	extérieur	

-	Type d'isolation (toiture et/ou faux plafond)	-	
A_{nc}	Aire conduits en espace non chauffé/climatisé (m ²)	80.37	Calcul effectué à partir du plan de toiture
A_t	Aire totale du réseau de ventilation (m ²)	317	
DJC	Degré-jour de chauffe base 19°C annuel	1654.90	
DJF	Degré-jour de froid base 25°C annuel	104.18	
$t_{CTA,j}$	Nombre d'heures journalier (moyen) de fonctionnement de la CTA en journée de fonctionnement (h)	5,8	de 7h à 17h, 5 jours par semaine, 42 semaines sur 52
$priX_{elec}$	Prix de l'électricité en France (€/Wh)	0.15	
COP_{fr}	COP du système de production de froid	2.50	Valeur par défaut
r_{fr}	Ratio du nombre de jours où la climatisation est allumée hors période de chauffe	1.00	
r_{ch}	Ratio du nombre de jours où le chauffage est allumé dans la période de chauffe	0.77	
$C_{p,air}$	Capacité thermique massique de l'air (kJ/K/kg)	1.00	
ρ_{air}	Masse volumique de l'air à 20°C (≈température de l'air dans les conduits)	1.20	

2.2.2 PARAMETRES CALCULES PRECEDEMMENT (PARAGRAPH 2.1)

Symbole	Description (unité)	Valeur	Source
$Q_{f,réel}$	Débit de fuite dans le réseau en fonctionnement réel de la CTA	1267	

2.2.3 RESULTATS

Symbole	Description (unité)	Valeur
$tX_{récup}$	Taux de récupération de la chaleur	0
$Q_{f,nc,réel}$	Débit de fuite réel en espace non chauffé/climatisé (m ³ /h)	321
	Perte de chaleur (kWh/an)	789
	Perte de froid (kWh/an)	26
$E_{th,réel}$	Perte thermique en compensation réelle (totale) du ventilateur (kWh/an)	815
	Surcoût (€/an)	122

Le surcoût total engendré par le conditionnement d'air supplémentaire pour compenser les fuites du réseau en espace non chauffé est donc de **122 €/an** pour cette CTA. Le bâtiment comprend au total 10 CTA, les surcoûts seraient à calculer pour chacune et à additionner pour obtenir l'impact global.

2.3 DETERIORATION DE LA QUALITE D'AIR

2.3.1 PARAMETRES A RELEVER (MESURES EXPERIMENTALES ; DOC. TECHNIQUE)

Symbole	Description (unité)	Valeur	Source
$Q_{p,loin,réel}$	Débit réel total des bouches de la pièce la plus éloignée de la CTA (m ³ /h)	750	
$n_{occ,loin}$	Nombre d'occupants de la pièce la plus éloignée de la CTA (-)	33	
S_{loin}	Surface de la pièce la plus éloignée de la CTA (m ²)	92.9	

2.3.2 PARAMETRE CALCULE PRECEDEMMENT (PARAGRAPHE 2.1)

Symbole	Description (unité)	Valeur
$t_{x,comp}$	Taux de compensation des fuites par le ventilateur (-)	100%

2.3.3 RESULTATS

Comme calculé ci-dessus, le ventilateur compense entièrement les fuites du réseau de ventilation (taux de compensation de 100%), il n'y a donc pas de détérioration de la qualité d'air pour ce bâtiment.

Cependant, les exigences réglementaires de débit de ventilation dans les salles classe étant relativement basses (15 m³/h par étudiant et 25m³/h pour l'enseignant), le pourcentage d'insatisfaits n'est pour autant pas négligeable :

En prenant l'exemple de la « salle de technologie », le débit réglementaire est de 505 m³/h (32 élèves), mais le dimensionnement a été plus important puisque le débit prévu est de 750 m³/h. La surface de la pièce étant de 92,9 m², d'après l'EN 16798-1 la relation entre le débit de ventilation dans cette pièce et le pourcentage d'insatisfait est :

Catégorie	Débit (m ³ /h)	Pourcentage insatisfait
I	1522	15%
II	1066	20%
III	609	30%
IV	397	40%

Soit par extrapolation linéaire environ **27% d'insatisfaits** pour les 750 m³/h mesurés dans cette pièce.

3 COMPOSANT SALE OU OBSTRUE

Le défaut étudié est celui de l'encrassement du filtre d'une CTA dans le collège situé en zone climatique H1.

3.1 CALCUL DE LA SURCONSOMMATION INDUITE PAR DES COMPOSANTS SALES OU OBSTRUES

La méthode 2 est utilisée pour estimer la perte de charge engendrée par le filtre sale, à savoir l'estimation avec la durée d'utilisation du filtre.

3.1.1 PARAMETRES A MESURER EXPERIMENTALEMENT

Symbole	Description (unité)	Valeur	Source
$P_{CTA,r\acute{e}el}$	Puissance de la CTA en fonctionnement (kW)	3,982	Calculé à partir de la mesure de la puissance totale en supposant une proportion soufflage/reprise identique à celle de l'étiquette.
Δp_{CTA}	Ecart de pression généré par la CTA en fonctionnement (Pa)	130	Information relevée sur la CTA

Dans cette partie toutes les pertes de charges seront comptées négativement et la pression générée par le ventilateur comptée positivement.

3.1.2 PARAMETRES A DOCUMENTER

Symbole	Description (unité)	Valeur	Source
$\Delta p_{filtre,0}$	Perte de charge engendrée par le filtre neuf (Pa)	-92	Etiquette du filtre
$\Delta p_{filtre,max}$	Perte de charge maximale conseillée (Pa)	-210	Etiquette du filtre
$t_{r\acute{e}el}$	Temps depuis le dernier remplacement de filtre (h)	744	Hypothèse : 1 mois
$t_{CTA,a}$	Temps de fonctionnement de la CTA annuel (h)	8760	Pas d'horloge dans le collège
$priX_{\acute{e}lec}$	Prix de l'électricité en France (€/kWh)	0.15	
r_{regul}	Coefficient de réduction lié à la régulation	0,57	Avis technique VIM Adjust'air registre proportionnel
	Coût approximatif d'un filtre neuf	120	https://shop.systemair.com/fr-FR/sprpfvm1--f7epm1--60--filtre/p104845

3.1.3 RESULTATS

Symbole	Description (unité)	Valeur
$\Delta p_{filtre,2}(t_{\acute{e}el})$	Perte de charge engendrée par le filtre encrassé au moment de la mesure, estimée avec la méthode 2 (Pa)	-102
A_2	Coefficient A pour la méthode 2	$2.31.10^{-4}$

$\Delta E_{ef,i\grave{e}me}$	Surconsommation encrassement des filtres la i ^{ème} année par rapport à un remplacement du filtre au début de cette même année (kWh)	$17741x(i-1)$
	Surcoût (€)	$2661*(i-1)$

Le surcoût lié à un encrassement des filtres pour une année i en fonctionnement permanent de la CTA est de $2661€*(i-1)$ € par rapport à un remplacement du filtre cette même année. Ainsi, en fonctionnement permanent le surcoût la deuxième année du filtre est de **2661€**. La troisième année il est de 5322€ par rapport au remplacement du filtre cette année-là, auxquels s'ajoutent les 2661€ de l'année précédente.

Il est à noter qu'avec cette méthode de calcul le surcoût est proportionnel au carré du temps de fonctionnement de la CTA. Ainsi si la CTA est coupée les 2/3 du temps le surcoût est divisé par 9 (296€ la 2^{ème} année). Une autre approche possible serait de se baser non pas sur le temps de fonctionnement mais sur le ratio entre le débit effectif par rapport au débit nominal.

Une meilleure connaissance de l'évolution de l'encrassement (et donc des pertes de charge) avec le temps permettrait d'améliorer la précision de ces estimations.

4 MAUVAIS REGLAGE DU VENTILATEUR DE LA CTA

Ce défaut de mauvais réglage du ventilateur de la CTA n'a pas été observé lors des inspections des trois bâtiments. Un cas fictif est ici étudié, correspondant à une surpression de 10 Pa à la bouche la plus éloignée par rapport à la pression nécessaire à son bon fonctionnement, et ce dans le bâtiment de bureau situé en zone climatique H1.

4.1.1 PARAMETRES A MESURER EXPERIMENTALEMENT

Symbole	Description (unité)	Valeur	Source
$\Delta p_{vent,r\acute{e}el}$	Pression de réglage du ventilateur en fonctionnement (Pa)	250	Bâtiment bureau
$\Delta p_{b,loin,r\acute{e}el}$	La pression mesurée à la bouche (ou module de régulation) la plus défavorisée (Pa)	60	Valeur fictive
$P_{vent,r\acute{e}el}$	Puissance du ventilateur en fonctionnement (kW)	2.5	Bâtiment bureau

4.1.2 PARAMETRES A DOCUMENTER

Symbole	Description (unité)	Valeur	Source
$\Delta p_{b,loin,ref}$	La pression minimum nécessaire au fonctionnement de la bouche (ou du module de régulation) la plus défavorisée (Pa)	50	Bâtiment bureau
$p_{rix\acute{e}lec}$	Prix de l'électricité en France (€/kWh)	0.15	
$t_{CTA,a}$	Temps de fonctionnement de la CTA sur une année (h)	5760	5 jours 24 heures sur 24, 48 semaines dans l'année

4.1.3 RESULTATS

Symbole	Description (unité)	Valeur
$\Delta p_{vent,opt}$	Pression de réglage optimale du ventilateur (Pa)	240
E_{reg}	Energie perdue par le mauvais réglage du ventilateur (kWh/an)	576
	Surcoût (€/an)	86,4

Le surcoût associé à un mauvais réglage des ventilateurs, induisant une surpression de 10 Pa à la bouche la plus défavorisée par rapport au minimum nécessaire, est de **86,4 €/an** pour ce bâtiment de bureau.

5 DEF AUT D'ISOLATION DES CONDUITS

Le défaut étudié ici est celui d'une section de conduit non isolée d'une longueur de 5 m sur le toit du collège situé dans la zone climatique H3.

5.1.1 PARAMETRES A MESURER EXPERIMENTALEMENT

Symbole	Description (unité)	Valeur	Source
$l_{cond,n-i}$	Longueur du conduit non isolé situé en extérieur ou local non-chauffé (m)	5	Évalué à partir du plan toiture et des photos

5.1.2 PARAMETRES A DOCUMENTER

Symbole	Description (unité)	Valeur	Source
d_i	diamètre intérieur du conduit (m)	0.56	Mesuré sur site
d_e	diamètre extérieur du conduit (m)	0.64	$d_i + 2$ fois épaisseur isolant (4cm)
λ_{iso}	conductivité thermique de l'isolant (W/(m.K))	0.04	Laine de verre standard
Q_{air}	Le débit d'air moyen dans le conduit (m ³ /h)	4500	Selon le plan dans cette portion
$t_{CTA,j}$	Nombre d'heures de fonctionnement journalier (moyen) de la CTA par journée de fonctionnement (hiver) (h)	10	De 7h à 17h
r_{ch}	ratio du nombre de jours ou le chauffage est allumé sur le nombre de jours de la période de chauffe	0.55	5 jours par semaine, 24 semaines sur 31
r_{fr}	ratio du nombre de jours ou la climatisation est allumée sur le nombre de jours de la période de refroidissement	0.51	5 jours par semaine, 15 semaines sur 21
DJC	Degré-jour de chauffe base 19°C annuel	1654.90	Correspond au niveau de préchauffage
DJF	Degré-jour de froid base 25°C annuel	104.18	Correspond au niveau de pré-refroidissement
$prix_{elec}$	Prix de l'électricité en France (€/Wh)	0.15	

$C_{p,air}$	Capacité thermique massique de l'air (kJ/K/kg)	1.00	
ρ_{air}	Masse volumique de l'air à 20°C (≈température de l'air dans les conduits)	1.20	
COP_{fr}	COP du système de production de froid	2.50	Valeur par défaut

5.1.3 RESULTATS

Symbole	Description (unité)	Valeur
$R_{tot,i}$	Résistance thermique linéique totale du conduit isolé	0.74
$R_{tot,n-i}$	Résistance thermique linéique totale du conduit non isolé	0.23
$H_{cond,n-i}$	Conductivité thermique du conduit non isolé	6.76
$H_{cond,i}$	Conductivité thermique du conduit s'il était isolé	21.6
	Perte de production de chaleur (kWh)	134
	Perte de production de froid (kWh)	3.1
E_{n-i}	Perte thermique totale (kWh)	137
	Surcoût (€)	20,6

Ainsi, une longueur de 5 m de conduit non isolé en extérieur induit pour ce bâtiment une perte de 137 kWh/an, soit un surcoût d'environ **21€/an**.

6 HORAIRES DE FONCTIONNEMENT INADAPTES DE LA CTA

Le défaut étudié ici est celui d'une ventilation non coupée la nuit dans le bâtiment de bureau situé en zone climatique H1.

6.1.1 PARAMETRES A MESURER EXPERIMENTALEMENT OU A DOCUMENTER

Symbole	Description (unité)	Valeur	Source
-	Occupation réelle des locaux	13h/j; 5j/sem ; 48 sem/an (fermeture 1 sem. hiver et 3 sem. été)	
-	Réglage horloge CTA	24h/j; 5j/sem ; 48 sem/an	
Q_{air}	Le débit d'air moyen dans le conduit (m ³ /h)	6000	plan
η_{ech}	Rendement de l'échangeur de chaleur (-)	0.80	
DJC	Degré-jour de chauffe base 19°C annuel	2835	
DJF	Degré-jour de froid base 25°C annuel	80	

$P_{vent,nom}$	Puissance des ventilateurs au débit nominal (kW)	5	2.5 kW par ventilateur ; 2 ventilateurs
$P_{vent,inocc}$	Puissance des ventilateurs en inoccupation (kW)	5	Absence de régulation : identique à la puissance au débit nominal
$Crbdnr$	Coefficient de réduction de débit (-)	0.46	
$priX_{elec}$	Prix de l'électricité en France (€/Wh)	0.15	
$C_{p,air}$	Capacité thermique massique de l'air (kJ/K/kg)	1.00	
ρ_{air}	Masse volumique de l'air à 20°C (≈température de l'air dans les conduits)	1.20	
COP_{fr}	COP du système de production de froid	2.5	
	Longueur du conduit d'extraction en dehors du volume chauffé (m)	11,44	Mesuré sur les plans
	Longueur de conduit de soufflage en dehors du volume chauffé (m)	20,00	Mesuré sur les plans
d_e	Diamètre extérieur (m)	0,49	diamètre intérieur + 2* l'épaisseur d'isolant
d_i	Diamètre intérieur (m)	0,41	diamètre équivalent moyen pour le soufflage et l'extraction
λ_{iso}	conductivité thermique de l'isolant (W/m/K)	0,04	laine de verre standard

6.1.2 RESULTATS

Symbole	Description (unité)	Valeur
$H_{cond,extra}$	Conductivité thermique du conduit d'extraction (W/K)	11,63
$H_{cond,souf}$	Conductivité thermique du conduit de soufflage (W/K)	20,34
$t_{occ,a}$	Temps d'occupation annuel du bâtiment (h)	3120
$t_{inocc,a}$	Temps d'inoccupation annuel avec ventilation en fonctionnement (h)	2640
$t_{inocc,j,ch}$	Temps d'inoccupation moyen par jour avec la CTA en fonctionnement en période de chauffe (h)	7,6
$t_{inocc,j,fr}$	Temps d'inoccupation moyen par jour avec la CTA en fonctionnement en période de refroidissement (h)	6,7
E_{regul}	Energie perdue par absence de régulation du débit E_{regul} (kWh/an)	8424
	Surcoût associé à l'absence de régulation du débit (€/an)	1263
$E_{hor,vent}$	Energie perdue par la ventilation en inoccupation (horaires inadaptés) (kWh/an)	13200
	Surcoût associé à la ventilation en inoccupation (€/an)	1980
	Chaleur perdue par le conditionnement de l'air (CTA) en inoccupation (kWh/an)	8807
	Froid perdue par le conditionnement de l'air (CTA) en inoccupation (kWh/an)	93

$E_{hor,CTA}$	Energie perdue par le conditionnement de l'air (CTA) en inoccupation (horaires inadaptés) (kWh/an)	8900
	Surcoût associé au conditionnement de l'air en inoccupation (€/an)	1335

Le fait que la ventilation ne soit pas coupée la nuit engendre une surconsommation du ventilateur qui coûte **1980 €/an**, associée à un surcoût pour le conditionnement de cet air de **1335 €/an**. Par ailleurs, pendant le temps d'occupation du bâtiment, l'absence d'une régulation (avec capteur CO₂ par exemple) génère un surcoût de **1263 €/an**.

7 DISFONCTIONNEMENT DU SYSTEME DE REGULATION

Le défaut étudié est un dysfonctionnement relevé dans le collège situé en zone climatique H3 : au RDC le système de régulation ne fonctionne pas à cause de clapets bloqués.

Le débit mesuré est de 100 m³/h dans une salle de 92.91 m² pouvant accueillir 33 personnes.

D'après l'EN 16798-1, le pourcentage d'insatisfaits est > **40%** pour un débit inférieur à 400 m³/h, et par extrapolation linéaire, avec 100 m³/h le pourcentage d'insatisfaits peut être grossièrement estimé à 54%.

Catégorie	Débit (m ³ /h)	Pourcentage insatisfait
I	1522	15%
II	1066	20%
III	609	30%
IV	397	40%

Juillet 2021

Impact des dysfonctionnements sur la qualité d'air et la performance énergétique – Recensement des méthodes de quantification et développement de modèles simplifiés

PROMEVENT TACHE 4.1

Nolwenn Hurel et Valérie Leprince (PLEIAQ)

N° de rapport : PLEIAQ_Report_2021_01

PROMEVENT TERTIAIRE – Tâche 4

1 TABLE DES MATIERES

2	Fuites du réseau	4
2.1	Problématique des fuites dans les réseaux de ventilation	4
2.2	Surconsommation électrique pour la ventilation	6
2.2.1	Paramètres à mesurer expérimentalement	6
2.2.2	Paramètres à documenter	6
2.2.3	Caractérisation des fuites : coefficient de fuite $K_{f,réel}$ et débit de fuite $Q_{f,réel}$	7
2.2.3.1	Méthode 1 : Test de perméabilité du réseau	7
2.2.3.2	Méthode 2a : Estimation du débit de fuite global	8
2.2.3.3	Méthode 2b : Estimation du débit de fuite local	8
2.2.4	Calcul de la surconsommation électrique en compensation réelle	9
2.2.5	Calcul de la surconsommation électrique en compensation totale	11
2.2.6	Calcul des surcoûts engendrés	12
2.2.7	Taux de compensation	12
2.2.8	Cas des débits réduits en inoccupation	12
2.2.9	Résumé du calcul de la surconsommation électrique pour la ventilation	14
2.3	Surconsommation électrique pour le conditionnement d'air	16
2.3.1	Paramètres à relever	16
2.3.2	Paramètres calculés précédemment (paragraphe 2.2)	16
2.3.3	Impacts des fuites sur les besoins de chauffage et climatisation	16
2.3.4	Taux de récupération de la chaleur/froid	18
2.3.5	Degré-jour unifiés	19
2.3.6	Pertes thermiques liées au conditionnement de l'air	19
2.3.6.1	Pertes de chaleur en période de chauffage du bâtiment	19
2.3.6.2	Pertes de froid en période de climatisation du bâtiment	20
2.3.6.3	Pertes thermiques annuelles en compensation réelle	20
2.3.6.4	Pertes thermiques annuelles en compensation totale	21
2.3.7	Calcul de la perte financière associée au conditionnement d'air	21
2.3.8	Cas des débits réduits en inoccupation	21
2.3.9	Résumé du calcul des pertes thermiques liées au conditionnement d'air	22
2.4	Détérioration de la qualité d'air	23
2.4.1	Paramètres à relever (mesures expérimentales ; doc. technique)	23
2.4.2	Paramètre calculé précédemment (paragraphe 2.2)	23
2.4.3	Evaluation de la détérioration de la qualité d'air par le pourcentage d'insatisfaits	23

2.4.3.1	Pourcentage d'insatisfaits en compensation totale du ventilateur	24
2.4.3.2	Pourcentage d'insatisfaits en compensation réelle du ventilateur	24
2.4.3.3	Pourcentage d'insatisfaits en compensation nulle du ventilateur	25
2.4.4	Résumé du calcul de la détérioration de la qualité d'air	26
2.5	Bilan de l'impact des fuites dans le réseau de ventilation.....	27
3	Composant sale ou obstrué	28
3.1	Problématique des composants sales ou obstrués	28
3.1.1	Généralités	28
3.1.2	Spécificité des filtres	29
3.2	Calcul de la surconsommation induite par des composants sales ou obstrués.....	30
3.2.1	Paramètres à mesurer expérimentalement	31
3.2.2	Paramètres à documenter	31
3.2.3	Caractérisation de l'encrassement du filtre : calcul de la perte de charge associée	31
3.2.3.1	Méthode 1 : Mesure de la perte de charge totale du filtre.....	31
3.2.3.2	Méthode 2 : Estimation de la perte de charge avec la durée d'utilisation du filtre	32
3.2.4	Calcul de la surconsommation liée à l'encrassement du filtre.....	32
3.2.5	Calcul des surcouts engendrés	35
3.2.6	Résumé du calcul de la surconsommation liée à l'encrassement des filtres	36
4	Mauvais réglage du ventilateur de la CTA	37
4.1	Problématique d'un mauvais réglage des ventilateurs de la CTA.....	37
4.2	Calcul de la surconsommation énergétique liée à un mauvais réglage du ventilateur de la CTA....	37
4.2.1	Paramètres à mesurer expérimentalement	37
4.2.2	Paramètres à documenter	37
4.2.3	Calcul de la surconsommation	38
4.2.4	Calcul des surcouts engendrés	38
4.2.5	Résumé du calcul de la surconsommation liée au mauvais réglage du ventilateur/CTA	39
5	Défaut d'isolation des conduits	40
5.1	Problématique des défauts d'isolation dans les conduits	40
5.2	Calcul de la surconsommation énergétique liée aux défauts d'isolation des conduits	40
5.2.1	Paramètres à mesurer expérimentalement	40
5.2.2	Paramètres à documenter	40
5.2.3	Calcul de la résistance thermique d'un conduit	41
5.2.3.1	Résistance thermique de l'isolant	41
5.2.3.2	Résistance thermique du conduit.....	42
5.2.3.3	Résistance surfacique intérieure	42

5.2.3.4	Résistance surfacique extérieure	44
5.2.3.5	Résistance totale	45
5.2.4	Calcul de la température de soufflage	46
5.2.5	Calcul de la perte d'énergie liée à un défaut d'isolation	46
5.2.6	Calcul du surcoût engendré.....	48
5.2.7	Résumé du calcul de la surconsommation liée à un défaut d'isolation de conduits de ventilation	49
6	Horaires de fonctionnement inadaptés de la CTA	50
6.1	Problématique des horaires de fonctionnement inadaptés	50
6.2	Calcul de la surconsommation liée aux horaires de fonctionnement inadaptés.....	50
6.2.1	Paramètres à mesurer expérimentalement ou à documenter	50
6.2.2	Paramètres calculés précédemment (paragraphe 5.2.4)	51
6.2.3	Surconsommation énergétique liée à la ventilation	51
6.2.4	Surconsommation énergétique liée au conditionnement d'air	52
6.2.5	Calcul de la perte financière associée au conditionnement d'air en inoccupation.....	55
6.2.6	Cas des bâtiments sans régulation du débit.....	55
6.2.7	Résumé du calcul de la surconsommation liée à des horaires de fonctionnement inadaptés du ventilateur/CTA	56
7	REFERENCES	57
8	ANNEXE A : exemple de degré-jour unifiés en France	58

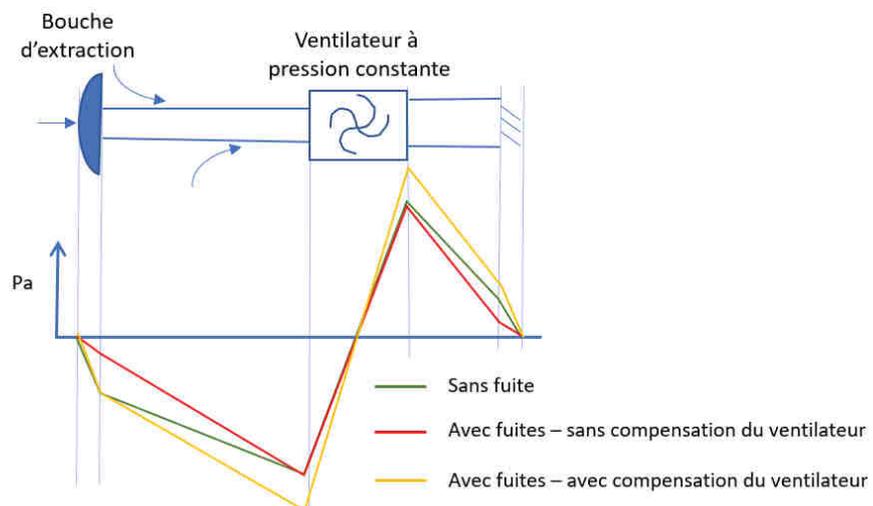
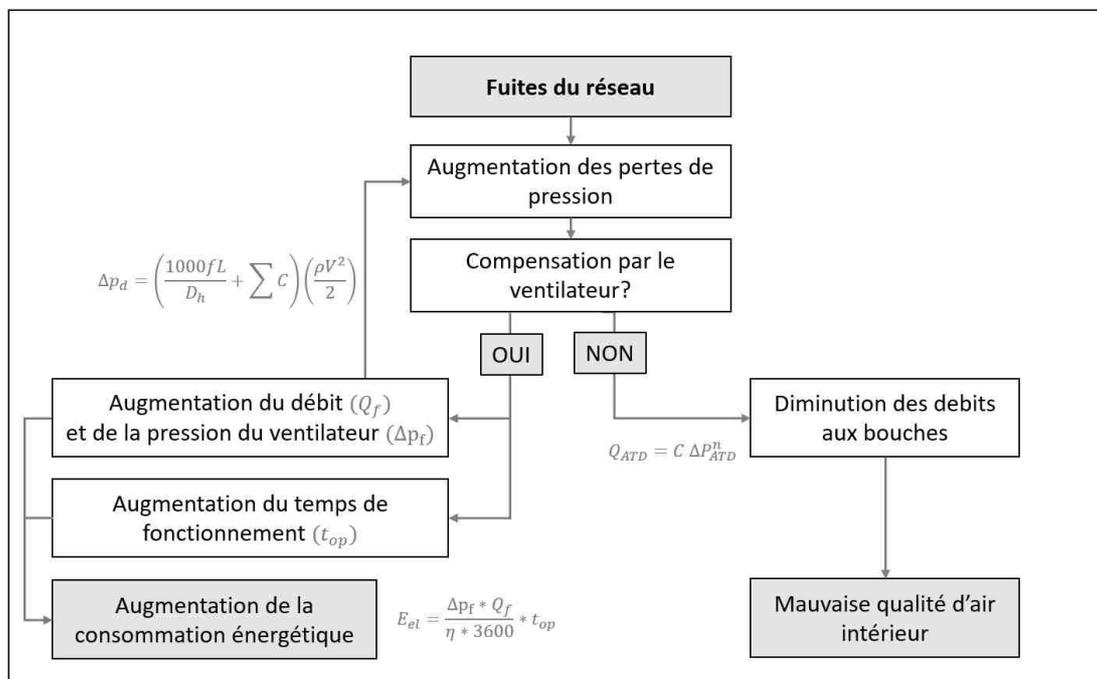
2 FUITES DU RESEAU

2.1 PROBLEMATIQUE DES FUITES DANS LES RESEAUX DE VENTILATION

Les fuites dans les réseaux de ventilation ont deux impacts principaux possibles :

- Une augmentation de la consommation énergétique lorsque le ventilateur compense les pertes de débit et de pression engendrées par ces fuites. La compensation peut se faire par une augmentation du temps de fonctionnement du ventilateur et/ou par une augmentation du débit et de la pression au ventilateur (accrue par le fait que les pertes de pression dans le réseau sont proportionnelles au débit au carré comme expliqué ci-dessous).
- Une détérioration de la qualité d'air intérieur (QAI) lorsque le ventilateur ne compense pas ces pertes de débit et de pression, puisque les débits d'extraction/soufflage aux bouches ne pourront plus être assurés.

Dans la réalité, le ventilateur ne compense souvent que partiellement les fuites, engendrant à la fois une augmentation de la consommation énergétique et une détérioration de la QAI.



Lorsque l'air est conditionné par une CTA (chauffé ou refroidi), des fuites dans le réseau de ventilation entraînent de la même manière une augmentation de la consommation énergétique (pour conditionner davantage de débit d'air) et/ou un inconfort (dû à un débit d'air conditionné trop faible aux bouches de ventilation) venant s'ajouter aux conséquences décrites précédemment sur l'aspect ventilation.

Pertes de pression :

Il existe deux types de perte de pression dans les réseaux de ventilation :

- Les pertes par friction (pertes linéaires le long du réseau)

Elles sont dues à la viscosité du fluide peuvent être calculées avec l'équation de Darcy (ASHRAE, 2013) :

$$\Delta p_f = \frac{1000fL}{D_h} * \frac{\rho V^2}{2} \quad (1)$$

Avec :

Δp_f la somme des pertes de pression par friction (Pa)

f le facteur de friction (-)

L la longueur du réseau (m)

D_h le diamètre hydraulique (m)

ρ la masse volumique de l'air (kg/m³)

V la vitesse d'écoulement (m/s)

- Les pertes dynamiques (localisées à des points précis du réseau)

Elles résultent d'une perturbation de l'écoulement par des accessoires qui modifient la direction de l'écoulement (coudes, rayons) ou le diamètre hydraulique (adaptateurs) et à des jonctions convergentes/divergentes. Elles peuvent être calculées en utilisant l'équation suivante (ASHRAE, 2013):

$$\Delta p_d = \frac{C_t \rho V^2}{2} \quad (2)$$

Avec :

Δp_d la somme des pertes de pression dynamiques (Pa)

C_t le coefficient total de perte de pression dynamique (somme de tous les coefficients) (-)

Ainsi la perte de pression totale dans une section du réseau peut être calculée en ajoutant les pertes de pression linéaires et dynamiques :

$$\Delta p_r = \left(\frac{1000f}{D_h} + \sum C_t \right) \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) \quad (3)$$

Les pertes de pression sont proportionnelles à la vitesse de l'écoulement au carré, et donc aussi au débit au carré. Lorsque le ventilateur compense les fuites par une augmentation du débit, il doit donc également compenser l'augmentation des pertes de charges induites par ce débit plus élevé.

2.2 SURCONSOMMATION ELECTRIQUE POUR LA VENTILATION

2.2.1 PARAMETRES A MESURER EXPERIMENTALEMENT

Symbole	Description (unité)	Commentaires	Méthodes		
			1	2a	2b
A_t	Aire totale du réseau de ventilation (m^2)	Par mesures sur site ou doc technique, ou valeurs par défaut RT 2012 (données Figure 1)	X		
$\Delta p_{b,loin}$	Pression à la bouche la plus éloignée de la CTA (Pa)	Pour évaluer la pression moyenne dans le réseau : mesure des pression max (CTA) et min (bouche la plus éloignée)			
Δp_{CTA}	Pression à la sortie de la CTA (Pa)				
$Q_{CTA,réel}$	Débit d'air volumique en sortie de CTA (m^3/h)	Caractérisation du fonctionnement réel de la CTA			
$P_{CTA,réel}$	Puissance de la CTA en fonctionnement (W)				
$Q_{f,test}$	Débit de fuite mesuré par test d'étanchéité (m^3/h)	Résultats d'un test d'étanchéité (pression/dépression) sur l'ensemble du réseau de ventilation, ou à défaut sur une portion de celui-ci	X		
Δp_{test}	Pression moyenne dans le réseau lors du test (Pa)				
A_{test}	Aire de la section de réseau testée (m^2)				
$Q_{b,t,réel}$	Débit total aux bouches desservies par la CTA (m^3/h)	Pour évaluer l'étanchéité du réseau par une comparaison entre le débit sortie CTA et le débit total aux bouches		X	
Q_c	Débit conduit desservant la/les bouches étudiée(s) (m^3/h)	Pour évaluer l'étanchéité du réseau en caractérisant l'arrivée d'air dans une pièce particulière : mesure du débit dans le conduit d'air et à la/aux bouche(s) raccordée(s)			X
Q_b	Débit (ou somme des débits) de la/des bouche(s) étudiée(s) (m^3/h)				
Δp_c	Pression dans le conduit desservant la/les bouche(s) étudiée(s) (Pa)				
A_m	Aire réseau entre les mesures conduit (Q_c) et bouche (Q_b) (m^2)				

2.2.2 PARAMETRES A DOCUMENTER

Symbole	Description (unité)	Commentaires	Méthodes		
			1	2a	2b
$Q_{CTA,0}$	Débit total aux bouches théorique (m^3/h)	Somme des débits prévus aux bouches, correspondant aussi au débit en sortie de CTA dans le cas d'un réseau sans fuite	X		

prix _{élec}	Prix de l'électricité en France (€/kWh)	Permet de traduire les surplus de puissance nécessaires en surcoûts	
t _{CTA,a}	Temps de fonctionnement de la CTA dans l'année (h)		

Valeurs par défaut RT2012 pour le calcul des surfaces de réseaux.

	Ratfuitevc	Ratsurfcond	Ratdebccond	dP en Haute Pression	dP en moyenne Pression	dP en Basse Pression
	Ratio de part de conduit en volume chauffé	(m ² par m ² de SHAB)	m ² par m ³ /h	Pa	Pa	Pa
	Par défaut	conventionnel	conventionnel	conventionnel	conventionnel	conventionnel
Maison individuelle ou accolée	0.25	0.1		80	40	20
Bâtiment collectif	0.5		0.05	160	40	20
Bâtiment hors maisons individuelles ou accolées et hors logements collectifs	0.75		0.05	250		

Figure 1 - Estimation des surfaces de conduits de ventilation (RT 2012)

2.2.3 CARACTERISATION DES FUITES : COEFFICIENT DE FUIITE K_{F,REEL} ET DEBIT DE FUIITE Q_{F,REEL}

2.2.3.1 METHODE 1 : TEST DE PERMEABILITE DU RESEAU

Cette méthode est à privilégier lorsqu'un test d'étanchéité du réseau est possible. Elle consiste à mettre en pression/dépression l'ensemble du réseau et de mesurer le débit nécessaire pour compenser les fuites. Une loi débit-pression est ainsi obtenue :

$$Q_{f,test} = C_{test} \times \Delta p_{test}^{n_{test}} \quad (4)$$

Pour les réseaux de ventilation, l'exposant de la loi d'écoulement n_{test} est estimé à 0.65. Ainsi, le coefficient de débit d'air C_{test} peut être calculé comme suit :

$$C_{test} = \frac{Q_{f,test}}{\Delta p_{test}^{0.65}} \quad (5)$$

Le coefficient de fuite $K_{f,réel}$ du réseau entier est donné avec la méthode 1 par :

$$K_{f,réel,1} = \frac{C_{test}}{A_{test}} \quad (6)$$

Pour obtenir une valeur précise/ de la perméabilité du réseau, celui-ci devrait idéalement être testé entièrement ($A_{test}=A_t$). Cependant, lorsque les réseaux sont peu étanches à l'air, ou très volumineux, les débits

de fuites peuvent être trop importants pour pouvoir maintenir une certaine pressurisation/dépressurisation dans l'ensemble du réseau. Il est alors nécessaire d'isoler et de tester seulement une section du réseau (d'aire A_{test}), la plus importante et la plus représentative possible.

En conditions réelles de fonctionnement de la ventilation, l'équation (4) et permet de déduire le débit de fuite total :

$$Q_{f,réel,1} = C_{test} \times \Delta p_{m,réel}^{0.65} \times \frac{A_t}{A_{test}} \quad (7)$$

Ou encore :

$$Q_{f,réel,1} = K_{f,réel,1} \times \Delta p_{m,réel}^{0.65} \times A_t \quad (8)$$

Avec $\Delta p_{m,réel}$ la pression moyenne dans le réseau en conditions réelles de fonctionnement, qui peut être estimée par une moyenne entre la pression maximale (p_{CTA} mesurée à la sortie du ventilateur) et la pression minimale ($p_{b,loin}$ mesurée à la bouche la plus éloignée de la CTA) :

$$\Delta p_{m,réel} = \frac{(\Delta p_{CTA} + \Delta p_{b,loin})}{2} \quad (9)$$

Si la perméabilité du réseau ne peut pas être mesurée par un test en pressurisation/dépressurisation, l'alternative consiste à estimer le débit de fuite global (méthode 2a) ou à défaut local (méthode 2b) lorsque la CTA est en fonctionnement. C'est alors ce débit de fuite réel ($Q_{f,réel}$) qui permet de calculer le coefficient de fuite ($K_{f,réel}$).

2.2.3.2 METHODE 2A : ESTIMATION DU DEBIT DE FUITE GLOBAL

Le débit de fuite global dans le réseau en fonctionnement réel de la CTA est donné par la différence entre le débit en sortie de CTA ($Q_{CTA,réel}$) et la somme des débits aux bouches de ventilation ($Q_{b,t,réel}$) :

$$Q_{f,réel,2a} = Q_{CTA,réel} - Q_{b,t,réel} \quad (10)$$

Il est à noter que la mesure du débit à une bouche de ventilation présente une incertitude non négligeable, pour des bâtiments avec une grande quantité de bouches, l'erreur totale liée à cette estimation est plus importante qu'avec la méthode 1.

L'équation (8) permet d'en déduire le coefficient de fuite pour cette méthode 2a :

$$K_{f,réel,2a} = \frac{Q_{f,réel,2a}}{A_t \times \Delta p_{m,réel}^{0.65}} \quad (11)$$

2.2.3.3 METHODE 2B : ESTIMATION DU DEBIT DE FUITE LOCAL

S'il n'est envisageable ni de faire un test de perméabilité, ni de mesurer l'ensemble des débits aux bouches, il reste la possibilité d'estimer le débit de fuite localement au niveau d'un conduit desservant une ou de plusieurs bouche(s) de ventilation :

$$Q_{f,c,réel} = (Q_c - Q_b) \quad (12)$$

Avec :

Q_c le débit mesuré dans le conduit desservant la ou les bouche(s) étudiée(s) (m³/h)

Q_b la somme des débits mesurés aux bouches étudiées (m³/h)

A_m l'aire intérieure de la section de conduit entre les 2 points de mesures (m²)

Le coefficient de fuite K_f de cette méthode 2b est ensuite calculé à l'aide de l'équation (11) adaptée au caractère local des mesures :

$$K_{f,réel,2b} = \frac{Q_{f,c,réel}}{A_m \times \Delta p_{c,réel}^{0.65}} \quad (13)$$

Avec :

A_m l'aire intérieure de la section de conduit entre les 2 points de mesures (m²)

$\Delta p_{c,réel}$ la pression mesurée dans le conduit desservant la ou les bouche(s) étudiée(s) (Pa)

Ce coefficient de fuite permet d'estimer le taux de fuite dans l'ensemble du réseau de ventilation en conditions réelles de fonctionnement :

$$Q_{f,réel,2b} = K_{f,réel,2b} \times A_t \times \Delta p_{m,réel}^{0.65} \quad (14)$$

Cette méthode est celle qui présente le risque d'erreur le plus élevé.

2.2.4 CALCUL DE LA SURCONSOMMATION ELECTRIQUE EN COMPENSATION REELLE

Consommation du ventilateur :

La puissance électrique consommée par le ventilateur de la CTA dépend du débit et de la différence de pression à ses bornes :

$$P_{CTA} = \frac{\Delta p_{CTA} * Q_{CTA}}{\eta * 3600} \quad (15)$$

Avec :

P_{CTA} la puissance électrique du ventilateur (W)

Δp_{CTA} la pression induite par le ventilateur (Pa)

Q_{CTA} le débit d'air au ventilateur (m³/h)

η le rendement du ventilateur (-)

Plus les pertes de pression sont importantes dans le réseau, plus le ventilateur doit produire du débit et de la pression pour compenser cette résistance et atteindre les débits nécessaires à une bonne QAI. En fonction de son réglage et de ses caractéristiques, le ventilateur peut ainsi être :

- **En compensation totale** des fuites si le débit aux bouches est conforme aux prévisions (bonne qualité d'air mais surconsommation électrique)
- **En compensation nulle** des fuites si aucun débit supplémentaire n'est produit pour compenser les fuites (mauvaise qualité d'air mais pas de surconsommation électrique)

- **En compensation partielle**, avec une qualité d'air plus ou moins détériorée et une surconsommation électrique plus ou moins importante en fonction du taux de compensation

Or, le rendement du ventilateur varie avec son débit. D'après le fichier Excel support de la norme EN 16798-5-1, on peut utiliser l'approximation suivante :

$$\eta_{réel} \approx \sqrt{\frac{Q_{CTA,réel}}{Q_{CTA,0}}} \eta_0 \quad (16)$$

Avec :

$Q_{CTA,réel}$ et $Q_{CTA,0}$ respectivement les débits d'air au ventilateur en fonctionnement réel et en l'absence de fuite (m³/h)

$\eta_{réel}$ et η_0 respectivement les rendements du ventilateur en fonctionnement réel et en l'absence de fuite (-)

Ainsi, l'équation (15) devient :

$$P_{CTA,réel} \approx \frac{\Delta p_{CTA,réel} * \sqrt{Q_{CTA,0} * Q_{CTA,réel}}}{\eta_0 * 3600} \quad (17)$$

Le rapport de puissance peut donc être calculé comme suit :

$$\frac{P_{CTA,réel}}{P_{CTA,0}} \approx \frac{\Delta p_{CTA,réel}}{\Delta p_{CTA,0}} * \sqrt{\frac{Q_{v,réel}}{Q_{v,0}}} \quad (18)$$

Or d'après l'équation (3), la pression au ventilateur lorsqu'elle compense les pertes de charge induites par les fuites varie avec le débit au carré :

$$\frac{p_{CTA,réel}}{p_{CTA,0}} = \frac{\left(\frac{1000f}{D_h} + \sum C_t\right) \left(\frac{\rho V_{réel}^2}{2}\right)}{\left(\frac{1000f}{D_h} + \sum C_t\right) \left(\frac{\rho V_0^2}{2}\right)} = \frac{V_{réel}^2}{V_0^2} = \frac{Q_{CTA,réel}^2}{Q_{CTA,0}^2} \quad (19)$$

D'où :

$$\frac{P_{CTA,réel}}{P_{CTA,0}} \approx \left(\frac{Q_{CTA,réel}}{Q_{CTA,0}}\right)^{2.5} \quad (20)$$

La différence de puissance entre le fonctionnement réel et sans fuite est donnée par :

$$\Delta P_{CTA,réel} = P_{CTA,réel} - P_{CTA,0} \quad (21)$$

Soit :

$$\Delta P_{CTA,réel} \approx P_{CTA,réel} \left(1 - \left(\frac{Q_{CTA,0}}{Q_{CTA,réel}}\right)^{2.5}\right) \quad (22)$$

2.2.5 CALCUL DE LA SURCONSOMMATION ELECTRIQUE EN COMPENSATION TOTALE

Si en condition réelles le ventilateur ne compense pas complètement les fuites du réseau, il est intéressant de calculer la surconsommation maximale qui peuvent être induite par ce niveau de perméabilité à l'air. Cette surconsommation maximale correspond au cas de la compensation totale des fuites. La pression dans le réseau est alors plus élevée, et le débit de fuite augmente donc également. Ainsi, le débit au ventilateur est donné par :

$$Q_{CTA,max} = Q_{CTA,0} + Q_{f,max} \quad (23)$$

Avec le débit de fuite en surconsommation maximale obtenu avec l'équation (8) :

$$Q_{f,max} = K_{f,réel} \times A_t \times \Delta p_{m,max}^{0,65} \quad (24)$$

Avec $K_{f,réel}$ le coefficient de fuite en fonctionnement réel calculé avec la méthode 1 ($K_{f,1}$), 2a ($K_{f,2a}$) ou 2b ($K_{f,2b}$).

La pression moyenne dans le circuit en compensation totale étant déduite de l'équation (18) :

$$\Delta p_{m,max} \approx \left(\frac{Q_{CTA,0} + Q_{f,réel}}{Q_{CTA,0}} \right)^2 \times \Delta p_{m,réel} \quad (25)$$

Avec $Q_{f,réel}$ le débit de fuite total du réseau en fonctionnement réel calculé avec la méthode 1 ($Q_{f,réel,1}$), 2a ($Q_{f,réel,2a}$) ou 2b ($Q_{f,réel,2b}$).

Note : Cette relation permet une première correction de la pression dans le réseau pour estimer le débit de fuite, mais l'expression de cette pression dépend elle-même du débit de fuite. Une résolution par itération serait donc nécessaire pour un calcul exact, mais dans le cadre de cette étude, l'approximation consistant à prendre le débit de fuite réel pour la correction de la pression en compensation totale est considérée suffisante.

Or, l'équation (20) est également valable entre les fonctionnements et en compensations réelle et totale, d'où :

$$\frac{P_{CTA,max}}{P_{CTA,réel}} \approx \left(\frac{Q_{CTA,max}}{Q_{CTA,réel}} \right)^{2,5} \quad (26)$$

D'où en combinant les équations (23), (24) et (26) :

$$\frac{P_{CTA,max}}{P_{CTA,réel}} \approx \left(\frac{Q_{CTA,0} + K_{f,réel} \times A_t \times \Delta p_{m,max}^{0,65}}{Q_{CTA,réel}} \right)^{2,5} \quad (27)$$

La différence de puissance en compensation totale et sans fuite est donnée par :

$$\Delta P_{CTA,max} = P_{CTA,max} - P_{CTA,0} \quad (28)$$

$$\Delta P_{CTA,max} = P_{CTA,max} - P_{CTA,réel} + P_{CTA,réel} - P_{CTA,0} \quad (29)$$

$$\Delta P_{CTA,max} = P_{CTA,max} - P_{CTA,réel} + \Delta P_{CTA,réel} \quad (30)$$

Soit en combinant les équations (27) et (30) :

$$\Delta P_{CTA,max} \approx P_{CTA,réel} \left(\left(1 + \frac{K_{f,réel} \times A_t \times \Delta p_{m,max}^{0.65}}{Q_{CTA,réel}} \right)^{2.5} - 1 \right) + \Delta P_{CTA,réel} \quad (31)$$

En utilisant l'équation (22) :

$$\Delta P_{CTA,max} \approx P_{CTA,réel} \left(\left(1 + \frac{K_{f,réel} \times A_t \times \Delta p_{m,max}^{0.65}}{Q_{CTA,réel}} \right)^{2.5} - \left(\frac{Q_{CTA,0}}{Q_{CTA,réel}} \right)^{2.5} \right) \quad (32)$$

2.2.6 CALCUL DES SURCÔUTS ENGENDRES

Les surcoûts engendrés par la compensation réelle du ventilateur des fuites du réseau est donné par :

$$surcoût_{f,réel} = \frac{\Delta P_{CTA,réel}}{1000} \times t_{CTA,a} \times prix_{élec} \quad (33)$$

Le facteur 1000 permet la conversion de l'énergie en kWh.

De la même manière, le surcoût maximal engendré par cette étanchéité de réseau, correspondant à une compensation totale des fuites par le ventilateur, est donné par :

$$surcoût_{f,max} = \frac{\Delta P_{CTA,max}}{1000} \times t_{CTA,a} \times prix_{élec} \quad (34)$$

2.2.7 TAUX DE COMPENSATION

Le taux de compensation des fuites de la part du ventilateur est donné par :

$$tx_{comp} = \frac{(Q_{CTA,réel} - Q_{CTA,0})}{Q_{f,réel}} \quad (35)$$

Avec :

- $tx_{comp} = 0$ pour une compensation nulle du ventilateur
- $tx_{comp} = 1$ pour une compensation totale du ventilateur

2.2.8 CAS DES DEBITS REDUITS EN INOCCUPATION

Les bâtiments ont en général des plages de fonctionnement de la CTA, allumée par exemple de 8h à 20h et complètement éteinte la nuit.

Il est à noter que certains bâtiments ont deux régimes différents en fonctionnement de la CTA : un débit max lorsque les locaux sont occupés et un débit min lorsqu'ils sont inoccupés. Avec la particularité qu'à un instant t, certaines salles peuvent être en débit max et d'autres en débit min. Par exemple, dans un établissement scolaire, on peut avoir une occupation moyenne de 80% des salles, avec un capteur de CO₂ permettant de moduler le débit entre celles occupées et celles non-occupées.

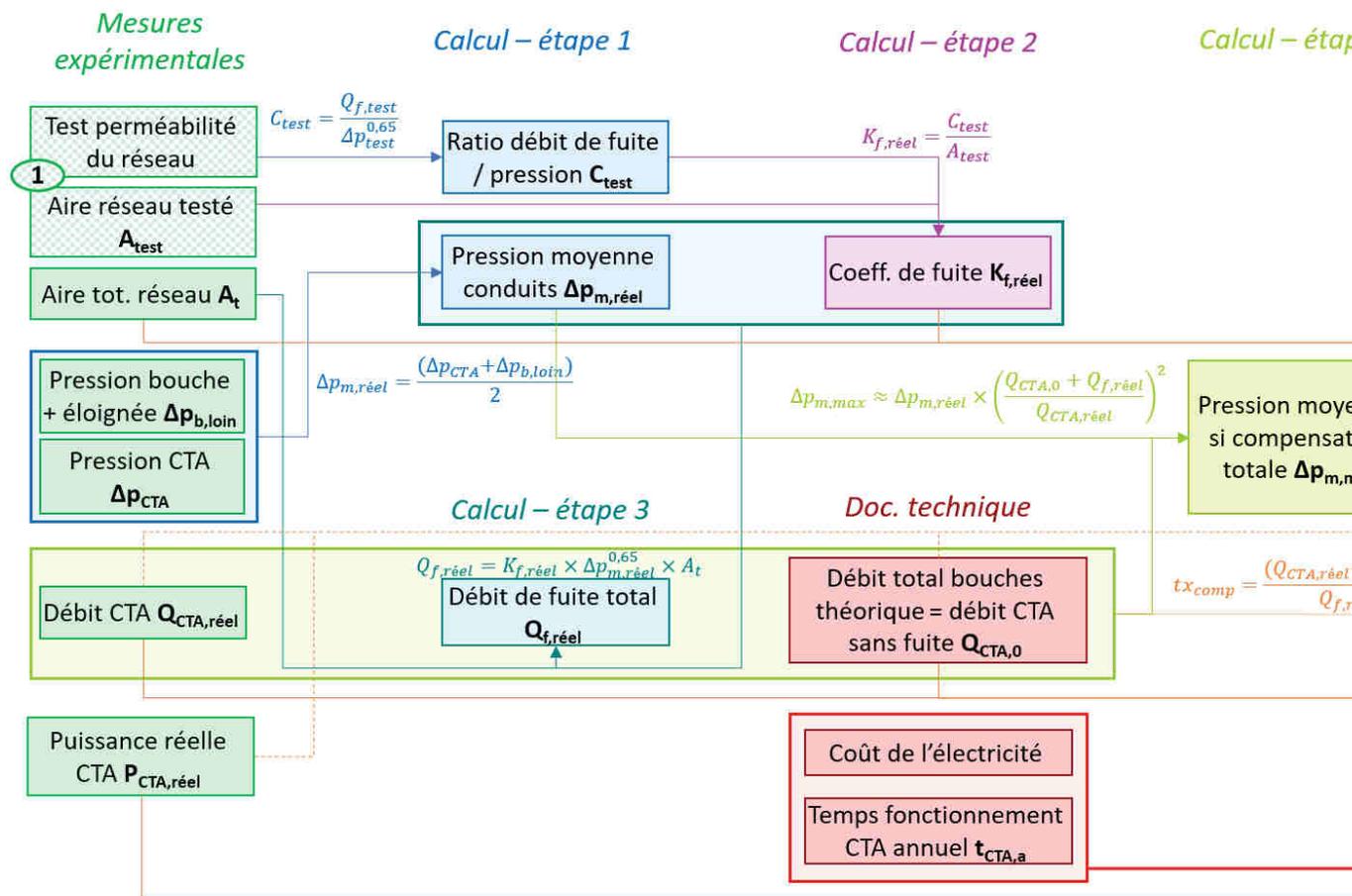
Il convient alors d'effectuer les calculs de surconsommation pour ces deux régimes, et de pondérer les résultats par une évaluation de leur taux d'occurrence.

Le débit moyen peut être évalué à partir de l'Avis Technique du système en fonction de la typologie du local. Dans l'exemple ci-dessous (Tableau 1), dans une salle d'établissement secondaire équipé d'un détecteur CO₂ en MDA, le débit moyen est de 0.57 fois le débit maximum (en occupation).

Local concerné		Présence		Agito		CO ₂		
		MDA	Ventilateur	MDA	Ventilateur	MDA	Ventilateur	
							Tout ou peu	proportionnel
Locaux d'enseignement	écoles maternelles	0,64	0,68	0,67	0,71	0,57	0,68	0,61
	écoles primaires	0,64	0,68	0,67	0,71	0,57	0,68	0,61
	enseignement secondaire	0,64	0,68	0,67	0,71	0,57	0,68	0,61
	enseignement supérieur	0,80	0,80	0,48	0,54	0,41	0,80	0,47
Bureaux, salles de réunion	bureaux (<= 3 occupants)	0,64	0,68	0,67	0,71	0,57	0,68	0,61
	bureaux (>3 occupants)	0,80	0,80	0,53	0,59	0,45	0,80	0,50
	salles de réunions	0,55	0,60	0,34	0,42	0,29	0,60	0,37
Locaux de restauration	salles de restauration	0,80	0,80	0,58	0,63	0,49	0,80	0,53
	cafés, bars	0,80	0,80	0,58	0,63	0,49	0,80	0,53
	cantines	0,80	0,80	0,58	0,63	0,49	0,80	0,53
Locaux de réunion d'un volume supérieur à 250 m ³	salles de cinéma					0,37	0,80	0,43
	salles des fêtes, salles polyvalentes					0,32	0,65	0,39
	salles de conférence					0,32	0,65	0,39
	salles de spectacle, amphithéâtres					0,32	0,65	0,39
Autres cas	crèches, garderie	0,80	0,80	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70
	locaux de vente	0,80	0,80	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70
	postes d'accueil	0,80	0,80	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70
	salles d'attente	0,80	0,80	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70
	locaux à usage sportif	0,80	0,80	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70
	sans pollution spécifique	0,80	0,80	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70

Tableau 1 – Coefficients de réduction de débit donnés dans l'Avis Technique 14/16-2185¹

¹ Avis Technique 14/16-2185 - Ventilation modulée Présence-Agito-CO₂- Hygro – Titulaire : société AERECO – Distributeur : société ALDES AERAULIQUE

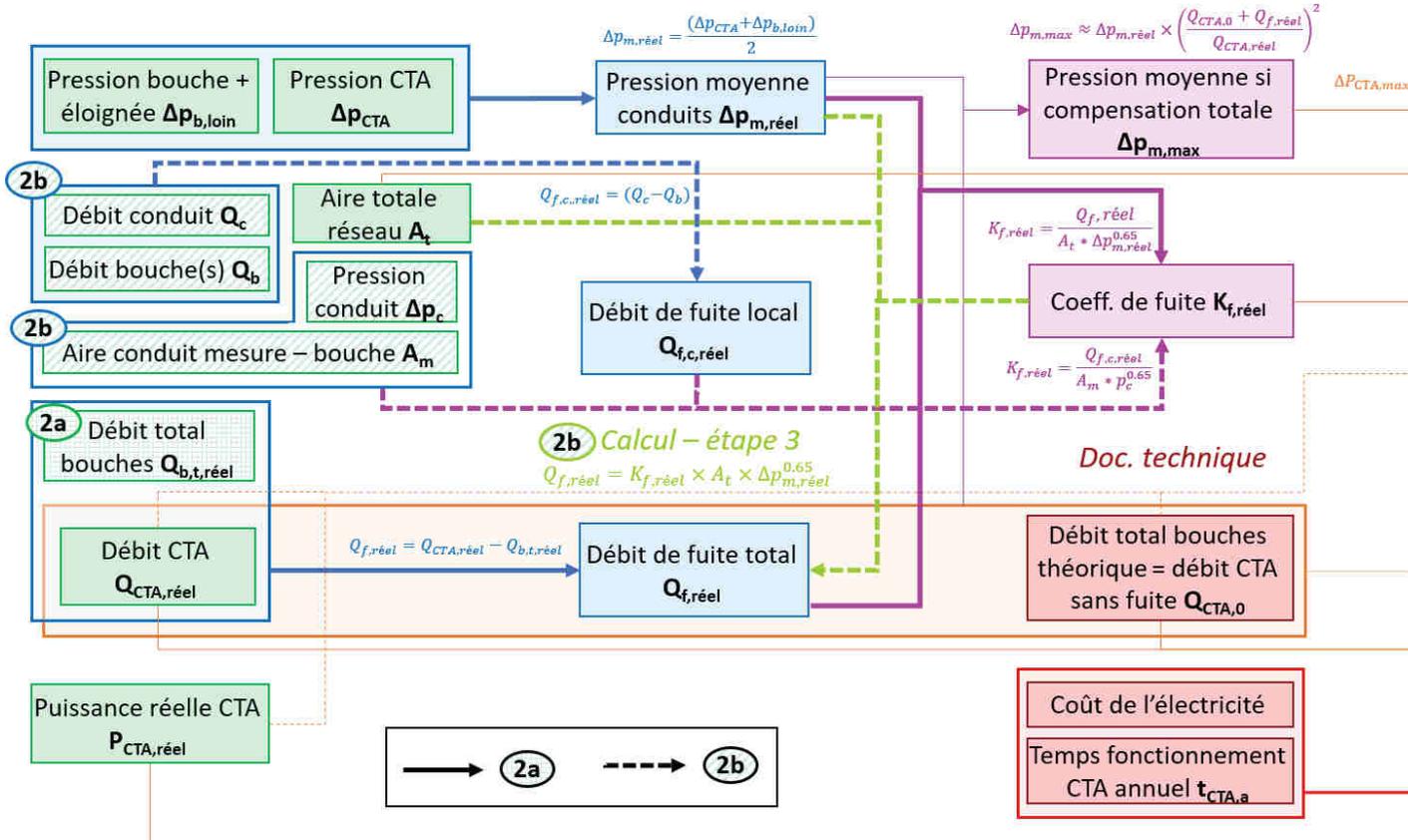


Méthode 2 : Débit de fuite

Mesures expérimentales

Calcul – étape 1

Calcul – étape 2



2.3 SURCONSOMMATION ELECTRIQUE POUR LE CONDITIONNEMENT D'AIR

2.3.1 PARAMETRES A RELEVER

Ces paramètres sont à relever lors d'une visite sur site ; dans la documentation technique et autres documentations. Ils sont à relever uniquement pour le réseau de soufflage.

Symbole	Description (unité)	Commentaires
-	Position des conduits de ventilation en espace non-chauffé (extérieur/faux plafond)	Si la position des conduits et/ou le type d'isolation varie le long du parcours du réseau en espace non-chauffé, il est nécessaire de distinguer les aires de ces différentes sections, qui serviront de pondération au taux de récupération
-	Type d'isolation (toiture et/ou faux plafond)	
A_{nc}	Aire conduits en espace non chauffé/climatisé (m^2)	
A_t	Aire totale du réseau de ventilation (m^2)	
DJC	Degré-jour de chauffe base 19°C annuel	Ces grandeurs peuvent être obtenues pour la localisation souhaitée avec l'outil : https://ceqibat.grdf.fr/simulateur/calcul-dju . Les températures de base choisies correspondent aux températures de soufflage les plus communes (cf tâche 1)
DJF	Degré-jour de froid base 25°C annuel	
$t_{CTA,j}$	Nombre d'heures journalier (moyen) de fonctionnement de la CTA en journée de fonctionnement (h)	
$priX_{elec}$	Prix de l'électricité en France (€/Wh)	

2.3.2 PARAMETRES CALCULES PRECEDEMMENT (PARAGRAPHE 2.2)

Symbole	Description (unité)	Commentaires
$Q_{f,r\acute{e}el}$	Débit de fuite dans le réseau en fonctionnement réel de la CTA	3 méthodes ont été décrites pour obtenir cette grandeur : <ul style="list-style-type: none"> - Equation (8) pour la méthode 1 - Equation (10) pour la méthode 2a - Equation (14) pour la méthode 2b
$Q_{f,max}$	Débit de fuite dans le réseau en cas de compensation totale du ventilateur	Donné par l'équation (24)

2.3.3 IMPACTS DES FUITES SUR LES BESOINS DE CHAUFFAGE ET CLIMATISATION

Les fuites du réseau de ventilation peuvent avoir différents impacts sur les besoins de chauffage/climatisation comme détaillé ci-dessous et illustré Figure 2 :

- 1) Pour les réseaux de soufflage : Les fuites en espace non chauffé/climatisé de l'air préconditionnée induisent une perte thermique. Srinivasan a estimé qu'en moyenne ces pertes sont de 10 à 30% aux Etats-Unis [1], et Dyer qu'elles représentent 1 Million \$ sur la durée de vie d'une importante usine pharmaceutique [2].
- 2) Pour les systèmes double-flux avec échangeur de chaleur : les fuites dans le réseau d'extraction en espace non-conditionné réduisent le taux de récupération de la chaleur/ du froid. Carrié et Leprince ont estimé que le taux global de récupération de chaleur d'un système double flux en maison individuelle était presque divisée par 2 (de 80% de rendement à 44% de rendement) avec 20m² d'un conduit 3*Classe A isolé de manière standard situé en espace non chauffé, à cause des pertes par conduction et convection [3].
- 3) En période de climatisation : l'augmentation de la puissance du ventilateur pour compenser les fuites du réseau entraîne sa surchauffe, et donc une augmentation du besoin de froid (inversement en période de chauffe : la surconsommation du ventilateur est en partie transformée en chaleur utile, réduisant la consommation du système de préchauffage) [4]
- 4) Lorsque les fuites se situent en espace conditionné : si le ventilateur compense les fuites du réseau (débits nécessaires à une bonne qualité d'air aux bouches de ventilation), l'ensemble des fuites situées en espace chauffé/climatisé peuvent induire une sur-ventilation, et donc une augmentation des besoins de chauffage/climatisation. En particulier, en cas de double-flux, si les fuites induisent un déséquilibre entre soufflage et extraction, une partie du débit traversera les fuites au lieu de passer par l'échangeur de chaleur. Bailly et al. ont estimé qu'un réseau d'une maison situé entièrement en espace chauffé, avec une étanchéité de 2.5*Classe A, pouvait ainsi augmenter d'au moins 13% les besoins de chauffage.[5]

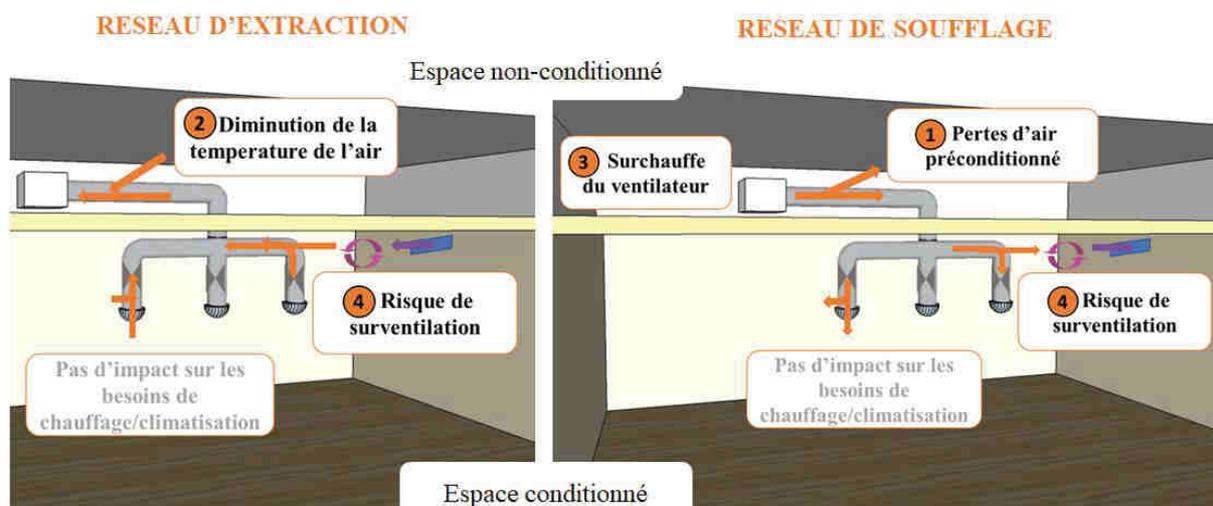


Figure 2 - Impacts des fuites du réseau sur les besoins en chauffage/climatisation

L'impact 1), à savoir celui des fuites en espace non-conditionné des réseaux de soufflage est détaillé ci-dessous par un calcul de la perte thermique associée.

L'impact 2) est difficilement quantifiable puisqu'il dépend de plusieurs paramètres (température de la pièce, compensation ou non des fuites par le ventilateur). Par exemple, en hiver si la pièce est chauffée à 22°C, il est possible que les fuites sur le réseau d'extraction n'empêchent pas de récupérer suffisamment de chaleur sur l'air extrait pour préchauffer l'air soufflé à 18°C (sans surconsommation).

L'impact 3) est considéré négligeable avec un équilibre potentiel entre les périodes de chauffage et climatisation, et n'est donc pas considéré dans cette étude

L'impact 4) est difficilement quantifiable et n'est également pas considérés dans cette étude.

2.3.4 TAUX DE RECUPERATION DE LA CHALEUR/FROID

Les pertes thermiques liées au conditionnement d'air surviennent lorsque de l'air préconditionnée fuit d'un conduit de ventilation vers un espace non chauffé.

En effet, le rapport de la tâche 1 de ce projet a montré que les températures les plus communes de soufflage pour la ventilation en bâtiments tertiaires étaient autour de :

- 19°C en hiver : lorsque la température extérieure est inférieure, le débit de fuite est préchauffé inutilement
- 25°C en été : lorsque la température extérieure est supérieure, le débit de fuite est pré-refroidi inutilement

Moderà [4] a cependant estimé que dans certains cas, une partie de la chaleur ou du froid dissipé par les fuites du réseau de ventilation est récupéré. Il convient de distinguer 4 configurations parmi les passages de conduits en espace non chauffés, qui induisent différents taux de récupération de chaleur/froid :

Position conduit	Type isolation	Taux de récup. (tx_{recup})	Taux de perte
Extérieur	Quelconque	0%	100%
Intérieur	Toiture	90%	10%
	Faux plafond	10%	90%
	Toiture ET faux plafond	50%	50%

Ces quatre configurations sont illustrées Figure 3.

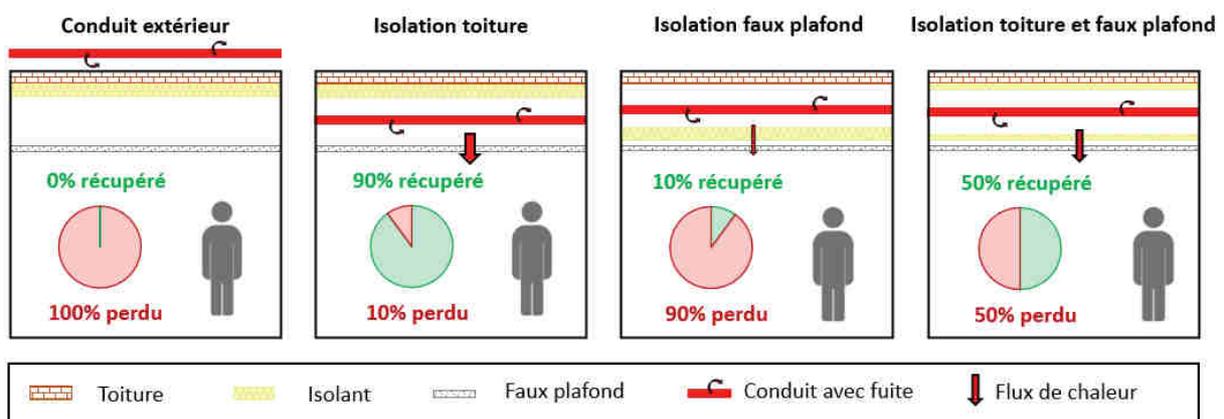


Figure 3 - Taux de récupération et de perte thermiques dû aux fuites en espace non conditionné pour les 4 configurations

Dans le cas où la position des conduits et/ou le type d'isolation varie le long du parcours du réseau en espace non-conditionné il est nécessaire de distinguer les aires de ces différentes sections. Le taux de récupération moyen est ensuite calculé comme suit :

$$tx_{recup} = \frac{\sum_i (A_i \times tx_{recup,i})}{A_{nc}} \quad (36)$$

Avec :

A_i : l'air du réseau de ventilation en espace non-conditionné de configuration i (m²)

$tx_{recup,i}$: le taux de récupération associé à la configuration i

A_{nc} : l'air totale du réseau de ventilation en espace non-conditionné (m²)

2.3.5 DEGRE-JOUR UNIFIES

Les degré-jour unifiés permettent de quantifier l'écart entre la température extérieure médiane sur une journée (jour J) et la température intérieure de consigne. Ils se déclinent en degré-jour de chauffe (DJC) et de froid (DJF), généralement utilisés respectivement pour calculer les besoins en chauffage et climatisation associés à un lieu. Ils sont définis comme suit :

$$DJC = \sum_{J \text{ de la période de chauffe}} DJC_{\text{jour } J} \quad (37)$$

$$DJF = \sum_{J \text{ de la période de froid}} DJF_{\text{jour } J} \quad (38)$$

$$DJC_{\text{jour } J} = \max \left(0; (S_{ch} - T_n) \times \left(0.08 + 0.42 \times \frac{S_{ch} - T_n}{T_x - T_n} \right) \right) \quad (39)$$

$$DJF_{\text{jour } J} = \max \left(0; (T_x - S_{fr}) \times \left(0.08 + 0.42 \times \frac{T_x - S_{fr}}{T_x - T_n} \right) \right) \quad (40)$$

Avec :

S_{ch} : le seuil de température intérieur choisi en période de chauffe (19°C pour cette étude)

S_{fr} : le seuil de température intérieur choisi en période de climatisation (25°C pour cette étude)

T_n : La température minimale du jour J (mesurée à 2m, sous abri et relevée entre J-1 à 18h et J à 18h)

T_x : La température maximale du jour J (mesurée à 2m, sous abri et relevée entre J-1 à 18h et J à 18h)

Cette méthode de calcul des DJU, dite « des professionnels de l'énergie (COSTIC) » est plus précise qu'un simple écart à la moyenne (méthode dite « météo »). En effet, elle prend en compte le fait que certains jours, en particulier en mi-saison, la température extérieure est en moyenne supérieure à S_{ch} (resp. inférieure à S_{fr}) mais pas à chaque heure de la journée, induisant un besoin de chauffe (froid) non nul.

Les DJC et DJF de différentes villes françaises sont donnés en exemple en annexe A.

2.3.6 PERTES THERMIQUES LIEES AU CONDITIONNEMENT DE L'AIR

2.3.6.1 PERTES DE CHALEUR EN PERIODE DE CHAUFFAGE DU BATIMENT

Les pertes de chaleur associées aux fuites du réseau de ventilation en espace non chauffé peuvent être calculées comme suit sur une année :

$$E_{ch} = Q_{f,nc} \times (1 - tx_{recup}) \times \rho_{air} \times C_{p,air} \times DJC \times t_{CTA,J} \times r_{ch} \quad (41)$$

Avec :

E_{ch} : l'énergie perdue par les fuites qui doit être compensée par le chauffage (kJ)

$Q_{f,nc}$: le débit de fuite en espace non chauffé lié à une mauvaise étanchéité des conduits (m^3/h)

tx_{recup} : le taux de récupération de la chaleur liée à la position des conduits et au type d'isolation

ρ_{air} : la masse volumique de l'air à 20°C (\approx température de l'air dans les conduits) (1.204 kg/m^3)

$C_{p,air}$: la capacité thermique massique de l'air (1.004 kJ/K/kg)

DJC : la somme des $DJC_{jour,j}$ sur une année

$t_{CTA,j}$: nombre d'heures de fonctionnement moyen de la CTA par jour de chauffage (h)

r_{ch} : le ratio du nombre de jours où le chauffage est allumé dans la période de chauffe :

$$r_{ch} = \frac{nb_{jour,ch,on}}{nb_{jour,ch,tot}} \quad (42)$$

2.3.6.2 PERTES DE FROID EN PERIODE DE CLIMATISATION DU BATIMENT

Les pertes de froid peuvent être calculées de manière similaire aux pertes de chaleur, en utilisant la somme des $DJF_{jour,j}$ sur l'année, et en prenant en compte le COP du système de production de froid :

$$E_{fr} = \frac{Q_{f,nc} \times (1 - tx_{recup}) \times \rho_{air} \times C_{p,air} \times DJF \times t_{CTA,j} \times r_{fr}}{COP_{fr}} \quad (43)$$

Avec :

E_{fr} : l'énergie perdue par les fuites qui doit être compensée par une production de froid (kJ)

COP_{fr} : le COP du système de production de froid (par défaut : 2.5)

r_{fr} : le ratio du nombre de jours où la climatisation est allumée hors période de chauffe :

$$r_{fr} = \frac{nb_{jour,fr,on}}{365 - nb_{jour,ch,tot}} \quad (44)$$

2.3.6.3 PERTES THERMIQUES ANNUELLES EN COMPENSATION REELLE

Ainsi, sur une année les pertes thermiques peuvent être quantifiées comme suit en fonctionnement réel (caractérisé par un certain taux de compensation des fuites) :

$$E_{th,réel} = E_{ch,réel} + E_{fr,réel} \quad (45)$$

$$E_{th,réel} = Q_{f,nc,réel} \times (1 - tx_{recup}) \times \rho_{air} \times C_{p,air} \times \left(DJC \times r_{ch} + \frac{DJF \times r_{fr}}{COP_{fr}} \right) \times t_{CTA,j} \quad (46)$$

Avec le débit de fuite en espace non chauffé défini par :

$$Q_{f,nc,réel} = Q_{f,réel} \times \frac{A_{nc}}{A_t} \quad (47)$$

2.3.6.4 PERTES THERMIQUES ANNUELLES EN COMPENSATION TOTALE

De façon similaire, les pertes thermiques annuelles peuvent être calculées dans le cas d'une compensation totale des fuites par le ventilateur, correspondant aux pertes maximales pour cette étanchéité de réseau :

$$E_{th,max} = Q_{f,nc,max} \times (1 - tx_{recup}) \times \rho_{air} \times C_{p,air} \times \left(DJC \times r_{ch} + \frac{DJF \times r_{fr}}{COP_{fr}} \right) \times t_{CTA,j} \quad (48)$$

Avec le débit de fuite en espace non chauffé défini par :

$$Q_{f,nc,max} = Q_{f,max} \times \frac{A_{nc}}{A_t} \quad (49)$$

2.3.7 CALCUL DE LA PERTE FINANCIERE ASSOCIEE AU CONDITIONNEMENT D'AIR

Les surcoûts engendrés par le débit de fuite d'air conditionné en espace non-chauffé/climatisé est donné en compensation réelle par :

$$surcoût_{CA,réel} = \frac{E_{th,réel}}{3600} \times prix_{élec} \quad (50)$$

Le facteur 3600 permet la conversion des kJ en kWh.

De la même manière, le surcoût maximal engendré par cette étanchéité de réseau, correspondant à une compensation totale des fuites par le ventilateur, est donné par :

$$surcoût_{CA,max} = \frac{E_{th,max}}{3600} \times prix_{élec} \quad (51)$$

2.3.8 CAS DES DEBITS REDUITS EN INOCCUPATION

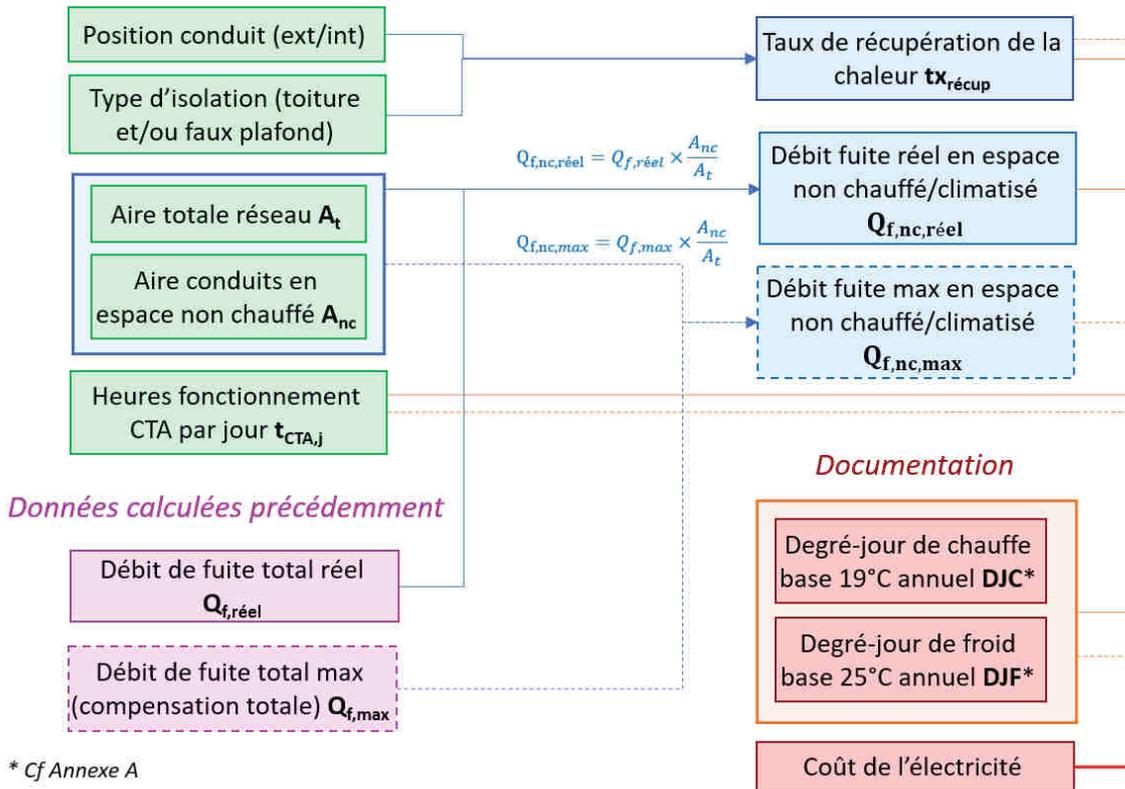
Comme expliqué paragraphe 2.2.8 certains bâtiments ont deux régimes différents en fonctionnement de la CTA : un débit max lorsque les locaux sont occupés et un débit min lorsqu'ils sont inoccupés.

Comme pour le calcul des surconsommation liées à la ventilation, il convient alors d'effectuer les calculs de pertes thermiques pour ces deux régimes, et de pondérer les résultats par une évaluation de leur taux d'occurrence, ou de se référer à l'Avis Technique (cf paragraphe 2.2.8)

2.3.9 RESUME DU CALCUL DES PERTES THERMIQUES LIEES AU CONDITIONNEMENT D'AIR

Mesures / Doc. technique

Calcul



* Cf Annexe A

2.4 DETERIORATION DE LA QUALITE D'AIR

2.4.1 PARAMETRES A RELEVER (MESURES EXPERIMENTALES ; DOC. TECHNIQUE)

Symbole	Description (unité)	Commentaires
$Q_{p,loin,ref}$	Débit théorique total des bouches de la pièce la plus éloignée de la CTA (m^3/h)	L'étude porte sur la pièce la plus éloignée de la CTA (plus grande longueur de réseau de ventilation) car c'est elle qui subira la plus grande perte de pression liée aux fuites du réseau, et donc qui présente le risque le plus élevé de mauvaise qualité d'air
$Q_{p,loin,réel}$	Débit réel total des bouches de la pièce la plus éloignée de la CTA (m^3/h)	
$n_{occ,loin}$	Nombre d'occupants de la pièce la plus éloignée de la CTA (-)	
S_{loin}	Surface de la pièce la plus éloignée de la CTA (m^2)	

2.4.2 PARAMETRE CALCULE PRECEDEMMENT (PARAGRAPHE 2.2)

Symbole	Description (unité)	Commentaires
$t_{x_{comp}}$	Taux de compensation des fuites par le ventilateur (-)	Donné par l'équation (35) Compris entre 0 (compensation nulle) et 1 (compensation totale)

2.4.3 EVALUATION DE LA DETERIORATION DE LA QUALITE D'AIR PAR LE POURCENTAGE D'INSATISFAITS

Une des conséquences majeures des fuites dans le réseau de ventilation est la détérioration de la qualité de l'air (voir paragraphe 2.1) En effet, si le ventilateur ne compense pas entièrement les fuites du réseau en augmentant la pression et le débit généré, certaines bouches de ventilation vont avoir un débit inférieur à ce qui était dimensionné pour une bonne qualité d'air.

Dans un bâtiment, la pièce pour laquelle la problématique de détérioration de la qualité de l'air est la plus critique est celle qui est la plus éloignée de la CTA, autrement dit celle qui est desservie par la plus longue longueur de réseau de ventilation. En effet, plus l'air avance dans le réseau, plus les fuites génèrent une perte de débit et de pression. Ainsi, l'étude de la détérioration de la qualité d'air est ici portée sur la pièce la plus éloignée, avec les autres parties du bâtiment qui peuvent être impactées dans une moindre mesure.

Il existe plusieurs indicateurs pour caractériser la qualité d'air, comme des concentrations de polluants (CO_2 , humidité, etc.). La conséquence d'une mauvaise qualité d'air étant généralement un inconfort ressenti plus ou moins fortement par les occupants. La norme NF EN 16798-1 relie les débits de ventilation dans une pièce à une catégorie définie par un pourcentage d'insatisfaits attendu (Tableau 2). Deux débits sont donnés : par personne et par surface (en considérant un bâtiment peu polluant). Ils doivent être utilisés pour calculer les seuils correspondant aux différentes catégories (i) :

$$Q_{min,i} = Q_{pers,i} \times n_{occ,loin} + Q_{surf,i} \times S_{loin} \quad (52)$$

Tableau 2 - Pourcentage d'insatisfaits attendus en fonction du débit de ventilation dans une pièce (NF EN 16798-1, tableaux B.8)

Catégorie	Débit de ventilation pièce			Insatisfaits (%)
	Q _{pers} (l/(s par pers.))	Q _{surf} (l/(s.m ²))	Q _{min} (l/s)	
I	10	1	Valeurs à calculer pour chaque catégorie avec l'équation (52)	15
II	7	0,7		20
III	4	0,4		30
IV	2,5	0,3		40

Ainsi, par exemple, une salle de classe de 50 m² prévue pour 25 personnes nécessitera un débit de ventilation supérieur à 300 l/s (1080 m³/h) pour avoir moins de 15% d'insatisfaits (10*25 + 1*50).

2.4.3.1 POURCENTAGE D'INSATISFAITS EN COMPENSATION TOTALE DU VENTILATEUR

Dans le cas où le ventilateur compense totalement les fuites du réseau de ventilation, cela entraîne une surconsommation énergétique comme détaillé dans les paragraphes 2.2.5 et 2.3.6 mais pas de détérioration de la qualité d'air. Les débits aux bouches de toutes les pièces sont ceux prévus par le dimensionnement. Toutefois, cela ne signifie pas que le pourcentage d'insatisfaits est nul. Pour évaluer ce pourcentage, il convient de :

- Calculer les valeurs de Q_{min} pour les 4 catégories de niveaux d'insatisfaction (Tableau 2), en utilisant l'équation (52) avec le nombre d'occupants de la pièce n_{occ,loin} et sa surface S_{loin} (m²).
- Convertir le débit de référence de ventilation dans la pièce en l/s :

$$Q_{p,loin,ref} \left[\frac{l}{s} \right] = \frac{Q_{p,loin,ref} \left[\frac{m^3}{h} \right]}{3.6} \quad (53)$$

- Le pourcentage d'insatisfaits de référence est alors le moins élevé des catégories respectant :

$$Q_{p,loin,ref} \left[\frac{l}{s} \right] \geq Q_{min,i} \quad (54)$$

2.4.3.2 POURCENTAGE D'INSATISFAITS EN COMPENSATION REELLE DU VENTILATEUR

L'impact des fuites en fonctionnement réel sur la détérioration de la qualité d'air dans la pièce la plus éloignée peut être évalué avec l'augmentation éventuelle du pourcentage d'insatisfaits par rapport à une compensation totale. Ce pourcentage peut être calculé en suivant les mêmes étapes, à savoir :

- Calculer les valeurs de Q_{min} pour les 4 catégories de niveaux d'insatisfaction (Tableau 2), en utilisant l'équation (52) avec le nombre d'occupants de la pièce n_{occ,loin} et sa surface S_{loin} (m²).
- Convertir le débit de réel de ventilation dans la pièce en l/s :

$$Q_{p,loin,réel} \left[\frac{l}{s} \right] = \frac{Q_{p,loin,réel} \left[\frac{m^3}{h} \right]}{3.6} \quad (55)$$

- Le pourcentage d'insatisfaits réel est alors le moins élevé des catégories respectant :

$$Q_{p,loin,r\acute{e}el} \left[\frac{l}{s} \right] \geq Q_{min,i} \quad (56)$$

2.4.3.3 POURCENTAGE D'INSATISFAITS EN COMPENSATION NULLE DU VENTILATEUR

Le cas le plus critique pour une qualité d'étanchéité à l'air d'un réseau donné, et du point de vue de la qualité de l'air, est le cas où le ventilateur ne compense pas du tout les fuites du réseau. Cette détérioration maximale de la qualité d'air qui peut être attendue dans la pièce la plus éloignée, peut être également quantifié par un pourcentage d'insatisfaits.

Pour cela, le débit dans la pièce la plus éloignée en compensation nulle du ventilateur est évalué à partir des débits théoriques et réels, ainsi que le taux de compensation du ventilateur (équation (35)) :

$$Q_{p,loin,min} = Q_{p,loin,ref} - (Q_{p,loin,ref} - Q_{p,loin,r\acute{e}el}) \times (1 - tx_{comp}) \quad (57)$$

Ce pourcentage peut être calculé en suivant les mêmes étapes, à savoir :

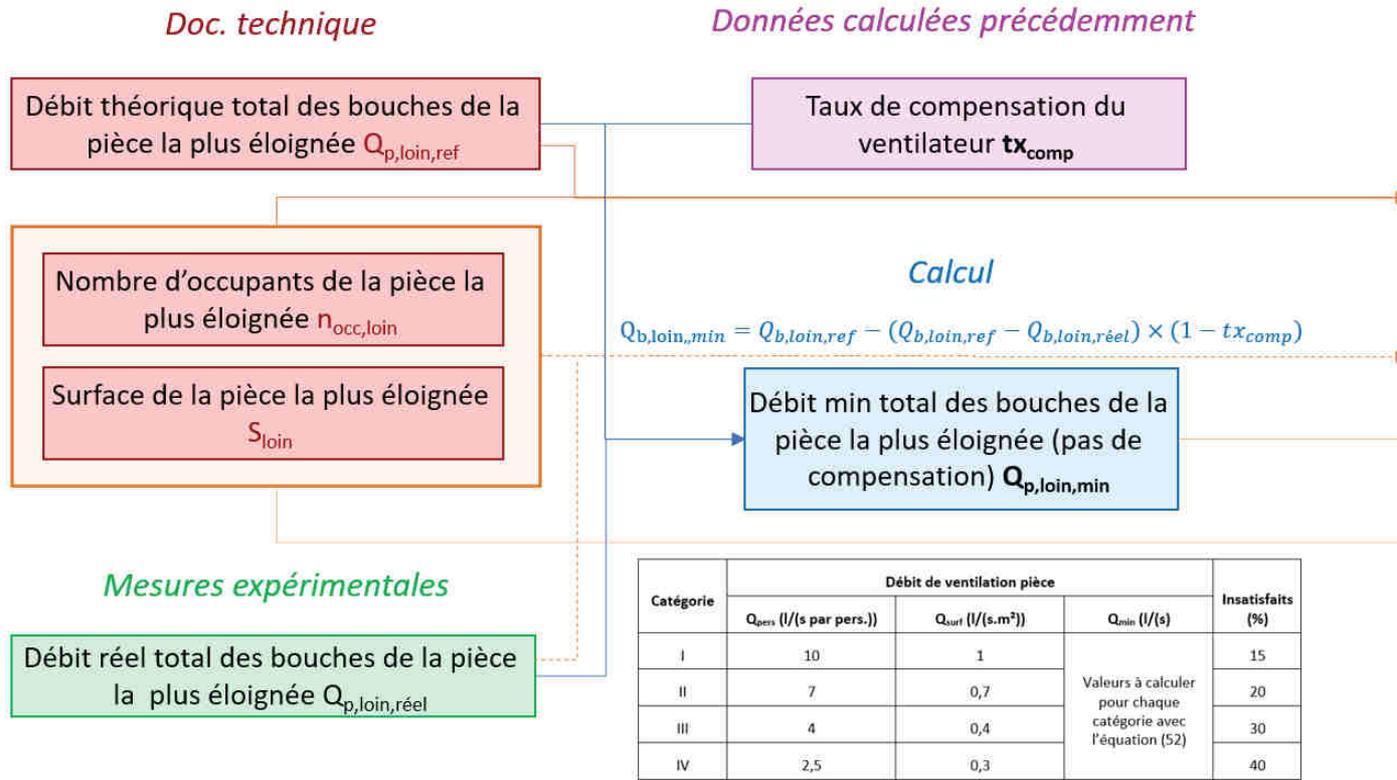
- Calculer les valeurs de Q_{min} pour les 4 catégories de niveaux d'insatisfaction (Tableau 2), en utilisant l'équation (52) avec le nombre d'occupants de la pièce $n_{occ,loin}$ et sa surface S_{loin} (m^2).
- Convertir le débit de ventilation en compensation nulle dans la pièce en l/s :

$$Q_{p,loin,min} \left[\frac{l}{s} \right] = \frac{Q_{p,loin,min} \left[\frac{m^3}{h} \right]}{3.6} \quad (58)$$

- Le pourcentage d'insatisfaits réel est alors le moins élevé des catégories respectant :

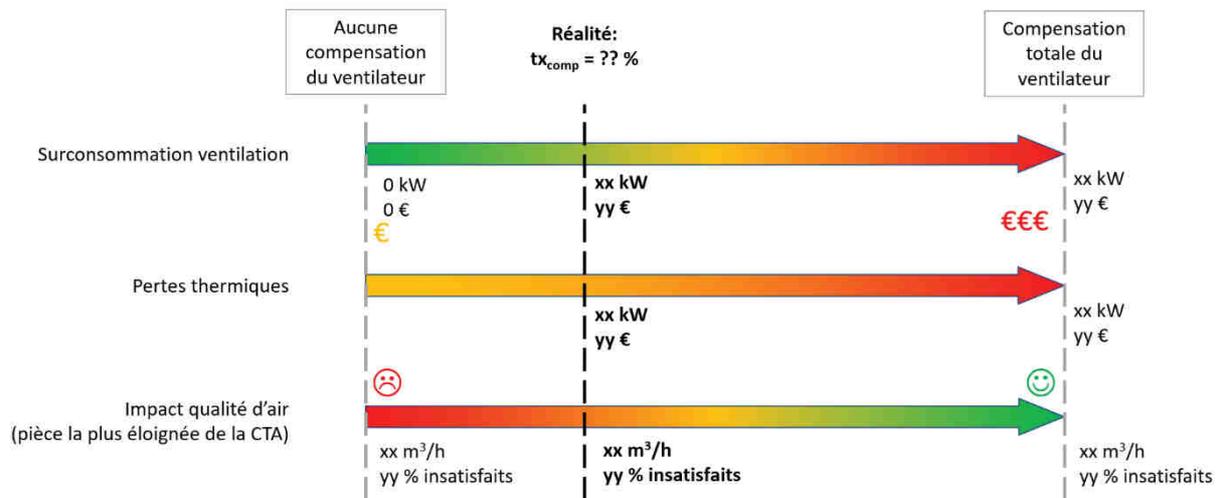
$$Q_{p,loin,min} \left[\frac{l}{s} \right] \geq Q_{min,i} \quad (59)$$

2.4.4 RESUME DU CALCUL DE LA DETERIORATION DE LA QUALITE D'AIR



Source: NF EN 16798-1 (tableaux B.8)

2.5 BILAN DE L'IMPACT DES FUITES DANS LE RESEAU DE VENTILATION



3 COMPOSANT SALE OU OBSTRUE

3.1 PROBLEMATIQUE DES COMPOSANTS SALES OU OBSTRUES

3.1.1 GENERALITES

L'air transporté dans les réseaux de ventilation est chargé de poussière et autres particules qui se déposent partiellement sur leur chemin et posent le problème d'encrassement.

Cette vitesse d'encrassement dépend notamment :

- Du niveau de pollution de l'air intérieur qui dépend lui-même du type d'activité dans le bâtiment (ex : production de suie), de la pollution extérieure, du niveau d'étanchéité avec l'extérieur, etc.
- De la durée de fonctionnement du système de ventilation, directement liée au profil d'occupation du bâtiment

Tous les composants du système de ventilation sont sujets à cette problématique, notamment :

- Les filtres
- Les prises et rejets d'air
- Les bouches de ventilation (soufflage et extraction)
- Les groupes de ventilation (ventilateurs, échangeurs de chaleur, etc.)
- Les conduits

Ces encrassements induisent :

- Des surconsommations énergétiques,
- Une réduction de la qualité d'air si le ventilateur ne compense pas la résistance supplémentaire (débits diminués)
- Si c'est l'échangeur de chaleur qui est encrassé, une diminution de son efficacité
- Des risques pour la santé si cet encrassement induit le développement de bactéries avec l'humidité.

Les recommandations en termes de périodicité d'entretien des systèmes de ventilation sont données dans le Tableau 1.

Composants	Fréquence		
	Inspection	Nettoyage	Remplacement
Ouvertures d'alimentation naturelle	3 mois	1 ans	
Prises d'air	3 mois	1 ans	
Filtres	1 mois	3 mois	1 ans
Échangeur de chaleur	1 ans	3 ans	
Ventilateurs protégés par un filtre	1 ans	3 ans	
Ventilateurs non protégés	1 ans	1 ans	
Conduits rigides	3 ans	9 ans	
Conduits flexibles	3 ans		9 ans
Bouches de ventilation	3 mois	1 ans	
Ouvertures d'évacuation naturelle	3 mois	1 ans	
Conduits d'évacuation naturelle	3 ans	9 ans	

Tableau 1: Recommandation en termes de nettoyage et d'inspection des éléments du système de ventilation (https://energieplus-lesite.be/gerer/ventilation5/entretenir-le-systeme-de-distribution-de-l-air/#Entretien_des_filtres)

3.1.2 SPECIFICITE DES FILTRES

Les filtres sont un point critique, car, par nature, ils captent les particules qui au fur et à mesure l'entravent et diminuent la section de passage. La perte de charge des filtres augmente donc naturellement avec le temps. Si les filtres ne sont pas changés à temps la perte de charge induite entraîne une surconsommation du ventilateur (si celui-ci compense cette perte de charge) et/ou une diminution du débit d'air.

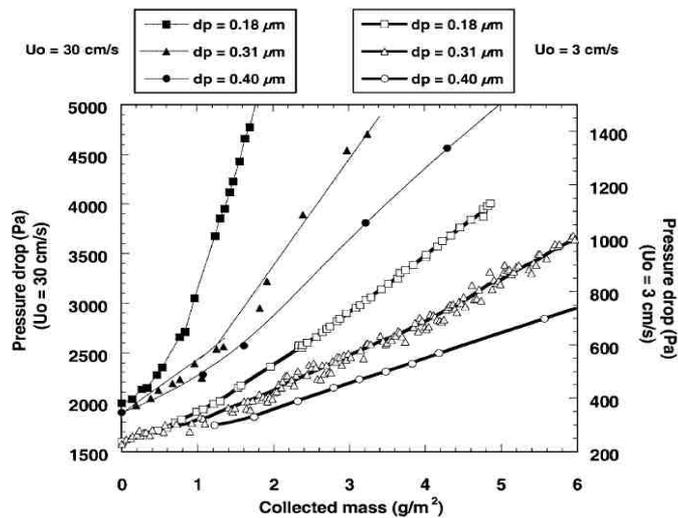
Cette augmentation n'est toutefois pas forcément linéaire avec le temps et dépend de nombreux paramètres comme le type de filtre, sa marque, l'environnement, etc.

Sur l'étiquette de la Figure 4, le filtre installé dans le réseau de soufflage CTA est un filtre ePM1 60 (fin), qui, pour un débit de 10780 m³/h a une perte de charge de 92 Pa lorsqu'il est neuf, 210 Pa lorsqu'il est encrassé (en moyenne au bout de 1 an) et la pression à prendre en compte pour le dimensionnement est de 151 Pa. Dans le réseau de reprise, c'est un filtre ePM10 60 (grossier) qui, pour un débit de 10780 m³/h, induit une perte de charge de 69 Pa lorsqu'il est neuf, 161 Pa encrassé et la pression à prendre en compte pour le dimensionnement est de 115 Pa.

Ventilateur	Soufflage	Extraction
Débit d'air [m³/h]	10780	10780
Type ventilateur	L-GR56C	L-GR56C
Vitesse dimens./max. [Tr/min]	1503/1750	1439/1550
Facteur K (p=1.2 kg/m³)	308	308
Puiss Mot. installée [kW]	5.0	3.4
Tension alimentation moteur [V] x 400		3 x 400
Pression statique totale [Pa]	688	588
Échange de chaleur [%]	77.1	
Filtre		
Class	F7 - ePM1 60	M5- ePM10 60
Pdc initiales/dim./finales [Pa]	92/151/210	69/115/161
Batterie chaude/Batterie pré-chauffe [kW]		

Figure 4: Exemple de caractéristique de filtre

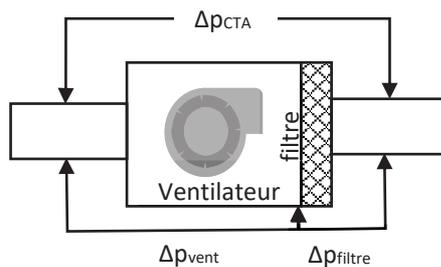
Des études ont montré qu'il n'était pas possible de relier la masse du filtre à sa perte de charge, l'évolution de la masse dépendra de la taille des particules (Thomas et al. [6]).



Influence of particle size on the evolution of pressure drop ($U_0 = 30$ and 3 cm/s).

Figure 5: Evolution de la perte de charge du filtre en fonction de la masse de particule collectées pour différentes tailles de particules

3.2 CALCUL DE LA SURCONSOMMATION INDUITE PAR DES COMPOSANTS SALES OU OBSTRUES



3.2.1 PARAMETRES A MESURER EXPERIMENTALEMENT

Symbole	Description (unité)	Commentaires	Méthodes	
			1	2
$P_{CTA,réel}$	Puissance de la CTA en fonctionnement (kW)		X	
Δp_{CTA}	Ecart de pression généré par la CTA en fonctionnement (Pa)	Mesuré au temps $t_{réel}$ mais considérée constante	X	
$\Delta p_{filtre,réel}$	Perte de charge engendrée par le filtre encrassé au moment de la mesure (Pa)	Pression différentielle prise aux bornes du filtre (Mesurée sur site par ou donnée par la GTB)	X	

Dans cette partie toutes les pertes de charges seront comptées négativement et la pression générée par le ventilateur comptée positivement.

3.2.2 PARAMETRES A DOCUMENTER

Symbole	Description (unité)	Commentaires	Méthodes	
			1	2
$\Delta p_{filtre,0}$	Perte de charge engendrée par le filtre neuf (Pa)	Paramètre donné dans la documentation technique du filtre (perte de charge initiale)	X	X
$\Delta p_{filtre,max}$	Perte de charge maximale conseillée (Pa)	Paramètre donné dans la documentation technique du filtre (perte de charge filtre encrassé)		X
$t_{réel}$	Temps depuis le dernier remplacement de filtre (h)	Correspond à la durée d'encrassement du filtre (entre sa mise en œuvre et le moment des mesures)	X	X
$t_{CTA,a}$	Temps de fonctionnement de la CTA annuel (h)		X	X
$p_{rix}^{élec}$	Prix de l'électricité en France (€/kWh)	Permet de traduire les surplus de puissance nécessaires en surcoûts	X	X

3.2.3 CARACTERISATION DE L'ENCRASSEMENT DU FILTRE : CALCUL DE LA PERTE DE CHARGE ASSOCIEE

3.2.3.1 METHODE 1 : MESURE DE LA PERTE DE CHARGE TOTALE DU FILTRE

Afin de faciliter le contrôle de l'encrassement du filtre, des prises de pression peuvent être présentes de chaque côté des filtres du système de ventilation. La pression peut aussi être contrôlée en permanence par la GTB². Il est alors possible de mesurer la perte de charge engendrée par le filtre encrassé $\Delta p_{filtre,réel}$, à un temps $t=t_{réel}$ après le dernier changement de filtre :

$$\Delta p_{filtre,1}(t_{réel}) = \Delta p_{filtre,réel} < 0 \quad (60)$$

² Gestion Technique du Bâtiment

On suppose ensuite que l'encrassement du filtre varie linéairement et que le temps d'utilisation hebdomadaire est similaire avant et après la mesure. La perte de charge à un instant t sera donc :

$$\Delta p_{\text{filtre},1}(t) = \Delta p_{\text{filtre},0} + (\Delta p_{\text{filtre},\text{reel}} - \Delta p_{\text{filtre},0}) \times \frac{t}{t_{\text{reel}}} \quad (61)$$

3.2.3.2 METHODE 2 : ESTIMATION DE LA PERTE DE CHARGE AVEC LA DUREE D'UTILISATION DU FILTRE

Dans le cas où il n'est pas possible de mesurer directement la perte de charge du filtre (absence de prises de pression à ses bornes), une alternative consiste à estimer la perte de charge liée à son encrassement en se basant sur deux hypothèses :

- 1) *La perte de charge maximale est atteinte au bout d'une année d'utilisation du filtre* : cette hypothèse provient de la recommandation générale de changer les filtres tous les ans. En réalité, le temps nécessaire pour atteindre cette perte de charge maximale dépendra de nombreux facteurs, notamment le type de filtre, le niveau de pollution de l'air et la fréquence de fonctionnement de la ventilation.
- 2) *La perte de charge liée à l'encrassement du filtre croît linéairement avec le temps*. En réalité, l'augmentation de cette perte de charge s'accélère avec le temps, mais cette tendance n'est pas facilement transposable en règle générale. Cette hypothèse tend donc à sous-évaluer l'impact de l'encrassement sur la surconsommation énergétique.

Ainsi, la perte de charge engendrée par le filtre encrassé $\Delta p_{\text{filtre},\text{reel}}$ peut être estimée à l'aide des pertes de charges initiale (filtre neuf) $\Delta p_{\text{filtre},0}$ et maximale conseillée $\Delta p_{\text{filtre},\text{max}}$ ainsi que le temps écoulé depuis le dernier remplacement du filtre t_{reel} :

$$\Delta p_{\text{filtre},2}(t_{\text{reel}}) = \Delta p_{\text{filtre},0} + (\Delta p_{\text{filtre},\text{max}} - \Delta p_{\text{filtre},0}) \times \frac{t_{\text{CTA},a}}{8760^2} \times t_{\text{reel}} \quad (62)$$

On suppose que l'encrassement correspond à l'encrassement pour le débit moyen, la formule est donc indépendante du débit.

L'encrassement du filtre à un instant « t » (relatif au dernier remplacement de filtre) quelconque est donc :

$$\Delta p_{\text{filtre},2}(t) = \Delta p_{\text{filtre},0} + (\Delta p_{\text{filtre},\text{max}} - \Delta p_{\text{filtre},0}) \times \frac{t_{\text{CTA},a}}{8760^2} \times t \quad (63)$$

3.2.4 CALCUL DE LA SURCONSOMMATION LIEE A L'ENCRASSEMENT DU FILTRE

Un filtre encrassé peut avoir deux conséquences différentes sur le réseau de ventilation :

- Le ventilateur compense la perte de charge induite par l'encrassement, au prix d'une surconsommation énergétique. Couramment la pression de consigne est contrôlée après le filtre, quel que soit son encrassement (pression constante). Ainsi, le débit de ventilation n'est pas affecté, mais cela induit une plus grande consommation électrique du ventilateur.

- Le ventilateur ne compense pas la perte de charge induite par l'encrassement, réduisant ainsi le débit de ventilation. C'est le cas pour des ventilateurs à vitesse de rotation constante ou lorsque la perte de pression est telle que le ventilateur ne peut plus compenser. L'impact principal est alors une réduction de la qualité d'air intérieure.

Les ventilateurs à pression constante étant de plus en plus utilisés et actuellement déjà beaucoup plus répandus que les ventilateurs à vitesse constante en France. Cette étude se concentre donc sur le 1^{er} cas : celui d'un ventilateur qui compense la perte de charge induite par l'encrassement du filtre. La conséquence étudiée est donc celle de la surconsommation énergétique.

On a donc

$$\Delta p_{CTA} = \Delta p_{vent} + \Delta p_{filtre} = \text{constante} \quad (64)$$

Avec les hypothèses

- $\Delta p_{vent} > 0$ différence de pression générée par le ventilateur
- $\Delta p_{e,filtre} < 0$ perte de charge générée par le filtre

A l'aide de l'équation (15) donnant la puissance électrique consommée par le ventilateur de la CTA en fonction du débit et de la différence de pression aux bornes du ventilateur, on déduit :

$$\frac{P_{CTA}(t)}{P_{CTA}(t_{réel})} = \frac{\Delta p_{vent}(t)}{\Delta p_{vent}(t_{réel})} \quad (65)$$

Avec :

$P_{CTA}(t_{réel})$ la puissance électrique du ventilateur mesurée en fonctionnement (filtre encrassé) (W)

$P_{CTA}(t)$ la puissance électrique du ventilateur à l'instant t (W)

$\Delta p_{vent}(t_{réel})$ la pression induite par le ventilateur mesurée en fonctionnement (filtre encrassé) (Pa)

$\Delta p_{vent}(t)$ la pression induite par le ventilateur à l'instant t (Pa)

$$\Delta p_{vent}(t) = \Delta p_{CTA} - \Delta p_{filtre}(t) \quad (66)$$

Pour la méthode 1 :

$$P_{CTA,1}(t) = P_{CTA}(t_{réel}) \frac{\Delta p_{CTA} - \left(\Delta p_{filtre,0} + (\Delta p_{filtre,1}(t_{réel}) - \Delta p_{filtre,0}) \times \frac{t}{t_{réel}} \right)}{\Delta p_{CTA} - \Delta p_{filtre,1}(t_{réel})} \quad (67)$$

Pour la méthode 2 :

$$P_{CTA,2}(t) = P_{CTA}(t_{réel}) \frac{\Delta p_{CTA} - \left(\Delta p_{filtre,0} + (\Delta p_{filtre,max} - \Delta p_{filtre,0}) \times \frac{t_{CTA,a}}{8760^2} \times t \right)}{\Delta p_{CTA} - \Delta p_{filtre,2}(t_{réel})} \quad (68)$$

Ainsi la première année le ventilateur va consommer :

$$E_{CTA}(0 \rightarrow 1) = \int_{t=0}^{8760} \frac{t_{CTA,a}}{8760} \times P_{CTA}(t) \times dt \quad (69)$$

Soit pour la méthode 1 :

$$E_{CTA,1}(0 \rightarrow 1) = \int_{t=0}^{8760} \frac{t_{CTA,a}}{8760} \times P_{CTA}(t_{réel}) \frac{\Delta p_{CTA} - (\Delta p_{filtre,0} + (\Delta p_{filtre,1}(t_{réel}) - \Delta p_{filtre,0}) \times \frac{t}{t_{réel}})}{\Delta p_{CTA} - \Delta p_{filtre,1}(t_{réel})} \times dt \quad (70)$$

Et pour la méthode 2 :

$$E_{CTA,2}(0 \rightarrow 1) = \int_{t=0}^{8760} \frac{t_{CTA,a}}{8760} \times P_{CTA}(t_{réel}) \frac{\Delta p_{CTA} - (\Delta p_{filtre,0} + (\Delta p_{filtre,max} - \Delta p_{filtre,0}) \times \frac{t_{CTA,a}}{8760} \times t)}{\Delta p_{CTA} - \Delta p_{filtre,2}(t_{réel})} \times dt \quad (71)$$

En utilisant les notations simplificatrices suivantes :

$$A_1 = \frac{t_{CTA,a}}{8760 \times t_{réel}} \times P_{CTA}(t_{réel}) \frac{(\Delta p_{filtre,0} - \Delta p_{filtre,1}(t_{réel}))}{\Delta p_{CTA} - \Delta p_{filtre,1}(t_{réel})} \quad (72)$$

$$A_2 = \frac{t_{CTA,a}^2}{8760^3} \times P_{CTA}(t_{réel}) \frac{(\Delta p_{filtre,0} - \Delta p_{filtre,max})}{\Delta p_{CTA} - \Delta p_{filtre,2}(t_{réel})} \quad (73)$$

$$B = \frac{t_{CTA,a}}{8760} \times P_{CTA}(t_{réel}) \frac{\Delta p_{CTA} - \Delta p_{filtre,0}}{\Delta p_{CTA} - \Delta p_{filtre}(t_{réel})} \quad (74)$$

L'équation (69) devient :

$$E_{CTA}(0 \rightarrow 1) = \int_{t=0}^{8760} (A \times t + B) \times dt \quad (75)$$

Avec $A=A_1$ pour la méthode 1 et $A=A_2$ pour la méthode 2.

Ainsi :

$$E_{CTA}(0 \rightarrow 1) = \left[\frac{1}{2} A \times t^2 + B \times t + cte \right]_0^{8760} \quad (76)$$

$$E_{CTA}(0 \rightarrow 1) = \frac{1}{2}A \times 8760^2 + B \times 8760 \quad (77)$$

De même, la $i^{\text{ème}}$ année après le changement du filtre, l'énergie consommée par le ventilateur est donnée par :

$$E_{CTA}((i-1) \rightarrow i) = \int_{t=(i-1)*8760}^{i*8760} (A \times t + B) \times dt \quad (78)$$

$$E_{CTA}((i-1) \rightarrow i) = \left[\frac{1}{2}A \times t^2 + B \times t + cte \right]_{(i-1)*8760}^{i*8760} \quad (79)$$

$$E_{CTA}((i-1) \rightarrow i) = \frac{2i-1}{2}A \times 8760^2 + B \times 8760 \quad (80)$$

D'où une surconsommation la $i^{\text{ème}}$ année par rapport à un changement du filtre donné par :

$$\Delta E_{ef,i\grave{e}me} = E_{CTA}((i-1) \rightarrow i) - E_{CTA}(0 \rightarrow 1) \quad (81)$$

$$\Delta E_{ef,i\grave{e}me} = \frac{2i-1}{2}A \times 8760^2 + B \times 8760 - \frac{1}{2}A \times 8760^2 - B \times 8760 \quad (82)$$

$$\Delta E_{ef,i\grave{e}me} = (i-1) \times 8760^2 \times A \quad (83)$$

Soit respectivement pour la méthode 1 :

$$\Delta E_{ef,i\grave{e}me,1} = \frac{(i-1) \times t_{CTA,a} \times 8760}{t_{réel}} \times P_{CTA}(t_{réel}) \frac{(\Delta p_{filtre,0} - \Delta p_{filtre,1}(t_{réel}))}{(\Delta p_{CTA} - \Delta p_{filtre,1}(t_{réel}))} \quad (84)$$

Et pour la méthode 2 :

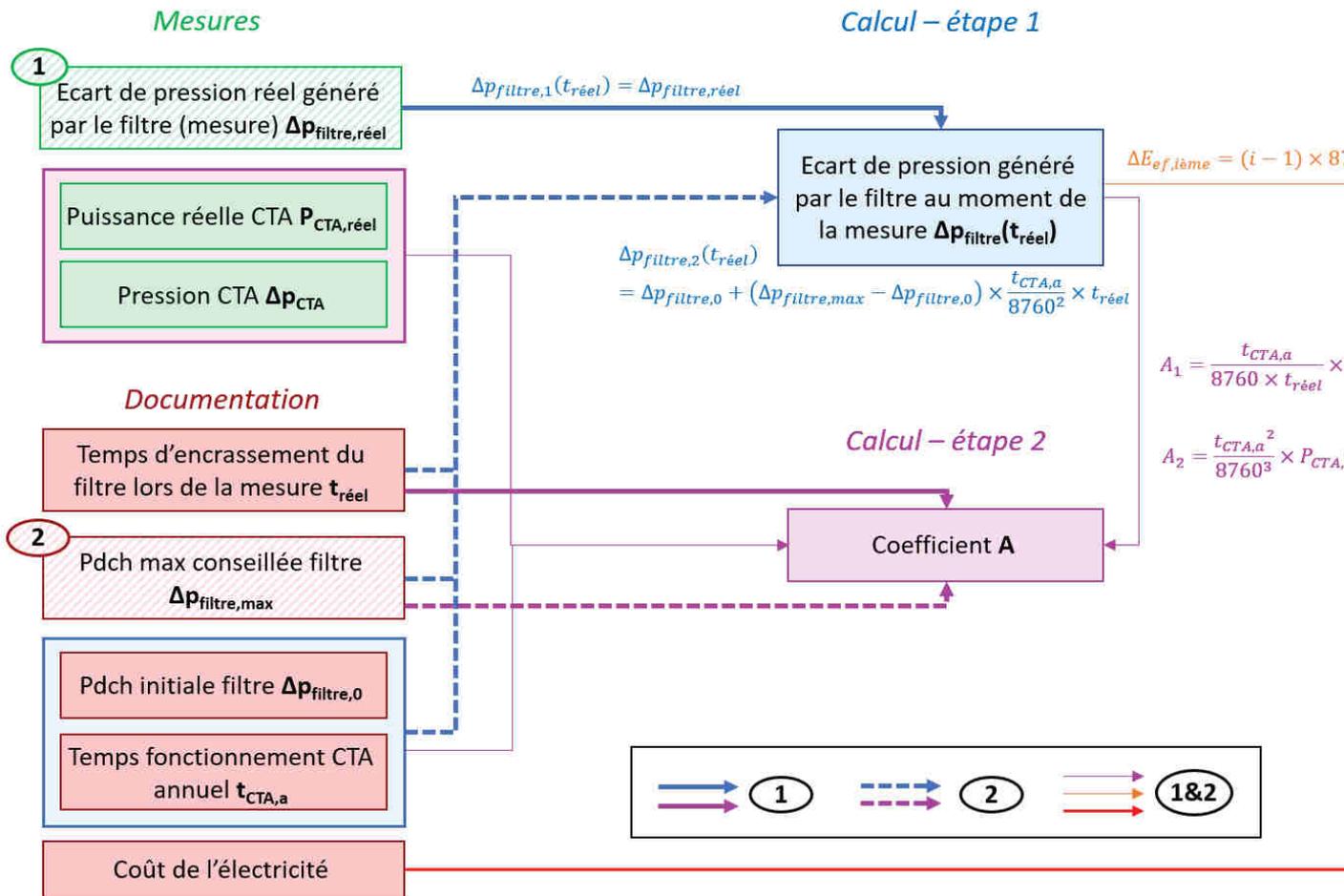
$$\Delta E_{ef,i\grave{e}me,2} = (i-1) \times \frac{t_{CTA,a}^2}{8760} \times P_{CTA}(t_{réel}) \frac{(\Delta p_{filtre,0} - \Delta p_{filtre,max})}{\Delta p_{CTA} - \Delta p_{filtre,2}(t_{réel})} \quad (85)$$

3.2.5 CALCUL DES SURCOUTS ENGENDRES

Et le surcoût associé à l'encrassement du filtre est donné par :

$$surcoût_{ef,i\grave{e}me} = \Delta E_{ef,i\grave{e}me} \times prix_{élec} \quad (86)$$

Ce surcoût est à comparer avec le coût d'un filtre neuf pour remplacement.



4 MAUVAIS REGLAGE DU VENTILATEUR DE LA CTA

4.1 PROBLEMATIQUE D'UN MAUVAIS REGLAGE DES VENTILATEURS DE LA CTA

La consommation des ventilateurs de la CTA est proportionnelle à la pression et au débit fourni par le ventilateur.

En général la pression au niveau du ventilateur est contrôlée par un pressostat et maintenue constante. La pression de consigne est théoriquement réglée par l'installateur en fonction du calcul de dimensionnement et des mesures de pressions réalisées sur site au niveau des bouches les plus éloignées aérauliquement et les plus proches.

Si la pression de consigne est trop faible la bouche la plus éloignée aérauliquement fournira un débit plus faible que le débit prévu, si la pression de consigne est trop élevée cela peut engendrer un débit trop important au niveau des bouches proches du ventilateur et une surconsommation du ventilateur (ce qui est évalué ci-dessous).

Il est à noter que ce paragraphe ne traite pas de l'impact du mauvais réglage des ventilateurs sur les surconsommations de chauffage et climatisation. En effet, l'air du circuit de ventilation n'est que pré-chauffé (ou pré-refroidi), donc en fonction des performances thermiques du bâtiment, l'énergie utilisée pour conditionner un surplus de volume d'air n'est pas nécessairement perdue.

4.2 CALCUL DE LA SURCONSOMMATION ENERGETIQUE LIEE A UN MAUVAIS REGLAGE DU VENTILATEUR DE LA CTA

4.2.1 PARAMETRES A MESURER EXPERIMENTALEMENT

Symbole	Description (unité)	Commentaires
$\Delta p_{\text{vent,réel}}$	Pression de réglage du ventilateur en fonctionnement (Pa)	A mesurer ou à regarder sur la GTB
$\Delta p_{\text{b,loin,réel}}$	La pression mesurée à la bouche (ou module de régulation) la plus défavorisée (Pa)	La bouche (ou le module de régulation) la plus défavorisée est celle qui est la plus éloignée du ventilateur aérauliquement parlant
$P_{\text{vent,réel}}$	Puissance du ventilateur en fonctionnement (kW)	

4.2.2 PARAMETRES A DOCUMENTER

Symbole	Description (unité)	Commentaires
$\Delta p_{\text{b,loin,ref}}$	La pression minimum nécessaire au fonctionnement de la bouche (ou du module de régulation) la plus défavorisée (Pa)	
$\text{prix}_{\text{élec}}$	Prix de l'électricité en France (€/kWh)	Permet de traduire les surplus de puissance nécessaires en surcoûts

$t_{CTA,a}$	Temps de fonctionnement de la CTA sur une année (h)	
-------------	---	--

4.2.3 CALCUL DE LA SURCONSOMMATION

La pression au ventilateur optimale $\Delta p_{vent,opt}$ pour éviter une surconsommation est celle qui permet d'avoir à la bouche ou au module de régulation la/le plus défavorisé(e) une pression réelle ($\Delta p_{b,loin,réel}$) égale à la pression minimale de référence nécessaire à son fonctionnement ($\Delta p_{b,loin,ref}$).

Cette pression au ventilateur $\Delta p_{vent,opt}$ est donnée par :

$$\Delta p_{vent,opt} = \Delta p_{b,loin,ref} + \Delta p_{vent,réel} - \Delta p_{b,loin,réel} \quad (87)$$

Avec $p_{vent,réel}$ la pression réelle mesurée au ventilateur avec le réglage actuel.

En considérant que la puissance du ventilateur est directement proportionnelle à sa pression :

$$P_{vent,opt} \approx P_{vent,réel} \times \frac{\Delta p_{vent,opt}}{\Delta p_{vent,réel}} \quad (88)$$

La puissance supplémentaire nécessaire pour compenser le mauvais réglage du ventilateur est donc :

$$\Delta P_{vent,reg} = P_{vent,réel} - P_{vent,opt} \quad (89)$$

$$\Delta P_{vent,reg} \approx P_{vent,réel} \left(1 - \frac{\Delta p_{vent,opt}}{\Delta p_{vent,réel}} \right) \quad (90)$$

Il est à noter que si les courbes caractéristiques du ventilateur sont disponibles, l'écart de puissance peut y être directement lu et sera plus précis que l'approximation calculée ici.

La surconsommation énergétique liée au mauvais réglage du ventilateur est alors :

$$E_{reg} = \Delta P_{vent,reg} \times t_{CTA,a} \quad (91)$$

$$E_{reg} \approx P_{vent,réel} \left(1 - \frac{\Delta p_{vent,opt}}{\Delta p_{vent,réel}} \right) \times t_{CTA,a} \quad (92)$$

Avec $t_{CTA,a}$ le temps de fonctionnement de la CTA annuel comme introduit précédemment.

4.2.4 CALCUL DES SURCOUTS ENGENDRES

Le surcoût associé au mauvais réglage de la pression du ventilateur ou de la CTA est donné par :

$$surcoût_{reg} = E_{reg} \times prix_{élec} \quad (93)$$

Mesures expérimentales

- Pression de réglage actuelle du ventilateur $\Delta p_{vent,réel}$
- Pression mesurée à la bouche la plus défavorisée $\Delta p_{b,loin,réel}$
- Puissance du ventilateur en fonctionnement $P_{vent,réel}$

Documentation

- Pression minimale nécessaire au fonctionnement de la bouche la plus défavorisée $\Delta p_{b,loin,ref}$
- Nombre de ventilateurs n_{vent}
- Temps fonctionnement CTA annuel $t_{CTA,a}$
- Coût de l'électricité

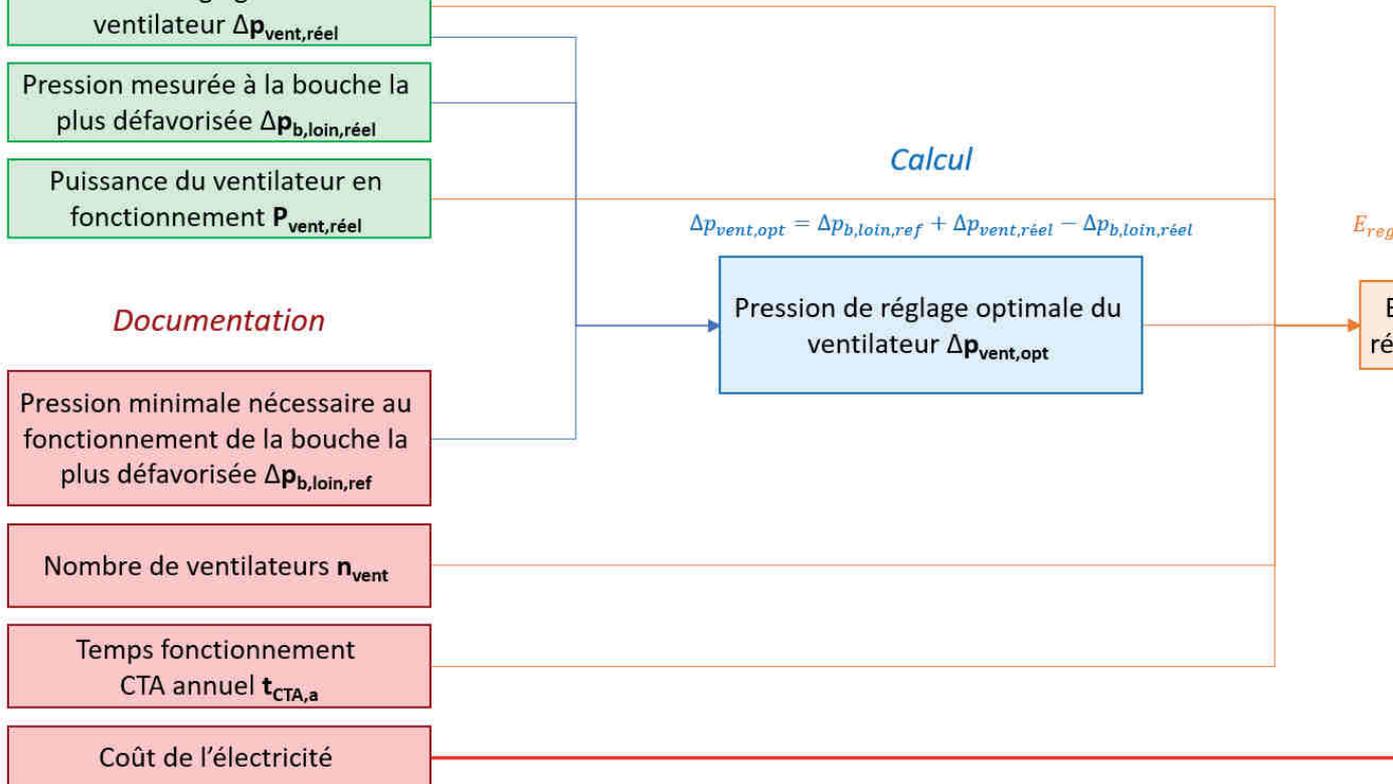
Calcul

$$\Delta p_{vent,opt} = \Delta p_{b,loin,ref} + \Delta p_{vent,réel} - \Delta p_{b,loin,réel}$$

Pression de réglage optimale du ventilateur $\Delta p_{vent,opt}$

E_{reg}

E ré



5 DEF AUT D'ISOLATION DES CONDUITS

5.1 PROBLEMATIQUE DES DEF AUTS D'ISOLATION DANS LES CONDUITS

Un conduit de ventilation transportant de l'air conditionné est sujet à des transferts thermiques avec l'environnement dans lequel il se situe.

Une bonne isolation des conduits permet de rendre ces transferts négligeables et de maintenir une température presque constante jusqu'aux bouches de soufflage d'air.

A l'inverse, une mauvaise ou absence d'isolation sur des conduits situés en extérieur ou dans des locaux non chauffés induisent des pertes de chaleur/froid et donc un surcoût financier.

5.2 CALCUL DE LA SURCONSOMMATION ENERGETIQUE LIEE AUX DEF AUTS D'ISOLATION DES CONDUITS

5.2.1 PARAMETRES A MESURER EXPERIMENTALEMENT

Symbole	Description (unité)	Commentaires
$l_{cond,n-i}$	Longueur du conduit non isolé situé en extérieur ou local non-chauffé (m)	

5.2.2 PARAMETRES A DOCUMENTER

Symbole	Description (unité)	Commentaires
d_i	diamètre intérieur du conduit (m)	L'épaisseur du conduit est ici négligée, si le conduit n'est pas isolé, alors $d_i=d_e$ et s'il est isolé, d_e-d_i correspond à l'épaisseur de l'isolant
d_e	diamètre extérieur du conduit (m)	
λ_{iso}	conductivité thermique de l'isolant (W/(m.K))	
q_{air}	Le débit d'air moyen dans le conduit (m ³ /h)	Lorsque le débit de ventilation est régulé en fonction de l'occupation (débit max/min) grâce à des capteurs, ce débit correspond à la moyenne sur le temps où la CTA est en fonctionnement.
$t_{CTA,j}$	Nombre d'heures de fonctionnement journalier (moyen) de la CTA par journée de fonctionnement (h)	
r_{ch}	ratio du nombre de jours ou le chauffage est allumé sur le nombre de jours de la période de chauffe	
r_{fr}	ratio du nombre de jours ou la climatisation est allumée	

	sur le nombre de jours de la période de refroidissement	
DJC	Degré-jour de chauffe base 19°C annuel	Ces grandeurs peuvent être obtenues pour la localisation souhaitée avec l'outil : https://cegibat.grdf.fr/simulateur/calcul-dju . Les températures de base choisies correspondent aux températures de soufflage les plus communes (cf tâche 1)
DJF	Degré-jour de froid base 25°C annuel	
prix _{élec}	Prix de l'électricité en France (€/Wh)	

5.2.3 CALCUL DE LA RESISTANCE THERMIQUE D'UN CONDUIT

La résistance thermique d'un conduit isolé est donnée par :

$$R_{tot} = R_{int} + R_{cond,cyl} + R_{iso,cyl} + R_{ext} \quad (94)$$

Avec :

R_{tot} : la résistance thermique totale du conduit ($m^2.K/W$)

R_{int} : la résistance thermique pour les échanges convectifs à la surface intérieure du conduit avec l'air ($m^2.K/W$)

$R_{cond,cyl}$: la résistance induite par l'épaisseur du conduit cylindrique ($m^2.K/W$)

$R_{iso,cyl}$: la résistance induite par l'isolant autour du conduit cylindrique ($m^2.K/W$)

R_{ext} : la résistance thermique pour les échanges convectifs à la surface extérieure du conduit avec l'air ($m^2.K/W$)

5.2.3.1 RESISTANCE THERMIQUE DE L'ISOLANT

La conductivité thermique d'un isolant est une donnée facilement accessible. La résistance thermique associée pour une géométrie cylindrique est alors :

$$R_{iso,cyl} = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_c}\right)}{2\pi\lambda_{iso}L} \quad (95)$$

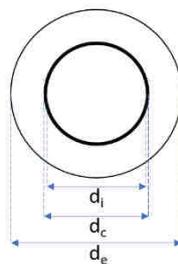
Avec :

d_c : le diamètre extérieur du conduit (m)

d_e : le diamètre extérieur du conduit isolé (m)

λ_{iso} : la conductivité thermique de l'isolant ($W/(m.K)$)

L : la longueur du cylindre (m)



Soit par mètre de conduit :

$$R_{iso,cyl} = \frac{\ln\left(1 + \frac{\Delta d_{iso}}{d_c}\right)}{2\pi\lambda_{iso}} \quad (96)$$

Avec Δd_{iso} l'épaisseur de l'isolant (m).

Dans le cas de conduits rectangulaires, c'est le diamètre hydraulique extérieur du conduit qui est considéré pour d_c , auquel l'épaisseur de l'isolant est ajoutée pour obtenir le diamètre extérieur du conduit isolé d_e .

5.2.3.2 RESISTANCE THERMIQUE DU CONDUIT

La résistance thermique de conduction du conduit peut être calculé de la même manière :

$$R_{cond,cyl} = \frac{\ln\left(1 + \frac{\Delta d_{cond}}{d_i}\right)}{2\pi\lambda_{cond}} \quad (97)$$

Avec Δd_{cond} l'épaisseur du conduit (m):

$$\Delta d_{cond} = d_c - d_i \quad (98)$$

Etant donné les fortes conductivités thermiques des matériaux utilisés pour les conduits d'air (métal) et leur faible épaisseur (quelques mm), la résistance du conduit en lui-même est négligée devant les autres termes :

$$R_{tot} = R_{int} + R_{iso,cyl} + R_{ext} \quad (99)$$

En effet, pour une gaine de 90 mm en acier galvanisé (moins conducteur que l'aluminium) avec une épaisseur de 3 mm et une isolation en laine de verre de 25 mm, la résistance thermique liée au conduit sera environ 10 000 fois plus petite que celle liée à l'isolation (respectivement de l'ordre de 10^{-3} et 10 m.K/W)

5.2.3.3 RESISTANCE SURFACIQUE INTERIEURE

Dans le conduit, une convection forcée se produit entre l'air en mouvement et la surface intérieure du conduit.

La résistance thermique linéique (m.K/W) liée à cette convection est donnée par :

$$R_{int} = \frac{1}{\pi d_i h_{int}} \quad (100)$$

Avec h_{int} le coefficient de convection thermique (W/(m².K)) qui peut être calculé comme suit (ASHRAE 1993) :

$$h_{int} = \frac{\lambda_{air} \times Nu}{d_i} \quad (101)$$

Avec :

λ_{air} : la conductivité thermique de l'air dans le conduit (W/(m.K))

Nu : le nombre de Nusselt caractéristique de l'écoulement qui peut être calculé comme suit (ASHRAE 1993; Incropera & DeWitt 2002) étant donné qu'avec des vitesses d'écoulement proche de 4-5 m/s le régime est turbulent:

$$Nu = 0.023 \times Re^{4/5} \times Pr^x \quad (102)$$

Avec :

Re : le nombre de Reynolds (-)

Pr : le nombre de Prandtl (-)

X : 0.30 pour les fluides refroidis ; 0.40 pour les fluides chauffés (-)³. La valeur moyenne de 0.35 est prise dans cette étude

Or,

$$Re = \frac{\rho_{air} \times U_{air} \times d_i}{\mu_{air}} \quad (103)$$

Avec :

ρ_{air} : la masse volumique de l'air (kg/m³)

μ_{air} : la viscosité dynamique de l'air (kg/(m.s))

U_{air} : la vitesse de l'air dans le conduit pour le débit moyen (m/s) :

$$U_{air} = \frac{4 \times q_{air}}{3600 \times \pi \times d_i^2} \quad (104)$$

Avec :

q_{air} : le débit d'air dans le conduit (moyenne sur une journée du temps de fonctionnement) (m³/h)

Et :

$$Pr = \frac{\mu_{air} \times C_{p,air} \times 1000}{\lambda_{air}} \quad (105)$$

Avec $C_{p,air}$ la capacité thermique massique à pression constante de l'air (1.004 kJ/K/kg), le facteur 1000 permettant la conversion en J/K/kg.

D'où :

$$h_{int} = \frac{\lambda_{air}}{d_i^{1/5}} \times 0.023 \times \left(\frac{\rho_{air} \times U_{air}}{\mu_{air}} \right)^{4/5} \times \left(\frac{\mu_{air} \times C_{p,air} \times 1000}{\lambda_{air}} \right)^{0.35} \quad (106)$$

Soit :

$$h_{int} = 0.258 \times \frac{\lambda_{air}^{0.65} \times (\rho_{air} \times U_{air})^{0.8} \times C_{p,air}^{0.35}}{d_i^{0.2} \times \mu_{air}^{0.45}} \quad (107)$$

Ce coefficient de convection thermique est calculé pour l'air à 20°C pour des diamètres variant de 0.08 à 1 m et des vitesses d'écoulement variant de 1 à 6 m/s dans le Tableau 3. Les cas peu probables sont grisés, à savoir :

- Les conduits de diamètre intérieurs inférieurs à 0.25m : les conduits isolés étant généralement situés proche de la CTA, ils transportent les débits les plus importants du réseau, et sont donc de plus grande taille que ceux qui desservent les bouches de ventilation
- Les faibles vitesses dans les conduits très larges, qui seraient signe d'un problème de dimensionnement

³ https://www.aceee.org/files/proceedings/2006/data/papers/SS06_Panel1_Paper18.pdf

Vitesse (m/s)	Diamètre intérieur (m)					
	0,08	0,1	0,25	0,5	0,75	1
1	6,28	6,01	5,00	4,35	4,01	3,79
2	10,94	10,46	8,71	7,58	6,99	6,60
3	15,13	14,47	12,04	10,48	9,67	9,13
4	19,04	18,21	15,16	13,20	12,17	11,49
5	22,76	21,77	18,12	15,78	14,55	13,74
6	26,34	25,19	20,97	18,26	16,83	15,89

Tableau 3 - Coefficients de convection thermique (W/m².K) à l'intérieur des conduits de ventilation en fonction de leur diamètre et de la vitesse d'air (propriétés de l'air prises à 20°C)

Le coefficient de convection thermique intérieur moyen sur les cas restants est alors de 13.5 W/(m².K). Cette valeur peut être utilisée comme approximation étant donné que la résistance engendrée sera dans tous les cas très faible comparée à celle de l'isolant et elle est cohérente avec les ordres de grandeur généralement trouvés dans la littérature.

5.2.3.4 RESISTANCE SURFACIQUE EXTERIEURE

A l'extérieur du conduit, une convection naturelle se produit entre l'air et la surface intérieure du conduit.

La résistance thermique linéique (m.K/W) liée à cette convection est donnée par :

$$R_{ext} = \frac{1}{\pi d_e h_{ext}} \quad (108)$$

Avec h_{ext} le coefficient de convection thermique (W/(m².K)) qui peut être calculé comme suit :

$$h_{ext} = \frac{\lambda_{air} \times Nu}{d_e} \quad (109)$$

Avec :

Nu : le nombre de Nusselt caractéristique de l'écoulement qui peut être calculé comme suit étant donné qu'avec des vitesses d'écoulement proche de 4-5 m/s le régime est laminaire ($Pr.Gr < 10^9$):

$$Nu = 0.53 \times (Pr \cdot Gr)^{0.25} \quad (110)$$

Avec :

Gr : le nombre de Grashoff calculé avec le diamètre extérieur comme grandeur caractéristique.

Pour de l'air à pression atmosphérique, la relation simplifiée suivant peut être utilisée (toujours pour les écoulements laminaires)[7] :

$$h_{ext} = 1.32 \times \left(\frac{\Delta T}{d_e} \right)^{0.25} \quad (111)$$

Avec :

ΔT la différence de température entre la surface extérieure du conduit et l'air ambiant.

Dans le cas de conduits correctement isolés, la résistance de l'isolant est prédominante comparativement à la résistance surfacique. Lorsque l'isolant est absent sur une portion de conduit, la température de surface extérieure du conduit est proche de celle de l'air transportée dans ce conduit, la différence de température avec l'air ambiant rendant significatif les échanges convectifs.

Le Tableau 4 montre que ce coefficient varie assez peu sur une plage de diamètre comprise entre 0.1 et 1m, et des écarts de température entre 5 et 20°C. Une valeur moyenne de 3 W/(m².K) peut être considérée comme approximation pour les applications usuelles.

ΔT (°C)	diamètre extérieur (m)				
	0,1	0,25	0,5	0,75	1
5	3,5	2,8	2,3	2,1	2,0
10	4,2	3,3	2,8	2,5	2,3
15	4,6	3,7	3,1	2,8	2,6
20	5,0	3,9	3,3	3,0	2,8

Tableau 4 - Coefficients de convection thermique (W/m².K) à l'extérieur des conduits de ventilation en fonction de leur diamètre et de l'écart de température

Il est à noter que les défauts d'isolation des conduits n'ont un sens que dans les zones extérieures ou locaux non-chauffés, et que par rapport à cette approximation :

- à l'extérieur, la présence du vent augmente les échanges convectifs (convection forcée)
- dans les locaux non-chauffés, l'écart de température est moins élevé qu'à l'extérieur, ce qui diminue les échanges convectifs.

5.2.3.5 RESISTANCE TOTALE

En utilisant l'équation (94), la résistance totale linéique caractérisant les échanges entre l'air transporté dans un conduit de ventilation et l'air ambiant extérieur est donnée par :

$$R_{tot} = \frac{1}{\pi d_i h_{int}} + R_{iso,cyl} + \frac{1}{\pi d_e h_{ext}} \quad (112)$$

Soit en considérant une épaisseur de conduit négligeable :

- Pour un conduit isolé :

$$R_{tot,i} = \frac{1}{13.5\pi d_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi\lambda_{iso}} + \frac{1}{3\pi d_e} \quad (113)$$

- Pour un conduit non isolé :

$$R_{tot,n-i} = \frac{1}{13.5\pi d_i} + \frac{1}{3\pi d_i} \quad (114)$$

$$R_{tot,n-i} \approx \frac{0.4}{\pi d_i} \quad (115)$$

5.2.4 CALCUL DE LA TEMPERATURE DE SOUFFLAGE

Selon la méthode de calcul Th-BCE 2012 (équation 580), la température de soufflage peut être calculée comme suit :

$$T_{souf} = T_{CTA} - (T_{CTA} - T_{ext}) \times \left(1 - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) \right) \quad (116)$$

Avec :

T_{souf} : la température de soufflage en sortie du conduit (°C)

T_{CTA} : la température en entrée du conduit, c'est-à-dire à la sortie de la CTA (°C)

T_{ext} : la température extérieure ou du local non chauffé dans lequel se trouve le conduit (°C)

$C_{p,air}$: la capacité thermique massique de l'air (=1,005 kJ/(K.kg))

q_{air} : le débit d'air dans le conduit (la moyenne sur une journée peut être pris pour les calculs) (m³/h)

H_{cond} : la conductivité thermique (W/K) du conduit de soufflage définie par :

$$H_{cond} = \frac{l_{cond}}{R_{tot}} \quad (117)$$

Avec :

l_{cond} : la longueur du conduit (m²)

5.2.5 CALCUL DE LA PERTE D'ENERGIE LIEE A UN DEFAUT D'ISOLATION

Une absence d'isolation conduit à une température de soufflage inférieure en sortie qu'en entrée de conduit lorsque celui-ci est situé à l'extérieur ou dans un local non-chauffé.

La quantité d'énergie ainsi perdue est donnée par :

$$E_{n-i,jour} = \rho_{air} \times q_{air} \times c_{p,air} \times \Delta T_{souf,n-i} \times t_{CTA,j} \quad (118)$$

Avec :

$E_{n-i,jour}$: l'énergie thermique perdue dans le conduit non-isolé sur un jour (kWh)

$t_{CTA,j}$: le temps de fonctionnement (moyen) journalier de la CTA par jour de fonctionnement (h)

q_{air} : le débit moyen sur le temps de fonctionnement de la CTA (m³/h)

$\Delta T_{souf,n-i}$: l'écart de température de soufflage lié au défaut d'isolation (°C). Il est donné par :

$$\Delta T_{souf,n-i} = T_{souf,i} - T_{souf,n-i} \quad (119)$$

Soit en utilisant l'équation (116) :

$$\Delta T_{souf,n-i} = (T_{CTA} - T_{ext}) \times \left(\left(1 - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,i}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) \right) - \left(1 - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,n-i}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) \right) \right) \quad (120)$$

$$\Delta T_{souf,n-i} = (T_{CTA} - T_{ext}) \times \left(\exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,n-i}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,i}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) \right)$$

Avec :

$H_{cond,n-i}$: la conductivité thermique de la section non-isolée du conduit de soufflage (W/K) :

$$H_{cond,n-i} = \frac{l_{cond,n-i}}{R_{tot,n-i}} \quad (121)$$

$H_{cond,i}$: la conductivité thermique de la même section du conduit si elle était isolée (W/K) :

$$H_{cond,i} = \frac{l_{cond,n-i}}{R_{tot,i}} \quad (122)$$

Avec $l_{cond,n-i}$: la longueur du conduit non isolé situé en extérieur ou local non chauffé (m)

La température extérieure étant variable, la quantité d'énergie perdue sur une journée peut être calculée en utilisant les DJU (degrés jours unifiés, cf paragraphe 2.3.5).

Ainsi, en période de chauffe, l'équation (120) devient :

$$E_{n-i} = \frac{1}{3600} \times \rho_{air} \times q_{air} \times C_{p,air} \times DJC \times t_{CTA,j} \times r_{ch} \times \left(\exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,n-i}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,i}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) \right) \quad (123)$$

Et en période de climatisation :

$$E_{n-i,fr} = \frac{1}{3600} * \rho_{air} \times q_{air} \times C_{p,air} \times DJF \times t_{CTA,j} \times \frac{r_{fr}}{COP_{fr}} \times \left(\exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,n-i}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,i}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) \right) \quad (124)$$

Le coefficient 3600 servant à la conversion en kWh

Soit sur l'année :

$$E_{n-i} = \frac{1}{3600} \times \rho_{air} \times q_{air} \times C_{p,air} \times (DJC \times r_{ch} + \frac{DJF \times r_{fr}}{COP_{fr}}) \times t_{CTA,j} \times \left(\exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,n-i}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,i}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) \right) \quad (125)$$

Avec :

$t_{CTA,j}$: le temps de fonctionnement (moyen) journalier de la CTA par jour de fonctionnement (h)

r_{ch} : le ratio du nombre de jours ou le chauffage est allumé sur le nombre de jours de la période de chauffe

r_{fr} : le ratio du nombre de jours ou la climatisation est allumée sur le nombre de jours de la période de refroidissement

5.2.6 CALCUL DU SURCOUT ENGENDRE

La perte financière associée à la surconsommation énergétique entraînée par un défaut d'isolation de conduits est donnée par :

$$surcoût_{n-i} = E_{n-i} \times prix_{elec} \quad (126)$$

Mesures / Doc. technique

- Diamètre intérieur conduit d_i
- Diamètre extérieur conduit d_e
- Conductivité th. de l'isolant λ_{iso}
- Débit d'air moyen q_{air}
- Temps de fonctionnement de la CTA par jour $t_{CTA,j}$
- Ratio jours chauffage ON r_{ch}
- Ratio jours clim. ON r_{fr}
- Degré-jour de chauffe base 19°C annuel DJC*
- Degré-jour de froid base 25°C annuel DJF*
- Longueur conduit non isolé $l_{cond,n-i}$
- Coût de l'électricité

Calcul – étape 1

$$R_{tot,i} = \frac{1}{13.5\pi d_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi\lambda_{iso}} + \frac{1}{3\pi d_e}$$

Résistance thermique linéique totale du conduit isolé $R_{tot,i}$

Résistance thermique linéique tot. du conduit non isolé $R_{tot,n-i}$

$$R_{tot,n-i} \approx \frac{0.4}{\pi d_i}$$

Calcul – étape 2

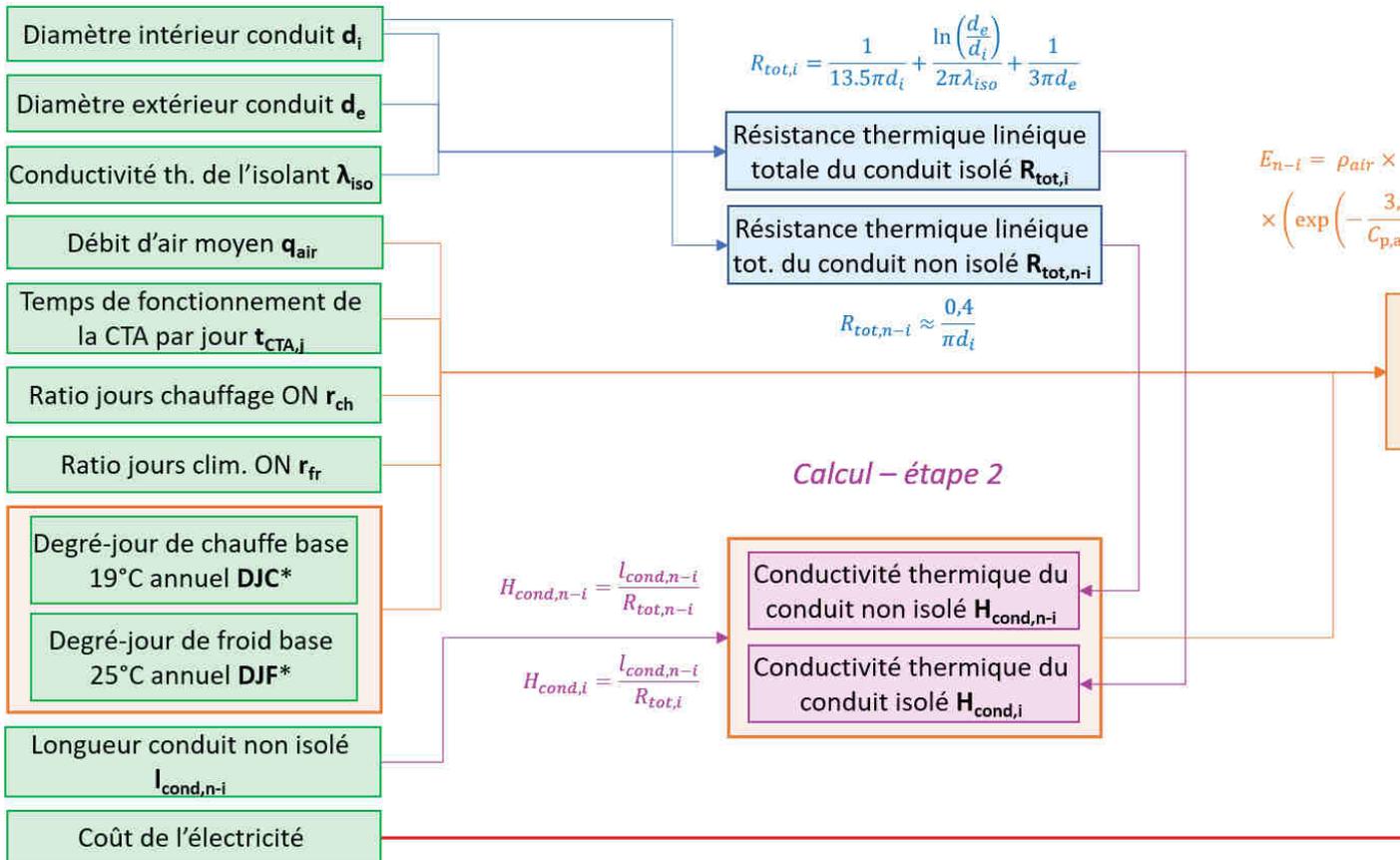
Conductivité thermique du conduit non isolé $H_{cond,n-i}$

Conductivité thermique du conduit isolé $H_{cond,i}$

$$H_{cond,n-i} = \frac{l_{cond,n-i}}{R_{tot,n-i}}$$

$$H_{cond,i} = \frac{l_{cond,i}}{R_{tot,i}}$$

$$E_{n-i} = \rho_{air} \times \left(\exp\left(-\frac{3}{C_{p,a}}\right) \right)$$



6 HORAIRES DE FONCTIONNEMENT INADAPTES DE LA CTA

6.1 PROBLEMATIQUE DES HORAIRES DE FONCTIONNEMENT INADAPTES

Les ventilations dans le tertiaire contiennent généralement une horloge qui permet de définir la plage horaire d'occupation et de couper les débits de ventilation en dehors de cette plage.

Par ailleurs, en période d'occupation, les débits de ventilation associés à chaque zone du bâtiment peuvent être modulés pour un fonctionnement optimisé grâce à l'utilisation de capteurs :

- Capteurs de présence (tout ou rien)
- Capteurs d'activité (selon le nombre de mouvements détectés)
- Capteurs d'hygrométrie
- Capteurs de gaz

Il est d'autant plus nécessaire de moduler les débits de ventilation dans un bâtiment tertiaire, si l'occupation varie et si les consommations énergétiques liées à la ventilation sont conséquentes.

Ainsi, deux types de fonctionnements inadaptés de la régulation de la ventilation peuvent entraîner des pertes énergétiques et donc un coût financier :

- Plage d'occupation renseignée qui ne correspond pas à la réalité : il peut arriver que la plage soit trop courte, auquel cas la conséquence portera sur un risque de mauvaise qualité d'air intérieur, mais généralement les réglages inadaptés rencontrés entraînent plutôt une surconsommation liée à une plage d'occupation trop large. A titre d'exemple, les bâtiments scolaires n'ont pas forcément une ventilation éteinte lors des vacances scolaires, représentant pourtant environ 30% des semaines dans l'année.
- Absence ou manque de capteurs permettant la modulation du débit en fonction de l'occupation de chaque zone (en plage d'occupation).

6.2 CALCUL DE LA SURCONSOMMATION LIEE AUX HORAIRES DE FONCTIONNEMENT INADAPTES

6.2.1 PARAMETRES A MESURER EXPERIMENTALEMENT OU A DOCUMENTER

Symbole	Description (unité)	Commentaires
-	Occupation réelle des locaux	Nombre d'heures par jour (en comptant 1h de plus avant et après la plage horaire), nombre de jour par semaine et nombre de semaine par an.
-	Réglage horloge CTA	Réglage effectué de manière automatique, ou intervention manuelle définissant les heures, jours et semaines de fonctionnement de la CTA
Q_{air}	Le débit d'air moyen dans le conduit (m^3/h)	Lorsque le débit de ventilation est régulé en fonction de l'occupation (débit max/min) grâce à des capteurs, ce débit correspond à la moyenne sur le temps où la CTA est en fonctionnement.
η_{ech}	Rendement de l'échangeur de chaleur (-)	
DJC	Degré-jour de chauffe base $19^{\circ}C$ annuel	Ces grandeurs peuvent être obtenues pour la localisation souhaitée avec l'outil :

DJF	Degré-jour de froid base 25°C annuel	https://ceqibat.grdf.fr/simulateur/calcul-dju . Les températures de base choisies correspondent aux températures de soufflage les plus communes (cf tâche 1)
$P_{vent,nom}$	Puissance des ventilateurs au débit nominal (kW)	
$P_{vent,inocc}$	Puissance des ventilateurs en inoccupation (kW)	
C_{rbdnr}	Coefficient de réduction de débit (-)	Fourni dans les avis techniques des différents systèmes existants
n_{vent}	Nombre de ventilateurs (-)	
$p_{rix\acute{e}lec}$	Prix de l'électricité en France (€/Wh)	

6.2.2 PARAMETRES CALCULES PRECEDEMMENT (PARAGRAPHE 5.2.4)

Symbole	Description (unité)	Commentaires
$H_{cond,extra}$	Conductivité thermique du conduit d'extraction (W/K)	Donnés par l'équation (117) Fonction de la longueur du conduit, de son diamètre, de l'épaisseur et de la conductivité thermique de l'isolant.
$H_{cond,souf}$	Conductivité thermique du conduit de soufflage (W/K)	

6.2.3 SURCONSOMMATION ENERGETIQUE LIEE A LA VENTILATION

Lorsque la CTA est éteinte, sa consommation est nulle. Ainsi, la surconsommation du ventilateur liée à des horaires de fonctionnement inadaptés est la puissance du ventilateur lorsque le bâtiment est inoccupé (à débit min si des capteurs permettent une régulation) multiplié par le nombre d'heures supplémentaires dans l'année où la CTA pourrait être coupée :

$$E_{hor,vent} = P_{vent,inocc} \times t_{inocc,a} \quad (127)$$

Avec :

$E_{vent,inocc}$: l'énergie perdue pour ventiler un bâtiment inoccupé (réseau soufflage et extraction) (kWh)

$P_{vent,inocc}$: la puissance consommée par les ventilateurs lorsque le bâtiment est inoccupé mais avec la CTA en fonctionnement (réseau soufflage et extraction) (kW)

$t_{inocc,a}$: le nombre d'heures annuelle où la CTA fonctionne hors occupation du bâtiment (h) qui peut se calculer comme suit :

$$t_{inocc,a} = nb_{s,inocc} \times nb_{j,regl} \times nb_{h,regl} + (nb_{s,regl} - nb_{s,inocc}) \times nb_{j,inocc} \times nb_{h,regl} + (nb_{s,regl} - nb_{s,inocc}) \times (nb_{j,regl} - nb_{j,inocc}) \times nb_{h,inocc} \quad (128)$$

Avec :

$nb_{s,regl}$: le nombre de semaines annuelle où la CTA fonctionne selon le réglage actuel (sem)

$nb_{j,regl}$: le nombre de jours hebdomadaire où la CTA fonctionne selon le réglage actuel (j)

$nb_{h,regl}$: le nombre d'heures journalier où la CTA fonctionne selon le réglage actuel (h)

$nb_{s,inocc}$: le nombre de semaines annuelle où la CTA fonctionne hors occupation du bâtiment (sem)

$nb_{j,inocc}$: le nombre de jours hebdomadaire où la CTA fonctionne hors occupation du bâtiment (j)

$nb_{h,inocc}$: le nombre d'heures journalier où la CTA fonctionne hors occupation du bâtiment (h)

Il est à noter qu'il est conseillé de :

- Allumer la CTA 1h avant le début de l'occupation des locaux, afin d'évacuer les polluants du bâtiments émis pendant la période non-ventilée
- Eteindre la CTA 1h après la fin de l'occupation des locaux pour purger l'air, limitant ainsi la présence d'humidité pendant la période d'occupation, et éventuellement une mauvaise qualité d'air pour le personnel de nettoyage.

Ainsi, 2 heures d'occupation journalières peuvent être ajoutées à l'occupation réelle du bâtiment pour ce calcul de $t_{inocc,a}$.

Le nombre d'heures moyen par jour où le système fonctionne en inoccupation est alors :

$$t_{inocc,j} = \frac{t_{inocc,a}}{365} \quad (129)$$

Pour les bâtiments ayant une occupation sensiblement différente entre la période de chauffe et celle de refroidissement (par exemple les établissements scolaires qui ferment 2 mois pendant l'été), il est utile de faire ce même calcul en distinguant ces deux périodes :

$$t_{inocc,j,ch} = \frac{t_{inocc,ch}}{nb_{jour,ch,tot}} \quad (130)$$

Avec :

$t_{inocc,ch}$: le nombre d'heures dans la période de chauffe où la CTA fonctionne hors occupation du bâtiment (h) qui peut se calculer avec l'équation (128) restreinte à la période de chauffe

$nb_{jour,ch,tot}$: le nombre de jours total de la période de chauffe

$t_{inocc,j,ch}$: le nombre d'heures journalier moyen dans la période de chauffe où la CTA fonctionne hors occupation du bâtiment (h)

$$t_{inocc,j,fr} = \frac{t_{inocc,fr}}{nb_{jour,fr,tot}} \quad (131)$$

Avec :

$t_{inocc,fr}$: le nombre d'heures dans la période de refroidissement où la CTA fonctionne hors occupation du bâtiment (h) qui peut se calculer avec l'équation (128) restreinte à la période de refroidissement

$nb_{jour,fr,tot}$: le nombre de jours total de la période de refroidissement

$t_{inocc,j,fr}$: le nombre d'heures journalier moyen dans la période de refroidissement où la CTA fonctionne hors occupation du bâtiment (h)

6.2.4 SURCONSOMMATION ENERGETIQUE LIEE AU CONDITIONNEMENT D'AIR

La quantité de chaleur perdue en raison du mauvais réglage de la centrale de traitement d'air est la quantité de chaleur perdue par le réseau en dehors des heures de fonctionnement. Ce sont :

- L'énergie perdue par le réseau d'extraction lorsque celui-ci traverse un local non chauffé ou l'extérieur (avant d'arriver à l'échangeur de chaleur) (1)
- L'énergie non récupérée par l'échangeur de chaleur (2)
- L'énergie perdue par le réseau d'insufflation lorsque celui-ci traverse un volume non chauffé ou l'extérieur (3)

Par ailleurs, il faudrait aussi prendre en compte les pertes du bâtiment lui-même qui est conditionné à des heures où cela n'est pas nécessaire, mais ce calcul est complexe et nécessite de connaître les propriétés du bâtiment (niveau d'isolation, inertie, etc.). Il ne sera donc pas détaillé ici, mais il est important de noter qu'il peut être prépondérant dans le cas de bâtiments mal isolés et/ou peu étanches à l'air. Ainsi, la surconsommation calculée ici correspond à une perte minimale, et permet de réaliser que le fonctionnement de la ventilation peut constituer un réel coût financier.

1/ Energie perdue par le réseau d'extraction :

La température à la sortie du réseau d'extraction $T_{\text{extraction}}$ est donnée par :

$$T_{\text{extraction}} = T_{\text{int}} - (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) \times \left(1 - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{\text{cond,extra}}}{C_{p,\text{air}} \times \rho_{\text{air}} \times q_{\text{air}}}\right) \right) \quad (132)$$

Avec :

T_{int} : la température intérieure du bâtiment

T_{ext} : la température extérieure

$H_{\text{cond,extra}}$: la conductivité thermique du conduit d'extraction calculée avec l'équation (117) (W/K)

ρ_{air} : la masse volumique de l'air à 20°C (\approx température de l'air dans les conduits) (1.204 kg/m³)

$C_{p,\text{air}}$: la capacité thermique massique de l'air (1.004 kJ/K/kg).

q_{air} : le débit d'air dans le conduit (la moyenne sur une journée peut être pris pour les calculs) (m³/h)

Or, l'énergie perdue par le réseau d'extraction $E_{\text{hor,extraction}}$ (kWh) pour un mauvais réglage de l'horloge de la CTA est donnée par :

$$E_{\text{hor,extra}} = \rho_{\text{air}} \times q_{\text{air}} \times \frac{C_{p,\text{air}}}{3600} \times t_{\text{inocc},j} \times (T_{\text{extraction}} - T_{\text{int}}) \quad (133)$$

Le coefficient 3600 permettant la conversion des kJ en kWh.

D'où en combinant les équations (132) et (133) :

$$E_{\text{hor,extra}} = \rho_{\text{air}} \times q_{\text{air}} \times \frac{C_{p,\text{air}}}{3600} \times t_{\text{inocc},j} \times (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) \times \left(1 - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{\text{cond,extra}}}{C_{p,\text{air}} \times \rho_{\text{air}} \times q_{\text{air}}}\right) \right) \quad (134)$$

En supposant que le volume intérieur reste autour de la température de préchauffage ou pré-refroidissement :

$$E_{\text{hor,extra}} = \rho_{\text{air}} \times q_{\text{air}} \times \frac{C_{p,\text{air}}}{3600} \times \left(DJC + \frac{DJF}{COP_{\text{sys}}} \right) \times t_{\text{inocc},j} \times \left(1 - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{\text{cond,extra}}}{C_{p,\text{air}} \times \rho_{\text{air}} \times q_{\text{air}}}\right) \right) \quad (135)$$

Avec :

DJC : la somme des $DJC_{\text{jour},j}$ sur une année (cf paragraphe 2.3.6)

DJF : la somme des $DJF_{\text{jour},j}$ sur une année (cf paragraphe 2.3.6)

COP_{fr} : le COP du système de production de froid (par défaut : 2.5)

Et pour une occupation différenciée entre les périodes de chauffe et de refroidissement :

$$E_{\text{hor,extra}} = \rho_{\text{air}} \times q_{\text{air}} \times \frac{C_{p,\text{air}}}{3600} \times \left(DJC \times t_{\text{inocc},j,\text{ch}} + \frac{DJF \times t_{\text{inocc},j,\text{fr}}}{COP_{\text{sys}}} \right) \times \left(1 - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{\text{cond,extra}}}{C_{p,\text{air}} \times \rho_{\text{air}} \times q_{\text{air}}}\right) \right) \quad (136)$$

2/ Energie perdue au niveau de l'échangeur de chaleur

En supposant le réseau équilibré : débit extrait = débit insufflé, à un instant donné la puissance perdue au niveau de l'échangeur de chaleur $P_{hor,ech}$ (kW) est donnée par :

$$P_{hor,ech} = (1 - \eta_{ech}) \times (T_{extraction} - T_{ext}) \times \rho_{air} \times q_{air} \times \frac{C_{p,air}}{3600} \quad (137)$$

Avec η_{ech} le rendement de l'échangeur

Soit en utilisant l'équation (132):

$$P_{hor,ech} = (1 - \eta_{ech}) \times (T_{int} - (T_{int} - T_{ext}) \times \left(1 - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,extra}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right)\right) - T_{ext}) \times \rho_{air} \times q_{air} \times \frac{C_{p,air}}{3600} \quad (138)$$

$$P_{hor,ech} = (1 - \eta_{ech}) \times \left((T_{int} - T_{ext}) \times \left(\exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,extra}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) \right) \right) \times \rho_{air} \times q_{air} \times \frac{C_{p,air}}{3600} \quad (139)$$

Soit sur l'année, l'énergie perdue au niveau de l'échangeur par le mauvais réglage de l'horloge de la CTA $E_{hor,ech}$ (kWh) est donnée par :

$$E_{hor,ech} = \rho_{air} \times q_{air} \times C_{p,air} \times \left(DJC \times t_{inocc,j,ch} + \frac{DJF \times t_{inocc,j,fr}}{COP_{syst}} \right) \times \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,extra}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) \times \frac{(1 - \eta_{ech})}{3600} \quad (140)$$

3/ Energie perdue par le réseau de soufflage

En supposant que le système de préchauffage fonctionne toujours, l'énergie perdue par le réseau de soufflage $E_{hor,souf}$ (kWh) à cause du mauvais réglage de l'horloge de la CTA est donnée par :

$$E_{hor,souf} = \rho_{air} \times q_{air} \times \frac{C_{p,air}}{3600} \times \left(DJC \times t_{inocc,j,ch} + \frac{DJF \times t_{inocc,j,fr}}{COP_{syst}} \right) \times \left(1 - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,souf}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) \right) \quad (141)$$

Energie de chauffage totale perdue :

Ainsi, en combinant les équations (136), (140) et (141), l'énergie de conditionnement d'air totale perdue $E_{hor,CTA}$ (kWh) est donnée par :

$$E_{hor,CTA} = \rho_{air} \times q_{air} \times \frac{C_{p,air}}{3600} \times \left(DJC \times t_{inocc,j,ch} + \frac{DJF \times t_{inocc,j,fr}}{COP_{syst}} \right) \times \left(1 - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,souf}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) + 1 - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,extra}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) + \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,extra}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) \times (1 - \eta_{ech}) \right) \quad (142)$$

$$E_{hor,CTA} = \rho_{air} \times q_{air} \times \frac{C_{p,air}}{3600} \times \left(DJC \times t_{inocc,j,ch} + \frac{DJF \times t_{inocc,j,fr}}{COP_{sys}} \right) \times \left(2 - \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,souf}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) - \eta_{ech} \times \exp\left(-\frac{3,6 \times H_{cond,extra}}{C_{p,air} \times \rho_{air} \times q_{air}}\right) \right) \quad (143)$$

6.2.5 CALCUL DE LA PERTE FINANCIERE ASSOCIEE AU CONDITIONNEMENT D'AIR EN INOCCUPATION

Les surcoûts engendrés par le préchauffage/pré-refroidissement de l'air pour la ventilation d'un bâtiment inoccupé sont donnés par :

$$surcoût_{hor} = (E_{hor,vent} + E_{hor,CTA}) \times prix_{elec} \quad (144)$$

6.2.6 CAS DES BATIMENTS SANS REGULATION DU DEBIT

Si un système de ventilation ne possède pas de régulation et fonctionne en tout ou rien la surconsommation par rapport à un système de régulation peut se calculer ainsi :

- Si le système est équipé d'un système de régulation de la pression maintenant la pression constante :

$$P_{moy,regul} \approx P_{max} * Crbdnr \quad (145)$$

- Si le système est équipé d'un système de régulation de la pression adaptant la pression au besoin du système (pression descendante) :

$$P_{moy,regul} \approx P_{max} * Crbdnr^{2.5} \quad (146)$$

En supposant que la puissance du ventilateur est proportionnelle au débit de ventilation à la puissance 2.5 comme décrit dans 2.2.

Crbdnr étant le coefficient de réduction de débit, fournit dans l'avis technique des différents systèmes existants. Des exemples de valeurs en fonction du système et du type de bâtiment sont donnés dans le Tableau 1.

La surconsommation annuelle est donc :

- Pour un système à pression constante :

$$E_{regul} = P_{vent,nom} \times (1 - Crbdnr) \times t_{occ,a} \quad (147)$$

- Pour un système à pression descendante :

$$E_{regul} = P_{vent,nom} \times (1 - Crbdnr^{2.5}) \times t_{occ,a} \quad (148)$$

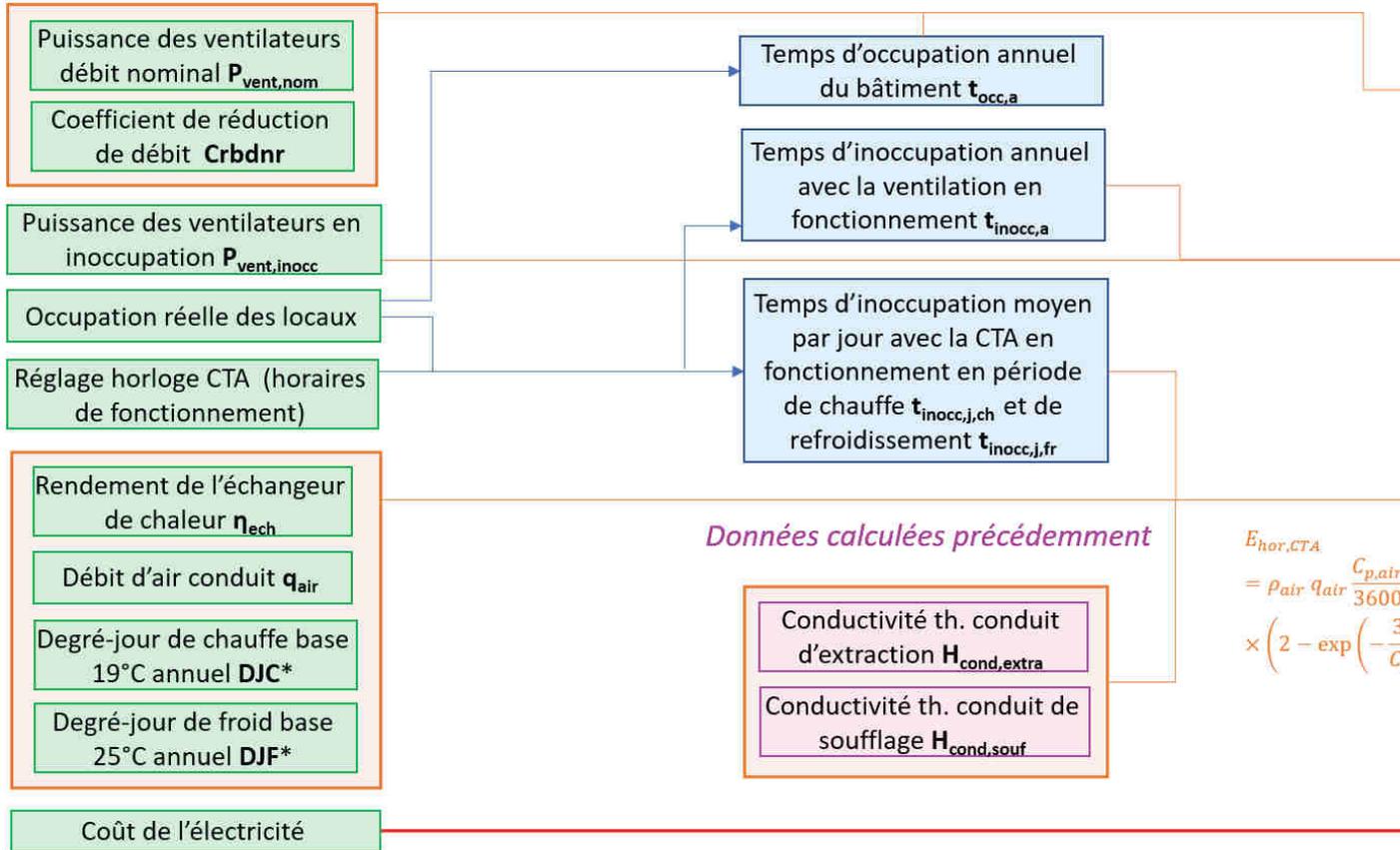
Avec :

$P_{vent,nom}$: la puissance totale des ventilateurs au débit nominal (kW)

$t_{occ,a}$: le temps d'occupation du bâtiment dans l'année en heures (h)

Mesures / Doc. technique

Calcul



7 REFERENCES

- [1] K. Srinivasan, « Measurement of air leakage in air-handling units and air conditioning ducts », *Energy and Buildings*, vol. 37, n° 3, p. 273-277, mars 2005, doi: 10.1016/j.enbuild.2004.06.014.
- [2] D. F. Dyer, « Case study: Effect of excessive duct leakage in a large pharmaceutical plant », présenté à AIVC 2011, Brussels, Belgium, oct. 2011.
- [3] F. R. Carrié et V. Leprince, « Impact of ductwork airtightness and conduction losses on heat recovery efficiency », présenté à 6th International BUILDAIR Symposium on Building and Ductwork Airtightness, Berlin, Germany, mai 2011.
- [4] M. Modera, « Fixing Duct Leaks in Commercial Buildings », *Ashrae Journal*, juin 2005.
- [5] A. Bailly, F. Duboscq, et R. Jobert, « Impact of a poor quality of ventilation systems on the energy efficiency for energy-efficient houses », Poznań, Poland, sept. 2014, p. 108-118.
- [6] D. Thomas, P. Penicot, P. Contal, D. Leclerc, et J. Vendel, « Clogging of fibrous filters by solid aerosol particles Experimental and modelling study », *Chemical Engineering Science*, vol. 56, n° 11, p. 3549-3561, juin 2001, doi: 10.1016/S0009-2509(01)00041-0.
- [7] L. Palmiter et E. Kruse, « True R-Values of Round Residential Ductwork », in *Proceedings of the 2006 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*, 2006, p. 199-209.

8 ANNEXE A : EXEMPLE DE DEGRE-JOUR UNIFIES EN FRANCE

A titre d'exemple, les degré-jour de chauffe (DJC) et degré-jour de froid (DJF) sont donnés pour 8 villes françaises dans le Tableau 5. Ils ont été obtenus à l'aide d'un calculateur disponible sur internet : <https://cegibat.grdf.fr/simulateur/calcul-dju>. Les valeurs données correspondent à la moyenne sur les années comprises entre 2010 et 2019 (comprises), sauf pour Marseille où les données n'étaient disponibles qu'à partir de 2015.

	DJC base 19°C	DJF base 25°C
Bordeaux	2107	90
Brest	2673	5
Lille	2933	26
Lyon	2498	113
Marseille*	1761	178
Nantes	2471	42
Paris	2463	58
Strasbourg	2949	71

Tableau 5 - DJC et DJF de 8 villes françaises – moyenne sur 2010-2019

* Calculé sur 2015-2019 (manque de données)