



Jean-Baptiste Bouvenot
& Bernard Flament

Génie climatique et énergétique

Régulation des systèmes
de chauffage, de ventilation
et de climatisation

Théorie et problèmes
d'application résolus

2^e édition

60
problèmes
d'application

Éditions
EYROLLES

Jean-Baptiste Bouvenot & Bernard Flament

Génie climatique et énergétique : régulation appliquée CVC & QAI

Théorie et problèmes d'application résolus

Le génie climatique et énergétique définit l'ensemble des connaissances et des techniques concernant la conception, la mise en œuvre et les applications portant sur le chauffage, la ventilation, la climatisation (CVC) mais également l'énergétique du bâtiment, la qualité de l'air intérieur (QAI) et l'efficacité énergétique.

Les professionnels de ce secteur du bâtiment et de l'industrie s'efforcent de **concevoir** et de **réaliser** des **systèmes climatiques** économes en énergie et à faible impact environnemental ; ils en pilotent la **gestion** et la **maintenance**. Tout en limitant l'impact environnemental, on peut ainsi maîtriser un climat artificiel dans différents types de bâtiments, qu'ils soient à usage d'habitation, tertiaires ou industriels. Dans l'optique de la transition énergétique, cette démarche doit allier sobriété, efficacité énergétique et valorisation des énergies renouvelables.

Notion centrale du génie climatique et énergétique, la **régulation appliquée des systèmes** permet de maintenir des conditions d'ambiance hygrothermiques en fonction de l'usage (confort, process) et d'optimiser la consommation d'énergie. Une fois le **dimensionnement** d'un système effectué, c'est la régulation qui viendra le piloter pour que son **fonctionnement** (ouverture de vanne, vitesse de pompe, vitesse de ventilateur, ouverture de volets,...) soit adapté aux **besoins** (consignes) comme aux **perturbations** (conditions climatiques extérieures, occupation,...).

Traitant principalement d'**applications en CVC et en QAI**, les auteurs veulent faciliter la compréhension des **phénomènes physiques** et des **principes fondamentaux de la régulation** de ces systèmes. Destiné aux futurs professionnels de l'industrie et de la construction – étudiants des deux premiers cycles et élèves en écoles d'ingénieurs – **ce manuel illustre l'ensemble des connaissances théoriques par des cas d'études** issus de l'enseignement délivré à l'INSA de Strasbourg.

SOMMAIRE : Introduction • Nomenclature • **Formulaire et bases théoriques** • 1. Les boucles de régulation • 2. Loi d'eau • 3. Rappels sur les échangeurs de chaleur • 4. Comportement des échangeurs dans une boucle de régulation • 5. Étude des vannes de réglage • 6. Variation de vitesse des pompes et des ventilateurs • 7. Pertes de charge • 8. Modèles de comportement des systèmes • 9. Méthodes d'identification des modèles de comportement • 10. Les régulateurs • 11. Schémas de régulation en génie climatique • **Problèmes résolus** • 1. Réglage de puissance des échangeurs • 2. Variation de vitesse des pompes et des ventilateurs • 3. Modèles de comportement • 4. Identification des modèles de comportement • 5. Régulateurs PID • 6. Schémas de régulation • Bibliographie

Ancien élève de l'ENS Paris-Saclay (ex- ENS Cachan), agrégé de génie civil option équipements et énergie, docteur en énergétique du bâtiment et des systèmes, **Jean-Baptiste Bouvenot** – ingénieur en génie climatique et énergétique – est maître de conférences et responsable de la formation d'ingénieur en génie thermique, énergétique et environnement à l'INSA de Strasbourg.

Ancien élève de l'ENS Paris-Saclay (ex- ENS Cachan), agrégé de génie civil, docteur en énergétique de l'École de Mines de Paris, **Bernard Flament** qui fut enseignant chercheur à l'université de Cergy-Pontoise est maître de conférences à l'INSA de Strasbourg.

Publics

Élèves préparant le BTS

Étudiants des IUT et des écoles d'ingénieurs

Professionnels en activité

www.editions-eyrolles.com

Génie climatique et énergétique : régulation appliquée

Chez le même éditeur

Alain Triboix & Jean-Baptiste Bouvenot, *Les transferts thermiques par l'exemple. Conduction, convection, rayonnement, échangeurs de chaleur, méthodes numériques, avec 71 problèmes d'application résolus*, 496 pages, 2015

Jean-Baptiste Bouvenot
Bernard Flament

Génie climatique et énergétique : régulation appliquée

2^e édition

ÉDITIONS EYROLLES
61, bd Saint-Germain
75240 Paris Cedex 05
www.editions-eyrolles.com

Depuis 1925, les éditions Eyrolles s'engagent en proposant des livres pour comprendre le monde, transmettre les savoirs et cultiver ses passions !

Pour continuer à accompagner toutes les générations à venir, nous travaillons de manière responsable, dans le respect de l'environnement. Nos imprimeurs sont ainsi choisis avec la plus grande attention, afin que nos ouvrages soient imprimés sur du papier issu de forêts gérées durablement. Nous veillons également à limiter le transport en privilégiant des imprimeurs locaux. Ainsi, 89 % de nos impressions se font en Europe, dont plus de la moitié en France.

Aux termes du Code de la propriété intellectuelle, toute reproduction ou représentation intégrale ou partielle de la présente publication, faite par quelque procédé que ce soit (reprographie, microfilmage, scannérisation, numérisation...) sans le consentement de l'auteur ou de ses ayants droit ou ayants cause est illicite et constitue une contrefaçon sanctionnée par les articles L.335-2 et suivants du Code de la propriété intellectuelle. L'autorisation d'effectuer des reproductions par reprographie doit être obtenue auprès du Centre français d'exploitation du droit de copie (CFC) – 20, rue des Grands-Augustins – 75006 Paris.

© Éditions Eyrolles, 2019, 2024
ISBN : 978-2-416-01281-5

Sommaire

Préambule	1
Nomenclature	3

PARTIE 1. Formulaire et bases théoriques

CHAPITRE 1. Les boucles de régulation.....	11
CHAPITRE 2. Loi d'eau.....	15
CHAPITRE 3. Rappels sur les échangeurs de chaleur	23
CHAPITRE 4. Comportement des échangeurs dans une boucle de régulation	27
CHAPITRE 5. Étude des vannes de réglage.....	39
CHAPITRE 6. Variation de vitesse des pompes et des ventilateurs.....	55
CHAPITRE 7. Pertes de charge.....	67
CHAPITRE 8. Modèles de comportement des systèmes.....	69
CHAPITRE 9. Méthodes d'identification des modèles de comportement.....	81
CHAPITRE 10. Les régulateurs.....	87
CHAPITRE 11. Schémas de régulation en génie climatique	107

PARTIE 2. Problèmes

PROBLÈMES 1. Réglage de puissance des échangeurs.....	139
PROBLÈMES 2. Variation de vitesse des pompes et des ventilateurs.....	229
PROBLÈMES 3. Modèles de comportement	289
PROBLÈMES 4. Identification des modèles de comportement.....	327
PROBLÈMES 5. Régulateurs PID	333
PROBLÈMES 6. Schémas de régulation.....	381
Bibliographie.....	429

Table des matières

Préambule	1
Nomenclature.....	3

PARTIE 1

Formulaire et bases théoriques

CHAPITRE 1. Les boucles de régulation.....	11
1.1 Boucle de régulation fermée.....	12
1.2 Boucle de régulation ouverte.....	13
CHAPITRE 2. Loi d'eau.....	15
CHAPITRE 3. Rappels sur les échangeurs de chaleur.....	23
3.1 Hypothèses et définitions	24
3.2 Méthode du DTLM	25
3.3 Méthode du NUT.....	26

CHAPITRE 4. Comportement des échangeurs dans une boucle de régulation	27
4.1 Réglage de puissance thermique d'un échangeur	27
4.2 Réglage de puissance thermique par variation de débit.....	28
4.2.1 Échangeur à co-courant.....	28
4.2.2 Échangeur à contre-courant.....	30
4.2.3 Réglage de puissance thermique d'une batterie par variation de débit ..	32
4.3 Réglage de puissance thermique par variation de température	34
4.4 Applications aux échangeurs de chaleur en génie climatique	36
4.4.1 Émetteurs de chaleur pour le chauffage	36
4.4.2 Échangeurs de chaleur en refroidissement/climatisation	38
CHAPITRE 5. Étude des vannes de réglage	39
5.1 Définitions et caractéristiques de vannes de régulation.....	40
5.1.1 Débits normalisés K_v et K_{vs}	40
5.1.2 Caractéristiques d'une vanne de réglage.....	41
5.1.3 L'autorité.....	42
5.1.4 Les vannes indépendantes de la pression différentielle.....	46
5.2 Étude des vannes trois voies.....	49
5.2.1 Technologies	49
5.2.2 Montages hydrauliques.....	50
5.2.3 Règles de dimensionnement	52
CHAPITRE 6. Variation de vitesse des pompes et des ventilateurs.....	55
6.1 Les variateurs électroniques de vitesse (VEV)	55
6.2 Régulation d'émetteurs par pompes équipées de VEV	56
6.2.1 Principe.....	56
6.2.2 Stratégies de régulation de puissance thermique à variation de vitesse ..	60
6.2.3 Notion de surface de pompe/courbes de pompes artificielles	64
6.2.4 Choix du type de régulation	64
CHAPITRE 7. Pertes de charge	67

CHAPITRE 8. Modèles de comportement des systèmes.....	69
8.1 Modélisation adaptée à la conception d'un système de régulation.....	69
8.2 Modèles de comportement.....	70
8.2.1 Forme générale d'un modèle de comportement	70
8.2.2 Transformées de Laplace.....	70
8.2.3 Fonctions de transfert.....	73
8.2.4 Schéma bloc.....	73
8.3 Réponse temporelle d'un système	74
8.3.1 Réponse temporelle à des entrées apériodiques	74
8.3.2 Paramètres caractéristiques d'une réponse indicielle.....	77
8.4 Modèles de comportement : systèmes bouclés	79
 CHAPITRE 9. Méthodes d'identification des modèles de comportement.....	 81
9.1 Objectif de l'identification.....	81
9.2 Méthodes graphiques	81
9.2.1 Systèmes apériodiques avec retard en boucle ouverte (BO)	81
9.2.2 Identification en boucle fermée (BF)	84
9.3 Comportement dynamique des équipements climatiques	85
 CHAPITRE 10. Les régulateurs.....	 87
10.1 Rôle d'un régulateur	87
10.2 Équation générale d'une boucle de régulation.....	88
10.3 Les régulateurs PID.....	88
10.3.1 Action proportionnelle P.....	89
10.3.2 Action intégrale I.....	91
10.3.3 Action dérivée D	94
10.3.4 Actions combinées PID	95
10.3.5 Bilan	96
10.3.6 Les architectures de PID.....	96
10.4 Méthodes de paramétrage des régulateurs PID	97
10.4.1 Méthodes basées sur la réponse à un échelon	97
10.4.2 Méthodes de réglages « terrain »	100
10.4.3 Méthodes auto-adaptatives	101

10.5 Régulateurs non progressifs	102
10.5.1 Régulateurs TOR	102
10.5.2 Régulateurs à positions multiples	103
10.5.3 Régulateurs TOR modulés	103
10.6 Les boucles de régulation en cascade	104
10.7 Bilan sur les régulateurs	105
 CHAPITRE 11. Schémas de régulation en génie climatique	 107
11.1 Fonctions élémentaires	107
11.2 Régulateurs	108
11.3 Compensateurs	108
11.4 Limiteurs	110
11.5 Sélecteur	111
11.6 Séquenceur	113
11.7 Organes de sécurité	114
11.7.1 Sécurité antigel	114
11.7.2 Pressostat différentiel	115
11.7.3 Sécurité antigel des récupérateurs de chaleur	116
11.8 Autres concepts	117
11.8.1 <i>Change over</i>	117
11.8.2 <i>Free cooling</i>	118
11.9 Schémathèque	118
11.9.1 Régulation d'une installation de chauffage en boucle ouverte	118
11.9.2 Régulation d'une installation de chauffage en boucle fermée par vannes thermostatiques (VT)	119
11.9.3 Régulation d'une installation de chauffage collectif en boucle fermée par vannes thermostatiques	120
11.9.4 Régulation d'un plancher chauffant/rafraîchissant en boucle ouverte avec sécurité anticondensation	121
11.9.5 Régulation d'une chaufferie à chaudières modulantes sur la température de départ	122
11.9.6 Régulation d'une chaufferie à chaudières modulantes sur la température de retour	123
11.9.7 Régulation d'une CTA en boucle ouverte (mode ventilation et chauffage)	124

11.9.8	Régulation d'une CTA en boucle fermée (mode ventilation, chauffage et refroidissement).....	125
11.9.9	Régulation d'une CTA avec recyclage en boucle fermée (mode ventilation, chauffage, refroidissement et <i>free cooling</i>)	125
11.9.10	Régulation d'une CTA en boucle fermée (mode chauffage, refroidissement, humidification et déshumidification)	127
11.9.11	Régulation d'une CTA d'une piscine en boucle fermée.....	128
11.9.12	Régulation en cascade d'une CTA en boucle fermée.....	129
11.9.13	Régulation en cascade d'une CTA en boucle fermée + régulation de la qualité de l'air par sondes CO ₂ et VEV (sans <i>free cooling</i>)	130
11.9.14	Régulation en cascade d'une CTA en boucle fermée + régulation de la qualité de l'air par sondes CO ₂ et registres d'air conjugués (avec <i>free cooling</i>)	131
11.9.15	Régulation d'une CTA en boucle ouverte équipée d'une roue enthalpique.....	132
11.9.16	Régulation d'une CTA en boucle ouverte équipée d'un échangeur à plaques et d'un by-pass	133
11.9.17	Régulation d'une CTA équipée d'un récupérateur de chaleur à plaques, d'un by-pass et d'une batterie de préchauffage.....	134
11.9.18	Régulation d'une CTA en boucle ouverte équipée d'un récupérateur de chaleur à batteries à eau glycolée.....	135

PARTIE 2

Problèmes

Problèmes 1. Réglage de puissance des échangeurs	139
1.1 Loi d'eau	139
1.2 Loi d'eau et sobriété énergétique	142
1.3 Régime d'eau optimal.....	145
1.4 Caractéristique idéale de vanne	151
1.5 Caractéristique d'un échangeur à co-courant	155
1.6 Caractéristique d'un échangeur à contre-courant	160
1.7 Réglage de puissance d'un échangeur par vanne trois voies.....	164
1.8 Réglage de puissance d'un plancher chauffant	168
1.9 Étude partielle du réglage de puissance d'une sous-station de réseau urbain	171

1.10	Réglage de puissance d'un ventilo-convecteur	174
1.11	Réglage de puissance d'un système de chauffage raccordé à un système solaire combiné (SSC)	177
1.12	Étude du réglage de puissance d'une tour de refroidissement	180
1.13	Étude du réglage de puissance d'une batterie froide par vanne deux voies	183
1.14	Sous-station d'un réseau de chaleur urbain.....	189
1.15	Étude d'une vanne de régulation indépendante de la pression (30 kPa).....	196
1.16	Étude d'une vanne de régulation indépendante de la pression (16 kPa).....	201
1.17	Dimensionnement de vannes de réglage – cas d'un site industriel.....	209
 Problèmes 2. Variation de vitesse des pompes et des ventilateurs.....		 229
2.1	Réglage de puissance d'un émetteur par variation de vitesse de pompe	229
2.2	Réglage de puissance d'une batterie froide de CTA par variation de vitesse.....	236
2.3	Régulation de la qualité de l'air par variation de vitesse de ventilateurs (1/2)	243
2.4	Régulation de la qualité de l'air par variation de vitesse de ventilateurs (2/2)	248
2.5	Qualité de régulation d'un émetteur de chaleur et variation de vitesse de pompe	254
2.6	Stratégie de variation de vitesse de pompe avec une loi de pression quadratique.....	268
2.7	Comparaison énergétique entre différentes stratégies de variation de vitesse de pompe	272
2.8	Régulation du débit d'une VMC double flux par variation de vitesse de ventilateur	278
2.9	Régulation de la pression d'une salle blanche en régime permanent .	283

Problèmes 3. Modèles de comportement.....	289
3.1 Régulation de la température d'ECS.....	289
3.2 Comportement dynamique d'un ballon de stockage	292
3.3 Modèle de comportement d'un local chauffé par air pulsé.....	295
3.4 Étude partielle de la mise en chauffe d'un bassin de balnéothérapie..	297
3.5 Étude analytique de la réponse en température d'un petit pavillon à un échelon de flux de chauffage.....	300
3.6 Étude d'un système de chauffage mixte par plancher chauffant et radiateur.....	311
3.7 Régulation de chauffage par radiateur	318
3.8 Régulation de la pression d'une salle blanche en régime dynamique .	322
 Problèmes 4. Identification des modèles de comportement.....	 327
4.1 Identification d'un modèle de comportement d'une batterie chaude..	327
4.2 Identification graphique et choix d'un régulateur	328
 Problèmes 5. Régulateurs PID.....	 333
5.1 Réponses caractéristiques de régulateurs.....	333
5.2 Thermostat antigel	334
5.3 Impact de l'inertie d'un capteur sur une fonction de transfert en boucle fermée.....	336
5.4 Régulation de la température d'eau en sortie de chaudière	342
5.5 Règle de paramétrage d'un PID	345
5.6 Régulation de la température d'eau d'un plancher chauffant.....	348
5.7 Régulation de la température d'eau chaude sanitaire.....	351
5.8 Choix et réglage d'un mode de régulation	354
5.9 Réponses d'un régulateur à un transfert perturbateur	356

- 5.10 Étude d'un régulateur PD avec et sans filtre 363
- 5.11 Étude d'une boucle de régulation..... 366
- 5.12 Boucle de régulation sur CO₂ 369
- 5.13 Paramétrage d'un régulateur (température de soufflage) 374
- 5.14 Régulation d'humidité..... 378

- Problèmes 6. Schémas de régulation..... 381**
- 6.1 Schéma de régulation d'une installation climatique
d'un *data center* 381
- 6.2 Schéma de régulation d'une installation climatique
en zone industrielle 385
- 6.3 Schéma de régulation d'une installation climatique tertiaire..... 391
- 6.4 Schéma de régulation d'un centre commercial 396
- 6.5 Schéma de régulation d'un centre universitaire 401
- 6.6 Schéma de régulation d'une piscine 407
- 6.7 Schéma de régulation d'une installation d'air neuf centralisée
et traitements individualisés 414
- 6.8 Schéma de régulation d'une installation de traitement d'air
d'un *open space* 418
- 6.9 Schéma de principe d'une chaufferie hybride : biomasse et solaire..... 423

- Bibliographie..... 429**

Préambule

Ce livre est un recueil d'exercices et de problèmes corrigés sur la thématique de la régulation des systèmes énergétiques. Il s'agit pour la plupart d'applications sur des installations de chauffage, de climatisation ou de ventilation qui peuvent être rencontrées par un ingénieur climaticien. Ce recueil est donc destiné aux étudiants en études supérieures (BTS, DUT, écoles d'ingénieurs) dans le domaine de l'énergétique (froid, chauffage, génie climatique, génie énergétique) mais également aux ingénieurs en activité. Cet ouvrage n'est pas un livre de cours et suppose donc une culture minimum préalable dans le domaine, même si un formulaire et des rappels sont proposés pour la bonne compréhension des corrections. Des références bibliographiques sont données à la fin de l'ouvrage.

Nomenclature

Symboles

a	autorité hydraulique	-
BBC	bâtiment basse consommation	-
BP	bande proportionnelle	K
BT	basse température	-
C	capacité thermique	J.K ⁻¹
C	concentration volumique d'un gaz	ppm ou ml.m ⁻³
C	consommation	kWh ou J
C	coût	€
c	consommation spécifique	kWh.m ⁻² .an ⁻¹
COP	coefficient de performance	-
c_p	capacité thermique massique ou chaleur spécifique	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
C_s	coefficient de surpuissance	-
c_v	capacité thermique volumique	J.m ⁻³ .K ⁻¹
D	dépassement	- ou %
D	déperdition	W _{th}
D	diamètre	m
d	densité	-
d	dépassement	- ou %
dp	pression relative	Pa
DAH	diagramme de l'air humide	-
DJU	degrés jours unifiés	°C.jours
D_r	déperdition par renouvellement d'air	W _{th}
DS	différentiel statique	K
E	efficacité d'un échangeur de chaleur	- ou %
e	épaisseur	m

<i>edt</i>	emploi du temps	-
<i>g</i>	accélération de pesanteur	m.s^{-2}
<i>GV</i>	conductance thermique d'un bâtiment	W.K^{-1}
<i>H</i>	fonction de transfert	-
<i>H</i>	hauteur manométrique	mCE
<i>H</i>	humidité relative	%
<i>h</i>	coefficient d'échange superficiel (convection+rayonnement)	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
<i>HMT</i>	hauteur manométrique	mCE
<i>HR</i>	humidité relative	%
<i>HT</i>	haute température	-
<i>K</i>	coefficient de perméabilité	$\text{m}^3.\text{h}^{-1}.\text{Pa}^{-n}$
<i>K</i>	gain	-
<i>K_v</i>	débit normalisé d'une vanne partiellement ouverte	$\text{m}^3.\text{h}^{-1}$
<i>K_{vs}</i>	débit normalisé d'une vanne entièrement ouverte	$\text{m}^3.\text{h}^{-1}$
<i>k</i>	rugosité	m
<i>L_v</i>	chaleur latente de vaporisation	J.kg^{-1}
<i>l</i>	longueur	m
<i>m</i>	masse	kg
<i>$\dot{m}$</i>	débit massique	kg.s^{-1}
<i>N</i>	paramètre de filtrage de l'action D	-
<i>N</i>	taux de brassage	h^{-1}
<i>n</i>	exposant caractérisant un émetteur de chaleur	-
<i>n</i>	nombre de personnes	personnes
<i>n</i>	vitesse de pompe ou de ventilateur	- ou %
<i>nb</i>	nombre de personnes	personnes
<i>n_{gl}</i>	coefficient caractéristique d'une vanne à égal pourcentage	-
<i>NUT</i>	nombre d'unités de transfert	-
<i>P</i>	puissance thermique	W
<i>p</i>	pôle	s^{-1}
<i>p</i>	pression	Pa
<i>p</i>	variable complexe	s^{-1}
<i>PAC</i>	pompe à chaleur	-
<i>P_e</i>	périmètre mouillé	m
<i>proba</i>	probabilité	-
<i>Q</i>	qualité/sonde de concentration de CO ₂	ppm
<i>q_m</i>	débit massique	kg.s^{-1} ou kg.h^{-1}
<i>q_v</i>	débit volumique	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$ ou $\text{m}^3.\text{h}^{-1}$
<i>R</i>	facteur de déséquilibre	-
<i>R_e</i>	nombre de Reynolds	-

r	constante des gaz parfaits de l'air	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
r	humidité absolue	$\text{kg}_{\text{eau}}.\text{kg}_{\text{air sec}}^{-1}$
r	racine de polynôme	-
rpm	vitesse de rotation d'une pompe ou d'un ventilateur	tr.min^{-1}
S	surface	m^2
T	température	$^{\circ}\text{C}$ ou K
T	temps ou période	s ou h
$\bar{T}$	température moyenne	$^{\circ}\text{C}$ ou K
U	coefficient d'échange thermique	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
U	fonction de transfert perturbateur	-
US	coefficient d'échange thermique ou conductance thermique	W.K^{-1}
V	vitesse	m.s^{-1}
V	volume	m^3
$\dot{V}$	débit volumique	$\text{m}^3.\text{h}^{-1}$
x	débit massique relatif	- ou %
Y	grandeur physique dans le domaine de Laplace	-
y	grandeur physique	-
y	variation de puissance thermique relative d'un échangeur de chaleur	- ou %
Z	coefficient de résistivité hydraulique	$\text{mCE} . (\text{m}^3.\text{h}^{-1})^{-1}$
z	ouverture relative d'une vanne	- ou %
α	part relative	ou %
Δp	différence de pression	Pa ou bar ou mCE
δ	discriminant réduit	
ΔT	différence de température	$^{\circ}\text{C}$ ou K
Δt	pas de temps	s
ΔT_{LM}	différence de température logarithmique moyenne	$^{\circ}\text{C}$ ou K
ε	écart ou erreur	K ou % ou ppm ou Pa
η	rendement	- ou %
θ	température adimensionnée ou température réduite	-
Λ	coefficient de perte de charge linéique	-
λ	degré de difficulté d'une boucle de régulation	-
ν	viscosité cinématique	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
ξ	coefficient de perte de charge singulière	-
ξ	facteur d'amortissement d'une fonction de transfert du 2 ^e ordre	-
ρ	masse volumique	kg.m^{-3}
τ	constante de temps	s
Φ	flux thermique ou déperditions	W_{th}
φ	déphasage	rad
ω	pulsation	rad.s^{-1}

Indices et exposants

<i>a</i>	air
<i>a</i>	ambient ou ambiance
<i>amb</i>	ambient ou ambiance
<i>AN</i>	air neuf
<i>as</i>	air soufflé
<i>AV</i>	air vicié
<i>b</i>	ballon
<i>b</i>	batterie
<i>base</i>	base/référence de la température extérieure
<i>bât</i>	bâtiment
<i>batt</i>	batterie
<i>BC</i>	boucle critique
<i>bc</i>	batterie chaude
<i>BF</i>	boucle fermée
<i>bf</i>	batterie froide
<i>BO</i>	boucle ouverte
<i>c</i>	chaud
<i>c</i>	correcteur/régulateur
<i>CI</i>	condition initiale
<i>CO₂</i>	dioxyde de carbone
<i>cond</i>	condensation
<i>cr</i>	critique
<i>D</i>	action dérivée
<i>d</i>	dérivation
<i>d</i>	déshumidification
<i>dc</i>	data center
<i>désh</i>	déshumidificateur
<i>diff</i>	différentiel
<i>e</i>	eau
<i>e</i>	entrée
<i>e</i>	extérieur
<i>é</i>	émetteur
<i>éch</i>	échangeur
<i>eg</i>	eau glycolée
<i>él</i>	électrique
<i>ém</i>	émetteur
<i>ext</i>	extérieur

<i>f</i>	froid
<i>g</i>	générateur
<i>h</i>	horizontal
<i>h</i>	humidificateur
<i>h</i>	hydraulique
<i>hx</i>	échangeur de chaleur (<i>Heat eXchanger</i>)
<i>hyd</i>	hydraulique
<i>I</i>	action intégrale
<i>I</i>	inflexion
<i>i</i>	intégration
<i>i</i>	intérieur
<i>in</i>	entrant
<i>int</i>	intérieur
<i>is</i>	intérieur stationnaire
<i>L</i>	local
<i>lat</i>	latent
<i>lim</i>	limite
<i>lin</i>	linéaire
<i>max</i>	maximum
<i>méca</i>	mécanique
<i>min</i>	minimum
<i>n</i>	naturel
<i>nc</i>	non chauffage
<i>NCl₃</i>	trichloramine
<i>nom</i>	nominal
<i>out</i>	sortant
<i>P</i>	action proportionnelle
<i>p</i>	paroi
<i>p</i>	perturbateur
<i>p</i>	plancher chauffant
<i>p</i>	plâtre
<i>p</i>	pompe
<i>p</i>	proportionnel
<i>pc</i>	plancher chauffant
<i>pc</i>	pression constante
<i>prim</i>	primaire
<i>PV</i>	<i>Process Value</i> (valeur mesurée instantanée)
<i>pv</i>	pression variable
<i>r</i>	radiateur

<i>r</i>	réglant
<i>r</i>	réseau à débit variable
<i>r</i>	retour
<i>r</i>	rosée
<i>rad</i>	radiateur
<i>réf</i>	référence
<i>s</i>	capteur (<i>sensor</i>)
<i>s</i>	sortie
<i>s</i>	statique
<i>sec</i>	secondaire
<i>sol</i>	solaire
<i>SP</i>	<i>Set Point</i> (consigne)
<i>sécu</i>	sécurité
<i>STD</i>	simulation thermique dynamique
<i>supp</i>	supplémentaire
<i>t</i>	tour de refroidissement
<i>t</i>	tube
<i>tank</i>	tank
<i>v</i>	vanne
<i>v</i>	vapeur
<i>v</i>	vertical
<i>vc</i>	vitesse constante
<i>vc</i>	voie commune
<i>vent</i>	ventilateur
<i>w</i>	eau (<i>water</i>)
100	vanne 100 % ouverte
0	pompe

Partie I

Formulaire et bases théoriques

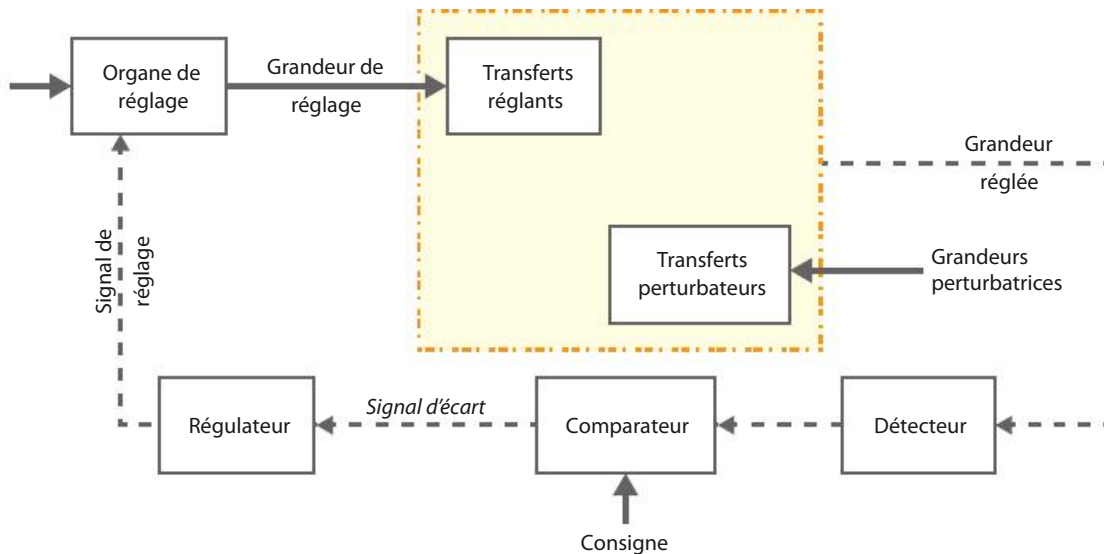
CHAPITRE 1

Les boucles de régulation

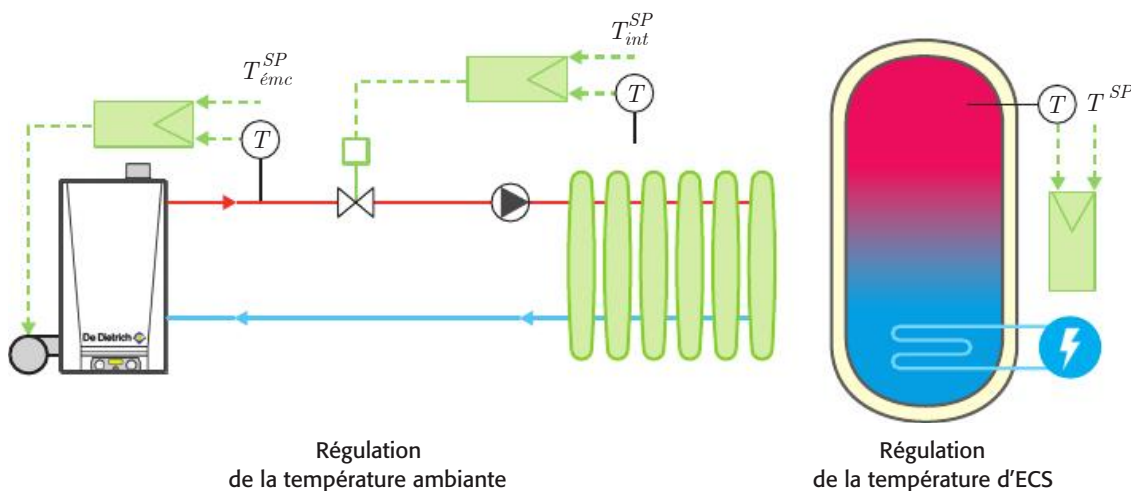
Il existe deux principes de base pour réaliser une boucle de régulation : les boucles fermées et les boucles ouvertes.

1.1 Boucle de régulation fermée

La boucle fermée consiste à mesurer la grandeur réglée (la température ambiante par exemple) et à agir sur le transfert réglant (le flux de chauffage par exemple) pour conserver la grandeur à la consigne. Cette régulation est dite en boucle fermée. Elle tient naturellement compte des effets des perturbations sur la grandeur réglée (les conditions météorologiques et les apports internes par exemple).



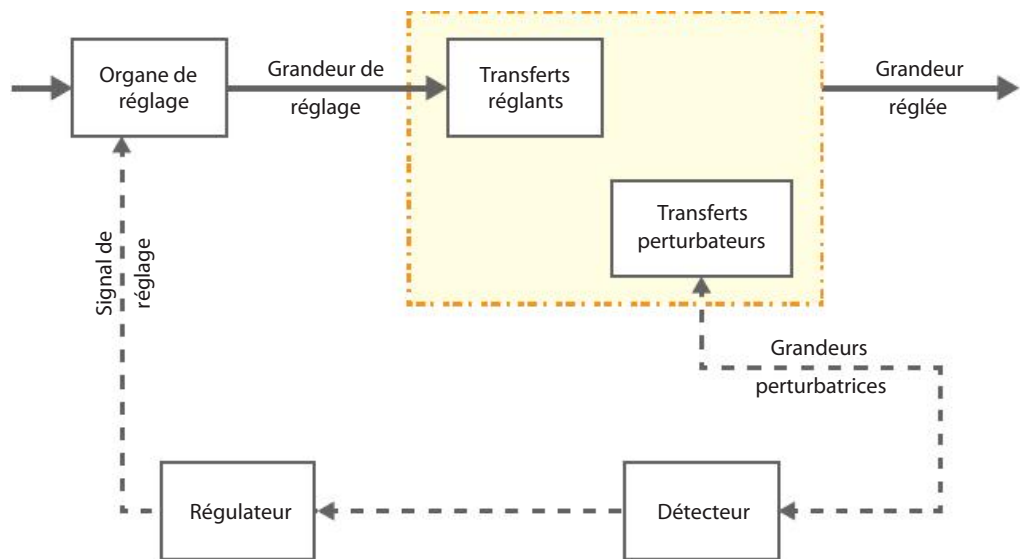
Exemples



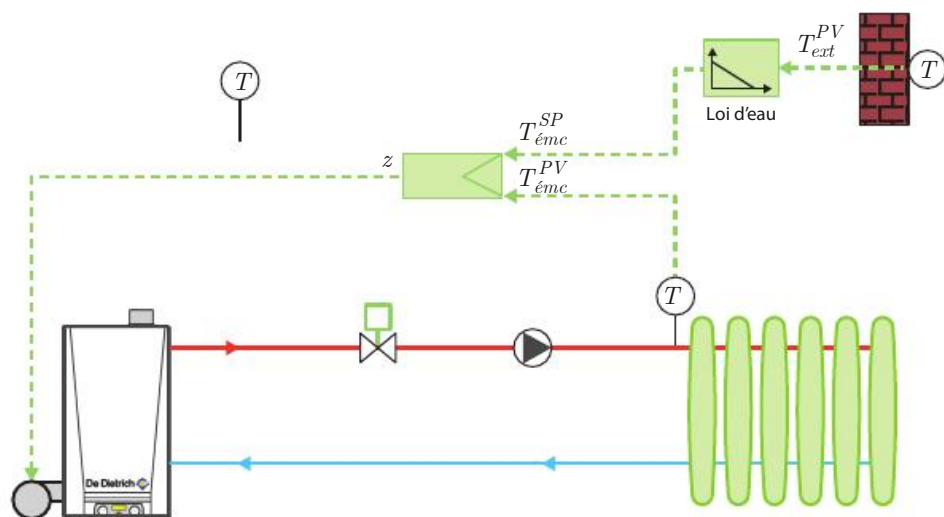
1.2 Boucle de régulation ouverte

La boucle ouverte consiste à mesurer la ou les perturbations et à agir sur une grandeur de réglage en fonction d'elles. La grandeur réglée n'y est pas mesurée mais la perturbation l'est. Le transfert réglant (flux de chauffage par exemple) est calculé en conséquence selon un modèle qui caractérise l'influence de la perturbation sur la grandeur réglée (une loi d'eau par exemple).

Ce principe est couramment utilisé en chauffage pour la régulation globale du chauffage d'un bâtiment ou d'une de ses zones. La puissance de chauffage est alors réglée en fonction de la température extérieure.



Exemple



Régulation centrale en fonction de la température extérieure

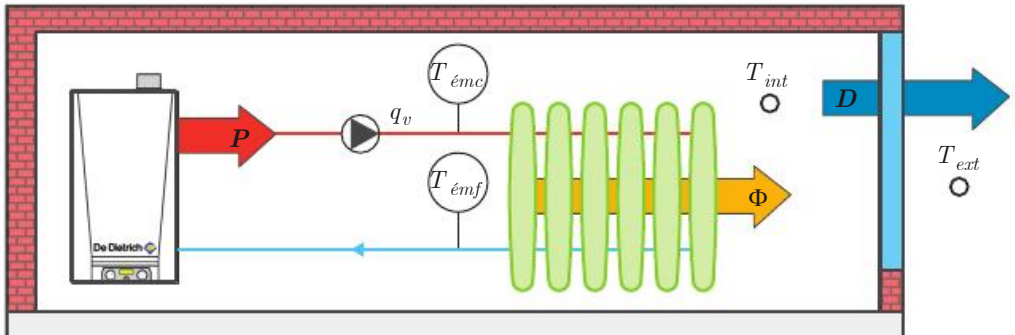
CHAPITRE 2

Loi d'eau

La loi d'eau est une stratégie de régulation consistant à ajuster la température d'un fluide caloporteur dans un réseau (eau de chauffage le plus souvent) en fonction de la rigueur climatique (température extérieure). Ce type de régulation en boucle ouverte permet de réaliser une régulation de base.

En supposant un comportement thermique quasi statique, la puissance de chauffage Φ d'un bâtiment va correspondre aux déperditions thermiques qui dépendent du bâti (coefficient d'échange global $US_{bât}$) et de la différence de température intérieure/extérieure $T_{int} - T_{ext}$. Cette puissance de chauffage s'exprime également d'un point de vue de l'émetteur grâce à l'équation classique de transport (régime de température $T_{émc}/T_{émf}$) et grâce à son coefficient d'échange $US_{ém}$, son exposant n et sa température moyenne logarithmique ΔT_{LM} tels que (cf. chapitre 3) :

$$\begin{aligned}\Phi = D = P &= US_{bât} (T_{int} - T_{ext}) = \rho c_p q_v (T_{émc} - T_{émf}) \\ &= US_{ém} \Delta T_{LM}^n \approx US_{ém} \left(\frac{T_{émc} + T_{émf}}{2} - T_{int} \right)^n\end{aligned}$$



Si $n = 1$ (émetteur linéaire tel qu'un plancher chauffant) :

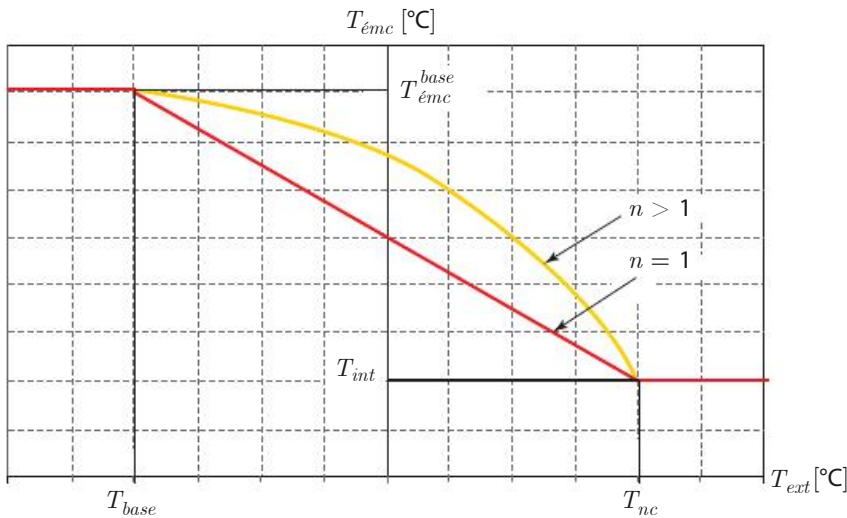
$$T_{émf} = \frac{US_{ém} T_{int} + T_{émc} \left(\rho c_p q_v - \frac{US_{ém}}{2} \right)}{\frac{US_{ém}}{2} + \rho c_p q_v}$$

$$\rightarrow T_{émc} = \frac{US_{bât}}{\rho c_p q_v} (T_{int} - T_{ext}) + \frac{US_{ém} T_{int} + T_{émc} \left(\rho c_p q_v - \frac{US_{ém}}{2} \right)}{\frac{US_{ém}}{2} + \rho c_p q_v}$$

Au final :

$$T_{émc} = a T_{ext} + (1 - a) T_{int} \quad \text{avec} \quad a = - \frac{\frac{US_{bât}}{\rho c_p q_v}}{\frac{2US_{ém}}{2\rho c_p q_v + US_{ém}}} = \frac{T_{émc}^{base} - T_{int}}{T_{base} - T_{nc}}$$

On donne sur la figure suivante l'allure des lois d'eau conventionnelles.



⚠ La température T_{ext} utilisée correspond en pratique à la température moyenne glissante sur les dernières vingt-quatre heures.

1. La température de base T_{base} correspond à la **température de dimensionnement** pour le chauffage (ou la climatisation) définie dans la réglementation (RE2020). Par exemple, pour Strasbourg en zone H1b, la température de base est de - 15 °C.
2. La température T_{nc} correspond à la température de non chauffage. En pratique, elle est fixée à **18 °C**, en considérant que les apports gratuits (principalement internes et solaires) contribuent à chauffer l'ambiance de 2 °C en moyenne. C'est cette base qui est notamment utilisée pour les **DJU** (U = unifié et correspond à une température de calcul de 18 °C). Pour les logements récents de type BBC, ces mêmes apports gratuits contribuent à chauffer davantage une ambiance de 3 à 6 °C en pratique. La température de non-chauffage correspondrait alors à 17, voire 14 °C.

3. La température $T_{émc}^{base}$ correspond au régime de température choisi en lien avec le type d'émetteur choisi. Par exemple, si on choisit un radiateur haute température, le régime de température de dimensionnement pourra être $T_{émc}^{base} / T_{émf}^{base} = 80 / 60 \text{ °C}$. Pour un plancher chauffant offrant une plus grande surface d'échange, le régime pourra être : $T_{émc}^{base} / T_{émf}^{base} = 40 / 35 \text{ °C}$.
4. T_{int} est la température ambiante de consigne fixée en général entre 19 et 21 °C sur toute la saison de chauffe.

⚠ La loi d'eau peut également se calculer sur la température de retour $T_{émf}$:

$$T_{émc} = \frac{T_{émf} \left(\rho c_p q_v + \frac{US_{ém}}{2} \right) - US_{ém} T_{int}}{\rho c_p q_v - \frac{US_{ém}}{2}}$$

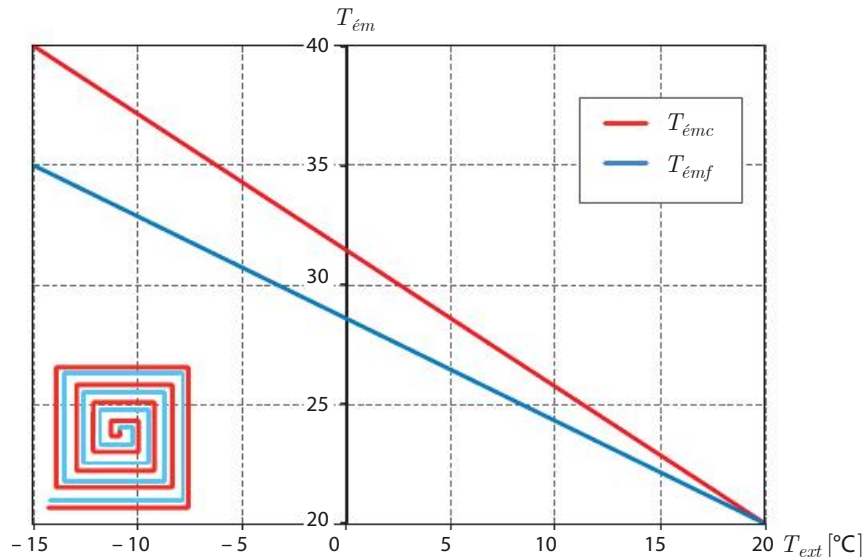
$$\rightarrow T_{émf} = \frac{T_{émf} \left(\rho c_p q_v + \frac{US_{ém}}{2} \right) - US_{ém} T_{int}}{\rho c_p q_v - \frac{US_{ém}}{2}} - \frac{US_{bât}}{\rho c_p q_v} (T_{int} - T_{ext})$$

Au final :

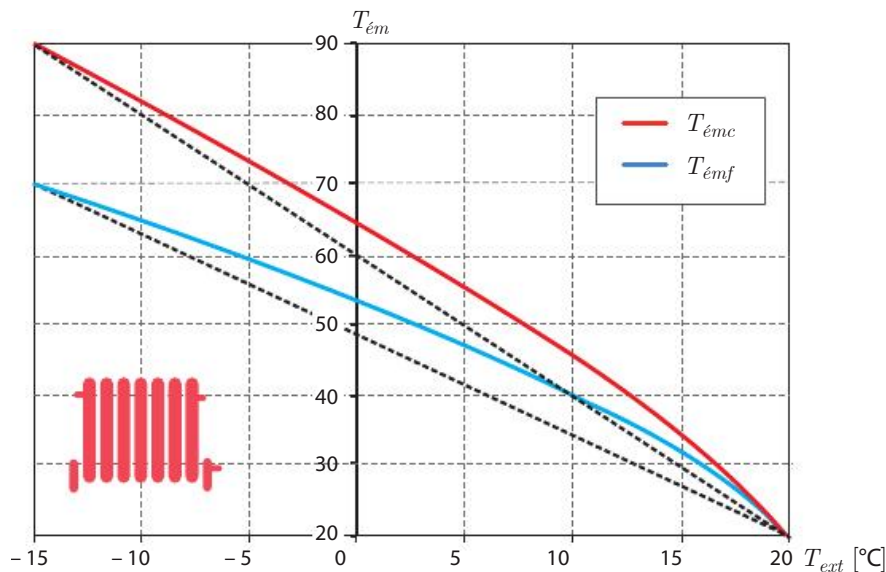
$$T_{émf} = b T_{ext} + (1 - b) T_{int} \quad \text{avec} \quad b = - \frac{\frac{US_{bât}}{\rho c_p q_v}}{\frac{2US_{ém}}{2\rho c_p q_v - US_{ém}}} = \frac{T_{émf}^{base} - T_{int}}{T_{base} - T_{nc}}$$

Sans simplifications, on obtient exactement, par exemple, pour deux types d'émetteurs (cf. exercice I.1) :

Exemple de loi d'eau sur le départ ($T_{émc}$) et sur le retour ($T_{émf}$) pour un plancher chauffant



Exemple de loi d'eau sur le départ ($T_{\dot{e}mc}$) et sur l'eau de retour ($T_{\dot{e}mf}$) pour un radiateur à haute température ($n = 1,3$)



⚠ La théorie de la loi d'eau peut :

1. être appliquée pour des applications de **climatisation** ;
2. peut être déclinée en **loi d'air ou loi de soufflage** sur une température de soufflage, ou en **loi de pression** sur des applications de variation de vitesse (cf. chapitre 6).

Exemple d'une loi d'air :

Déperditions = Flux d'air chaud

$$US_{bât} (T_{int} - T_{ext}) = \rho c_p q_v (T_{as} - T_{int})$$

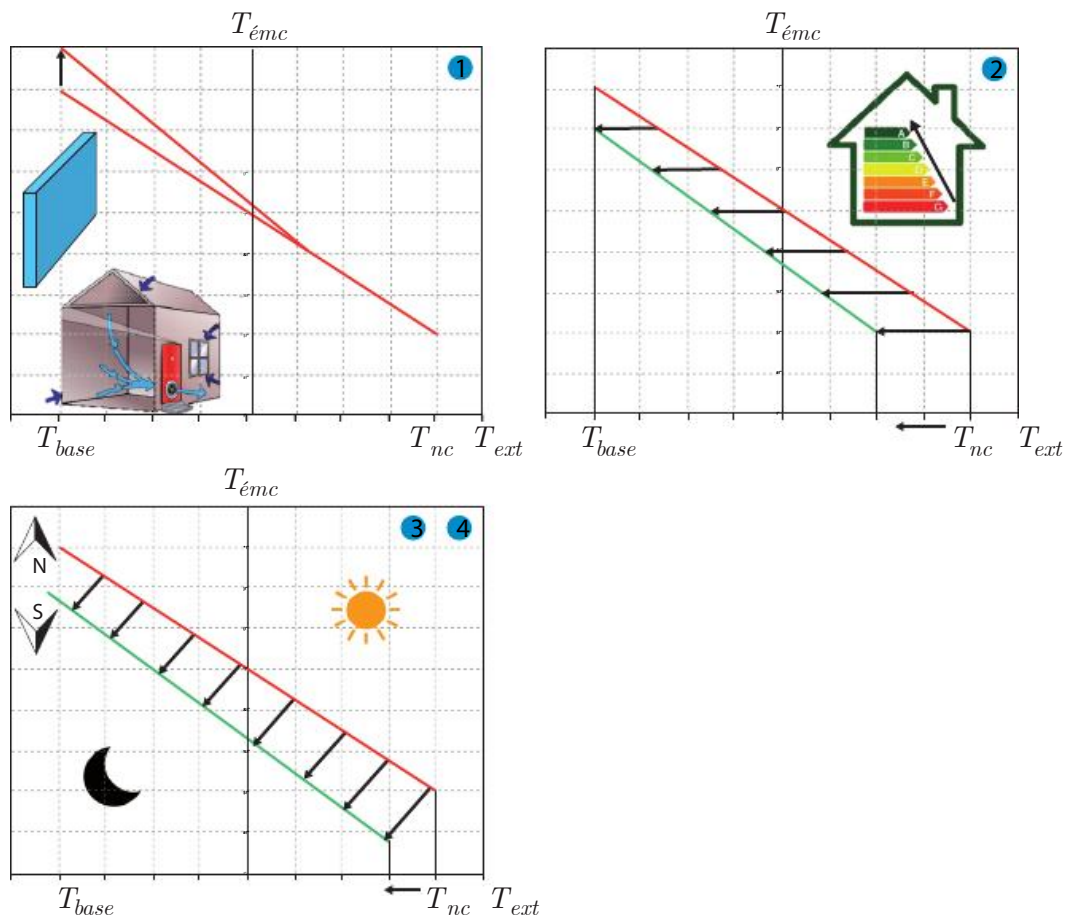
$$T_{as} = -\frac{US_{bât}}{\rho c_p q_v} T_{ext} + \left(1 + \frac{US_{bât}}{\rho c_p q_v}\right) T_{int}$$

$$T_{as} = a T_{ext} + (1 - a) T_{int} \quad \text{avec} \quad a = -\frac{US_{bât}}{\rho c_p q_v}$$

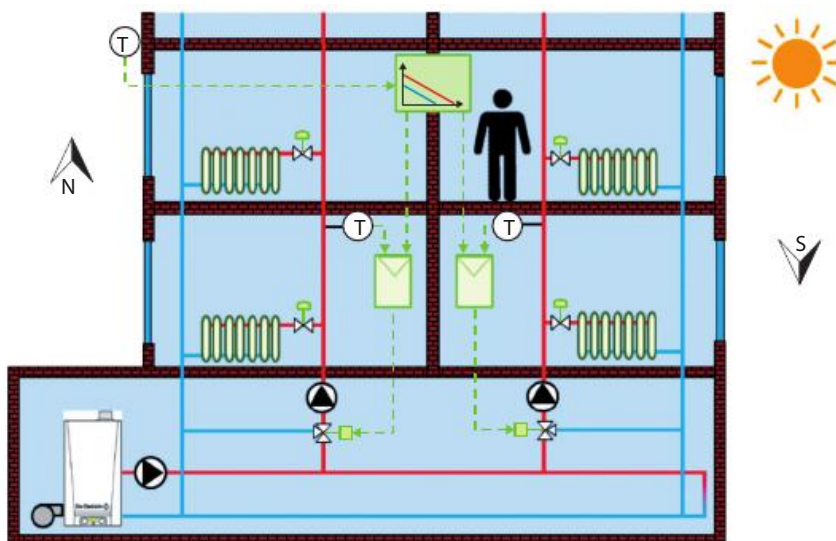
On obtient donc une **loi dite d'eau** donnant la température de consigne de l'eau au départ (ou au retour) du système de production de chaleur ou de froid (chaudière, PAC, système solaire, etc.). La loi d'eau peut être adaptée pour plusieurs raisons :

1. Utilisation de **pentés différentes** (prise en compte d'infiltrations plus importantes par grand froid, prise en compte d'effets de paroi froide, etc.) ;
2. **Décalage** de la courbe de chauffe pour des bâtiments performants (décalage de la température de non-chauffage en raison d'une meilleure valorisation des apports gratuits : apports internes et solaires) ;

3. **Différenciation** des lois d'eau selon l'orientation des locaux : un local vitré exposé au sud aura une loi d'eau inférieure à un local vitré exposé au nord nécessitant une plus grande puissance de chauffage à température extérieure égale (cf. figures ci-après).
4. **Différenciation** des lois d'eau selon la période : durant la nuit on pourra appliquer un réduit qui viendra abaisser la loi d'eau pour correspondre à des consignes qui seront plus basses. Cela permet également en général d'optimiser les rendements de production (PAC air, chaudière gaz à condensation).



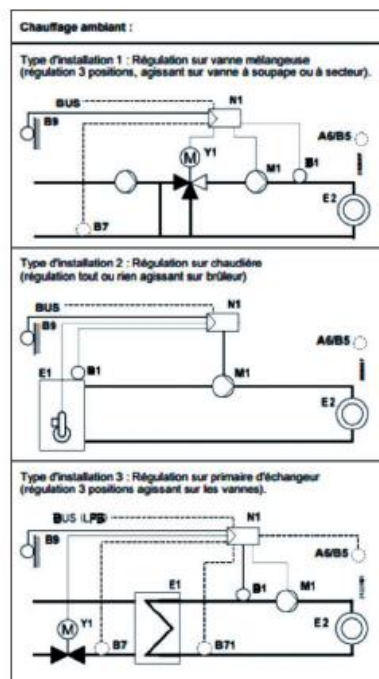
Exemple : régulation centrale en fonction de la température extérieure selon deux lois d'eau différenciées



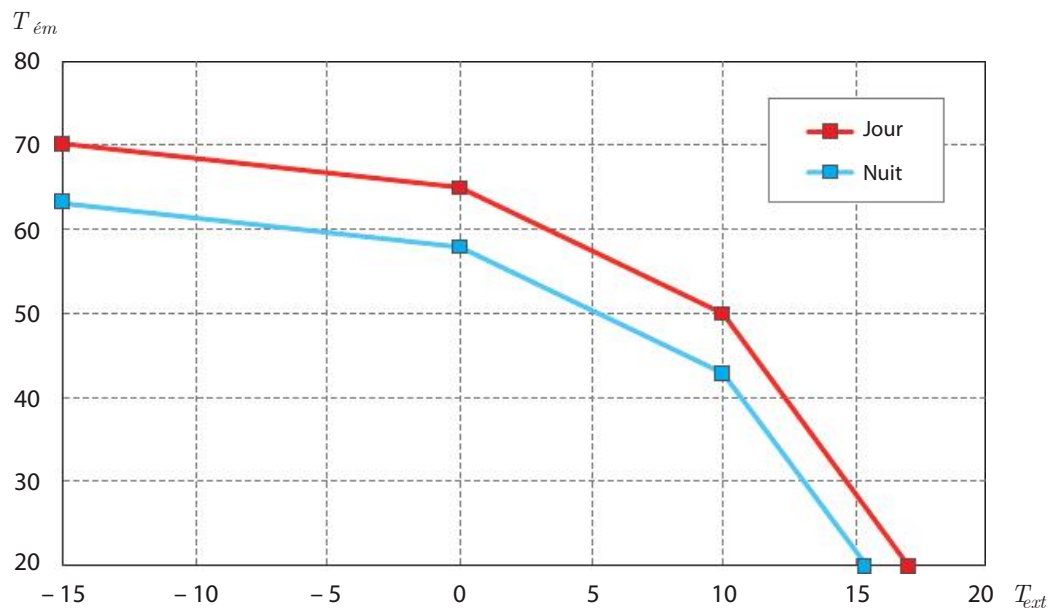
Exemple de régulateur de chauffage à loi d'eau intégrée : RVL479 de SIEMENS



Loi d'eau analogique modifiable en façade



Exemple de lois d'eau dites en 4 points utilisées par un exploitant différenciant des courbes pour le jour et pour la nuit



CHAPITRE 3

Rappels sur les échangeurs de chaleur

On envisage ici uniquement les échangeurs entre deux fluides séparés par une paroi, l'échangeur présente une perte de chaleur négligeable avec l'extérieur, le régime est stationnaire, le coefficient de transmission thermique global U est supposé constant tout le long de l'échangeur.

Il existe deux méthodes de calcul :

1. La méthode dite **DTLM** (en réalité moyenne logarithmique des différences de température) qui peut s'employer lorsque l'on connaît les débits des deux fluides et trois températures parmi les quatre ou encore les quatre températures et le débit d'un des fluides. On en déduit alors le coefficient US et donc la surface d'échange S , le coefficient U étant évalué à partir de formules de convection ou estimé en fonction de la connaissance d'échangeurs du même type.
2. La méthode **NUT** (nombre d'unités de transfert) que l'on emploie lorsque le coefficient US est donné (c'est-à-dire si l'échangeur est connu) et que l'on recherche deux températures parmi les quatre (en général les températures de sortie).

3.1 Hypothèses et définitions

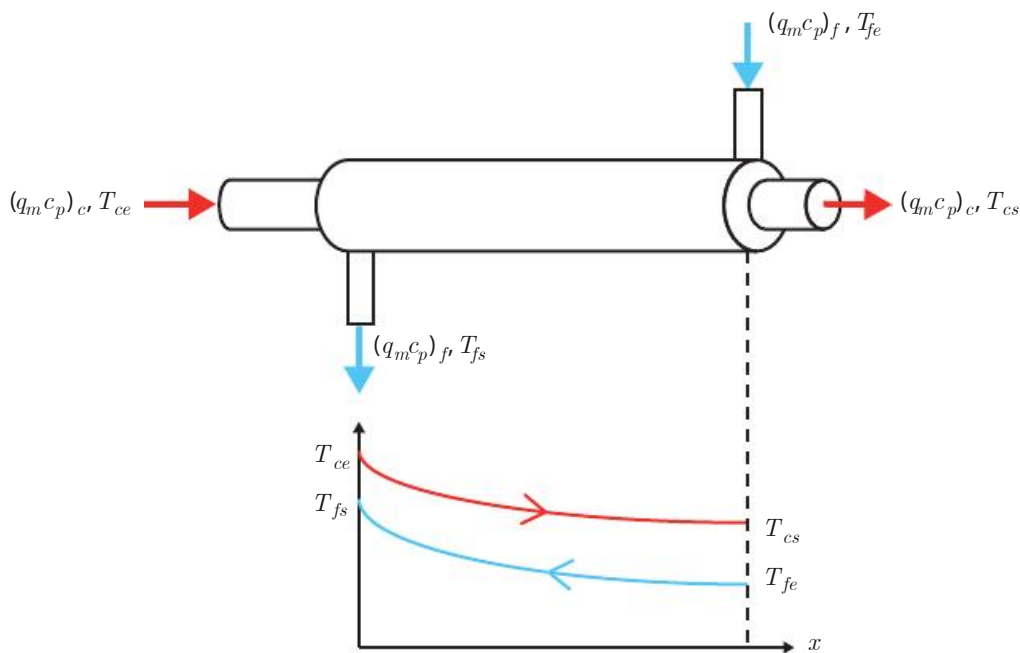
Soit les notations suivantes :

- le flux de chaleur échangé en W_{th} : Φ ;
- le coefficient d'échange d'un échangeur en $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$: U ;
- la surface d'échange en m^2 : S .

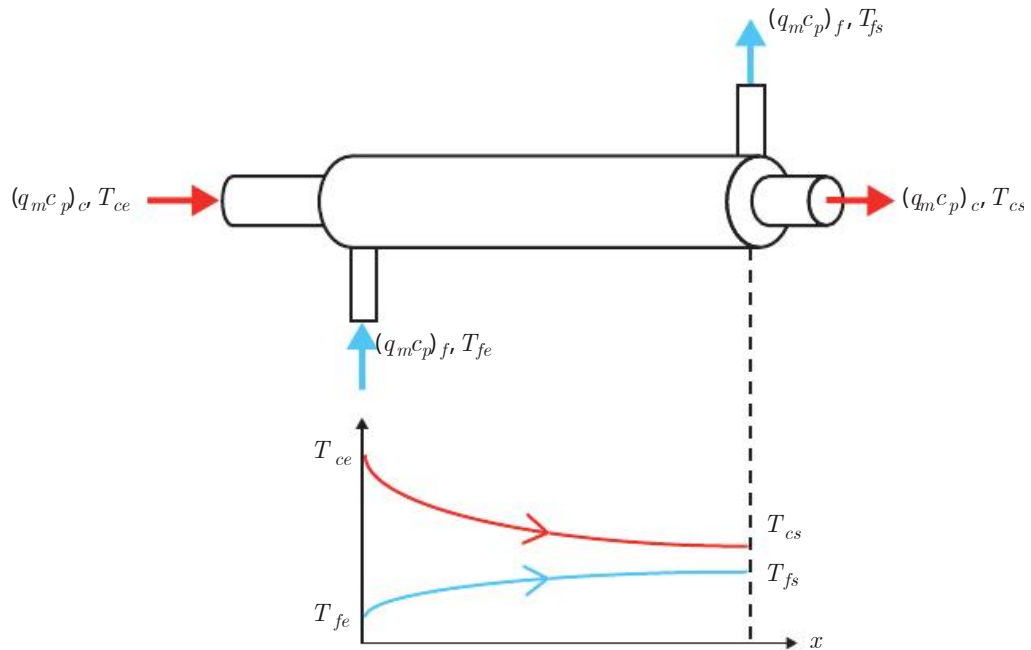
En référence aux deux figures suivantes, on définit :

- le débit thermique côté chaud : $(q_m c_p)_c$ en W.K^{-1} ;
- le débit thermique côté froid : $(q_m c_p)_f$ en W.K^{-1} ;
- le débit thermique maximum : $(q_m c_p)_{\max}$ en W.K^{-1} ;
- le débit thermique minimum : $(q_m c_p)_{\min}$ en W.K^{-1} ;
- la température du fluide à l'entrée du côté chaud : T_{ce} en $^{\circ}\text{C}$;
- la température du fluide à la sortie du côté chaud : T_{cs} en $^{\circ}\text{C}$;
- la température du fluide à l'entrée du côté froid : T_{fe} en $^{\circ}\text{C}$;
- la température du fluide à la sortie du côté froid : T_{fs} en $^{\circ}\text{C}$.

Configuration à contre-courant



Configuration à co-courant



3.2 Méthode du DTLM

On définit la **moyenne logarithmique des différences de températures (DTLM)** dans le cas d'un échangeur à contre-courant puis dans le cas d'un échangeur à co-courant :

	Contre-courant	Co-courant
ΔT_{LM}	$\frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right)}$	$\frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}} \right)}$

Ensuite, le flux d'un échangeur de chaleur se calcule selon la formule suivante :

$$\Phi = US \Delta T_{LM}^n \left(= (q_m c_p)_f (T_{fs} - T_{fe}) = (q_m c_p)_c (T_{ce} - T_{cs}) \right)$$

n est un coefficient qui vient corriger le fait que le coefficient d'échange US ne peut pas être considéré comme constant pour certains échangeurs dits non linéaires. Ce sera surtout le cas pour des échangeurs eau/air où le coefficient d'échange convectif côté air sera très dépendant des vitesses (convection forcée sur un ventilateur convecteur) ou des températures de l'émetteur (convection naturelle pour un radiateur) : $U = U(\Delta T_{LM})$. Il concerne principalement les échangeurs statiques air/eau. Une modélisation *via* un exposant n correcteur sur la DTLM à coefficient US constant régit de manière satisfaisante la puissance d'un échangeur avec $1 < n < 1,4$.

L'efficacité E d'un échangeur est définie comme le rapport entre le flux réellement échangé et le flux maximum qui serait échangé si l'échangeur était infiniment long, soit :

$$E = \frac{\Phi_{réel}}{(q_m c_p)_{min} (T_{ce} - T_{fe})}$$

Les efficacités chaudes et froides se calculent selon les formules suivantes :

$$E_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

$$E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

3.3 Méthode du NUT

Le nombre d'unités de transfert est défini par :

$$NUT = \frac{US}{(q_m c_p)_{min}}$$

Le facteur de déséquilibre est défini par :

$$R = \frac{(q_m c_p)_{min}}{(q_m c_p)_{max}}$$

Le flux de chaleur échangé se calcule par la formule :

$$\Phi = E (q_m c_p)_{min} (T_{ce} - T_{fe})$$

Pour chaque type d'échangeur, l'efficacité E est donnée en fonction du facteur de déséquilibre R et du nombre d'unités de transfert NUT par une formule :

$$E = f(NUT, R)$$

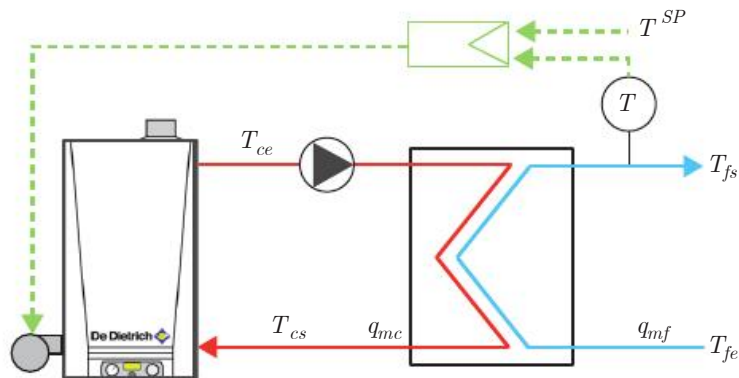
Les formules donnant l'efficacité selon le type d'échangeur peuvent être facilement trouvées dans la littérature [1].

Comportement des échangeurs dans une boucle de régulation

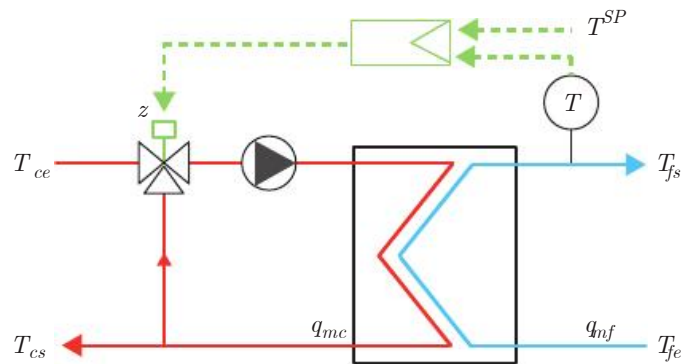
4.1 Réglage de puissance thermique d'un échangeur

Trois solutions de régulation progressive d'un échangeur sont utilisées :

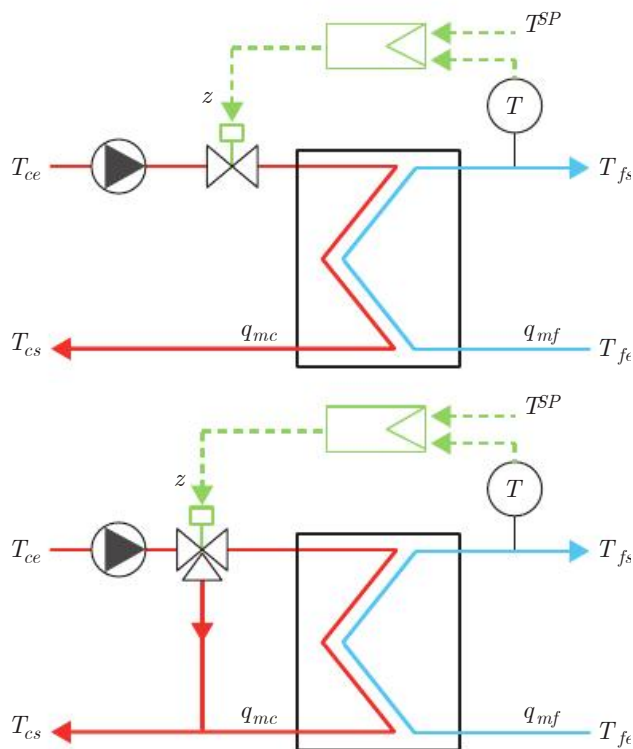
1. Réglage par **variation de température** au moyen d'une variation de puissance du système de production ;



2. Réglage par **variation de température** au moyen d'un mélange ;



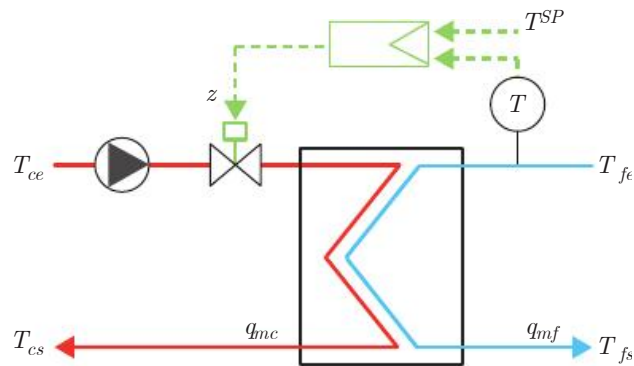
3. Réglage par **variation de débit** au moyen d'une vanne deux voies ou d'une vanne trois voies.



4.2 Réglage de puissance thermique par variation de débit

4.2.1 Échangeur à co-courant

On prend l'exemple d'un échangeur à co-courant dont le débit au primaire est variable grâce au laminage d'une vanne deux voies :



Hypothèses

T_{ce} , T_{fe} , q_{mf} et US sont des constantes.

Variables réduites

$$x = \frac{q_{mc}}{q_{mc}^{max}} \quad \text{et} \quad y = \frac{P}{P_{max}}$$

Notations

$$\Delta T_c(x) = T_{ce} - T_{cs}(x); \quad \Delta T_f(x) = T_{fs}(x) - T_{fe}; \quad \Delta T_{ee} = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\Delta T_c^{max} = \Delta T_c(1) = T_{ce} - T_{cs}^{max}$$

$$\Delta T_f^{max} = \Delta T_f(1) = T_{fs}^{max} - T_{fe}$$

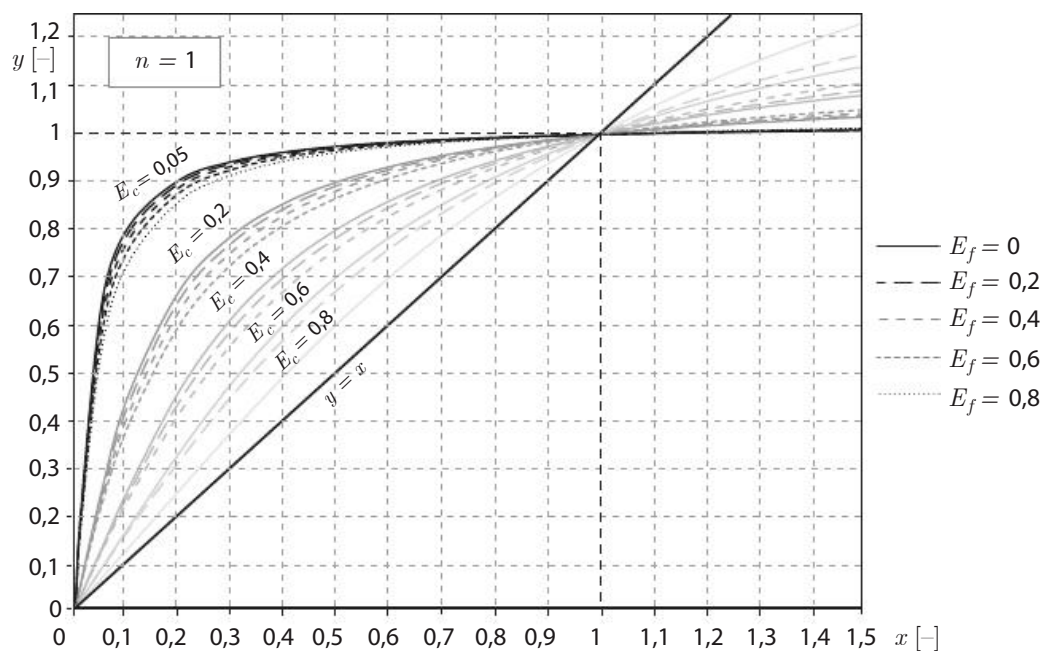
$$E_c = \frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}} \quad \text{et} \quad E_f = \frac{\Delta T_f^{max}}{\Delta T_{ee}}$$

$$\rightarrow y^{\frac{1}{n}-1} \ln \left(1 - y \left(\frac{E_c}{x} + E_f \right) \right) = \frac{\left(\frac{E_c}{x} + E_f \right)}{E_c + E_f} \ln(1 - (E_c + E_f)) \quad (\text{cf. Problème 1.5})$$

$\rightarrow$ si $n = 1$:

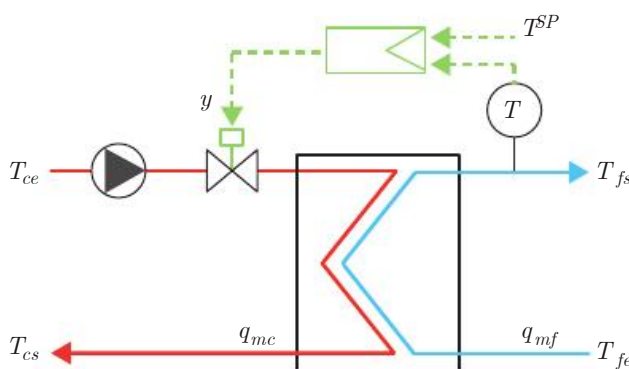
$$y = \frac{1 - \exp \left(\frac{\ln(1 - (E_c + E_f)) \left(\frac{E_c}{x} + E_f \right)}{E_c + E_f} \right)}{\frac{E_c}{x} + E_f}$$

La variation de puissance avec le débit est donc **non linéaire**. La courbe représentative est **concave** de type exponentiel. Il est à noter qu'une hausse du débit nominal de **0 à 50 %** n'entraîne une hausse de la puissance thermique échangée que de l'ordre de **0 à 25 %**. Enfin, pour des émetteurs de chaleur classiques, cette hausse n'est que de **0 à 15 %** (cf. graphiques ci-après).



4.2.2 Échangeur à contre-courant

On prend l'exemple d'un échangeur à contre-courant dont le débit au primaire est variable grâce au laminage d'une vanne deux voies :



Hypothèses

T_{ce} , T_{fe} , q_{mf} et US sont des constantes.

Variables réduites

$$x = \frac{q_{mc}}{q_{mc}^{max}} \quad \text{et} \quad y = \frac{P}{P_{max}}$$

Notations

$$\Delta T_c(x) = T_{ce} - T_{cs}(x); \quad \Delta T_f(x) = T_{fs}(x) - T_{fe}; \quad \Delta T_{ee} = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\Delta T_c^{max} = \Delta T_c(1) = T_{ce} - T_{cs}^{max}$$

$$\Delta T_{fs}^{max} = \Delta T_f(1) = T_{fs}^{max} - T_{fe}$$

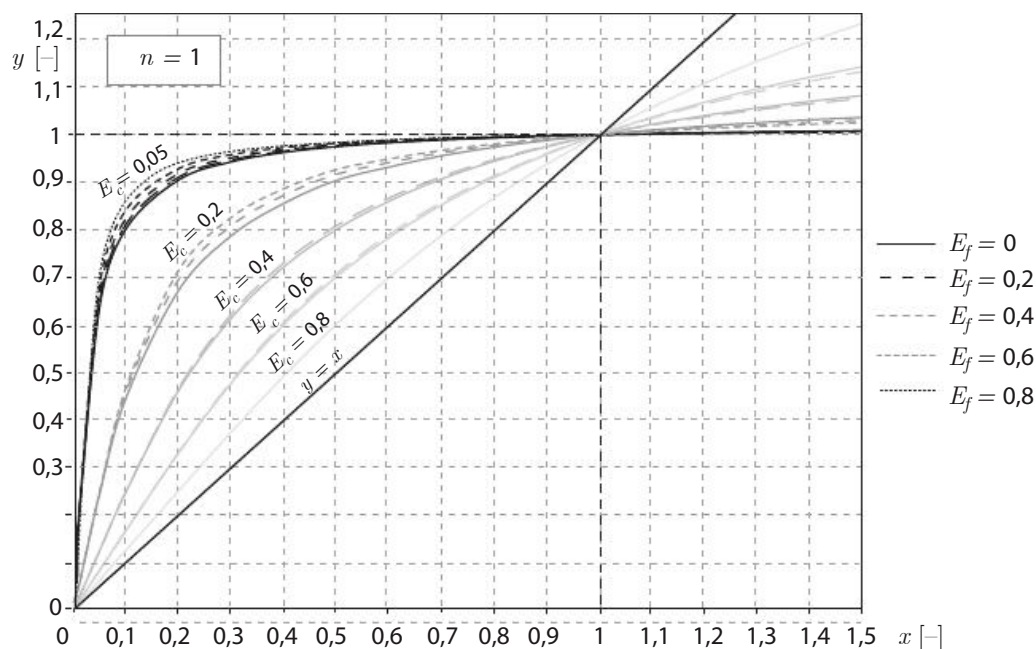
$$E_c = \frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}} \quad \text{et} \quad E_f = \frac{\Delta T_{fs}^{max}}{\Delta T_{ee}}$$

$$\rightarrow y^{n-1} \ln \left(\frac{1 - yE_f}{1 - y \frac{E_c}{x}} \right) = \frac{\left(\frac{E_c}{x} - E_f \right)}{E_c - E_f} \ln \left(\frac{1 - E_f}{1 - E_c} \right) \quad (\text{cf. Problème 1.6})$$

→ si $n = 1$:

$$y = \frac{1 - \exp \left(\frac{\left(\frac{E_c}{x} - E_f \right)}{E_c - E_f} \ln \left(\frac{1 - E_f}{1 - E_c} \right) \right)}{E_f - \frac{E_c}{x} \exp \left(\frac{\left(\frac{E_c}{x} - E_f \right)}{E_c - E_f} \ln \left(\frac{1 - E_f}{1 - E_c} \right) \right)}$$

La variation de puissance avec le débit est donc **non linéaire**. La courbe représentative est **concave** de type exponentiel. Il est à noter qu'une hausse du débit nominal de **0 à 50 %** n'entraîne une hausse de la puissance thermique échangée que de l'ordre de **0 à 25 %**. Enfin, pour des émetteurs de chaleur classiques, cette hausse n'est que de **0 à 15 %** (cf. graphiques ci-après).



Par rapport à l'échangeur à co-courant, on peut constater un moindre impact de l'efficacité froide et des non-linéarités (courbures) légèrement plus marquées.

4.2.3 Réglage de puissance thermique d'une batterie par variation de débit

Les batteries chaudes ou froides sont des échangeurs de chaleur couramment utilisés en génie climatique, que ce soit dans des **centrales de traitement d'air** en chaud et/ou en froid ou des **unités de climatisation** (cassettes murales ou plafonniers). Ces échangeurs impliquent un fluide dit **non brassé** confiné dans un serpentin de tubes (de l'eau ou de l'eau glycolée) autour desquels circulent de l'air (air neuf ou air recyclé) de manière non brassée (entre des ailettes) avec un écoulement croisé : on parle aussi d'**échangeurs à courants croisés** avec les deux fluides non brassés.

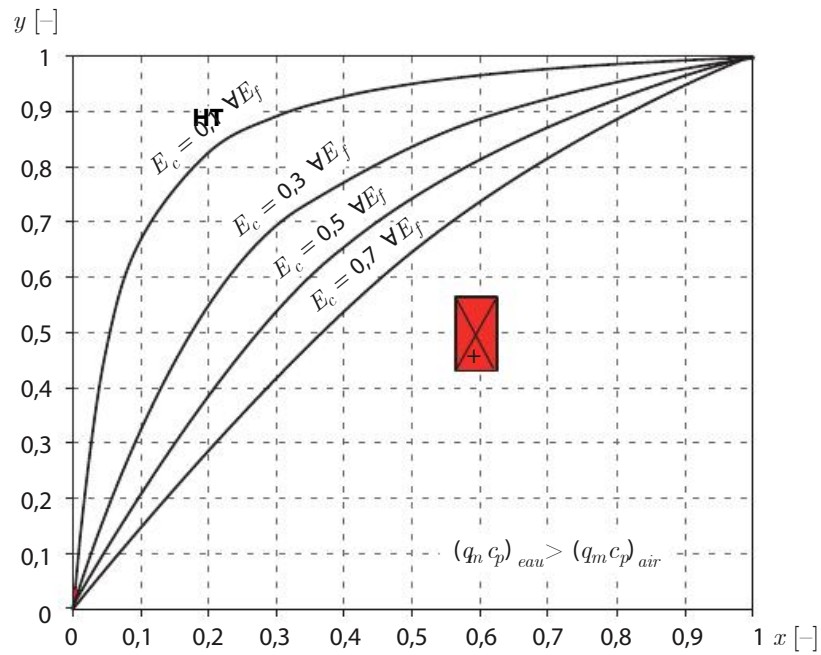


Configuration $(q_m c_p)_{air} > (q_m c_p)_{eau}$

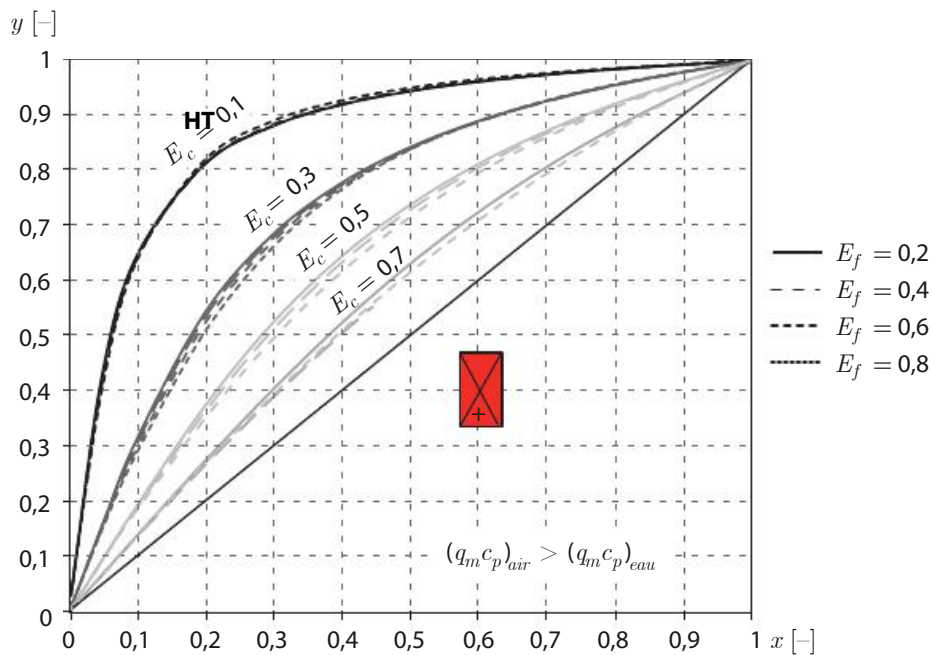
Batterie chaude (si $n = 1$) ¹	Batterie froide (si $n = 1$) ¹
$y = \frac{1 - \exp\left(\left(\left(1 + \frac{E_c}{E_f} \ln(1 - E_f)\right)^{1/x} - 1\right) \frac{x E_f}{E_c}\right)}{E_f}$	$y = \frac{1 - \exp\left(\left(\left(1 + \frac{E_f}{E_c} \ln(1 - E_c)\right)^{1/x} - 1\right) \frac{x E_c}{E_f}\right)}{E_c}$

Configuration $(q_m c_p)_{eau} > (q_m c_p)_{air}$

Batterie chaude (si $n = 1$) ¹	Batterie froide (si $n = 1$) ¹
$y = \frac{1 - \exp\left(\left(\left(1 + \frac{E_f}{E_c} \ln(1 - E_c)\right) - 1\right) \frac{E_c}{x E_f}\right)}{\frac{E_c}{x}}$	$y = \frac{1 - \exp\left(\left(\left(1 + \frac{E_c}{E_f} \ln(1 - E_f)\right) - 1\right) \frac{E_f}{x E_c}\right)}{\frac{E_f}{x}}$

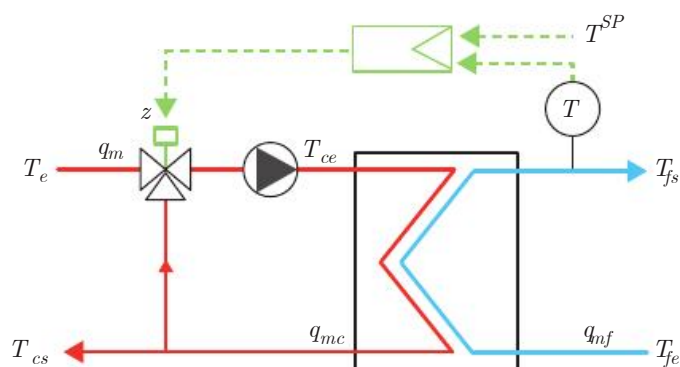


1 Les formules ci-dessus sont données pour le cas d'échangeurs où l'eau est non brassée et où l'air l'est.



4.3 Réglage de puissance thermique par variation de température

On prend l'exemple d'un échangeur linéaire ($n = 1$) quelconque (co/contre-courant ou autre) dont les débits au primaire et au secondaire sont constants (pompe en aval de la vanne trois voies) mais dont la température en entrée est mélangée avec l'eau de retour à l'aide d'une vanne trois voies.



Hypothèses

T_e , T_{fe} , q_m et US sont des constantes.

→ Les débits et le coefficient d'échange étant supposés constants ici, les efficacités chaudes et froides E_c et E_f sont donc considérées constantes (cf. théorie du NUT).

$$E = f(NUT; R) \quad \text{avec } NUT \text{ et } R \text{ constants}$$

Variables réduites

$$x = \frac{q_m}{q_m^{max}} = \frac{q_m}{q_{mc}} \quad \text{et} \quad y = \frac{P}{P_{max}}$$

Notations

$$\Delta T_c(x) = T_{ce}(x) - T_{cs}(x); \quad \Delta T_f(x) = T_{fs}(x) - T_{fe};$$

$$\Delta T_{ee} = T_{ce} - T_{fe}; \quad \Delta T_{ee}^{max} = T_e - T_{fe}$$

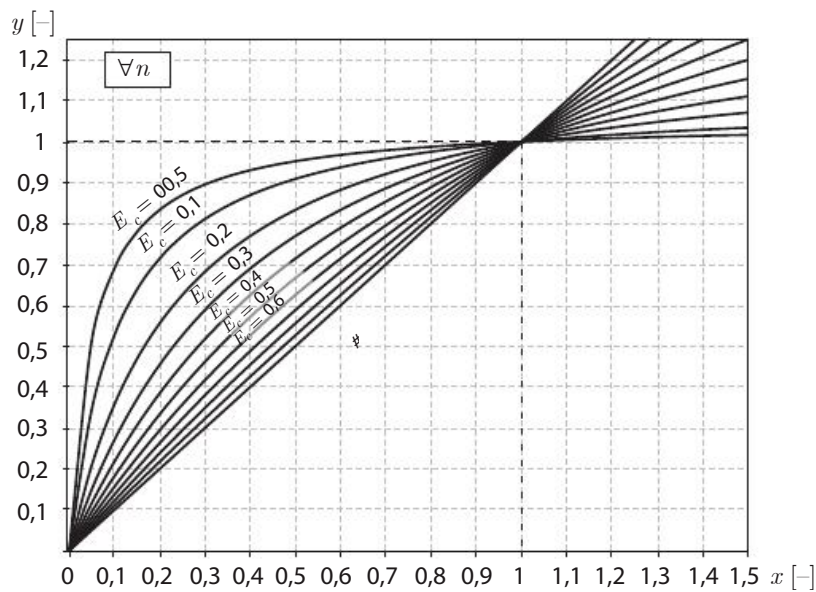
$$\Delta T_c^{max} = \Delta T_c(1) = T_e - T_{cs}^{max}$$

$$\Delta T_f^{max} = \Delta T_f(1) = T_{fs}^{max} - T_{fe}$$

$$E_c = \frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}^{max}} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{ee}} \quad \text{et} \quad E_f = \frac{\Delta T_f^{max}}{\Delta T_{ee}^{max}} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{ee}}$$

$$\rightarrow y = \frac{1}{1 + E_c \left(\frac{1}{x} - 1 \right)} \quad (\text{cf. Problème 1.4})$$

La variation de puissance en fonction de la variation du débit du by-pass est donc **non linéaire**. La courbe représentative est **concave**. Il est à noter qu'une hausse du débit nominal de **0 à 50 %** n'entraîne une hausse de la puissance thermique échangée que de l'ordre de **0 à 40 %**. Enfin, pour des émetteurs de chaleur classiques, cette hausse n'est que de **0 à 25 %** (cf. graphique ci-après).



4.4 Applications aux échangeurs de chaleur en génie climatique

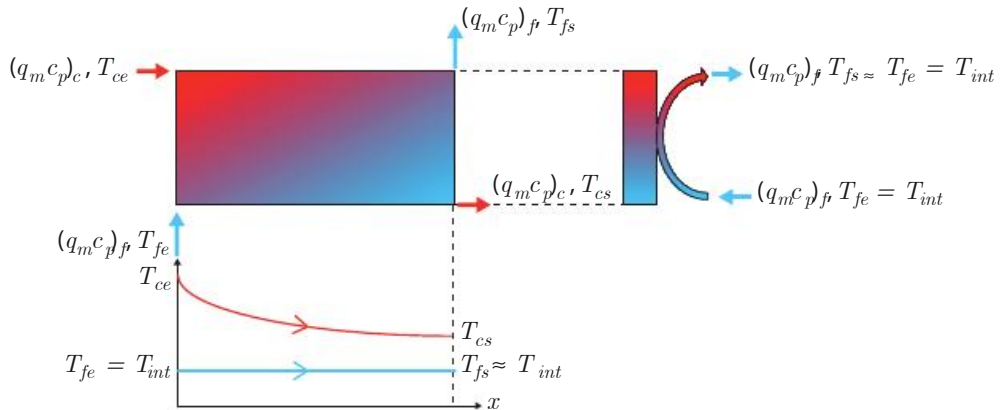
4.4.1 Émetteurs de chaleur pour le chauffage

Pour des émetteurs classiques, on peut considérer les régimes et les efficacités suivants :

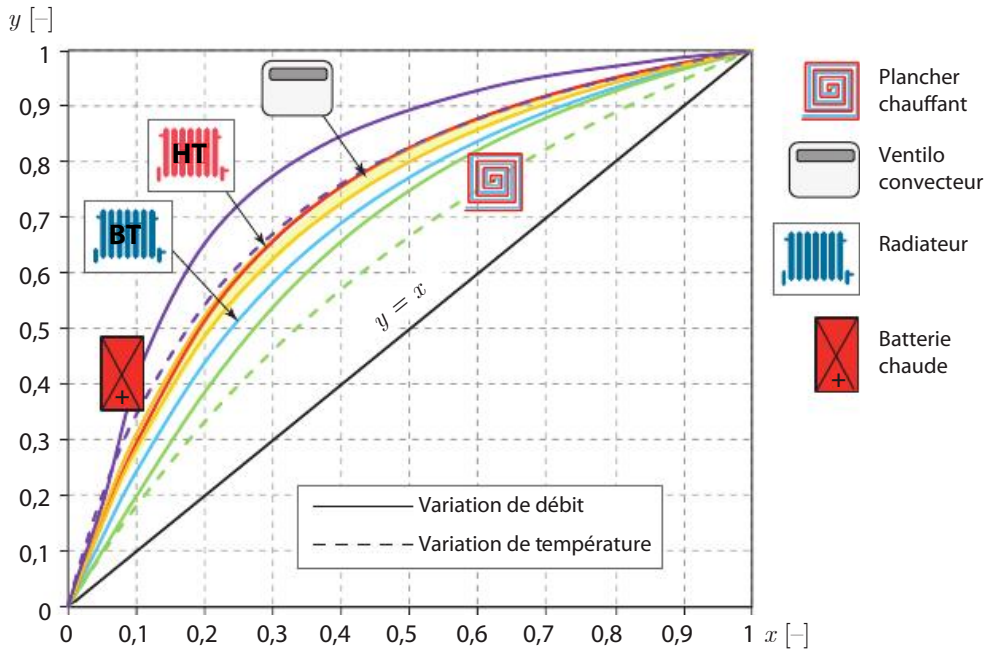
Type	Régime de température	Efficacité chaude	Efficacité froide
Radiateur mural HT ($n = 1,3$)	$T_{ce} - T_{cs} = 90 - 70 = 20 \text{ K}$ $T_{fs} = T_{fe} = T_a = 20 \text{ °C}$	$E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{20}{90 - 20} = 0,3$	$E_f = 0$
Radiateur mural BT ($n = 1,3$)	$T_{ce} - T_{cs} = 70 - 50 = 20 \text{ K}$ $T_{fs} = T_{fe} = T_a = 20 \text{ °C}$	$E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{20}{70 - 20} = 0,4$	$E_f = 0$
Convecteur ($n = 1,1$)	$T_{ce} - T_{cs} = 50 - 30 = 20 \text{ K}$ $T_{fs} = T_{fe} = T_a = 20 \text{ °C}$	$E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{10}{50 - 20} = 0,33$	$E_f = 0$
Convecteur ($n = 1,4$)	$T_{ce} - T_{cs} = 50 - 30 = 20 \text{ K}$ $T_{fs} = T_{fe} = T_a = 20 \text{ °C}$	$E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{10}{50 - 20} = 0,33$	$E_f = 0$
Plancher chauffant ($n = 1$)	$T_{ce} - T_{cs} = 30 - 25 = 5 \text{ K}$ $T_{fs} = T_{fe} = T_a = 20 \text{ °C}$	$E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{5}{30 - 20} = 0,50$	$E_f = 0$
Batterie chaude (CTA) ($n = 1$)	$T_{ce} - T_{cs} = 80 - 60 = 20 \text{ K}$ $T_{fs} - T_{fe} = 35 + 15 = 50 \text{ K}$	$E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{20}{80 + 15} = 0,21$	$E_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{50}{80 + 15} = 0,53$

⚠ Dans chaque cas, sauf pour la batterie chaude, on suppose une efficacité froide E_f nulle car on suppose que le fluide secondaire (l'air ambiant) est un thermostat à T_{int} . On suppose ainsi que le débit secondaire q_{mf} qui échange avec les parois chaudes de l'émetteur est très important et que l'air ambiant se réchauffe de manière infinitésimale. En pratique, localement, l'air se réchauffe, mais son mélange permanent avec un grand volume d'air ambiant rend cette hypothèse valide (cf. graphique ci-après).

Échangeur du type à « changement de phase »



On obtient les courbes caractéristiques $y = f(x)$ non linéaires suivantes :



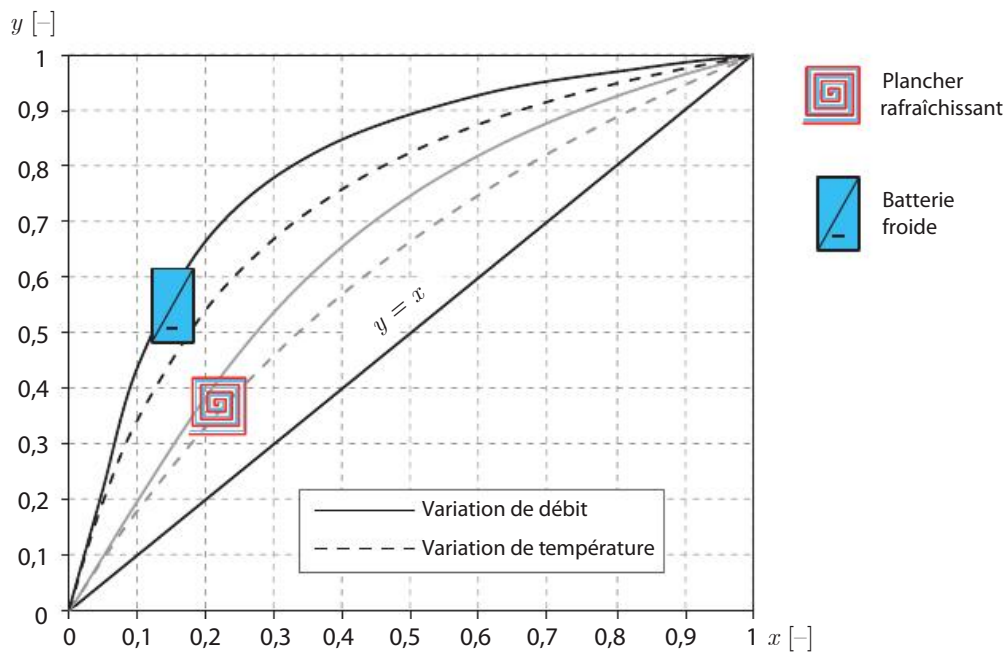
On observe que dans tous les cas usuels les évolutions sont non linéaires et que la variation de puissance par variation de température induit des non-linéarités moins prononcées à efficacité égale. On constate également une grande disparité entre les différents émetteurs de chaleur. Les batteries chaudes présentent notamment le comportement le plus concave et impliqueront un dimensionnement plus rigoureux des organes de régulation.

4.4.2 Échangeurs de chaleur en refroidissement/climatisation

Pour des applications de climatisation, on va donc faire varier le débit ou la température côté froid. Les formules démontrées plus haut s’appliquent toujours, mais les indices « c » et « f » permutent. Pour des émetteurs classiques, on peut considérer les régimes et les efficacités suivants :

Type	Régime de température	Efficacité chaude	Efficacité froide
Plancher/plafond rafraîchissant (n = 1)	$T_{ce} = T_{cs} = T_a = 25\text{ °C}$ $T_{fs} - T_{fe} = 20 - 15 = 5\text{ K}$	$E_c = 0$	$E_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{5}{25 - 15} = 0,50$
Batterie froide (CTA/clim) (n = 1)	$T_{ce} - T_{cs} = 32 - 12 = 20\text{ K}$ $T_{fs} - T_{fe} = 12 - 7 = 5\text{ K}$	$E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{20}{32 - 7} = 0,80$	$E_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{5}{32 - 7} = 0,20$

On obtient les courbes caractéristiques $y = f(x)$ non linéaires suivantes :



CHAPITRE 5

Étude des vannes de réglage

Les vannes hydrauliques de réglage doivent permettre de réguler la puissance délivrée selon une **sensibilité** souhaitée : le plus souvent **linéaire** pour éviter des phénomènes de pompage liés à un fonctionnement proche d'un tout ou rien (TOR). Or, pour ce faire, la caractéristique de la vanne doit prendre en compte le comportement hydraulique et thermique de son environnement, composé principalement d'un réseau hydraulique, d'émetteurs de chaleur et de pompes.

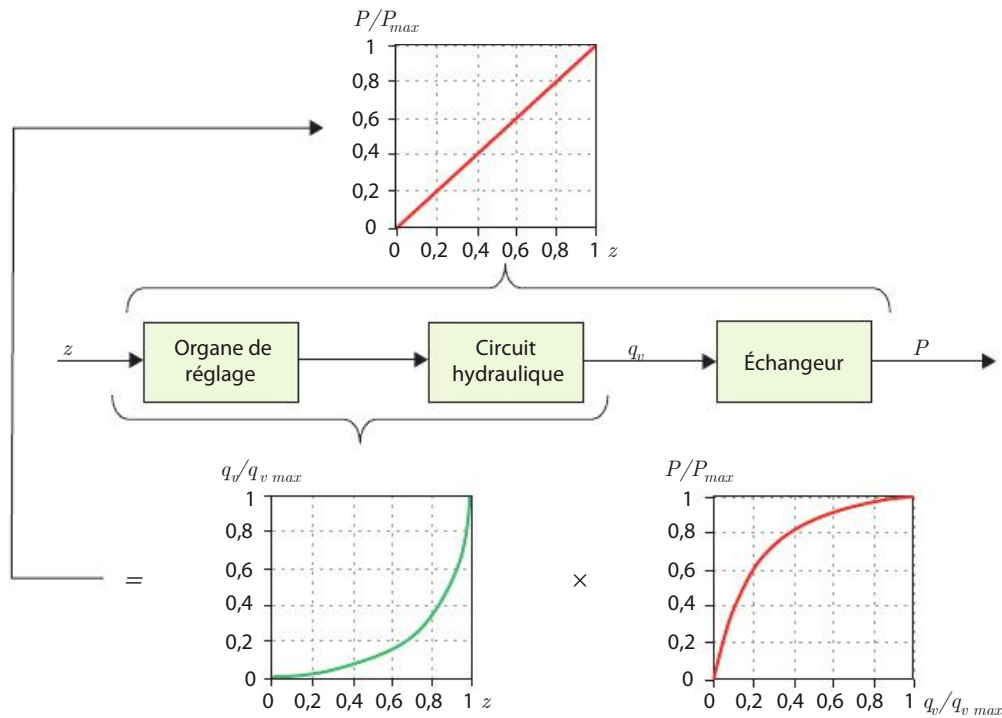
Les caractéristiques de variation de puissance d'un échangeur présentent une **concavité intrinsèque** qui dépend de l'efficacité thermique de l'échangeur (*cf.* chapitre 4). La puissance n'est pas proportionnelle au débit. Cette non-linéarité rend la régulation en boucle fermée plus difficile car le régulateur est réglé pour une sensibilité. Par exemple, aux faibles puissances, la sensibilité de l'échangeur est très forte (gradients importants). Cette non-linéarité doit être compensée par une caractéristique de forme complémentaire assurée par la vanne afin que la caractéristique globale vanne + circuit hydraulique + échangeur présente une allure proche de la bissectrice (sensibilité constante) (*cf.* graphiques ci-après) : un signal en sortie de régulateur de 50 % doit engendrer une modulation de puissance de l'échangeur de 50 %.

Le comportement d'une vanne de réglage ne dépend pas que d'elle mais aussi des autres éléments du circuit hydraulique. Deux conditions doivent être assurées :

- la vanne doit présenter une évolution de débit conforme à une **caractéristique** adaptée ;
- la vanne doit être placée dans des conditions de fonctionnement hydrauliques favorables : elle doit présenter une **autorité hydraulique suffisante**, c'est-à-dire que sa propre perte de charge doit être non négligeable par rapport à la perte de charge du réseau à débit variable (*cf.* suite du chapitre 5).

Remarque

Si la vanne est indépendante de la pression (Pressure Independent Control Valv PICV) (*cf.* § 5.14), l'autorité sera naturellement de 100 % mais il faudra alors veiller à maintenir une pression minimale aux bornes de la vanne de régulation.



5.1 Définitions et caractéristiques de vannes de régulation

5.1.1 Débits normalisés K_v et K_{vs}

Le coefficient K_v représente un débit en $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ traversant un organe soumis à une pression différentielle de **1 bar**. Il s'agit d'un débit de référence qui permet de comparer toutes les vannes entre elles. Il permet de caractériser une vanne indépendamment du circuit sur lequel elle est placée et en dehors de sa plage potentielle de fonctionnement. On note K_{vs} le K_v d'une vanne ouverte à 100 %. La relation entre le débit q_v (en $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) et la pression différentielle (ou la perte de charge) Δp_v (en bars) à travers un organe qui a une valeur donnée de K_v pour l'eau peut être considérée quadratique :

$$q_v = K_v \sqrt{\Delta p_v} \quad \text{et} \quad q_{v100} = K_{vs} \sqrt{\Delta p_{v100}}$$

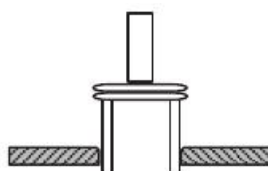
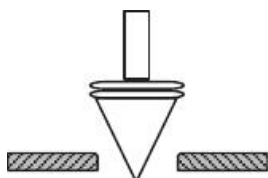
Si le fluide n'a pas une masse volumique ρ de $1\,000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, la relation devient :

$$q_v = K_v \sqrt{\frac{\Delta p_v}{d}} \quad \text{avec} \quad d = \frac{\rho_{\text{fluide}}}{\rho_{\text{eau}}}$$

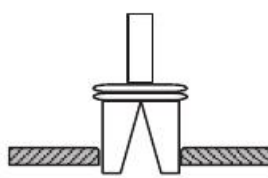
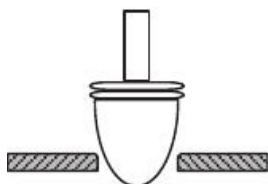
5.1.2 Caractéristiques d'une vanne de réglage

L'évolution du K_v en fonction du réglage z de la vanne (de 0 à 100 % ou de 0 à 1) constitue sa caractéristique intrinsèque. Cette caractéristique est librement ajustable selon la conception de la vanne (forme du pointeau ou autre type de géométrie). Il existe trois types principaux de caractéristiques (la typologie de soupape n'étant pas exhaustive) :

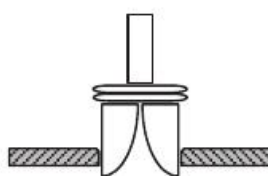
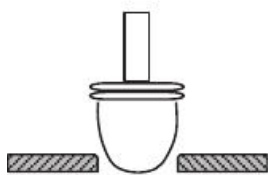
Linéaire



Quadratique

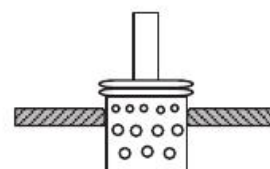


Égal pourcentage



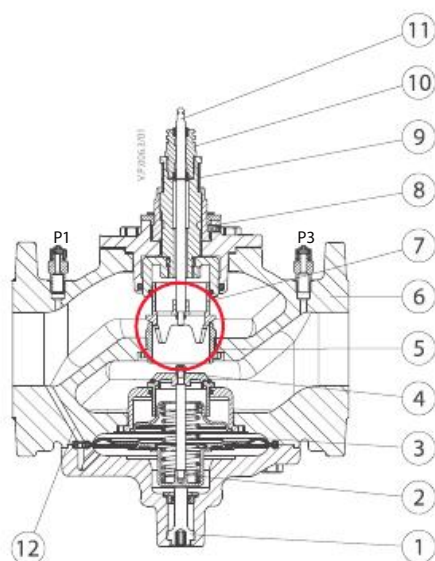
Soupape à contour

Soupape à jupe



Soupape percée

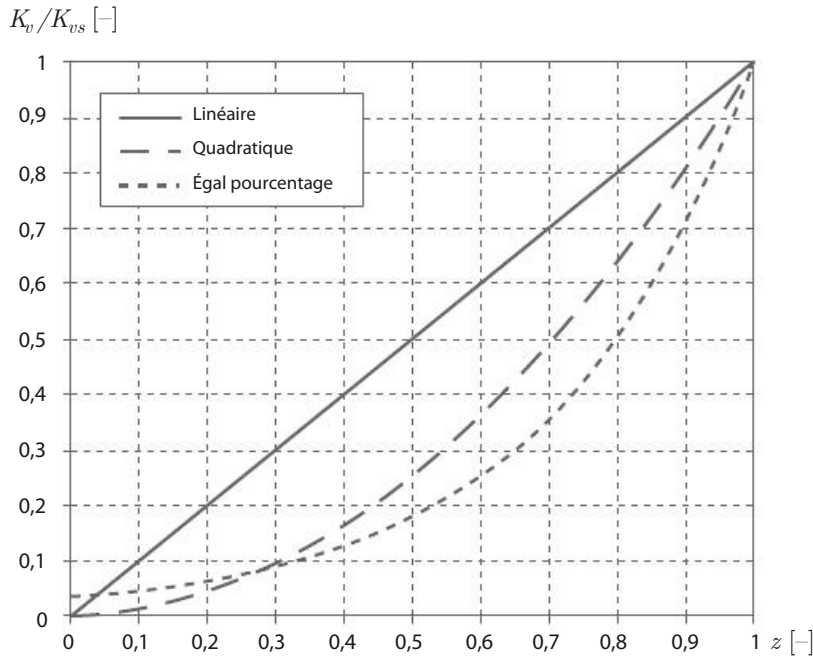
On donne l'exemple d'une coupe d'une vanne à égal pourcentage :



1. Vis d'arrêt
2. Ressort principal
3. Membrane
4. Cône DP
5. Siège
6. Corps de vanne
7. Cône des vannes de régulation
8. Vis de blocage
9. Échelle
10. Presse-étoupe
11. Tige
12. Tube d'impulsion interne

AB-QM DN 50-100

Source : Dantoss®



Pour régler la puissance d'un échangeur de chaleur, la caractéristique adaptée est désignée à « égal pourcentage », elle correspond à la relation :

$$\frac{dK_v}{dz} = n_{gl} K_v \quad \rightarrow \quad \frac{K_v}{K_{vs}} = e^{n_{gl}(z-1)}$$

n_{gl} est un paramètre qui est couramment pris égal à environ 3,5 pour des applications de réglage d'échangeurs de chaleur. Par exemple, le fabricant **BELIMO** utilise une valeur de 3,2. Il est à noter que cette relation conduit à un K_v non nul à la fermeture en théorie :

$$K_{v0} = K_{vs} e^{-n_{gl}} = 0,03 K_{vs} \quad \text{pour } n_{gl} = 3,5$$

En pratique, si la vanne est étanche ce débit est nul mais, en général, il subsiste toujours un débit de fuite.

Le choix d'une vanne à caractéristique exponentielle s'explique notamment par le fait que la théorie montre que la caractéristique d'un échangeur de chaleur ($P = f(q_v)$) est exponentielle concave ($1 - \exp(x)$) : il est « espéré » qu'une caractéristique de vanne à une allure similaire mais convexe ($\exp(z)$) génère un profil linéaire.

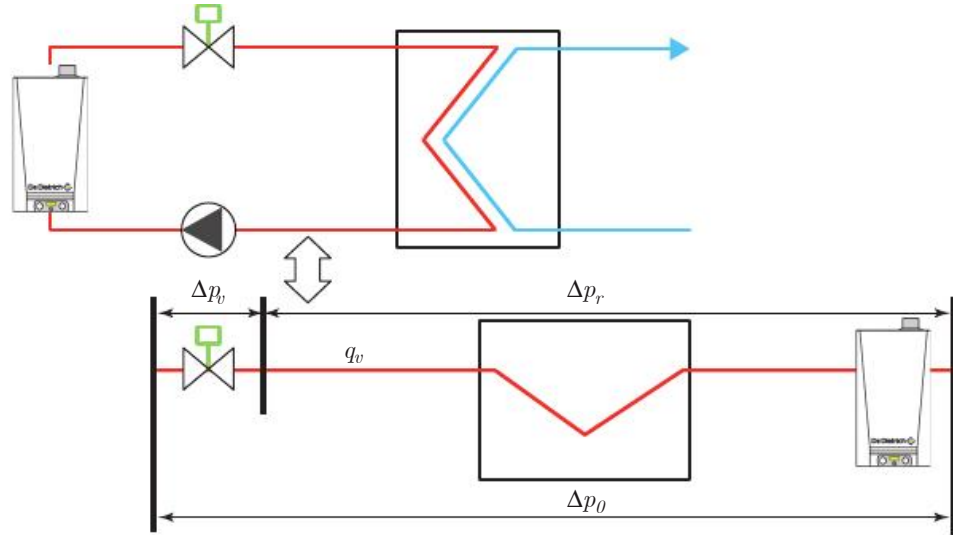
5.1.3 L'autorité

On définit l'autorité d'une vanne comme sa capacité à avoir un impact sur la variation de débit grâce à son ouverture ou à sa fermeture.

On définit par rapport au schéma ci-après :

- Δp_v : la perte de charge de la vanne ;
- Δp_{v100} : la perte de charge de la vanne grande ouverte ;

- Δp_r : la perte de charge du réseau parcouru par le débit variable (hors vanne);
- $\Delta p_{r\ 100}$: la perte de charge du réseau parcouru par le débit variable lorsque la vanne est grande ouverte (hors vanne) ;
- Δp_0 : la perte de charge de tout le réseau à débit variable vanne incluse.
- q_v : débit du réseau hydraulique ;
- $q_{v\ 100}$: débit nominal vanne grand ouverte du réseau hydraulique.



On définit alors l'autorité hydraulique a comme la part des pertes de charge de la vanne par rapport aux pertes de charge du réseau à débit variable telle que :

Pour toutes les vannes :

$$a = \frac{\Delta p_{v\ 100}}{\Delta p_{v\ 100} + \Delta p_{r\ 100}}$$

Pour une vanne deux voies (V2V):

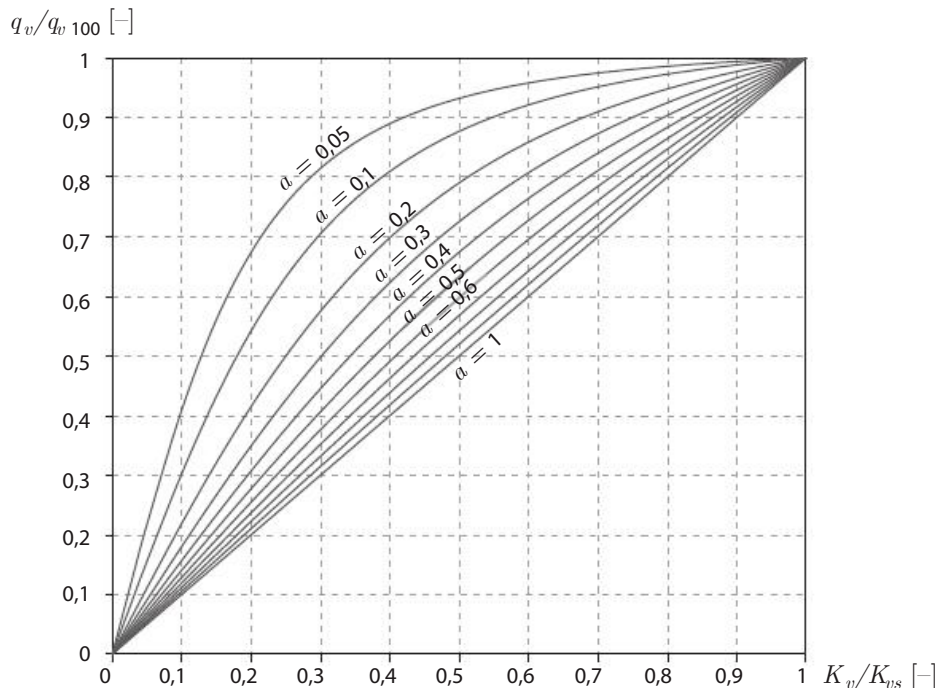
$$a = \frac{\Delta p_{v\ 100}}{\Delta p_0}$$

On donne la relation entre le débit effectif q_v dans le réseau et le K_v d'une vanne dans le réseau simplifié ci-dessus. *In fine*, on donne le lien entre le réglage de la vanne z et la variation de débit q_v dans le réseau.

Hypothèse :

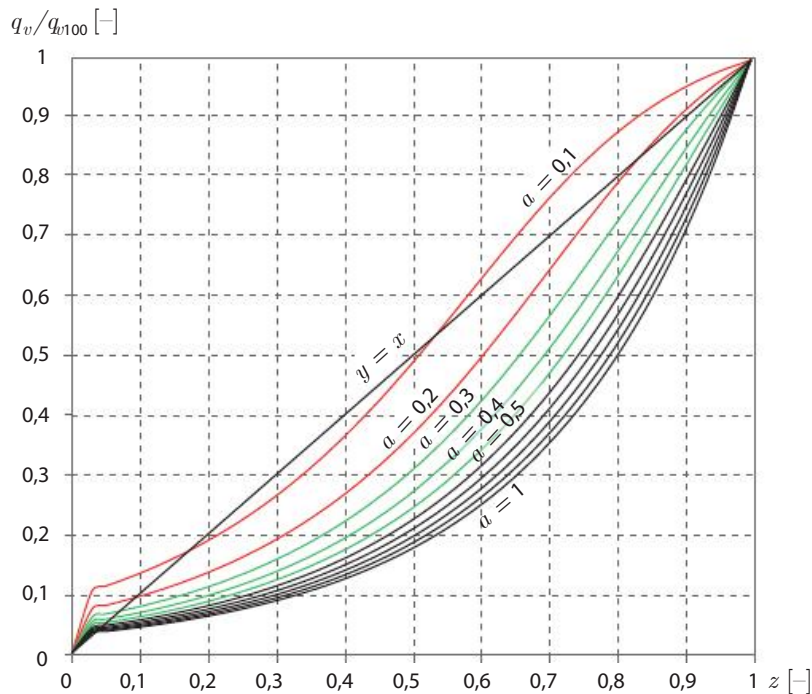
$$\Delta p_0 = \text{constante} \quad (\text{courbe de pompe horizontale}) \quad (\text{cf. Problème 2.5})$$

$$\rightarrow \frac{q_v}{q_{v\ 100}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{a}{\left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^2} + (1 - a)}}$$



L'autorité doit être choisie pour limiter la concavité de cette caractéristique « vanne dans le réseau ». En effet, il faut que la caractéristique vanne + réseau ($q_v = f(z)$) compense la non-linéarité de l'échangeur. Le graphique suivant donne cette caractéristique dans le cas d'une vanne à égal pourcentage :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{1}{\sqrt{1 - a \left(1 - e^{2n_g(1-z)} \right)}}$$

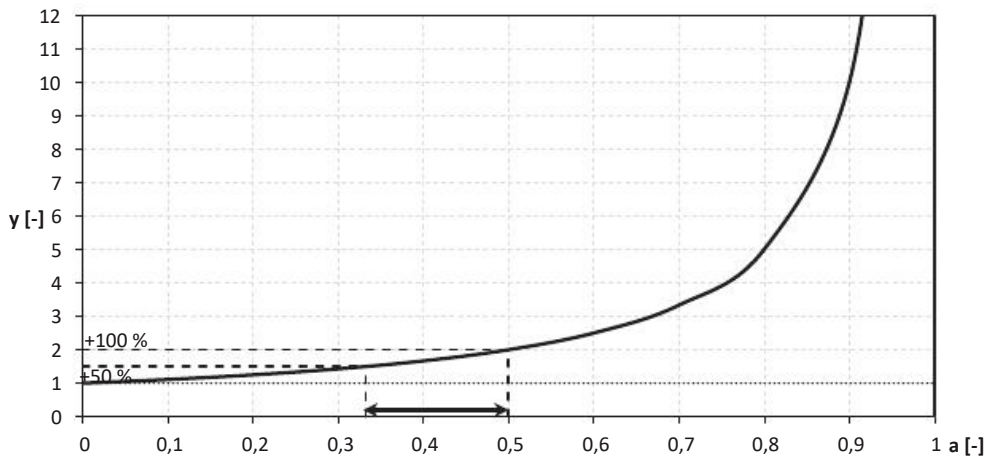


Une autorité trop faible n'aboutit ici qu'à une caractéristique linéaire non adaptée pour le réglage d'un échangeur de chaleur. En effet, une autorité trop faible annule la caractéristique convexe de la vanne à égal pourcentage pour aboutir à une caractéristique vanne + réseau quasi linéaire qui ne compensera pas la non-linéarité de l'échangeur de chaleur. Des autorités comprises entre **0,3 et 0,5** offrent des allures satisfaisantes. Des autorités supérieures à 0,5 sont également satisfaisantes d'un point de vue de la régulation, mais le gain est limité et la consommation des pompes sera significativement augmentée puisque leur puissance hydraulique P_{hyd} est proportionnelle aux pertes de charge Δp (cf. Problème 1.13). On donne l'exemple de l'évolution de la puissance hydraulique P_{hyd} (relativement à la puissance hydraulique hors vanne de régulation) du circuit hydraulique précédent :

$$P_{hyd100} = q_{v100} (\Delta p_{v100} + \Delta p_{r100}) = q_{v100} \Delta p_{r100} \left(\frac{1}{1-a} \right)$$

D'où :

$$\frac{P_{hyd100}}{q_{v100} \Delta p_{r100}} = y = \frac{1}{1-a} \quad \text{avec } 0 < a < 1$$



Une autorité de 0,33 augmente de 50 % les pertes de charge du réseau sans vanne de régulation et une autorité de 0,5 augmente d'un facteur 2 ces pertes de charges. Enfin, une vanne dont l'autorité serait de 0,9 augmente d'un facteur 10 les pertes de charges du réseau qu'elle contrôle.

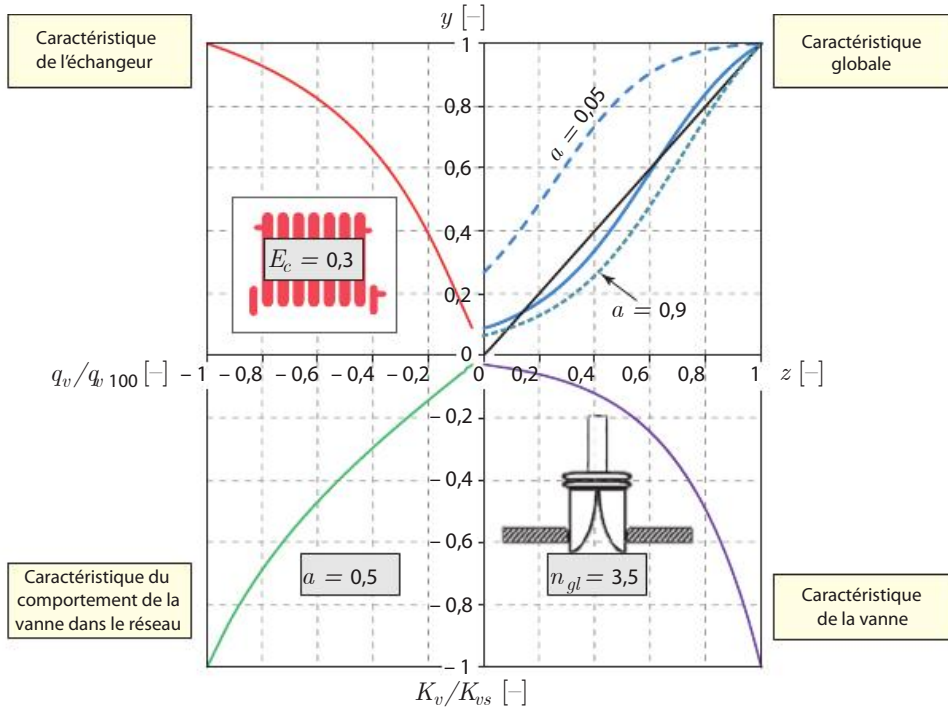
L'autorité d'une vanne de réglage placée sur un circuit hydraulique doit donc présenter une valeur minimale pour assurer la meilleure progressivité possible. Une autorité égale à 0,5 est préconisée. Cette valeur conduit à une relation simple de dimensionnement :

$$a = 0,5 \quad \text{d'où :} \quad \Delta p_{v100} = \Delta p_{r100}$$

Si la valeur de l'autorité ne peut pas être proche de 0,5, il faut dans tous les cas veiller à ce qu'elle soit supérieure à 1/3. Au final :

$$0,33 \leq a \leq 0,5$$

Une autorité supérieure à 0,5 n'apporte pas d'améliorations majeures à la qualité de la régulation globale. À l'inverse, une autorité trop faible dégrade fortement la caractéristique globale de régulation en générant un comportement TOR (cf. figure ci-après) :



Soient f , g et h des fonctions mathématiques continues sur $[0;1]$:

1. $K_v = h(z)$
2. $q_v = g(K_v) = g(h(z))$
3. $\frac{P}{P_{max}} = f(q_v) = f(g(K_v)) = f(g(h(z)))$

$$\rightarrow \frac{P}{P_{max}} = fogoh(z) \sim z$$

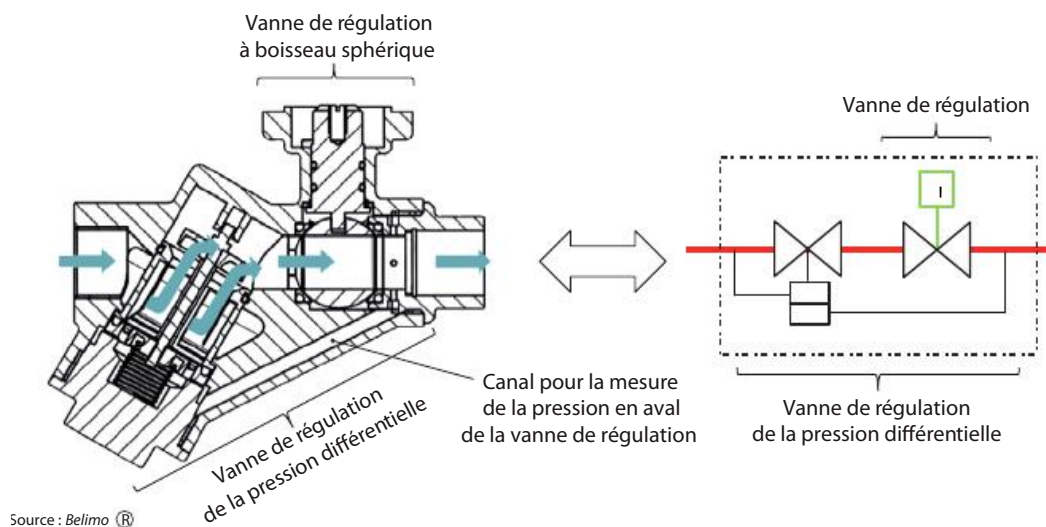
5.1.4 Les vannes indépendantes de la pression différentielle

Désormais, des fabricants proposent des vannes de régulation de pression différentielle ou directement des vannes 2 voies dites « indépendantes » de la pression (Independent Pressure Control Valvs PICV) qui permettent d'obtenir naturellement et artificiellement une autorité de 1 c'est-à-dire qu'elles procurent la caractéristique suivante (cf. Problème 1.9) :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}}$$

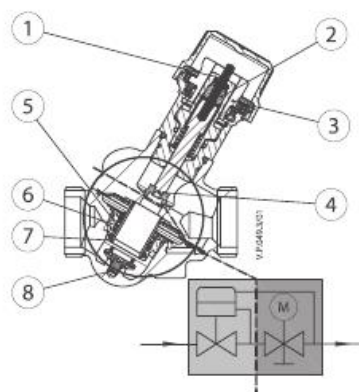
Il y a 2 types de technologies :

- Les vannes de régulation qui intègrent directement une vanne de régulation de la pression différentielle (cf. Problèmes 1.15 et 1.16). Par exemple :

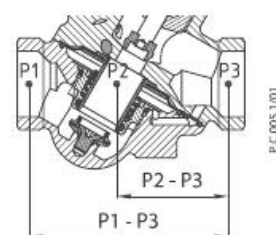


Conception

1. Tige
2. Presse-étoupe
3. Aiguille
4. Cône de la vanne de régulation
5. Membrane
6. Ressort principal
7. Cône creux (régulateur de pression)
8. Siège vulcanisé (régulateur de pression)



AB-QM DN 10-32



$$\Delta p = (P1 - P3)$$

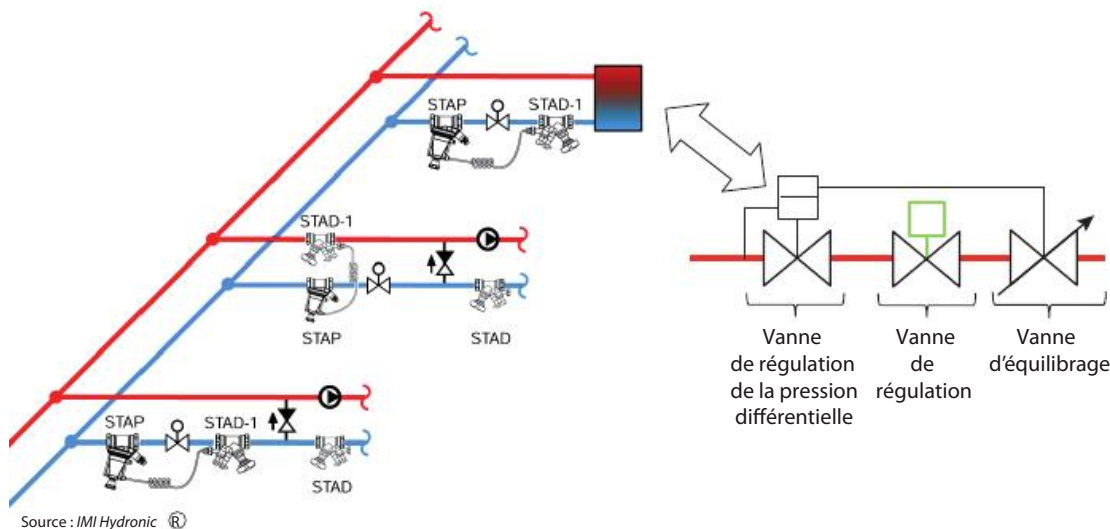
$$\Delta p_{cv} = (P2 - P3)$$



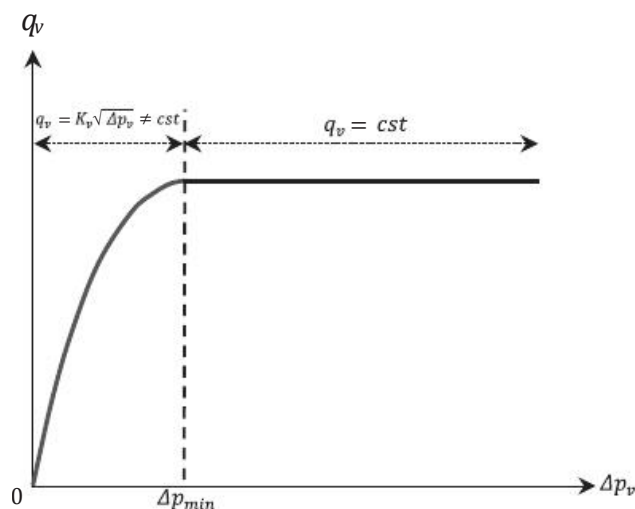
La vanne AB-QM équipée d'un actionneur est une vanne de régulation indépendante de la pression et disposant d'une fonction d'équilibrage automatique / limitation de débit. Les applications typiques sont : vanne de régulation de la température des unités terminales (ventilo-convecteurs, panneaux rayonnants, poutres climatiques) et des centrales de traitement d'air, échangeurs de chaleur, groupes d'eau glacée.

Source : Danfoss ®

- Les vannes de régulation de pression différentielle qui sont placées aux bornes des vannes de régulation (cf. Problèmes 1.9 et 1.17). Par exemple :



Dans les 2 cas l'objectif est de maintenir la pression de la vanne régulation constante : si la vanne de régulation se ferme, sa pression différentielle va changer à la hausse ou à la baisse selon la pompe utilisée (variation ou non de vitesse), et c'est la vanne de pression différentielle qui va se fermer ou s'ouvrir pour décharger la vanne de régulation. Il s'agit d'une sous boucle de régulation autonome. La particularité de ces vannes par rapport à des vannes « classiques » est que le débit sera donc maintenu constant pour une ouverture de vanne fixée à condition de respecter une plage de pression à ses bornes, et principalement de respecter la pression minimale. En dessous de cette pression minimale, le maintien de pression constante n'est plus assuré, et la vanne se comporte comme une vanne « classique » avec une relation quadratique entre pression et débit (cf. figure suivante) :

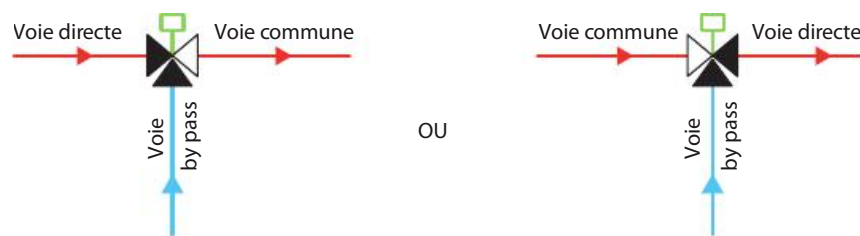


Cette pression minimale varie selon les fabricants et la gamme de vannes (fonction du débit nominal) mais en pratique, celle-ci s'étend de 16 kPa (pour les applications de bâtiments résidentiels et pour des vannes récentes), à 30 kPa (applications en logements collectifs ou tertiaires ou pour les vannes de première génération) voire jusqu'à 60 kPa (applications industrielles). Malgré les avantages procurés sur la qualité de régulation (autorité), ces limites à

respecter peuvent engendrer des surconsommations par rapport à des vannes classiques équivalentes (cf. Problèmes 1.15 et 1.16). Enfin, le dimensionnement sera aisé puisqu'il se fait uniquement sur la connaissance du débit nominal (cf. §5.2.3).

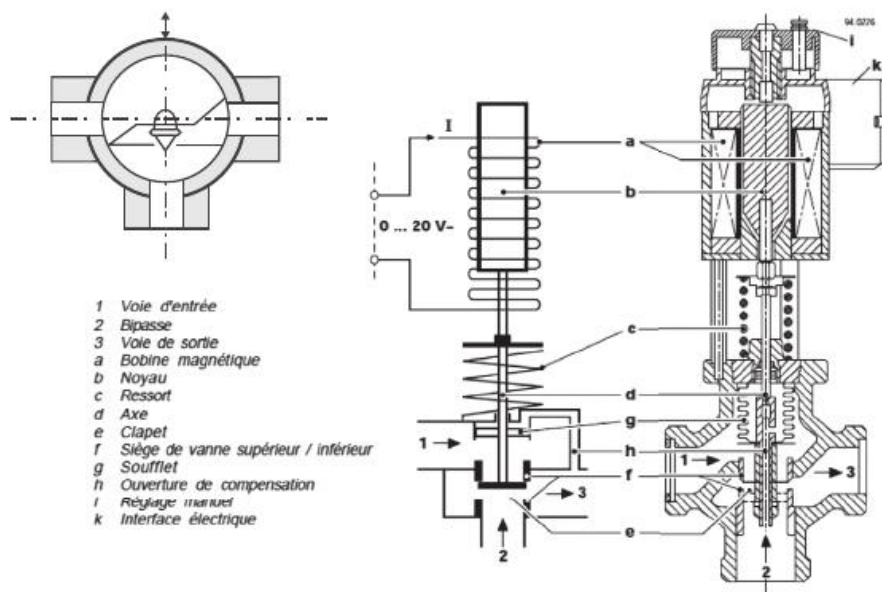
5.2 Étude des vannes trois voies

Les vannes à 3 voies (V3V) comportent une **voie commune**, placée en série avec la pompe. Cette voie est reliée à la **voie directe** (vanne ouverte) ou à la **voie by-pass** (vanne fermée). Pour une vanne à 3 voies utilisée en réglage, une fraction complémentaire du débit traverse ces deux voies pour les positions intermédiaires.



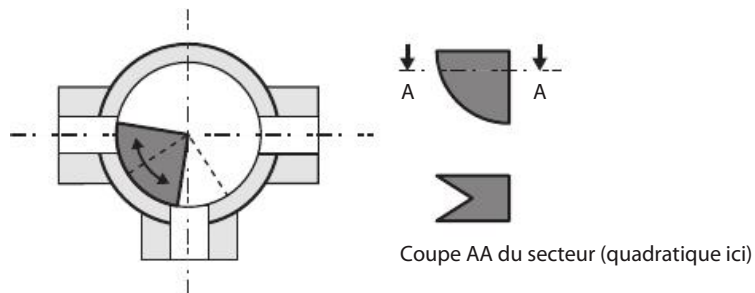
5.2.1 Technologies

1. Vannes à soupape/siège

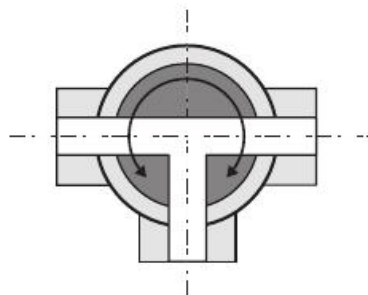


Source : Siemens

2. Vannes à secteur



3. Vannes à boisseau sphérique



4. Vannes à opercule

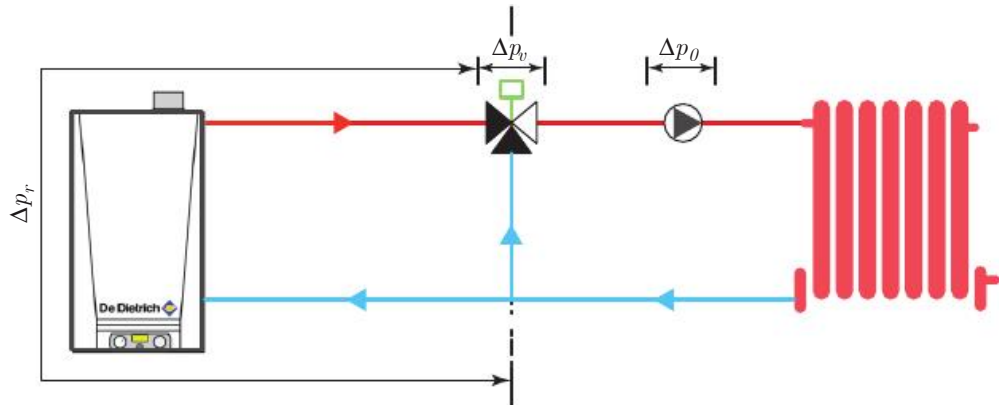


On peut également citer les vannes dites **papillon**, mais elles ne sont pas utilisées pour des réglages progressifs (utilisation en TOR).

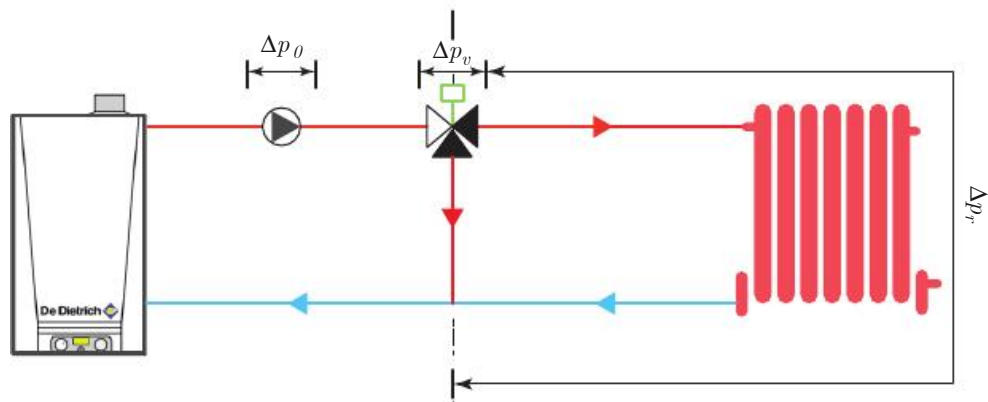
5.2.2 Montages hydrauliques

Une vanne trois voies peut être utilisée pour régler la puissance d'un échangeur selon trois procédés :

1. **Par variation de température au moyen d'un mélange (montage dit en mélange).**
L'échangeur est alors placé dans le circuit de la voie commune, parcourue par un débit constant ;



2. **Par variation de débit (montage dit en répartition ou en décharge).** L'échangeur est alors placé dans le circuit de la voie directe.



Une vanne 3 voies est destinée à régler le débit dans la voie directe. Elle doit donc être choisie pour que son autorité hydraulique soit suffisante. Son autorité se définit de la même manière que pour une vanne à deux voies. Les pertes de charge à considérer sont :

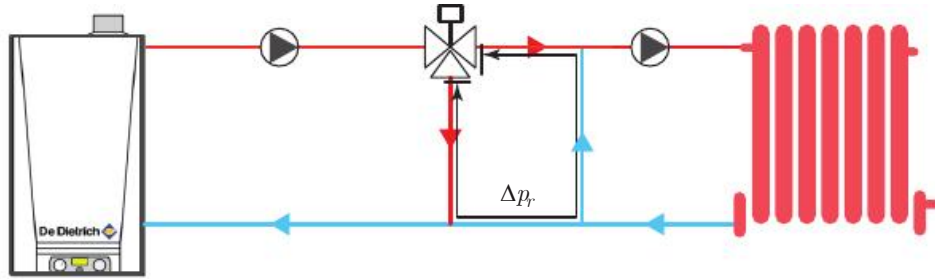
- Celles de la vanne grande ouverte : $\Delta p_{v\ 100}$ (entre la voie directe et la voie commune);
- Celles du réseau parcouru par le débit variable avec la vanne grande ouverte (débit nominal) : $\Delta p_{r\ 100}$.

3. Montage à injection

La vanne trois voies travaille en répartition, elle permet de maintenir les **débits constants** sur les circuits primaires et secondaires. En s'ouvrant, elle modifie la température du circuit secondaire (vers les émetteurs) en injectant de l'eau chaude dans le circuit et en extrayant la même quantité d'eau de retour.

Ce système permet d'avoir un débit constant au secondaire et au primaire. L'inconvénient majeur est la nécessité d'installer deux pompes.

L'une des caractéristiques du montage à injection est que la perte de charge du réseau à débit variable est très faible (seul le deuxième by-pass ici) (cf. figure ci-dessous), ce qui procure naturellement des autorités hydrauliques élevées ($a > 0,5$ voire $a \approx 1$). La perte de charge de la vanne sera donc également limitée. Une autre caractéristique intéressante de ce type de montage est le fait qu'il permet de travailler au secondaire à une température différente de la température au primaire.



Remarque

On ne rencontre plus ce type de montage dans des installations modernes qui, pour obtenir des autorités élevées, mettront plutôt en œuvre des vannes de régulation modernes indépendantes de la pression ou des vannes de régulation de pression différentielle aux bornes d'une vanne deux voies de régulation (cf. Problème 1.8).

5.2.3 Règles de dimensionnement

Une vanne trois voies est destinée à régler le débit dans la voie directe. Elle doit donc être choisie pour que son autorité hydraulique soit suffisante. Son autorité se définit de la même manière que pour une vanne à deux voies. Les pertes de charge à considérer sont :

- celles de la vanne grande ouverte : Δp_{v100} (entre la voie directe et la voie commune) ;
- celles du réseau parcouru par le débit variable avec la vanne grande ouverte (débit nominal) : Δp_{r100}

La relation à observer entre les pertes de charge est la même que pour une vanne deux voies, à savoir :

$$a = 0,5 \quad \text{d'où :} \quad \Delta p_{v100} = \Delta p_{r100}$$

Si cette relation ne peut être réalisée, il faut s'assurer que :

$$\Delta p_{v100} > \frac{\Delta p_{r100}}{2}$$

Une vanne trois voies doit aussi assurer un **débit constant dans le circuit de la voie commune** qui comporte l'élément moteur. En effet, le débit dans la branche contenant le circulateur est supposé constant. Pour que ce débit dans le réseau dit à débit constant ne subisse pas de variations indésirables lorsque la vanne trois voies se déplace sur toute sa course, sa perte de charge ajoutée à celle du circuit à débit variable ($\Delta p_r + \Delta p_v$) doit être faible par rapport à la pression différentielle motrice Δp_0 . La limite couramment admise consiste à s'assurer que :

$$\Delta p_{v100} + \Delta p_{r100} < \frac{\Delta p_0}{2}$$

Cette inégalité traduit le fait que la majorité des pertes de charge doit se trouver dans la voie commune. Enfin, il est conseillé de minimiser la résistance hydraulique de la voie by-pass. Il est notamment conseillé de ne pas placer d'organe d'équilibrage en by-pass.

On donne la méthode de dimensionnement générale à respecter que ce soit pour une vanne deux voies (V2V) ou une vanne trois voies (V3V) :

Données requises

1. Débit nominal de la vanne : q_{v100} (dimensionnement thermique préalable) ;
2. Perte de charge du circuit à débit variable : Δp_{r100} (dimensionnement hydraulique préalable) ;
3. Autorité ($0,33 \leq a \leq 0,5$).

Calculs

1. Calcul de la perte de charge vanne ouverte :

$$\Delta p_{v100} = \frac{a \Delta p_{r100}}{1 - a} \quad \text{avec} \quad a = 0,5$$

2. Calcul du K_{vs} de la vanne :

$$K_{vs} = \frac{q_{v100}}{\sqrt{\frac{\Delta p_{v100}}{d}}}$$

3. Choix de la vanne dans un catalogue constructeur tel que : $K_{vs}^{catalogue} \geq K_{vs}^{calculé}$
4. Vérifier : $0,33 \leq a \leq 0,5$ avec :

$$a = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v100} + \Delta p_{r100}} = \frac{d \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}^{catalogue}} \right)^2}{d \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}^{calculé}} \right)^2 + \Delta p_{r100}}$$

5. Si V3V, vérifier :

$$\Delta p_{v100} + \Delta p_{r100} < \frac{\Delta p_0}{2} \quad \text{et} \quad \Delta p_{v100} > \frac{\Delta p_{r100}}{2}$$

Si la vanne est de type PICV (indépendante de la pression), il faudra suivre la méthode suivante :

Données requises

1. Débit nominal de la vanne : $q_{v\ 100}$ (dimensionnement thermique préalable) ;
2. Perte de charge du circuit à débit variable : $\Delta p_{r\ 100}$ (dimensionnement hydraulique préalable) ;

Calculs

1. Choix de la vanne dans un catalogue constructeur tel que :

$$q_{v100}^{catalogue} \geq q_{v100}$$

2. Vérifier que $\Delta p_{v\ 100} > \Delta p_{min}$

OU

3. Choisir une pompe telle que :

$$\Delta p_{pompe} \geq \Delta p_{min} + \Delta p_{r100}$$

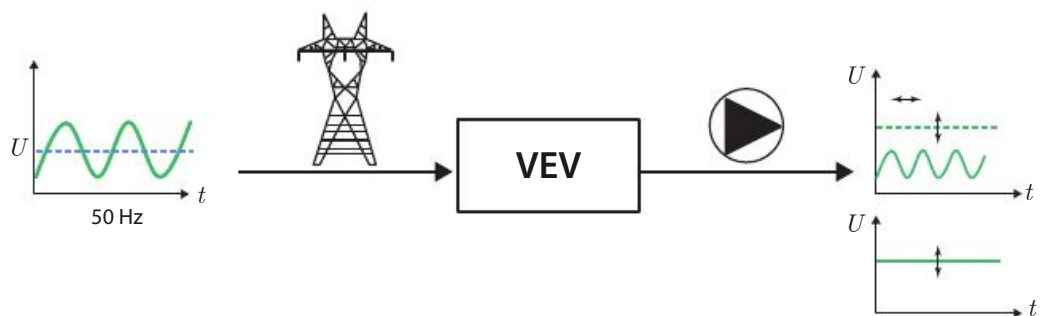
CHAPITRE 6

Variation de vitesse des pompes et des ventilateurs

6.1 Les variateurs électroniques de vitesse (VEV)

Actuellement, il devient quasiment systématique de recourir à des **variateurs électroniques de vitesse** (VEV) pour faire varier la vitesse des pompes ou des ventilateurs en génie climatique et énergétique. Ce sont des systèmes directement intégrés sur les circulateurs (*cf.* figure ci-après) qui modifient artificiellement les caractéristiques du courant alternatif (monophasé ou triphasé) en entrée pour obtenir :

- une tension variable en fréquence et en amplitude pour les moteurs à courant alternatif (MCA) ;
- une tension continue variable en amplitude pour les moteurs à courant continu (MCC).



Un VEV est principalement composé d'un **redresseur** et d'un **onduleur** de courant.

La fonction du redresseur au sein du variateur de vitesse est de transformer la tension alternative du réseau en tension continue. Cette opération se réalise par l'utilisation, soit d'un pont de diodes, soit d'un pont de thyristors.

L'onduleur fournit au moteur une grandeur variable en tension ou en fréquence, ou les deux en même temps suivant le cas.

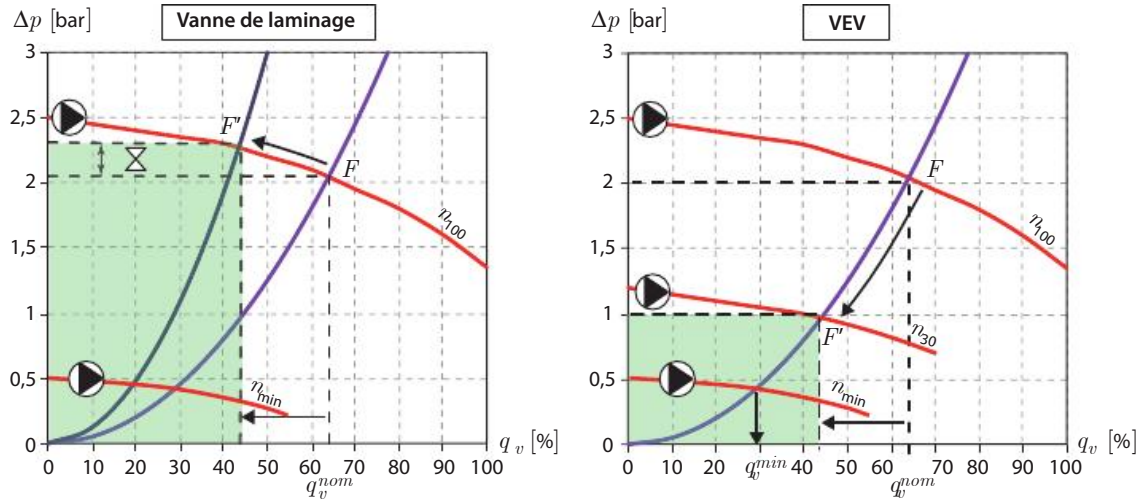


Double pompe à variation de vitesse WILO Stratos (source WILO®).

6.2 Régulation d'émetteurs par pompes équipées de VEV

6.2.1 Principe

Classiquement, une variation de débit est assurée par une vanne de laminage : la fermeture d'une vanne augmente sa perte de charge et, selon son autorité, va diminuer le débit du réseau. L'augmentation de la perte de charge suite à la fermeture d'une vanne (thermostatique par exemple) entraîne une augmentation de la pression délivrée par la pompe (*cf.* premier graphique ci-après à gauche). Cette perte de charge supplémentaire correspond à une perte énergétique, puisqu'à débit moindre, la pression motrice de la pompe est supérieure. La solution idéale est de faire varier la vitesse de la pompe à réseau constant jusqu'à atteindre le débit désiré (*cf.* deuxième graphique ci-après à droite).



Cependant, pour des raisons de régulation et hydrauliques, une seule variation de vitesse n'est pas la solution idéale.

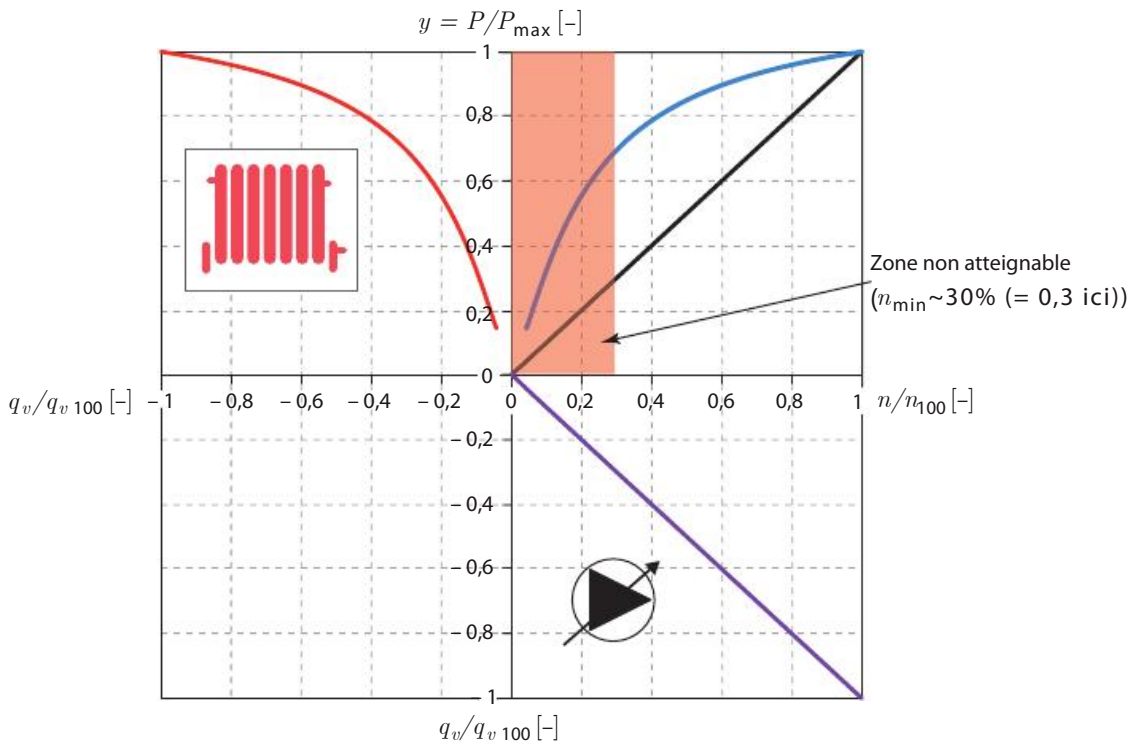
En effet, tout d'abord, le réseau a été dimensionné au régime nominal pour une pression disponible nominale et la chute de cette pression pose des problèmes d'équilibrage : certaines branches défavorisées peuvent être sous-alimentées ou dysfonctionner en raison d'une pression trop faible.

Ensuite, la variation de vitesse est limitée à une vitesse minimum (environ 30 % en pratique), ce qui limite la plage de variation du débit de q_v^{nom} à q_v^{min} si on ne réalise qu'une variation de vitesse (cf. graphique de droite ci-dessus).

Enfin, la variation de vitesse des pompes induit une relation de proportionnalité entre sa vitesse n en % ou tr/min et son débit q_v (cf. théorie des similitudes en turbomachines) :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{n}{n_{100}}$$

Une stratégie de variation de vitesse seule induit donc la caractéristique globale de régulation suivante qui n'est pas satisfaisante (caractéristique globale concave) :



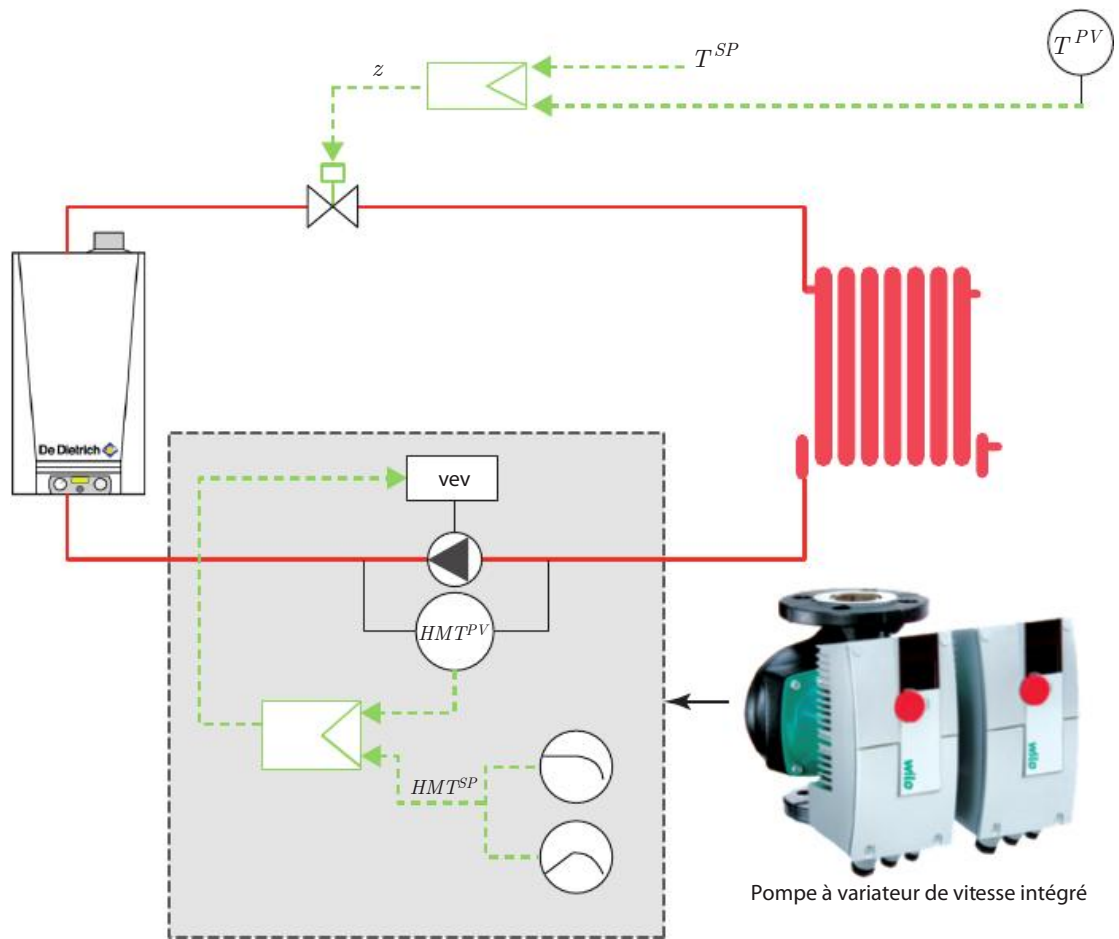
La variation de vitesse nécessite donc toujours la présence de vannes de régulation, le plus souvent à deux voies. En effet, en plus du problème de pression minimum, la seule variation de vitesse ne procure pas naturellement une caractéristique globale $y = f(z)$ satisfaisante (linéaire). De plus, si on ajoute la limitation de la vitesse du variateur à une vitesse minimum de l'ordre de 30 %, on s'aperçoit que la caractéristique est quasiment horizontale dans la plage $[0,3-1]$, ce qui ne procure aucune progressivité et donc aucune modulation. La variation de vitesse est ainsi utilisée par association avec une vanne de régulation de manière à :

- maintenir la pression à une **pression de consigne constante** ; ou
- maintenir la pression à une **pression de consigne linéairement variable**.

Chronologiquement :

1. La vanne adapte son ouverture selon les besoins :
→ la résistivité du réseau et le débit changent.
2. La pompe modifie sa vitesse pour atteindre sa consigne en termes de HMT selon une loi de pression constante ou variable.

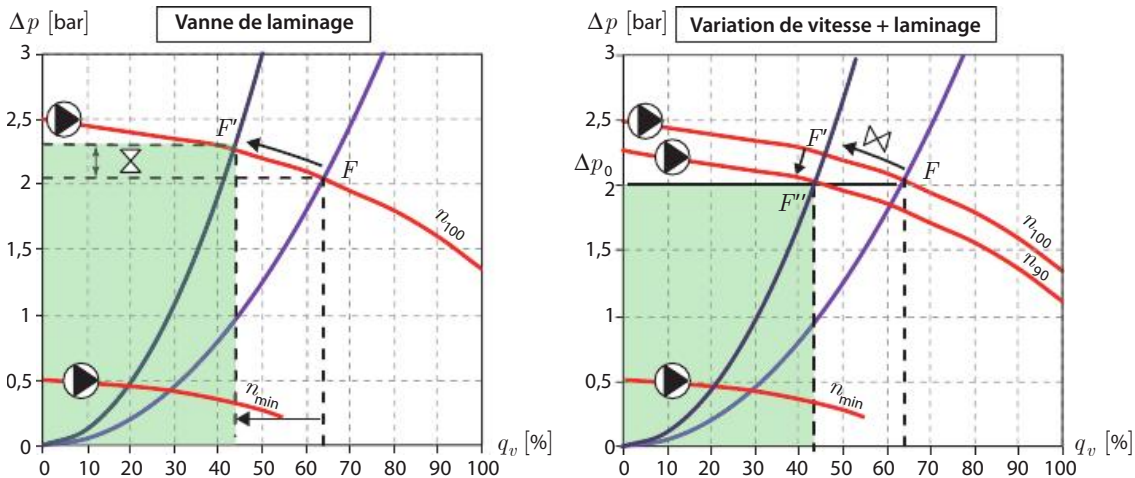
Ce fonctionnement induit le schéma de régulation équivalent suivant :



6.2.2 Stratégies de régulation de puissance thermique à variation de vitesse

1. Régulation à pression constante

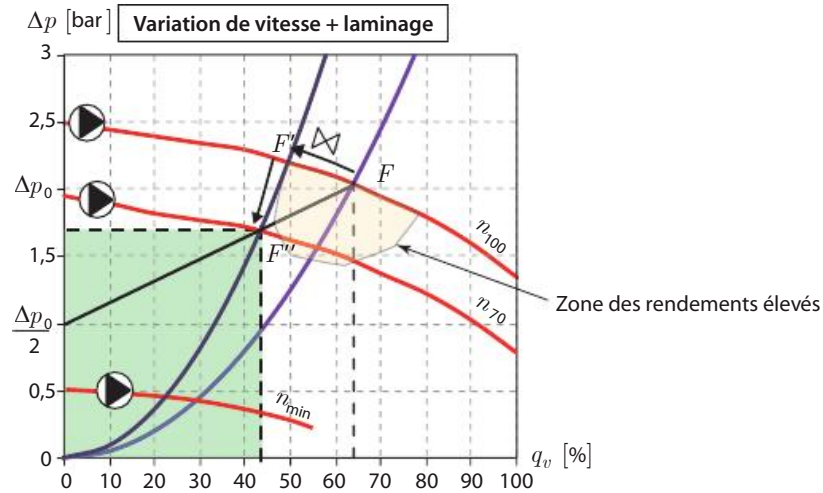
Cette stratégie consiste à utiliser la variation de vitesse pour maintenir la **pression constante dans le réseau** (cf. graphiques ci-dessous).



Cette solution apparaît comme un compromis : il y a quand même un laminage mais la variation de vitesse est malgré tout exploitée. L'économie d'énergie est donc partielle : environ 15 % ici (réduction de la surface grisée correspondant à la puissance hydraulique mise en jeu).

2. Régulation à pression variable

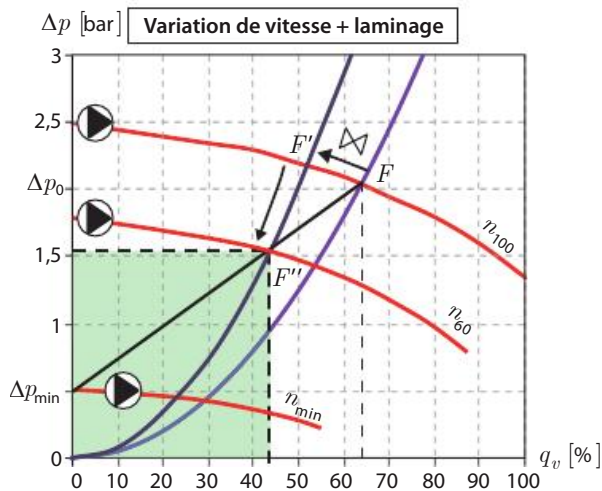
Une solution plus performante consiste à adjoindre à la variation de vitesse une **variation de la pression motrice** dans la limite d'une pression minimum suffisante pour assurer un fonctionnement hydraulique correct. Certains fabricants proposent de faire évoluer linéairement la pression motrice de consigne lorsque le débit demandé diminue (cf. graphique ci-après). En pratique, on fixe la limite basse au minimum à la moitié de la pression motrice nominale et on utilise une variation linéaire de la pression. Cette solution intermédiaire permet d'assurer un fonctionnement hydraulique correct tout en améliorant les performances énergétiques du réseau.



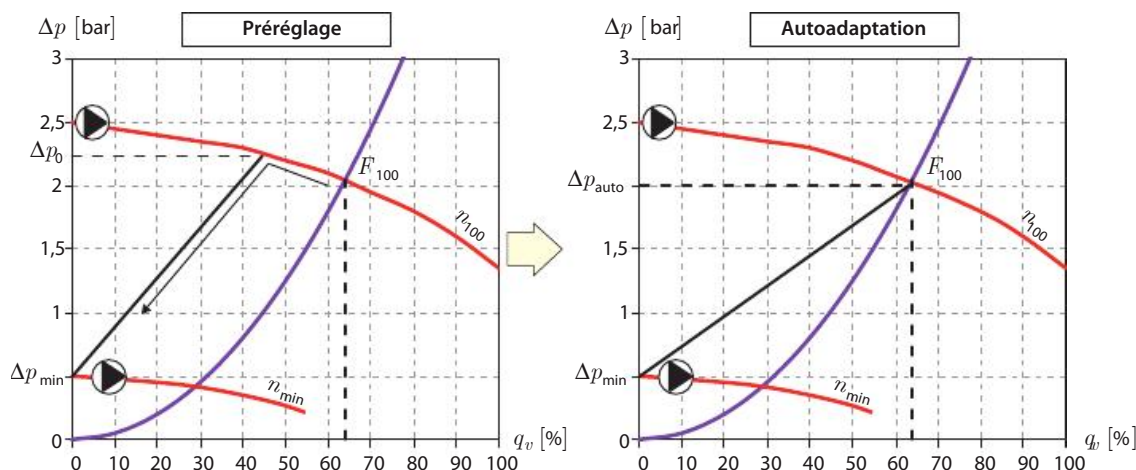
Il est à noter que cette stratégie tend à davantage optimiser les performances énergétiques puisque les points de fonctionnement se trouveront plus fréquemment dans la zone des rendements élevés.

D'après le fabricant **Wilo**, la variation de vitesse à pression motrice constante peut induire des gains énergétiques de l'ordre de **30 %** en moyenne et la variation de vitesse à pression motrice variable induit des gains de l'ordre de **40 %** en moyenne sur une saison.

Enfin, d'autres fabricants proposent des variantes. Par exemple, **Grundfos** en propose deux. La première consiste à faire varier linéairement la pression nominale issue du dimensionnement : Δp_0 à vitesse maximum jusqu'à la pression minimale et à la vitesse minimale acceptable par la pompe : Δp_{min} à débit nul (cf. figure ci-dessous).



La deuxième variante consiste à utiliser un réglage arbitraire pour la pression nominale Δp_0 à configurer dans la pompe. Au fil du fonctionnement, un microprocesseur enregistre le point de fonctionnement nominal (débit maximum) et réadapte la valeur de consigne comme cela est décrit sur les graphiques ci-dessous. Cette fonctionnalité est appelée auto-adaptation (Autoadapt®). **Wilo** propose également ce genre de stratégie (Dynamic Adapt®).



Cette stratégie permet d'ajuster le point de fonctionnement nominal de telle manière qu'il se situe à l'intersection entre la courbe de pompe à vitesse maximale et la loi linéaire de pression.

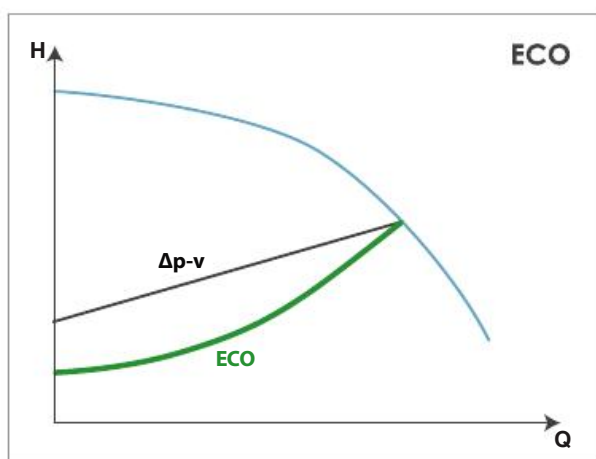
3. Autres régulations à pression variable

Il est possible d'utiliser une infinité de lois de pression à appliquer à la variation de vitesse pour des applications de régulation d'échangeurs thermiques. Il faut bien voir que les fabricants proposent des choses arbitraires issues du bon sens, mais sans fondement scientifique : l'idée est principalement de faire mieux que le laminage. Ces solutions ne sont pas forcément optimisées énergétiquement.

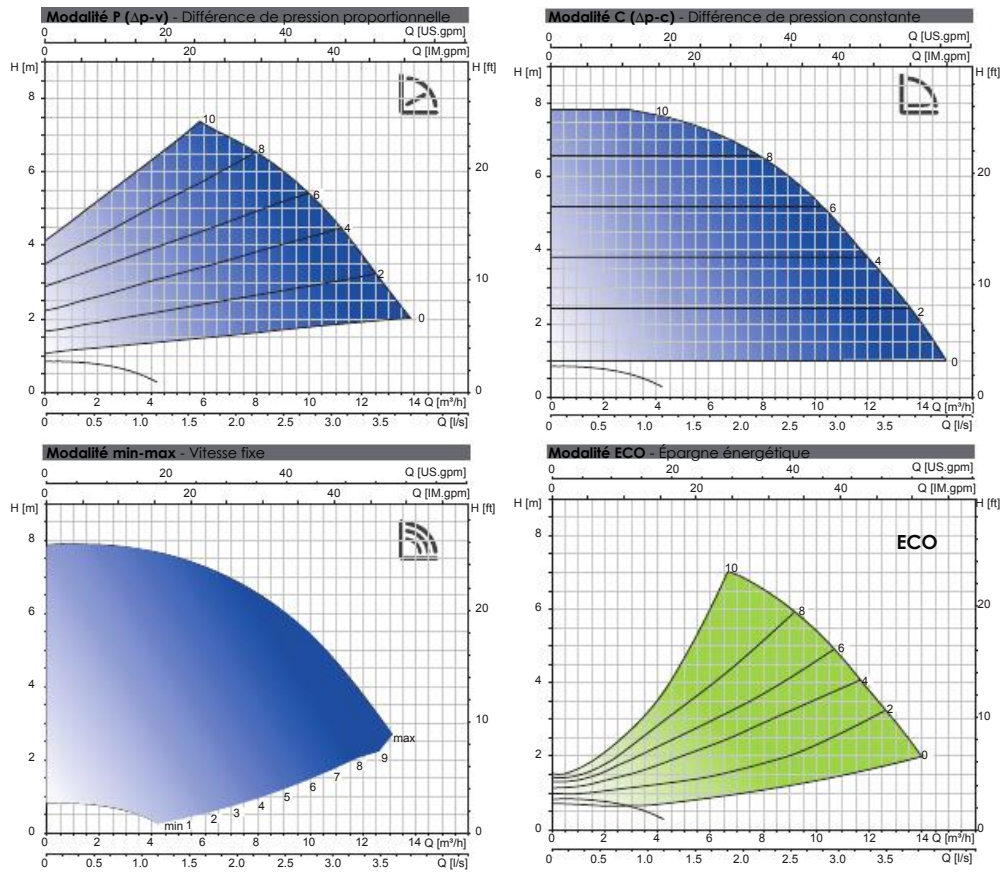
Par exemple, on pourrait très bien envisager d'autres lois non linéaires : quadratiques, exponentielles ou un mix de lois constantes et linéaires (cf. Problèmes 2.2 et 2.6).

On peut citer le fabricant TACO® qui propose un mode ECO associé à une loi de pression quadratique :

■ Modalité ECO

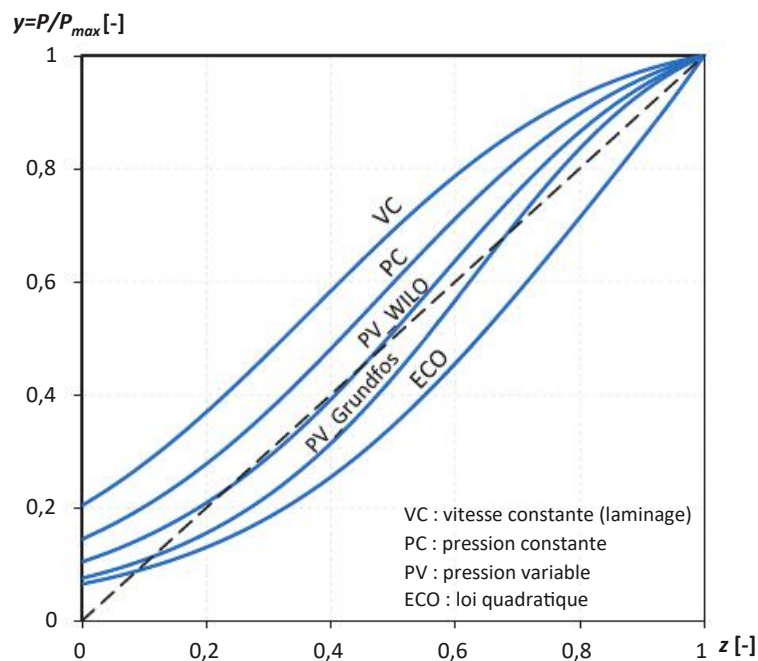


Source : TACO Comfort Solutions®



Source : TACO Comfort Solutions ®

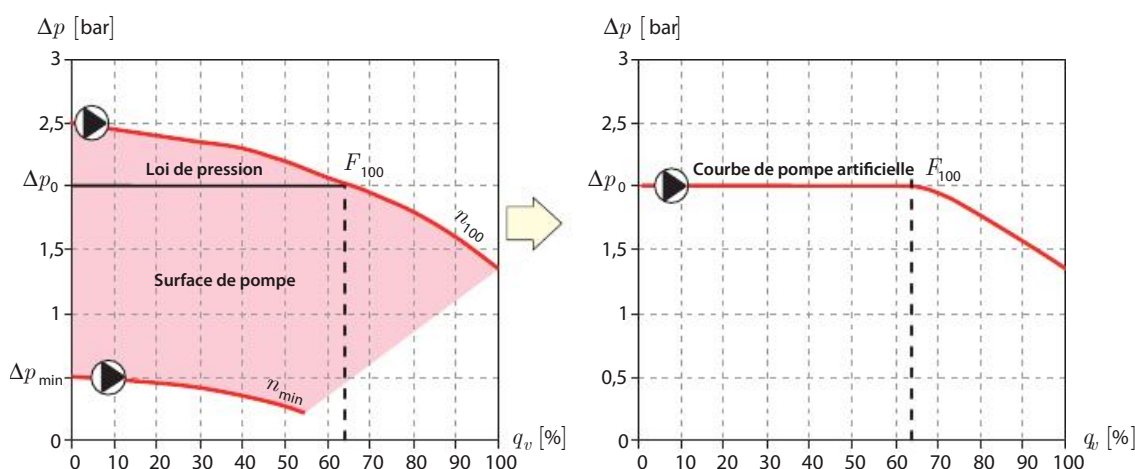
La limite est que la loi de pression ne peut être inférieure à la courbe de réseau supposée quadratique. De plus, plus cette loi sera proche de la courbe de réseau initial, et plus la caractéristique globale de régulation sera impactée. La figure suivante montre par exemple l'impact pour un même jeu de paramètres (autorité $a = 0,4$, efficacité chaude $E_c = 0,3$ et caractéristique de vanne à égal pourcentage) sur la caractéristique de régulation : $y = f(z)$:



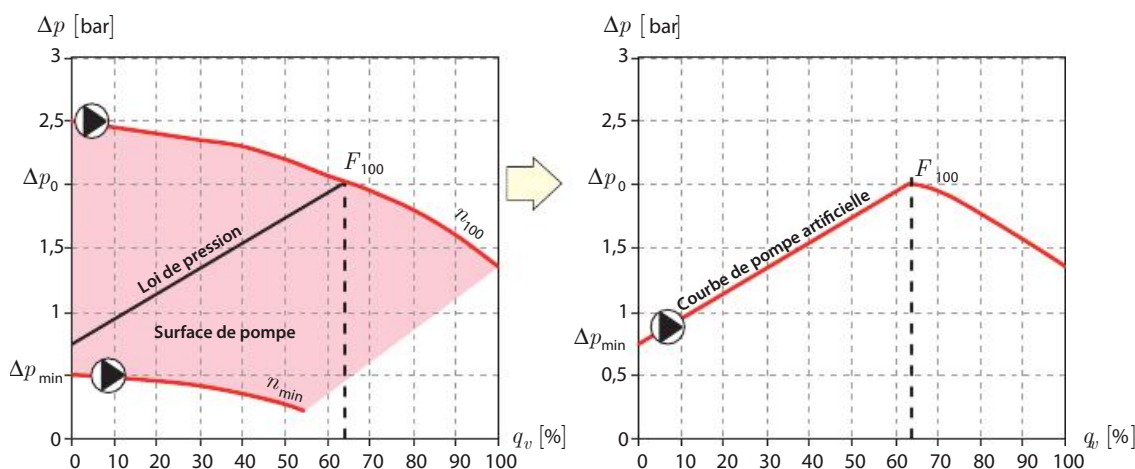
6.2.3 Notion de surface de pompe/courbes de pompes artificielles

Les pompes à variation de vitesse ne sont pas caractérisées par une **courbe de pompe** mais par une **surface de pompe**. Les stratégies de régulation mises en place permettent de fixer une **courbe de pompe artificiellement** qui peut prendre n'importe quelle allure. Elles sont choisies de manière à obtenir un compromis entre **qualité de régulation, bon fonctionnement hydraulique et réduction des consommations électriques**.

1. Régulation à pression constante



2. Régulation à pression variable



6.2.4 Choix du type de régulation

1. Régulation à pression variable

Ce mode de régulation est à privilégier lorsque les pertes de charge de l'installation se localisent essentiellement dans le réseau de distribution hors émetteurs. En général, ce mode est utilisé dans un réseau à radiateurs avec robinets thermostatiques.

2. Régulation à pression constante

Ce mode de régulation est à privilégier lorsque les pertes de charge de l'installation se localisent essentiellement dans les émetteurs de chaleur. En général, ce mode est utilisé dans un réseau à batteries chaudes/froides de CTA, ventilo-convecteurs, échangeurs, planchers chauffants/rafraîchissants, etc.

CHAPITRE 7

Pertes de charge

On donne ici les formules permettant de réaliser les calculs du coefficient de perte de charge linéique Λ dans un réseau aéraulique ou hydraulique. On définit les notations suivantes :

- la rugosité de la conduite : k en m ;
- la longueur de la conduite : L en m ;
- la section de passage de la conduite : A en m^2 ;
- le périmètre mouillé de la conduite : P_e en m ;
- le diamètre hydraulique : $D_h = \frac{4A}{P_e}$ en m ;
- le débit volumique : q_v en $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$;
- la vitesse débitante dans la conduite : $V = \frac{q_v}{A}$ en $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$;
- la viscosité cinématique : ν en $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$;
- le nombre de Reynolds de l'écoulement : $R_e = \frac{VD_h}{\nu}$.

Le coefficient de perte de charge linéique Λ peut se calculer selon les formules suivantes :

Validité	Formule	Source/Auteur
$R_e \lesssim 2300$	$\Lambda = \frac{64}{R_e}$	Poiseuille
$R_e \gtrsim 2300$ et $\frac{k}{D_h} < 10^{-6}$ (tube lisse)	$\Lambda = 0,3164 R_e^{-1/4}$	Blasius
$R_e \gtrsim 2300$	$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{R_e \sqrt{\Lambda}} + \frac{k}{3,7 D_h} \right)$ (formule implicite)	Colebrook
$R_e \gtrsim 2300$	$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = -1,8 \log \left(\frac{6,9}{R_e} + \left(\frac{k}{3,7 D_h} \right)^{1,11} \right)$ (formule explicite)	Haaland

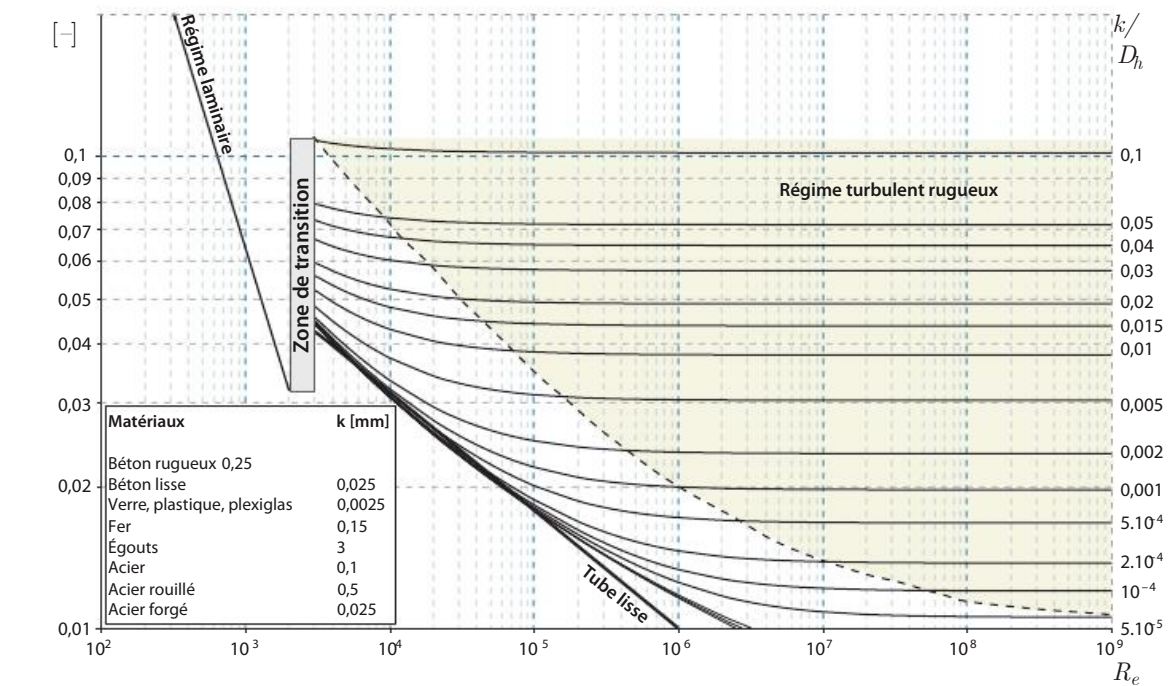


Diagramme de Moody : coefficient de perte de charge linéique Λ en fonction de R_e et de la rugosité réduite k

Modèles de comportement des systèmes

8.1 Modélisation adaptée à la conception d'un système de régulation

Un modèle permet de :

- **prévoir** les consommations énergétiques ;
- **vérifier** les conditions de confort ;
- **optimiser** le dimensionnement de composants ;
- **concevoir** un système de commande ou de **régulation**.

Ici, un modèle permet de mettre en place une régulation adéquate en termes de :

- **régulateur** (choix du type) ;
- **paramétrage** des régulateurs.

En effet, en fonction du comportement du bâtiment (inertie, apports gratuits, isolation...), le type et/ou le paramétrage du régulateur sera différent.

Deux types de modèles existent :

- les modèles de **connaissances** (ou physiques) ;
- les modèles de **comportement** (ou empiriques).

8.2 Modèles de comportement

8.2.1 Forme générale d'un modèle de comportement

Tout problème physique dynamique linéaire peut s'écrire sous la forme d'un système d'équations différentielles linéaires :

$$\begin{aligned} a_n \frac{d^n y(t)}{dt^n} + a_{n-1} \frac{d^{n-1} y(t)}{dt^{n-1}} + \dots + a_1 \frac{dy(t)}{dt} + a_0 y(t) \\ = b_m \frac{d^m u(t)}{dt^m} + b_{m-1} \frac{d^{m-1} u(t)}{dt^{m-1}} + \dots + b_1 \frac{du(t)}{dt} + b_0 u(t) \end{aligned}$$

Avec :

$y(t)$: sortie du modèle (une température par exemple) ;

$u(t)$: entrée du modèle (une puissance de chauffage ou une ouverture de vanne par exemple) ;

n : ordre du modèle.

8.2.2 Transformées de Laplace

On définit la transformée de Laplace F d'une fonction f dans le domaine complexe par la formule suivante :

$$L(f(t)) = F(p) = \int_0^{\infty} e^{-pt} f(t) dt$$

Avec :

f : fonction dans le domaine temporel ;

F : fonction dans le domaine de Laplace ;

p : variable complexe.

Propriétés**1. Linéarité :**

$$L(a f(t) + b g(t)) = a F(p) + b G(p)$$

2. Dérivation :

$$L\left(\frac{df(t)}{dt}\right) = pF(p) - f(0)$$

3. Intégration :

$$L\left(\int_0^\infty f(\tau) d\tau\right) = \frac{F(p)}{p}$$

4. Fonction retardée :

$$L(f(t - \tau)) = e^{-p\tau} F(p)$$

5. Limite :

$$\lim_{t \rightarrow +\infty} f(t) = \lim_{p \rightarrow 0} pF(p)$$

Catalogue des correspondances entre les domaines temporels et de Laplace

$f(t), t > 0$	$F(p)$
$\delta(t)$ (fonction de Dirac)	1
1	$\frac{1}{p}$
t	$\frac{1}{p^2}$
t^n	$\frac{n!}{p^{n+1}}$
$e^{-\frac{t}{\tau}}$	$\frac{1}{\left(p + \frac{1}{\tau}\right)}$
$te^{-\frac{t}{\tau}}$	$\frac{1}{\left(p + \frac{1}{\tau}\right)^2}$
$t^n e^{-\frac{t}{\tau}}$	$\frac{n!}{\left(p + \frac{1}{\tau}\right)^{n+1}}$
$\left(1 - \frac{t}{\tau}\right)e^{-\frac{t}{\tau}}$	$\frac{p}{\left(p + \frac{1}{\tau}\right)^2}$

$f(t), t > 0$	$F(p)$
$1 - e^{-\frac{t}{\tau}}$	$\frac{1}{p(1 + \tau p)}$
$\frac{t}{\tau} - 1 + e^{-\frac{t}{\tau}}$	$\frac{1}{\tau^2} \frac{1}{p^2 \left(p + \frac{1}{\tau}\right)}$
$1 - \left(1 + \frac{t}{\tau}\right) e^{-\frac{t}{\tau}}$	$\frac{1}{p(1 + \tau p)^2}$
$\frac{e^{-\frac{t}{\tau_1}} - e^{-\frac{t}{\tau_2}}}{\tau_1 - \tau_2}$	$\frac{1}{\tau_1 \tau_2 \left(p + \frac{1}{\tau_1}\right) \left(p + \frac{1}{\tau_2}\right)}$
$\left(\frac{1}{\tau} - \frac{1}{\tau_1}\right) e^{-\frac{t}{\tau_1}} - \left(\frac{1}{\tau_2} - \frac{1}{\tau}\right) e^{-\frac{t}{\tau_2}}$	$\left(\frac{1}{\tau_2} - \frac{1}{\tau_1}\right) \frac{p + \frac{1}{\tau}}{\left(p + \frac{1}{\tau_1}\right) \left(p + \frac{1}{\tau_2}\right)}$
$1 + \frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \left(\tau_1 e^{-\frac{t}{\tau_1}} - \tau_2 e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right)$	$\frac{1}{\tau_1 \tau_2 p \left(p + \frac{1}{\tau_1}\right) \left(p + \frac{1}{\tau_2}\right)}$
$\frac{\omega}{\sqrt{1 - \xi^2}} e^{-\xi \omega t} \sin(\omega \sqrt{1 - \xi^2} \cdot t)$	$\frac{1}{1 + \frac{2\xi}{\omega} p + \frac{p^2}{\omega^2}}$ avec $\xi < 1$
$1 - \frac{1}{\sqrt{1 - \xi^2}} e^{-\xi \omega t} \sin(\omega \sqrt{1 - \xi^2} \cdot t + \varphi)$ avec $\cos \varphi = \xi$	$\frac{1}{p \left(1 + \frac{2\xi}{\omega} p + \frac{p^2}{\omega^2}\right)}$ avec $\xi < 1$
$\sin \omega t$	$\frac{\omega}{p^2 + \omega^2}$
$\cos \omega t$	$\frac{\omega}{p(p^2 + \omega^2)}$
$1 - \cos \omega t$	$\frac{\omega^2}{p(p^2 + \omega^2)}$
$t - \frac{1}{\omega} \sin \omega t$	$\frac{\omega^2}{p^2(p^2 + \omega^2)}$
$e^{-\frac{t}{\tau}} \sin \omega t$	$\frac{\omega}{\omega^2 + \left(p + \frac{1}{\tau}\right)^2}$
$e^{-\frac{t}{\tau}} \cos \omega t$	$\frac{p + \frac{1}{\tau}}{\left(p + \frac{1}{\tau}\right)^2 + \omega^2}$
$\text{sh } \omega t$	$\frac{\omega}{p^2 - \omega^2}$
$\text{ch } \omega t$	$\frac{p}{p^2 - \omega^2}$

8.2.3 Fonctions de transfert

À partir de l'équation différentielle régissant un problème physique se calcule la fonction de transfert $H(p)$ telle que :

$$\begin{aligned} (a_n p^n + a_{n-1} p^{n-1} + \dots + a_1 p + a_0) Y(p) - P_{CI}(p) \\ = (b_m p^m + b_{m-1} p^{m-1} + \dots + b_1 p + b_0) U(p) \end{aligned}$$

Avec :

$$\begin{aligned} P_{CI}(p) = a_n y(0) p^{n-1} + \left[a_n \frac{dy}{dt}(0) + a_{n-1} y(0) \right] p^{n-2} \\ + \dots + \left[a_n \frac{d^{n-1}y}{dt^{n-1}}(0) + \dots + a_1 y(0) \right] p^0 \end{aligned}$$

Avec :

$Y(p)$: sortie du modèle dans le domaine de Laplace ;

$U(p)$: entrée du modèle dans le domaine de Laplace ;

$P_{CI}(p)$: réponse libre du système (condition initiale) ;

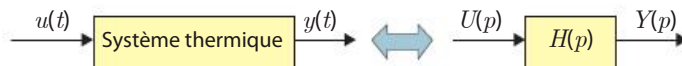
n : ordre du modèle.

La fonction de transfert $H(p)$ dans le domaine de Laplace se définit comme suit :

$$H(p) = \frac{Y(p)}{U(p)} = \frac{b_m p^m + b_{m-1} p^{m-1} + \dots + b_1 p + b_0}{a_n p^n + a_{n-1} p^{n-1} + \dots + a_1 p + a_0} \quad (\text{avec : } P_{CI}(p) = 0 \text{ ici})$$

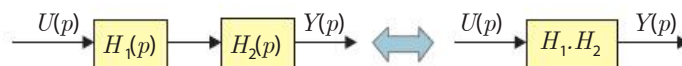
8.2.4 Schéma bloc

Un modèle peut *in fine* être représenté par un schéma dit bloc :

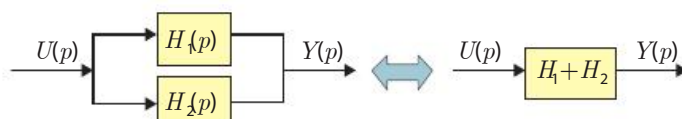


Ces fonctions peuvent se combiner :

1. en série :



2. en parallèle :



8.3 Réponse temporelle d'un système

8.3.1 Réponse temporelle à des entrées apériodiques

Réponse indicielle pour un système du premier ordre

Un modèle du **premier ordre** est le type de modèle dynamique le plus simple que l'on retrouve. Il est caractérisé principalement par une constante de temps τ , qui en thermique est dépendante principalement des coefficients d'échange et de l'inertie thermique du système (matériaux, fluides, parois, etc.).

Fonction de transfert type

$$H(p) = \frac{K}{1 + \tau p}$$

Avec

$$K = \frac{\text{variation de la grandeur physique en régime permanent}}{\text{échelon du transfert réglant ou perturbateur}} = \frac{\Delta y}{\Delta s}$$

Avec :

τ : constante de temps ;

K : gain statique.

Réponse à un échelon unitaire

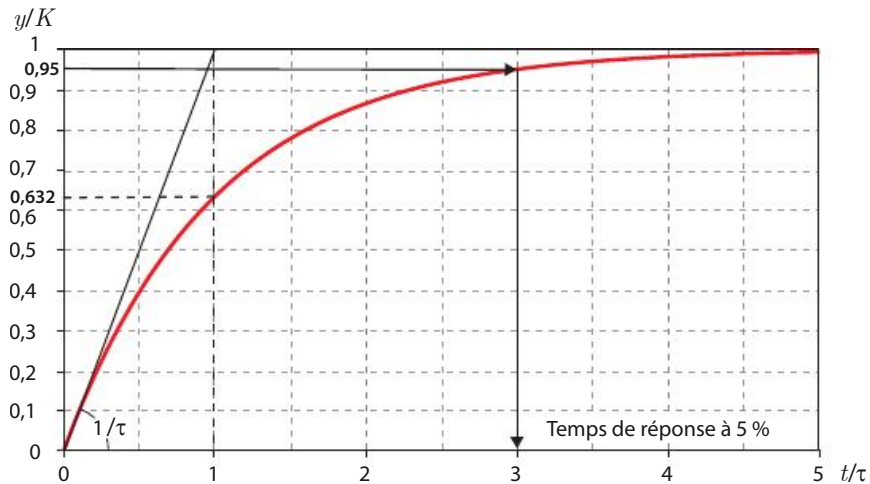
$$Y(p) = H(p) \cdot U(p) = \frac{K}{(1 + \tau p)} \cdot \frac{1}{p} \rightarrow y(t) = K \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right)$$

En thermique, une définition générale de la constante de temps peut s'écrire :

$$\tau = \frac{\text{masse thermique}}{\text{coefficient d'échange thermique}}$$

Exemples :

$$\tau = \frac{mc_p}{hS} \text{ ou } \tau = \frac{\rho V c_p}{US} \text{ ou } \tau = \frac{\rho_j V_j c_{pj}}{\rho_i q_{vi} c_{pi}}$$



Réponse indicielle pour un système du second ordre

Un modèle du **second ordre** est un type de modèle dynamique plus complexe mais aussi plus précis et qui est souvent bien adapté aux problèmes de transferts thermiques en raison de leur caractère inertiel. Ces modèles sont caractérisés principalement par une constante de temps τ et un facteur d'amortissement ξ qui, en thermique, sont dépendants des coefficients d'échange et de l'inertie thermique du système (matériaux, fluides, parois, etc.).

Fonction de transfert type

$$H(p) = \frac{K}{\tau^2 p^2 + 2\xi\tau p + 1}$$

Avec :

τ : période naturelle d'oscillations du système ;

ξ : facteur d'amortissement ;

K : gain statique.

Ou :

$$H(p) = \frac{K}{\tau_1 \cdot \tau_2 \left(p + \frac{1}{\tau_1} \right) \left(p + \frac{1}{\tau_2} \right)}$$

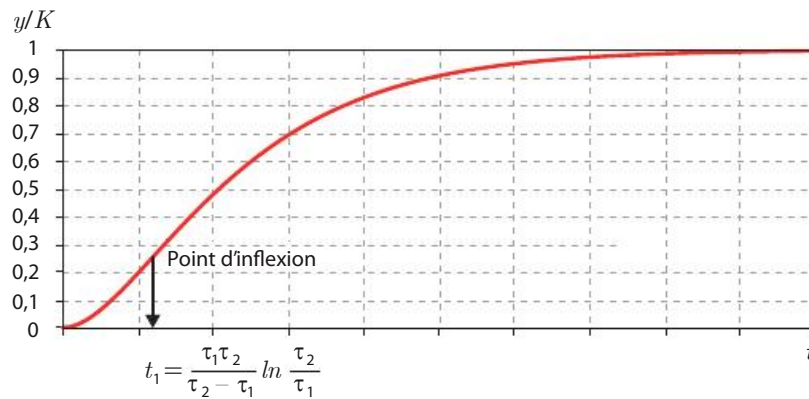
Avec :

$$p_1 = \frac{1}{\tau} \left(-\xi - \sqrt{\xi^2 - 1} \right) = -\frac{1}{\tau_1} \quad \text{et} \quad p_2 = \frac{1}{\tau} \left(-\xi + \sqrt{\xi^2 - 1} \right) = -\frac{1}{\tau_2}$$

Réponse à un échelon unitaire : cas où $\xi > 1$

$$Y(p) = H(p) \cdot U(p) = \frac{K}{\tau_1 \cdot \tau_2 \left(p + \frac{1}{\tau_1} \right) \left(p + \frac{1}{\tau_2} \right)} \cdot \frac{1}{p}$$

$$\rightarrow y(t) = K \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \right) \left(\tau_1 e^{-\frac{t}{\tau_1}} - \tau_2 e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) \right]$$

**Réponse à un échelon unitaire : cas où $\xi < 1$**

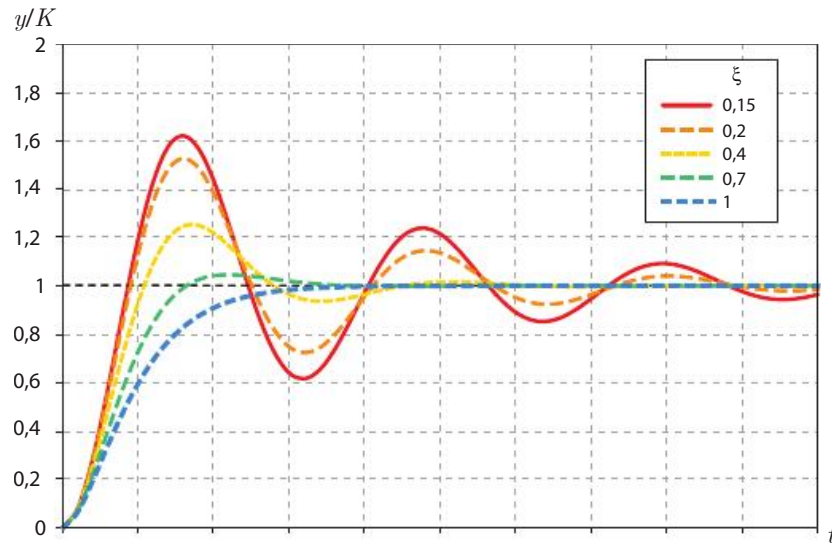
$$H(p) = \frac{K}{\frac{1}{\omega_n^2} p^2 + \frac{2\xi}{\omega_n} p + 1}$$

Avec :

$$p_1 = \omega_n \left(-\xi - j\sqrt{\xi^2 - 1} \right) = -\frac{1}{\tau_1} \quad \text{et} \quad p_2 = \omega_n \left(-\xi + j\sqrt{\xi^2 - 1} \right) = -\frac{1}{\tau_2}$$

$$Y(p) = H(p) \cdot U(p) = \frac{K}{\frac{1}{\omega_n^2} p^2 + \frac{2\xi}{\omega_n} p + 1} \cdot \frac{1}{p}$$

$$\rightarrow y(t) = K \left[1 - \frac{1}{\sqrt{1 - \xi^2}} e^{-\xi \omega_n t} \sin \left(\omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \cdot t + \varphi \right) \right] \quad \text{avec} \quad \cos \varphi = \xi$$



8.3.2 Paramètres caractéristiques d'une réponse indicielle

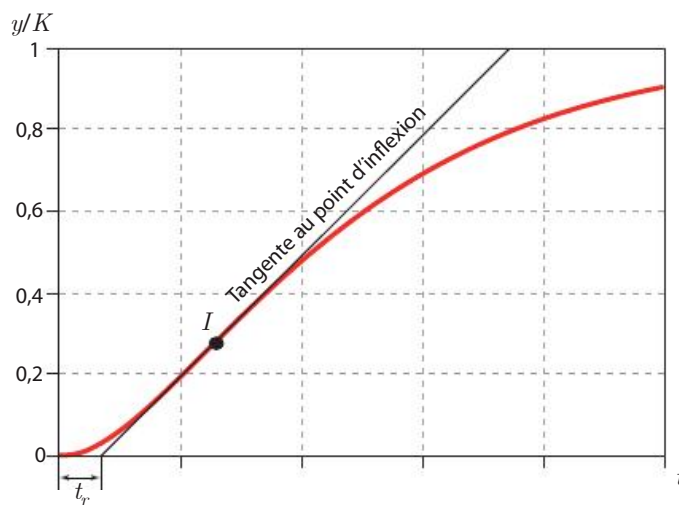
Temps de réponse à x %

Il caractérise la rapidité d'approche de la valeur stationnaire. Par exemple, ce temps de réponse vaut :

- 3τ pour une réponse à 95 %, pour un système du premier ordre ;
- 5τ pour une réponse à 99 %, pour un système du premier ordre.

Retard

Il caractérise l'inertie du système et permet d'évaluer la difficulté d'une boucle de régulation :



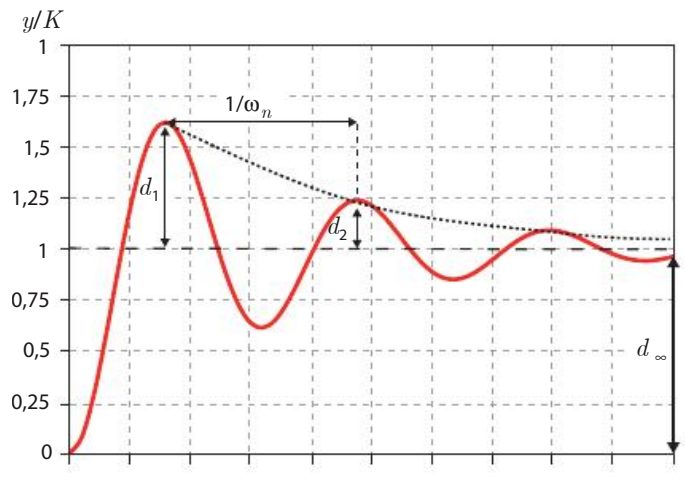
Pour un système du second ordre :

$$t_r = t_I - \frac{y(t_I)}{y'(t_I)}$$

Avec :

$$y'(t) = K \left[\left(\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \right) \left(e^{-\frac{t}{\tau_2}} - e^{-\frac{t}{\tau_1}} \right) \right] \quad \text{et} \quad t_I = \frac{\tau_1 \tau_2}{\tau_2 - \tau_1} \ln \left(\frac{\tau_2}{\tau_1} \right)$$

Dépassement



Si la réponse est oscillante, le critère de dépassement D caractérise le dépassement maximum relatif par rapport à la valeur asymptotique :

$$D = 100 \frac{d_1}{d_\infty} = 100 e^{-\frac{\xi \pi}{\sqrt{1-\xi^2}}}$$

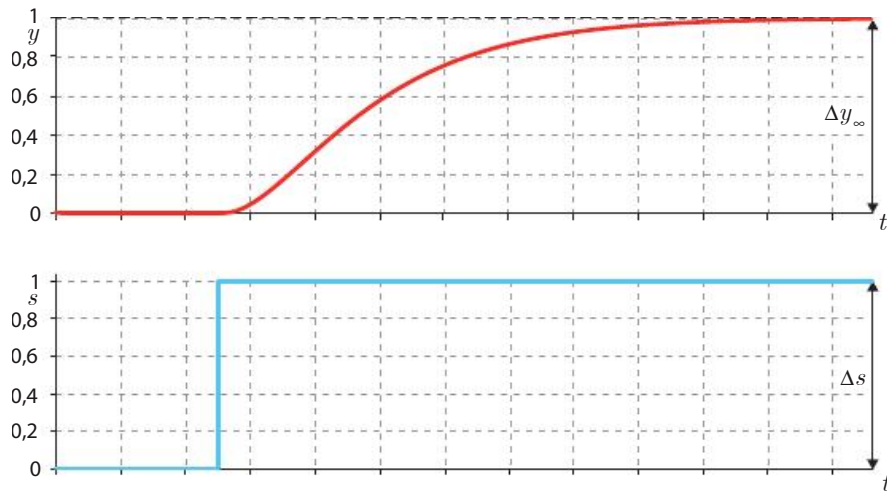
Décroissance

Il existe aussi le décrement logarithmique caractérisant l'amortissement d'une réponse :

$$D_{LM} = \ln \left(\frac{d_1}{d_2} \right)$$

Gain statique

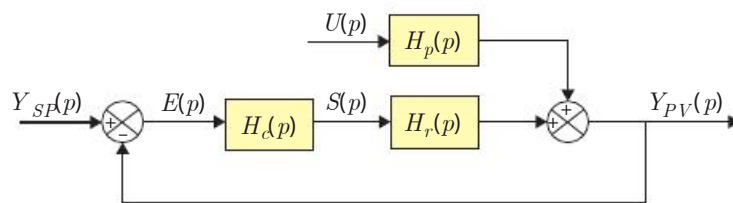
Il caractérise la réponse en régime stationnaire :



$$K = \frac{\text{variation de la grandeur physique en régime permanent}}{\text{échelon du transfert réglant ou perturbateur}} = \frac{\Delta y_{\infty}}{\Delta s}$$

8.4 Modèles de comportement : systèmes bouclés

Un système de régulation est un système bouclé (boucle ouverte ou fermée) qui agrège plusieurs blocs caractérisés chacun par une fonction de transfert :



Avec :

- $H_p(p)$: fonction de transfert perturbateur dans le domaine de Laplace ;
- $H_r(p)$: fonction de transfert réglant dans le domaine de Laplace ;
- $H_c(p)$: fonction de transfert du régulateur (correction) dans le domaine de Laplace ;
- $Y_{PV}(p)$: grandeur réglée mesurée (*Process Value*) dans le domaine de Laplace ;
- $Y_{SP}(p)$: consigne (*Set Point*) de la grandeur réglée dans le domaine de Laplace ;
- $U(p)$: grandeur perturbatrice dans le domaine de Laplace ;
- $S(p)$: signal de réglage dans le domaine de Laplace ;
- $E(p)$: écart entre la valeur de consigne Y_{SP} et la valeur effective (mesure) Y_{PV} .

Méthodes d'identification des modèles de comportement

9.1 Objectif de l'identification

L'identification permet de calculer les paramètres d'un modèle de comportement à partir de données expérimentales dans le but de choisir et de paramétrer de manière optimale le régulateur associé.

9.2 Méthodes graphiques

9.2.1 Systèmes apériodiques avec retard en boucle ouverte (BO)

La méthode de **STREJC** pour les modèles d'ordre > 1

La méthode de **STREJC** permet l'identification d'un processus dont la réponse indicielle n'a pas de dépassement. Cette méthode consiste à considérer une fonction de transfert du type :

$$H(p) = \frac{K e^{-t_r p}}{(1 + \tau p)^n}$$

Avec :

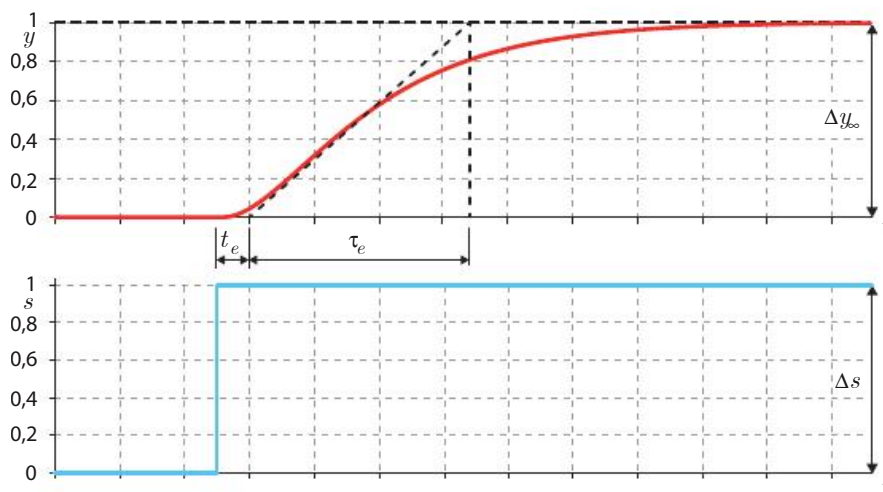
K : gain statique ;

t_r : temps de retard ;

τ : constante de temps ;

n : ordre du modèle.

Dans cette expression, la constante de temps apparaît comme la moyenne arithmétique de toutes les constantes du système, ce qui sous-entend qu'elles sont proches : c'est l'hypothèse de la méthode.



Méthode d'identification des paramètres du modèle

1. Tracer la **tangente** au point d'**inflexion** ;
2. Mesurer les temps t_e et τ_e ;
3. Calculer le rapport $\lambda_e = t_e / \tau_e$;
4. Chercher le rapport λ_e immédiatement inférieur à la valeur calculée et déterminer l'ordre n du modèle :

λ_e	n	τ/τ_e
0	1	1
0,104	2	0,368
0,218	3	0,271
0,319	4	0,224
0,410	5	0,195

λ_e	n	τ/τ_e
0,493	6	0,175
0,570	7	0,161
0,642	8	0,149
0,709	9	0,140
0,773	10	0,132

5. Calculer la constante de temps τ :

$$\tau = \frac{\tau}{\tau_e} \Big|_{table} \cdot \tau_e$$

6. Calculer le temps de retard t_r :

$$t_r = t_e - \lambda_e^{table} \cdot \tau_e$$

7. Calculer le gain statique :

$$K = \frac{\Delta y_\infty}{\Delta s}$$

La méthode de BROÏDA : méthode d'ordre 1

La méthode de **BROÏDA** permet l'identification d'un processus dont la réponse indicielle n'a pas de dépassement. Cette méthode consiste à considérer une fonction de transfert du premier ordre retardé :

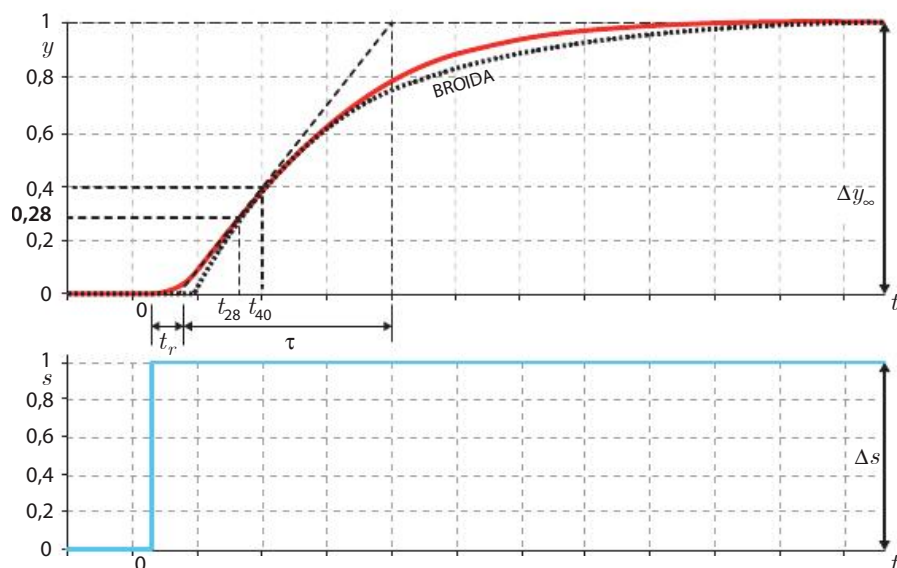
$$H(p) = \frac{K e^{-t_r p}}{(1 + \tau p)}$$

Avec :

K : gain statique ;

t_r : temps de retard ;

τ : constante de temps.



Méthode d'identification des paramètres du modèle

1. Mesurer les instants t_{28} et t_{40} auxquels la réponse atteint respectivement 28 % et 40 % de la valeur finale ;
2. Calculer le temps de retard :

$$t_r = 2,8t_{28} - 1,8t_{40}$$

3. Calculer la constante de temps :

$$\tau = 5,5(t_{40} - t_{28})$$

4. Calculer le gain statique :

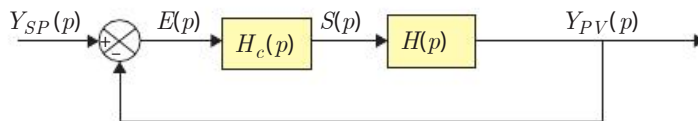
$$K = \frac{\Delta y_{\infty}}{\Delta s}$$

9.2.2 Identification en boucle fermée (BF)

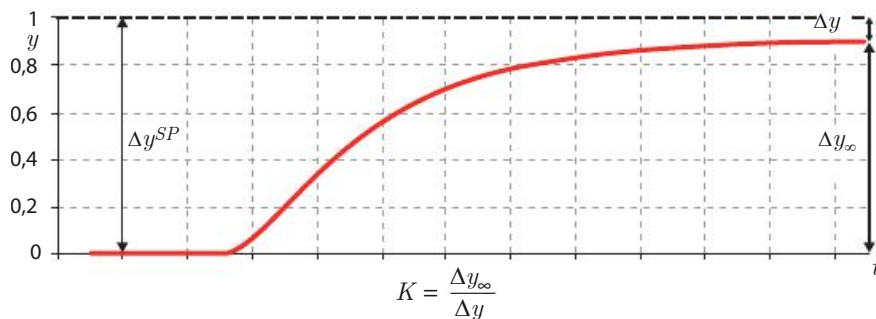
L'identification en **boucle fermée** suppose la présence d'un correcteur (d'un régulateur) de manière à utiliser l'écart entre la consigne et la mesure ε pour générer un signal s de réglage. En pratique, on utilise un régulateur élémentaire proportionnel (P).

On considère les fonctions de transfert suivantes :

$$H(p) = \frac{Ke^{-t_p p}}{(1 + \tau p)} \quad \text{et} \quad H_c(p) = K_p \text{ (régulateur proportionnel, cf. chapitre 10)}$$

**Identification du gain statique**

On applique un échelon de consigne Δy_{∞} puis on observe la réponse indicielle :



Identification des paramètres dynamiques

Pour faire apparaître les paramètres dynamiques, il faut d'abord modifier le gain du régulateur jusqu'au gain critique K_{pc} : gain à partir duquel on passe d'un régime apériodique à un régime oscillatoire entretenu.

$$\tau = \frac{T}{2\pi} \sqrt{K_{BC}^2 - 1} \quad \text{et} \quad t_r = \frac{T}{2} \left(1 - \frac{\tan^{-1} \sqrt{K_{BC}^2 - 1}}{\pi} \right)$$

Avec :

$$K_{BC} = \frac{K \cdot K_{pc}}{1 + K \cdot K_{pc}} \text{ gain de boucle critique}$$

9.3 Comportement dynamique des équipements climatiques

En génie climatique, deux modèles sont souvent retenus car ils donnent une représentation fidèle et simple des comportements thermiques selon les systèmes :

- les modèles du **premier ordre** ;
- les modèles du **second ordre** approchés par des modèles du premier ordre avec retard.

Au final, cela revient à ne considérer qu'un modèle du premier ordre retardé, avec un temps de retard qui sera pris nul pour les systèmes du premier ordre purs.

Les régulateurs

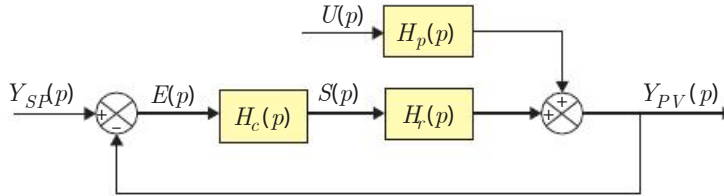
10.1 Rôle d'un régulateur

Un régulateur doit satisfaire plusieurs critères :

- **maintenir** la grandeur réglée à sa **consigne** ;
- **compenser** les effets des perturbations ;
- **être stable** (éviter le pompage) ;
- **régler** de manière rapide une grandeur.

10.2 Équation générale d'une boucle de régulation

On considère une boucle complète de régulation :



Avec :

- $H_p(p)$: fonction de transfert perturbateur dans le domaine de Laplace ;
- $H_r(p)$: fonction de transfert réglant dans le domaine de Laplace ;
- $H_c(p)$: fonction de transfert du régulateur (correcteur) dans le domaine de Laplace ;
- $Y_{PV}(p)$: grandeur réglée mesurée (*Process Value*) dans le domaine de Laplace ;
- $Y_{SP}(p)$: consigne de la grandeur réglée (*Set Point*) dans le domaine de Laplace ;
- $U(p)$: grandeur perturbatrice dans le domaine de Laplace ;
- $S(p)$: signal de réglage dans le domaine de Laplace ;
- $E(p)$: écart entre la valeur de consigne Y_{SP} et la valeur effective (mesure) Y_{PV} .

Formulation mathématique

$$Y_{PV} = \frac{H_r H_c}{1 + H_r H_c} Y_{SP} + \frac{H_p}{1 + H_r H_c} U \quad (\text{cf. Problème 5.9})$$

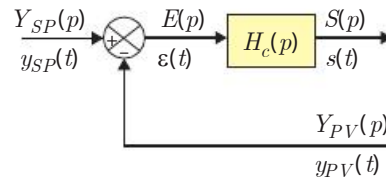
On définit les fonctions de transfert de boucles fermée (BF) et ouverte (BO) telles que :

$$H_{BF} = \frac{H_{BO}}{1 + H_{BO}} \quad \text{et} \quad H_{BO} = H_r H_c \quad \rightarrow \quad Y_{PV} = H_{BF} Y_{SP} + \frac{H_p}{1 + H_{BO}} U$$

10.3 Les régulateurs PID

Un régulateur PID met en œuvre trois actions élémentaires P, I et D afin de régler une grandeur avec des critères de **précision**, de **rapidité** et de **stabilité**. Ces actions peuvent être combinées de différentes manières. Aussi, des procédures existent pour paramétrer l'ensemble des caractéristiques de chaque action de manière optimale.

On considère la boucle de régulation élémentaire suivante en isolant le régulateur :



Avec :

H_c : fonction de transfert du régulateur (« c » pour correcteur) ;

y_{PV} : grandeur réglée mesurée ;

y_{SP} : consigne de la grandeur réglée ;

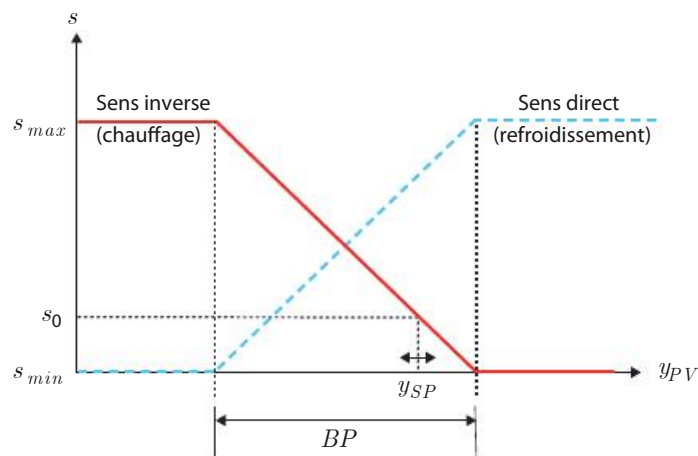
ε : écart à la consigne ;

s : signal de réglage.

10.3.1 Action proportionnelle P

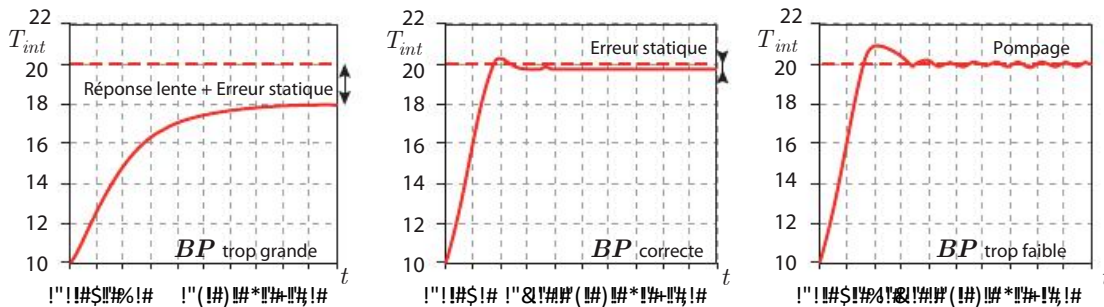
Le principe de l'action proportionnelle consiste à générer un **signal de réglage proportionnel à l'écart entre la consigne et la mesure** de la grandeur réglée. L'action P est la régulation de base de tout régulateur PID. Elle permet de lui procurer sa rapidité et sa progressivité. L'action P est caractérisée par son gain K_p et/ou par sa bande proportionnelle BP :

$$s_p(t) = s_0 + K_p \varepsilon(t) \quad \text{avec} \quad K_p = \frac{S_{max} - S_{min}}{BP}$$



Le régulateur proportionnel ne répond qu'à la grandeur instantanée de l'écart, il est insensible à la vitesse de variation ou à la durée de cet écart. Aussi, puisqu'il faut une modification de l'écart pour provoquer une modification du signal de réglage, il existe un écart résiduel : si l'écart est nul, la correction s'annule et la dérive reprend. Pour réduire cet écart, il faut réduire la bande proportionnelle, mais il existe une BP minimale en dessous de laquelle le régulateur

aura un fonctionnement cyclique assimilable à un régulateur TOR : c'est le **pompage**. Un décalage manuel du point de consigne peut permettre d'éliminer cet écart pour une condition de charge donnée : cependant cette stratégie ne sera pas efficace sur l'ensemble des points de fonctionnement. Les robinets thermostatiques sont des régulateurs de type P qui emploient cette stratégie de décalage de la consigne en espérant annuler l'erreur statique. La bande proportionnelle peut s'exprimer dans l'unité de la grandeur réglée (en K par exemple) ou en pourcentage de la plage de la consigne. Dans la régulation d'ambiance, les valeurs de **BP** sont de l'ordre de 1 K (de 0,5 à 2 K en pratique).



La fonction de transfert de l'action P dans le domaine de Laplace est définie par :

$$H_c(p) = K_p$$

Théorie de l'erreur statique

Hypothèses

1. Système sans perturbations ($H_p = 0$) ;
2. Réponse à un échelon de consigne d'amplitude K_{SP} .

$$\rightarrow E = \frac{Y_{SP}}{1 + H_r H_c} \quad \text{avec} \quad H_c(p) = K_p \quad \text{et} \quad Y_{SP}(p) = \frac{K_{SP}}{p}$$

1. Système réglant du 1^{er} ordre

$$H_r = \frac{K_r}{1 + \tau p}$$

$$\rightarrow E = \frac{\frac{K_{SP}}{p}}{1 + \frac{K_r K_p}{1 + \tau p}}$$

$$\rightarrow \lim_{t \rightarrow +\infty} \varepsilon(t) = \lim_{p \rightarrow 0} pE(p) = \frac{K_{SP}}{1 + K_r K_p}$$

2. Système réglant du 2^e ordre

$$H_r = \frac{K_r}{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}$$

$$\rightarrow E = \frac{\frac{K_{SP}}{p}}{1 + \frac{K_r K_p}{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}}$$

$$\rightarrow \lim_{t \rightarrow +\infty} \varepsilon(t) = \lim_{p \rightarrow 0} pE(p) = \frac{K_{SP}}{1 + K_r K_p}$$

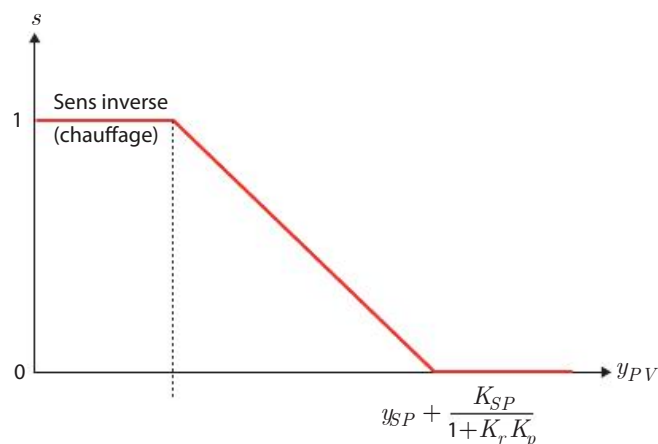
L'erreur statique est donc non nulle et va dégrader la précision de la régulation :

$$\lim_{t \rightarrow +\infty} \varepsilon(t) = \frac{K_{SP}}{1 + K_r K_p} \neq 0$$

Au final :

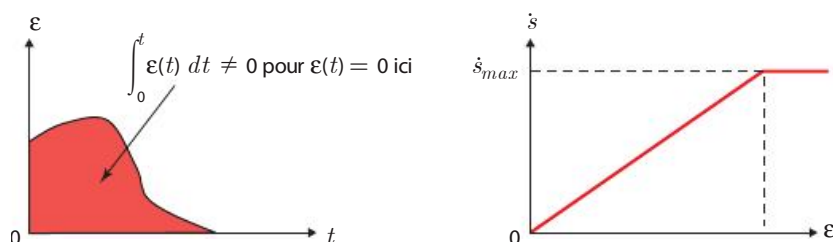
1. L'erreur statique est **proportionnelle** au **gain** de l'échelon de consigne ;
2. Le seul moyen d'annuler l'erreur statique est d'avoir $K_p \gg 1$, ce qui induit une instabilité, à savoir des oscillations autour de la valeur de consigne (cf. graphiques sur la page précédente). Cela revient à utiliser un régulateur TOR (oscillations autour de la consigne).

Enfin, une stratégie consiste à décaler la consigne de l'erreur statique pour améliorer la précision de la régulation (cf. graphique ci-dessous). Cependant il faut veiller à ce que le réglage arbitraire soit valable pour la plage de fonctionnement considérée : l'erreur statique étant variable selon les cas.



10.3.2 Action intégrale I

Le principe de l'action intégrale consiste à générer un **signal de réglage proportionnel à la somme des écarts passés entre la consigne et la mesure de la grandeur réglée sur une période définie**. L'action I peut également être définie comme une **variation proportionnelle de la vitesse de l'organe de réglage en fonction de l'écart instantané entre la consigne et la mesure de la grandeur réglée**. L'action I permet **d'annuler l'erreur statique** car même lorsque l'écart instantané est nul le signal de réglage lui peut être non nul. En effet, si la vitesse de l'organe est nulle : il restera donc figé à une position qui peut être comprise entre 0 et 1.



L'action I est caractérisée par sa constante de temps d'intégration T_i :

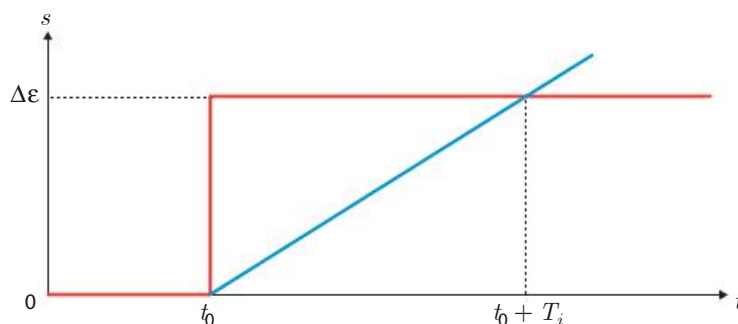
$$s(t) = s_0 + \frac{1}{T_i} \int_0^t \varepsilon(t) dt \text{ avec } T_i \text{ la constante de temps d'intégration}$$

$$\updownarrow$$

$$\dot{s}(t) = \frac{\varepsilon(t)}{T_i} \text{ avec } T_i \text{ la constante de temps d'intégration}$$

→ Évolution du signal de sortie en réponse à un échelon sur l'écart $\Delta\varepsilon$:

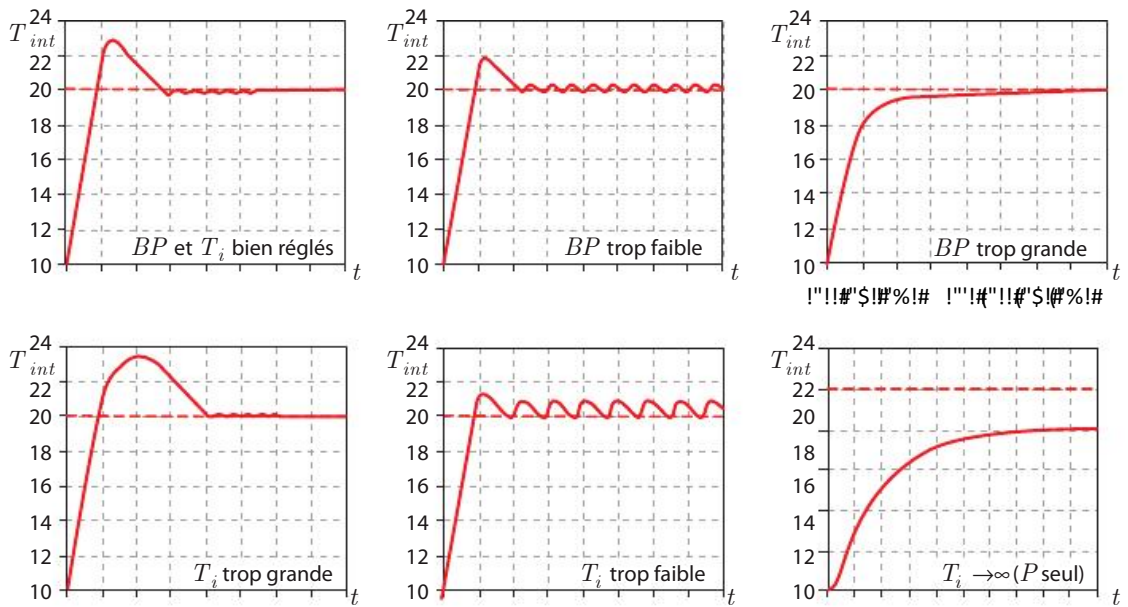
$$s(t) = s_0 + \frac{\Delta\varepsilon}{T_i} \int_0^t dt = \frac{\Delta\varepsilon}{T_i} t$$



Il est impossible de mettre en place l'action I seule : elle est toujours associée à l'action P en base au minimum. Le temps d'intégration se définit en relation avec la bande proportionnelle de l'action P selon certaines règles (*cf.* chapitre 10). La fonction de transfert de l'action I dans le domaine de Laplace est définie par :

$$H_c(p) = \frac{1}{T_i p}$$

L'action I permet d'annuler l'erreur statique et donc d'obtenir une meilleure précision, mais cela se fait au détriment de la stabilité (*cf.* graphiques ci-après) et de la réglabilité (plus complexe en raison du réglage de deux paramètres interdépendants).



Théorie de l'erreur statique

Pour rappel (cf. action P) :

$$E = \frac{Y_{SP}}{1 + H_r H_c} \quad \text{avec} \quad H_c(p) = K_p \left(1 + \frac{1}{p T_i} \right) \quad \text{et} \quad Y_{SP}(p) = \frac{K_{SP}}{p}$$

1. Système réglant du 1^{er} ordre

$$H_r = \frac{K_r}{1 + \tau p}$$

$$\rightarrow E = \frac{\frac{K_{SP}}{p}}{1 + \frac{K_r K_p \left(1 + \frac{1}{p T_i} \right)}{1 + \tau p}}$$

2. Système réglant du 2^e ordre

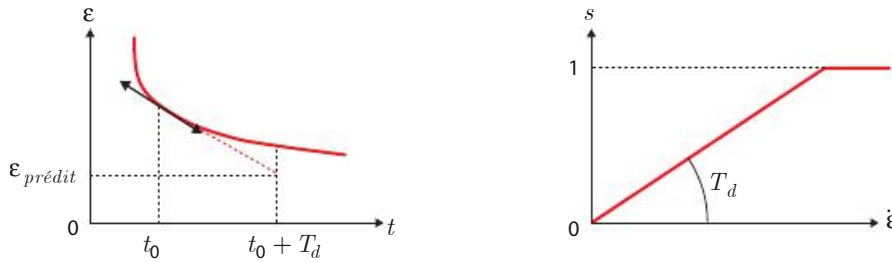
$$H_r = \frac{K_r}{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}$$

$$\rightarrow E = \frac{\frac{K_{SP}}{p}}{1 + \frac{K_r K_p \left(1 + \frac{1}{p T_i} \right)}{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}}$$

$$\rightarrow \lim_{t \rightarrow +\infty} \varepsilon(t) = \lim_{p \rightarrow 0} pE(p) = \lim_{p \rightarrow 0} \frac{\frac{p K_{SP}}{p}}{1 + \frac{K_r K_p \left(1 + \frac{1}{p T_i} \right)}{1 + \tau p}} = \lim_{p \rightarrow 0} \frac{p T_i K_{SP}}{K_r K_p} = 0$$

10.3.3 Action dérivée D

Le principe de l'action dérivée consiste à générer un **signal de réglage proportionnel à la vitesse de variation de l'écart entre la consigne et la mesure de la grandeur réglée**. L'action D permet d'**anticiper** les variations de cet écart pour les compenser par une impulsion qui va décroître très rapidement. En effet, une perturbation forte et brutale, compte tenu des inerties, notamment, nécessite une compensation par un surcroît de transfert réglant (un flux de chaleur par exemple) dès le début de l'action. Le dosage de l'action D est défini par la constante de temps de dérivation T_d : l'action D permet de prédire l'erreur selon une méthode numérique type Euler avec T_d comme pas de discrétisation (cf. graphique ci-dessous à gauche).



$$s(t) = s_0 + T_d \frac{d\varepsilon}{dt} \text{ avec } T_d \text{ la constante de temps de dérivation}$$

La fonction de transfert de l'action D dans le domaine de Laplace est définie par :

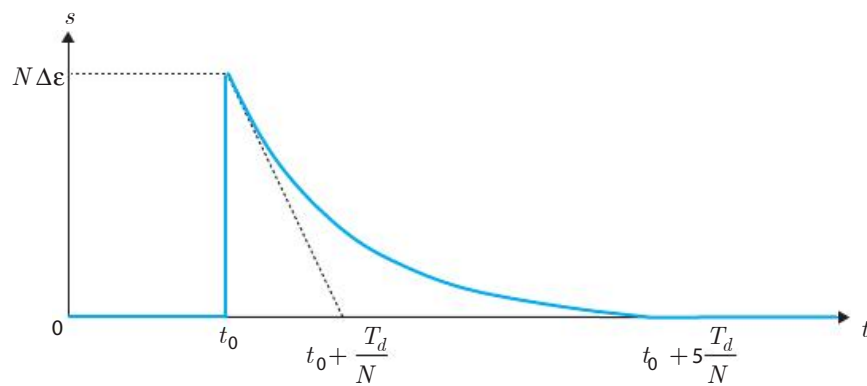
$$H_c(p) = T_d p$$

La fonction de transfert de l'action D est idéale. En fait, elle est irréalisable car le degré du numérateur est supérieur ou égal au degré du dénominateur. Sans filtre, la réponse à un échelon correspondait à un Dirac (une impulsion) : or tout organe de réglage ne peut supporter ce type de réponse et notamment les servomoteurs de vannes ou les variateurs de vitesse. Dans la réalité, on filtre toujours l'action dérivée telle que :

$$H_c(p) = \frac{T_d p}{1 + \frac{T_d}{N} p} \quad \text{avec} \quad 2 \leq N \leq 10$$

Réponse à un échelon d'écart à la consigne $\Delta\varepsilon$

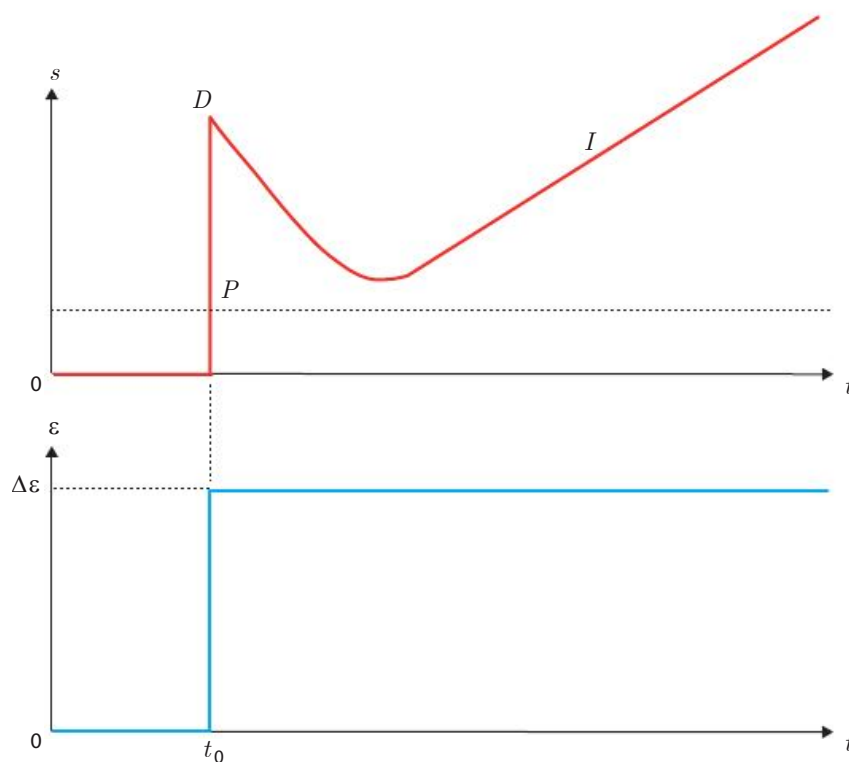
$$H_c(p) = \frac{S(p)}{E(p)} \rightarrow S(p) = \frac{T_d p}{1 + \frac{T_d}{N} p} \cdot \frac{\Delta\varepsilon}{p} = N \Delta\varepsilon \frac{1}{\frac{N}{T_d} + p} \rightarrow s(t) = N \Delta\varepsilon \cdot e^{-\frac{N}{T_d} t}$$



10.3.4 Actions combinées PID

Un régulateur PID combine au plus les trois actions élémentaires. En pratique, on retrouve des régulateurs P, PI, PD ou PID selon les systèmes à réguler.

Réponse combinée à un échelon d'écart à la consigne $\Delta\epsilon$



Chronologiquement, l'action D débute le réglage par une impulsion, l'action P prend ensuite le relais pour la régulation de base (droite horizontale sur le graphique ci-dessus), enfin l'action I ajuste le réglage de manière à annuler l'erreur statique (rampe sur le graphique ci-dessus).

10.3.5 Bilan

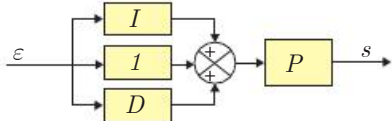
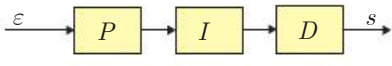
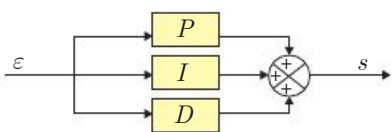
Les actions P, I et D présentent chacune des avantages et des inconvénients répertoriés dans le tableau suivant :

Action	Rapidité	Précision	Stabilité
P	↗	↘	↗
I	—	↗	↘
D	↗	↘	—

Le paramétrage de ces régulateurs consistera à déterminer judicieusement ces trois paramètres de réglage de manière à trouver un compromis entre la précision, la rapidité et la stabilité du réglage.

10.3.6 Les architectures de PID

Les actions P, I et D peuvent être combinées selon différentes architectures :

Architecture	Schéma	Signal de sortie
mixte		$s(t) = K_p \left[1 + \frac{1}{T_i} \int_0^t \varepsilon(t) dt + T_d \frac{d\varepsilon}{dt} \right]$
série		$s(t) = K_p \left[\frac{T_i + T_d}{T_d} + \frac{1}{T_i} \int_0^t \varepsilon(t) dt + T_d \frac{d\varepsilon}{dt} \right]$
parallèle		$s(t) = \left[K_p + \frac{1}{T_i} \int_0^t \varepsilon(t) dt + T_d \frac{d\varepsilon}{dt} \right]$

À partir de ces trois architectures de base découlent différents régulateurs :

P	PI série	PI parallèle	PD série	PD parallèle
---	----------	--------------	----------	--------------

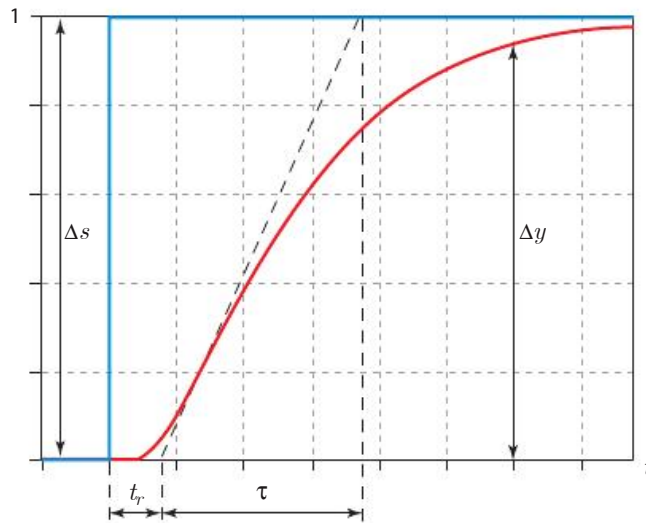
Les architectures en série impliquent un lien fort entre les paramètres du régulateur puisque les coefficients de chaque action sont interdépendants. Les architectures en parallèle offrent une grande liberté de réglage. Malgré tout, cette dernière structure est peu utilisée car plus complexe à régler. L'architecture mixte est la plus courante car il est essentiel qu'il y ait un rapport de proportionnalité entre les temps d'intégration et de dérivation notamment ($T_i / T_d \approx 4 \text{ à } 5$) (cf. Problème 5.5).

10.4 Méthodes de paramétrage des régulateurs PID

De bonnes connaissances du type et des données caractéristiques du système réglé sont indispensables pour la configuration des actions P, I et D.

10.4.1 Méthodes basées sur la réponse à un échelon

Ces méthodes consistent à caractériser la réponse d'un système d'ordre n à un échelon de transfert réglant. Ensuite, l'identification des constantes de temps/d'équilibrage et de temps de retard/temps mort permet la détermination des paramètres du régulateur selon l'architecture choisie. Dans les chapitres précédents, il a été montré que la plupart des systèmes d'ordre supérieur à 1 pouvaient être approchés soit par un système d'ordre 2 avec temps de retard et temps d'équilibrage, soit par un système d'ordre 1 caractérisé par une seule constante de temps et retardé à l'aide d'un temps mort.



1. t_r : temps de retard ;
2. τ : constante de temps ou temps d'équilibrage ;

Avec :

s : signal de réglage

y : grandeur réglée

$$K = \frac{\lim_{t \rightarrow \infty} \Delta y}{\Delta s} = \frac{\Delta y_{\infty}}{\Delta s}$$

Méthode empirique de Ziegler-Nichols [5]

Cette méthode se fonde sur la connaissance des caractéristiques temporelles précédemment définies lors d'une réponse à un échelon de gain K . On considère :

$$\lambda = \frac{t_r}{\tau}$$

Régulateur	K_p	T_i	T_d
P	$\frac{1}{\lambda K}$	-	-
PI	$\frac{0,9}{\lambda K}$	$3,33t_r$	-
PID	$\frac{1,2}{\lambda K}$	$2t_r$	$0,5t_r \left(= \frac{T_i}{4} \right)$

Méthode SIEMENS

Dans ses notices, le fabricant **SIEMENS** propose le paramétrage suivant. Il est à noter que le paramètre N du filtre de l'action dérivée est modifiable.

Régulateur	K_p	T_i	T_d	N
P	$\frac{1}{\lambda K}$	-	-	-
PI	$\frac{0,83}{\lambda K}$	$4t_r$	-	-
PD	$\frac{1,2}{\lambda K}$	-	$\frac{\lambda K}{4}$	2
PID	$\frac{1,2}{\lambda K}$	$2t_r$	$0,4t_r \left(= \frac{T_i}{5} \right)$	2
PD/PID	$\frac{2,5}{\lambda K}$	$2t_r$	$0,4t_r \left(= \frac{T_i}{5} \right)$	2

Remarques

« Le rapport T_i/T_d se situe entre 4 et 5 et est optimal pour la plupart des systèmes réglés. Le non-respect du temps dérivé T_d est non critique pour les régulateurs PD. Sur les régulateurs PI ou PID, des oscillations de régulation se produisent lorsque le temps d'action par intégration T_i est choisi de plus de la moitié trop petit. Un temps de dosage d'intégration trop élevé ralentit l'élimination des perturbations. On ne peut pas s'attendre à ce que les boucles de régulation

fonctionnent “de manière optimale” après les premiers réglages de paramètres. L’expérience montre qu’un réajustement est toujours nécessaire lorsqu’on est en présence d’un système “difficilement régularisable” avec $\lambda > 0,3$. »

Méthode empirique sur la réglabilité de la boucle

Si la **réglabilité** (ou le **degré de difficulté**) λ de la boucle de régulation est connue, il est possible de paramétrer un régulateur uniquement sur cette base. Pour des systèmes courants (régulation d’ambiance d’un local, régulation de la température d’eau de départ, etc.), les ordres de grandeur des degrés de difficulté sont connus approximativement. Cependant, ce réglage ne conviendra pas si des critères de grande précision et de grande stabilité sont requis.

$$\lambda = \frac{t_r}{\tau}$$

Réglabilité	K_p	T_i	T_d
$\lambda < 0,1$ (régulation très facile)	$\frac{5}{K}$	τ	–
$0,1 < \lambda < 0,2$ (régulation facile)	$\frac{0,5}{\lambda K}$	τ	–
$0,2 < \lambda < 0,5$ (régulation difficile)	$\frac{0,5(1 + 0,5\lambda)}{\lambda K}$	$\tau(1 + 0,5\lambda)$	$\tau \left(\frac{0,5\lambda}{1 + 0,5\lambda} \right)$
$0,5 < \lambda$ (régulation impossible par PID)	–	–	–

Broïda donne également des valeurs de réglage des paramètres d’un PID en fonction du degré de difficulté λ (méthode proposée par le fabricant **Schneider Electric**) :

Réglabilité	K_p	T_i	T_d
$0,05 < \lambda < 0,1$ (régulation très facile)	$\frac{0,8}{\lambda K}$	–	–
$0,1 < \lambda < 0,2$ (régulation facile)	$\frac{0,8}{\lambda K}$	$\tau \frac{\lambda K}{0,8}$	–
$0,2 < \lambda < 0,5$ (régulation difficile)	$\frac{1 + 0,4\lambda}{1,2\lambda K}$	$\tau(1 + 0,4\lambda)$	$\tau \left(\frac{\lambda}{2,5 + \lambda} \right)$
$0,5 < \lambda$ (régulation impossible par PID)	–	–	–

Dans le cas où $\lambda > 0,5$, il faut passer par des boucles de régulation en cascade si possible ou bien par d’autres régulateurs plus avancés.

10.4.2 Méthodes de réglages « terrain »

Quand on ne connaît pas les caractéristiques de la boucle à régler, on utilise fréquemment un procédé empirique pour un réglage optimal du régulateur. Les méthodes **terrain** consistent à régler un régulateur dans son environnement. La grandeur réglée est observée *in situ* suite à un réglage préalable plus ou moins arbitraire. Ensuite, plusieurs procédures peuvent être mises en place.

Méthode de la dichotomie

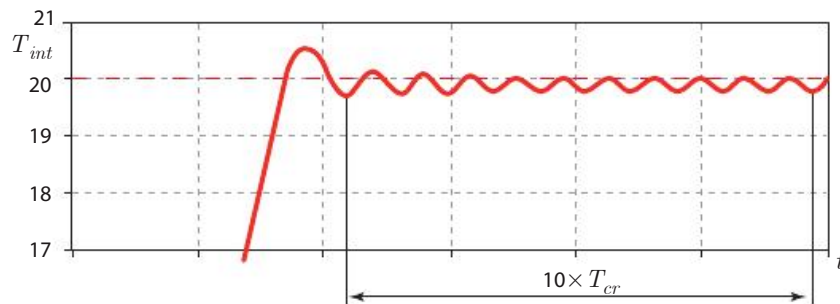
Cette méthode dite également de **l'essai-erreur** est une méthode **itérative** qui suit la procédure suivante :

1. Enlever les actions intégrale et dérivée (mettre T_i à une très grande valeur et T_d à 0) ;
2. Mettre le gain du régulateur K_p à une faible valeur (ou la **BP** à une grande valeur : 20 K par exemple) ;
3. Activer le régulateur ;
4. Faire une **petite variation de consigne** et observer la réponse de la variable contrôlée.
→ le gain étant faible (ou la **BP** élevée), la réponse sera **amortie** ;
5. Doubler le gain (ou diviser par 2 la **BP**) et refaire une variation de consigne ;
6. Continuer ainsi jusqu'à ce que la réponse devienne **oscillante** (oscillations entretenues).
→ Cette valeur de gain (ou de **BP**) est notée $K_{cr}(BP_{cr})$;
7. Mettre K_p à la **moitié** de cette valeur (ou **BP** au double de cette valeur) ;
8. Faire la même opération en réduisant T_i par un **facteur 2 jusqu'à obtenir une réponse oscillante** par une petite variation de consigne.
→ Cette valeur de temps d'intégration est notée $T_{i_{cr}}$;
9. Mettre T_i au **double** de cette valeur ;
10. Procéder de même pour T_d : augmenter sa valeur jusqu'à obtenir une réponse **oscillante**, puis mettre T_d au **tiers** de cette valeur.

Méthode de Ziegler-Nichols

La méthode de **Ziegler-Nichols** [5] est une méthode empirique et robuste pour le paramétrage de régulateurs PID *in situ*. Il est à noter que cette méthode impose la condition nécessaire que la boucle de réglage puisse devenir **instable**.

1. Éliminer l'action I en fixant T_i très grand (plusieurs heures) ;
2. Éliminer l'action D en fixant $T_d = 0$;
3. Régler la **BP** à sa valeur maximale (ou le gain K_p à sa valeur minimale) ;
4. Diminuer progressivement la **BP** (ou augmenter progressivement K_p) jusqu'à obtenir le phénomène de **pompage** (régime **oscillatoire entretenu**) ;



5. Noter la valeur de la **BP** critique BP_{cr} (ou du gain critique K_{cr}) ;
6. Relever la valeur de la période d'oscillations entretenues T_{cr} .
→ En pratique, relever plusieurs périodes (10 par exemple et en faire la moyenne)
7. Paramétrer le régulateur selon le tableau suivant :

Régulateur	K_p	T_i	T_d
P	$0,5 K_{cr}$	—	—
PI	$0,45 K_{cr}$	$0,82 T_{cr}$	—
PID	$0,6 K_{cr}$	$0,5 T_{cr}$	$0,125 T_{cr} \left(= \frac{T_i}{4} \right)$
PID avec peu de dépassements	$0,33 K_{cr}$	$0,5 T_{cr}$	$0,33 T_{cr}$
PID sans dépassements	$0,2 K_{cr}$	$0,5 T_{cr}$	$0,33 T_{cr}$

Cette méthode procure un **gain agressif** et favorise les dépassements. Pour les applications qui, au contraire, ont besoin de dépassements minimaux, voire nuls, la méthode de **Ziegler-Nichols** est inappropriée ou doit être adaptée principalement au niveau du gain pour le rendre moins « agressif » (cf. tableau précédent). Le principal intérêt de cette méthode est sa grande simplicité : il n'est pas nécessaire de déterminer la fonction de transfert du système pour en réaliser la correction.

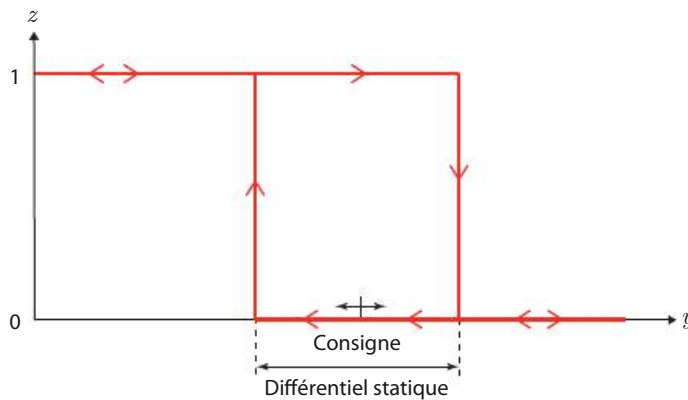
10.4.3 Méthodes auto-adaptatives

Il existe des régulateurs qui ne réclament pas de paramétrages manuels, ils adaptent **automatiquement** leurs paramètres en fonction des réponses du système régulé qu'ils enregistrent. Ce sont des régulateurs dits auto-adaptatifs : ils incorporent un microprocesseur qui utilise les historiques de mesures afin d'optimiser les paramètres de chaque action du régulateur. Ces systèmes éliminent les tâches du paramétrage même si le comportement physique d'une installation évolue (rénovation du bâti, changement du système de production énergétique, etc.).

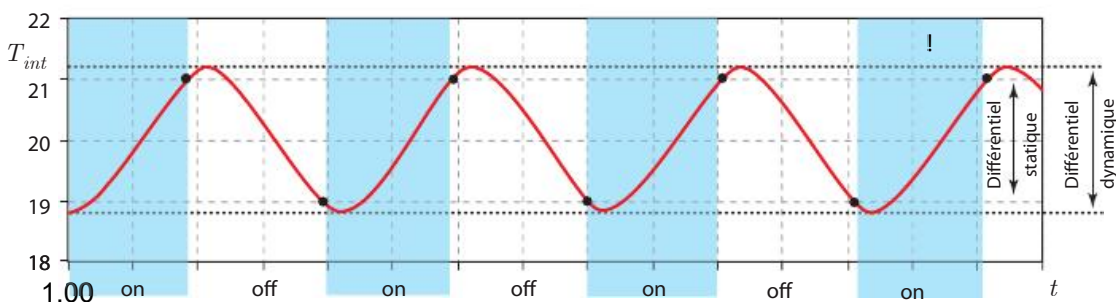
10.5 Régulateurs non progressifs

10.5.1 Régulateurs TOR

Un régulateur tout ou rien (TOR) est un mode de régulation à deux positions dont le choix se fait en fonction de l'écart à la consigne.



La consigne est ajustable librement sur la plage du **différentiel statique**. Le sens de l'**hystérésis** peut également être inversé selon les besoins (chauffage ou refroidissement par exemple). Si la position basse n'est pas 0 (ou fermeture), le régulateur est appelé **tout ou peu (TOP)**. Un régulateur TOR ne procure pas de correction exacte. Il s'agit d'un régulateur basique. La grandeur réglée oscille de façon cyclique. L'amplitude des oscillations est appelée : **différentiel dynamique**. Cette amplitude est toujours supérieure au différentiel statique (cf. schéma ci-dessous).



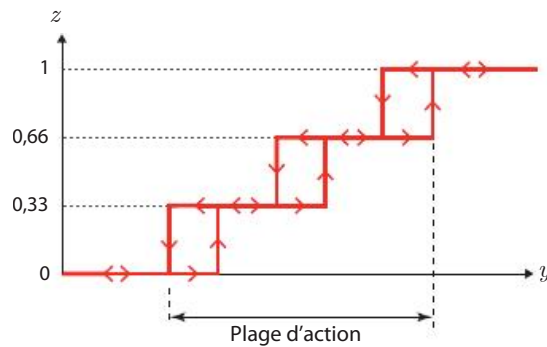
Le réglage du différentiel est fonction de l'**inertie** du système réglé et de la capacité du système de réglage à accepter les **courts cycles**. Une résistance électrique sera par exemple très flexible, contrairement à un compresseur ou à un servomoteur de vanne qui seront plus sensibles aux courts cycles. Plus le système est lent, plus le différentiel peut être étroit sans avoir de cycles trop courts ou de phénomènes de pompage. En pratique, ce différentiel varie de quelques dixièmes à plusieurs degrés pour des applications de génie climatique et énergétique. Plusieurs applications courantes existent :

- commande d'un **brûleur** en fonction de la température de l'eau de départ ;
- régulation d'une **résistance électrique** de préparateur ECS à accumulation, etc.

10.5.2 Régulateurs à positions multiples

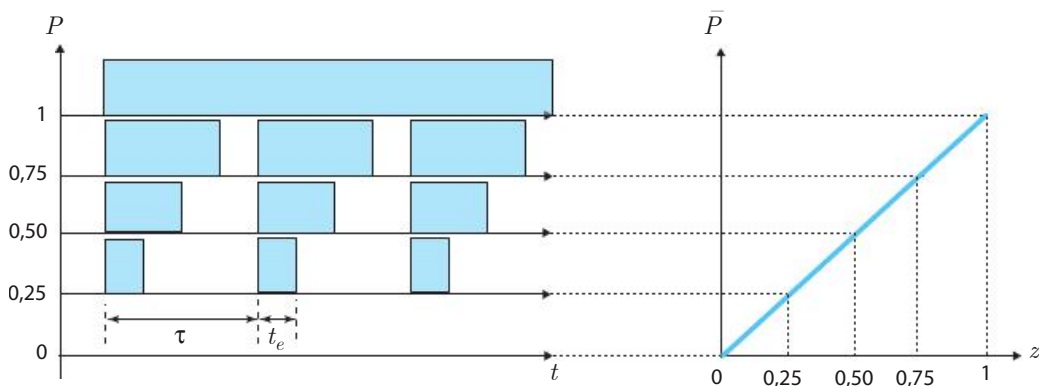
Un régulateur à positions multiples est constitué de **différents régulateurs TOR** dont la consigne est décalée par une **zone neutre**. Cette approche permet de réaliser un réglage **pseudo-progressif** et de se rapprocher d'une action proportionnelle. Cette stratégie est plus précise qu'un réglage TOR seul : les différentiels dynamiques sont plus réduits car les puissances mises en jeu sont moindres. Cependant, le nombre d'étages élargit la plage dans laquelle peut se trouver la grandeur réglée. Plusieurs applications courantes existent :

- Régulation étagée de **compresseurs** de pompes à chaleur ;
- Régulation étagée de **batteries électriques** ;
- Régulation étagée d'allures de **brûleurs** de chaudières.



10.5.3 Régulateurs TOR modulés

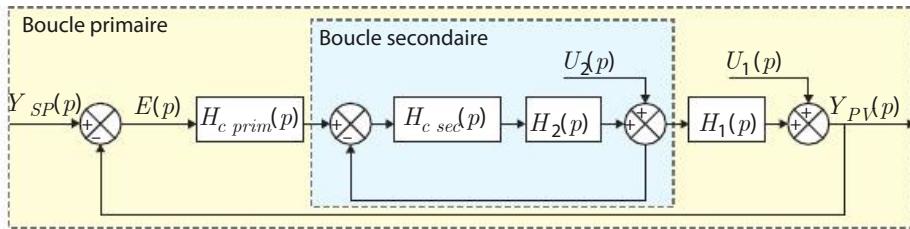
Le principe du régulateur **TOR modulé** (ou **régulateur chrono-proportionnel**) est d'adapter la fréquence d'enclenchement d'un signal de sortie sur une période donnée. La variation de durée d'enclenchement permet alors d'assurer un fonctionnement TOR modulé. Ce régulateur est principalement utilisé pour la commande de systèmes électriques (batteries, convecteur, etc.).



Un régulateur chrono-proportionnel est donc caractérisé en pratique par deux paramètres : son cycle τ et son temps d'enclenchement t_e qui est lié au signal de réglage z tel que : $z = t_e / \tau$. Le paramètre τ dépend de la constante de temps du système étudié.

10.6 Les boucles de régulation en cascade

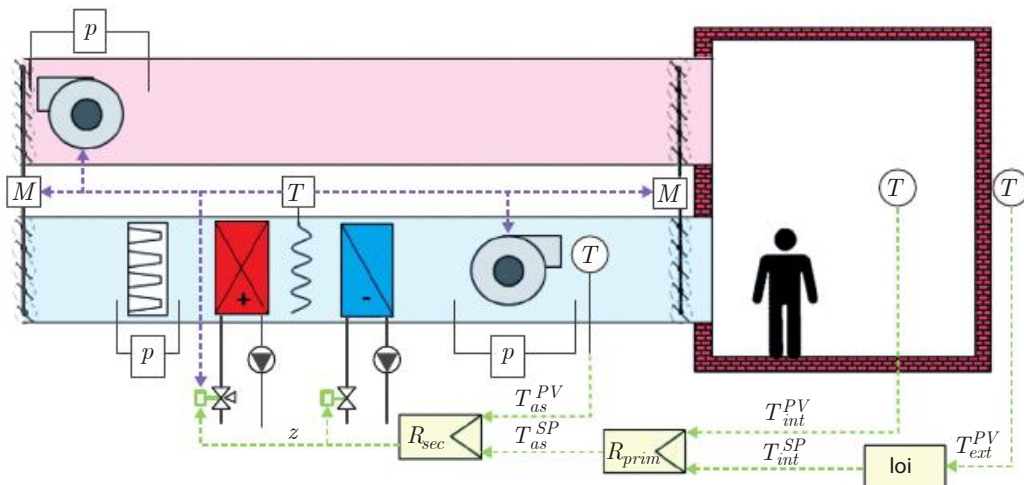
Pour les systèmes **difficilement réglables** ($\lambda > 0,5$), il est nécessaire d'ajouter des boucles de régulation selon différentes architectures. Ces boucles supplémentaires permettent la réglabilité de systèmes présentant une forte inertie incompatible avec des PID classiques seuls. Il sera intéressant de régler une **grandeur intermédiaire** afin de mieux régler une grandeur finale (exemple : la régulation d'une température de soufflage pour la régulation d'une température ambiante). Les régulateurs en cascade peuvent être des PID :



Un exemple d'application courant est la régulation d'une ambiance grâce à une boucle en cascade où la **boucle secondaire** règle les conditions de soufflage. Cette stratégie permet d'anticiper les variations brusques des conditions extérieures que les capteurs d'ambiance intérieure mettraient du temps à déceler en raison de l'inertie, notamment. La règle de paramétrage à retenir est que la **boucle secondaire (imbriquée) doit être plus rapide/réactive que la boucle primaire**. Cela se traduit par :

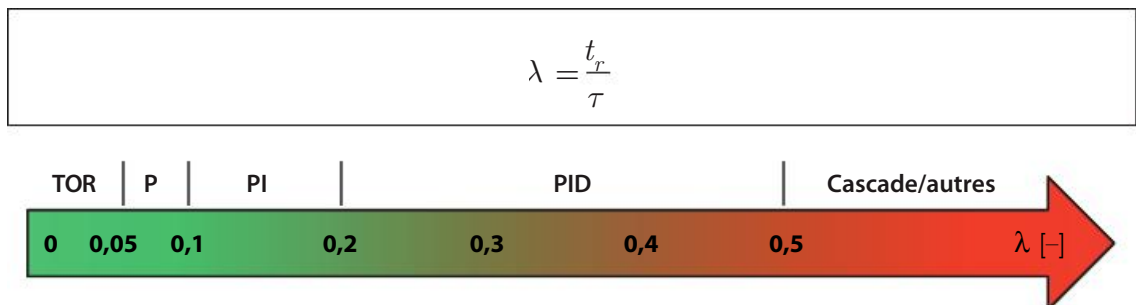
$$K_{sec} > K_{prim} \quad \text{ou} \quad BP_{sec} < BP_{prim}$$

Exemple : régulation en cascade de la température ambiante avec une boucle imbriquée sur la température de soufflage



10.7 Bilan sur les régulateurs

On donne la classification des régulateurs à employer selon le degré de difficulté λ de la boucle de régulation :



Schémas de régulation en génie climatique

11.1 Fonctions élémentaires

Des **fonctions élémentaires** permettent de traiter les informations impliquées dans une boucle de régulation rencontrée en génie climatique. Ces fonctions sont incarnées par des opérateurs :

- régulateur ;
- compensateur ;
- limiteur ;
- séquenceur ;
- sélecteur ;
- convertisseur.

Ces différentes fonctions sont assurées soit :

- à l'intérieur des **régulateurs** eux-mêmes ;
- sur des **modules** distincts ;
- sous la forme d'un composant **logiciel**.

11.2 Régulateurs

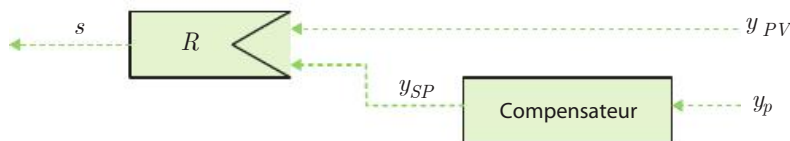
Un régulateur élémentaire comporte au minimum **deux entrées** : une mesure et une consigne dont il compare les valeurs. Cet écart est utilisé pour calculer **la sortie** (une consigne ou un signal de réglage, par exemple) selon le type de régulateur (TOR, P, PI, PID, autre).



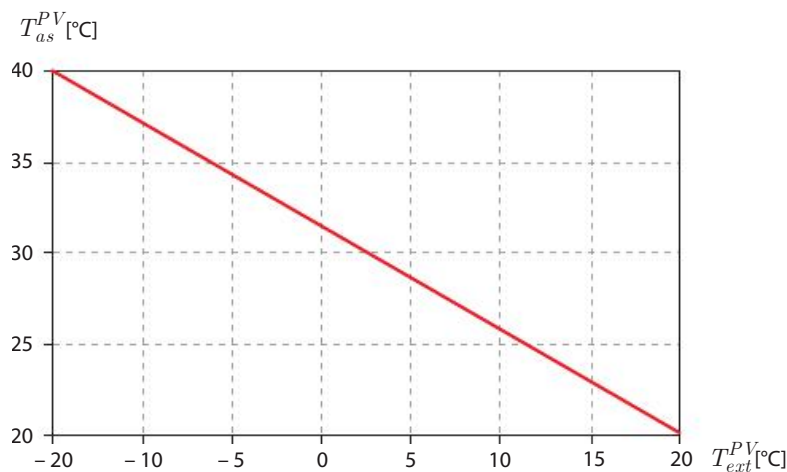
11.3 Compensateurs

La compensation consiste à **décaler** automatiquement une valeur de **consigne** y_{SP} au moyen d'une autre grandeur dite d'influence y_p souvent liée aux transferts perturbateurs (comme la température extérieure). Ce type de modification de la valeur de consigne est mis en place dans le but :

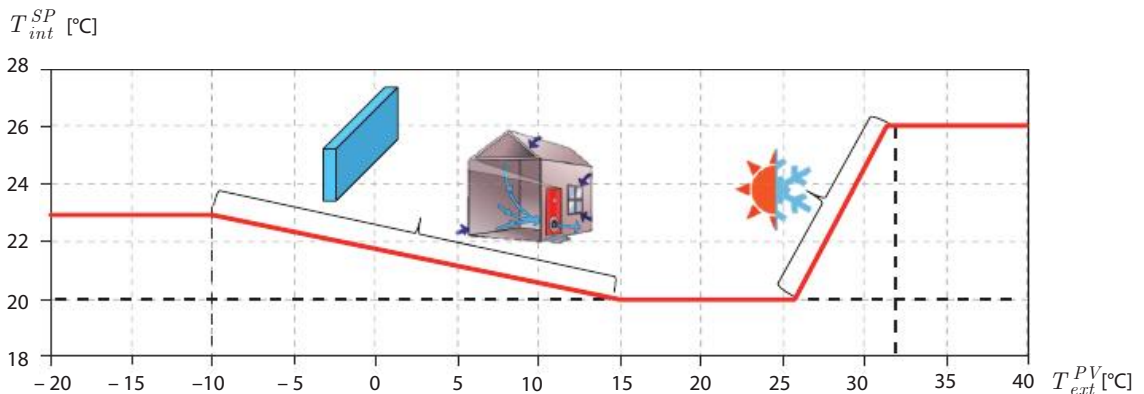
- en **boucle fermée** : d'améliorer le **confort** ou/et réaliser des économies d'énergie ;
- en **boucle ouverte** : de générer une consigne intermédiaire (température de départ ou de retour de l'émetteur de chaleur) en fonction de la grandeur perturbatrice (la température extérieure) en espérant atteindre une grandeur d'intérêt (la température ambiante à 20 °C). L'exemple le plus courant est la loi d'eau.



Loi d'air ou loi de soufflage sur une température d'air soufflé



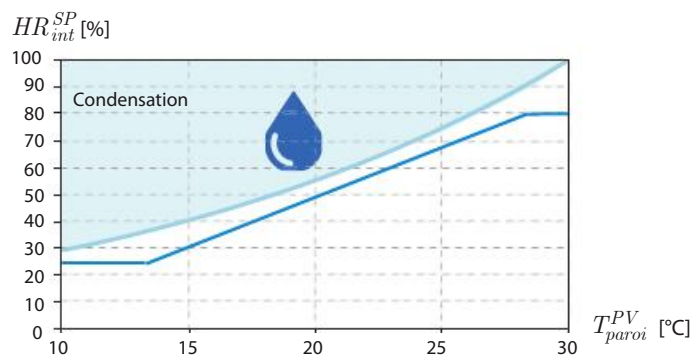
Compensation sur la consigne de la température ambiante



On donne ici à titre d'exemple de la compensation de la consigne de température ambiante. La compensation va dans le sens d'une plus grande consommation en hiver, mais aussi dans le sens d'un meilleur confort pour combattre les **infiltrations** et l'**effet de paroi froide**. En été, afin d'éviter les **chocs thermiques**, il convient de limiter l'écart de température entre l'extérieur et l'intérieur (ici, différence de température constante de **6 K** entre l'ambiance et l'extérieur). Cela va dans le sens des économies d'énergie et du confort.

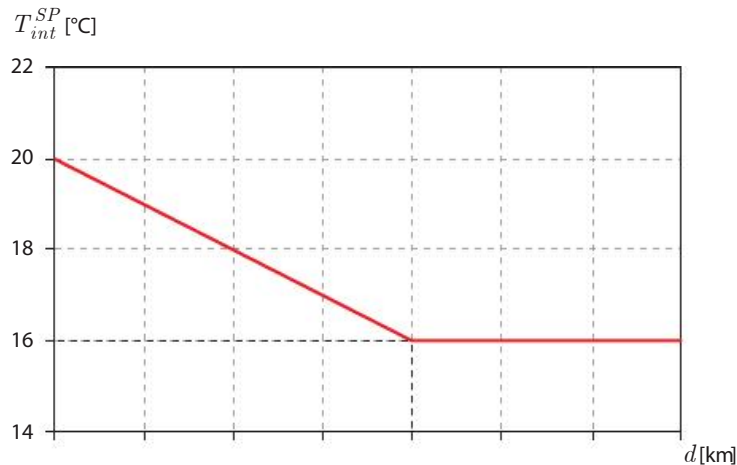
Compensation sur la consigne d'humidité relative ambiante des piscines (cf. Problème 6.6)

Pour le cas particulier des piscines, il est intéressant de compenser le taux d'humidité relative de l'ambiance. En effet, si ce taux est trop bas, l'évaporation au niveau de l'épiderme des nageurs (saturé en eau) est plus importante et la sensation de froid est plus forte (froid évaporatif). Au lieu d'augmenter la température (et donc les consommations de chauffage) pour maintenir le confort hygrothermique, une stratégie consiste à limiter cette augmentation des consommations de chauffage en **augmentant l'humidité relative ambiante** dans la limite de la **température de rosée** de l'ambiance de manière à éviter la condensation sur les parois (baies vitrées, plafond). On donne un exemple ci-après de la compensation à mettre en place sur la consigne d'humidité relative ambiante (limite haute) pour à la fois assurer le confort des baigneurs et la non-condensation sur les baies vitrées (en supposant une ambiance à 30 °C).



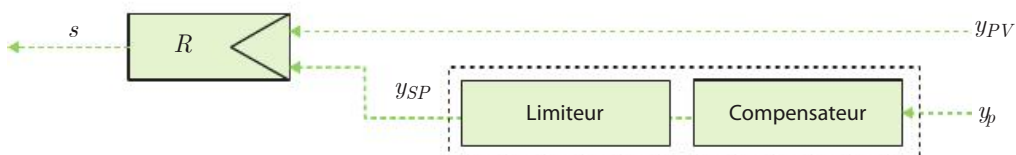
Compensation sur la température ambiante

La position GPS des habitants peut être exploitée par certaines stratégies de régulation (thermostats connectés), de manière à réduire la **température de consigne en fonction de la distance** entre l'usager le plus proche et l'habitation. Il s'agit d'une compensation de la consigne.



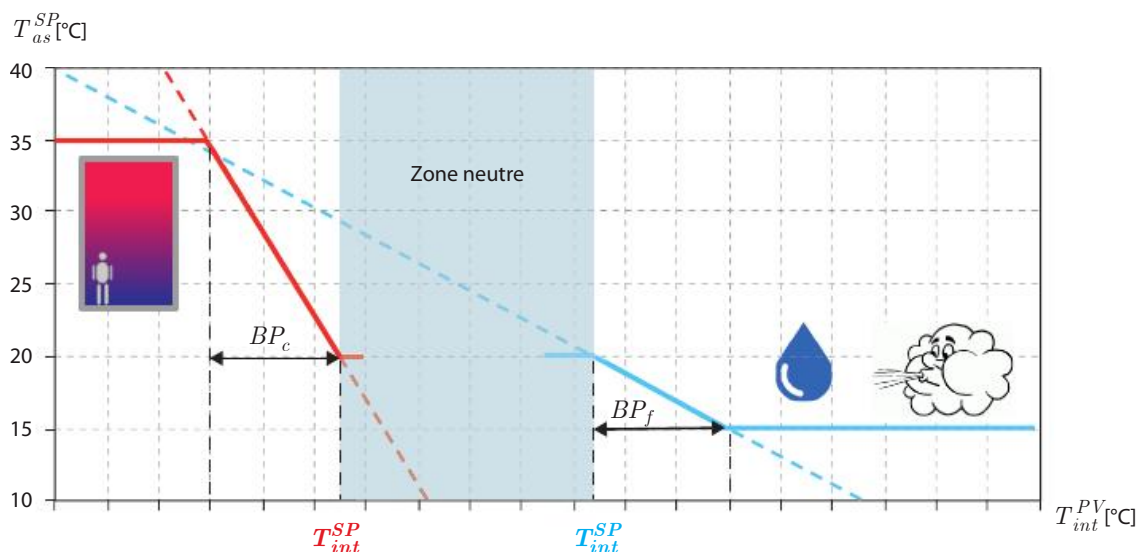
11.4 Limiteurs

Un limiteur contraint une consigne à des valeurs seuils minimales et/ou maximales pour des raisons de confort et/ou d'économie d'énergie. Il est très souvent directement associé à un compensateur ou aux lois de régulation (exemple : une ouverture de vanne plafonnée à 100 %).



Limitation d'une température d'air soufflé

Indépendamment des demandes du local, la température de l'air soufflé dans le local est toujours maintenue dans des conditions limites (environ 14 °C pour le minimum et 40 °C pour le maximum). Le but est de ne pas nuire au confort consécutivement à des températures trop froides (apparition de courants d'air) ou trop élevées mais surtout d'éviter l'apparition de condensation autour des gaines ou des bouches de ventilation. La limitation maximale est particulièrement importante pour des locaux de grandes hauteurs (hall, atrium) de manière à éviter une stratification des températures avec l'air chaud soufflé qui stagnerait en partie haute sans se mélanger avec l'air ambiant plus bas. L'objectif est de favoriser au maximum le mélange avec l'air ambiant en limitant l'écart de température avec l'air soufflé.

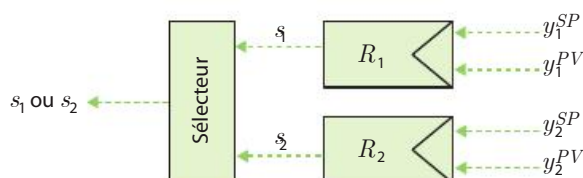


⚠ Pour le cas des séquenceurs, on fera également apparaître des zones neutres où en mi-saison notamment, si la mesure se situe entre les consignes hivernales et estivales, on ne générera aucun signal de réglage. On laissera dériver naturellement la valeur mesurée jusqu'à ce qu'elle dépasse une des deux bornes avant de réenclencher la boucle de régulation.

⚠ Le limiteur ne sera que rarement représenté seul et sera la plupart du temps directement intégré dans les lois de compensation et de régulation.

11.5 Sélecteur

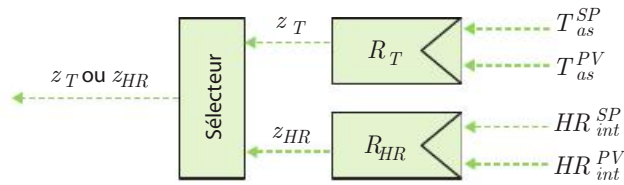
Parmi plusieurs signaux d'entrée, le sélecteur de signal en choisit un selon le résultat d'une comparaison entre ces signaux (choix du minimum ou du maximum).



Choix du signal minimum ou maximum sur une batterie froide provenant de la régulation sur l'humidité (besoin de déshumidifier) et de la régulation sur la température (besoin de refroidissement)

Une batterie froide a deux fonctions :

- refroidir l'air ;
- déshumidifier l'air.

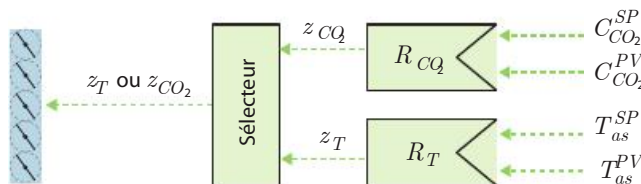


Or, le besoin en déshumidification peut générer un signal de régulation plus grand que celui lié au refroidissement de l'air et inversement : le sélecteur doit donc gérer ce conflit en donnant la priorité à un des deux signaux. Le critère sera soit énergétique, soit lié au confort. En général, on privilégiera le signal de minimum pour limiter les consommations énergétiques (avec au moins une des deux consignes qui ne sera pas respectée). Le choix d'un signal maximum permettra en général d'assurer toutes les consignes mais engendrera des surconsommations.

Choix du signal minimum ou maximum sur des registres (ou variateur de vitesse de ventilateur) provenant de la régulation sur le taux de CO_2 (qualité/renouvellement d'air) et de la régulation sur la température par *free cooling* (besoin de refroidissement)

Un registre ou un variateur de vitesse de ventilateur a au minimum deux fonctions :

- **augmenter le débit d'air froid/frais ;**
- **renouveler l'air vicié.**



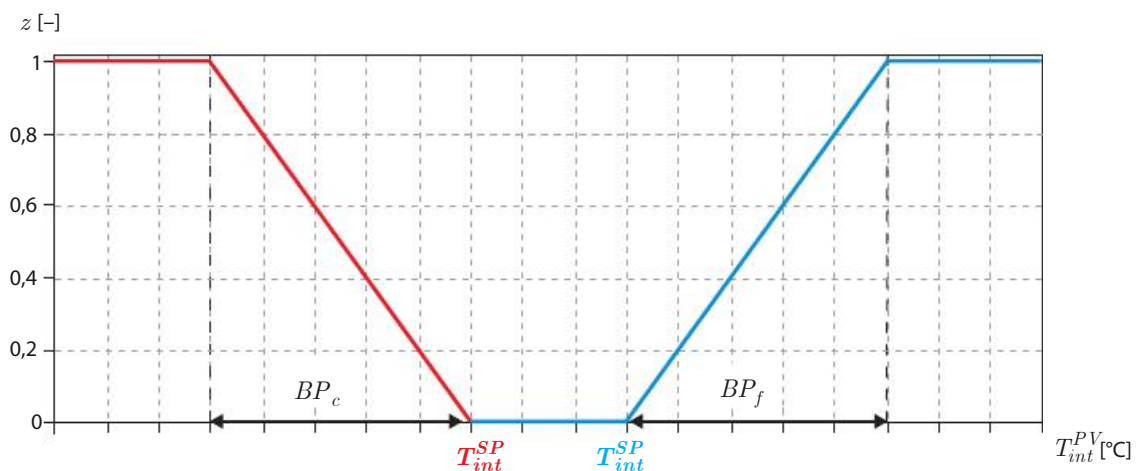
Or le signal lié à la sonde de qualité de l'air peut être en contradiction avec le signal lié à la température. Par exemple, en hiver, si l'occupation est exceptionnellement élevée, la boucle de régulation demandera une grande ouverture du registre d'air neuf pour faire baisser le taux de CO_2 . Cependant, en hiver, la boucle de régulation liée à la température ambiante demandera une ouverture minimum liée au débit d'air hygiénique réglementaire afin de limiter les consommations énergétiques. Le sélecteur donnera alors la priorité soit à la qualité de l'air, soit aux économies d'énergie.

11.6 Séquenceur

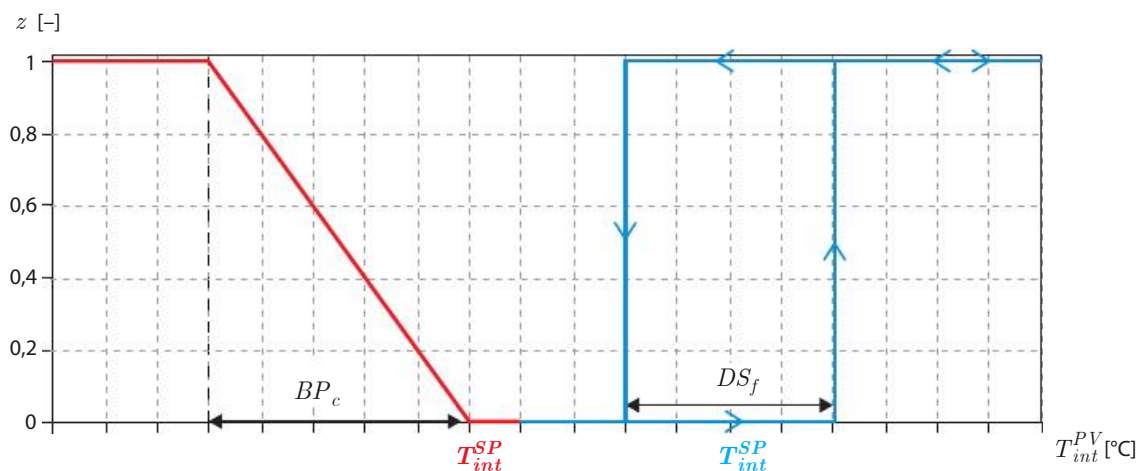
Un séquenceur est un régulateur capable d'agir sur plusieurs organes de réglage selon différentes séquences (souvent été et hiver). Ainsi, il ne délivrera qu'un seul signal en sortie selon la séquence en cours. Les signaux de sortie peuvent être progressifs ou discontinus.



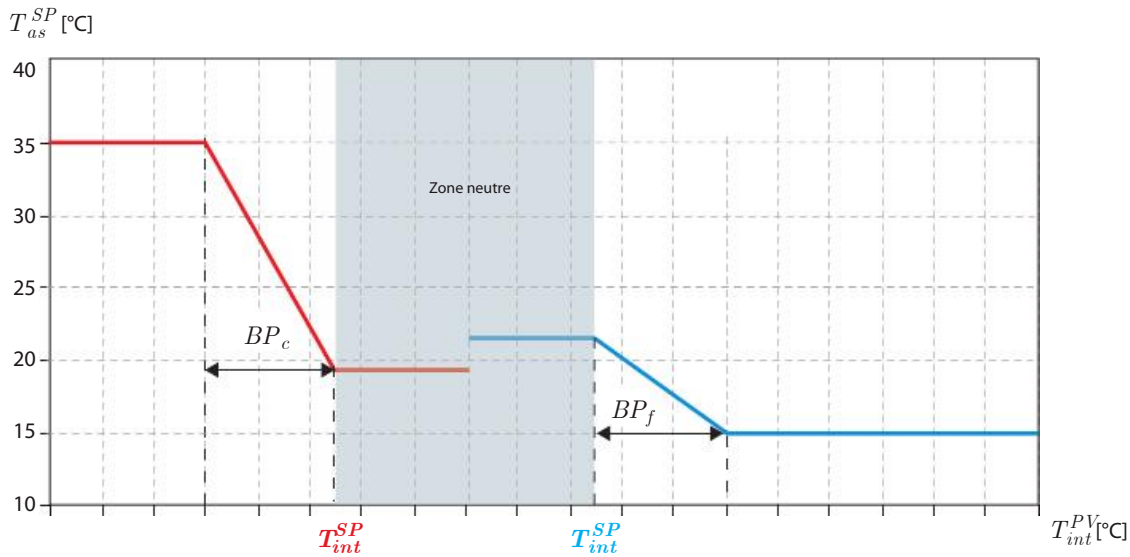
Séquence sur le réglage des vannes de régulation d'une batterie chaude et d'une batterie froide



Séquence sur le réglage des vannes de régulation d'une batterie chaude et sur le compresseur d'une batterie froide en TOR



Séquence sur la température d'air soufflé de consigne pour une boucle en cascade



11.7 Organes de sécurité

11.7.1 Sécurité antigel

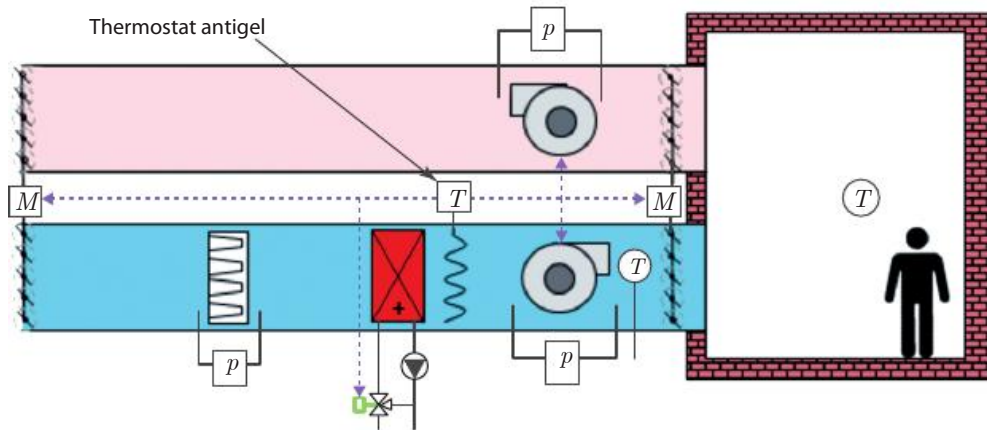
La **sécurité antigel** est un organe de sécurité qui se retrouve dans les CTA et se matérialise par un thermostat placé en aval d'une batterie chaude. Le but est de **protéger la batterie chaude** en évitant le gel du fluide caloporteur et l'éclatement des tubes. Ces thermostats sont des systèmes statiques (autonomes) qui doivent fonctionner en toute circonstance. Il consiste en un long tube capillaire contenant un fluide ou un gaz (de type fluide frigorigène) qui va changer d'état (condensation du gaz en liquide) en fonction de la température (fonctionnement similaire à un détendeur thermostatique de PAC ou une vanne thermostatique). La sensibilité d'un contacteur (assimilable à un relais ou à un fusible) est réglée de manière à faire en sorte que la pression ou la dépression induite par le changement d'état le déclenche à une certaine température, en pratique autour de 5 °C. Un système de ressort et de membrane (diaphragme) permet un réglage et un fonctionnement statique.

Le **défaut** ou l'**alarme** émis par cet organe est relativement grave (défaut dit **verrouillant**). Il faudra l'acquitter avant de redémarrer l'installation. Le problème peut provenir de « l'extérieur » de la CTA, d'où l'appellation de « défaut verrouillant ». Le problème peut provenir :

- du système de **production de chaleur** (brûleur, compresseur, etc.) ;
- de la **vanne** (corrosion, panne servomoteur, encrassement, etc.) ;
- de l'**approvisionnement en énergie primaire** (vis d'alimentation de granulés de bois, silo vide, problème réseau gaz, etc.).

La détection d'un défaut lance une séquence d'enclenchements :

1. **Ouverture** de la **vanne** de régulation à 100 % (par défaut, il vaut mieux ouvrir la vanne en espérant un retour à la normale qu'une fermeture qui empêche tout réchauffement) ;
2. **Arrêt** du **ventilateur** d'air neuf ;
3. Des **volets** d'air neuf.



11.7.2 Pressostat différentiel

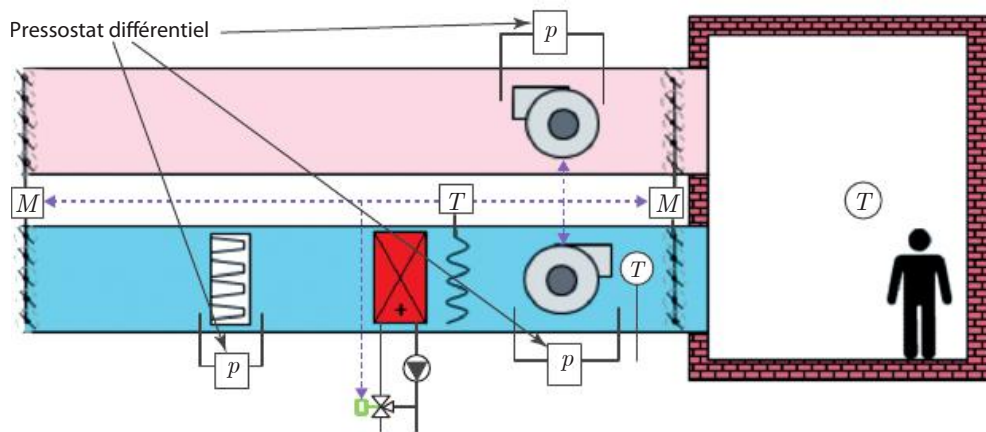
Le **pressostat différentiel** est un organe de sécurité qui se retrouve dans les CTA et se matérialise par un capteur de pression différentielle statique placé aux bornes d'un filtre ou d'un ventilateur. Le but est de **surveiller le bon fonctionnement aéraulique de l'installation** en identifiant l'encrassement limite des filtres et en identifiant un éventuel défaut sur le ventilateur. Ces pressostats sont des systèmes statiques (autonomes) qui doivent fonctionner en toute circonstance. Il consiste en une **membrane** liée à des ressorts de rappel transmettant une pression *via* un arbre de transmission (réglage du différentiel de pression par réglage de la raideur des ressorts). Pour des filtres, la pression de réglage est la pression limite indiquée par les fabricants (ordre de grandeur de 1 hPa) ; pour les ventilateurs, la pression de réglage est de 0 Pa : le but étant de savoir s'il y a bien un débit d'air qui transite.

Le **défaut** ou l'**alarme** émis par cet organe est important mais relativement moins grave par rapport au thermostat antigel (défaut dit **bloquant**). Le problème est facilement identifiable, car il est local et viendra soit :

- de l'**encrassement attendu** du filtre ;
- d'une **panne sur le ventilateur** (moteur, courroie).

La détection d'un défaut lance une séquence d'enclenchements :

- **arrêt** des **ventilateurs** (alimentation électrique) ;
- **fermeture** des **volets** d'air neuf.



11.7.3 Sécurité antigel des récupérateurs de chaleur

Du fait même de la technologie d'un échangeur de chaleur (caloduc, échangeur à plaques, roue à enthalpie, batteries à eau glycolée), les températures des deux veines d'air à la sortie de l'échangeur ne sont pas identiques. Et même lorsque la température de l'air rejeté est choisie de telle façon que tout risque de gel soit exclu, il n'en reste pas moins qu'il existe à l'intérieur de l'échangeur des **coins froids** dans lesquels de l'air neuf froid se trouve en contact avec de l'air repris déjà refroidi, ce qui fait que la température des plaques peut localement tomber en dessous de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Si en cet endroit la température superficielle des plaques est inférieure à la température de rosée de l'air rejeté, une partie de la vapeur d'eau contenue dans cet air va se **condenser et geler**. Si l'on peut admettre le gel d'une petite partie de l'échangeur pendant un court laps de temps, il n'en est plus de même sur une longue durée car les particules de glace vont colmater les canaux et entraver la circulation de l'air, d'où une augmentation de la **perte de charge** et une plus grande consommation d'électricité du ventilateur si l'on souhaite maintenir le même débit d'air.

On peut définir une température extérieure en dessous de laquelle, compte tenu bien entendu de la température d'entrée de l'air repris dans l'échangeur et des débits mis en œuvre, il y a risque de gel à l'intérieur de l'échangeur (cette température est dite température extérieure limite).

Lorsque la température extérieure est telle qu'un risque de gel à l'intérieur de l'échangeur est à craindre (par exemple fonctionnement de nuit lorsque la température extérieure est plus basse, démarrage le matin lorsque la température a chuté la nuit ou tout simplement lorsque les conditions climatiques sont extrêmes), il est nécessaire de prendre un certain nombre de mesures pouvant consister à :

- **by-passer** une partie de la veine d'air neuf, ce qui permet de faire chuter le rapport des débits : air neuf/air repris. Mais la puissance de la batterie de réchauffage qui suit doit être alors plus importante ;
- **by-passer** une partie de la veine d'air neuf et en parallèle réduire le débit d'air neuf au niveau du ventilateur (ventilateur à deux vitesses ou à vitesse variable), lors de dégivrages périodiques de courte durée. Cela permet de ne pas surdimensionner la batterie de chauffe, mais il faut rester dans des limites de confort respiratoire correctes ;

- **recycler** entièrement l'air rejeté, durant une courte période de dégivrage et le réinjecter du côté de l'air pulsé. Aucun surdimensionnement de la batterie de chauffe n'est alors nécessaire, mais l'air pulsé est momentanément contaminé par l'air vicié ;
- **préchauffer** l'air neuf à une température comprise entre -10 et -5 °C (ou plus) au moyen d'une batterie à eau chaude ou électrique.

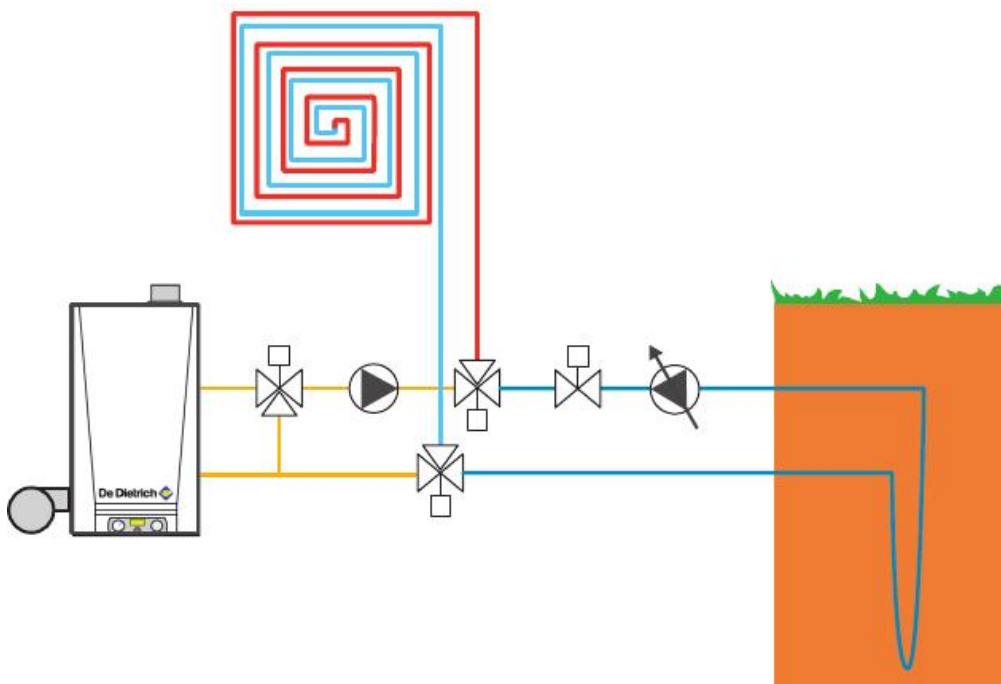
Pour détecter le gel d'une partie d'un échangeur de chaleur, on procède par mesure de la **pression différentielle** entre l'amont et l'aval de la veine d'air repris, car au fur et à mesure que la couche de glace s'étend et s'épaissit, la perte de charge de l'échangeur sur la veine d'air repris augmente rapidement.

11.8 Autres concepts

11.8.1 *Change over*

Le *change over* est un dispositif permettant de **basculer** le réseau de distribution d'eau de la distribution **d'eau chaude** à celle **d'eau glacée** dans un réseau dit à deux tubes. Il est activé en général une fois par an, soit manuellement en mi-saison (en mars/avril et octobre par exemple), soit *via* une condition sur la température extérieure, par exemple ($\bar{T}_{ext} > 15$ °C) par ouverture en TOR de vannes.

Exemple de *change over* sur un plancher chauffant/rafraîchissant



11.8.2 Free cooling

Le *free cooling* consiste à augmenter le débit d'air neuf au-delà du minimum hygiénique réglementaire si les conditions extérieures permettent un rafraîchissement passif du local :

$$\text{Si : } T_{ext} < T_{int} + \Delta T_{vent} + \Delta T \rightarrow \text{free cooling}$$

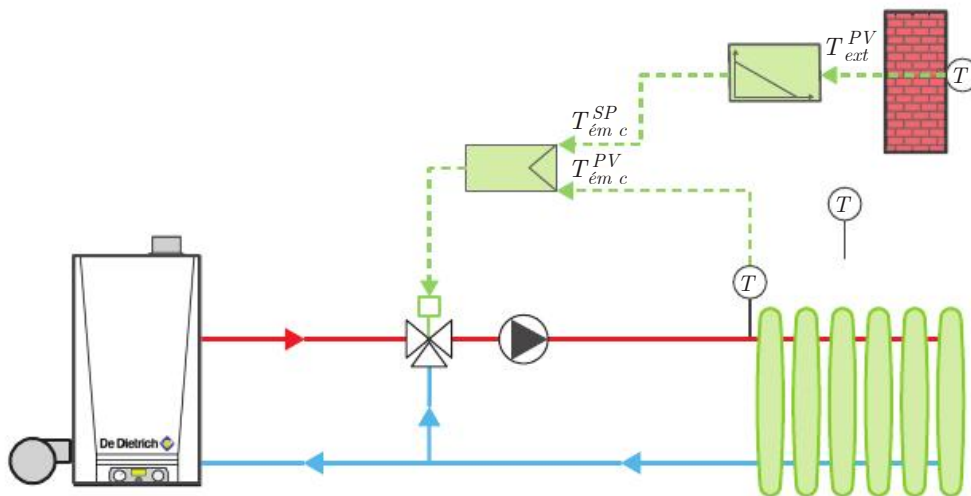
$$\text{Avec : } \Delta T_{vent} = \frac{P_{\text{él}}(1 - \eta)}{\rho c_p q_v} = \frac{\Delta p_{diff} \left(\frac{1 - \eta}{\eta} \right)}{\rho c_p} \text{ échauffement de l'air apporté par le}$$

ventilateur.

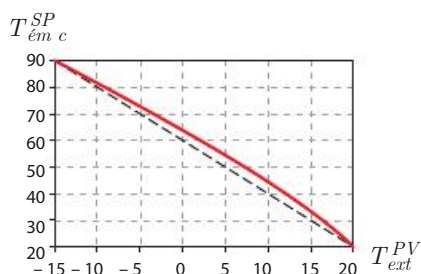
ΔT est un delta de température supplémentaire pour rendre le *free cooling* pertinent au moment de sa mise en route, en s'assurant que l'air est sensiblement plus frais à l'extérieur ($\Delta T \approx 5 \text{ K}$ en pratique).

11.9 Schémathèque

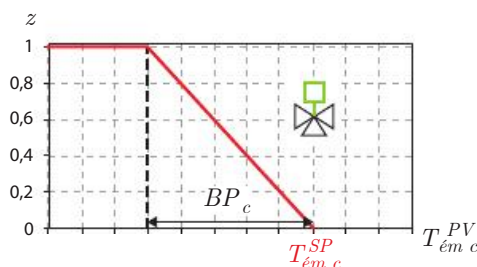
11.9.1 Régulation d'une installation de chauffage en boucle ouverte



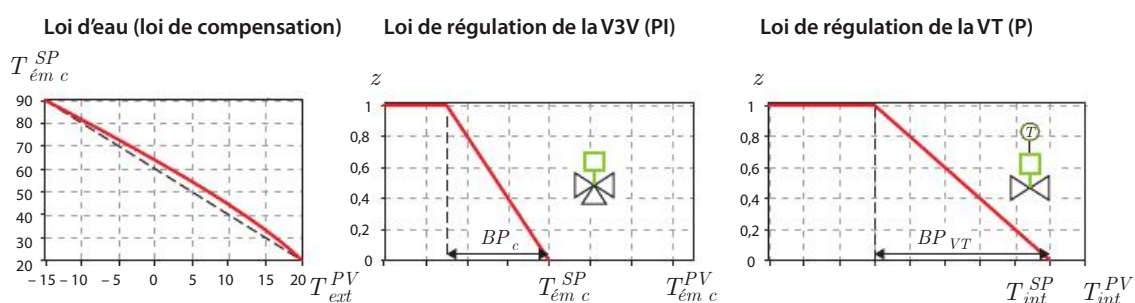
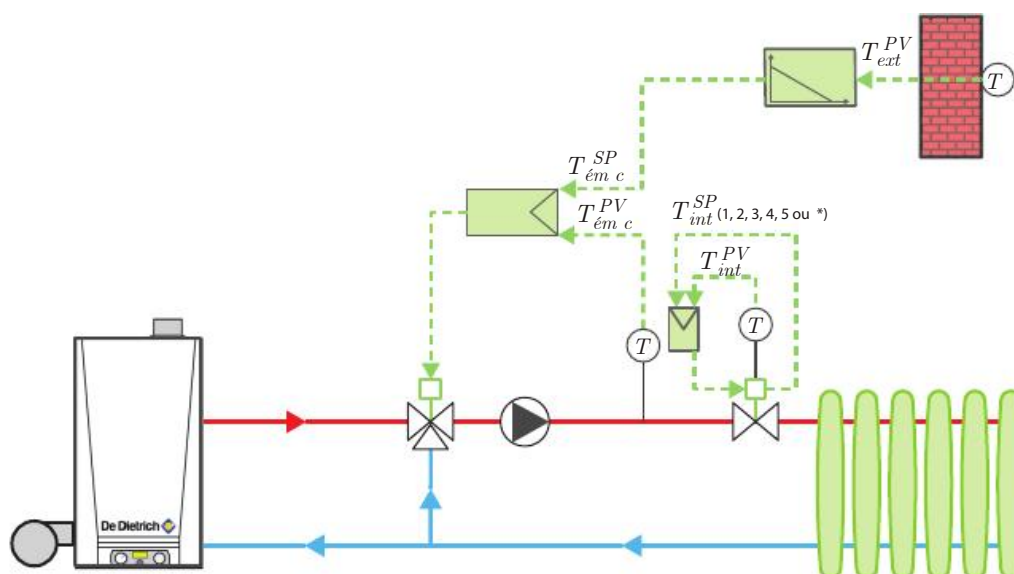
Loi d'eau



Loi de régulation (PI)

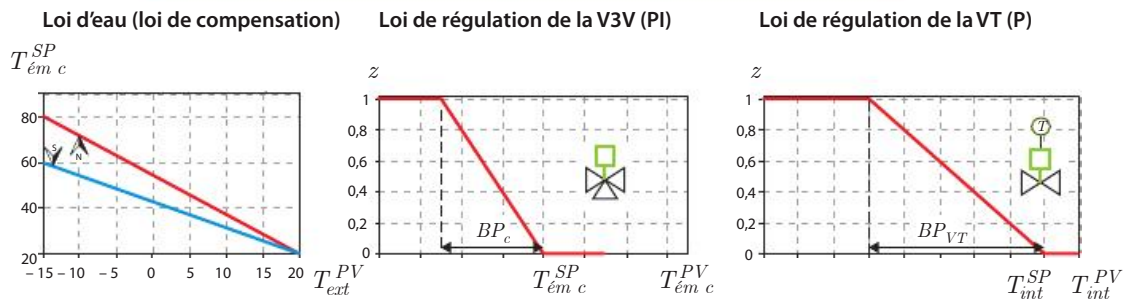
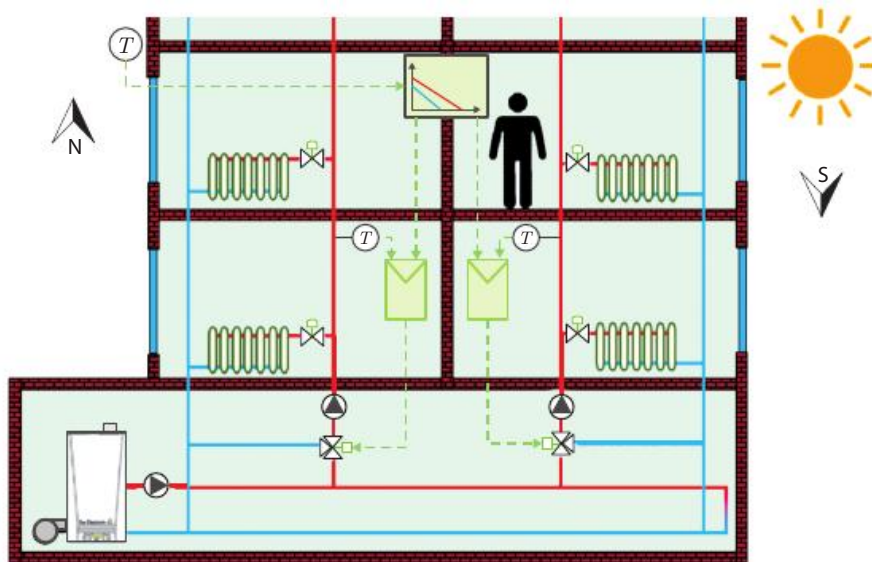


11.9.2 Régulation d'une installation de chauffage en boucle fermée par vannes thermostatiques (VT)



11.9.3 Régulation d'une installation de chauffage collectif en boucle fermée par vannes thermostatiques

- Différenciation des locaux nord et sud au niveau des lois d'eau.
- Association BO et BF par vannes thermostatiques (VT).

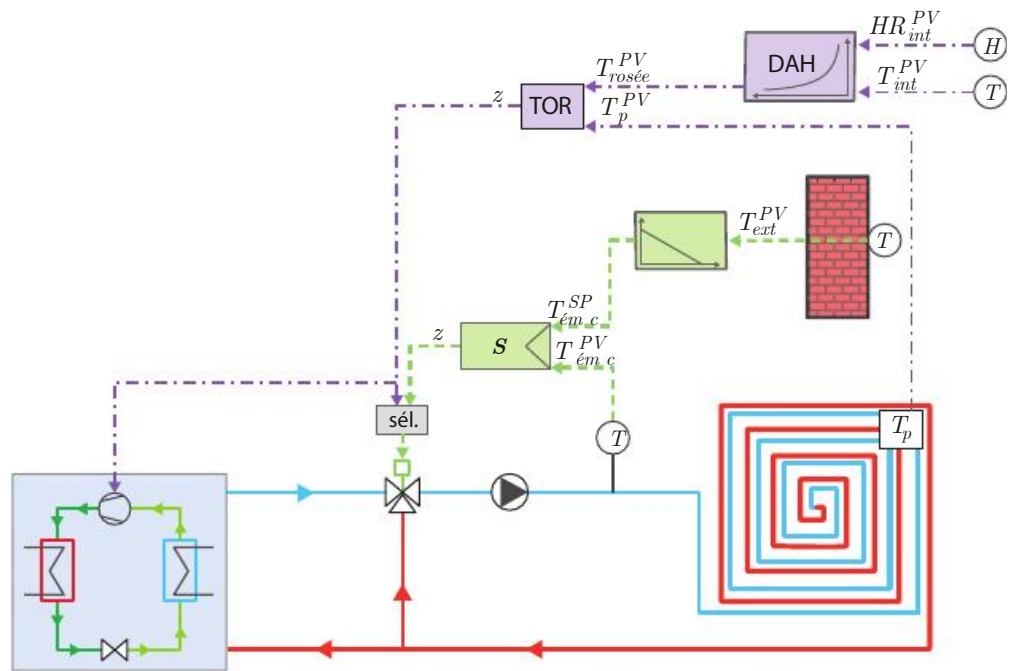


11.9.4 Régulation d'un plancher chauffant/rafraîchissant en boucle ouverte avec sécurité anticondensation

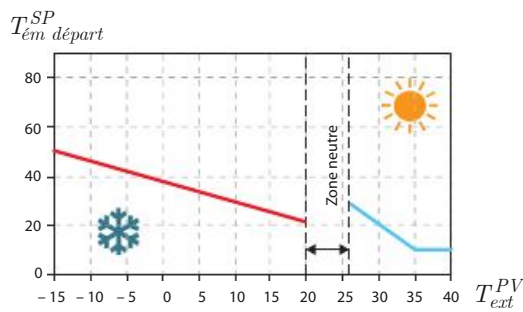
- Lois d'eau **été** et **hiver**.
- Thermostat **anticondensation** : mesure de la température de rosée T_r et comparaison à la température de surface T_p pour éviter la condensation de l'air sur le sol en été.

$$\text{Si : } T_p < T_r + \Delta T_{\text{sécu}} \rightarrow z = 0 \text{ (fermeture de la vanne)}$$

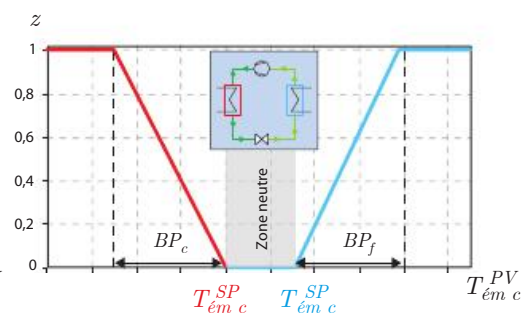
Avec : $\Delta T_{\text{sécu}} = 1 \text{ ou } 2 \text{ K}$ (marge de sécurité)



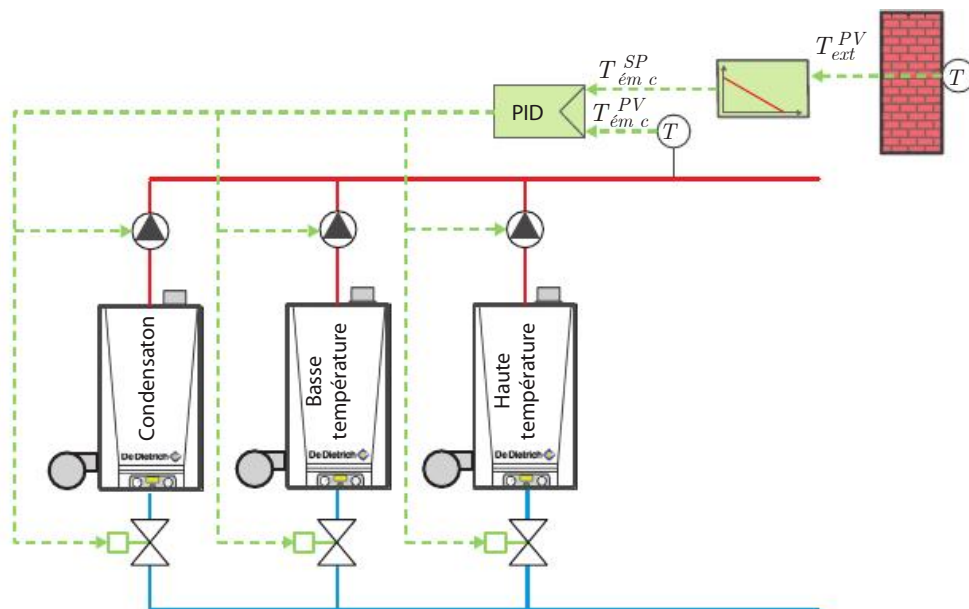
Lois d'eau (lois de compensation)



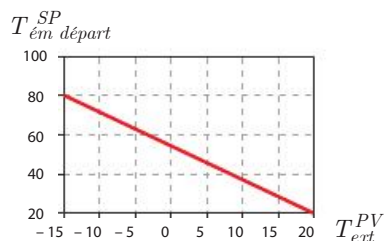
Séquenceur sur la V3V (PI)



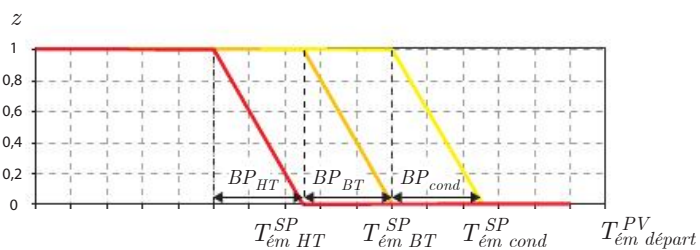
11.9.5 Régulation d'une chaufferie à chaudières modulantes sur la température de départ



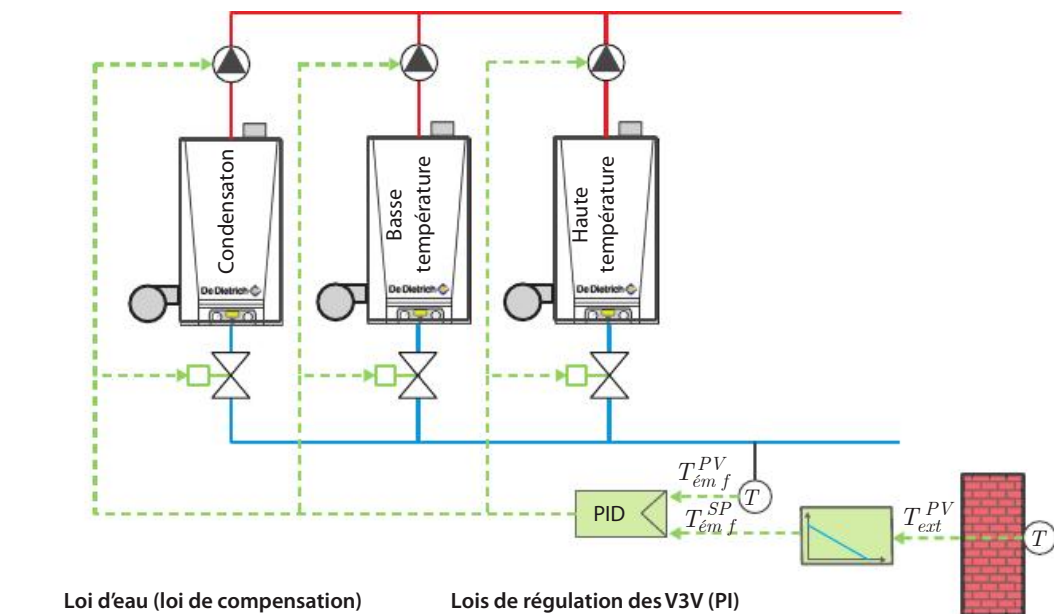
Loi d'eau (loi de compensation)



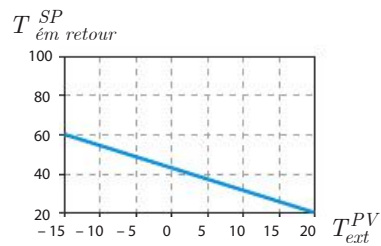
Lois de régulation des V3V (PI)



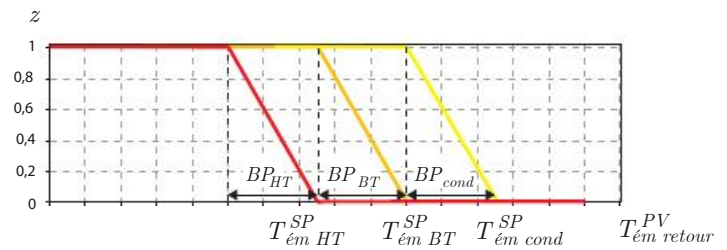
11.9.6 Régulation d'une chaufferie à chaudières modulantes sur la température de retour



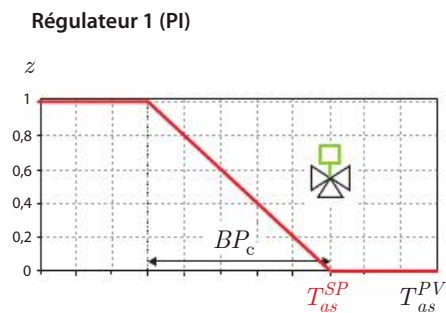
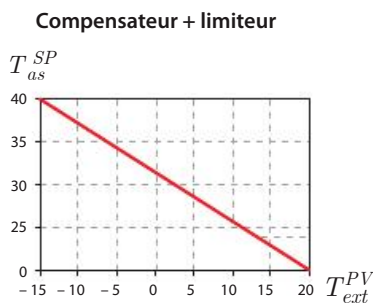
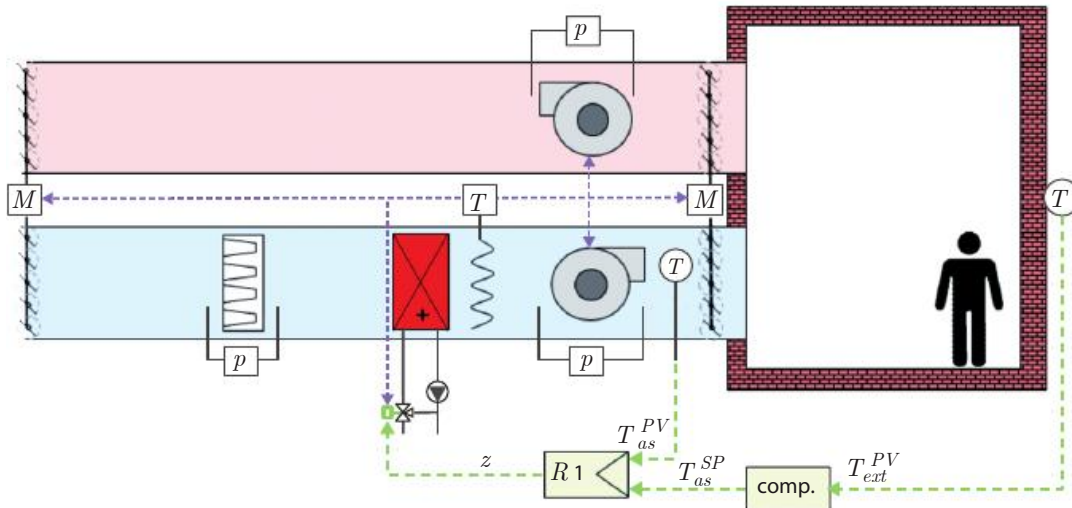
Loi d'eau (loi de compensation)



Lois de régulation des V3V (PI)



11.9.7 Régulation d'une CTA en boucle ouverte (mode ventilation et chauffage)



Au même titre qu'une **loi d'eau**, il est possible d'utiliser une **loi d'air** ou une **loi de soufflage** ici pour établir une température de soufflage de consigne :

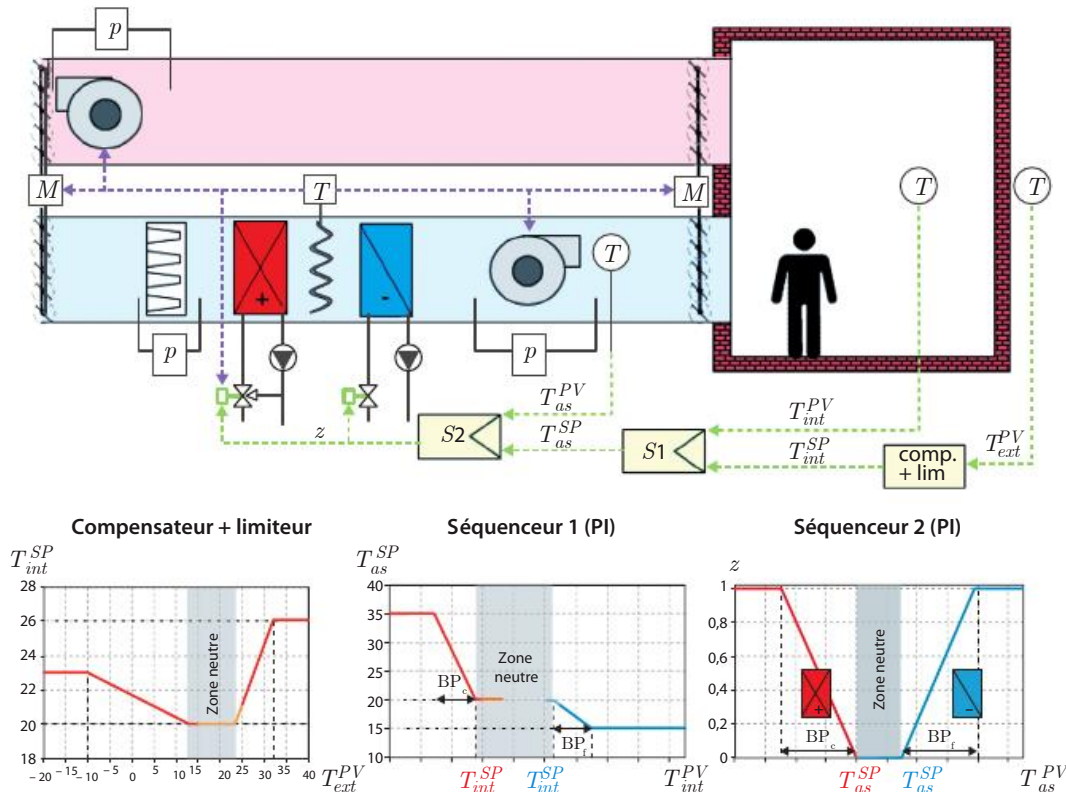
Déperditions = Flux d'air chaud

$$US(T_{int} - T_{ext}) = \rho c_p q_v (T_{as} - T_{int})$$

$$\rightarrow T_{as}^{SP} = -\frac{US}{\rho c_p q_v} T_{ext} + \left(1 + \frac{US}{\rho c_p q_v}\right) T_{int}$$

$$\rightarrow T_{as}^{SP} = a T_{ext} + (1 - a) T_{int} \text{ avec } a = -\frac{US}{\rho c_p q_v}$$

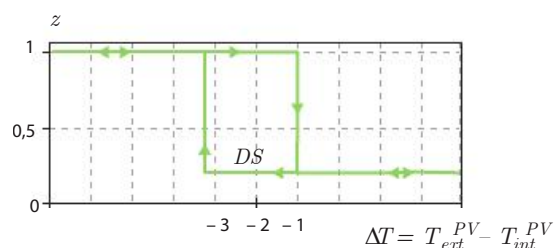
11.9.8 Régulation d'une CTA en boucle fermée (mode ventilation, chauffage et refroidissement)

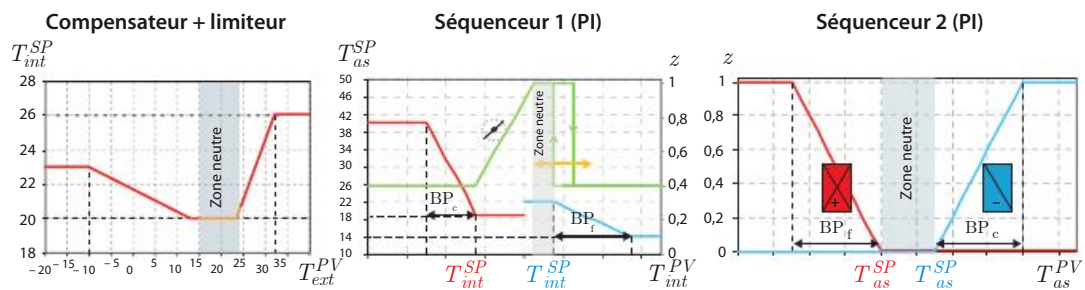
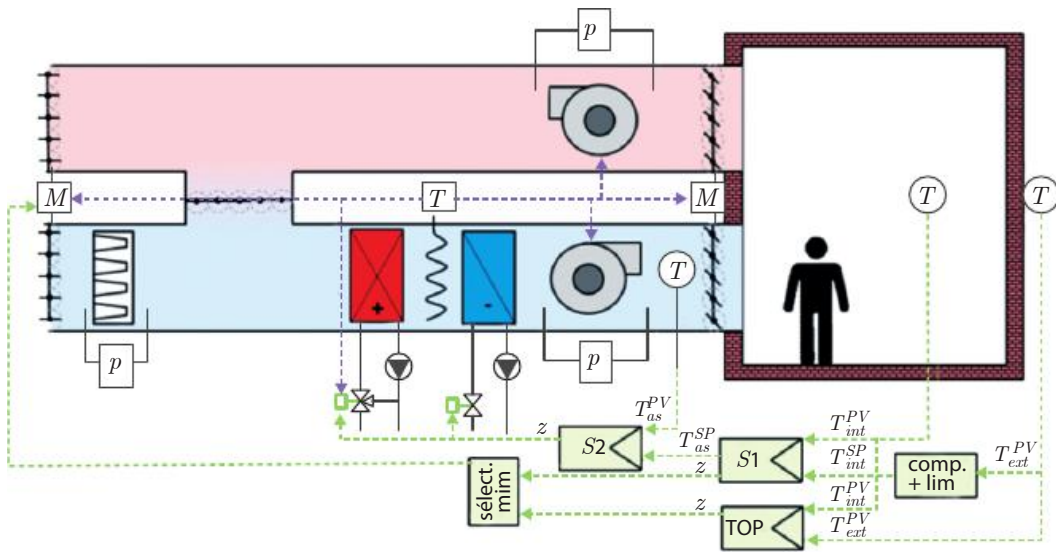


11.9.9 Régulation d'une CTA avec recyclage en boucle fermée (mode ventilation, chauffage, refroidissement et *free cooling*)

- Le *free cooling* est réalisé ici par l'ouverture progressive des registres d'air neuf en parallèle de la fermeture progressive du registre d'air recyclé.
- Free cooling* si :

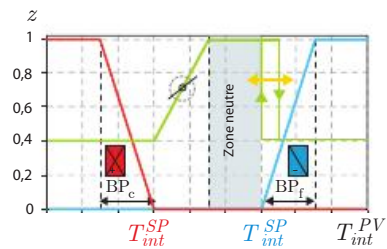
$$T_{ext}^{PV} < T_{int}^{PV} - \Delta T_{vent} - \Delta T$$



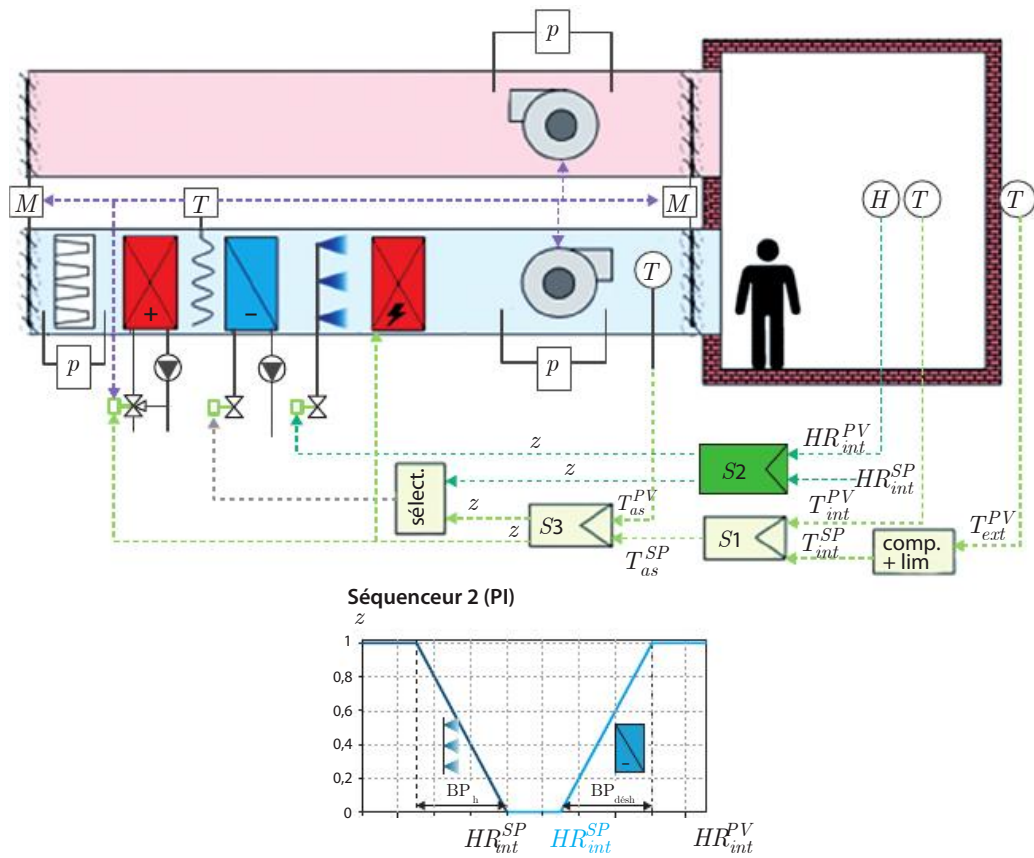


Remarque

Si la boucle sur la température est simple, on obtient les lois de régulateurs suivantes pour le séquenceur 1 :

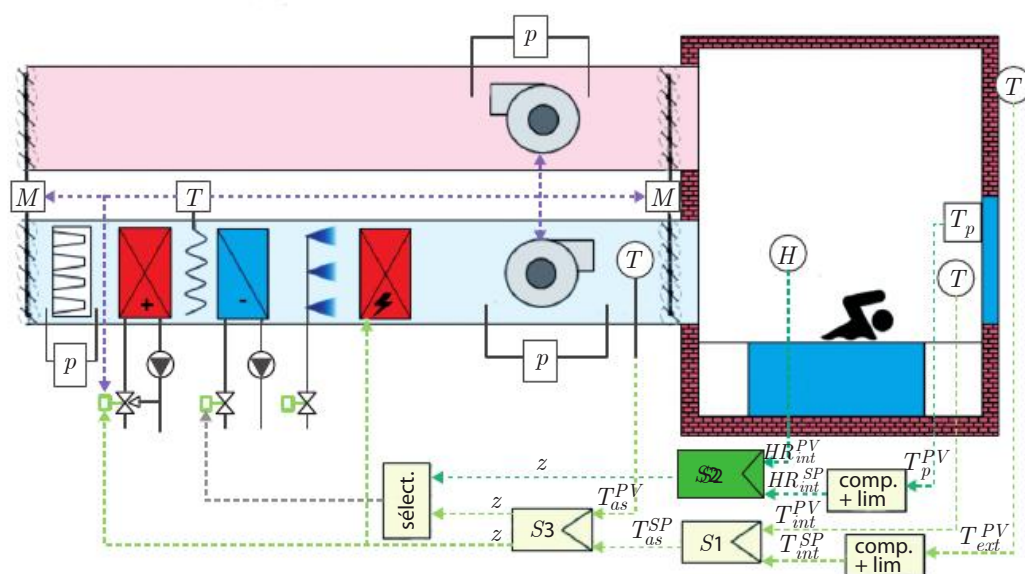


11.9.10 Régulation d'une CTA en boucle fermée (mode chauffage, refroidissement, humidification et déshumidification)

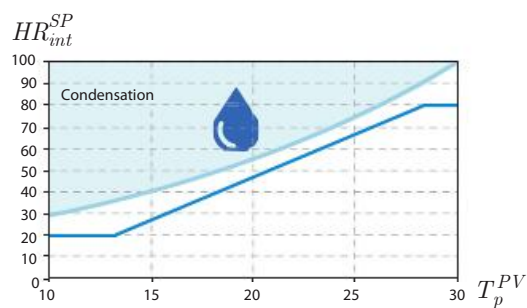


* (cf. planche 11.9.8 pour le reste des lois)

11.9.11 Régulation d'une CTA d'une piscine en boucle fermée

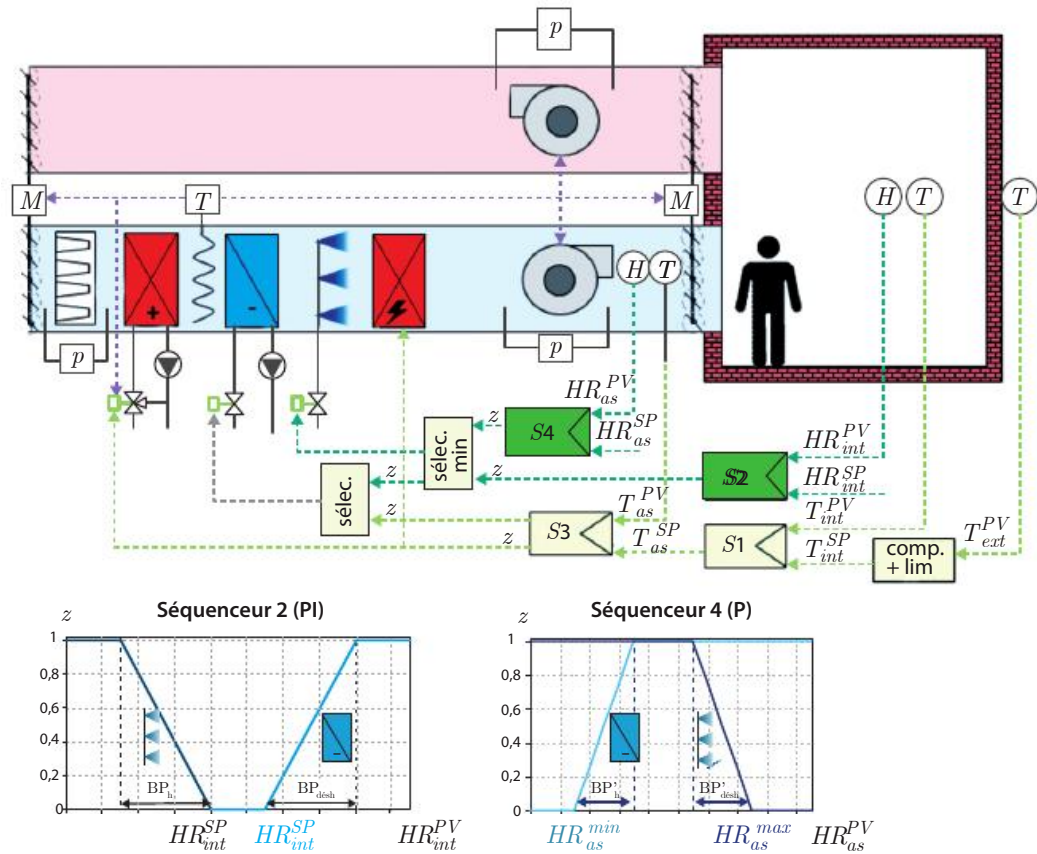


Compensateur sur l'humidité relative



* (cf. planches 11.9.8 et 11.9.10 pour le reste des lois)

11.9.12 Régulation en cascade d'une CTA en boucle fermée

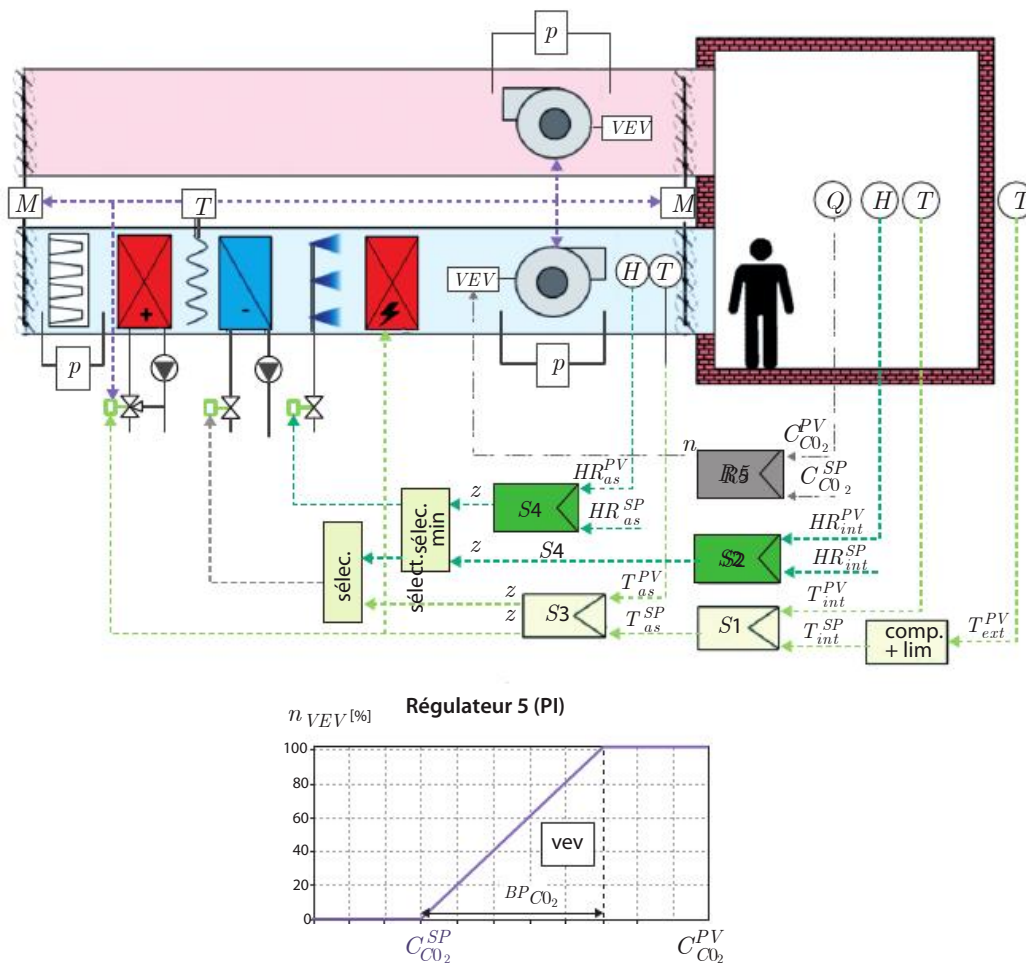


* (cf. planche 11.9.8 pour le reste des lois)

Remarque

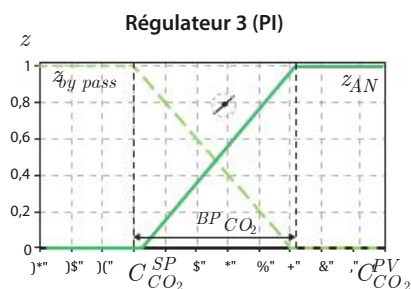
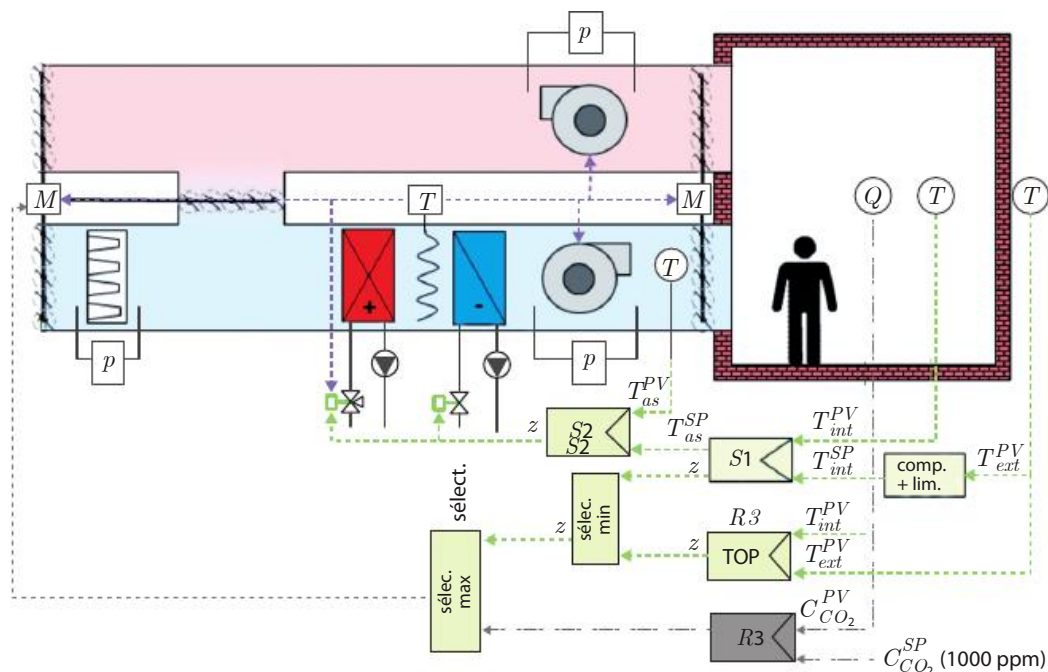
Le séquenceur 4 aurait pu être remplacé par un double régulateur TOR.

11.9.13 Régulation en cascade d'une CTA en boucle fermée + régulation de la qualité de l'air par sondes CO_2 et VEV (sans free cooling)



* (cf. planches 11.9.8 et 11.9.12 pour le reste des lois)

11.9.14 Régulation en cascade d'une CTA en boucle fermée + régulation de la qualité de l'air par sondes CO_2 et registres d'air conjugués (avec *free cooling*)

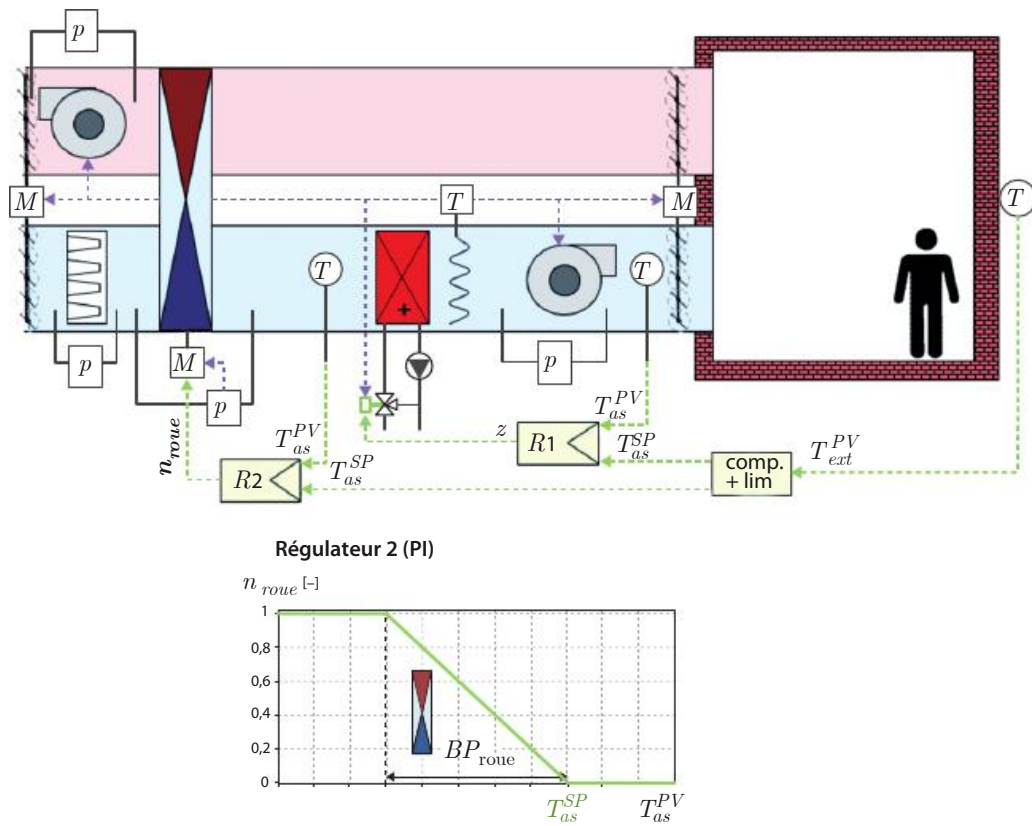


* (cf. planche 11.9.9 pour le reste des lois)

Remarque

Il est possible de prévoir également une ouverture minimum pour assurer le débit hygiénique minimum.

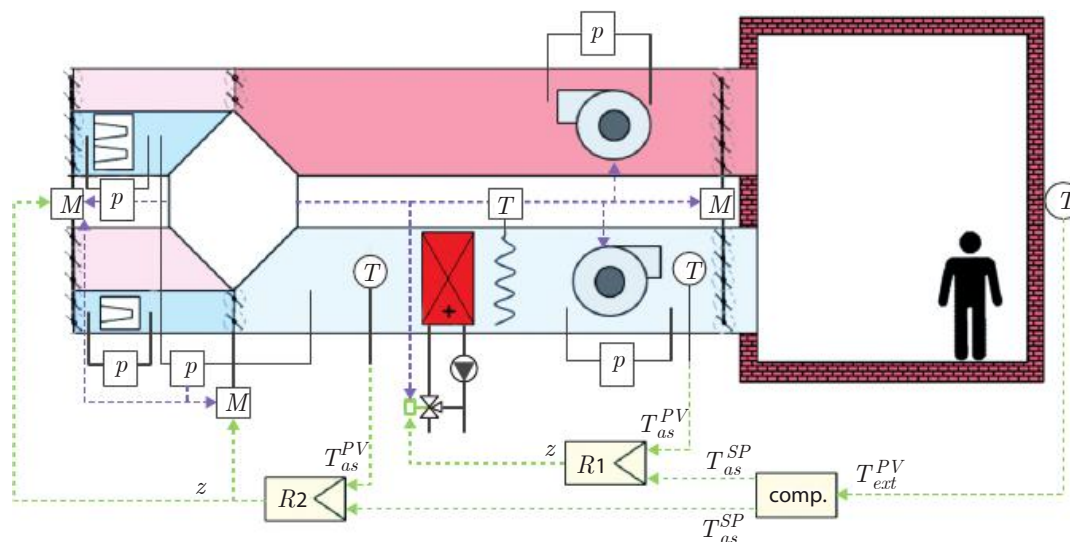
11.9.15 Régulation d'une CTA en boucle ouverte équipée d'une roue enthalpique



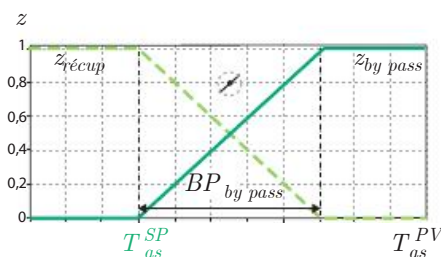
* (cf. planche 11.9.7 pour le reste des lois)

→ Dans le cas d'une **roue enthalpique**, il suffit d'arrêter la rotation de la roue pour arrêter l'échange et éviter le gel et l'apparition de givre.

11.9.16 Régulation d'une CTA en boucle ouverte équipée d'un échangeur à plaques et d'un by-pass



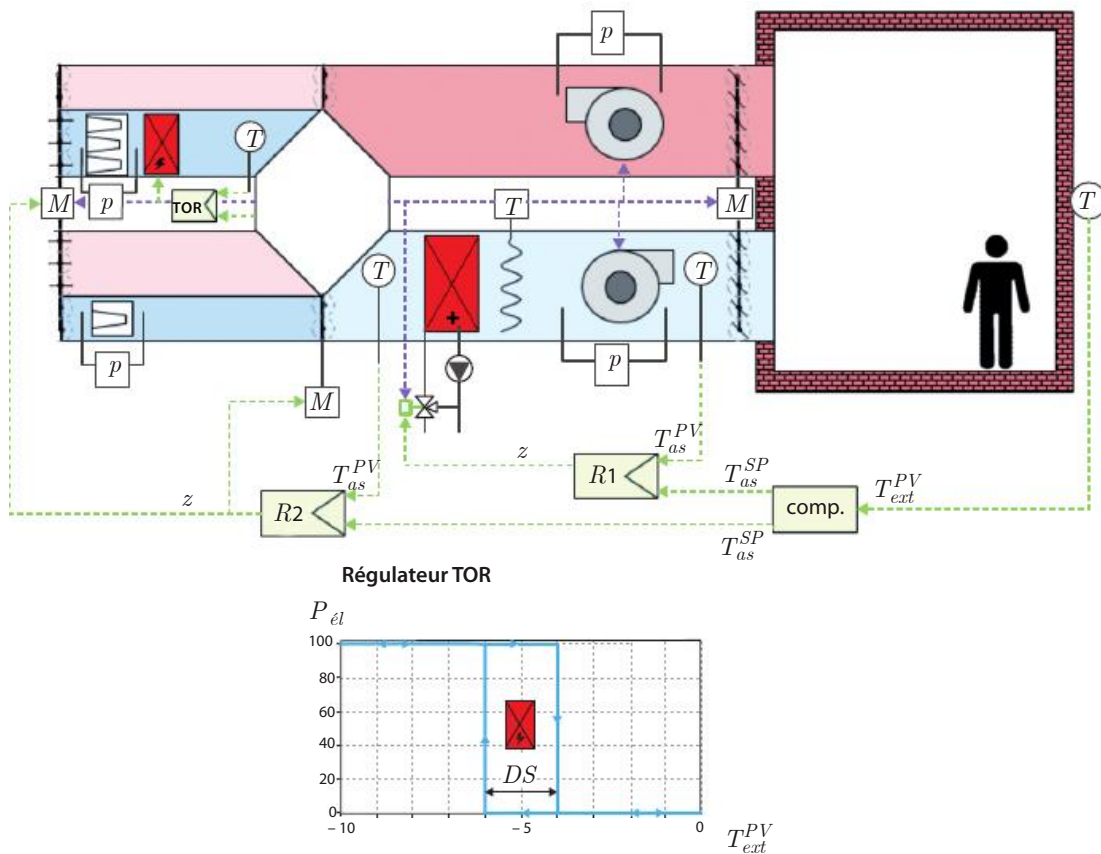
Régulateur R2 (PI)



* (cf. planche 11.9.7 pour le reste des lois)

→ Dans le cas d'un échangeur à plaques, seule une régulation par **by-pass** (BP) d'une partie de l'air neuf est possible (ou ajout d'une batterie de préchauffage). Au moyen de registres à **volets conjugués** (les registres liés au by-pass se ferment en parallèle de l'ouverture des registres reliés au récupérateur), on diminue le débit d'air neuf qui transite dans l'échangeur tandis que l'on augmente simultanément le débit d'air neuf court-circuité. Il est ainsi possible de réduire progressivement jusqu'à 0 % la puissance du récupérateur de chaleur.

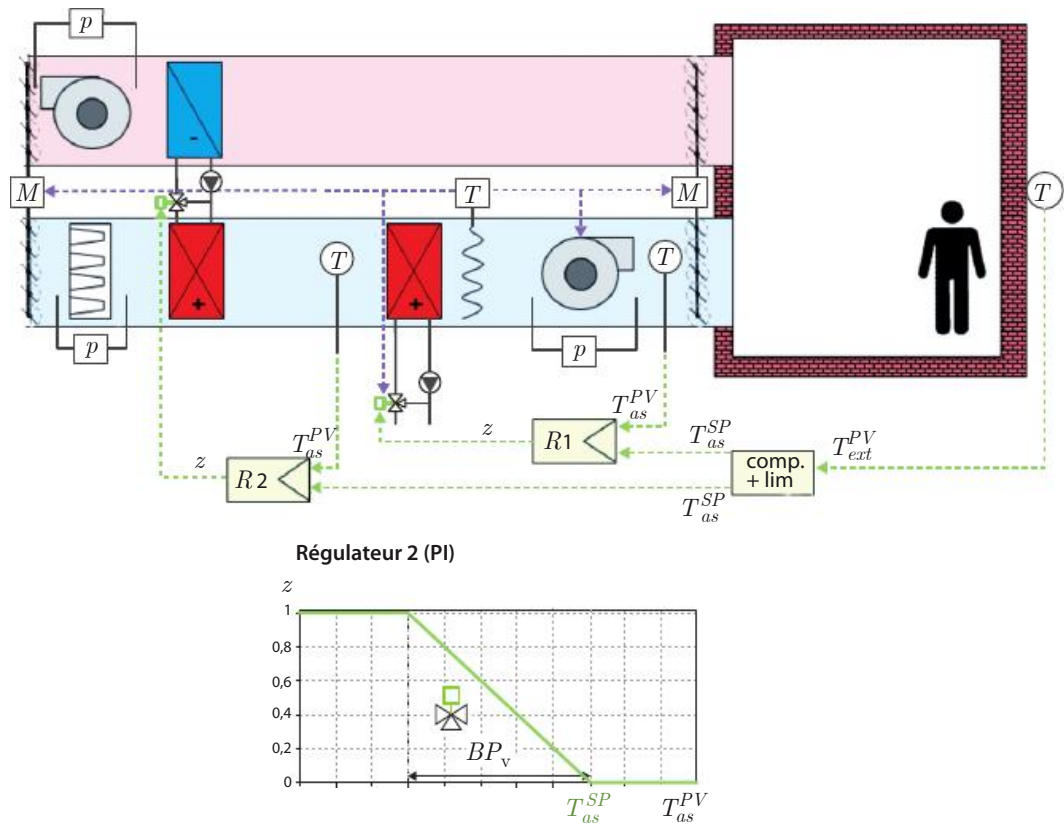
11.9.17 Régulation d'une CTA équipée d'un récupérateur de chaleur à plaques, d'un by-pass et d'une batterie de préchauffage



* (cf. planches 11.9.7 et 11.9.16 pour le reste des lois)

→ On **préchauffe** l'air neuf à une température comprise entre -10 et -5 °C, voire jusqu'à 0 selon certaines préconisations, au moyen d'une batterie à eau chaude ou électrique et d'un régulateur TOR pour s'assurer que l'échangeur ne givre pas. On pourrait également réaliser ce préchauffage à l'aide d'un puits climatique hydraulique ou aéraulique par exemple.

11.9.18 Régulation d'une CTA en boucle ouverte équipée d'un récupérateur de chaleur à batteries à eau glycolée



* (cf. planche 11.9.7 pour le reste des lois)

→ Dans le cas d'un récupérateur à **batteries à eau glycolée**, une régulation de puissance se fait classiquement *via* une **vanne trois voies** de régulation.

Partie II

Problèmes

PROBLÈMES 1

Réglage de puissance des échangeurs

1.1 Loi d'eau

Dans le cadre d'une optimisation de la régulation d'un bâtiment, on désire déterminer la solution exacte de la loi d'eau caractérisant un émetteur de chaleur fortement non-linéaire : un convecteur à eau chaude de facteur $n = 1,3$ tel que :

$$\Phi = US_{ém} \Delta T_{LM}^n \text{ en } \text{W}_{th}$$

Pour ceci, il faut d'abord formuler les différents échanges thermiques qui se mettent en place au niveau de l'émetteur et au niveau du bâtiment en supposant le régime quasi-statique (permanent).

On note :

- la masse volumique du fluide caloporteur : ρ en kg.m^{-3} ;
- la capacité thermique massique du fluide caloporteur : c_p en $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$;
- le débit-volume du fluide caloporteur : q_v en $\text{m}^3.\text{h}^{-1}$;
- le coefficient de déperdition globale du bâtiment : $US_{bât}$ en W.K^{-1} ;
- le coefficient d'échange de l'émetteur de chaleur : $US_{ém}$ en W.K^{-1} ;
- la température en entrée de l'émetteur (variable) : $T_{émc}$ en $^{\circ}\text{C}$;
- la température en sortie de l'émetteur (variable) : $T_{émf}$ en $^{\circ}\text{C}$;
- la température ambiante de consigne : T_{int} en $^{\circ}\text{C}$;
- la température extérieure (variable donc) : T_{ext} en $^{\circ}\text{C}$;

- la température extérieure de base : T_{ext}^{base} en °C ;
- le coefficient de non-linéarité : n .

Questions

1. En réalisant un bilan thermique sur l'émetteur de chaleur, établir les formules permettant le calcul exact de la loi d'eau sur la température de départ :

$$T_{émc} = f(T_{ext})$$

2. En réalisant un bilan thermique sur l'émetteur de chaleur, établir les formules permettant le calcul exact de la loi d'eau sur la température de retour :

$$T_{émf} = g(T_{ext})$$

3. Tracer les deux lois d'eau en utilisant les valeurs numériques suivantes.

Masse volumique du fluide caloporteur	ρ	1 000	kg.m ⁻³
Chaleur spécifique du fluide caloporteur	c_p	4 180	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Débit volume du fluide caloporteur	q_v	0,6	m ³ .h
Coefficient de déperdition globale du bâtiment	$US_{bât}$	400	W.K ⁻¹
Coefficient d'échange de l'émetteur	$US_{ém}$	69	W.K ⁻¹
Température intérieure de consigne	T_{int}	20	°C
Température extérieure de base	T_{ext}^{base}	- 15	°C
Exposant de non-linéarité de l'émetteur de chaleur	n	1,3	-

Corrigés

1. On réalise le bilan thermique du bâtiment en régime permanent (déperditions = puissance de l'émetteur = puissance transmise par le réseau hydraulique) :

$$\Phi = US_{bât} (T_{int} - T_{ext}) = \rho c_p q_v (T_{émc} - T_{émf}) = US_{ém} \Delta T_{LM}^n$$

Avec :

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_{émc} - T_{émf}}{\ln \left(\frac{T_{émc} - T_{int}}{T_{émf} - T_{int}} \right)}$$

$$\rightarrow T_{émc} - T_{émf} = \frac{US_{bât}}{\rho c_p q_v} (T_{int} - T_{ext}) = A$$

$$\rightarrow US_{ém} \Delta T_{LM}^n = US_{bât} (T_{int} - T_{ext})$$

$$\text{d'où : } \Delta T_{LM} = \left(\frac{US_{bât}}{US_{ém}} (T_{int} - T_{ext}) \right)^{1/n} = B^{1/n}$$

Avec :

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_{\acute{e}mc} - T_{\acute{e}mf}}{\ln \left(\frac{T_{\acute{e}mc} - T_{int}}{T_{\acute{e}mf} - T_{int}} \right)} = \frac{A}{\ln \left(\frac{T_{\acute{e}mc} - T_{int}}{T_{\acute{e}mf} - T_{int}} \right)}$$

$$\rightarrow \frac{A}{\ln \left(\frac{T_{\acute{e}mc} - T_{int}}{T_{\acute{e}mf} - T_{int}} \right)} = B^{1/n}; e^{AB^{-1/n}} = \frac{T_{\acute{e}mc} - T_{int}}{T_{\acute{e}mf} - T_{int}};$$

$$T_{\acute{e}mc} = T_{int} + (T_{\acute{e}mc} - A - T_{int}) e^{AB^{-1/n}}$$

D'où :

$$T_{\acute{e}mc} = \frac{T_{int} - (A + T_{int}) e^{AB^{-1/n}}}{1 - e^{AB^{-1/n}}} \text{ avec } A \text{ et } B \text{ fonctions de } T_{ext}$$

2. En reprenant le développement précédent mais en isolant $T_{\acute{e}mf}$ cette fois, on obtient :

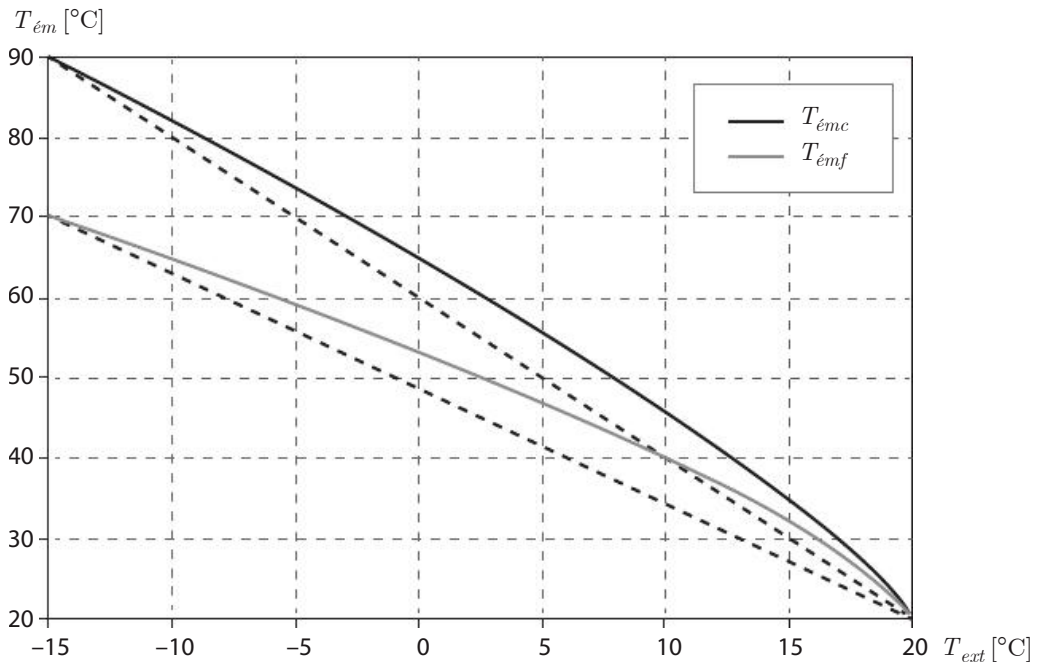
$$\frac{A}{\ln \left(\frac{T_{\acute{e}mc} - T_{int}}{T_{\acute{e}mf} - T_{int}} \right)} = B^{1/n}; e^{-AB^{-1/n}} = \frac{T_{\acute{e}mf} - T_{int}}{T_{\acute{e}mc} - T_{int}};$$

$$T_{\acute{e}mf} = T_{int} + (T_{\acute{e}mf} + A - T_{int}) e^{-AB^{-1/n}}$$

D'où :

$$T_{\acute{e}mf} = \frac{T_{int} + (A - T_{int}) e^{-AB^{-1/n}}}{1 - e^{-AB^{-1/n}}}$$

- 3.



1.2 Loi d'eau et sobriété énergétique

On suppose qu'un bâtiment a une conductance thermique $US_{bât}$ (en $W.K^{-1}$), que le débit nominal du fluide caloporteur pour tout le bâtiment est q_v (en $m^3.s^{-1}$) et que le coefficient d'échange global des émetteurs de chaleur pour tout un bâtiment est US_{hx} (en $W.K^{-1}$). On suppose un échangeur de chaleur linéaire ($n = 1$) et on approxime la différence de température logarithmique aux bornes des émetteurs ΔT_{LM} par une différence de température moyenne entre l'ambiance à T_{int} et la moyenne des températures départ/retour telle que :

$$\Delta T_{LM} \sim \frac{T_{départ} + T_{retour}}{2} - T_{int}$$

Questions

1. Réaliser un bilan thermique en régime stationnaire sur le bâtiment et les émetteurs de chaleur, et en déduire l'expression de la loi d'eau sur la température de départ. Montrer qu'il existe un coefficient a tel que :

$$T_{départ} = aT_{ext} + (1 - a)T_{int} \quad \text{avec} \quad a = -US_{bât} \left(\frac{1}{US_{hx}} + \frac{1}{2\rho c_p q_v} \right)$$

Une école d'ingénieur.e.s a réalisé des travaux d'isolation thermique de ses bâtiments anciens (isolation par l'extérieur et changement des vitrages) qui lui ont permis de réduire le coefficient de déperdition $US_{bât}$ (en $W.K^{-1}$) thermique de 25 % (la baisse est modeste parce que les déperditions par renouvellement d'air sont importantes et se font toujours par ouverture des fenêtres après rénovation). Par ailleurs, les locaux sont chauffés par des panneaux rayonnants en plafond qui ont été conservés tels quels (avec un débit nominal conservé). Enfin, la chaufferie de l'établissement comprend une pompe à chaleur sur nappe phréatique active (eau de nappe constamment à $T_f = 10^\circ C$) qui produit de l'eau chaude selon une loi d'eau qui, avant travaux, était paramétrée de telle manière que le système produisait de l'eau à $80^\circ C$ pour une température extérieure de base T_{ext}^{base} de $15^\circ C$, et de l'eau à $20^\circ C$ pour une température extérieure de $20^\circ C$.

2. Comment faut-il reparamétrer la loi d'eau pour prendre en compte l'amélioration thermique de l'enveloppe du bâtiment ? On donnera notamment la nouvelle température nominale de départ pour $-15^\circ C$ à l'extérieur, et on tracera les deux lois d'eau (avant/après) sur un graphique.

Cette loi d'eau est censée procurer une température ambiante dans les locaux de $20^\circ C$. Suite à une situation internationale exceptionnelle avec un risque de pénurie d'énergie électrique et gazière, il a été décidé de mettre en place une stratégie de sobriété. On souhaite notamment modifier la loi d'eau pour qu'elle procure désormais une température ambiante de $19^\circ C$ dans les locaux.

3. Comment faut-il reparamétrer la loi d'eau pour qu'elle procure une température ambiante de $19^\circ C$ dans le bâtiment ? Donner également la nouvelle température de départ à $-15^\circ C$.

Un autre avantage de la baisse de la consigne est le gain sur le coefficient de performance COP de la pompe à chaleur, puisque la température de condensation sera moindre (à supposer

que le pincement soit constant). On supposera que le COP réel correspondra à 40 % du COP théorique de Carnot (*cf.* formulaire) avec un calcul basé sur les températures d'eau de nappe et d'eau chaude au départ du circuit de chauffage.

4. Quantifier le gain apporté sur le COP pour deux températures extérieures de référence : à - 7 °C et + 7 °C. Conclure.

Formulaire :

$$COP_{Carnot} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad T \text{ en K}$$

Avec :

- T_c température de la source chaude (température d'eau chaude)
- T_f température de la source froide (température de l'eau de la nappe phréatique)

Corrigés

$$\begin{aligned} 1. \quad US_{bât} (T_{int} - T_{ext}) &= \rho c_p q_v (T_{départ} - T_{retour}) = US_{hx} \Delta T_{LM}^n \\ &\approx US_{hx} \left(\frac{T_{départ} + T_{retour}}{2} - T_{int} \right)^n \end{aligned}$$

Avec $n = 1$

$$\begin{aligned} T_{retour} &= \frac{US_{hx} T_{int} + T_{départ} \left(\rho c_p q_v - \frac{US_{hx}}{2} \right)}{\frac{US_{hx}}{2} + \rho c_p q_v} \\ \rightarrow T_{départ} &= \frac{US_{bât} (T_{int} - T_{ext})}{\rho c_p q_v} + \frac{US_{hx} T_{int} + T_{départ} \left(\rho c_p q_v - \frac{US_{hx}}{2} \right)}{\frac{US_{hx}}{2} + \rho c_p q_v} \end{aligned}$$

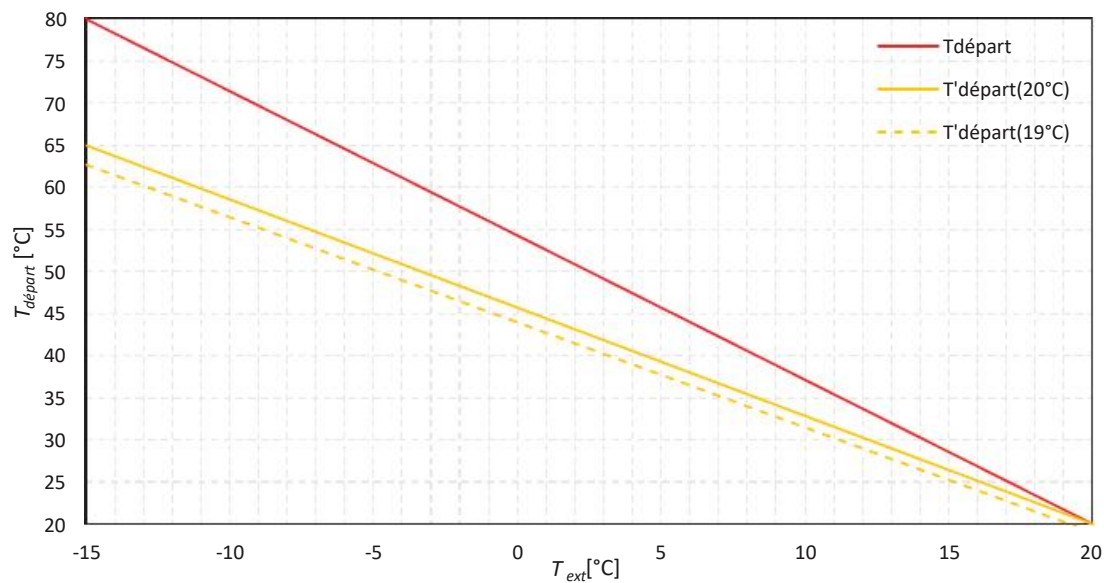
Au final :

$$\begin{aligned} T_{départ} &= a T_{ext} + (1 - a) T_{int} \\ \text{avec } a &= - \frac{\frac{US_{bât}}{\rho c_p q_v}}{\frac{2US_{hx}}{2\rho c_p q_v + US_{hx}}} = -US_{bât} \left(\frac{1}{US_{hx}} + \frac{1}{2\rho c_p q_v} \right) = \frac{T_{départ}^{base} - T_{int}}{T_{ext}^{base} - T_{int}} \end{aligned}$$

$$2. \quad T'_{départ} = a' T_{ext} + (1 - a') T_{int} \quad \text{avec } a' = -0,75 US_{bât} \left(\frac{1}{US_{hx}} + \frac{1}{2\rho c_p q_v} \right) = 0,75a$$

$$T'_{départ} (-15 \text{ °C}) = -15 \cdot 0,75a + (1 - 0,75a) T_{int} \quad \text{avec } a = \frac{80 - 20}{-15 - 20} = -1,71$$

$$\rightarrow T'_{départ} (-15 \text{ °C}) = 65 \text{ °C}$$



3. $T'_{départ} = a' T_{ext} + (1 - a') T'_{int}$ avec $T'_{int} = 19\text{ °C}$ cette fois
 $T'_{départ} = 62,7\text{ °C}$

4. $COP = 0,4 \frac{T_c + 273,15}{T_c - T_f}$

Le COP va s'améliorer de manière très sensible :

	COP	Avant rénovation	Après rénovation	Gain
		$T_{int} = 20\text{ °C}$	$T_{int} = 20\text{ °C}$	
T_{ext}	- 7 °C	2,41 ($T_c = 66,3\text{ °C}$)	2,93 ($T_c = 54,7\text{ °C}$)	21,6 %
	+ 7 °C	3,91 ($T_c = 42,3\text{ °C}$)	4,64 ($T_c = 36,7\text{ °C}$)	18,7 %

	COP	Après rénovation		Gain
		$T_{int} = 20\text{ °C}$	$T_{int} = 19\text{ °C}$	
T_{ext}	- 7 °C	2,93 ($T_c = 54,7\text{ °C}$)	3,05 ($T_c = 52,7\text{ °C}$)	4,0 %
	+ 7 °C	4,64 ($T_c = 36,7\text{ °C}$)	4,89 ($T_c = 35,2\text{ °C}$)	5,4 %

On peut noter que l'isolation du bâtiment permet des gains de performance sur la pompe à chaleur de l'ordre de 20 %, en plus des gains liés à la baisse des besoins de chauffage (de 25 % donc). Les gains globaux seront donc de l'ordre de 40 %.

Les gains vont se cumuler entre ceux liés aux moindres degrés jour (DJ) gagnés grâce à la baisse de la consigne à 19 °C (environ 7 %) et les gains sur le COP de la pompe à chaleur qui vont être de 5 % sur la saison de chauffe. Au final, les gains supplémentaires en lien avec les mesures de sobriété vont être de l'ordre de 10 %.

1.3 Régime d'eau optimal

Ce problème s'inspire de la théorie du « régime d'eau optimal » établi par le Costic¹. On souhaite optimiser économiquement une installation de chauffage en considérant les coûts associés :

- au réseau hydraulique ;
- à la pompe de circulation ;
- aux consommations énergétiques de la pompe ;
- aux émetteurs de chaleur.

L'objectif est de déterminer le régime d'eau optimal (différence de température entre départ et retour) permettant d'obtenir l'installation basée sur des radiateurs la moins coûteuse possible en raisonnant en coût global sur 25 ans. Un régime d'eau élevé engendre des émetteurs de grande taille, un réseau faiblement résistif et plus petit (diamètre plus faible) et une pompe plus petite, et inversement pour un régime d'eau faible. Il y a un optimum à trouver pour minimiser les coûts d'installation et de fonctionnement du système de chauffage. On donne la nomenclature suivante :

Débit du fluide caloporteur	q_v		l.h ⁻¹
Température de départ	T_{ce}		°C
Température de retour	T_{cs}		°C
Température ambiante	T_a	20	°C
Différence de température logarithmique	ΔT_{LM}		K
Conductance thermique totale des radiateurs	US_{hx}		W.K ⁻¹

On fait les hypothèses suivantes :

- le coût de la pompe C_p est proportionnel au débit tel que : $C_p = a q_v$ en € ;
- le coût du réseau (tubes) C_t est proportionnel au débit tel que : $C_t = b q_v$ en € ;
- le coût associé à la consommation électrique de la pompe (sur 25 ans) C_p est proportionnel au débit de la pompe tel que : $C_e = c q_v$ en € ;
- le coût du radiateur C_{rad} est proportionnel à sa conductance thermique US_{hx} tel que : $C_{rad} = C_r US_{hx}$ en €.

On pose le coefficient C_q tel que :

$$C_q = a + b + c$$

On suppose, dans un premier temps, que la puissance d'un échangeur de chaleur s'exprime de la manière simplifiée suivante :

$$P = US_{hx} \Delta T_{LM}^n = US_{hx} \left(\frac{T_{ce} - T_{cs}}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_a}{T_{cs} - T_a} \right)} \right)^n \approx US_{hx} \left(\frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} - T_a \right)^n$$

¹ M.H. HUZE, A. JALLET, R. CYSSAU – Chute de température économique dans les radiateurs ; optimisation du coût des installations : une nouvelle formule – CVC, octobre 1998.

Questions

1. Démontrer que la puissance thermique échangée peut s'exprimer en fonction de l'efficacité des échangeurs E et des paramètres du problème :

$$P = US_{hx} (T_{ce} - T_a)^n \left(1 - \frac{E}{2}\right)^n \quad \text{avec} \quad E = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_a}$$

2. En déduire le coût des radiateurs C_{rad} en fonction de P , T_{ce} , T_a , C_r , n et E .
3. Déterminer le coût global C_g en fonction des paramètres P , T_a , T_{ce} , C_r , C_q , n et de la variable E .

On suppose, dans un premier temps, un échangeur linéaire ($n = 1$) :

4. Déterminer l'expression littérale de l'efficacité optimale E_{opt} permettant de minimiser le coût global du système de chauffage en fonction de C_q et C_r .

On considère les données numériques suivantes :

P	2 000	W
T_{ce}	60	°C
T_a	20	°C
C_r	12,3	€.(W.K ⁻¹) ⁻¹
C_q	3	€.(l.h ⁻¹)
ρ	1 000	kg.m ⁻³
c_p	4 180	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹

5. Réaliser l'application numérique et en déduire le régime d'eau optimal à mettre en place.
6. Tracer C_g en fonction de E . Commenter.

On considère cette fois l'expression exacte de la puissance d'un échangeur :

$$P = US_{hx} \Delta T_{LM}^n = US_{hx} \left(\frac{T_{ce} - T_{cs}}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_a}{T_{cs} - T_a} \right)} \right)^n \quad \text{avec } n = 1,3$$

7. Démontrer que la puissance thermique P échangée peut s'exprimer telle que:

$$P = US_{hx} \left(\frac{E(T_a - T_{ce})}{\ln(1 - E)} \right)^n \quad \text{avec} \quad E = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_a}$$

8. En déduire le coût des radiateurs C_{rad} en fonction de P et E .
9. Montrer que le coût global peut s'exprimer selon la formule suivante :

$$C_g = \frac{P}{T_{ce} - T_a} \left(\frac{C_q}{1,16E} + \frac{C_r (T_{ce} - T_a)^{1-n}}{\left(\frac{-E}{\ln(1 - E)} \right)^n} \right)$$

10. Tracer l'évolution du coût global C_g en fonction de l'efficacité E dans les deux cas (simplifié et exact). En déduire l'efficacité et le régime d'eau optimaux.
11. Retracer les deux courbes pour $n = 1$.
12. Commenter et conclure.

Corrigés

$$1. \quad P = US_{hx} \left(\frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} - T_a \right)^n = US_{hx} \left(\frac{T_{ce} + T_{cs} - 2T_a}{2} \right)^n$$

Avec :

$$T_{cs} = T_{ce} - E(T_{ce} - T_a)$$

D'où :

$$P = US_{hx} \left(\frac{T_{ce} + T_{ce} - E(T_{ce} - T_a) - 2T_a}{2} \right)^n = US_{hx} (T_{ce} - T_a)^n \left(1 - \frac{E}{2} \right)^n$$

$$2. \quad C_{rad} = C_r US_{hx} = C_r \frac{P}{(T_{ce} - T_a)^n \left(1 - \frac{E}{2} \right)^n}$$

$$3. \quad C_g = C_{rad} + (a + b + c) q_v = C_{rad} + C_q q_v$$

Avec :

$$\frac{q_v}{1000.3600} = \frac{P}{\rho c_p (T_{ce} - T_{cs})} \quad (q_v \text{ en l.h}^{-1})$$

Au final, on obtient :

$$C_g = \frac{P}{T_{ce} - T_a} \left(\frac{C_r}{(T_{ce} - T_a)^{n-1} \left(1 - \frac{E}{2} \right)^n} + \frac{C_q}{1,16E} \right) \text{ avec } \frac{\rho c_p}{1000.3600} = 1,16$$

4. Si $n = 1$:

$$C_g = \frac{P}{T_{ce} - T_a} \left(\frac{C_r}{1 - \frac{E}{2}} + \frac{C_q}{1,16E} \right)$$

On dérive la fonction C_g en fonction de l'efficacité E pour en identifier un extremum (minimum ici) sur la plage [0-1].

$$\frac{dC_g}{dE} = \frac{P}{T_{ce} - T_a} \left(\frac{\frac{1}{2} C_r}{\left(1 - \frac{E}{2} \right)^2} - \frac{C_q}{1,16E^2} \right)$$

Le coût est minimum lorsque :

$$\frac{\frac{1}{2}C_r}{\left(1 - \frac{E}{2}\right)^2} - \frac{C_q}{1,16E^2} = 0 \quad \leftrightarrow \quad -\frac{1,16E^2}{2}C_r + C_q \left(1 - E + \frac{E^2}{4}\right) = 0$$

$$(C_q - 2,32C_r)E^2 - 4C_qE + 4C_q = 0$$

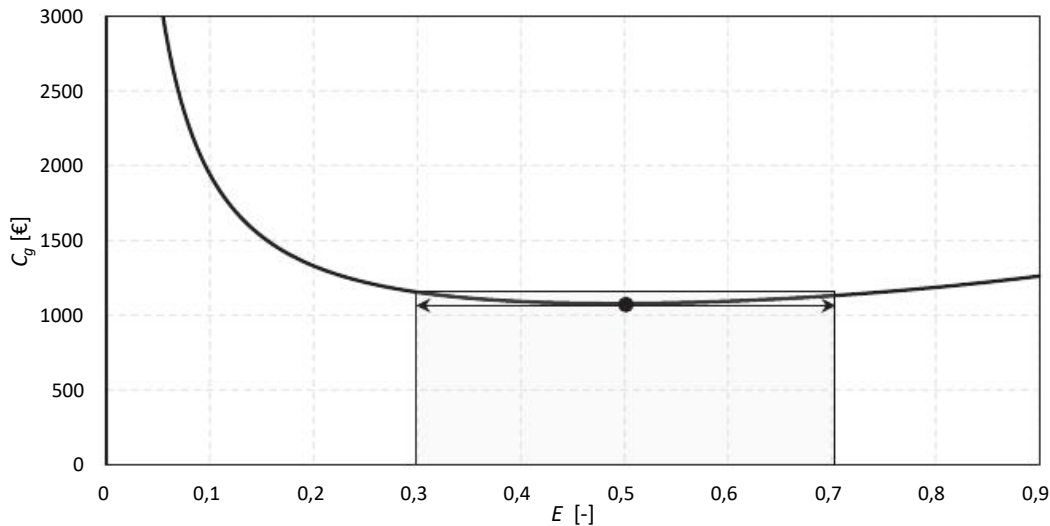
$$\Delta = 16C_q^2 - 16C_q(C_q - 2,32C_r) = 16 \cdot 2,32 C_r C_q$$

On ne conserve ensuite que la racine positive :

$$E_{opt} = \frac{4C_q - 4\sqrt{2,32C_rC_q}}{2(C_q - 2,32C_r)} = 2 \frac{1 - \sqrt{2,32 \frac{C_r}{C_q}}}{1 - 2,32 \frac{C_r}{C_q}} = 2 \frac{\sqrt{2,32 \frac{C_r}{C_q}} - 1}{2,32 \frac{C_r}{C_q} - 1} = 2 \frac{\sqrt{C} - 1}{C - 1}$$

$$\text{avec } C = 2,32 \frac{C_r}{C_q} \left\{ C_q \text{ en } \text{€} \cdot (\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^{-1} \quad \text{et} \quad C_r \text{ en } \text{€} \cdot (\text{W} \cdot \text{K}^{-1})^{-1} \right\}$$

5. $E_{opt} = 0,49$ et le régime d'eau est donc : 60/40 °C. Il s'agit d'un régime typique. En pratique, le régime d'eau varie de 5 K (émetteurs basse température) à 20 K (émetteurs haute température).
- 6.



Au final, il y a bien un minimum global. Cependant, visuellement, on s'aperçoit qu'il s'établit un « plancher » à partir duquel la valeur se stabilise. Ici, on peut considérer qu'à partir de $E = 0,3$, le coût global est maîtrisé, les paramètres du modèle ayant en outre une forte incertitude. Le régime est alors de 60/48, ce qui correspond également aux bonnes pratiques (régime entre 10 et 20 K pour des radiateurs).

$$\begin{aligned}
7. \quad \Delta T_{LM} &= \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_a}{T_{cs} - T_a}\right)} = (T_{ce} - T_a) \frac{E}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_a}{T_{cs} - T_{ce} + T_{ce} - T_a}\right)} \\
&= (T_{ce} - T_a) \frac{E}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_a}{T_{ce} - T_a - E(T_{ce} - T_a)}\right)} \\
&= (T_{ce} - T_a) \frac{E}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_a}{(T_{ce} - T_a)(1 - E)}\right)} = -(T_{ce} - T_a) \frac{E}{\ln(1 - E)}
\end{aligned}$$

D'où :

$$P = US_{hx} \left(\frac{E(T_a - T_{ce})}{\ln(1 - E)} \right)^n$$

$$8. \quad C_{rad} = C_r US_{hx} = C_r \frac{P}{\left(\frac{E(T_a - T_{ce})}{\ln(1 - E)} \right)^n}$$

$$\begin{aligned}
9. \quad C_g &= C_{rad} + C_p + C_t + C_{el} = C_{rad} + (a + b + c)q_v = C_{rad} + C_q q_v \\
\text{avec } q_v &= \frac{P}{\frac{\rho c_p}{1000.3600}(T_{ce} - T_{cs})} = \frac{P}{\frac{\rho c_p}{1000.3600} \left(\frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_a} \right) (T_{ce} - T_a)} \\
&= \frac{P}{\frac{\rho c_p}{1000.3600} E (T_{ce} - T_a)}
\end{aligned}$$

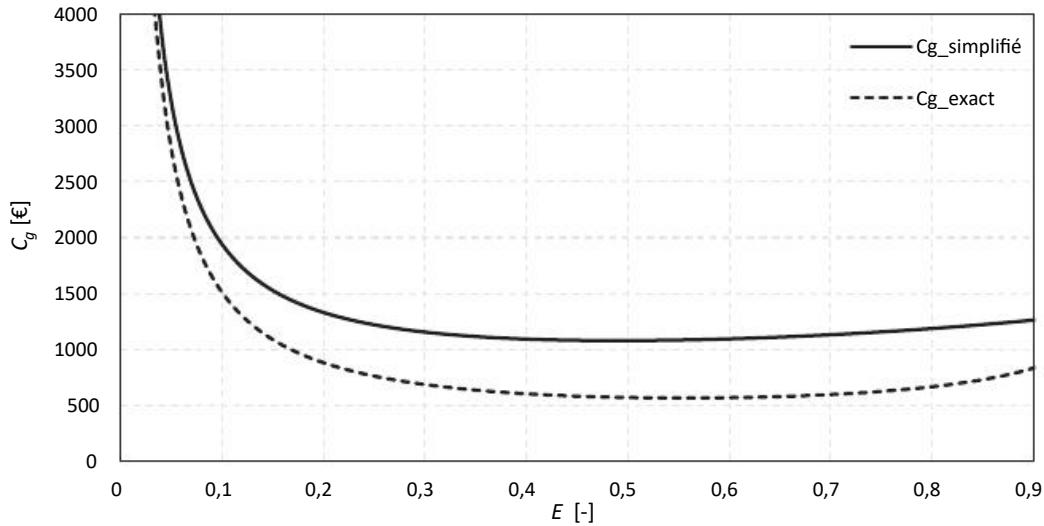
D'où :

$$\begin{aligned}
C_g &= C_r \frac{P}{\left(\frac{E(T_a - T_{ce})}{\ln(1 - E)} \right)^n} + C_q \frac{P}{\frac{\rho c_p}{1000.3600}(T_{ce} - T_{cs})} \\
&= \frac{P}{T_{ce} - T_a} \left(\frac{C_r (T_{ce} - T_a)}{\left(\frac{E(T_a - T_{ce})}{\ln(1 - E)} \right)^n} + \frac{C_q}{E \frac{\rho c_p}{1000.3600}} \right) \\
C_g &= \frac{P}{T_{ce} - T_a} \left(\frac{C_q}{1,16E} + (T_{ce} - T_a)^{1-n} \frac{C_r}{\left(\frac{-E}{\ln(1 - E)} \right)^n} \right) \\
C_g &= \frac{P}{T} \left(\frac{B}{\left(\frac{-E}{\ln(1 - E)} \right)^n} + \frac{C}{E} \right)
\end{aligned}$$

Avec :

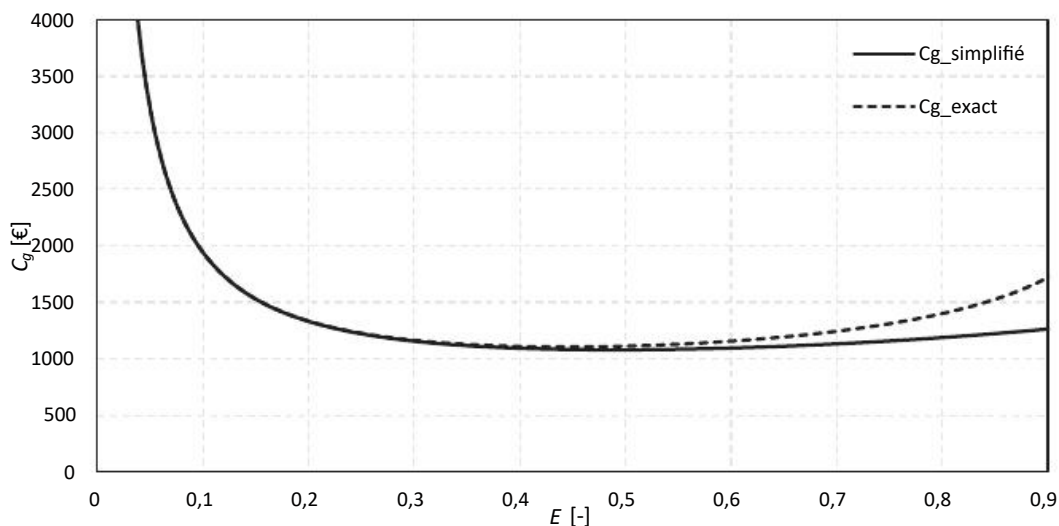
$$\begin{cases} T = T_{ce} - T_a \\ B = C_r (T_{ce} - T_a)^{1-n} = C_r T^{1-n} \\ C = \frac{C_q}{1,16} \end{cases}$$

10.



Les valeurs de coût global C_g sont très différentes (réduites d'un facteur 2 environ). Cependant, l'allure est similaire. L'optimum est légèrement supérieur, mais reste à des valeurs similaires ($E_{opt} = 0,55$), soit un régime d'eau 60/38 °C (22 K), ce qui est une valeur plutôt élevée par rapport aux règles de l'art. Comme précédemment, on constate un plateau avec une plage d'efficacité optimale allant de 0,4 à 0,7 environ. À $E = 0,4$, le régime serait 60/44 °C, par exemple.

11.



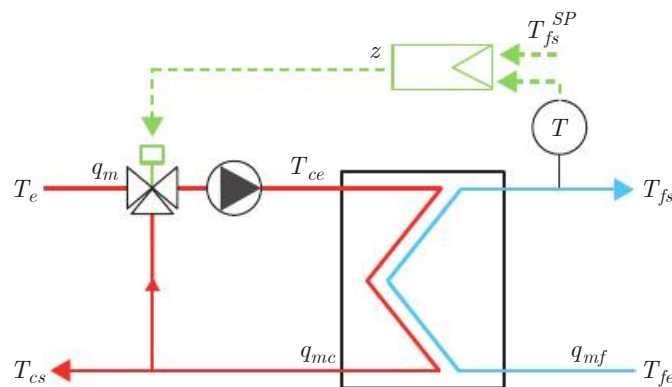
12. L'hypothèse de simplifier la différence de température logarithmique en une différence de température moyenne est donc bonne, la différence entre les deux modèles s'expliquant principalement par le coefficient de non-linéarité n . Ce dernier paramètre sera donc, de préférence, à conserver dans le modèle simplifié pour obtenir des résultats pertinents. On note également qu'il y a, certes, une efficacité optimale, mais qu'il y a surtout une valeur seuil à partir de laquelle le coût global est relativement stable. Il faut veiller à respecter cette valeur qui est, ici, de 0,3 environ, ce qui correspond aux valeurs classiques de radiateurs commercialisés.

1.4 Caractéristique idéale de vanne

On souhaite connaître la courbe caractéristique idéale $z = f(K_v/K_{vs})$ d'une vanne de manière à assurer une régulation idéale, à savoir une progressivité entre l'ouverture d'une vanne z et la variation de puissance thermique échangée relative $y = P/P_{max}$ d'un échangeur de chaleur (ce qui veut dire qu'on souhaite avoir : $y \sim z$). Par exemple, on attend qu'une ouverture de vanne de 50 % engendre une puissance délivrée de 50 % de la puissance nominale d'un radiateur.

On considère un échangeur de chaleur quelconque (co ou contre-courant ou autre) (voir figure ci-dessous) dont les débits au primaire (côté chaud) et au secondaire (côté froid) sont constants (pompe en aval de la vanne trois voies) mais dont la température en entrée est mélangée avec l'eau de retour à l'aide d'une vanne trois voies (montage dit en mélange). La température de l'eau chaude T_e est supposée constante.

Le but du problème est d'abord de connaître la variation de la puissance relative de l'échangeur y en fonction de la variation relative du débit dans la voie directe x . Ensuite, l'objectif sera de déterminer la caractéristique de vanne adéquate pour réaliser une régulation de puissance progressive.



Hypothèses :

Les températures T_e , T_{fe} , les débits massiques q_{mf} , q_{mc} et le coefficient d'échange US sont supposés constants.

Variables réduites :

$$x = \frac{q_m}{q_m^{max}} = \frac{q_m}{q_{mc}} \text{ et } y = \frac{P}{P_{max}}$$

Notations :

$$\Delta T_c(x) = T_{ce} - T_{cs}(x); \Delta T_f(x) = T_{fs}(x) - T_{fe}; \Delta T_{ee} = T_{ce} - T_{fe};$$

$$\Delta T_{ee}^{max} = T_e - T_{fe}; \Delta T_c^{max} = \Delta T_c(1) = T_e - T_{cs}^{max};$$

$$\Delta T_f^{max} = \Delta T_f(1) = T_{fs}^{max} - T_{fe}$$

$$E_c = \frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}^{max}} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{ee}} \text{ et } E_f = \frac{\Delta T_f^{max}}{\Delta T_{ee}^{max}} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{ee}}$$

Questions

1. Justifier l'hypothèse de considérer les efficacités chaudes E_c et froides E_f constantes selon l'ouverture de la vanne z .
2. Exprimer le rapport y de la puissance thermique réduite en fonction de T_{ce} , T_{cs} , T_e et T_{cs}^{max} .
3. Exprimer l'efficacité E_c aux conditions nominales et à une condition intermédiaire.
4. En déduire l'expression de la différence de température $T_{cs}^{max} - T_{cs}$ en fonction de E_c , T_e et T_{ce} .
5. Réaliser un bilan des flux thermiques au niveau de la vanne mélangeuse et en déduire l'expression de $T_{ce} - T_{cs}$ en fonction de x , T_e et T_{cs} .
6. En déduire l'expression de la puissance réduite y en fonction uniquement de x et E_c .

On suppose que l'autorité hydraulique de l'installation a est relativement élevée ($a > 0,5$ ou vanne indépendante de la pression), et que l'on peut supposer :

$$\frac{K_v}{K_{vs}} = \frac{q_v}{q_{v100}}$$

7. Déterminer l'expression littérale de la caractéristique idéale de la vanne $f(z)$ fonction de l'ouverture de la vanne z variant de 0 à 1 de telle manière que le réglage de puissance thermique soit parfaitement progressif.
8. Tracer la caractéristique pour $E_c = 0,3$ (radiateur haute température).
9. Évaluer le coefficient n_{gl} d'une vanne à égal pourcentage qui correspond le mieux à la caractéristique trouvée. Détailler la méthode employée.

Corrigés

1. Les débits et le coefficient d'échange étant supposés constants ici, les efficacités chaudes et froides $E_c(z)$ et $E_f(z)$ sont donc considérées constantes selon l'ouverture de la vanne z car le nombre d'unités de transfert NUT et le facteur de déséquilibre R seront constants (cf. théorie du NUT) :

$$E = f(NUT, R) = \text{constante}$$

$$2. \quad \frac{P}{P_{max}} = y = \frac{q_{mc} c_p (T_{ce} - T_{cs})}{q_m^{max} c_p (T_e - T_{cs}^{max})} = \frac{q_{mc} c_p (T_{ce} - T_{cs})}{q_{mc} c_p (T_e - T_{cs}^{max})} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_e - T_{cs}^{max}}$$

$$3. \quad E_c = \text{constante} = \frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}^{max}} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{ee}} \rightarrow E_c = \frac{T_e - T_{cs}^{max}}{T_e - T_{fe}} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

$$4. \quad \rightarrow \begin{cases} T_{cs}^{max} = T_e - E_c (T_e - T_{fe}) = T_e (1 - E_c) + E_c T_{fe} \\ T_{cs} = T_{ce} - E_c (T_{ce} - T_{fe}) = T_{ce} (1 - E_c) + E_c T_{fe} \end{cases}$$

D'où :

$$T_{cs}^{max} - T_{cs} = (1 - E_c)(T_e - T_{ce})$$

$$5. \quad q_m c_p T_e + (q_{mc} c_p - q_m c_p) T_{cs} = q_{mc} c_p T_{ce} \rightarrow x T_e + (1 - x) T_{cs} = T_{ce}$$

D'où :

$$T_{ce} - T_{cs} = x(T_e - T_{cs})$$

$$6. \quad y = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_e - T_{cs}^{max}} = \frac{x(T_e - T_{cs})}{T_e - T_{cs} + T_{cs} - T_{cs}^{max}} = \frac{x(T_e - T_{cs})}{(T_e - T_{cs}) - (1 - E_c)(T_e - T_{ce})}$$

$$y = \frac{x}{1 - (1 - E_c) \left(\frac{T_e - T_{cs} + T_{cs} - T_{ce}}{T_e - T_{cs}} \right)} = \frac{x}{1 - (1 - E_c)(1 - x)}$$

$$\rightarrow y = \frac{1}{1 + E_c \left(\frac{1}{x} - 1 \right)}$$

7. Une caractéristique de vanne s'exprime de la manière suivante :

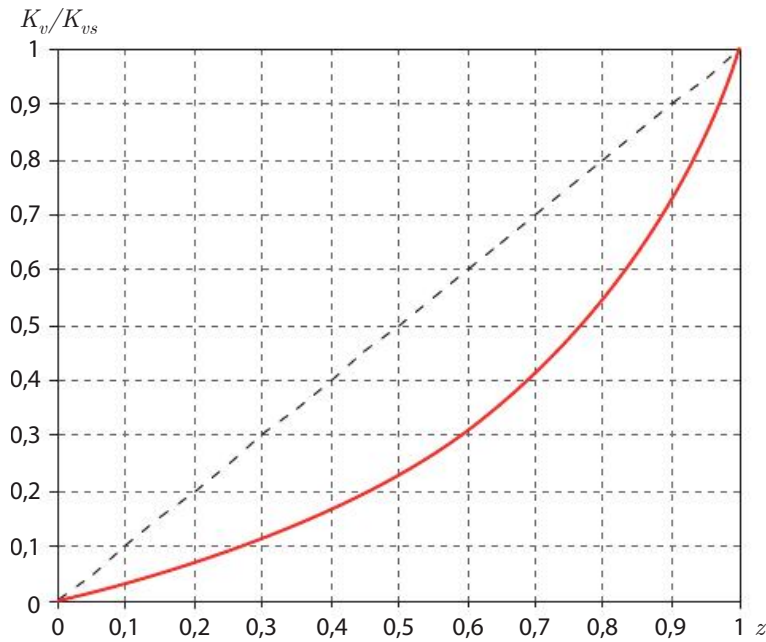
$$f(z) = \frac{K_v}{K_{vs}} = \frac{q_v}{q_{v100}} = x \text{ car } a > 0,5$$

Pour avoir un signal progressif parfait (graphiquement : une bissectrice), la relation suivante doit être respectée sur la caractéristique globale $y(x)$:

$$y(x) = z \text{ (bissectrice)}$$

$$\rightarrow y(f(z)) = z \rightarrow \frac{1}{1 + E_c \left(\frac{1}{f(z)} - 1 \right)} = z \rightarrow f(z) = \frac{1}{1 + \frac{1}{E_c} \left(\frac{1}{z} - 1 \right)}$$

8.



$$9. \frac{K_v}{K_{vs}} = \frac{q_v}{q_{v100}} = e^{n_{gl}(z-1)}$$

On cherche numériquement le paramètre n_{gl} tel que :

$$e^{n_{gl}(z-1)} \approx \frac{1}{1 + \frac{1}{E_c} \left(\frac{1}{z} - 1 \right)}$$

Méthode analytique :

$$e^{n_{gl}(z-1)} \approx \frac{1}{1 + \frac{1}{E_c} \left(\frac{1}{z} - 1 \right)} \rightarrow n_{gl}(z) = \frac{1}{1-z} \ln \left(1 + \frac{1}{E_c} \left(\frac{1}{z} - 1 \right) \right)$$

Il n'existe donc pas un unique paramètre n_{gl} solution, mais une fonction $n_{gl}(z)$. L'idée est de calculer ce coefficient pour différentes ouvertures z et d'en faire une moyenne :

z	0,01	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6
n_{gl}	5,86	4,38	3,82	3,52	3,33	3,2	3,1	3,04	2,99	2,95	2,93	2,92	2,93

0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	0,99	
2,94	2,96	2,99	3,03	3,08	3,15	3,23	3,31	3,32

On trouve $\bar{n}_{gl} = 3,32$ (le fabricant BELIMO utilise une valeur de 3,2 pour ses vannes à égal pourcentage par exemple). On peut remarquer que, excepté la valeur pour des très faibles ouvertures, la valeur de n_{gl} est relativement stable entre 3 et 4.

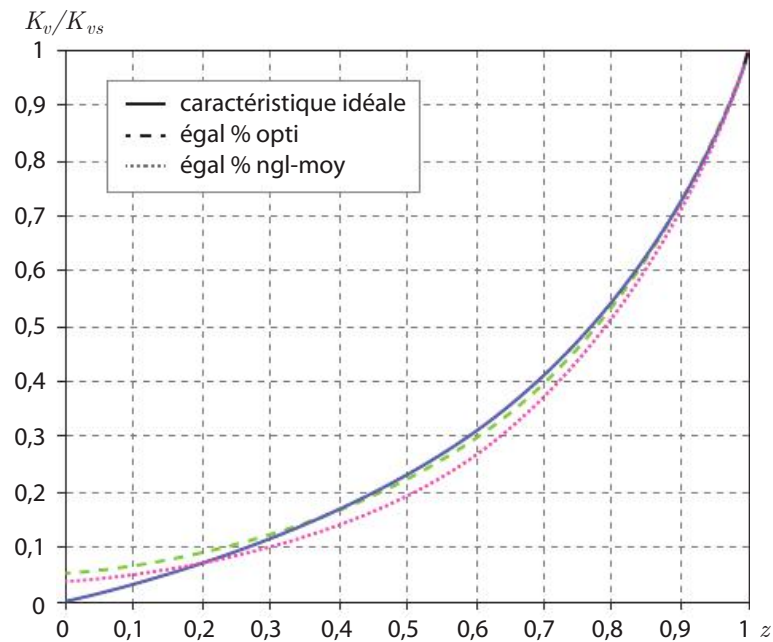
Méthode numérique par algorithme d'optimisation :

Pour ceci, on fixe le paramètre n_{gl} et on calcule pour différentes valeurs z (par pas de 0,05 par exemple) l'écart entre les deux modèles :

$$\varepsilon_i = e^{n_{gl}(z_i-1)} - \frac{1}{1 + \frac{1}{E_c} \left(\frac{1}{z_i} - 1 \right)} \text{ puis } \Sigma = \sum_{i=1}^n \varepsilon_i^2$$

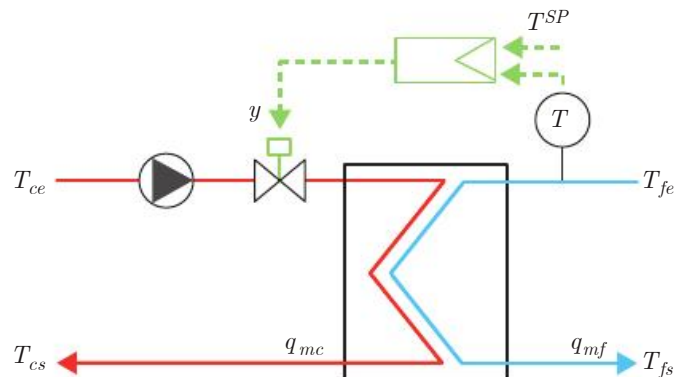
On met en place un algorithme d'optimisation (algorithme génétique du solveur d'Excel® par exemple) où l'on fait varier le paramètre n_{gl} de manière à minimiser Σ . On peut mettre en place des contraintes, par exemple : $0 < n_{gl} < 100$:

Pour $E_c = 0,3$, on trouve $n_{gl} = 3,05$.



1.5 Caractéristique d'un échangeur à co-courant

On prend l'exemple d'un échangeur à co-courant dont le débit au primaire est variable grâce au laminage d'une vanne deux voies par exemple :



Dans le cadre d'un dimensionnement de vanne, on souhaite connaître l'évolution de la puissance relative de l'échangeur y en fonction du débit relatif x . La forme de cette courbe ayant une influence sur le choix de la caractéristique de vanne.

On suppose un coefficient n de non-linéarité pour l'échangeur tel que la puissance P s'exprime :

$$P = US \Delta T_{LM}^n$$

Hypothèses :

T_{ce} , T_{fe} , q_{mc} et US sont des constantes.

Variables réduites :

$$x = \frac{q_{mc}}{q_{mc}^{max}} \text{ et } y = \frac{P}{P_{max}}$$

Notations :

$$\Delta T_c(x) = T_{ce} - T_{cs}(x); \Delta T_f(x) = T_{fs}(x) - T_{fe}; \Delta T_{ee} = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\Delta T_c^{max} = \Delta T_c(1) = T_{ce} - T_{cs}^{max}; \Delta T_f^{max} = \Delta T_f(1) = T_{fs}^{max} - T_{fe}$$

$$E_c = \frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}} \text{ et } E_f = \frac{\Delta T_f^{max}}{\Delta T_{ee}}$$

Questions

1. En formulant la puissance relative y selon trois formulations différentes, montrer que pour $n = 1$, la puissance thermique relative y en fonction de x et des efficacités chaude E_c et froide E_f s'exprime :

$$y = \frac{1 - \exp\left(\frac{\ln(1 - (E_c + E_f))}{E_c + E_f} \left(\frac{E_c}{x} + E_f\right)\right)}{\frac{E_c}{x} + E_f}$$

2. Tracer les courbes obtenues pour différentes combinaisons d'efficacités chaudes et froides pour $n = 1$.
3. Conclure quant au choix du type de vanne de régulation pour ce type d'échangeur de chaleur. Prendre en particulier le cas d'un radiateur.

Corrigés

1. Pour un échangeur à co-courant, on peut établir la relation entre la variation de puissance et la variation de débit sur la base de la méthode du ΔT_{LM} non linéaire, puis sur la base des flux de transport côté chaud et côté froid :

$$\begin{aligned} \frac{P}{P_{max}} = y &= \frac{US \left(\frac{\Delta T_{ee} - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln \left(\frac{\Delta T_{ee}}{T_{cs} - T_{fs}} \right)} \right)^n}{US \left(\frac{\Delta T_{ee} - (T_{cs}^{max} - T_{fs}^{max})}{\ln \left(\frac{\Delta T_{ee}}{T_{cs}^{max} - T_{fs}^{max}} \right)} \right)^n} \\ &= \frac{q_{mc} c_p (T_{ce} - T_{cs})}{q_{mc}^{max} c_p (T_{ce} - T_{cs}^{max})} = \frac{q_{mf} c_p (T_{fs} - T_{fe})}{q_{mf} c_p (T_{fs}^{max} - T_{fe})} \\ y^{1/n} &= \frac{\Delta T_{ee} - T_{cs} + T_{ce} - T_{ce} + T_{fs} + T_{fe} - T_{fe}}{\Delta T_{ee} - T_{cs}^{max} + T_{ce} - T_{ce} + T_{fs}^{max} + T_{fe} - T_{fe}} \frac{\ln \left(\frac{\Delta T_{ee}}{T_{cs}^{max} + T_{ce} - T_{ce} - T_{fs}^{max} + T_{fe} - T_{fe}} \right)}{\ln \left(\frac{\Delta T_{ee}}{T_{cs} + T_{ce} - T_{ce} - T_{fs} + T_{fe} - T_{fe}} \right)} \\ y^{1/n} &= \frac{\frac{\Delta T_{ee} (T_{ce} - T_{fe})}{\Delta T_{ee}} + \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_{ee}} + \frac{T_{fs} - T_{fe}}{\Delta T_{ee}}}{\frac{\Delta T_{ee} (T_{ce} - T_{fe})}{\Delta T_{ee}} + \frac{T_{ce} - T_{cs}^{max}}{\Delta T_{ee}} + \frac{T_{fs}^{max} - T_{fe}}{\Delta T_{ee}}} \frac{\ln \left(\frac{1}{\frac{T_{ce} - T_{fe}}{\Delta T_{ee}} - \frac{T_{ce} - T_{cs}^{max}}{\Delta T_{ee}} - \frac{T_{fs}^{max} - T_{fe}}{\Delta T_{ee}}} \right)}{\ln \left(\frac{1}{\frac{T_{ce} - T_{fe}}{\Delta T_{ee}} - \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_{ee}} - \frac{T_{fs} - T_{fe}}{\Delta T_{ee}}} \right)} \end{aligned}$$

Avec :

$$\begin{aligned} \frac{P}{P_{max}} = y &= \frac{q_{mc} c_p (T_{ce} - T_{cs})}{q_{mc}^{max} c_p (T_{ce} - T_{cs}^{max})} = x \frac{\Delta T_c}{\Delta T_c^{max}} \text{ et} \\ \frac{P}{P_{max}} y &= \frac{q_{mf} c_p (T_{fs} - T_{fe})}{q_{mf} c_p (T_{fs}^{max} - T_{fe})} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_f^{max}} \end{aligned}$$

D'où :

$$\frac{\Delta T_c}{\Delta T_{ee}} = y \frac{\Delta T_c^{max}}{x \Delta T_{ee}} = y \frac{E_c}{x} \text{ et } \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{ee}} = y \frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}} = y E_f$$

$$\begin{aligned}
y^{1/n} &= \frac{\frac{\Delta T_c}{\Delta T_{ee}} + \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{ee}}}{\frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}} + \frac{\Delta T_f^{max}}{\Delta T_{ee}}} \ln \left(\frac{1}{1 - \frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}} - \frac{\Delta T_f^{max}}{\Delta T_{ee}}} \right) \\
&= \frac{y \left(\frac{E_c}{x} + E_f \right)}{E_c + E_f} \ln \left(\frac{1}{1 - \left(\frac{E_c}{x} + E_f \right)} \right)
\end{aligned}$$

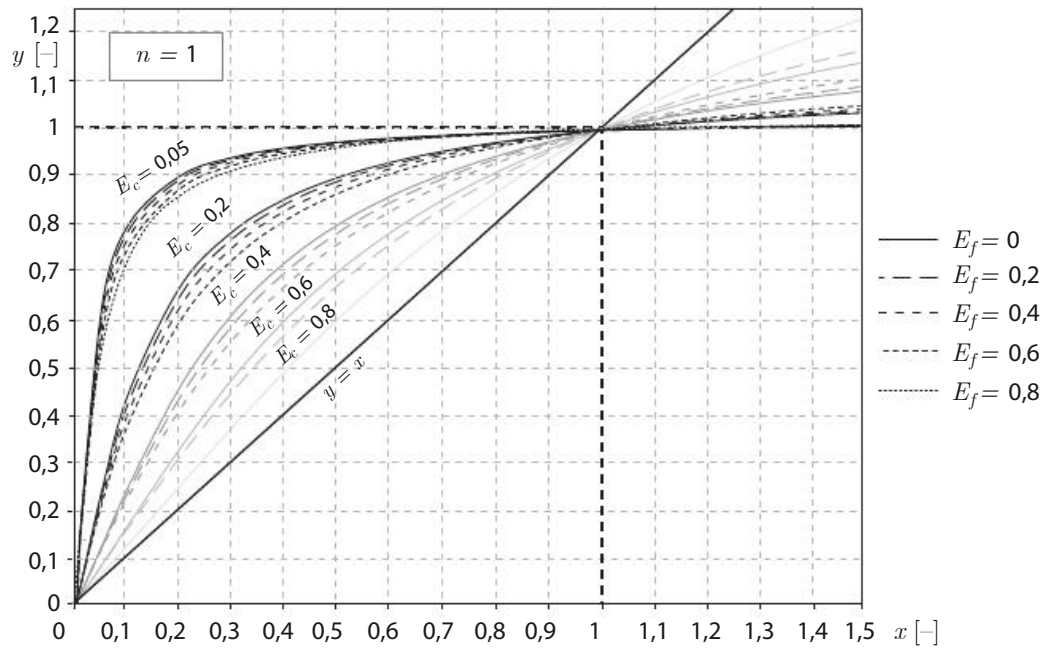
Au final :

$$y^{\frac{1}{n}-1} \ln \left(1 - y \left(\frac{E_c}{x} + E_f \right) \right) = \frac{\left(\frac{E_c}{x} + E_f \right)}{E_c + E_f} \ln \left(1 - \left(\frac{E_c}{x} + E_f \right) \right)$$

→ si $n = 1$:

$$y = \frac{1 - \exp \left(\frac{\ln \left(1 - \left(\frac{E_c}{x} + E_f \right) \right) \left(\frac{E_c}{x} + E_f \right)}{E_c + E_f} \right)}{\frac{E_c}{x} + E_f}$$

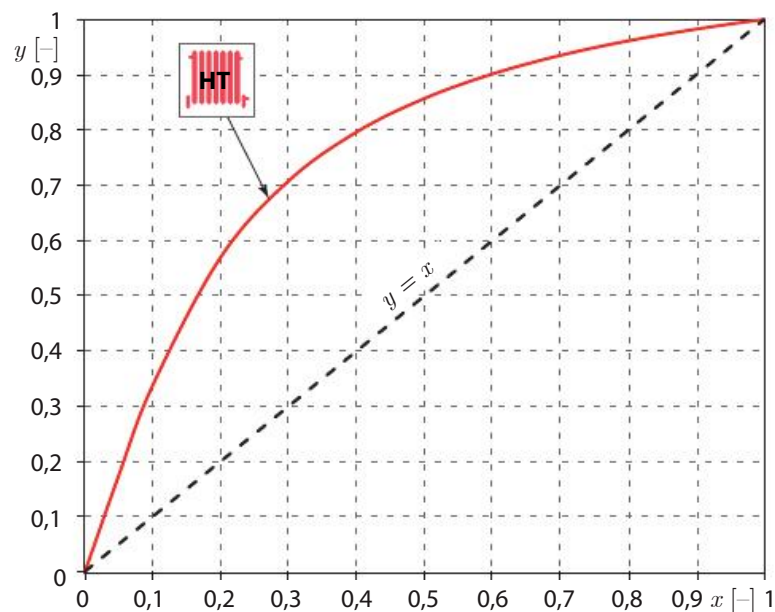
2. La variation de puissance avec le débit est donc non linéaire. La courbe représentative est concave de type exponentiel. Il est à noter qu'une hausse du débit nominal de 0 à 50 % n'entraîne une hausse de la puissance thermique échangée que de l'ordre de 0 à 25 %. Enfin, pour des émetteurs de chaleur classiques, cette hausse n'est que de 0 à 15 % (cf. graphique en haut de la page suivante).
3. Pour des efficacités chaudes élevées ($> 0,6$), une vanne linéaire s'avérera plus adaptée alors que pour de faibles efficacités (ce qui sera le cas le plus souvent en pratique), une vanne à égal pourcentage ou quadratique s'avérera plus adaptée pour compenser la concavité de la caractéristique de l'échangeur.



Pour un radiateur haute température, on aura par exemple :

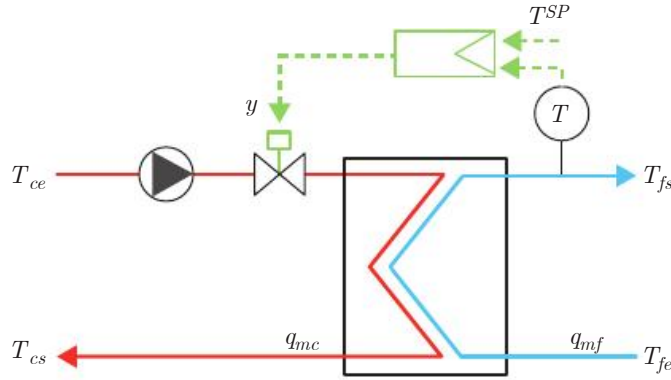
Type	Régime de température	Efficacité chaude	Efficacité froide
Radiateur mural HT ($n = 1,3$)	$T_{ce} - T_{cs} = 90 - 70 = 20\text{ K}$ $T_{fs} = T_{fe} = T_a = 20^\circ\text{C}$	$E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{20}{90 - 20} = 0,3$	$E_f \approx 0$

La caractéristique du radiateur sera donc fortement non linéaire et nécessitera l'installation d'une vanne à égal pourcentage.



1.6 Caractéristique d'un échangeur à contre-courant

On prend l'exemple d'un échangeur à contre-courant dont le débit au primaire est variable grâce au laminage d'une vanne deux voies par exemple :



Dans le cadre d'un dimensionnement de vanne, on souhaite connaître l'évolution de la puissance relative de l'échangeur y en fonction du débit relatif x . La forme de cette courbe ayant une influence sur le choix de la caractéristique de la vanne.

On suppose un coefficient n de non-linéarité pour l'échangeur tel que la puissance s'exprime :

$$P = US\Delta T_{LM}^n$$

Hypothèses :

T_{ce} , T_{fe} , q_{mf} et US sont des constantes.

Variables réduites :

$$x = \frac{q_{mc}}{q_{mc}^{max}} \text{ et } y = \frac{P}{P_{max}}$$

Notations :

$$\Delta T_c(x) = T_{ce} - T_{cs}(x); \Delta T_f(x) = T_{fs}(x) - T_{fe}; \Delta T_{ee} = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\Delta T_c^{max} = \Delta T_c(1) = T_{ce} - T_{cs}^{max}; \Delta T_f^{max} = \Delta T_f(1) = T_{fs}^{max} - T_{fe}$$

$$E_c = \frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}} \text{ et } E_f = \frac{\Delta T_f^{max}}{\Delta T_{ee}}$$

Questions

1. En formulant la puissance relative y selon trois formulations différentes, montrer que pour $n = 1$, la puissance thermique relative y en fonction de x et des efficacités chaude E_c et froide E_f s'exprime :

$$y = \frac{1 - \exp \left(\frac{\left(\frac{E_c}{x} - E_f \right) \ln \left(\frac{1 - E_f}{1 - E_c} \right)}{E_c - E_f} \right)}{E_f - \frac{E_c}{x} \exp \left(\frac{\left(\frac{E_c}{x} - E_f \right) \ln \left(\frac{1 - E_f}{1 - E_c} \right)}{E_c - E_f} \right)}$$

2. Tracer les courbes obtenues pour différentes combinaisons d'efficacités chaudes et froides pour $n = 1$.
3. Conclure quant au choix du type de vanne de régulation pour ce type d'échangeur de chaleur. Prendre en particulier le cas d'un radiateur.

Corrigés

1. Pour un échangeur à contre-courant, on peut établir la relation entre la variation de puissance et la variation de débit sur la base de la méthode du ΔT_{LM} non linéaire, puis sur la base des flux de transport côté chaud et côté froid :

$$\begin{aligned} \frac{P}{P_{max}} = y &= \frac{US \left(\frac{T_{ce} - T_{fs} - T_{cs} + T_{fe}}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right)} \right)^n}{US \left(\frac{T_{ce} - T_{fs}^{max} - T_{cs}^{max} + T_{fe}}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fs}^{max}}{T_{cs}^{max} - T_{fe}} \right)} \right)^n} \\ &= \frac{q_{mc} c_p (T_{ce} - T_{cs})}{q_{mc}^{max} c_p (T_{ce} - T_{cs}^{max})} = \frac{q_{mf} c_p (T_{ce} - T_{fe})}{q_{mf} c_p (T_{fs}^{max} - T_{fe})} \\ y^{1/n} &= \frac{\Delta T_c - \Delta T_f}{\Delta T_c^{max} - \Delta T_f^{max}} \frac{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fe} + T_{fe} - T_{fs}^{max}}{T_{cs}^{max} - T_{ce} + T_{ce} - T_{fe}} \right)}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fe} + T_{fe} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{ce} + T_{ce} - T_{fe}} \right)} \\ &= \frac{\Delta T_c - \Delta T_f}{\Delta T_c^{max} - \Delta T_f^{max}} \frac{\ln \left(\frac{\Delta T_{ee} - \Delta T_f^{max}}{\Delta T_{ee} - \Delta T_c^{max}} \right)}{\ln \left(\frac{\Delta T_{ee} - \Delta T_f}{\Delta T_{ee} - \Delta T_c} \right)} \end{aligned}$$

$$y^{1/n} = \frac{\frac{\Delta T_c}{\Delta T_{ee}} - \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{ee}}}{\frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}} - \frac{\Delta T_f^{max}}{\Delta T_{ee}}} \frac{\ln \left(\frac{\Delta T_{ee} - \Delta T_f^{max}}{\Delta T_{ee} - \Delta T_c^{max}} \right)}{\ln \left(\frac{\Delta T_{ee} - \Delta T_f}{\Delta T_{ee} - \Delta T_c} \right)}$$

Avec :

$$\frac{P}{P_{max}} = y = \frac{q_{mc} c_p (T_{ce} - T_{cs})}{q_{mc}^{max} c_p (T_{ce} - T_{cs}^{max})} = x \frac{\Delta T_c}{\Delta T_c^{max}} \text{ et}$$

$$\frac{P}{P_{max}} y = \frac{q_{mf} c_p (T_{fs} - T_{fe})}{q_{mf} c_p (T_{fs}^{max} - T_{fe})} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_f^{max}}$$

D'où :

$$\frac{\Delta T_c}{\Delta T_{ee}} = y \frac{\Delta T_c^{max}}{x \Delta T_{ee}} = y \frac{E_c}{x} \text{ et } \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{ee}} = y \frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}} = y E_f$$

$$y^{1/n} = \frac{y \left(\frac{E_c}{x} - E_f \right)}{E_c - E_f} \frac{\ln \left(\frac{1 - E_f}{1 - E_c} \right)}{\ln \left(\frac{1 - y E_f}{1 - y \frac{E_c}{x}} \right)}$$

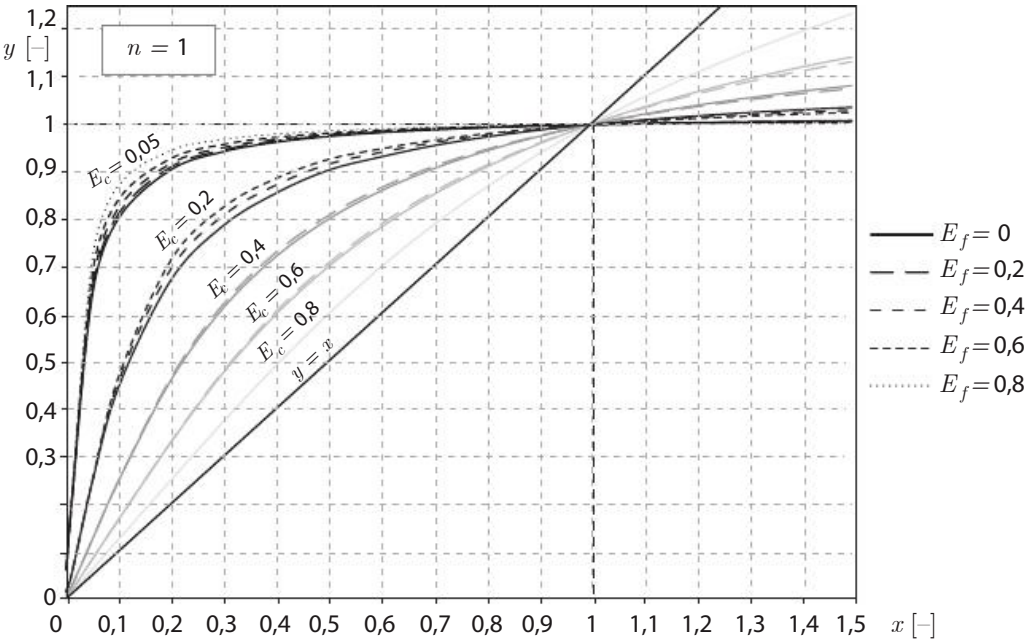
Au final :

$$y^{\frac{1}{n}-1} \ln \left(\frac{1 - y E_f}{1 - y \frac{E_c}{x}} \right) = \frac{\left(\frac{E_c}{x} - E_f \right)}{E_c - E_f} \ln \left(\frac{1 - E_f}{1 - E_c} \right)$$

→ si $n = 1$:

$$y = \frac{1 - \exp \left(\frac{\left(\frac{E_c}{x} - E_f \right)}{E_c - E_f} \ln \left(\frac{1 - E_f}{1 - E_c} \right) \right)}{E_f - \frac{E_c}{x} \exp \left(\frac{\left(\frac{E_c}{x} - E_f \right)}{E_c - E_f} \ln \left(\frac{1 - E_f}{1 - E_c} \right) \right)}$$

2. La variation de puissance avec le débit est donc **non linéaire**. La courbe représentative est **concave** de type exponentiel. Il est à noter qu'une hausse du débit nominal de **0 à 50 %** n'entraîne une hausse de la puissance thermique échangée que de l'ordre de **0 à 25 %**. Enfin, pour des émetteurs de chaleur classiques, cette hausse n'est que de **0 à 15 %** (cf. graphique ci-après).

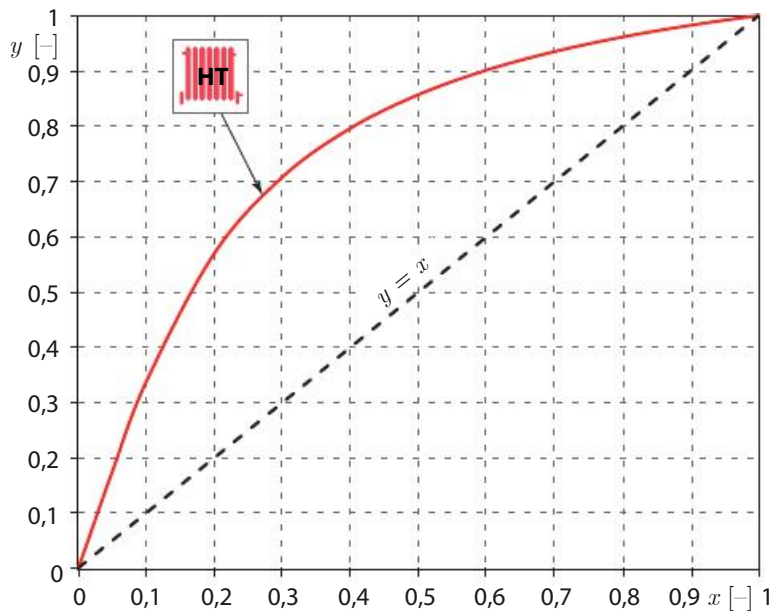


3. Pour des efficacités chaudes élevées ($> 0,6$), une vanne linéaire s'avérera plus adaptée alors que pour de faibles efficacités (ce qui sera le cas le plus souvent en pratique), une vanne à égal pourcentage ou quadratique s'avérera plus adaptée pour compenser la concavité de la caractéristique de l'échangeur.

Pour un radiateur haute température, on aura par exemple :

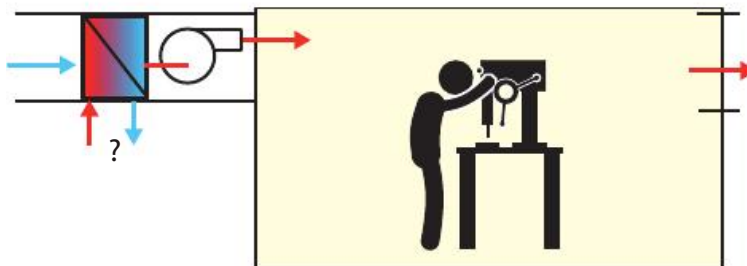
Type	Régime de température	Efficacité chaude	Efficacité froide
Radiateur mural HT ($n = 1,3$)	$T_{ce} - T_{cs} = 90 - 70 = 20 \text{ K}$ $T_{fs} = T_{fe} = T_a = 20 \text{ °C}$	$E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{20}{90 - 20} = 0,3$	$E_f = 0$

La caractéristique du radiateur sera donc fortement non linéaire et nécessitera l'installation d'une vanne à égal pourcentage.



1.7 Réglage de puissance d'un échangeur par vanne trois voies

Un aérotherme en tout air neuf alimenté en eau chaude (sans glycol) basse température assure le chauffage d'un atelier situé à Strasbourg ($T_{ext}^{base} = -15\text{ °C}$).



Le réglage de la puissance se fait par variation de débit à l'aide d'une **vanne trois voies** (V3V) dont la notice technique est fournie en annexe.

Questions

1. Réaliser le schéma de principe du montage hydraulique de l'aérotherme.
2. Faire des hypothèses à justifier qui permettent de réaliser le dimensionnement thermique de la batterie chaude.
3. Déterminer les caractéristiques de la vanne trois voies et en effectuer la sélection.
4. Préciser les conditions hydrauliques à respecter pour avoir un bon fonctionnement de l'installation.
5. Déterminer le débit et la perte de charge pouvant servir de base au dimensionnement de la pompe.

Données :

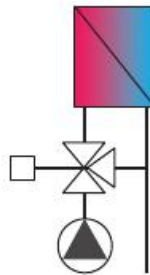
- Taux de brassage de l'air neuf : $N = 5 \text{ h}^{-1}$;
- Volume chauffé : $V = 720 \text{ m}^3$;
- Coefficient de résistance hydraulique Z de la batterie chaude côté eau : $Z = 0,87 \text{ mCE}/(\text{m}^3/\text{h})^2$;
- linéaire de tube en cuivre entre la vanne trois voies et l'aérotherme (à compter deux fois pour l'aller et le retour) : $l = 4 \text{ m}$;
- Rugosité des tubes en cuivre : $k = 2.10^{-5} \text{ m}$;
- Diamètre intérieur des tubes en cuivre : $d_i = 2 \text{ cm}$;
- Somme des coefficients de pertes de charge singulières : $\xi = 3$;
- Viscosité cinématique de l'eau à 40 °C : $\nu = 6,58.10^{-7} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$.

Annexe : Documentation constructeur d'une référence de vanne trois voies

Valve			Close-Off Pressure (kPa) with Actuators		
DN	k_{vs}	Order Number	M6410C,L/M7410C,E (180 N)	M4450/M8450 (90 N)	Z100/M7410A (90 N)
15	0.25	V5823A2003	800	500	-
15	0.40	V5823A2011	800	500	-
15	0.63	V5823A2029	800	500	-
15	1.00	V5823A2037	250	150	-
15	1.60	V5823A2045	250	150	-
20	2.50	V5823A2151	240	-	-
20	2.50	V5823A2052	100	50	-
20	4.00	V5823A2169	240	-	-
20	4.00	V5823A2060	100	50	-
15	1.60	V5823A4009*	250	150	150
20	2.50	V5823A4017*	100	50	50

Corrigés

1. La variation de puissance de l'échangeur se faisant par variation de débit, il faut monter la vanne en répartition, c'est-à-dire en amont de la vanne trois voies.



2. Nous n'avons pas d'informations sur les déperditions de chaleur par transmission, mais nous supposons un régime basse température. Nous prenons donc l'initiative de considérer un régime 50/30 °C en supposant que ce sera suffisant.

$$\begin{aligned}
 P &= \rho_{eau} c_{p,eau} q_{v,eau} (T_{ce} - T_{cs}) = \rho_{air} c_{p,air} q_{v,air} (T_{fs} - T_{fe}) \\
 &= \rho_{air} c_{p,air} \frac{NV}{3600} (T_{fs} - T_{fe})
 \end{aligned}$$

avec :

$$T_{ce} = 50\text{ °C (batterie BT)} ; T_{cs} = 30\text{ °C (régime 50/30 °C)} ; T_{fe} = T_{ext}^{base} = -15\text{ °C}$$

$$T_{fs} = 40\text{ °C (limite de soufflage pour éviter les problèmes de stratification notamment)}$$

$$q_{v\text{eau}} = q_{v100} = 3600 \frac{\rho_{air} c_{p\text{air}} NV}{\rho_{eau} c_{p\text{eau}}} \left(\frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{cs}} \right) = 2,84\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$(P = 66\text{ kW}_{th})$$

3. Calcul de pertes de charge du réseau à débit variable (en bars) :

$$\Delta P_{v100} = \frac{Z q_{v100}^2}{10} + \frac{1}{10^5} \left(2 \Lambda \frac{l}{d_i} + \xi \right) \rho_{eau} \frac{4^2 q_{v100}^2}{2 \pi^2 d_i^4 3600^2}$$

$$= \left(\frac{Z}{10} + \frac{1}{10^5} \left(2 \Lambda \frac{l}{d_i} + \xi \right) \rho_{eau} \frac{8}{3600^2 \pi^2 d_i^4} \right) q_{v100}^2$$

Avec :

$$\frac{k}{d_i} = \frac{2 \cdot 10^{-5}}{2 \cdot 10^{-2}} = 1 \cdot 10^{-3} ; \nu = 6,58 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \text{ et } R_e = \frac{V d_i}{\nu} = \frac{4 q_{v100}}{\pi d_i \nu} = 76400$$

D'où :

$$\Lambda = 0,0228 \rightarrow \Delta P_{v100} = 1,11 \text{ bar}$$

Calculs :

1. On fixe l'autorité :

$$a = 0,5$$

2. Calcul de la perte de charge de la vanne grande ouverte :

$$\Delta P_{v100} = \frac{a \Delta P_{r100}}{1 - a} = \Delta P_{r100} = 1,11 \text{ bar}$$

3. Calcul du K_{vs} de la vanne :

$$K_{vs} = \frac{q_{v100}}{\sqrt{\frac{\Delta P_{v100}}{d}}} = \frac{2,84}{\sqrt{\frac{1,11}{1}}} = 2,69 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

4. Sélection de la vanne trois voies :

On choisit la vanne ayant un K_{vs} supérieur à la valeur calculée :

Valve			Close-Off Pressure (kPa) with Actuators		
DN	k_{vs}	Order Number	M6410C, L/M7410C, E (180 N)	M4450/M8450 (90 N)	Z100/M7410A (90 N)
15	0.25	V5823A2003	800	500	-
15	0.40	V5823A2011	800	500	-
15	0.63	V5823A2029	800	500	-
15	1.00	V5823A2037	250	150	-
15	1.60	V5823A2045	250	150	-
20	2.50	V5823A2151	240	-	-
20	2.50	V5823A2052	100	50	-
20	4.00	V5823A2169	240	-	-
20	4.00	V5823A2060	100	50	-
15	1.60	V5823A4009*	250	150	150
20	2.50	V5823A4017*	100	50	50

On vérifie que la valeur de l'autorité reste dans la plage de préconisation :

$$a = \frac{\left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}^{catalogue}} \right)^2}{\left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}^{catalogue}} \right)^2 + \Delta P_{r100}} = \frac{\left(\frac{2,84}{4} \right)^2}{\left(\frac{2,84}{4} \right)^2 + 1,11} = 0,31 \approx 0,33$$

Il est à noter que pour la vanne au $K_{vs} = 2,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, on obtient $a = 0,54$, ce qui est également hors de la plage préconisée ($0,33 < a < 0,5$). À choisir, on préférera la première valeur, plus proche de la borne et limitant les consommations énergétiques de la pompe.

Finalement :

$$\Delta P_{v100} = \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}^{catalogue}} \right)^2 = \left(\frac{2,84}{4} \right)^2 = 0,5 \text{ bar}$$

4. Pour valider l'hypothèse selon laquelle le débit est constant dans la branche de la voie commune, on doit vérifier :

$$\Delta P_{v100} + \Delta P_{r100} < \frac{\Delta P_0}{2} \text{ avec } \Delta P_{r100} = 1,11 \text{ bar et } \Delta P_{v100} = 0,5 \text{ bar}$$

$$\Delta P_0 = \Delta P_{r100} + \Delta P_{v100} + \Delta P_{vc} \text{ (}\Delta P_0 \text{ étant la pression motrice de la pompe et } \Delta P_{vc} \text{ la perte de charge du réseau de la voie commune où se situe la pompe)}$$

Il faudrait donc vérifier le niveau de la perte de charge minimale sur la voie commune :

$$\begin{aligned} \Delta P_{v100} + \Delta P_{r100} &< \frac{\Delta P_{r100} + \Delta P_{v100} + \Delta P_{vc}}{2} \\ &\rightarrow \Delta P_{vc} > \Delta P_{v100} + \Delta P_{r100} \\ &\rightarrow \Delta P_{vc} > 1,61 \text{ bar} \end{aligned}$$

Il faudra donc veiller à un bon équilibrage du réseau (ajouter une vanne d'équilibrage si nécessaire).

5. Pour un débit nominal de $2,84 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, la pompe devra au minimum fournir une pression motrice :

$$\Delta P_0 = \Delta P_{r100} + \Delta P_{v100} + \Delta P_{vc} = 3,22 \text{ bar}$$

1.8 Réglage de puissance d'un plancher chauffant

Un plancher chauffant à eau chaude est raccordé à la production de chaleur par un montage hydraulique en injection (réglage de puissance par variation de température).

La chaudière délivre un débit d'eau à $T_{ce} = 70 \text{ °C}$. La température maximale admissible à l'entrée du plancher chauffant est de $T_{pee}^{max} = 50 \text{ °C}$.

Questions

- Réaliser le schéma de principe du montage hydraulique.
- Réaliser l'ensemble des calculs nécessaires à la sélection de la vanne trois voies.

Données :

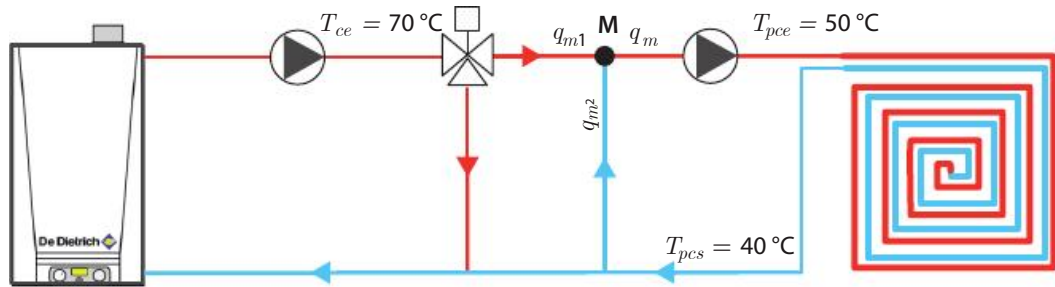
- Consigne de température ambiante : $T_{int}^{SP} = 20 \text{ °C}$;
- Puissance du plancher chauffant : $P_{pc} = 10 \text{ kW}_{th}$;
- Régime de température d'eau du plancher chauffant : $50/40 \text{ °C}$;
- Coefficient de résistance hydraulique du circuit plancher : $Z_{pc} = 3,5 \text{ mCE}/(\text{m}^3/\text{h})^2$;
- Coefficient de résistance hydraulique du circuit générateur : $Z_g = 2,5 \text{ mCE}/(\text{m}^3/\text{h})^2$;
- Diamètre des tubes du circuit générateur : **DN 15**.

Annexe : Documentation constructeur d'une référence de vanne trois voies

Référence	DN [mm]	k_{vs} [m³/h]	S_v	$\Delta p_{v,max}$	
				mélange [kPa]	répartition ¹⁾ [kPa]
VXG44.15-0.25 VXG44.15-0.4 VXG44.15-0.63 VXG44.15-1	15	0,25 0,4 0,63 1	> 50	400	100
VXG44.15-1.6 VXG44.15-2.5 VXG44.15-4		1,6 2,5 4			
VXG44.20-6.3 VXG44.25-10 VXG44.32-16 VXG44.40-25	20 25 32 40	6,3 10 16 25	> 100	300 200 100	75 50 25

Corrigés

1.



2. **Dimensionnement thermique :**

$$q_m = \frac{P_{pc}}{c_p \Delta T} = \frac{10000}{4180 \cdot 10} = 0,239 \text{ kg.s}^{-1} = 861 \text{ kg.h}^{-1}$$

$$\text{d'où : } q_v = \frac{q_m}{\rho} = 0,86 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Calcul du débit q_{v100} qui passe dans la vanne lorsqu'elle est grande ouverte :

Le montage hydraulique est particulier : le débit qui transite dans le plancher chauffant n'est pas identique au débit transitant dans la vanne même grande ouverte. Il faut donc déterminer q_{m1} :

→ Bilan massique au point de mélange **M** :

$$q_{m1} + q_{m2} = q_m$$

→ Bilan enthalpique au point de mélange **M** :

$$q_{m1} c_p T_{ce} + q_{m2} c_p T_{pcs} = q_m c_p T_{pce}$$

D'où :

$$q_{m1} c_p T_{ce} + (q_m - q_{m1}) c_p T_{pcs} = q_m c_p T_{pce}$$

$$q_{m1} = q_m \left(\frac{T_{pce} - T_{pcs}}{T_{ce} - T_{pcs}} \right) = 861 \left(\frac{50 - 40}{70 - 40} \right) = 287 \text{ kg.h}^{-1}$$

D'où :

$$q_{v100} = \frac{q_{m1}}{\rho} = 0,287 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Calcul des pertes de charge

→ Pertes de charge du plancher chauffant :

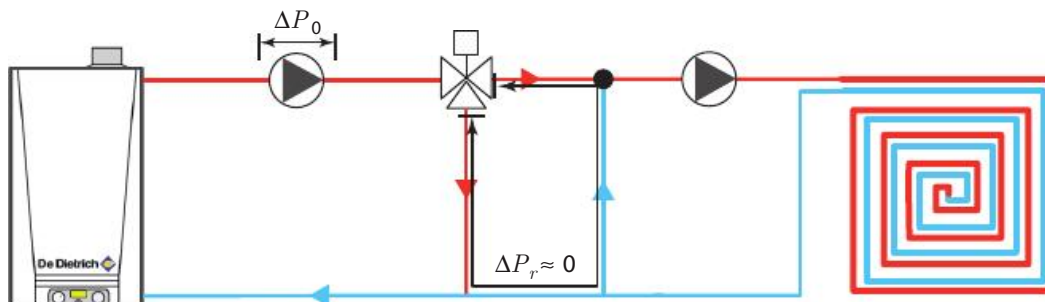
$$\Delta P_{pc} = Z_{pc} q_v^2 = 3,5 \times 0,861^2 = 2,6 \text{ mCE}$$

→ Pertes de charge du circuit générateur (lorsque la vanne est grande ouverte) :

$$\Delta P_g = Z_g q_{v100}^2 = 2,5 \times 0,287^2 = 0,2 \text{ mCE}$$

Sélection de la vanne trois voies :

Le montage étant en injection, la perte de charge du réseau à débit variable est négligeable (les branches possédant une pompe sont supposées à débit constant) et il n'y aura pas de problème d'autorité ($a \approx 1$) :



On ne peut utiliser le dimensionnement classique en fixant l'autorité à 0,5 puisqu'ici elle est naturellement très élevée, peu importe la vanne. On choisit donc la vanne de telle manière qu'elle respecte les règles de l'art en termes de perte de charge par rapport à la pression du réseau et à la pression motrice ΔP_0 de la pompe de la voie commune. Ce critère permet de garantir la constance du débit dans cette voie.

→ Critère à respecter :

$$\Delta P_{v100} + \Delta P_{r100} < \frac{\Delta P_0}{2} \text{ avec } \Delta P_{r100} \approx 0 \text{ d'où :}$$

$$\Delta P_{v100} < \frac{\Delta P_0}{2} \text{ avec } \Delta P_0 = \Delta P_{v100} + \Delta P_g \text{ d'où :}$$

$$\Delta P_{v100} < \Delta P_g = 0,2 \text{ mCE} = 0,02 \text{ bar}$$

→ Calcul du K_{vs} :

$$K_{vs} > \frac{q_{v100}}{\sqrt{\frac{\Delta P_{v100}}{d}}} = \frac{0,287}{\sqrt{\frac{0,02}{1}}} = 2,03 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

On prendra une valeur « catalogue » supérieure pour respecter ce critère et on veillera à conserver le même DN que les tubes (DN15).

Référence	DN [mm]	k_{vs} [m³/h]	S_v	Δp_{max}	
				mélange [kPa]	répartition ¹⁾ [kPa]
VXG44.15-0.25	15	0,25	> 50	400	100
VXG44.15-0.4		0,4			
VXG44.15-0.63		0,63			
VXG44.15-1		1			
VXG44.15-1.6		1,6			
VXG44.15-2.5		2,5	> 100	300 200 100	75 50 25
VXG44.15-4		4			
VXG44.20-6.3	20	6,3			
VXG44.25-10	25	10			
VXG44.32-16	32	16			
VXG44.40-25	40	25			

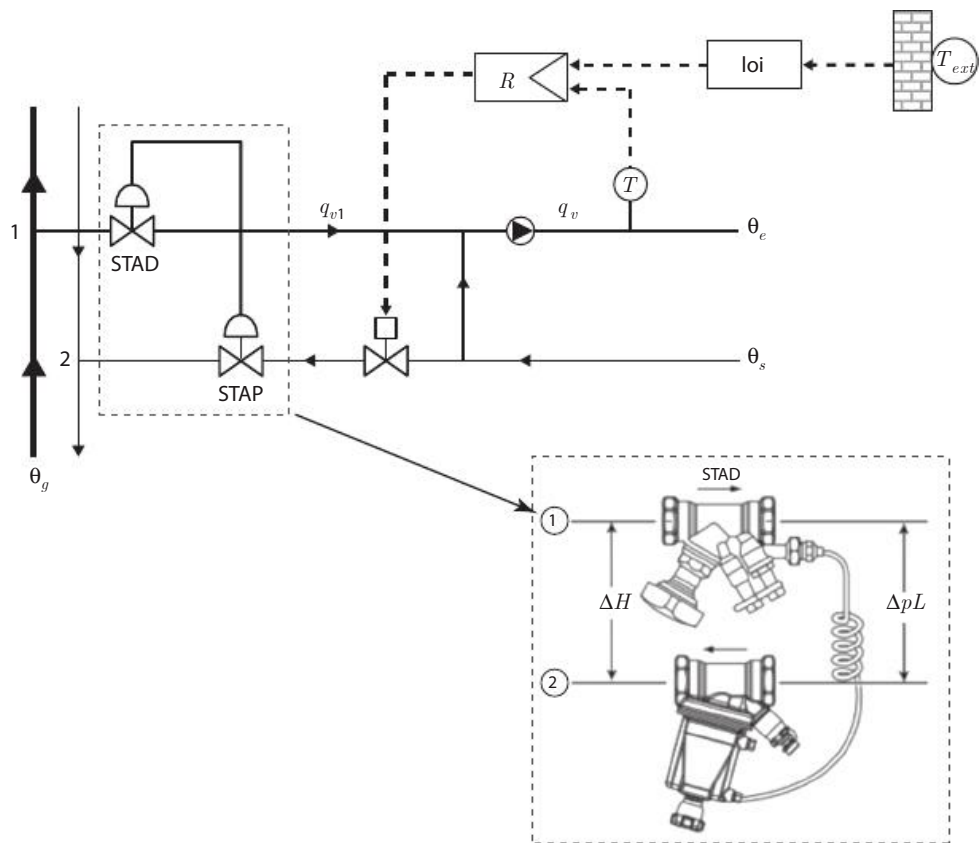
Remarque

Ce type de montage hydraulique n'est plus mis en œuvre sur des installations modernes. Pour obtenir artificiellement une autorité de 1, on mettra plutôt en œuvre des vannes de régulation de la pression différentielles aux bornes d'une vanne deux voies de régulation ou directement une vanne deux voies de régulation indépendante de la pression, ce qui permettra de faire fonctionner cette dernière à une pression constante quelle que soit son ouverture.

1.9 Étude partielle du réglage de puissance d'une sous-station de réseau urbain

On considère une sous-station d'un réseau urbain basse température dont le schéma est précisé ci-après. Le réglage de puissance est assuré par une variation du débit primaire à l'aide d'une vanne deux voies. Cette dernière est associée à un système de réglage de pression différentielle composé d'un régulateur de pression différentielle (STAP) et d'une vanne d'équilibrage STAD utilisée ici pour la prise de mesure.

Ce montage permet de maintenir une pression constante aux bornes de la vanne de régulation.



Questions

1. Démontrer que lorsque la pression différentielle aux bornes de la vanne de régulation est maintenue constante, la vanne de régulation se comporte comme une vanne dont l'autorité vaut 1.
2. Sachant que la pression différentielle entre les bornes 1 et 2 de la sous-station (ΔP_{12} ou ΔH) ne peut pas dépasser 30 kPa, à partir des données précisées ci-après et des informations techniques fournies en annexe :
 - a. déterminer la perte de charge de la vanne STAD, en admettant un diamètre nominal de 25 mm (DN25) et une ouverture maximale (4 tours) ;
 - b. sélectionner la vanne de régulation de pression différentielle STAP, à partir de la documentation technique fournie en annexe (déterminer le DN et la perte de charge associée) ;
 - c. dimensionner la vanne deux voies de réglage ;
 - d. sélectionner la vanne deux voies dimensionnée à partir de la documentation fournie en annexe.

Données :

- Puissance de la sous station : $P = 100 \text{ kW}_{\text{th}}$;
- Température entrée primaire : $\theta_g = 80 \text{ °C}$;
- Régime de température au secondaire : $\theta_e/\theta_s = 50/40\text{°C}$;
- Pression différentielle maximale aux bornes de la sous-station : $\Delta P_{12} = \Delta H = 30 \text{ kPa}$.

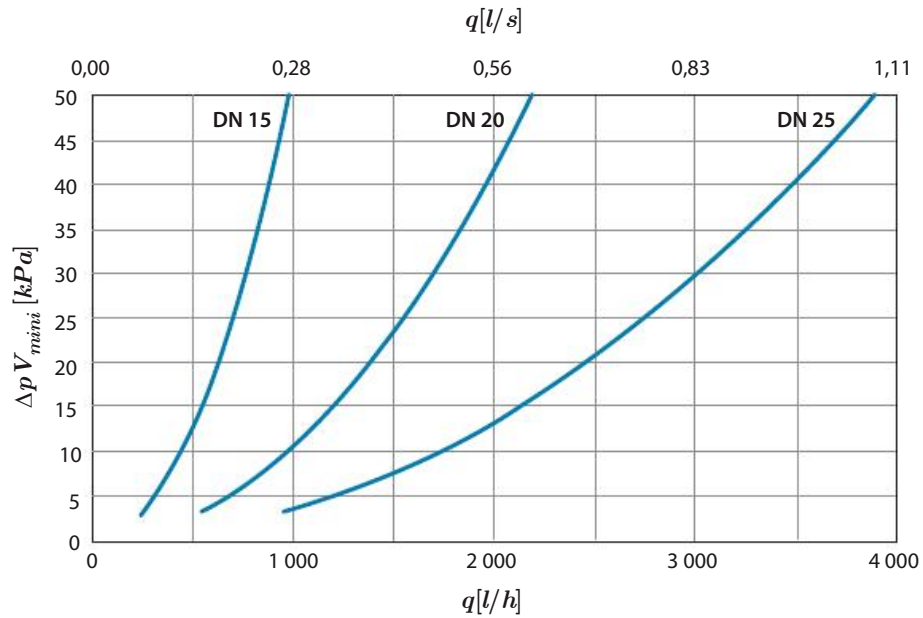
Annexe 1 : Extrait de la documentation technique de la vanne STAD

Valeurs Kv

Nb de tours	DN 10/09	DN 15/14	DN 20	DN 25	DN 32	DN 40	DN 50
0.5	-	0.127	0.511	0.60	1.14	1.75	2.56
1	0.090	0.212	0.757	1.03	1.90	3.30	4.20
1.5	0.137	0.314	1.19	2.10	3.10	4.60	7.20
2	0.260	0.571	1.90	3.62	4.66	6.10	11.7
2.5	0.480	0.877	2.80	5.30	7.10	8.80	16.2
3	0.826	1.38	3.87	6.90	9.50	12.6	21.5
3.5	1.26	1.98	4.75	8.00	11.8	16.0	26.5
4	1.47	2.52	5.70	8.70	14.2	19.2	33.0

Annexe 2 : Extrait de la documentation technique de la vanne STAP

Ce graphique permet de déterminer la perte de charge Δp_V du régulateur STAP en fonction du débit et du DN.



Annexe 3 : Extrait de la documentation technique d'une vanne de régulation à deux voies HONEYWELL

DN	k _{vs}	Références	Pression de fermeture (= max. pression de fonctionnement) en kPa pour moteurs de 300 N (M6410C,L / M7410C1015 / M7410E1028 / M7410E2034 / M7410E4030)	Pression de fermeture (= max. pression de fonctionnement) en kPa pour moteurs de 400 N (ML6435B / ML7430E / ML7435E)
25	4.0	V5832B2075	1600	1600
25	6.3	V5832B2083	1600	1600
25	10.0	V5832B2091	1600	1600
32	16.0	V5832B2109	1200	1200
40	25.0	V5832B2117	1000	1000

Corrigés :

$$1. \quad \Delta p_v = cste \quad \text{avec} \quad q_{v1} = K_v \sqrt{\Delta p_v} \quad \rightarrow \quad \frac{q_{v1}}{K_v} = \sqrt{\Delta p_v} = cste$$

D'où :

$$\frac{q_{v1}}{K_v} = \frac{q_{v100}}{K_{vs}} \quad \rightarrow \quad \frac{q_{v1}}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}}$$

On obtient une caractéristique équivalente à une vanne d'autorité 1.

2. a. On calcule d'abord le débit circulant dans la vanne STAD :

$$q_{v100} = 3600 \frac{P}{\rho c_p (\theta_g - \theta_s)} = 2,15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Ensuite, on calcule la perte de charge :

Pour DN = 25 mm, et une ouverture de 4 tours : $K_{vs} = 8,70 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, d'où :

$$\Delta p_{STAD} = \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{2,15}{8,70} \right)^2 = 0,0611 \text{ bar} = 6,11 \text{ kPa}$$

b. Sélection de la vanne STAP :

Pour un débit de $2,15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, on a :

$$\text{DN 20 : } \Delta p_{STAP} = 50 \text{ kPa}$$

$$\text{DN 25 : } \Delta p_{STAP} = 15 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{12 \text{ max}} = 30 \text{ kPa} \rightarrow \Delta p_{STAP} = 15 \text{ kPa}$$

On choisit donc une vanne STAP DN 25.

c. On cherche la perte de la charge (qui est constante). On suppose que les pertes de charges linéiques sont négligeables.

$$\Delta p_v = \Delta p_{v100} \text{ et } \Delta p_{12} \sim \Delta p_v + \Delta p_{STAD} + \Delta p_{STAP}$$

d'où :

$$\begin{aligned} \Delta p_v &= \Delta p_{12} - \Delta p_{STAD} - \Delta p_{STAP} \\ &= 30 - 6,11 - 15 = 8,9 \text{ kPa} = 0,089 \text{ bar} \end{aligned}$$

On calcule alors le K_{vs} :

$$K_{vs} = \frac{q_{v100}}{\sqrt{\frac{\Delta p_{v100}}{d}}} = \frac{2,15}{\sqrt{\frac{0,089}{1}}} = 7,21 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

d. Sélection

Les 2 références les plus proches sont :

$$\text{DN 25 et } K_{vs} = 6,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\text{DN 25 et } K_{vs} = 10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

On doit avoir :

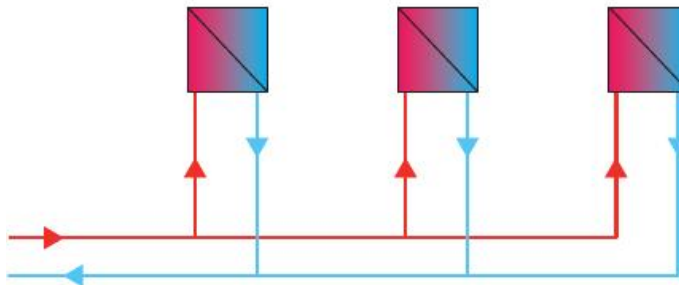
$$\Delta p_{v100} < \Delta p_{v \text{ calculé}} \text{ (respect de } \Delta P_{12 \text{ max}} \text{ inférieure à 30 kPa)}$$

D'où :

$$K_{vs} = 10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \text{ avec } \Delta p_{v100} = \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}} \right)^2 = 0,046 \text{ bar} = 4,6 \text{ kPa}$$

1.10 Réglage de puissance d'un ventilo-convecteur

Le support de l'étude proposée est un ensemble de ventilo-convecteurs quatre tubes, identiques, assurant le chauffage et le rafraîchissement de bureaux.



On s'intéresse au réglage de puissance de la batterie chaude des ventilo-convecteurs. Chaque batterie chaude est équipée d'une vanne trois voies montée en décharge.

Questions

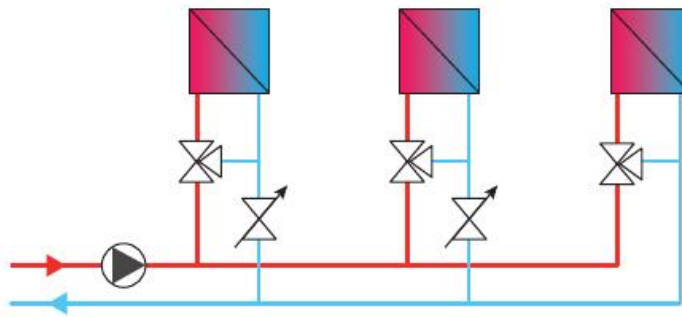
1. Compléter le schéma hydraulique en y faisant figurer pompe(s), vanne(s) trois voies et vanne(s) d'équilibrage.
2. En faisant les hypothèses nécessaires, à expliciter, déterminer le coefficient K_{vs} de la vanne trois voies de la batterie chaude d'un des ventilo-convecteurs.
3. Quelle précaution doit-on prendre sur le circuit hydraulique pour assurer une pression différentielle d'eau au niveau de chaque ventilo-convecteur à peu près constante ? Justifier la réponse et donner alors la pression minimale que devra fournir la pompe.

Caractéristiques de la batterie à eau chaude :

- Puissance nominale : $P_{nom} = 4 \text{ kW}_{th}$;
- Température d'eau à l'entrée : $T_{ce} = 45 \text{ °C}$;
- Température de l'air repris : $T_{fe} = 20 \text{ °C}$;
- Perte de charge hydraulique : $\Delta H = 0,06 \text{ mCE}$ pour un débit $q_v = 0,1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Corrigés

1.



On place les vannes d'équilibrage en amont des vannes 3 voies pour éventuellement ajuster la perte de charges du réseau à débit constant (voie commune) (cf. réponse à la question 3).

2. Il manque des informations, il faut donc faire une hypothèse. On fixe l'efficacité chaude des batteries arbitrairement à une valeur usuelle : $E_c = 0,3$. On pourrait aussi fixer le régime d'eau à 45/35 °C par exemple.

a. Calcul de la température de sortie de la batterie côté eau T_{cs} :

$$E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \rightarrow T_{cs} = T_{ce} - E_c (T_{ce} - T_{fe}) = 45 - 0,3 \cdot (45 - 20) = 37,5 \text{ °C}$$

b. Calcul du débit d'eau q_{v100} :

$$q_{v100} = 3600 \frac{P_{nom}}{\rho c_p \Delta T} = 3600 \frac{4000}{1000 \cdot 4180 \cdot (45 - 37,5)} = 0,46 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

c. Calcul de la perte de charge de la batterie (soit du réseau à débit variable) :

→ Calcul du coefficient de résistance hydraulique Z_b des batteries :

$$Z_b = \frac{\Delta P_b}{q_v^2} = \frac{\frac{\Delta H}{10}}{\frac{10}{0,1^2}} = \frac{0,06}{0,1^2} = 0,6 \text{ bar} \cdot (\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^{-2}$$

→ Calcul de la perte de charge des batteries vanne grande ouverte :

$$\Delta P_b = \Delta P_{r100} = Z_b q_{v100}^2 = 0,6 \times 0,46^2 = 0,127 \text{ bar}$$

d. Calcul du K_{vs} des vannes trois voies :

Calculs :

1. On fixe l'autorité : $a = 0,5$

2. Calcul de la perte de charge vanne ouverte :

$$\Delta P_{v100} = \frac{a \Delta P_{r100}}{1 - a} = \Delta P_{r100} = 0,127 \text{ bar}$$

3. Calcul du K_{vs} de la vanne :

$$K_{vs} = \frac{q_{v100}}{\sqrt{\frac{\Delta P_{v100}}{d}}} = \frac{0,46}{\sqrt{\frac{0,127}{1}}} = 1,29 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

3. Précautions à prendre afin d'assurer un débit quasi constant sur le réseau de la voie commune (vc) :

$$\Delta P_{v100} + \Delta P_{r100} < \frac{\Delta P_0}{2} \text{ avec } \Delta P_{v100} = \Delta P_{r100}$$

$$\rightarrow 2\Delta P_{r100} < \frac{\Delta P_0}{2}$$

$$\rightarrow \Delta P_0 > 4\Delta P_{r100} = 0,51 \text{ bar}$$

$$\rightarrow \Delta P_{vc} + \Delta P_{v100} + \Delta P_{r100} > 4\Delta P_{r100}$$

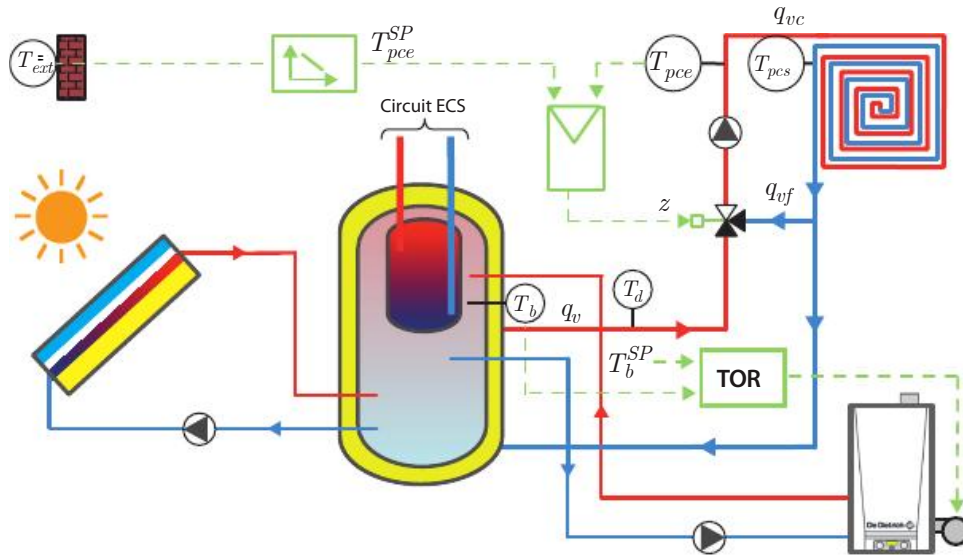
$$\rightarrow \Delta P_{vc} > 2\Delta P_{r100} = 2 \cdot 0,127 = 0,254 \text{ bar}$$

Il faudra donc veiller à ce que les pertes de charges soient majoritaires dans la voie commune (en amont des vannes trois voies). Si ce n'est pas le cas par défaut, il faudra alors régler les vannes d'équilibrage en conséquence. Au niveau de la pompe, celle-ci devra donc fournir a minima :

$$\Delta P_0 = 5,1 \text{ mCE}$$

1.11 Réglage de puissance d'un système de chauffage raccordé à un système solaire combiné (SSC)

On considère une installation solaire assurant une production d'eau chaude sanitaire et un appoint de chauffage d'une maison à basse consommation. Une telle installation appelée système solaire combiné (SSC) est représentée sur le schéma simplifié ci-après :



Le pavillon est équipé d'un plancher chauffant raccordé hydrauliquement au ballon manteau (ou *tank in tank*) de stockage. Le réglage de puissance du plancher chauffant est assuré par une boucle ouverte selon une loi d'eau fonction de la température extérieure. L'actionneur est une vanne de réglage trois voies montée en mélange. On propose de réaliser une étude plus particulière de cette vanne.

Questions

1. Réaliser le dimensionnement de la vanne trois voies. En déduire une sélection à l'aide de la documentation technique jointe en annexe.

Le réglage de puissance de la chaudière d'appoint par un régulateur TOR entraîne une fluctuation de la température de l'eau en sortie du ballon T_b entre 40 °C et 45 °C.

2. Quelle doit être la variation du signal d'ouverture de la vanne z , nécessaire au maintien de la température de l'eau à l'entrée du plancher à une valeur de 30 °C ? La température de l'eau en sortie de plancher sera supposée égale à 28 °C.

Pour réaliser cette étude, vous admettez que la caractéristique de la vanne trois voies est quadratique et que la relation entre le débit relatif et le K_v relatif est donnée par l'expression :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{a}{\left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^2} + 1 - a}} \text{ avec } a \text{ l'autorité de la vanne trois voies}$$

Données :

- Puissance nominale du plancher chauffant : $P_{nom} = 5 \text{ kW}_{th}$;
- Régime nominal de température : $45/35 \text{ °C}$;
- Coefficient de résistance hydraulique du plancher chauffant :
 $Z_{pc} = 8,11 \text{ mCE}/(\text{m}^3/\text{h})^2$;
- Pertes de charge sur la liaison hydraulique entre le stockage et la vanne trois voies :
négligeables.

Annexe : Documentation constructeur d'une référence de vanne trois voies

Référence	DN [mm]	k_{vs} [m³/h]	S_v	Δp_{max}	
				mélange [kPa]	répartition ¹⁾ [kPa]
VXG44.15-0.25 VXG44.15-0.4 VXG44.15-0.63 VXG44.15-1	15	0,25 0,4 0,63 1	> 50	400	100
VXG44.15-1.6 VXG44.15-2.5 VXG44.15-4		1,6 2,5 4			
VXG44.20-6.3 VXG44.25-10 VXG44.32-16 VXG44.40-25	20 25 32 40	6,3 10 16 25	> 100	300 200 100	75 50 25

Corrigés

1. Dimensionnement thermique de l'échangeur (plancher chauffant) :

$$q_{v100} = \frac{P_{nom}}{\rho c_p \Delta T} = \frac{5000}{1000 \cdot 4180 \cdot (45 - 35)} = 1,196 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 0,431 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Calcul de la perte de charge de la vanne :

La perte de charge du réseau à débit variable étant négligeable (pas d'échangeur immergé : connexions directes par ports dans le ballon tampon), l'autorité sera donc par défaut proche de 1. On dimensionne la vanne trois voies sur la base du critère permettant de s'assurer du débit constant sur la voie commune (vc) :

$$\Delta P_{v100} + \Delta P_{r100} < \frac{\Delta P_0}{2} \text{ avec } \Delta P_{r100} \approx 0 \text{ et } \Delta P_0 = \Delta P_{v100} + \Delta P_{r100} + \Delta P_{vc}$$

D'où :

$$\Delta P_{v100} < \Delta P_{vc} \text{ avec } \Delta P_{vc} = \Delta P_{\text{plancher chauffant}}$$

$$\Delta P_{v100} < Z_{pc} q_{v100}^2 = 8,11 \cdot 0,431^2 = 1,50 \text{ mCE} = 0,153 \text{ bar}$$

Calcul du K_{vs} de la vanne trois voies :

$$K_{vs} > \frac{q_{v100}}{\sqrt{\frac{\Delta P_{v100}}{d}}} = \frac{0,431}{\sqrt{\frac{0,153}{1}}} = 1,10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Sélection de la vanne trois voies :

Référence	DN [mm]	k_{vs} [m ³ /h]	S_v	$\Delta p_{v,max}$	
				mélange [kPa]	répartition ¹⁾ [kPa]
VXG44.15-0.25	15	0,25	> 50	400	100
VXG44.15-0.4		0,4			
VXG44.15-0.63		0,63			
VXG44.15-1		1			
VXG44.15-1.6		1,6			
VXG44.15-2.5	20	2,5	> 100	300 200 100	75 50 25
VXG44.15-4		4			
VXG44.20-6.3		6,3			
VXG44.25-10		10			
VXG44.32-16		16			
VXG44.40-25	40	25			

2. On a :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{a}{\left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^2} + 1 - a}} \text{ avec } a \approx 1 \rightarrow \frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}} = z^2 \rightarrow z = \sqrt{\frac{q_v}{q_{v100}}}$$

→ Bilan massique au point de mélange au niveau de la vanne :

$$\rho q_v + \rho q_{vf} = \rho q_{vc}$$

→ Bilan enthalpique au point de mélange au niveau de la vanne :

$$\rho q_v c_p T_d + \rho q_{vf} T_{pcs} = \rho q_{vc} c_p T_{pce} \text{ avec } T_{pcs} = 28 \text{ °C et } T_{pce} = 30 \text{ °C}$$

D'où :

$$q_v T_d + (q_{vc} - q_v) T_{pcs} = q_{vc} T_{pce}$$

$$q_v = q_{vc} \frac{T_{pce} - T_{pcs}}{T_d - T_{pcs}} = q_{v100} \frac{T_{pce} - T_{pcs}}{T_d - T_{pcs}} \rightarrow z = \sqrt{\frac{T_{pce} - T_{pcs}}{T_d - T_{pcs}}}$$

a. Cas où $T_d = 45 \text{ °C}$:

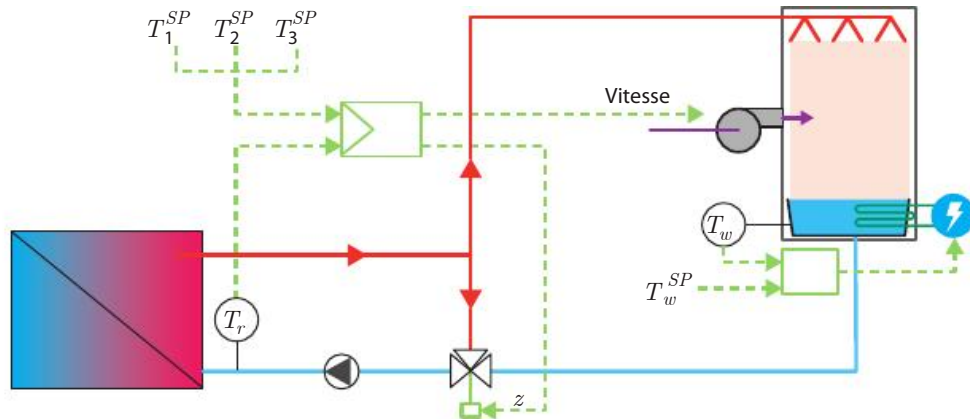
$$z = \sqrt{\frac{30 - 28}{45 - 28}} = 0,34$$

b. Cas où $T_d = 40 \text{ °C}$:

$$z = \sqrt{\frac{30 - 28}{40 - 28}} = 0,41$$

1.12 Étude du réglage de puissance d'une tour de refroidissement

On considère un circuit de refroidissement d'un condenseur à eau d'un groupe de production d'eau glacée. Ce circuit comporte une tour de refroidissement ouverte. La température d'eau au retour du condenseur T_r est régulée grâce à une action en séquence sur une vanne trois voies progressive et sur la vitesse des ventilateurs de la tour de refroidissement (deux vitesses : petite et grande).



On propose ici de réaliser le dimensionnement de la vanne trois voies.

Questions

1. À quoi sert la boucle de régulation sur la résistance électrique du réservoir d'eau ?
2. Donner la séquence d'enclenchement des divers organes du schéma ci-dessus.
3. Réaliser le dimensionnement de la vanne trois voies. Effectuer une sélection à partir de la documentation jointe.
4. Calculer la perte de charge de la vanne sélectionnée.
5. Calculer la pression que devra fournir la pompe du circuit de refroidissement. Les conditions nécessaires au bon fonctionnement de la vanne trois voies sont-elles vérifiées ? Que préconiser ?

Données :

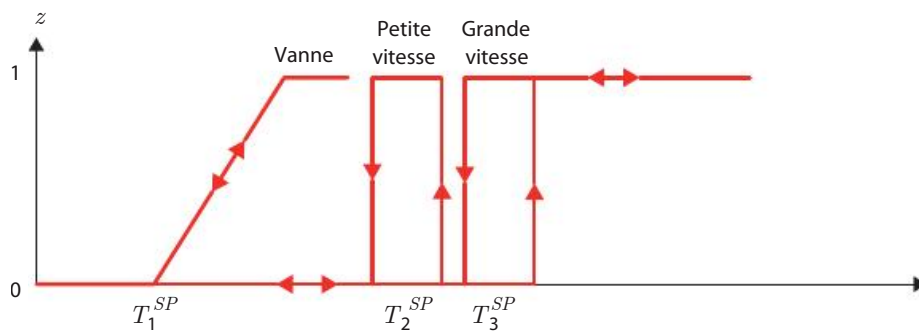
- Débit d'eau du circuit condenseur : $q_v = 9,4 \text{ m}^3/\text{h}$;
- Pertes de charge du circuit hydraulique de la tour :
 $\Delta P = 0,218 \text{ bar}$ pour un débit de $5 \text{ m}^3/\text{h}$
- Pertes de charge du circuit hydraulique du condenseur :
 $\Delta P = 0,002 \text{ bar}$ pour un débit de $4,7 \text{ m}^3/\text{h}$

Annexe : Documentation constructeur d'une référence de vanne trois voies

Référence	DN [mm]	k_{vs} [m ³ /h]	S_v	Δp_{vmax}	
				mélange [kPa]	répartition ¹⁾ [kPa]
VXG44.15-0.25 VXG44.15-0.4 VXG44.15-0.63 VXG44.15-1	15	0,25 0,4 0,63 1	> 50	400	100
VXG44.15-1.6 VXG44.15-2.5 VXG44.15-4		1,6 2,5 4			
VXG44.20-6.3 VXG44.25-10 VXG44.32-16 VXG44.40-25	20 25 32 40	6,3 10 16 25	> 100	300 200 100	75 50 25

Corrigés

1. La résistance électrique sert à éviter le gel du réservoir hors saison estivale. Un régulateur TOR conviendra. Il est également possible de vidanger la cuve.
2. La séquence consiste à enclencher successivement d'abord l'ouverture progressive de la vanne, puis en cas de dérive de la température à enclencher la petite puis la grande vitesse du ventilateur pour doper l'échange thermique évaporatif. Il faut donc distinguer trois consignes différentes relativement éloignées pour que chaque séquence ne se chevauche pas.



3. 1. Dimensionnement thermique de l'échangeur (plancher chauffant) :
Le dimensionnement thermique est déjà réalisé :

$$q_{v100} = 9,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

2. Calcul de la perte de charge du réseau à débit variable :
La vanne étant montée en mélange :

$$\Delta P_{r100} = \Delta P_{tour} = Z_t q_v^2 = \left(\frac{\Delta P_{réf}}{q_{v,réf}^2} \right) q_v^2 = \frac{0,218}{5^2} 9,4^2 = 0,770 \text{ bar}$$

3. Calcul du K_{vs} de la vanne trois voies :**Calculs :**

1. On fixe l'autorité :

$$a = 0,5$$

2. Calcul de la perte de charge vanne ouverte :

$$\Delta P_{v100} = \frac{a \Delta P_{r100}}{1 - a} = \Delta P_{r100} = 0,770 \text{ bar}$$

3. Calcul du K_{vs} de la vanne :

$$K_{vs} = \frac{q_{v100}}{\sqrt{\frac{\Delta P_{v100}}{d}}} = \frac{9,4}{\sqrt{\frac{0,77}{1}}} = 10,71 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

4. Sélection de la vanne trois voies :

On choisit normalement une vanne dont le K_{vs} est supérieur au K_{vs} catalogue, or ici la valeur trouvée est proche d'une valeur présente dans le catalogue mais légèrement inférieure :

Référence	DN [mm]	k_{vs} [m ³ /h]	S_v	Δp_{max}	
				mélange [kPa]	répartition ¹⁾ [kPa]
VXG44.15-0.25 VXG44.15-0.4 VXG44.15-0.63 VXG44.15-1	15	0,25 0,4 0,63 1	> 50	400	100
VXG44.15-1.6 VXG44.15-2.5 VXG44.15-4		1,6 2,5 4			
VXG44.20-6.3 VXG44.25-10	20 25	6,3 10	> 100	300	75
VXG44.32-16 VXG44.40-25	32 40	16 25		200 100	50 25

On vérifie alors la valeur de l'autorité pour voir si elle reste proche de la borne haute (0,5) :

$$a = \frac{\left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}^{\text{catalogue}}} \right)^2}{\left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}^{\text{catalogue}}} \right)^2 + \Delta P_{r100}} = \frac{\left(\frac{9,4}{10} \right)^2}{\left(\frac{9,4}{10} \right)^2 + 0,77} = 0,53 \approx 0,5$$

Il est à noter que pour la vanne au $K_{vs} = 16 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, on obtient $a = 0,31$, ce qui est également hors de la plage préconisée.

$$4. \quad \Delta P_{v100} = \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}^{\text{catalogue}}} \right)^2 = \left(\frac{9,4}{10} \right)^2 = 0,883 \text{ bar}$$

5. On doit vérifier :

$$\Delta P_{v100} + \Delta P_{r100} < \frac{\Delta P_0}{2} \text{ avec } \Delta P_{r100} = 0,770 \text{ bar} \quad \text{et} \quad \Delta P_{v100} = 0,883 \text{ bar}$$

$$\Delta P_0 = \Delta P_{r100} + \Delta P_{v100} + \Delta P_{vc} = 0,770 + 0,883 + \left\{ \frac{0,002}{4,7^2} \right\} 9,4^2 = 1,66 \text{ bar}$$

Or :

$$\Delta P_{v100} + \Delta P_{r100} = 1,653 \text{ bar} \approx \Delta P_0$$

Il faut donc créer une perte de charge ΔP_{sup} minimale sur la voie commune :

$$\Delta P_{v100} + \Delta P_{r100} < \frac{\Delta P_{r100} + \Delta P_{v100} + \Delta P_{vc} + \Delta P_{sup}}{2}$$

$$\rightarrow \Delta P_{sup} > \Delta P_{v100} + \Delta P_{r100} - \Delta P_{vc}$$

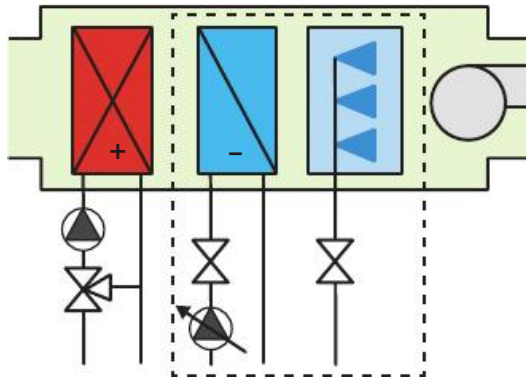
$$\rightarrow \Delta P_{sup} > 0,883 + 0,770 - 0,008 = 1,645 \text{ bar}$$

Remarque

Pour l'application concernée, la non-constance du débit dans le circuit condenseur peut ne pas être préjudiciable.

1.13 Étude du réglage de puissance d'une batterie froide par vanne deux voies

On s'intéresse à la régulation de composants d'une centrale de traitement d'air (CTA) fonctionnant en tout air neuf dont on donne en annexe la sélection des matériels issue des dimensionnements thermique et aéraulique. Reste le dimensionnement des organes de régulation à réaliser.



On commence par étudier l'humidificateur par injection de vapeur.

Questions

- 1. Rappeler l'expression de la puissance latente d'humidification P_{lat} en fonction du débit massique d'eau vaporisée q_m .
- 2. En déduire la caractéristique de la vanne deux voies adéquate sur le réseau de l'humidificateur.

Ensuite, on s'intéresse à la batterie froide servant au refroidissement et à la déshumidification de l'air neuf. Cette batterie est alimentée hydrauliquement grâce à une bouteille de découplage en eau glycolée dont on néglige la perte de charge. Le circuit primaire de la bouteille de découplage est alimenté par un groupe froid à absorption au gaz. La régulation de puissance frigorifique de la batterie est réalisée *via* une vanne deux voies associée à une pompe à variation de vitesse. On supposera que les pertes de charge linéaires représentent 15 % des pertes de charge de la batterie froide. La sélection de la batterie froide issue du dimensionnement thermique a été réalisée et est donnée en annexe.

- 3. À partir de la sélection de la batterie froide proposée en annexe, caractériser thermiquement la batterie sélectionnée en termes d'efficacités chaude et froide.
- 4. En déduire une préconisation quant au choix de la caractéristique de vanne à mettre en place.
- 5. À partir de la sélection de la batterie froide proposée en annexe, réaliser le dimensionnement de la vanne deux voies jusqu'à sa sélection.
- 6. Donner l'expression de la puissance hydraulique associée au réseau à débit variable seul (hors vanne de régulation) P_{hr100} en fonction du débit nominal q_{v100} et des pertes de charge du réseau à débit variable ΔP_{r100} .
- 7. Donner l'expression de la puissance hydraulique totale (vanne + réseau à débit variable) P_{h100} lorsque la vanne est grande ouverte en fonction du débit nominal q_{v100} des pertes de charge de la vanne ΔP_{v100} et du réseau à débit variable ΔP_{r100} .

On définit la puissance hydraulique adimensionnée : $y_h = \frac{P_{h100}}{P_{hr100}}$

- 8. Donner l'expression puis tracer y_h uniquement en fonction de l'autorité hydraulique a . Conclure.

Annexe 1 : Caractéristiques techniques de la CTA

Humidificateur électrique à vapeur			
débit d'air	2 907 m³/h	pertes de charges	0 Pa
type	HY23-B	puissance	17,3 kW
nombre de rampes vapeur	1	tension	700 V
capacité d'humidification	23,0 kg/h	courant absorbé	24,9 A
centrale/longueur caisson	RM 06/09 - L9	masse composants	27,0 kg

Batterie froide

débit d'air	2907 m ³ /h	pertes de charge	80 Pa
exécution	Cu/Al		
entrée d'air / humidité	32,0 °C / 40%	puissance froide	27,8 kW
sortie d'air / humidité	12,0 °C / 100 %	débit fluide	3,98 m ³ /h
type fluide	eau glycolée à 30 %	perte de charge fluide	17,00 kPa
fluide entrée / sortie	6,0 °C / 12,0 °C		
centrale / longueur caisson	RM 06/09 - L6	masse composants	36,0 kg
supplémentaire			
1 cadres de inox 1.4301			
1 collecteur de Cu			
bac à condensats	1.4301		

Annexe 2 : Propriétés thermiques de l'eau pure et de l'eau glycolée

	Température	- 10	- 5	0	5	10	15	20	25	30	°C
Masse volumique	eau glycolée à 30 %	1 057	1 056	1 054	1 052	1 050	1 048	1 046	1 044	1 042	kg.m ⁻³
	eau pure	1 004	1 003	1 002	1 001	1 000	999	998	996	995	kg.m ⁻³

Annexe 3 : Documentation constructeur d'une référence de vanne deux voies

Référence	DN	k _s	Δp max		Δp _s	s _{NA}	P _{med}	I _N	Section de fil [mm²]		
			Fus.	Raccordement 4 fils							
		1,5		2,5	4,0						
						Long. max.de câble L [m]					
		[m³/h]	[kPa]	[kPa]	[VA]	[W]	[A]				
MVF461H15-0.6	15	0,6	1000	1000	33	15	3,15	60	100	160	
MVF461H15-1.5	15	1,5	1000	1000	33	15	3,15	60	100	160	
MVF461H15-3	15	3	1000	1000	33	15	3,15	60	100	160	
MVF461H20-5	20	5	1000	1000	33	15	3,15	60	100	160	
MVF461H25-8	25	8	1000	1000	33	15	3,15	60	100	160	
MVF461H32-12	32	12	1000	1000	43	20	4	40	70	120	
MVF461H40-20	40	20	1000	1000	65	20	6,3	30	50	80	
MVF461H50-30	50	30	1000	1000	65	26	6,3	30	50	80	

Annexe 4 : Variation de puissance d'une batterie chaude ou froide dont le débit au primaire est variable grâce au laminage d'une vanne deux voies :



Hypothèses :

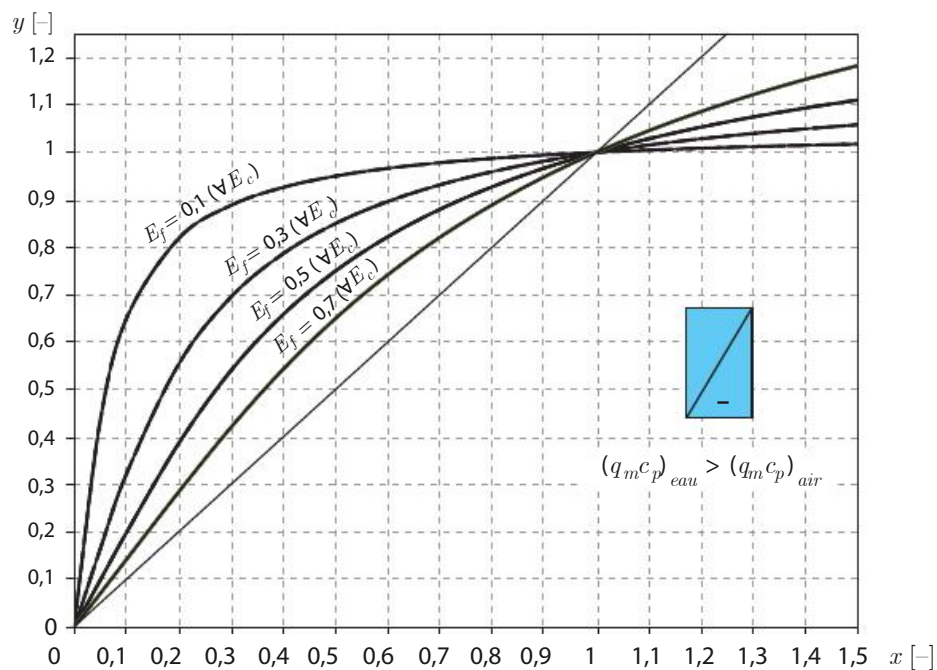
T_{ce} , T_{fe} , q_m^{air} et US sont des constantes.

$$E_c = \frac{\Delta T_c^{max}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad \text{et} \quad E_f = \frac{\Delta T_f^{max}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

Variables réduites :

$$x = \frac{q_m^{eau}}{q_m^{max}} \quad \text{et} \quad y = \frac{P}{P_{max}}$$

Configuration	Batterie chaude	Batterie froide
$(q_m c_p)_{air} > (q_m c_p)_{eau}$	$y = \frac{1 - \exp\left(\left[\left(1 + \frac{E_c}{E_f} \ln(1 - E_f)\right)^{1/x} - 1\right] \frac{x E_f}{E_c}\right)}{E_f}$	$y = \frac{1 - \exp\left(\left[\left(1 + \frac{E_f}{E_c} \ln(1 - E_c)\right)^{1/x} - 1\right] \frac{x E_c}{E_f}\right)}{E_c}$
$(q_m c_p)_{eau} > (q_m c_p)_{air}$	$y = \frac{1 - \exp\left(\left[\left(1 + \frac{E_f}{E_c} \ln(1 - E_c)\right) - 1\right] \frac{E_c}{x E_f}\right)}{\frac{E_c}{x}}$	$y = \frac{1 - \exp\left(\left[\left(1 + \frac{E_c}{E_f} \ln(1 - E_f)\right) - 1\right] \frac{E_f}{x E_c}\right)}{\frac{E_f}{x}}$



Corrigés

1. $P_{lat} = q_m L_v$

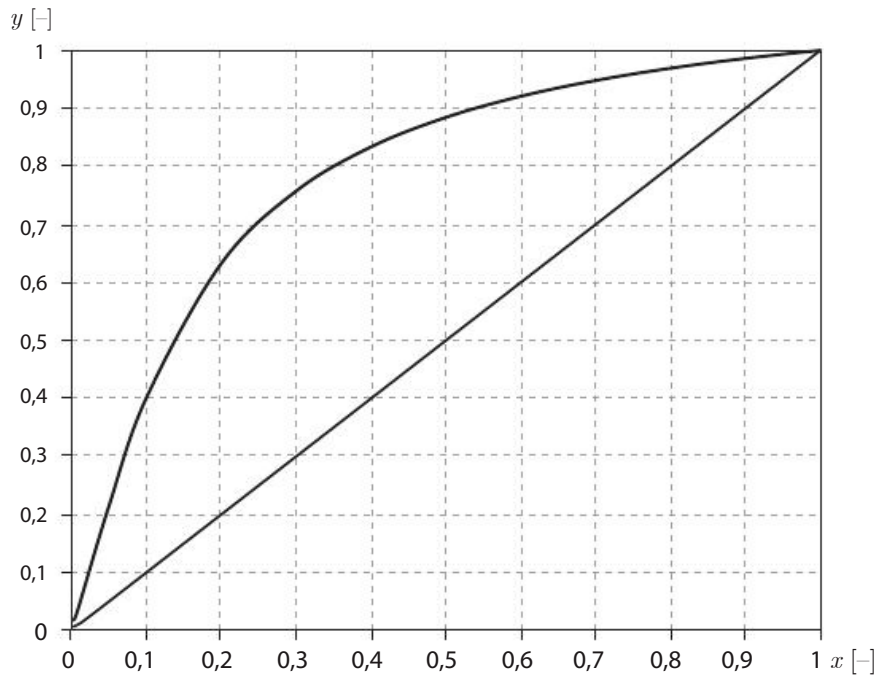
La puissance latente est directement proportionnelle au débit, contrairement à la puissance d'un échangeur classique où les températures varient en parallèle du débit.

2. Si l'autorité hydraulique est bonne ($a > 0,3$), une vanne à caractéristique linéaire sera adéquate.

3. $E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{32 - 12}{32 - 6} = 0,77$ et $E_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{12 - 6}{32 - 6} = 0,23$

4. Si on suppose $n = 1$:

$$y = \frac{1 - \exp\left(\left(\left(1 + \frac{E_c}{E_f} \ln(1 - E_f)\right) - 1\right) \frac{E_f}{xE_c}\right)}{\frac{E_f}{x}} \quad (\text{cf. annexe 4})$$



Le comportement de l'échangeur est fortement non linéaire (de petites variations d'ouverture à $x \approx 0$ engendrent de grandes variations de puissance et inversement pour $x \approx 1$), donc il est nécessaire d'utiliser une vanne à caractéristique à égal pourcentage pour compenser cette non-linéarité de manière à obtenir un réglage progressif au final.

5. On s'intéresse aux caractéristiques hydrauliques uniquement (« fluide ») :

$$\Delta P_{r100} = \Delta P_{bf} + \Delta P_{lin} = 1,15 \Delta P_{bf} = 1,15 \cdot \frac{17000}{10^5} = 0,1955 \text{ bar}$$

Calcul du K_{vs} de la vanne deux voies :

Calculs :

1. On fixe l'autorité :

$$a = 0,5$$

2. Calcul de la perte de charge vanne ouverte :

$$\Delta P_{v100} = \frac{a \Delta P_{r100}}{1 - a} = \Delta P_{r100} = 0,1955 \text{ bar}$$

3. Calcul du K_{vs} de la vanne :

$$K_{vs} = \frac{q_{v100}}{\sqrt{\frac{\Delta P_{v100}}{d}}} = \frac{3,98}{\sqrt{\frac{0,1955}{d}}} \text{ avec } d = \frac{\rho_{\text{eau glycolée}}(6^\circ\text{C})}{\rho_{\text{eau}}(6^\circ\text{C})} = \frac{1051,6}{1000,8} = 1,05$$

$$\rightarrow K_{vs} = 9,23 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

4. Sélection de la vanne deux voies :

On choisit une vanne ayant un K_{vs} immédiatement supérieur au K_{vs} calculé :

Référence	DN	k_{vs}	$\Delta p_{\max}$	Δp_s	S_{NA}	P_{med}	I_N	Section de fil [mm ²] Raccordement 4 fils		
		[m ³ /h]	[kPa]	[kPa]	[VA]	[W]	Fus. [A]	1,5	2,5	4,0
MVF461H15-0.6	15	0,6	1000	1000	33	15	3,15	60	100	160
MVF461H15-1.5	15	1,5	1000	1000	33	15	3,15	60	100	160
MVF461H15-3	15	3	1000	1000	33	15	3,15	60	100	160
MVF461H20-5	20	5	1000	1000	33	15	3,15	60	100	160
MVF461H25-8	25	8	1000	1000	33	15	3,15	60	100	160
MVF461H32-12	32	12	1000	1000	43	20	4	40	70	120
MVF461H40-20	40	20	1000	1000	65	20	6,3	30	50	80
MVF461H50-30	50	30	1000	1000	65	26	6,3	30	50	80

On vérifie la valeur de l'autorité :

$$a = \frac{d \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}^{\text{catalogue}}} \right)^2}{d \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}^{\text{catalogue}}} \right)^2 + \Delta P_{r100}} = \frac{1,05 \left(\frac{3,98}{12} \right)^2}{1,05 \left(\frac{3,98}{12} \right)^2 + 0,1955} = 0,37 > 0,33$$

6. $P_h = q_v \Delta p$ en $W_{\text{méca}}$

D'où :

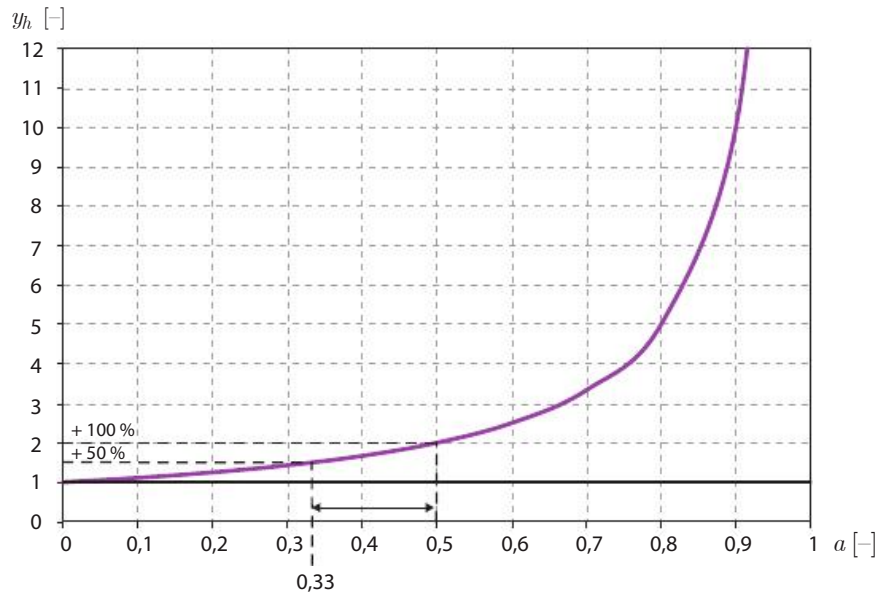
$$P_{hr100} = q_{v100} \Delta p_{r100}$$

7. $P_{h100} = q_{v100} (\Delta p_{v100} + \Delta p_{r100}) = \left(\frac{a}{1-a} + 1 \right) q_{v100} \Delta p_{r100} = \left(\frac{1}{1-a} \right) P_{hr100}$

Avec q_{v100} et Δp_{r100} des paramètres de dimensionnement invariables ici : il s'agit des paramètres du réseau hydraulique à réguler grâce à la vanne.

8. On détermine la puissance hydraulique adimensionnée :

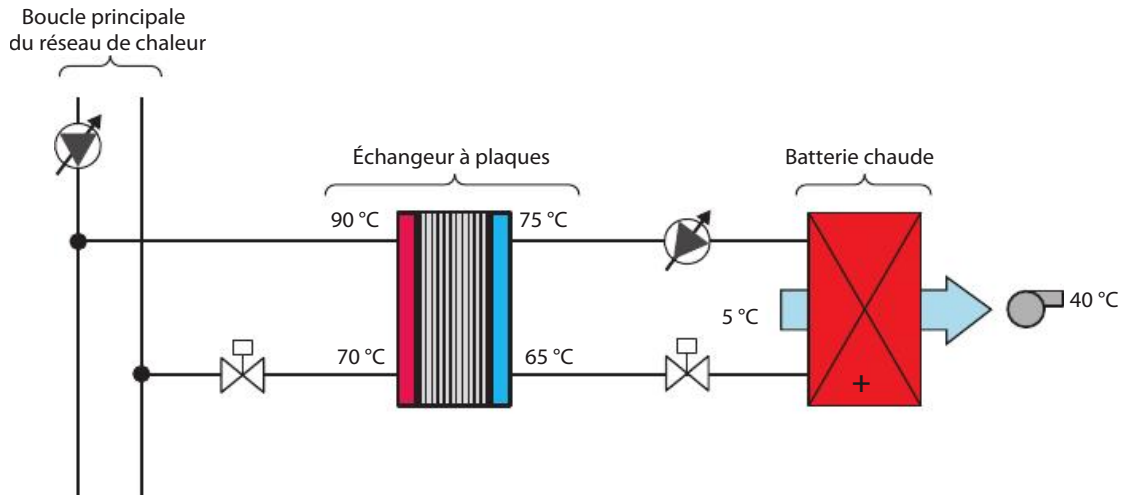
$$\frac{P_{h100}}{P_{hr100}} = y_h = \frac{1}{1-a} \text{ avec } 0 < a < 1$$



La courbe montre l'évolution des pertes de charge relatives du réseau en fonction de l'autorité hydraulique a . Les considérations énergétiques montrent bien l'intérêt de limiter l'autorité à **0,5**, ce qui engendre une hausse de 100 % de la puissance hydraulique à couvrir par la pompe. À partir d'une autorité de 0,7, cette hausse explose pour atteindre 300 % jusqu'à + 1 000 % pour une autorité de 0,9.

1.14 Sous-station d'un réseau de chaleur urbain

On s'intéresse d'abord à la régulation de puissance d'un échangeur à plaques d'une sous-station de réseau de chaleur urbain à énergie renouvelable (biomasse). La régulation de puissance au primaire (côté réseau de chaleur) se fait *via* une pompe à débit variable et une vanne de régulation à deux voies.



Questions

1. Déterminer la caractéristique de vanne à mettre en place en vue d'une régulation progressive de la puissance thermique de l'échangeur à plaques en fonction de l'ouverture de la vanne deux voies. Justifier la réponse par le calcul.

On s'intéresse désormais à la régulation de puissance de la batterie chaude d'une CTA alimentée par le réseau secondaire de la sous station du réseau de chaleur. Cette batterie est alimentée en eau glycolée et ses caractéristiques sont données en annexe. On supposera que les pertes de charge linéiques représentent 15 % des pertes de charge des échangeurs de chaleur.

2. Déterminer la caractéristique de vanne à mettre en place en vue d'une régulation progressive de la puissance thermique de la batterie chaude en fonction de l'ouverture de la vanne. Justifier la réponse par le calcul.
3. Dimensionner et sélectionner la vanne deux voies à mettre en place sur le circuit de la batterie chaude.

On envisage de recourir plutôt à des vannes deux voies indépendantes de la pression (cf. annexe 5).

4. Rappeler l'intérêt de ce type de vannes.
5. Sélectionner la vanne deux voies indépendante de la pression et vérifier que les recommandations en termes de pression minimale sont vérifiées.
6. Comparer énergétiquement et en termes de qualité de régulation ces deux solutions.

Annexe 1 : Documentation constructeur pour la sélection de l'échangeur à plaques

	PHE 50	PHE 75	PHE 100	PHE 150	PHE 175	PHE 225	PHE 250	PHE 275	
Nombre de plaques	20	24	30	40	50	60	70	80	
Températures au primaire	90/70								°C
Températures au secondaire	75/65								°C
Débit au primaire	0,86	1,29	1,72	2,58	3,01	3,78	4,31	4,74	m ³ /h
Débit au secondaire	2,15	3,23	4,31	6,46	7,53	9,69	10,77	11,85	m ³ /h
Perte de charge au primaire	3,3	5,2	5,9	7,6	6,9	8,2	7,8	7,6	kPa
Perte de charge au secondaire	22,7	33,7	37,3	46,4	41,3	48,6	46,2	45,2	kPa
Perte de charge maximum admissible	50								kPa
Pression de travail maximum	25								bar
Température minimum aux bornes de l'échangeur	0								°C
Température maximum aux bornes de l'échangeur	120								°C
Matériau des plaques	AISI 316 L								
Matériau de soudure	cuivre								
Poids à vide	5	5,7	6,7	8,4	10,1	11,8	13,5	15,2	kg
Concentration maximum de chlore à 80 °C	50								mg/kg
Coque isolante (art. n°)	0307623(S)	0307623(S)	0307625(S)	0307625(S)	0307627(S)	0307627(S)	0307629(S)	0307629(S)	
Capacité primaire	0,59	0,72	0,91	1,24	1,56	1,89	2,21	2,54	litre/canal
Capacité secondaire	0,65	0,78	0,98	1,3	1,63	1,95	2,28	2,6	litre/canal

Annexe 2 : Caractéristiques de la batterie chaude

Batterie chaude			
débit d'air	6 617 m ³ /h	pertes de charge	42 Pa
exécution	Cu/Al		
entrée d'air	5,0 °C		
sortie d'air	40,0 °C		
type fluide	eau glycolée à 30 %	perte de charge fluide	20,00 kPa
fluide entrée / sortie	75,0 °C/65,0 °C		
centrale / longueur caisson	RM 09/12 - L4,5	masse composants	45,5 kg
tiroir antigel	poudre en polyester,extractible		

Annexe 3 : Propriétés thermiques de l'eau pure et de l'eau glycolée

	Température	- 10	0	10	20	30	40	50	60	70	°C
Masse volumique	Eau glycolée à 30 %	1 057	1 054	1 050	1 046	1 042	1 037	1 032	1 027	1 022	kg.m ⁻³
	Eau pure	1 004	1 002	1 000	998	995	992	988	983	978	kg.m ⁻³
Capacité thermique massique	Eau glycolée à 30 %	3 610	3 630	3 650	3 670	3 700	3 720	3 750	3 770	3 798	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
	Eau pure	4 250	4 220	4 190	4 180	4 180	4 180	4 180	4 185	4 190	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹

Annexe 4 : Caractéristiques techniques d'une vanne deux voies

Vue d'ensemble

Type	Vnom [l/s]	Vnom [l/min]	Vnom [l/h]	kvs theor. [m³/h]	DN [mm]	DN [pouces]	ps [kPa]	n(gl) []
EP015R+MP	0.35	21	1260	2.9	15	1/2	1600	3.2
EP020R+MP	0.65	39	2340	4.9	20	3/4	1600	3.2
EP025R+MP	1.15	69	4140	8.6	25	1	1600	3.2
EP032R+MP	1.8	108	6480	14.2	32	1 1/4	1600	3.2
EP040R+MP	2.5	150	9000	21.3	40	1 1/2	1600	3.2
EP050R+MP	4.8	288	17280	32.0	50	2	1600	3.2

Valeur de K_{vs} théorique pour le calcul de la perte de charge en fonction du débit

Caractéristiques techniques

Données électriques	Tension nominale	AC/DC 24 V - 50/60 Hz
	Plage de fonctionnement	AC 19.2 ... 28.8 V / DC 21.6 ... 28.8 V
	Puissance consommée	Marche 3.2 W (DN 15 ... 25) / 4.2 W (DN 32 ... 50)
	Position de repos	1.3 W (DN 15 ... 25) / 1.4 W (DN 32 ... 50)
Valeurs fonctionnelles	Dimensionnement	5.8 VA (DN 15 ... 25) / 6.8 VA (DN 32 ... 50)
	Raccordement	Câble 1 m, 4 x 0.75 mm²
	Raccordement parallèle	Oui, tenir compte des données de performance
	Couple de rotation (couple nominal)	5 Nm (DN 15 ... 25) / 10 Nm (DN 32 / 40) 20 nm (DN50)
	Temps de marche	90 s / 90°
	Signal de positionnement Y	DC 0 ... 10 V
	Plage de travail Y	DC 0.5 ... 10 V
	Plage de travail Y (variable)	Début : DC 0.5 ... 24 V Fin : DC 8.5 ... 32 V
	Signal de recopie U	DC 0.5 ... 10 V
	Signal de recopie U (variable)	Début : DC 0.5 ... 8 V Fin : DC 2 ... 10 V
	Niveau de puissance sonore	45 dB (A)
	Débit ajustable $\dot{V}_{max}$	30 ... 100 % de $\dot{V}_{nom}$
	Precision de régulation	±10% (de 25...100% $\dot{V}_{nom}$)
	Precision de régulation (detail)	±6% (de 25...100% $\dot{V}_{nom}$) à 20 °C / Glycol 0% vol.

Source : Belimo®

Annexe 5 : Documentation constructeur d'une vanne deux voies indépendante de la pression

Fiche technique

AB-QM DN 15-250



Données techniques

		AB-QM 4.0 (version fileté)										AB-QM (version fileté)		
Diamètre nominal	DN	15 LF	15	15 HF	20	20 HF	25	25 HF	32	32 HF	40	50		
Plage de débits	Q_{nom} (100 %) ¹⁾	l/h	200	650	1 200	1 100	1 900	2 200	3 800	3 600	5 000	7 500	12 500	
Plage de réglage ^{1), 2)}	%	10-100						10-100				40-100		
Pression diff. ³⁾	Δp_{min}	kPa	16	16	25	16	25	20	30	20	30	30		
	Δp_{max}		600											
Pression nominale	PN	25										16		
Plage de régulation		1:1 000												
Caractéristiques de la vanne de régulation		Linéaire (peut être convertie par l'actionneur en pourcentage égal)												
Taux de fuite avec actionneurs recommandés		CEI 60534-4:2007 classe IV						CEI 60534-4:2007 classe III						
Pour fonction d'arrêt		Conformément à la norme ISO 5208 classe A : pas de fuite visible												
Type de fluide		De l'eau et un mélange d'eau pour les systèmes de chauffage et de refroidissement fermés dans des installations de type I pour DIN EN 14868. Des mesures de protection appropriées doivent être prises en cas d'utilisation dans des installations de type II selon la norme DIN EN 14868. Les exigences de la directive VDI 2035, parties 1 et 2 ou des publications BG29 et BG50 de BSRIA sont respectées.												
Température du fluide	°C	(-10°) + 2 ... +95										(-10°) + 2 ... +120		
Température de stockage et de transport		-40 ... +70												
Course		4										10		
Raccordement	Filetage externe (ISO 228/1)	G ¾ A			G 1 A			G 1¼ A			G 2 A			G 2½ A
	Filetage interne (ISO 7/1)	Rp ½			Rp ¾			Rp 1			Rp 1¼			-
	Actionneur	M30 x 1,5										Standard Danfoss		

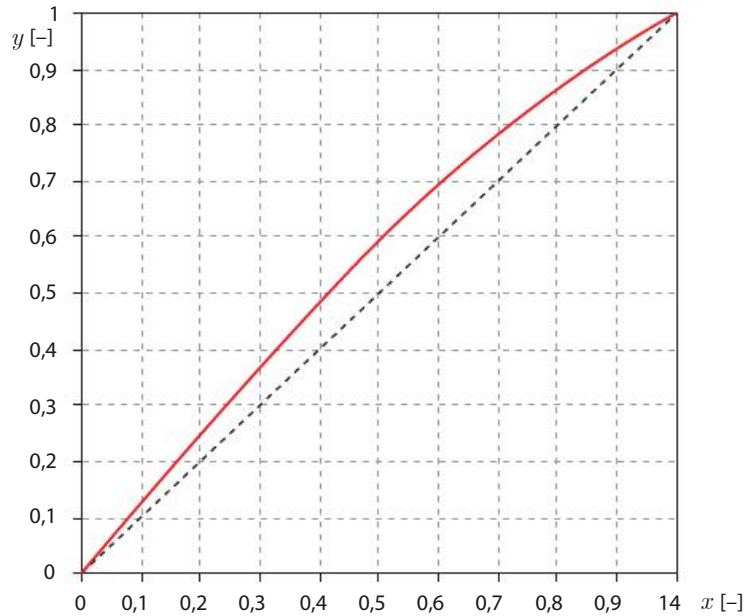
Source : Danfoss®

Corrigés

$$1. \quad E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{90 - 70}{90 - 65} = 0,8 \text{ et } E_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{75 - 65}{90 - 65} = 0,4$$

Pour un échangeur à contre-courant :

$$\frac{P}{P_{\max}} = y = \frac{1 - \exp\left(\left(\frac{\frac{E_c}{x} - E_f}{E_c - E_f}\right) \ln\left(\frac{1 - E_f}{1 - E_c}\right)\right)}{E_f - \frac{E_c}{x} \exp\left(\left(\frac{\frac{E_c}{x} - E_f}{E_c - E_f}\right) \ln\left(\frac{1 - E_f}{1 - E_c}\right)\right)}$$



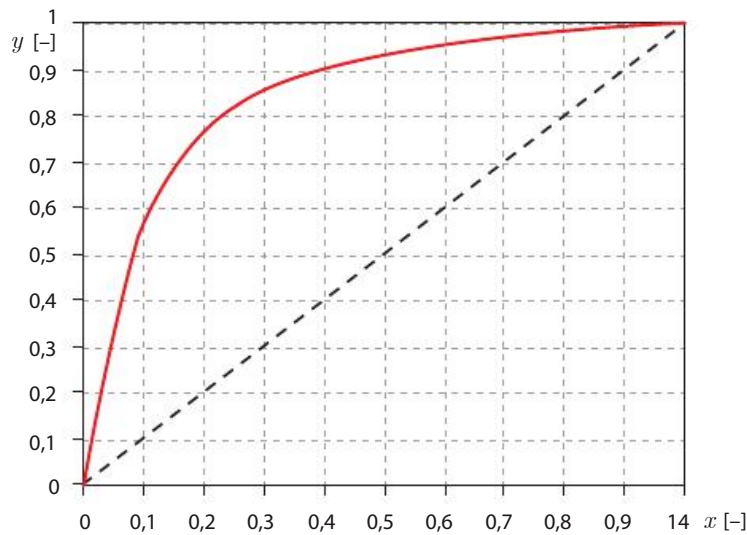
La caractéristique de l'échangeur étant plutôt linéaire, une vanne linéaire conviendra ici, à condition que l'autorité de la vanne soit suffisante.

$$2. \quad E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{75 - 65}{75 - 5} = 0,14 \text{ et } E_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{40 - 5}{75 - 5} = 0,5$$

$$\Delta T_{eau} < \Delta T_{air} \quad \rightarrow \quad (q_m c_p)_{eau} > (q_m c_p)_{air}$$

D'où :

$$y = \frac{1 - \exp\left(\left(\left(1 + \frac{E_f}{E_c} \ln(1 - E_c)\right) - 1\right) \frac{E_c}{xE_f}\right)}{\frac{E_c}{x}}$$



La caractéristique de l'échangeur étant fortement non linéaire, une vanne à égal pourcentage sera la plus adaptée ici.

$$3. \quad P_{th} = 0,34 q_{v\text{ air}} (T_{fs} - T_{fe}) = 0,34 \cdot 6617 \cdot (40 - 5) = 78700 \text{ W}_{th}$$

$$q_{v100} = \frac{P_{th}}{\rho_{eau} c_p (T_{ce} - T_{cs})} = \frac{78700 \cdot 3600}{1022 \cdot 3798 (75 - 65)} = 7,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

→ On choisit donc l'échangeur **PE 175** (débit supérieur au débit nominal).

$$\begin{aligned} \Delta P_{r100} &= \Delta P_{\text{échangeur à plaques}} + \Delta P_{\text{batterie chaude}} + \Delta P_{\text{réseau}} \\ &= 1,15 \left(Z_{\text{éch}} q_{v100}^2 + 20000 \right) = 1,15 \left(\frac{41,3 \cdot 10^3}{7,53^2} 7,3^2 + 20000 \right) \\ &= 1,15 (38816 + 20000) = 67638 \text{ Pa} = 0,68 \text{ bar} \end{aligned}$$

$$a = 0,5 \rightarrow \Delta P_{v100} = \Delta P_{r100} = 0,68 \text{ bar}$$

$$K_{vs} = \frac{q_{v100}}{\sqrt{\frac{\Delta p_{v100}}{d(70^\circ\text{C})}}} = \frac{7,3}{\sqrt{\frac{0,68}{1,045}}} = 9,1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \text{ avec } d(70^\circ\text{C}) = \frac{1022}{978} = 1,045$$

Type	Vnom [l/s]	Vnom [l/min]	Vnom [l/h]	kvs theor. [m³/h]	DN [mm]	DN [pouces]	ps [kPa]	n(gl) []
EP015R+MP	0.35	21	1260	2.9	15	1/2	1600	3.2
EP020R+MP	0.65	39	2340	4.9	20	3/4	1600	3.2
EP025R+MP	1.15	69	4140	8.6	25	1	1600	3.2
EP032R+MP	1.8	108	6480	14.2	32	1 1/4	1600	3.2
EP040R+MP	2.5	150	9000	21.3	40	1 1/2	1600	3.2
EP050R+MP	4.8	288	17280	32.0	50	2	1600	3.2

$$K_{vs}^{catalogue} = 14,2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \text{ (EP032R+MP)}$$

$$a = \frac{d \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}^{catalogue}} \right)^2}{d \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}^{catalogue}} \right)^2 + \Delta P_{r100}} = 0,29 < 0,33$$

Si on fait le même calcul pour la vanne précédente, on trouve $a = 0,53 > 0,5$. Les deux vannes génèrent des autorités hors de la plage de préconisation. On privilégiera la dernière puisqu'elle permettra de limiter les consommations énergétiques de la pompe.

4. La pression aux bornes de ce type de vanne est constante :

$$\Delta p_v = cste \quad \text{avec} \quad q_v = K_v \sqrt{\Delta p_v} \quad \rightarrow \quad \frac{q_v}{K_v} = \sqrt{\Delta p_v} = cste$$

D'où :

$$\frac{q_v}{K_v} = \frac{q_{v100}}{K_{vs}} \quad \rightarrow \quad \frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}}$$

On obtient une caractéristique « réseau » équivalente à une vanne d'autorité 1 (cf. diagramme des quatre quadrants).

5. $q_{v100} = 7,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \rightarrow \text{AB-QM 40}$

Fiche technique

AB-QM DN 15-250



Données techniques

		AB-QM 4.0 (version filetée)									AB-QM (version filetée)		
Diamètre nominal	DN	15 LF	15	15 HF	20	20 HF	25	25 HF	32	32 HF	40	50	
Plage de débits	Q _{nom.} (100 %)	l/h	200	650	1 200	1 100	1 900	2 200	3 800	3 600	5 000	7 500	12 500
Plage de réglage ^{1),2)}	%	10-100					10-100				40-100		
Pression diff. ³⁾	Δp _{min.}	kPa	16	16	25	16	25	20	30	20	30	30	
	Δp _{max}		600										

Avec une vanne classique (pour $K_{vs} = 14,2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$), on avait :

$$\Delta p_{v100} = d \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}^{catalogue}} \right)^2 = 1,045 \left(\frac{7,3}{14,2} \right)^2 = 0,28 \text{ bar} = 28 \text{ kPa} < 30 \text{ kPa}$$

La pression minimale n'est pas respectée et dans ce cas, il aurait fallu mettre en place une pompe légèrement plus importante pour être assuré d'avoir 30 kPa aux bornes de la vanne. Cependant, étant en théorie très proche de la limite et les pompes étant généralement légèrement surdimensionnées, nous pouvons estimer ici que les consommations énergétiques seront similaires. Enfin, si la deuxième vanne avec un $K_{vs} = 8,6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ avait été choisie, la perte de charge de la vanne aurait été cette fois de :

$$\Delta p_{v100} = d \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}^{catalogue}} \right)^2 = 1,045 \left(\frac{7,3}{8,6} \right)^2 = 0,75 \text{ bar} = 75 \text{ kPa} > 30 \text{ kPa}$$

Dans ce cas, le recours à une vanne indépendante de la pression aurait permis de réduire sensiblement les consommations énergétiques de l'ordre de 30 % au point nominal.

1.15 Étude d’une vanne de régulation indépendante de la pression (30 kPa)

On souhaite dimensionner la vanne de régulation d’une installation de chauffage d’un bâtiment performant. Le premier choix se porte sur une installation classique avec pompe à vitesse constante (vitesse maximum) et vanne deux voies de régulation. On donne les informations suivantes sur l’installation de chauffage :

Température extérieure de base	T_{base}	- 15	°C
Température de non-chauffage	T_{nc}	15	°C
Température de consigne de l’air intérieur	T_{int}	19	°C
Coefficient de déperdition du bâtiment	$US_{bât}$	353	W.K ⁻¹
Coordonnée d’un point de la loi d’eau linéaire de départ	$(T_{ext}; T_{départ})$	(-15 ; 40)	°C/°C
Coordonnée d’un point de la loi d’eau linéaire de retour	$(T_{ext} ; T_{retour})$	(-15 ; 35)	°C/°C

Au niveau hydraulique, une pré-étude a permis de connaître la résistivité hydraulique du réseau supposée constante :

$$Z = 4 \text{ kPa} \cdot (\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^2$$

Questions

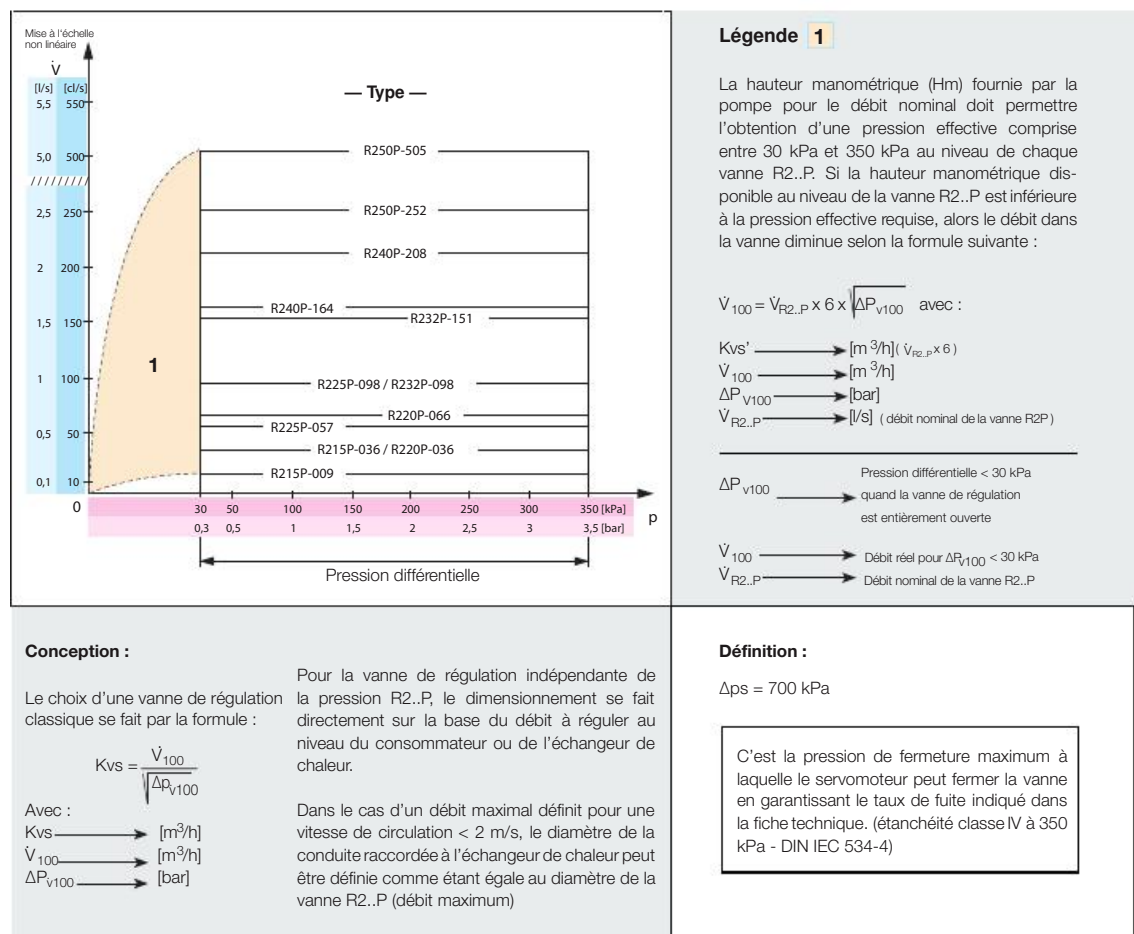
1. Tracer les deux lois d’eau sur le départ et le retour.
2. En pratique, quelle caractéristique de vanne doit-on mettre en place ici dans cette application de chauffage ? Justifier par le calcul.
3. Dimensionner la vanne deux voies de régulation.
4. Quelle doit être la hauteur manométrique de la pompe HMT_{100} ?
Finalement, le bureau d’études préconise une vanne de régulation dite « indépendante de la pression » dont la documentation est donnée en annexe.
5. Quel est l’intérêt de ce type de vanne ? Justifier.
6. Dimensionner la vanne sur la base de la documentation constructeur donnée en annexe.
7. Montrer que l’on ne peut plus utiliser la même pompe dimensionnée à la question 4 et estimer la surconsommation énergétique associée.

Annexe 1 : Documentation technique de la vanne « classique » de régulation

Référence	DN	k_{vs}	S_v
	[mm]	[m³/h]	
VXG44.15-0.25 VXG44.15-0.4 VXG44.15-0.63 VXG44.15-1	15	0,25 0,4 0,63 1	> 50
VXG44.15-1.6 VXG44.15-2.5 VXG44.15-4		1,6 2,5 4	
VXG44.20-6.3 VXG44.25-10 VXG44.32-16 VXG44.40-25	20 25 32 40	6,3 10 16 25	> 100

Source : Siemens

Annexe 2 : Documentation technique de la vanne de régulation indépendante de la pression



Source : BELIMO

Exemples de dimensionnement :

Le débit retenu pour dimensionner la vanne R2..P doit être supérieur au débit requis pour le consommateur ou l'échangeur thermique.

Exemple: Batterie de refroidissement
(circuit d'étranglement)

$Q = 8.5 \text{ kW}$
 $\Delta T = 6 \text{ K}$
 $\dot{V}_{\text{échangeur}} = 0.34 \text{ l/s}$

$\dot{V}_{\text{(vanne)}} = \dot{V}_{\text{(échangeur)}}$
 $0.36 \text{ l/s} > 0.34 \text{ l/s}$
Type R220P-036

Exemple: Batterie de préchauffage
(circuit d'injection avec vanne 2 voies)

$Q = 105 \text{ kW}$
 $\Delta T = 20 \text{ K}$
 $\dot{V}_{\text{échangeur}} = 1.25 \text{ l/s}$

$\dot{V}_{\text{(vanne)}} = \dot{V}_{\text{(échangeur)}}$
 $1.51 \text{ l/s} > 1.25 \text{ l/s}$
Type R232P-151

Identification du type

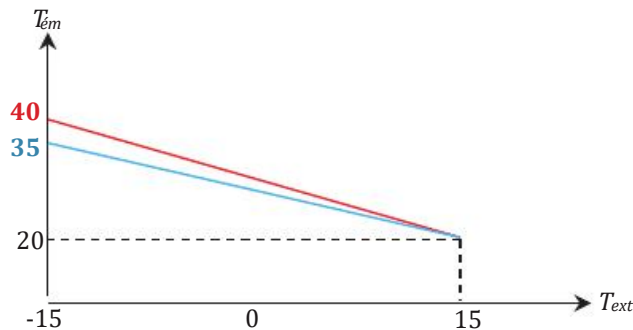
R2 20 P - 036

- Débit en l/s
- Indépendant de la pression
- DN en mm
- Vanne de régulation à 2 voies
- Filetage femelle

Source : BELIMO

Corrigés

1.



2. Il faut mettre en place une vanne à égal pourcentage parce qu'il s'agit d'une application de régulation de puissance thermique avec une efficacité faible d'échangeur de chaleur :

$$E_c = \frac{40 - 35}{40 - 20} = 0,25$$

Le but est de mettre en place une caractéristique de vanne permettant de compenser la non-linéarité de l'échangeur en supposant une bonne linéarité du côté hydraulique (autorité élevée).

3. Dimensionnement thermique :

$$P = \rho q_{v100} c_p (T_{\text{départ}} - T_{\text{retour}}) = US_{\text{bât}} (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) = 12 \text{ kW}_{\text{th}}$$

Avec :

$$T_{\text{départ}} = 40 \text{ °C} \quad \text{et} \quad T_{\text{retour}} = 35 \text{ °C} \quad \text{par retranscription de la loi d'eau}$$

D'où :

$$q_{v100} = \frac{US_{\text{bât}}}{\rho c_p} \left(\frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{T_{\text{départ}} - T_{\text{retour}}} \right) = 5,74 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 2,1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Dimensionnement hydraulique :

$$\Delta p_{r100} = Z q_{v100}^2 = 17,1 \text{ kPa} = 0,17 \text{ bar}$$

- Calcul de la perte de charge vanne ouverte :

$$\Delta p_{v100} = \frac{a \Delta p_{r100}}{1 - a} = 0,17 \text{ bar (avec } a = 0,5)$$

- Calcul du K_{vs} de la vanne :

$$K_{vs} = \frac{q_{v100}}{\sqrt{\Delta p_{v100}}} = 5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

- Choix de la vanne dans un catalogue constructeur tel que : $K_{vs \text{ catalogue}} \geq K_{vs \text{ calculé}}$

$$K_{vs \text{ catalogue}} = 6,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

- Vérifier : $0,33 \leq a \leq 0,5$; avec :

$$a = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v100} + \Delta p_{r100}} = \frac{\left(\frac{q_{v100}}{K_{vs \text{ catalogue}}} \right)^2}{\left(\frac{q_{v100}}{K_{vs \text{ catalogue}}} \right)^2 + \Delta p_{r100}} = 0,39$$

$$4. \quad \Delta p_{v100} = \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs \text{ catalogue}}} \right)^2 = 0,11 \text{ bar}$$

d'où :

$$HMT_{100} = \Delta p_{v100} + \Delta p_{r100} = 0,11 + 0,17 = 0,28 \text{ bar}$$

$$5. \quad \Delta p_v = cste \quad \text{avec} \quad q_v = K_v \sqrt{\Delta p_v} \quad \rightarrow \quad \frac{q_v}{K_v} = \sqrt{\Delta p_v} = cste$$

D'où :

$$\frac{q_v}{K_v} = \frac{q_{v100}}{K_{vs}} \quad \rightarrow \quad \frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}}$$

On obtient une caractéristique « réseau » équivalente à une vanne d'autorité 1 (cf. diagramme des quatre quadrants).

6. Ici, il n'y a plus besoin de la notion de K_{vs} du fait de la pression maintenue constante. On a uniquement besoin du débit nominal dans l'échangeur, soit $2,07 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ($0,57 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$). Le constructeur préconise donc de prendre la référence : R225P – 057 ($0,57 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$) avec un débit qui convient parfaitement ici.

7.

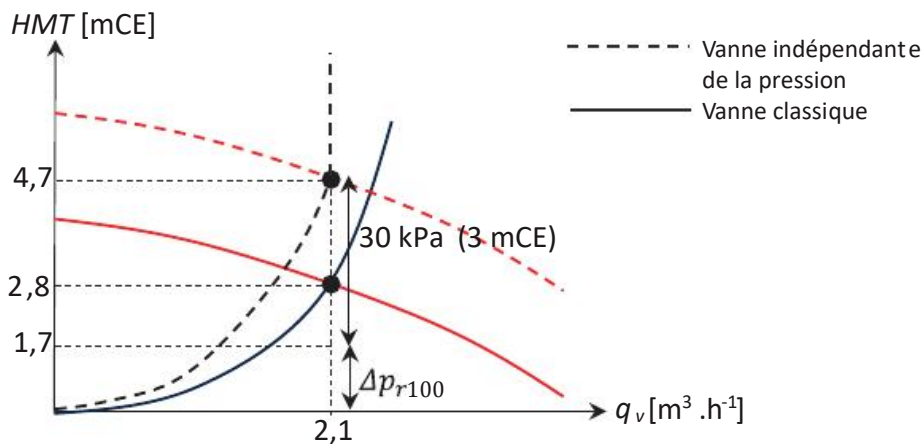
Légende 1

La hauteur manométrique (Hm) fournie par la pompe pour le débit nominal doit permettre l'obtention d'une pression effective comprise entre 30 kPa et 350 kPa au niveau de chaque vanne R2..P. Si la hauteur manométrique disponible au niveau de la vanne R2..P est inférieure à la pression effective requise, alors le débit dans la vanne diminue selon la formule suivante :

La pompe ne fournit que 0,28 bar (28 kPa) au point nominal alors qu'il est nécessaire d'avoir au moins 30 kPa (0,3 bar) uniquement aux bornes de la vanne de régulation, comme le préconise le constructeur. Cette limite de 30 kPa permet de garantir le bon fonctionnement de la boucle du maintien de la pression constante aux bornes de la vanne. Les 28 kPa disponibles doivent couvrir les pertes de charge de la vanne et du réseau au débit nominal. Si on souhaite conserver cette référence de vanne, il faudra alors choisir une pompe plus puissante pour respecter ce critère de 30 kPa au minimum. La pompe devra donc fournir au débit nominal :

$$HMT'_{100} = \Delta p'_{v100} + \Delta p_{r100} = 0,3 + 0,17 = 0,47 \text{ bar}$$

La vanne maintenant le débit constant pour une ouverture donnée indépendamment de la pression (si cette pression est supérieure à 30 kPa), on aura le comportement hydraulique suivant :

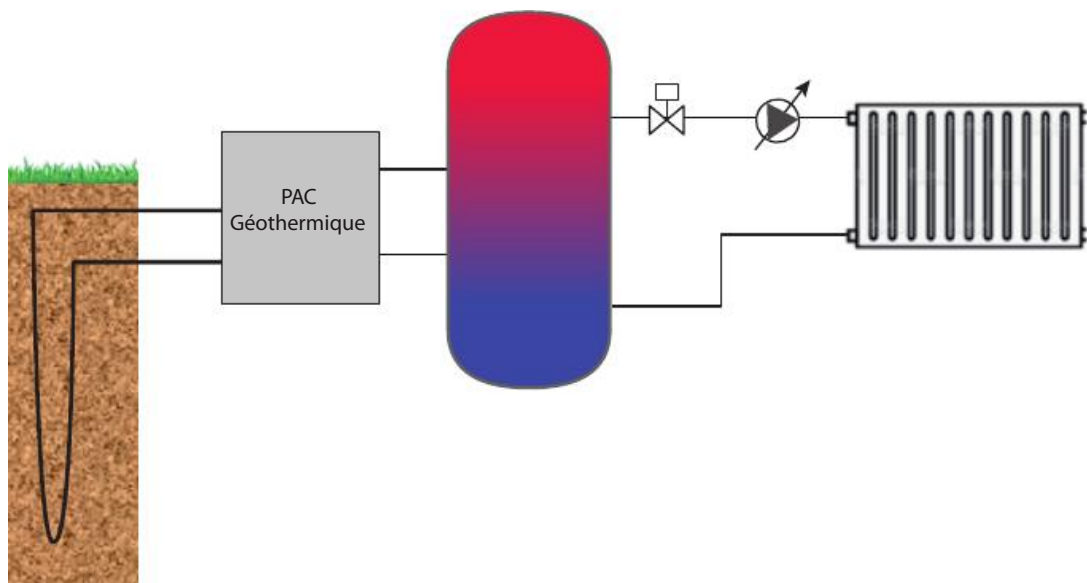


Si l'on considère que les courbes de pompe sont parallèles (décalage vertical) et que les rendements sont identiques (en pratique, l'effet d'échelle améliore les rendements), alors nous pouvons estimer que la surconsommation au point nominal engendrera une hausse de la consommation énergétique de 68 % :

$$P_{\text{él}} = \frac{q_v \rho g HMT}{\eta} \rightarrow \frac{P_{\text{él}}^{\Delta p - \text{cst}}}{P_{\text{él}}^K} = \frac{HMT'_0}{HMT_0} = \frac{4,7}{2,8} = 1,68$$

La vanne indépendante de la pression permet certes d'améliorer la qualité de la régulation ($a = 1$) et de faciliter son dimensionnement, mais cela se fait ici au détriment des consommations énergétiques, quasiment doublées ici.

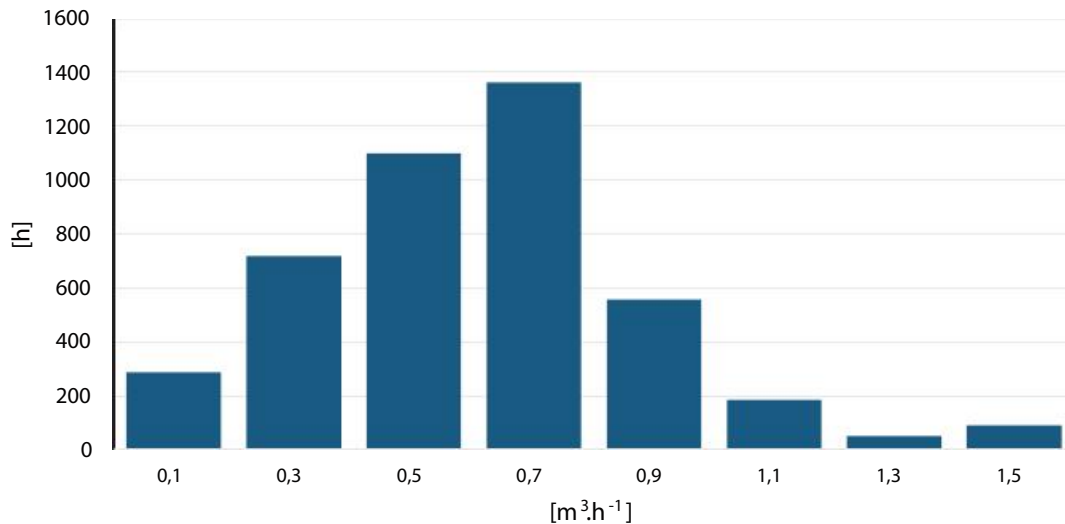
1.16 Étude d'une vanne de régulation indépendante de la pression (16 kPa)



On souhaite dimensionner l'installation hydraulique d'un bâtiment chauffé par une pompe à chaleur géothermique couplée à un ballon tampon permettant à la pompe à chaleur de fonctionner sur des temps longs et pendant une production photovoltaïque. Le ballon tampon fait office de découplage hydraulique (+ casse pression) entre le réseau « PAC » et le réseau « radiateur » : la PAC est équipée de deux pompes pour faire circuler l'eau glycolée dans la sonde géothermique, côté évaporateur, et dans le ballon tampon, côté condenseur. L'énergie est ensuite utilisée selon les besoins grâce à une régulation mêlant une loi d'eau (la consigne de température du ballon varie selon la rigueur climatique) et une boucle fermée *via* une vanne deux voies couplée à une pompe à vitesse variable. On fait les hypothèses suivantes :

- une simulation thermique dynamique a permis de calculer les déperditions à la température de base (-10 °C) : $14,4\text{ kW}$;
- on considérera un surdimensionnement de 20% ;
- on considère un régime d'eau basse température de 10 K ($50/40\text{ °C}$) ;
- on suppose que la résistivité du réseau (hors vanne de régulation) est de $Z = 4,51\text{ kPa} \cdot (\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^{-2}$.

La simulation thermique dynamique a permis d'évaluer la répartition sur la saison de chauffe ($4\,400\text{ h}$) du débit nécessaire au pas horaire pour maintenir la consigne à 19 °C (*cf.* graphique ci-après).



Questions

1. Expliquer les phénomènes physiques mis en jeu au niveau du bâtiment qui expliquent que la vanne se ferme alors qu'une loi d'eau adapte la température de départ du réseau en fonction de la température extérieure.
2. Quelle doit être la caractéristique de la vanne de régulation à installer ici ? Justifier par un calcul.
3. Calculer le débit nominal q_{v100} .
4. Calculer la perte de charge du réseau à débit variable Δp_{r100} .
5. Dimensionner et sélectionner la vanne de régulation à deux voies, puis calculer l'autorité.

On souhaite désormais sélectionner une pompe à variation de vitesse qui sera réglée en mode « variation de vitesse à pression variable ».

6. Déterminer le point de fonctionnement nominal de la pompe, puis la sélectionner parmi la gamme (deux modèles) proposée en annexe. Justifier votre choix et positionner le point de fonctionnement sur le graphique.
7. Déterminer la pression de consigne à paramétrer sur cette pompe pour que la courbe de pompe obtenue passe par le point de fonctionnement nominal. Tracer cette loi de consigne sur la courbe de pompe sélectionnée.

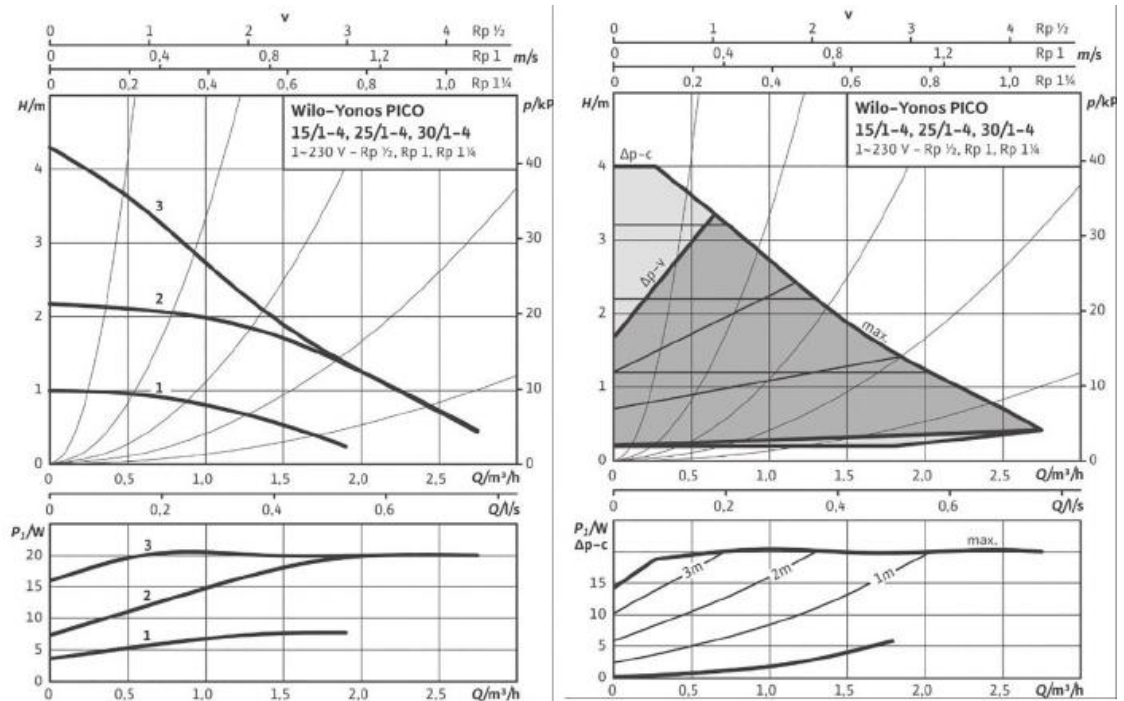
On souhaite étudier la possibilité d'utiliser une vanne indépendante de la pression (cf. annexes).

8. Expliquer l'intérêt de ce type de vannes de régulation par rapport à des vannes « classiques » ?
9. Sélectionner la vanne indépendamment de la pression, puis déterminer le nouveau point de fonctionnement nominal permettant de respecter les préconisations du constructeur. En déduire la sélection de la pompe ainsi que la nouvelle pression de consigne de la pompe à variation de vitesse. Commenter le résultat.

On considère une surface habitable de 100 m^2 et un coefficient d'énergie primaire de 2,3.

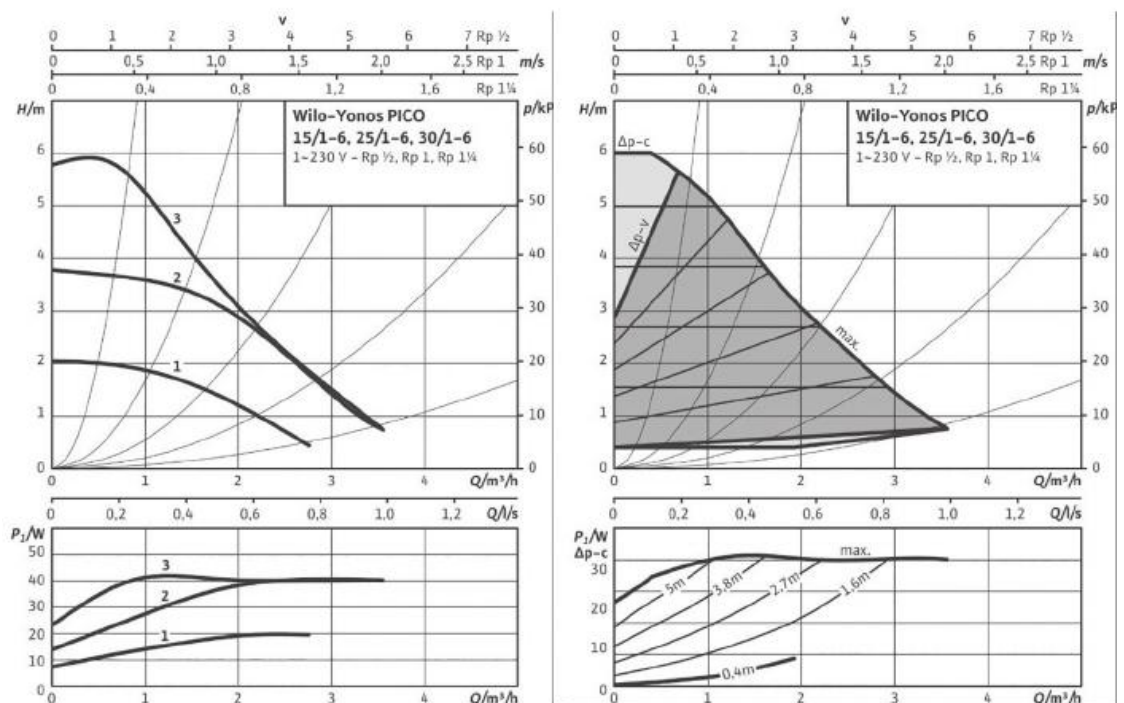
10. Déterminer un point de fonctionnement moyen caractéristique de la saison de chauffe, puis estimer pour chaque vanne étudiée précédemment la consommation énergétique sur la saison de chauffe en $\text{kWh}_{\text{EP}}/\text{m}^2/\text{an}$ dans le cas d'une régulation sans variation de vitesse (laminage) et avec variation de vitesse à pression variable. Conclure.

Annexe 1 : Courbes de pompe WILO-Yonos PICO 15/1



Source : WILO

Annexe 2 : Courbes de pompe WILO-Yonos PICO 15/6



Source : WILO

Annexe 3 : Vanne 2 voies « classique »

Référence	DN [mm]	k _{vs} [m³/h]	S _v	Δp _{max}	
				mélange [kPa]	répartition ¹⁾ [kPa]
VXG44.15-0.25 VXG44.15-0.4 VXG44.15-0.63 VXG44.15-1	15	0,25 0,4 0,63 1	> 50	400	100
VXG44.15-1.6 VXG44.15-2.5 VXG44.15-4		1,6 2,5 4			
VXG44.20-6.3 VXG44.25-10 VXG44.32-16 VXG44.40-25	20 25 32 40	6,3 10 16 25	> 100	300 200 100	75 50 25

Source : Siemens

Annexe 4 : Vanne deux voies « indépendante de la pression »

Vue d'ensemble								
Références	DN	Rp ["]	V _{nom} [l/s]	V _{nom} [l/h]	V _{nom} [m³/h]	PN	n(g)	S _{min}
C215QP-B	15	1/2	0.058	210	0.21	25	3.2	100
C215QP-D	15	1/2	0.117	420	0.42	25	3.2	100
C215QPT-B	15	1/2	0.058	210	0.21	25	3.2	100
C215QPT-D	15	1/2	0.117	420	0.42	25	3.2	100
C220QP-F	20	3/4	0.272	980	0.98	25	3.2	100
C220QPT-F	20	3/4	0.272	980	0.98	25	3.2	100
C225QPT-G	25	1	0.583	2100	2.1	25	3.2	100

PT = version avec prises de mesure (orifices P/T)

Caractéristiques techniques		
Caractéristiques fonctionnelles	Fluide	Eau froide et chaude, eau contenant du glycol à un volume maximal de 50 %.
	Température du fluide	-20...120°C [-4.0...248°F]
	Remarque sur la température du fluide	avec servomoteur 2...90°C
	Pression différentielle	16...350 kPa
	Pression de fermeture Δps	1400 kPa
	Caractéristique de débit	Pourcentage égal (VDI/VDE 2178), optimisé dans la plage d'ouverture

Source : BELIMO

Corrigés

- La loi d'eau ajuste la température en fonction de la température extérieure en supposant un régime permanent et surtout en négligeant les apports gratuits (internes et solaires). De plus, en pratique, un surdimensionnement est très souvent considéré sur les installations de chauffage. Ainsi, une régulation par loi d'eau ne peut pas prendre en compte les apports gratuits et les effets transitoires liés à l'inertie qui font qu'au final, les besoins sont moindres par rapport à la puissance nominale même ajustée par rapport à la rigueur climatique du jour. Ainsi, la boucle fermée va venir ajuster l'ouverture de la vanne de manière à obtenir la consigne en prenant en compte cette fois l'ensemble de ces phénomènes physiques. On peut d'ailleurs constater sur le graphique que le débit moyen sur la saison de chauffe est très largement inférieur au débit nominal avec l'essentiel des points de fonctionnement compris entre 20 et 60 % du débit nominal.

2. Il faut mettre en place une vanne à égal pourcentage, car il s'agit d'une application de régulation de puissance thermique avec une efficacité faible d'échangeur de chaleur :

$$E_c = \frac{50 - 40}{50 - 19} = 0,32$$

Le but est de mettre en place une caractéristique de vanne permettant de compenser la non-linéarité de l'échangeur en supposant une bonne linéarité du côté hydraulique (autorité élevée).

3. $1,2.P_{nom} = \rho q_{v100} c_p (T_{départ} - T_{retour}) = 17,3 \text{ kW}_{th}$

D'où :

$$q_{v100} = \frac{1,2.P_{nom}}{\rho c_p (T_{départ} - T_{retour})} = 4,13 E^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 1,49 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

4. On suppose que le régime d'écoulement est turbulent rugueux :

$$\Delta p_{r100} = Z q_{v100}^2 = 4,51 \cdot 1,49^2 = 10 \text{ kPa} = 1 \text{ mCE} = 0,1 \text{ bar}$$

5. Calcul de la perte de charge vanne ouverte :

$$\Delta p_{v100} = \frac{a \Delta p_{r100}}{1 - a} = 0,1 \text{ bar} \text{ (avec } a = 0,5)$$

- Calcul du K_{vs} de la vanne :

$$K_{vs} = \frac{q_{v100}}{\sqrt{\Delta p_{v100}}} = 4,7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

- Choix de la vanne dans un catalogue constructeur tel que : $K_{vs \text{ catalogue}} \geq K_{vs \text{ calculé}}$

$$K_{vs \text{ catalogue}} = 6,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

- Vérifier : $0,33 \leq a \leq 0,5$; avec :

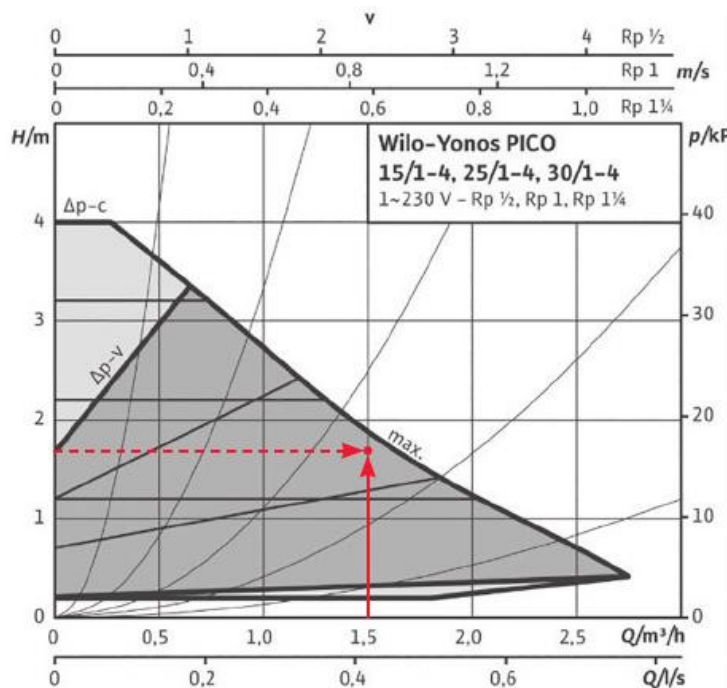
$$a = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v100} + \Delta p_{r100}} = \frac{\left(\frac{q_{v100}}{K_{vs \text{ catalogue}}} \right)^2}{\left(\frac{q_{v100}}{K_{vs \text{ catalogue}}} \right)^2 + \Delta p_{r100}} = 0,36 > 0,33$$

6.
$$\Delta p_{v100} = \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs \text{ catalogue}}} \right)^2 = 0,056 \text{ bar}$$

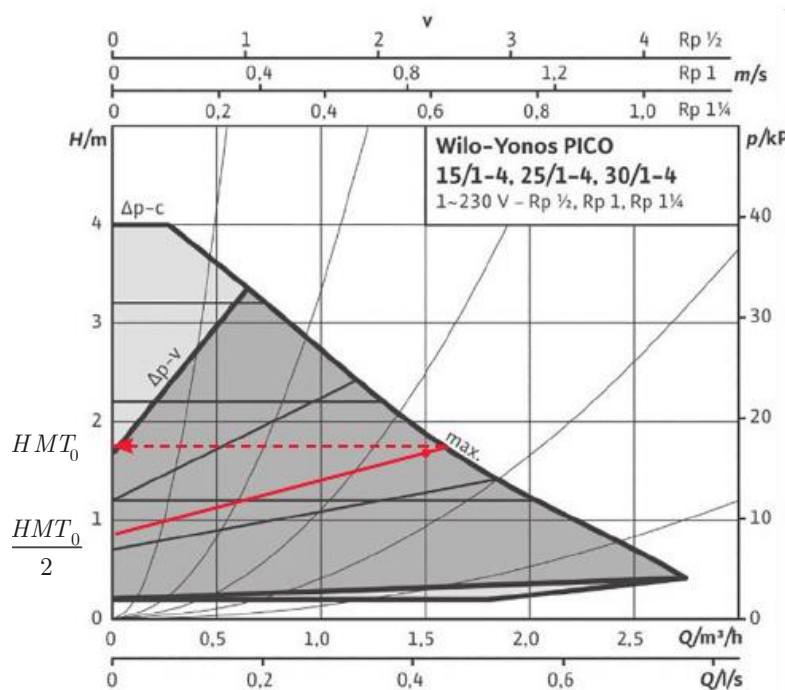
D'où :

$$HMT_{100} = \Delta p_{v100} + \Delta p_{r100} = 0,056 + 0,1 = 0,156 \text{ bar} = 1,6 \text{ mCE}$$

On sélectionne la première pompe avec un point de fonctionnement légèrement sous la courbe de pompe maximum et au milieu de la plage des débits (zone à hauts rendements). La gamme de pompe proposée convient donc parfaitement.



7. Graphiquement, on constate que les lois de pression variable varient d'un facteur 2 entre la pression de consigne et la pression à débit nul (choix du constructeur). Il faut donc déterminer la pression de consigne HMT_0 telle que la loi de pression passe par les deux points suivants : $(0 ; HMT_0/2)$ et $(q_{v100} ; HMT_{100})$:



Approximativement, par tâtonnement graphique, on obtient : $HMT_0 = 1,7 \text{ mCE}$

8. $\Delta p_v = cste$ avec $q_v = K_v \sqrt{\Delta p_v} \rightarrow \frac{q_v}{K_v} = \sqrt{\Delta p_v} = cste$

D'où :

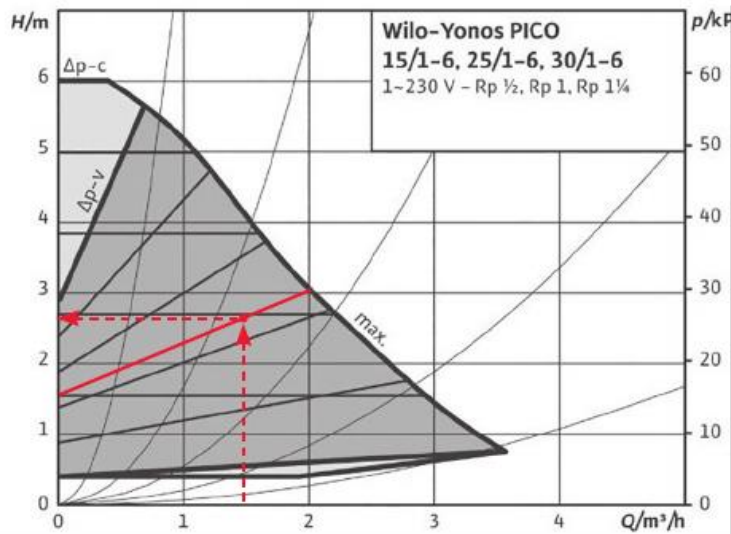
$$\frac{q_v}{K_v} = \frac{q_{v100}}{K_{vs}} \rightarrow \frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}}$$

On obtient une caractéristique « réseau » équivalente à une vanne d'autorité 1 (cf. diagramme des quatre quadrants).

9. Ici, il n'y a plus besoin de la notion de K_{vs} du fait de la pression maintenue constante. On a uniquement besoin du débit nominal dans le réseau, soit $1,49 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ($0,411 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$). Le constructeur préconise donc de prendre la référence : C225QPT-G ($2,1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$). Le constructeur impose une pression minimum de 16 kPa (soit 0,16 bar) aux bornes de la vanne de réglage pour assurer son bon fonctionnement (pression constante). Or, ici, la pression disponible n'est que de 0,06 bar, ce qui est insuffisant. Pour obtenir une pression suffisante au niveau de la vanne de réglage et à la fois vaincre les pertes de charge du réseau au débit nominal, il faut modifier le point de fonctionnement tel que :

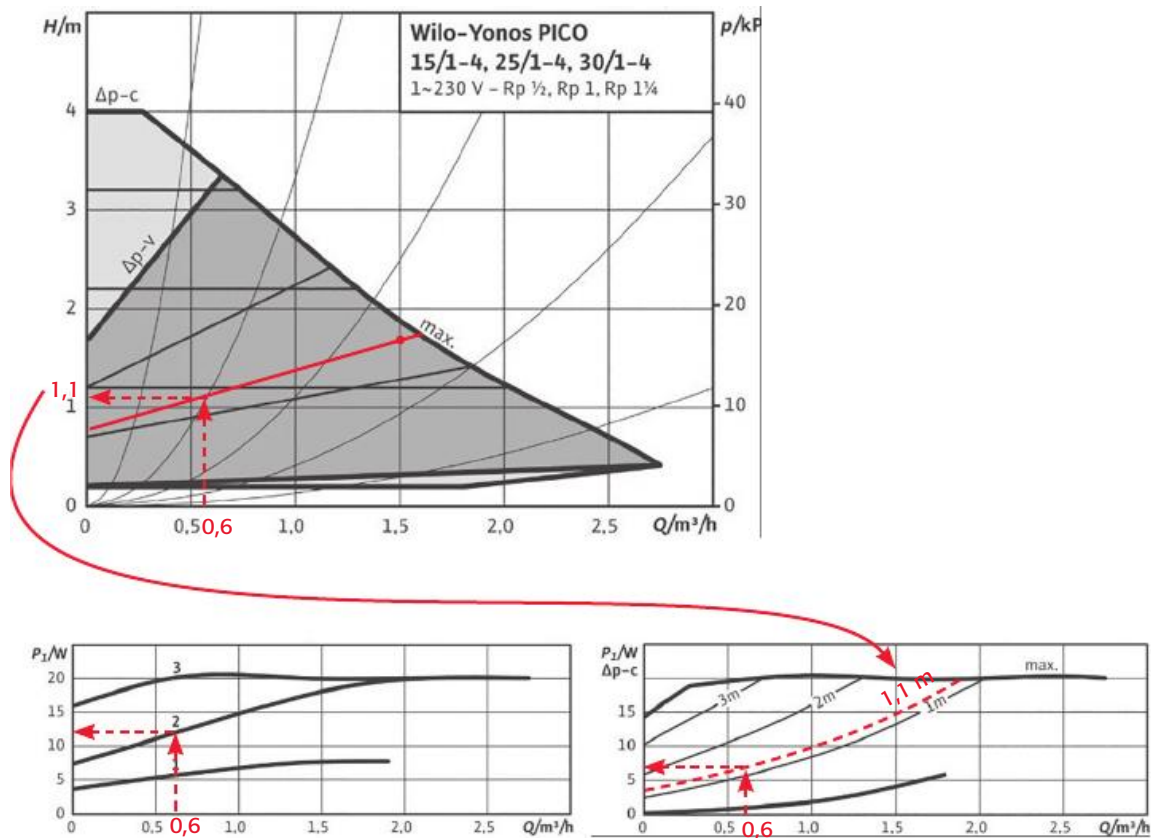
$$HMT'_{100} = 0,16 + \Delta p_{r100} = 0,16 + 0,1 = 0,26 \text{ bar} = 2,6 \text{ mCE}$$

La pompe initiale ne suffit plus, il faut désormais mettre en place la 2^e pompe :



La nouvelle pression de consigne est alors approximativement de : $HMT_0 = 3 \text{ mCE}$.

10. L'essentiel des points de fonctionnement sur la saison de chauffe se situe entre $0,3$ et $0,9 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. La valeur moyenne se situe environ à $0,6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$: valeur que l'on va utiliser ici. Pour évaluer les puissances électriques, nous pouvons directement les lire sur les graphiques fournis par le constructeur. Pour le laminage, la lecture est aisée, et on fixera la vitesse à la vitesse 2 qui permet d'atteindre le point nominal. Pour la variation de vitesse à pression variable, en l'absence de courbes spécifiques à ce mode de variation de vitesse, il faut identifier la valeur de pression constante qui passe par notre point de fonctionnement pour utiliser les données de puissance électrique du mode « pression constante » :



Bilan :

$P_{\text{ét}}$	Laminage	VEV à pression variable	
Vanne classique	12	6 (- 50 %)	W
Vanne indépendante de la pression	22	11 (- 50 %)	W

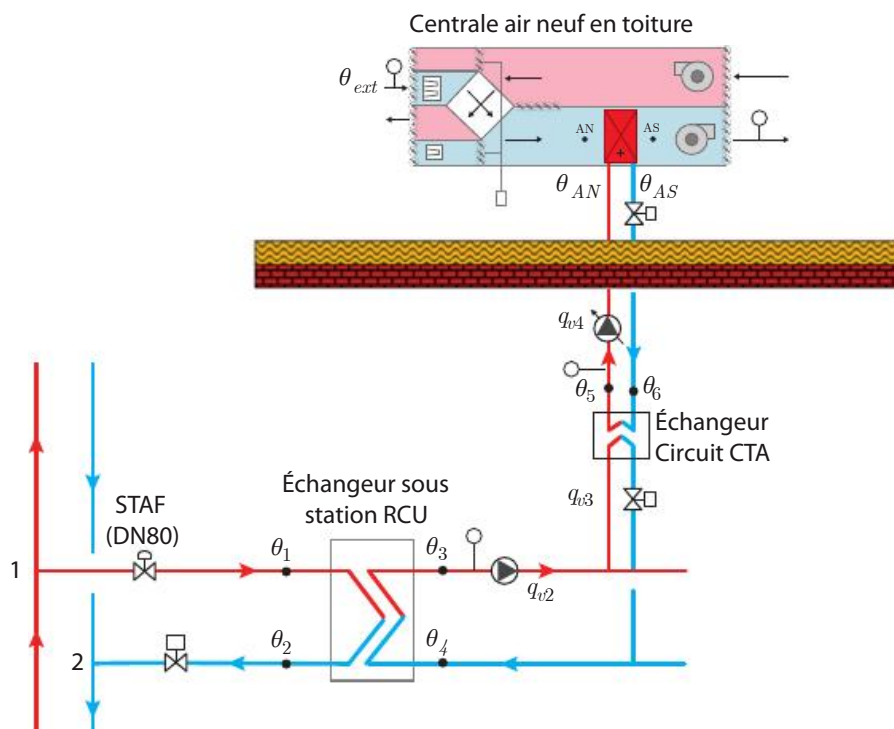
$$\text{Consommations} = 2,3 \frac{P_{\text{ét}} T}{1000 . S} \text{ avec } T = 4\,400 \text{ h}$$

Consommations	Laminage	VEV à pression variable	
Vanne classique	1,2	0,6 (- 50 %)	kWh _{EP} /m ² /an
Vanne indépendante de la pression	2,2	1,1 (- 50 %)	kWh _{EP} /m ² /an

En conclusion, le gain lié au recours à la variation de vitesse est de l'ordre de 50 % sur la saison de chauffe dans les deux cas. Le recours à une vanne indépendante de la pression augmente ici également de 50 % environ les consommations énergétiques. Il s'avère qu'il s'agit finalement ici d'un rare cas (petite installation de chauffage résidentielle) où les vannes de régulation indépendantes de la pression ne sont pas pertinentes d'un point de vue des consommations énergétiques. Enfin, on peut juger que la différence entre chaque cas est modeste (de l'ordre de 1 kWh_{EP}/m²/an). Cependant, si le bâtiment est performant, de type passif par exemple, ce gain est non négligeable par rapport aux consommations d'énergie liées uniquement au chauffage (15 kWh/m²/an).

1.17 Dimensionnement de vannes de réglage – cas d'un site industriel

On considère un site industriel dont la production d'énergie calorifique est assurée par une sous-station raccordée à un réseau de chauffage urbain (RCU). La puissance nominale de cette sous-station est de 300 kW avec un régime d'eau au primaire de 90/70 °C et de 75/65 °C au secondaire. Cette sous-station alimente différents circuits secondaires, dont un alimentant une batterie chaude d'une CTA double flux située en toiture. Dans la suite, on s'intéressera dans un premier temps au réglage de puissance de l'échangeur de sous-station puis, dans un deuxième temps, au réglage de puissance de la batterie chaude. Le schéma de la sous-station est donné ci-après :



Questions

I : Étude du réglage de puissance de l'échangeur de la sous-station

On considère, dans la suite, que la vanne d'équilibrage présente sur le primaire est en DN80 (voir document technique de la vanne STAF en annexe). Les données caractéristiques de l'échangeur sont également fournies en annexe.

- I.1. Dans un premier temps, le réglage de puissance est assuré par l'utilisation d'une vanne deux voies asservie à la température départ secondaire (θ_3).

Vous pourrez considérer que la perte de charge des conduites entre le RCU et l'échangeur représente 15 % de la perte de charge de l'échangeur.

- a. Donner une estimation (littérale puis numérique) de la pression différentielle minimale aux bornes de raccordement de la sous-station avec le RCU (bornes repérées 1 et 2 sur le schéma) en justifiant votre démarche.

1.2. On admet que la pression différentielle aux bornes de raccordement du primaire au RCU est de 20 kPa. Les caractéristiques de la vanne STAF sont données en annexe.

- a. Calculer le K_{vs} de la vanne deux voies.
- b. Réaliser la sélection de la vanne deux voies à partir des données techniques jointes en annexe.

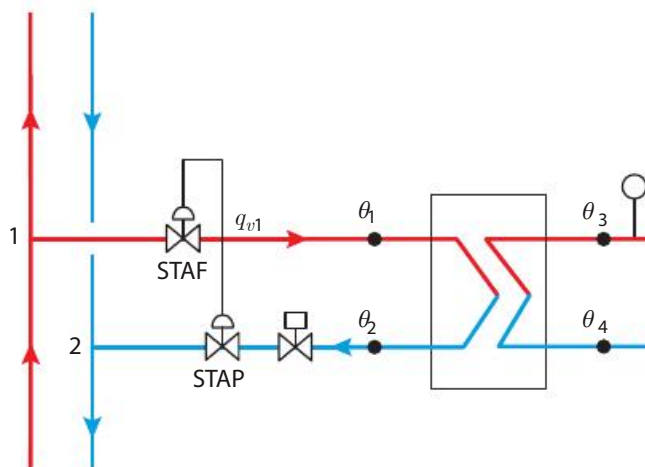
Pour cela, on demande :

- de calculer l'efficacité primaire de l'échangeur de sous-station ;
 - de déduire la caractéristique recommandée pour la V2V (des courbes de comportement d'un échangeur eau/eau sont rappelées en annexe), en justifiant votre réponse ;
 - de sélectionner la V2V adaptée à partir de la documentation jointe en annexe.
- c. Déterminer le réglage de la vanne d'équilibrage STAF (nombre de tours). Justifier et détailler votre démarche.
 - d. Montrer que la perte de charge du circuit primaire reste constante, quelle que soit la position z de la vanne deux voies de réglage, si on admet que le débit relatif se déduit du K_v relatif et de l'autorité par :

$$\frac{q_{v1}}{q_{v100}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{a}{\left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^2} + 1 - a}}$$

I.3. On associe désormais à la vanne deux voies un système de réglage de pression différentielle composé d'un régulateur de pression différentielle (STAP) et d'une vanne d'équilibrage (STAF DN80) utilisée ici pour la prise de mesure (vanne grande ouverte). Le schéma suivant illustre ce montage.

Ce dernier permet de maintenir une pression constante aux bornes de la vanne de régulation.



- a. Démontrer que lorsque la pression différentielle aux bornes de la vanne de régulation est maintenue constante, la vanne de régulation se comporte comme une vanne dont l'autorité vaut 1.

On admet de nouveau que la pression différentielle aux bornes de raccordement du primaire au RCU est de 20 kPa.

- b. On demande de réaliser le dimensionnement et la sélection de la vanne deux voies dans cette configuration. Pour cela, vous justifierez et explicitez votre démarche.
- c. Quel réglage doit-on réaliser une fois la vanne de régulation sélectionnée ?

II : Étude du réglage de puissance de la batterie chaude de la CTA

Compte tenu de la position en extérieur de la CTA, le réseau d'eau qui alimente la batterie chaude est glycolé avec une concentration de 30 %. Les propriétés d'une eau glycolée sont fournies en annexe. Le débit d'air de la CTA est de $6\,617 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. La batterie a été dimensionnée pour chauffer l'air neuf de 5°C à 35°C . Les caractéristiques de la batterie sont données en annexe. Les caractéristiques de l'échangeur du circuit CTA sont également disponibles en annexe.

1. Justifier la nécessité de placer un échangeur de chaleur entre le réseau secondaire de la sous-station et la batterie chaude. Quel est l'impact de cet échangeur sur la performance énergétique de l'installation ? Justifier votre réponse.
2. Déterminer le régime de température nominal au primaire de la batterie afin que sa progressivité de réglage de puissance soit convenable. Justifier votre démarche, en admettant une température de 70°C à l'entrée de la batterie (q_5).
3. Dimensionner alors la vanne deux voies de régulation, en admettant que la perte de charge des conduites reliant l'échangeur à la batterie représente 20 % de la perte de charge hydraulique de la batterie. Préciser et justifier les étapes de votre démarche.
4. Sélectionner la vanne à recommander à partir des documents techniques joints. Pour cela, vous préciserez tout d'abord la caractéristique à retenir. Déterminer alors pour chaque choix possible de vanne de régulation :
 - l'autorité de la vanne ;
 - la puissance hydraulique de la pompe.
5. Conclure sur le choix à préconiser pour la V2V.

III. Généralisation du lien entre puissance hydraulique et autorité

1. Montrer que la puissance hydraulique d'un circuit équipé d'une vanne deux voies peut s'écrire, pour une position grande ouverte de la vanne :

$$P_h = q_{v100} \cdot \Delta P_{r100} \cdot \frac{1}{1 - a}$$

avec

ΔP_{r100} : perte de charge du circuit hors vanne de régulation (unité SI)

q_{v100} : débit volume du circuit (unité SI)

a : autorité de la vanne deux voies

P_h : puissance hydraulique de la pompe (unité SI)

2. Vérifier que les résultats obtenus dans la question précédente (question II.4) vérifie bien cette relation.
3. Tracer l'allure de la relation entre la puissance hydraulique et l'autorité. Commenter.

Annexe 1 : Document technique échangeur à plaques de sous-station

- Repère 1 : circuit primaire
- Repère 2 :circuit secondaire
- Échangeur à considérer : réf : B12Hx116

Method	Fluid #1	Fluid #2	Flow type	HX	Heat load	In temp 1	In temp #2	Out temp #1	Out temp #2	Flow #1	Flow #2	MPD #1	MPD #2	No passes	N pl
Design	Water	Water		B-Types	300 kW	90 °C	65 °C	70 °C	75 °C			50 kPa	50 kPa		

NoUnits	BPHE	A [m²]	DP1 [kPa]	DP2 [kPa]	OS [%]	Weight [kg]
	2 B10Tx98	5.95	13.5	52.4	22	21.1 - 23.0
	2 B12Hx116	6.38	6.60	25.0	15	30.1 - 33.7
	2 B26x82	9.60	13.5	51.6	115	31.1 - 60.6
	3 B25Tx76	14.0	14.2	52.2	174	43.6 - 52.2
	5 BX8Tx58	6.44	13.6	51.5	35	23.6
	6 B15Tx50	9.79	13.7	49.8	107	35.0 - 38.7

Annexe 2 : Document technique vanne d’équilibrage STAF

STAF, STAF-SG



Vannes d’équilibrage
 PN 16 et PN 25 – DN 20-400

Valeurs Kv

DN 20-50					
No de tours	DN 20	DN 25	DN 32	DN 40	DN 50
0.5	0,511	0,60	1,14	1,75	2,56
1	0,757	1,03	1,90	3,30	4,2
1.5	1,19	2,10	3,10	4,60	7,2
2	1,90	3,62	4,66	6,10	11,7
2.5	2,80	5,30	7,10	8,80	16,2
3	3,87	6,90	9,50	12,6	21,5
3.5	4,75	8,00	11,8	16,0	26,5
4	5,70	8,70	14,2	19,2	33

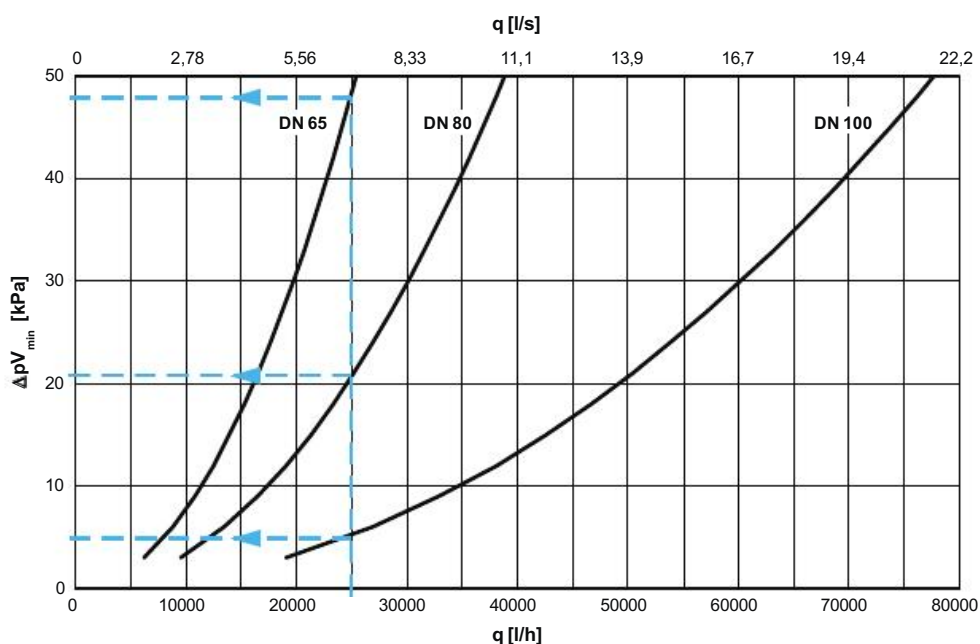
DN 65-150

No de tours	DN 65-2	DN 80	DN 100	DN 125	DN 150
0,5	1,8	2	2,5	5,5	6,5
1	3,4	4	6	10,5	12
1,5	4,9	6	9	15,5	22
2	6,5	8	11,5	21,5	40
2,5	9,3	11	16	27	65
3	16,3	14	26	36	100
3,5	25,6	19,5	44	55	135
4	35,3	29	63	83	169
4,5	44,5	41	80	114	207
5	52	55	98	141	242
5,5	60,5	68	115	167	279
6	68	80	132	197	312
6,5	73	92	145	220	340
7	77	103	159	249	367
7,5	80,5	113	175	276	391
8	85	120	190	300	420

Source : IMI Hydraulics

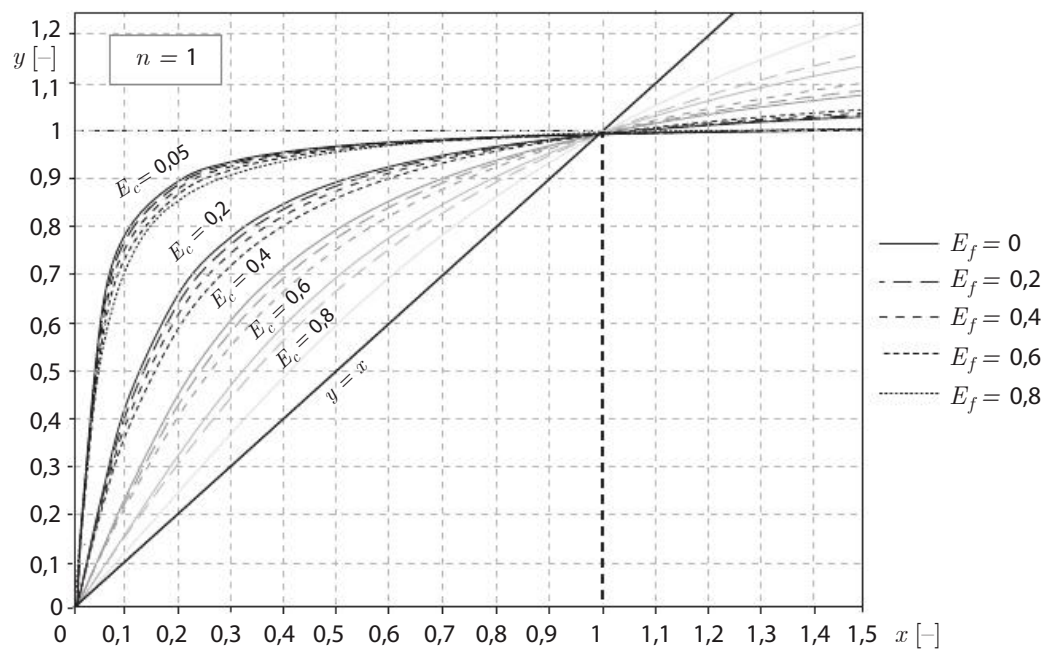
Annexe 3 : Document technique vanne STAP : régulation de pression différentielle**STAP**

Régulateurs de pression différentielle
DN 65-100, consigne réglable et fonction d'arrêt



Source : IMI Hydraulics

Annexe 4 : Caractéristique d'un échangeur eau/eau à contre-courant



Annexe 5 : Document technique vanne de régulation égale pourcentage

V5328A

VANNE A BRIDES PN16

FICHE PRODUIT**GENERAL**

Ces vannes à siège unique sont utilisées pour une régulation proportionnelle sur eau chaude ou eau glacée ou bien encore vapeur dans les applications de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air.

Ces vannes pourront être commandées par des moteurs électriques linéaires du type ML6420/ML6425, ML7420/ML7425, ML6421/ML7421, ou par des moteurs pneumatiques MP953.

CARACTERISTIQUES

- Corps en fonte grise à brides.
- Faible taux de fuite.
- Etanchéité métal sur métal assurant une longue durée de vie.
- Presse-étoupe auto-serrant.
- Précision de positionnement assurant une régulation de la température selon les exigences actuelles.
- Montage facile des moteurs linéaires électriques et pneumatiques.
- Conformés selon DIN EN 14597

SPECIFICATIONS

Fonctionnement	Tige vers le bas ferme
Pression nominale	PN16
Caractéristique de débit	à égal pourcentage, $n_{gi} = 3.4$
Finesse	50:1
Taux de fuite	$\leq 0.05\%$ du K_{VS} jusqu'au DN50 $\leq 0.1\%$ du K_{VS} de DN65 à DN150
Course	20 mm (DN15...80) 38 mm (DN100...150)
Corps de vanne	
Sorties	à brides selon ISO 7005-2
Matériau	Fonte grise (GG25)
Dimensions	Voir Fig. 1
Équipement intérieur	
Siège	Acier inoxydable, amovible
Clapet	Acier inoxydable, auto guidé
Tige	Acier inoxydable
Presse-étoupe	Rondelles coniques en PTFE à auto-serrage
Température du fluide et pression max.	
20 mm	2 ... 120 °C; max. 1600 Pa 120 ... 150 °C; max. 1400 Pa 150 ... 170 °C; max. 1370 Pa
38 mm	2 ... 120 °C; max. 1600 Pa 120 ... 150 °C; max. 1440 Pa 150 ... 200 °C; max. 1280 Pa
Différence max. de température dans la vanne entre le départ et le retour	60K

Source : Honeywell

DIMENSIONS ET DEBITS

Tableau 1. dimensions et débits

Références	Vanne	kvs
V5328A1138	DN15	0.25
V5328A1146	DN15	0.40
V5328A1153	DN15	0.63
V5328A1005	DN15	1.00
V5328A1013	DN15	1.60
V5328A1021	DN15	2.50
V5328A1039	DN15	4.00
V5328A1047	DN20	4.00
V5328A1054	DN20	6.30
V5328A1062	DN25	10.00
V5328A1070	DN32	16.00
V5328A1088	DN40	25.00
V5328A1096	DN50	40.00
V5328A1104	DN65	63.00
V5328A1112	DN80	100.00
V5328A1195	DN100	160.00
V5328A1203	DN125	250.00
V5328A1211	DN150	360.00

INSTALLATION

- La qualité de l'eau doit répondre à la spécification VDI 2035.
- Ne pas installer la vanne avec la tige vers le bas.
- La direction du fluide doit correspondre au sens de la flèche gravée sur le corps de vanne.
- L'installation d'un filtre à tamis est vivement recommandée.

KIT DE REPARATION

Référence: R 43 176 754 - 001 (DN15...32)
R 43 176 754 - 002 (DN40...80)
R 43 176 755 - 005 (DN100...150)

MOTEURS

Tableau 2. moteurs électriques

Force	600 N sans ressort de rappel	600 N avec ressort de rappel	1800 N	
Modèle	ML6420 A ML7420 A	ML6425A,B ML7425A,B	M6421A M7421A	M6421B M7421B
Course	20 mm			38 mm
Dimens.	DN15-80			DN100-150

Moteurs pneumatiques

Vanne	Moteur pneumatique		Action		Positionneur
	modèle	dimen sion	directe	inverse	
DN 15-80	MP953A MP953B	5", 8" 7"	x	x	oui
	MP953C MP953D	5", 8" 7"	x	x	non
DN 100-150	MP953A MP953C	13"	x	-	oui non

DIMENSIONS (MM) VANNE

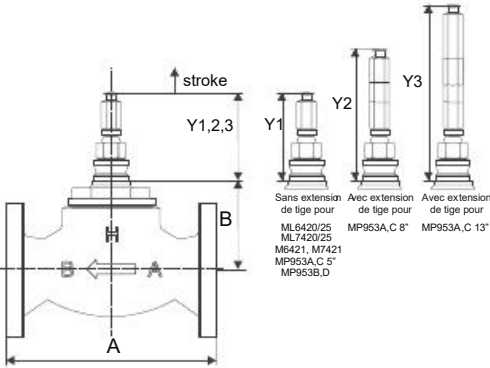


Fig. 1. V5328A

Source : Honeywell

Annexe 6 : Document technique vanne de régulation linéaire (V3V pouvant fonctionner en V2V)

V5050A,B

VANNE A BRIDES PN16

FICHE PRODUIT



GENERALITES

Ces vannes de mélange trois-voies sont conçues pour une régulation proportionnelle ou modulante sur eau chaude ou eau glacée ou bien encore vapeur dans les applications de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air.

Ces vannes pourront être commandées par des moteurs électriques linéaires du type ML6420/ML6425, ML7420/ML7425, et ML6421/ML7421 ou par les moteurs pneumatiques MP953.

CARACTERISTIQUES

- Corps en fonte grise à brides.
- Faible taux de fuite.
- Etanchéité métal sur métal assurant une longue durée de vie.
- Presse-étoupe auto-serrant.
- Précision de positionnement assurant une régulation de la température selon les exigences actuelles.
- Montage facile des moteurs linéaires électriques et moteurs pneumatiques.
- Débit global constant au travers de la vanne

SPECIFICATIONS

Fonctionnement	Tige en position haute ferme les voies A-AB
Pression nominale	PN16, PN25/40
Caractéristique de débit	linéaire de A-AB et B-AB
Finesse	50:1
Taux de fuite	≤ 0.1 % du kvs entre A-AB ≤ 0.1 % du kvs entre B-AB
Course	20 mm DN15...80 38 mm DN100...150
Corps de vanne	
Sorties	à brides selon ISO 7005-2
Matériau	Fonte grise (GG25) PN16 Acier moulé (GS-C25) PN25/40 Voir Fig. 1.
Dimensions	
Équipement intérieur	
Siège	Acier inoxydable, amovible
Clapet	Acier inoxydable, auto-guidé
Tige	Acier inoxydable
Presse-étoupe	Rondelles coniques en PTFE à auto-serrage
Température du fluide et pression max.	
PN16	2 ... 120 °C; max. 1600 kPa 120 ... 150 °C; max. 1440 kPa 150 ... 200 °C; max. 1280 kPa 200 ... 220 °C; max. 1200 kPa
PN25/40	2 ... 120 °C; max. 4000 kPa 120 ... 150 °C; max. 3920 kPa 150 ... 200 °C; max. 3800 kPa 200 ... 220 °C; max. 3720 kPa
Différence max. de température dans la vanne entre le départ et le retour	60 K

Source : Honeywell

DIMENSIONS ET DEBITS

Tableau 1. dimensions et débits

Références	Vanne	k _{vs}
V5050A1124	PN25/40	DN15 2.5
V5050A1132		DN15 4.0
V5050A1140		DN20 6.3
V5050A1157		DN25 10.0
V5050A1165		DN32 16.0
V5050A1173		DN40 25.0
V5050A1181		DN50 40.0
V5050A1199		DN65 63.0
V5050A1207		DN80 100.0
V5050A1215		DN100 160.0
V5050B1155*	PN16	DN100 160.0
V5050A1090		DN100 160.0
V5050A1108		DN125 250.0
V5050A1116		DN150 360.0
V5050B1064*		DN100 160.0
V5050B1072*		DN125 250.0
V5050B1080*		DN150 360.0

* Vanne à action directe, uniquement disponible sur demande

INSTALLATION

- La qualité de l'eau doit répondre à la spécification VDI 2035.
- Ne pas installer la vanne avec la tige vers le bas.
- La direction du fluide doit correspondre au sens de la flèche gravée sur le corps de vanne.
- L'installation d'un filtre à tamis est vivement recommandée.

KIT DE REPARATION

Référence : R 43 176 755 - 004 (DN15...80)
R 43 176 755 - 005 (DN100...150)

MOTEURS

Moteurs électriques

	600 N	600 N retour à zéro	1800 N	
Vanne	DN15-80		DN 15-80	DN 100-150
type	ML6420A ML7420A	ML6425A,B ML7425A,B	ML6421A ML6421A	ML6421B ML6421B

Moteurs pneumatiques

Vanne	Moteur		Action		Positionneur
	Type	Dimension	Directe	Inverse	
DN 15-80	MP953A	5", 8"	x		oui
	MP953B	7"		x	
	MP953C	5", 8"	x		non
	MP953D	7"		x	
DN 100-150	MP953A	13"	x		oui
	MP953C	13"	x		non

Source : Honeywell

Annexe 7 : Caractéristiques de la batterie chaude

Batterie chaude

débit d'air	6 617 m ³ /h	pertes de charge	42 kPa
exécution	Cu/Al		
entrée d'air	5,0 °C		
sortie d'air	35,0 °C		
type fluide	eau glycolée à 30 %	perte de charge fluide (pour un débit de 6,7 m ³ /h)	25 kPa

Annexe 8 : Propriétés thermiques de l'eau pure et de l'eau glycolée

	Température	- 10	0	10	20	30	40	50	60	70	°C
Masse volumique	Eau glycolée à 30 %	1 057	1 054	1 050	1 046	1 042	1 037	1 032	1 027	1 022	kg.m ⁻³
	Eau pure	1 004	1 002	1 000	998	995	992	988	983	978	kg.m ⁻³
Capacité thermique massique	Eau glycolée à 30 %	3 610	3 630	3 650	3 670	3 700	3 720	3 750	3 770	3 798	J kg ⁻¹ K ⁻¹
	Eau pure	4 250	4 220	4 190	4 180	4 180	4 180	4 180	4 185	4 190	J kg ⁻¹ K ⁻¹

Annexe 9 : Document technique échangeur à plaques CTA

- Repère 1 : circuit primaire
- Repère 2 : circuit secondaire
- Échangeur à considérer : réf : B12Lx61/2P

HX	Heat load	In temp #1	In temp #2	Out temp #1	Out temp #2	Flow #1	Flow #2	MPD #1	MPD #2	No passes
B-Types		75 °C		65 °C	70 °C			20 kPa	20 kPa	

BPHE	A [m]	DP1 [kPa]	DP2 [kPa]	OS [%]	Weight [kg]
B10Tx56	1.67	20.2	19.4	156	6.53 - 7.48
B12Hx52	1.40	20.8	19.6	116	7.36 - 9.18
B12Lx61/2P	1.65	15.1	15.8	17	8.44
B28x60	3.48	20.7	19.3	400	11.9 - 36.8
B25Tx92	5.67	21.0	20.5	570	17.4 - 20.2
BX8Tx52	2.30	20.7	19.9	213	8.55
B15Tx60	3.94	20.6	19.8	404	13.7 - 15.0

Annexe 10 : Extrait document technique vanne deux voies**VANNES 2 VOIES**

DN	kvs	Références	Pression de fermeture (= max. pression de fonctionnement) en kPa pour moteurs de 300 N (M6410C,L / M7410C1015 / M7410E1028 / M7410E2034 / M7410E4030)	Pression de fermeture (= max. pression de fonctionnement) en kPa pour moteurs de 400 N (ML6435B / ML7430E / ML7435E)
25	4.0	V5832B2075	1600	1600
25	6.3	V5832B2083	1600	1600
25	10.0	V5832B2091	1600	1600
32	16.0	V5832B2109	1200	1200
40	25.0	V5832B2117	1000	1000

Source : Honeywell

Corrigés**I.**

- I.1. a. On note Δp_{12} , la pression différentielle demandée. Cette dernière doit permettre de vaincre la perte de charge des différents éléments présents sur le circuit primaire de l'échangeur ; soit celle de la vanne d'équilibrage, de l'échangeur, des conduites et de la vanne deux voies de régulation :

$$\Delta p_{12} \geq 1.15 \cdot \Delta p_{éch} + \Delta p_{STAF} + \Delta p_{v100}$$

Où $\Delta p_{éch}$ représente la perte de charge de l'échangeur (côté primaire), Δp_{STAF} , la perte de charge de la vanne d'équilibrage et Δp_{v100} , la perte de charge de la vanne deux voies de régulation. Or la perte de charge de la vanne deux voies s'exprime en fonction de la pression différentielle et de l'autorité a (par définition de l'autorité), soit :

$$\Delta p_{v100} = a \Delta p_{12}$$

On obtient alors l'expression suivante pour Δp_{12} :

$$\Delta p_{12} \geq \frac{1.15 \cdot \Delta p_{éch} + \Delta p_{STAF}}{1 - a}$$

Application numérique :

- Calcul du débit q_{v100} :

$$P = \rho c_p q_{v100} (\theta_1 - \theta_2) = 300 \text{ kW}$$

$$q_{v100} = \frac{P}{\rho c_p (\theta_1 - \theta_2)} = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 12,9 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

- Perte de charge de l'échangeur (circuit primaire) : cette perte de charge est donnée en annexe : $\Delta p_{éch} = 6,6 \text{ kPa}$
- Perte de charge de la vanne d'équilibrage : on considère pour ce calcul une ouverture maximale de la vanne d'équilibrage dans la mesure où on recherche la pression différentielle minimale aux bornes de la sous-station. L'annexe fournit ainsi un K_{vs} de $120 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. On en déduit alors la perte de charge de cette vanne pour le débit q_{v100} considéré, par la relation suivante :

$$\Delta p_{STAF} = \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{12,9}{120} \right)^2 = 1,2 \text{ kPa}$$

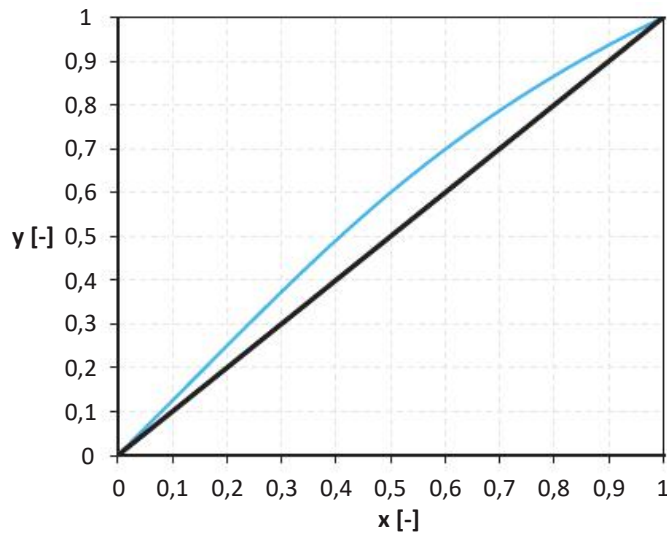
- Pression différentielle Δp_{12} : suivant la relation obtenue précédemment, nous obtenons (en fixant $a = 0,5$) :

$$\Delta p_{12} \geq \frac{1,15 \cdot 6,6 + 1,2}{1 - 0,5} \geq 17,6 \text{ kPa}$$

I.2. a. $a = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{12}} = 0,5 \rightarrow \Delta p_{v100} = \frac{\Delta p_{12}}{2} = 10 \text{ kPa} = 0,1 \text{ bar}$

$$K_{vs} = \frac{q_{v100}}{\sqrt{\Delta p_{v100}}} = \frac{12,9}{\sqrt{0,1}} = 40,9 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

b. $E_c = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\theta_1 - \theta_4} = \frac{90 - 70}{90 - 65} = 0,8$



→ Caractéristique de vanne linéaire (pas de non-linéarité à compenser)
On choisira donc la référence suivante :

DIMENSIONS ET DEBITS

Tableau 1. dimensions et débits

Références	Vanne	K_{vs}
V5050A1124	DN15	2.5
V5050A1132	DN15	4.0
V5050A1140	DN20	6.3
V5050A1157	DN25	10.0
V5050A1165	DN32	16.0
V5050A1173	PN25/40	25.0
V5050A1181	DN50	40.0
V5050A1199	DN65	63.0
V5050A1207	DN80	100.0
V5050A1215	DN100	160.0
V5050B1155*	DN100	160.0

$$a = \frac{\left(\frac{q_{v1_{100}}}{K_{vs}}\right)^2}{\Delta p_{12}} = \frac{\left(\frac{12,9}{40}\right)^2}{0,2} = 0,52 \approx 0,5$$

Si on prend la référence supérieure, l'autorité devient trop basse ($a = 0,21$).

$$c. \quad \Delta p_{12} = 1,15 \cdot \Delta p_{éch} + \Delta p_{v100} + \Delta p_{STAF} \text{ avec } \Delta p_{v100} = \left(\frac{q_{v1_{100}}}{K_{vs}}\right)^2$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{STAF} &= \Delta p_{12} - 1,15 \cdot \Delta p_{éch} - \left(\frac{q_{v1_{100}}}{K_{vs}}\right)^2 = 20 - 1,15 \cdot 6,6 - 10,4 \\ &= 2,0 \text{ kPa} = 0,02 \text{ bar} \end{aligned}$$

$$\Delta p_{STAF} = \left(\frac{q_{v1_{100}}}{K_v}\right)^2 \rightarrow K_v = \frac{q_{v1_{100}}}{\sqrt{\Delta p_{STAF}}} = 91,2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

DN 65-150

No de tours	DN 80
0.5	2
1	4
1.5	6
2	8
2.5	11
3	14
3.5	19,5
4	29
4.5	41
5	55
5.5	68
6	80
6.5	92
7	103
7.5	113
8	120

Il faudra régler la vanne STAF à 6,5 tours.

- d. La variation du débit relatif en fonction du K_v relatif de la vanne deux voies est donnée par la relation suivante :

$$\frac{q_{v1}}{q_{v100}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{a}{\left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^2} + 1 - a}}$$

Sachant que la vanne deux voies a une caractéristique linéaire, on a alors $\frac{K_v}{K_{vs}} = z$. Ainsi, la relation précédente s'écrit comme suit :

$$\frac{q_{v1}}{q_{v100}} = \frac{z}{\sqrt{z^2(1-a) + a}}$$

La perte de charge totale du circuit primaire s'obtient par la relation :

$$\Delta p_{12}(z) = 1,15 \Delta p_{éch}(z) + \Delta p_{STAF}(z) + \Delta p_v(z)$$

avec :

$$\Delta p_{éch}(z) = \Delta p_{éch-100} \left(\frac{q_{v1}}{q_{v100}} \right)^2 = \Delta p_{éch-100} \frac{z^2}{z^2(1-a) + a}$$

$$\Delta p_{STAF}(z) = \left(\frac{q_{v1}}{K_{vSTAF}} \right)^2 = \left(\frac{q_{v100}}{K_{vSTAF}} \right)^2 \frac{z^2}{z^2(1-a) + a}$$

$$\Delta p_v(z) = \left(\frac{q_{v1}}{zK_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}} \right)^2 \frac{1}{z^2(1-a) + a}$$

Soit :

$$\Delta p_{12}(z) = \left[1,15 \Delta p_{éch_100} + \left(\frac{q_{v1}}{K_{vSTAF}} \right)^2 \right] \frac{z^2}{z^2(1-a)+a} + \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}} \right)^2 \frac{1}{z^2(1-a)+a}$$

Or :

$$\left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}} \right)^2 = \Delta p_{v100} = a \cdot \Delta P_{12_100}$$

Où Δp_{v100} représente la perte de charge de la vanne deux voies grande ouverte qui, par définition, est égale au produit de l'autorité a retenue et de la pression différentielle aux bornes 1-2 pour la vanne deux voies grande ouverte notée Δp_{12_100} .

De même, on a :

$$\left(\frac{q_{v100}}{K_{vSTAF}} \right)^2 = \Delta p_{STAF_100}$$

soit la perte de charge de la vanne STAF correspondant au débit obtenu pour la vanne deux voies grande ouverte.

De plus, on sait que :

$$1,15 \Delta p_{éch_100} + \Delta p_{STAF_100} = \Delta p_{12_100} - \Delta p_{v100} = \Delta p_{12_100} (1-a)$$

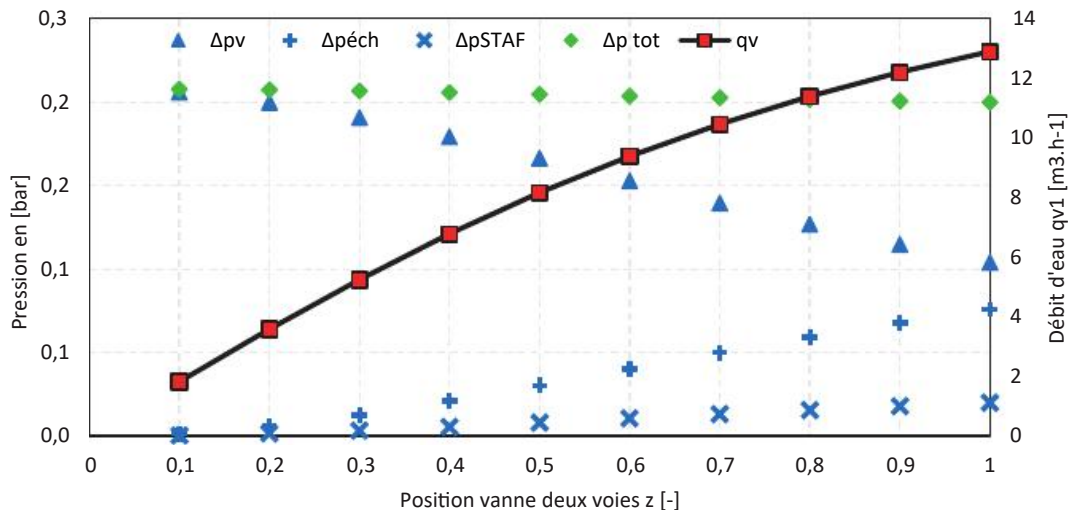
D'où :

$$\Delta p_{12}(z) = \left[\Delta p_{12_100} (1-a) \right] \frac{z^2}{z^2(1-a)+a} + a \Delta P_{12_100} \frac{1}{z^2(1-a)+a}$$

soit :

$$\Delta P_{12}(z) = \Delta P_{12_100} = cste$$

Ainsi, on montre que, quelle que soit la position z de la vanne deux voies, la perte de charge totale du circuit primaire raccordé au réseau de chaleur urbain reste constante (bornes 1-2). Ce résultat se retrouve, bien entendu, dans le tracé suivant qui donne l'évolution des pertes de charge des différents composants du circuit primaire, de la perte de charge totale et du débit volume en fonction de la position z de la vanne deux voies :



Remarques :

Ce résultat est indépendant de la caractéristique de la vanne deux voies de réglage. On retrouve, en toute logique, la condition de validité de la relation entre le débit relatif, le K_v relatif et l'autorité qui a été l'hypothèse de départ.

En réalité, la pression aux bornes du réseau de chauffage urbain sera influencée par la variation du débit dans ce réseau. Elle peut néanmoins être maintenue constante *via* la mise en place d'un régulateur de pression différentielle à l'entrée de la sous-station.

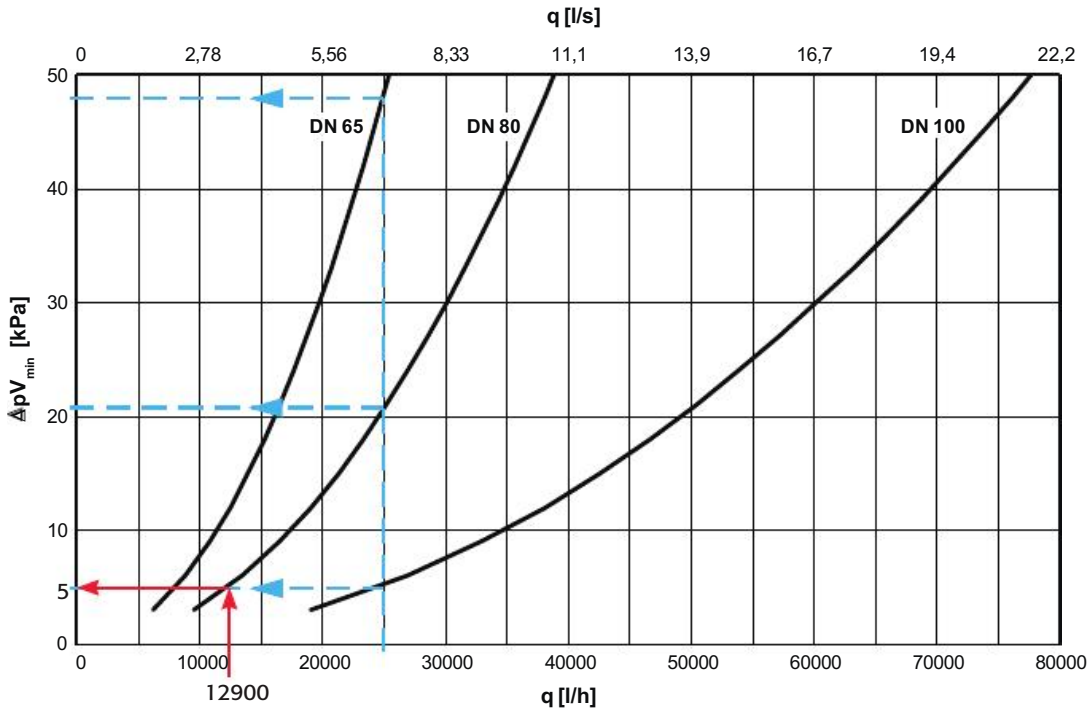
I.3. a.

$$\frac{q_{v1}}{q_{v100}} = \frac{K_v \sqrt{\Delta p_v}}{K_{vs} \sqrt{\Delta p_{v100}}} = \frac{K_v}{K_{vs}}$$

→ le réseau se comporte comme si la vanne de régulation avait une autorité de 1.

b. La vanne STAF est grande ouverte, donc :

$$K_{vs} = 120 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \rightarrow \Delta p_{STAF} = \left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{12,9}{120} \right)^2 = 0,012 \text{ bar} = 1,2 \text{ kPa}$$



$$\Delta p_{12} = 1,15 \Delta p_{éch} + \Delta p_{v100} + \Delta p_{STAF} + \Delta p_{STAP} \text{ avec } \Delta p_{STAP} = 5 \text{ kPa}$$

D'où :

$$\begin{aligned} \Delta p_{v100} &= \Delta p_{12} - 1,15 \Delta p_{éch} - \Delta p_{STAF} - \Delta p_{STAP} \\ &= 20 - 1,15 \cdot 6,6 - 1,2 - 5 = 6,2 \text{ kPa} \end{aligned}$$

La vanne préalablement choisie ne convient pas, car la perte de charge est trop élevée (10 kPa). Il faut désormais choisir une vanne avec un K_{vs} tel que :

$$\left(\frac{q_{v100}}{K_{vs}} \right)^2 < 0,062 \rightarrow K_{vs} > \frac{q_{v100}}{\sqrt{0,062}} = 51,8 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

On choisira donc la référence :

DIMENSIONS ET DEBITS

Tableau 1. dimensions et débits

Références	Vanne		k _{vs}
V5050A1124	PN25/40	DN15	2.5
V5050A1132		DN15	4.0
V5050A1140		DN20	6.3
V5050A1157		DN25	10.0
V5050A1165		DN32	16.0
V5050A1173		DN40	25.0
V5050A1181		DN50	40.0
V5050A1199		DN65	63.0
V5050A1207		DN80	100.0
V5050A1215		DN100	160.0
V5050B1155*		DN100	160.0

- c. Le débit étant trop important (vanne surdimensionnée), il faudra alors régler la vanne d'équilibrage pour obtenir le bon débit nominal.

II.

$$1. \quad E_c = \frac{\theta_3 - \theta_4}{\theta_3 - \theta_{AN}} = \frac{75 - 65}{75 - 5} = 0,14$$

Sans échangeur intermédiaire, l'efficacité de la batterie serait très faible et sa caractéristique fortement non linéaire. Il serait alors difficile d'obtenir une qualité de régulation correcte même avec une vanne à égal pourcentage.

L'impact sur les performances est négligeable (pertes de charges supplémentaires sur l'eau) et ajout d'une deuxième pompe.

Enfin, la centrale de traitement d'air étant située à l'extérieur, il est nécessaire de glycoler le réseau d'eau qui alimente la batterie chaude. La mise en place d'un échangeur permet ainsi de limiter le volume d'eau à traiter.

2. On souhaite avoir, au minimum :

$$E_c = \frac{\theta_5 - \theta_6}{\theta_5 - \theta_{AN}} = 0,3$$

$$\rightarrow \theta_6 = \theta_5 - E_c (\theta_5 - \theta_{AN}) = 70 - 0,3 \cdot (70 - 5) = 50,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

On retiendra un régime 70/50 °C.

$$3. \quad \rho_{eg} c_{peg} q_{v4} (\theta_5 - \theta_6) = 0,34 q_{vair} (\theta_{AS} - \theta_{AN})$$

$$\rightarrow q_{v4} = \frac{0,34 q_{vair} (\theta_{AS} - \theta_{AN})}{\rho_{eg} c_{peg} (\theta_5 - \theta_6)} = \frac{0,34 \cdot 6617 \cdot (35 - 5)}{1042 \cdot 3700 \cdot (70 - 50)}$$

$$= 8,75 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 3,15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\Delta p_{r100} = 1,2 \cdot Z_{batt} q_{v4}^2 + \Delta p_{ech} \quad \text{avec} \quad Z = \frac{25}{6,7^2} = 0,56 \text{ kPa} \cdot (\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^{-2}$$

D'où :

$$\Delta p_{r100} = 1,2 \cdot 0,56 \cdot 3,15^2 + 15,8 = 22,5 \text{ kPa}$$

$$a = 0,5 \rightarrow \Delta p_{v100} = \Delta p_{r100} = 22,5 \text{ kPa}$$

$$\rightarrow K_{vs} = \frac{q_{v4}}{\sqrt{\frac{\Delta p_{v100}}{d}}} = \frac{3,15}{\sqrt{\frac{0,055}{1,042}}} = 6,8 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

4. Au final, deux choix sont possibles, car si on applique strictement la règle, on doit choisir un K_{vs} de $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, or l'autorité serait inférieure à 0,33.

DIMENSIONS ET DEBITS

Tableau 1. dimensions et débits

Références	Vanne	k_{vs}
V5328A1138	DN15	0.25
V5328A1146	DN15	0.40
V5328A1153	DN15	0.63
V5328A1005	DN15	1.00
V5328A1013	DN15	1.60
V5328A1021	DN15	2.50
V5328A1039	DN15	4.00
V5328A1047	DN20	4.00
V5328A1054	DN20	6.30
V5328A1062	DN25	10.00
V5328A1070	DN32	16.00

$$a_{K_{vs}=10} = \frac{\left(\frac{q_{v4}}{K_{vs}}\right)^2}{\Delta p_{r100} + \left(\frac{q_{v4}}{K_{vs}}\right)^2} = \frac{\left(\frac{3,15}{10}\right)^2}{0,225 + \left(\frac{3,15}{10}\right)^2} = 0,31$$

$$a_{K_{vs}=6,3} = \frac{\left(\frac{q_{v4}}{K_{vs}}\right)^2}{\Delta p_{r100} + \left(\frac{q_{v4}}{K_{vs}}\right)^2} = \frac{\left(\frac{3,15}{6,3}\right)^2}{0,225 + \left(\frac{3,15}{6,3}\right)^2} = 0,53$$

Au final, les deux références sont possibles ici.

Pour les deux cas :

$$P_h = \frac{q_{v4}}{3600} 10^5 \left(\Delta p_{r100} + \left(\frac{q_{v4}}{K_{vs}} \right)^2 \right)$$

$$P_{hK_{vs}=10} = 28,4 \text{ W} \quad \text{et} \quad P_{hK_{vs}=6,3} = 41,6 \text{ W} \quad (\times 1,5 \text{ ou } +46 \%)$$

5. Au final, on peut préconiser de conserver la vanne dont le $K_{vs} = 10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, qui procurera une autorité correcte mais qui limitera fortement les consommations de la pompe.

III.

$$1. \quad P_h = q_v \Delta p \text{ en W} \quad \text{et} \quad a = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v100} + \Delta p_{r100}}$$

$$P_{h100} = q_{v100} (\Delta p_{v100} + \Delta p_{r100}) = q_{v100} \Delta p_{r100} \left(\frac{a}{1-a} + 1 \right) = q_{v100} \Delta p_{r100} \left(\frac{1}{1-a} \right)$$

$$2. \quad P_{hK_{vs}=10} = q_{v4} \cdot 22500 \left(\frac{1}{1-0,31} \right) = 28,5 \text{ W}$$

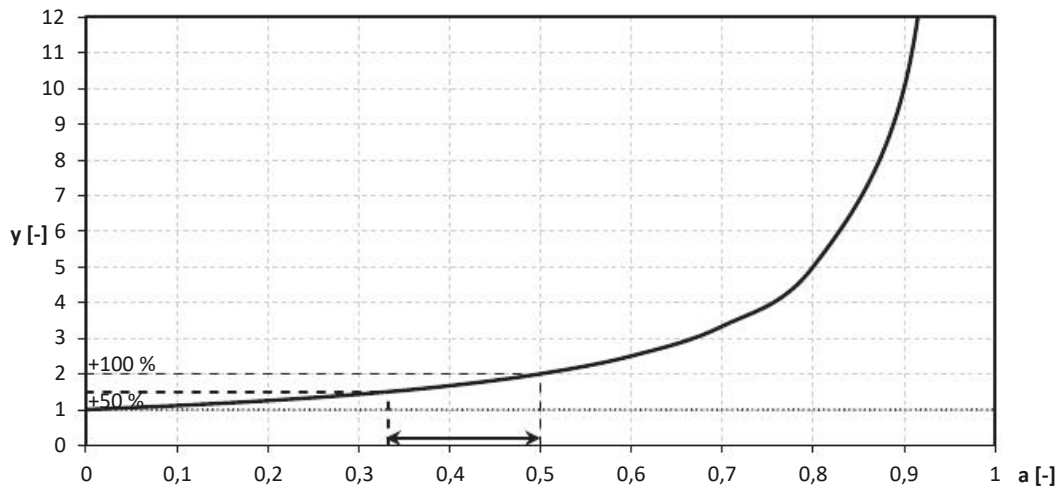
et

$$P_{hK_{vs}=6,3} = q_{v4} \cdot 22500 \left(\frac{1}{1-0,53} \right) = 41,9 \text{ W}$$

→ CQFD

3. Nous allons tracer ici le rapport entre la puissance hydraulique d'un réseau équipé d'une vanne de régulation d'autorité a et la puissance hydraulique d'un réseau sans vanne de régulation :

$$y = \frac{P_{h100}}{q_{v100} \Delta p_{r100}} = y = \frac{1}{1-a} \text{ avec } 0 < a < 1$$



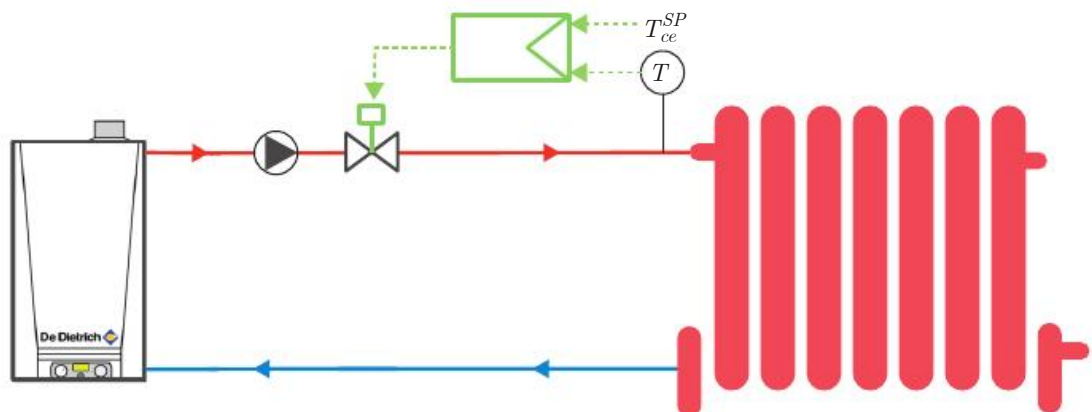
À partir d'une autorité de l'ordre de 0,7, les consommations énergétiques des circulateurs augmentent fortement. Il faut donc trouver un compromis entre consommations énergétiques et qualité de régulation, c'est pourquoi, en pratique, on limite l'autorité à 0,5 au maximum (pour des vannes classiques).

PROBLÈMES 2

Variation de vitesse des pompes et des ventilateurs

2.1 Réglage de puissance d'un émetteur par variation de vitesse de pompe

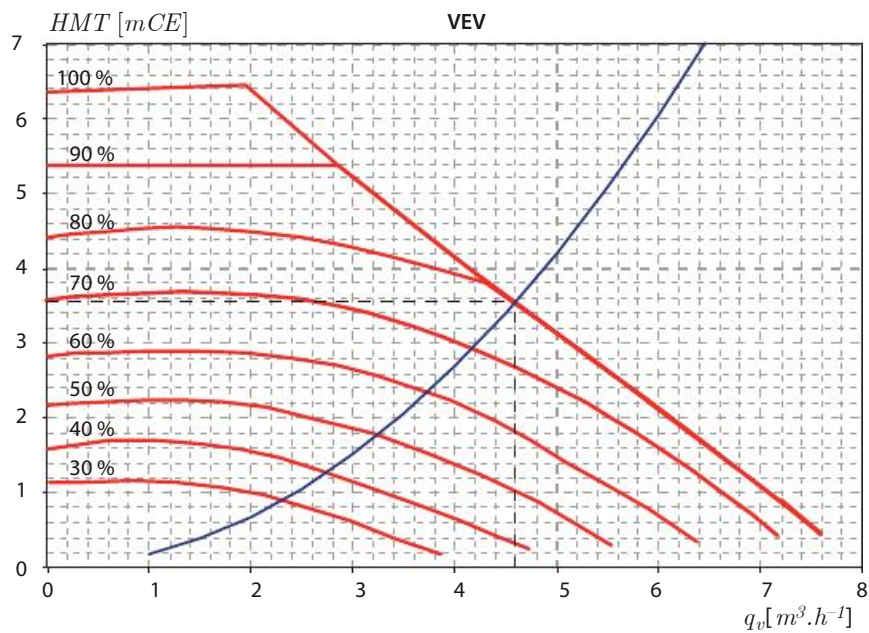
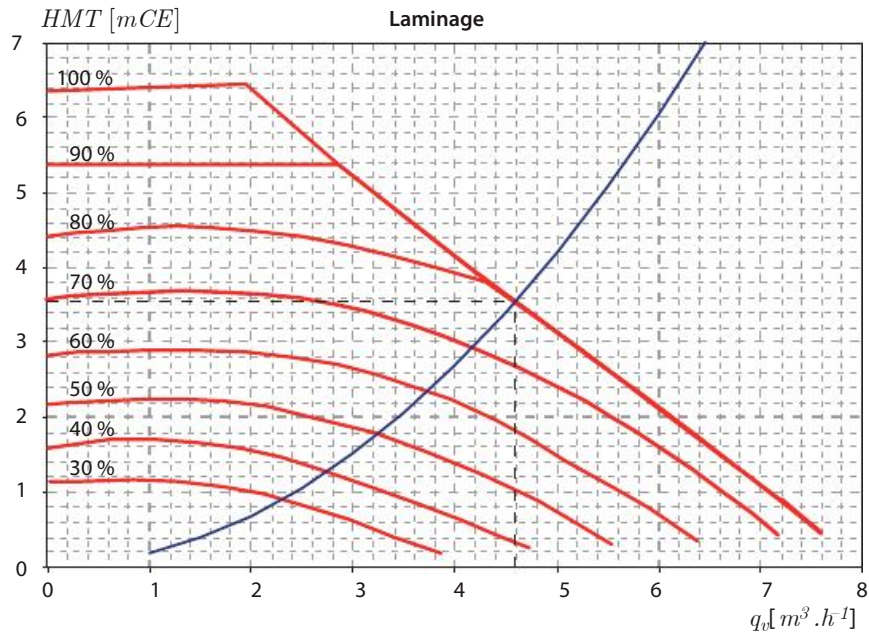
Considérons le réseau simplifié ci-dessous :



Sur l'ensemble des graphiques donnés ci-après sont représentées la courbe de réseau pour une ouverture à 100 % de la vanne deux voies et les courbes de la pompe pour la vitesse nominale (n_{100}) jusqu'à 30 % de la vitesse nominale (n_{30}) par pas de 10 %.

Questions

1. Par rapport à une vanne de laminage classique, quel est l'intérêt d'utiliser une stratégie de régulation basée sur la variation électronique de vitesse (VEV) des pompes ?
2. Représenter cet intérêt sur les deux graphes ci-dessous pour une variation de débit de $q_{v100} = 4,6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ à $2,7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Conclure.

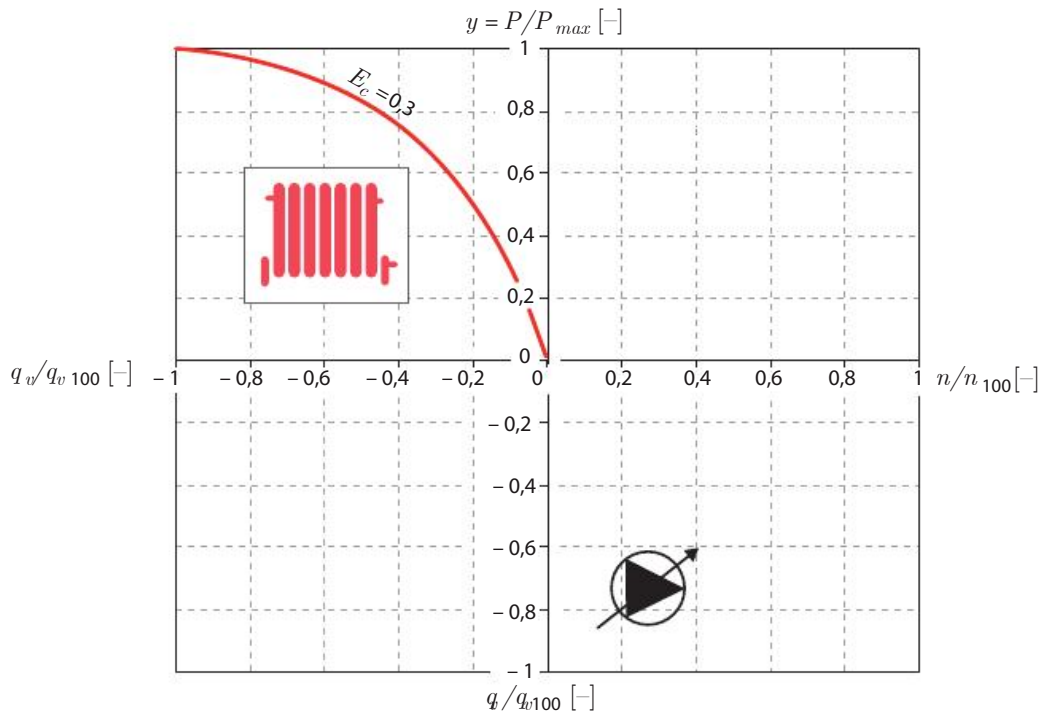


3. D'un point de vue hydraulique, quel problème peut engendrer une régulation du débit basée uniquement sur la variation électronique de vitesse (VEV) ?

La variation de vitesse des pompes induit une relation de proportionnalité entre sa vitesse n en tr.min^{-1} et son débit q_v (cf. théorie des similitudes) :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{n}{n_{100}}$$

4. Dans le cas d'une variation de vitesse pure sans vanne deux voies, donner l'allure des courbes caractéristiques des deux quadrants à droite sur le graphique ci-après. Conclure.



En pratique, deux types de régulation basés sur la variation de vitesse sont utilisés pour le réglage de puissance des échangeurs de chaleur :

1. La régulation à pression constante

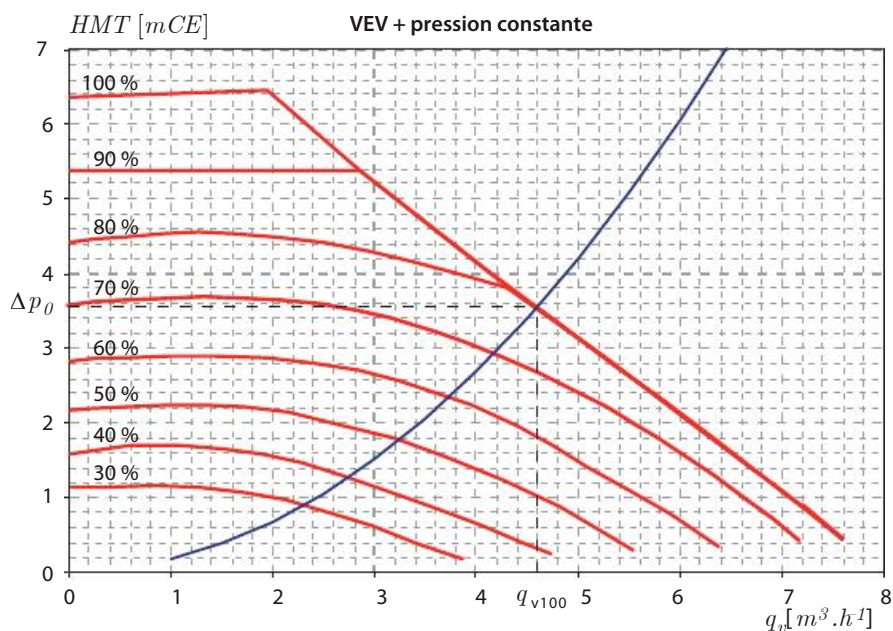
Cette stratégie consiste à utiliser la variation de vitesse pour maintenir la pression constante dans le réseau.

2. La régulation à pression variable

Certains fabricants proposent de faire évoluer linéairement la pression motrice de consigne lorsque le débit demandé diminue. En pratique, la pression motrice varie de Δp_0 au régime nominal (ici 3,55 mCE) jusqu'à $\Delta p_0/2$ pour un débit nul, voire jusqu'à la pression minimale acceptée par la pompe à débit nul.

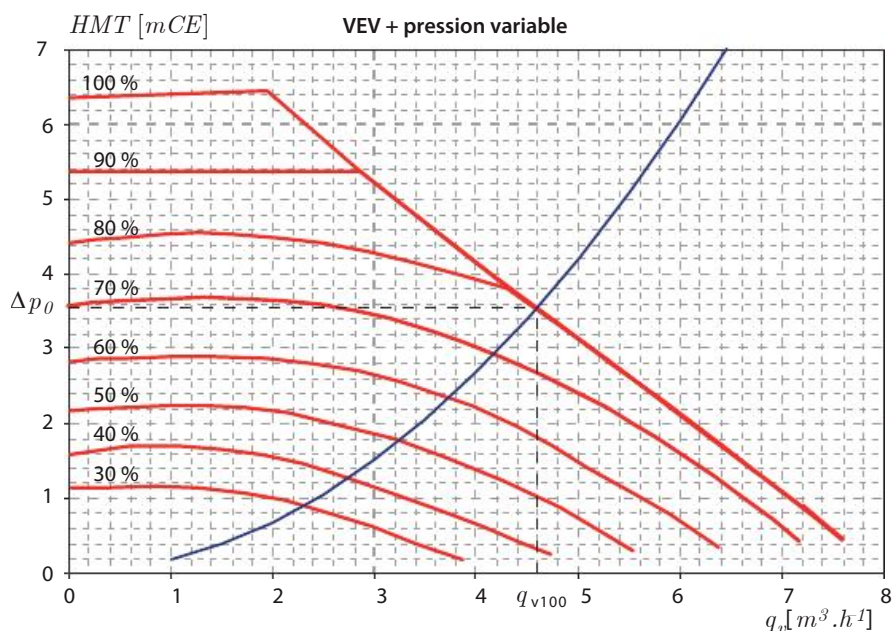
5. Sur le graphique ci-dessous, tracer le point de fonctionnement F_{pc} correspondant à la régulation à pression constante (faire varier le débit de 4,6 à 2,7 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$). Faire apparaître :
- la nouvelle courbe de réseau ;
 - la perte de charge de la vanne deux voies ;

- la nouvelle courbe de pompe utilisée ;
- la puissance hydraulique mise en jeu.



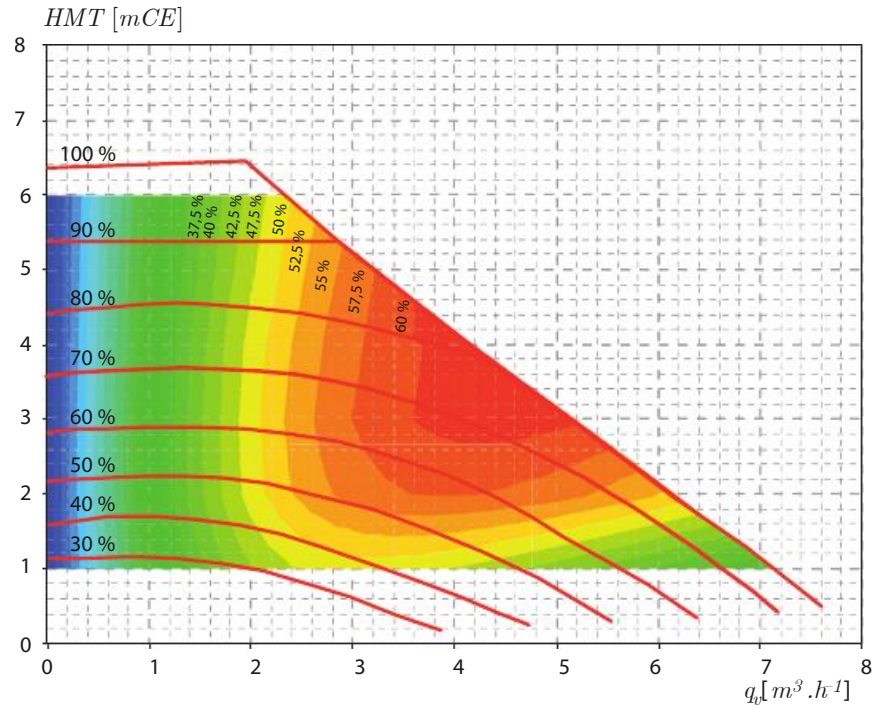
6. Sur le graphique ci-dessous, tracer le point de fonctionnement F_{pv} correspondant à la régulation à pression variable (faire varier le débit de 4,6 à 2,7 $m^3 \cdot h^{-1}$). Faire apparaître :

- la nouvelle courbe de réseau ;
- la loi de variation de la pression motrice de consigne ;
- la perte de charge de la vanne deux voies ;
- la nouvelle courbe de pompe utilisée ;
- la puissance hydraulique mise en jeu.



7. Comparer énergétiquement les quatre modes de régulation en termes de puissances hydrauliques et en termes de puissances électriques (laminage, VEV seule, VEV à pression constante et VEV à pression variable).

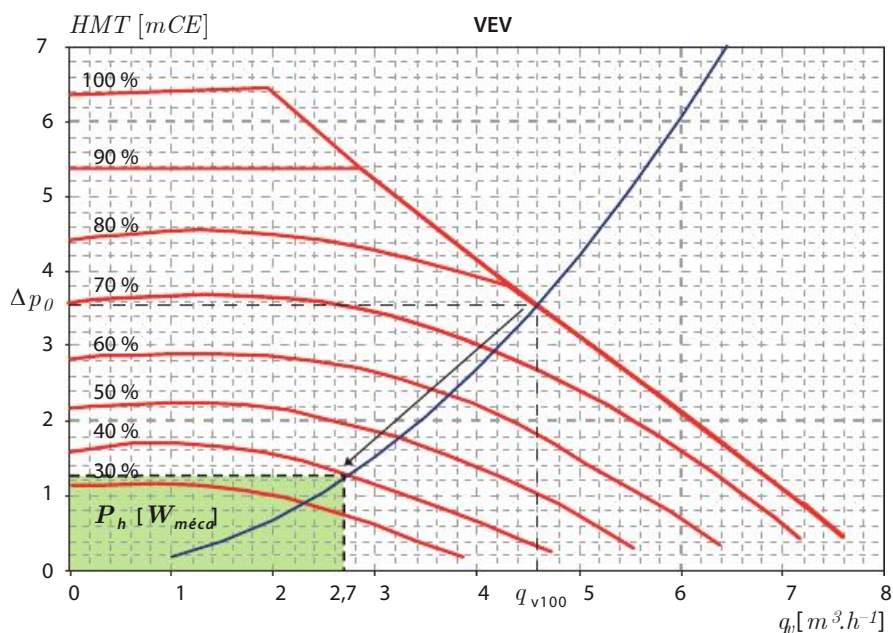
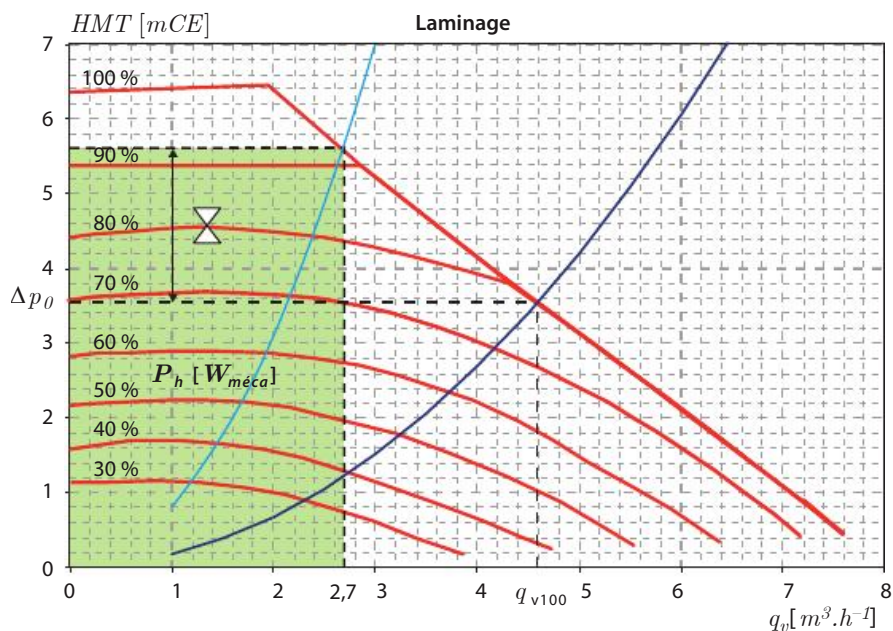
Annexe : Lignes iso-rendements de la pompe.



Corrigés

1. Laminage = gaspillage énergétique (analogie aux freins de voiture). On dégrade de l'énergie ($1 \text{ Pa} = 1 \text{ J/m}^3$) pour réduire un débit, ce qui paraît contre-intuitif. La variation de vitesse permet de fonctionner à réseau constant, donc sans gaspillage énergétique (analogie au frein moteur de voiture). La variation de vitesse permet de réduire un débit sans modifier la résistivité hydraulique d'un réseau.

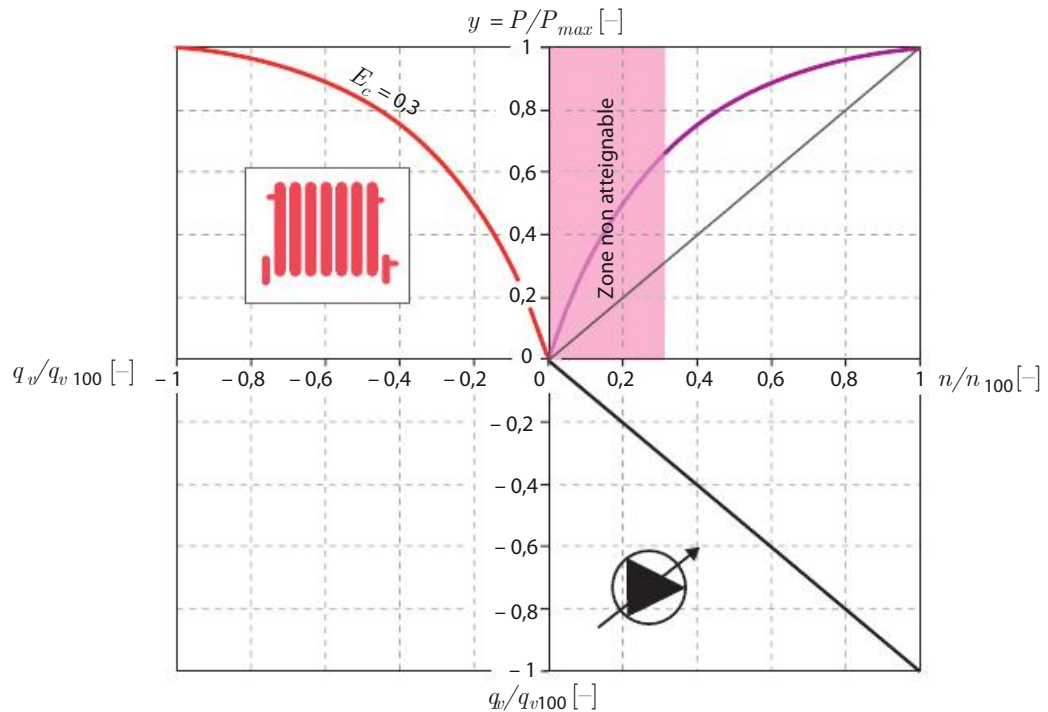
2.



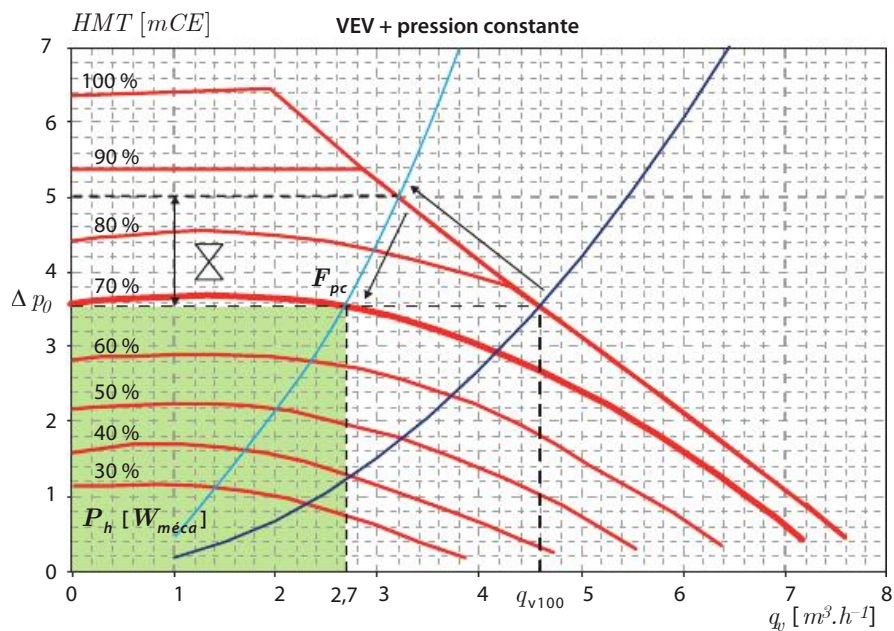
La variation de vitesse seule baisse la puissance hydraulique de l'ordre de 75 % pour faire circuler un même débit par rapport à une vanne de laminage classique.

3. Les pompes ou ventilateurs possèdent des limitations basses de leur vitesse. La limite basse de la vitesse de la pompe (30 % ici) limite le débit minimum que l'on peut atteindre : ici on ne pourra pas descendre en dessous de $2,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, soit une modulation maximum de 50 %.
4. D'un point de vue de la régulation, la relation $y = f(n/n_{100})$ n'est pas progressive/linéaire, ce qui n'est pas satisfaisant d'un point de vue de la régulation. Le débit variant linéairement avec la vitesse de la pompe, la courbe caractéristique de régulation correspond alors à la courbe caractéristique de l'échangeur : soit une caractéristique non

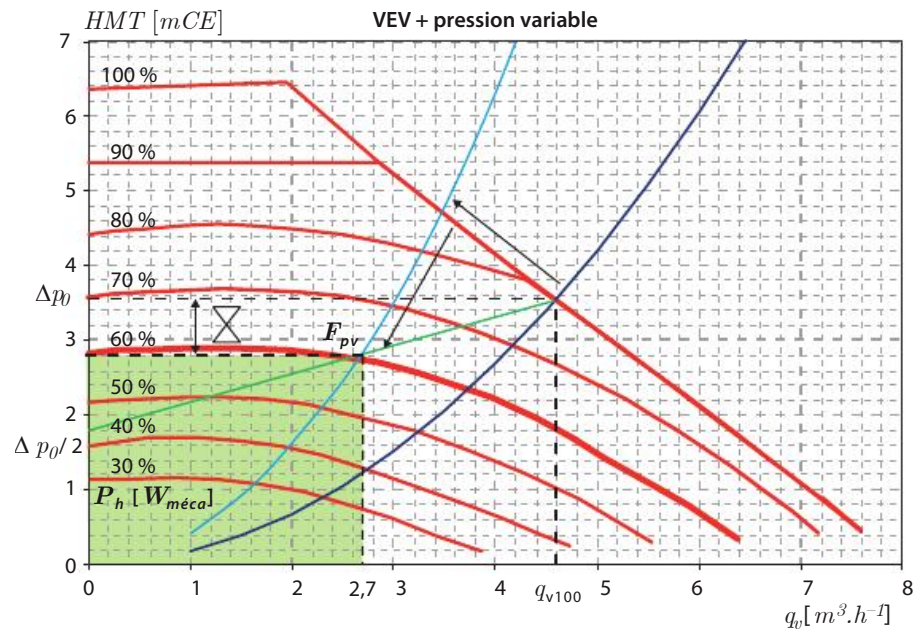
linéaire concave très souvent (radiateurs) qui présente un effet « Tout Ou Rien » : de petites variations d'ouverture engendrent de grandes variations de puissance thermique pour les faibles vitesses. De plus, la limitation de vitesse basse à 30 % engendre une caractéristique globale tout ou rien avec une variation de puissance variant seulement entre 70 et 100 %.



5.



6.



7.
$$P_h = \frac{q_v}{3600} \rho g HMT \quad \text{et} \quad P_{el} = \frac{P_h}{\eta}$$

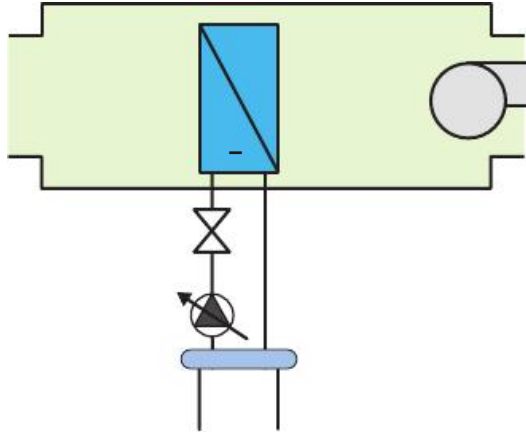
	Vitesse constante	Pression constante	Pression variable	Variation de vitesse seule
HMT [mCE]	5,6	3,55	2,8	1,2
Ph [Wméca]	41,2	26,1	20,6	8,8
Gain [%]	-	- 37	- 50	- 79

	Vitesse constante	Pression constante	Pression variable	Variation de vitesse seule
η [%]	52,5	55	55	50
Pél [Wél]	78	47	37	18
Gain [%]	-	- 39	- 52	- 78

2.2
Réglage de puissance d’une batterie froide de CTA par variation de vitesse

On souhaite mettre en place une stratégie de régulation par variation de vitesse dite à pression variable sur le circuit de la batterie froide d’une CTA. Cette batterie est alimentée hydrauliquement grâce à une bouteille de découplage en eau glycolée dont on néglige la perte de charge. Le circuit primaire de la bouteille de découplage est alimenté par un groupe froid à absorption au gaz fonctionnant en TOR et à débit constant côté primaire. La régulation de puissance frigorifique de la batterie est réalisée *via* une vanne deux voies associée à une pompe à variation de vitesse.

On supposera que les pertes de charge linéaires représentent 15 % des pertes de charge de la batterie froide. Une présélection d'une pompe à vitesse variable a été réalisée sur la base d'une **autorité hydraulique de $a = 0,45$** (cf. annexes pour les caractéristiques hydrauliques et énergétiques de la pompe).



Sur l'ensemble des graphiques ci-après, sont représentées la courbe de réseau pour une ouverture à 100 % de la vanne deux voies et les courbes de la pompe pour la vitesse nominale (n_{100}) jusqu'à la vitesse minimale de 30 % de la vitesse nominale (n_{30}) par pas de 10 %.

Questions

1. Expliquer le principe de cette stratégie de régulation de variation de vitesse à pression variable de la pompe et son intérêt.
2. Parmi les stratégies de régulation de puissance thermique basées sur la variation de vitesse, le choix d'une stratégie à pression variable est-il judicieux ici ?
3. Calculer la hauteur manométrique totale nominale (HMT_{100}) de la pompe.
4. Faire apparaître le point de fonctionnement hydraulique nominal F .
5. Faire apparaître la stratégie de régulation proposée (loi de consigne de pression) sur le graphique de la pompe sélectionnée. Préciser la hauteur manométrique nominale de consigne HMT_0 à configurer initialement sur la pompe. Justifier.

On suppose que la vanne deux voies de régulation est à égal pourcentage, caractérisée par un coefficient $n_{gl} = 3,2$.

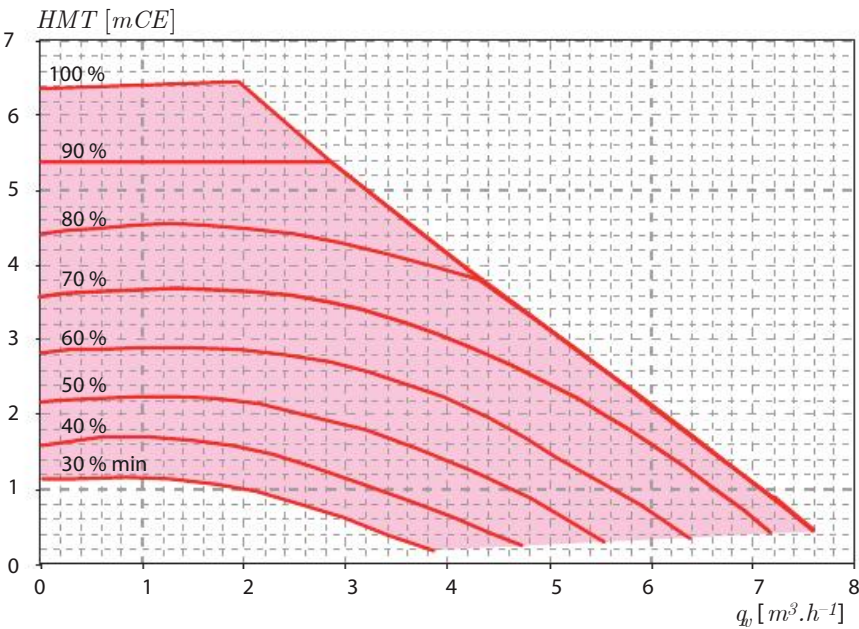
6. Évaluer le gain énergétique relatif en termes de puissances électriques entre une régulation classique par laminage et la stratégie de régulation par variation de vitesse à pression variable mise en place pour une variation du signal de régulation de $z = 10$ V à $z = 7$ V.
7. Sur la base des caractéristiques énergétiques de la pompe sélectionnée données en annexe, proposer une nouvelle stratégie de régulation à variation de vitesse et à pression variable que l'on appellera hybride, plus performante énergétiquement et qui procure toujours une bonne qualité de régulation et un bon fonctionnement hydraulique (faire apparaître cette stratégie sur le graphique des performances énergétiques).

8. En évaluer le gain énergétique en termes de puissances électriques par rapport à la stratégie à pression variable classique pour une même variation de débit.

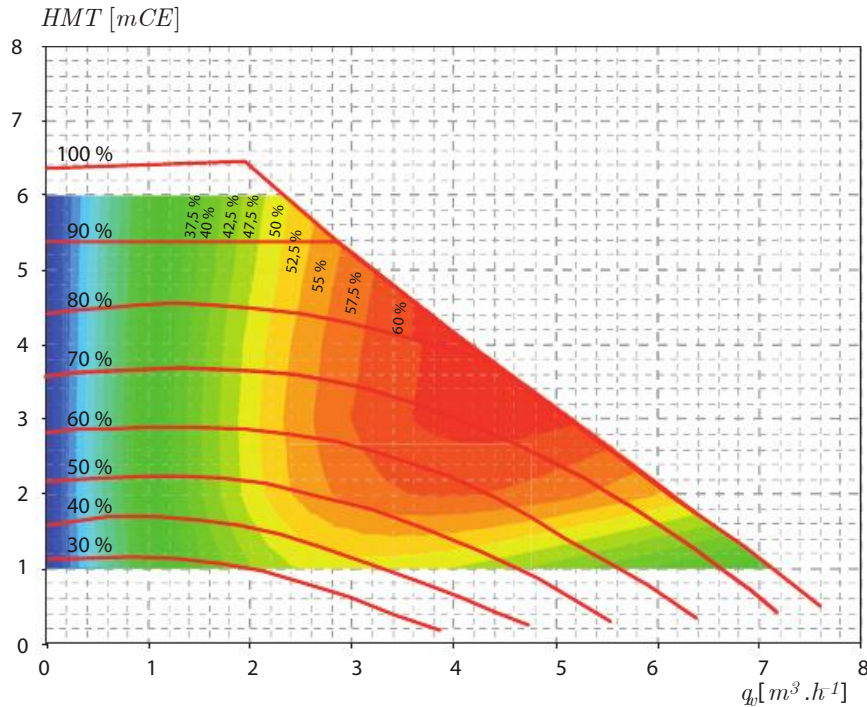
Annexe 1 : Caractéristiques techniques de la batterie froide

Humidificateur électrique à vapeur			
débit d'air	2 907 m³/h	pertes de charges	0 Pa
type	HY23-B	puissance	17,3 kW
nombre de rampes vapeur	1	tension	700 V
capacité d'humidification	23,0 kg/h	courant absorbé	24,9 A
centrale / longueur caisson	RM 06/09 - L9	masse composants	27,0 kg
Batterie froide			
débit d'air	2 907 m³/h	pertes de charge	80 Pa
exécution	Cu/Al		
entrée d'air / humidité	32,0 °C / 40%	puissance froide	27,8 kW
sortie d'air / humidité	12,0 °C / 100 %	débit fluide	3,98 m³/h
Type fluide	eau	perte de charge fluide	17,00 kPa
Fluide entrée / sortie	6,0 °C / 12,0 °C		
centrale / longueur caisson	RM 06/09 - L6	masse composants	36,0 kg
supplémentaire			
1	cadres de inox 1.4301		
1	collecteur de Cu		
bac à condensats	1.4301		

Annexe 2 : Courbes de pompes



Annexe 3 : Lignes iso-rendements de la pompe

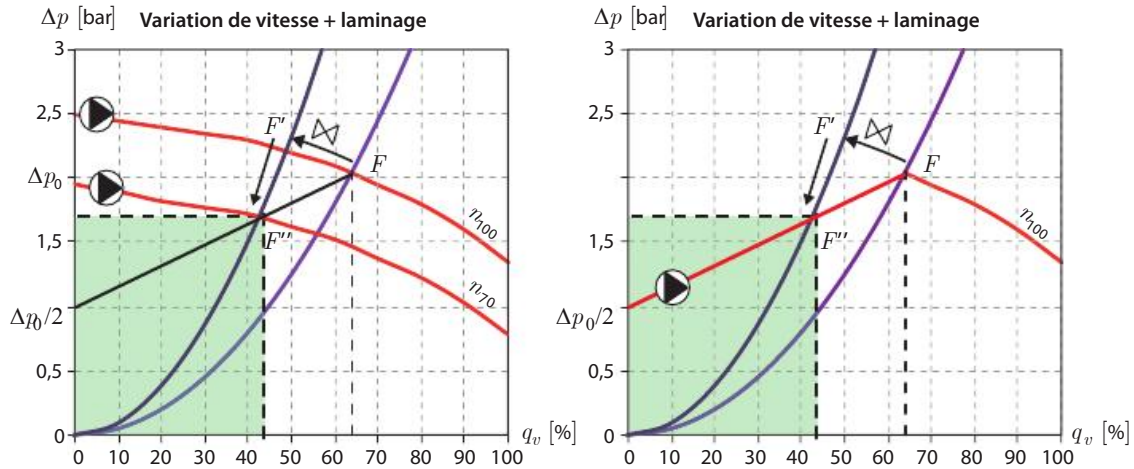


Annexe 4 : Relation entre q_v et K_v dans le cas d'une stratégie de variation de vitesse à pression variable de $(q_{v0} ; HMT_0)$ à $(0 ; HMT_0/2)$ (cf. Problème 2.5 pour la démonstration)

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{K_v}{K_{vs}} = e^{n_g(z-1)} \\ \frac{q_v}{q_{v0}} = \frac{\left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^2 \frac{1}{2} + \sqrt{\left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^4 \frac{1}{4} + 2 \left(a + (1-a) \left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^2\right) \left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^2}}{2 \left(a + (1-a) \left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^2\right)} \end{array} \right.$$

Corrigés

1. Cette stratégie consiste à adjoindre à la variation de vitesse une **variation de la pression motrice** dans la limite d'une pression minimum suffisante pour assurer un fonctionnement hydraulique correct. On modifie artificiellement la courbe de pompe (cf. graphique de droite) pour réaliser des économies d'énergie, puisque cela abaisse artificiellement la pression motrice en fonction du débit. Certains fabricants proposent de faire évoluer linéairement la pression motrice de consigne lorsque le débit demandé diminue (cf. graphiques ci-après). En pratique, on fixe la limite basse à la moitié de la pression motrice nominale et on utilise une variation linéaire de la pression. Cette solution intermédiaire permet d'assurer un fonctionnement hydraulique correct tout en améliorant les performances énergétiques du réseau et permet surtout d'atteindre toute la plage de débit jusqu'aux faibles débits.

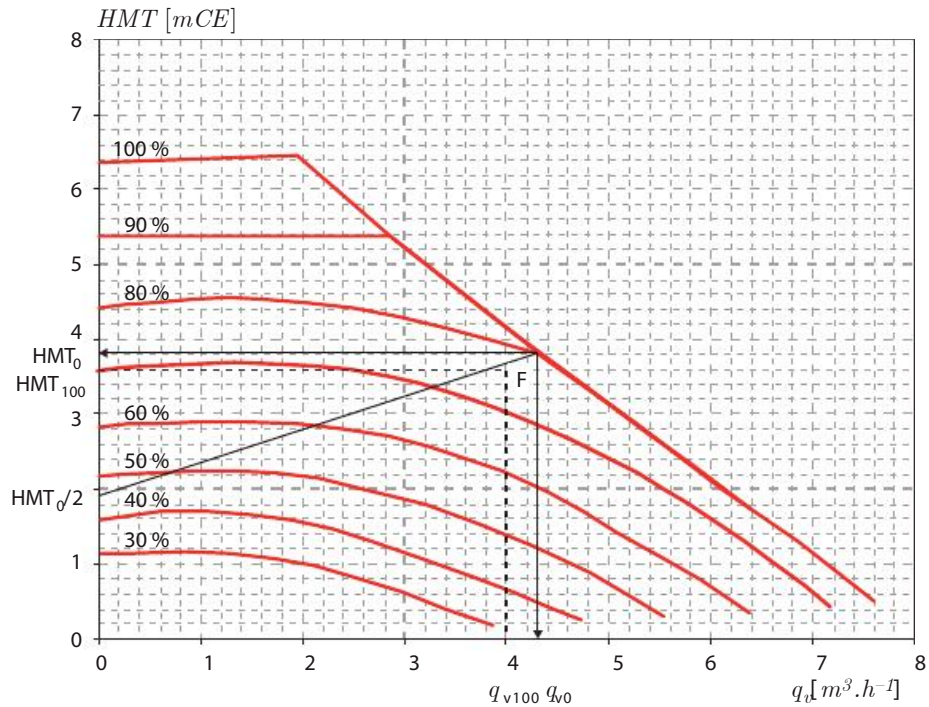


2. Cette stratégie est normalement appliquée lorsque les pertes de charge (hors vanne de régulation) se situent majoritairement dans le réseau. Or ici, la majorité des pertes de charge se situent dans l'émetteur à savoir la batterie froide ($1/1,15 = 87\%$). Une stratégie à pression constante aurait été plus judicieuse.
3. Le réseau étant simplement équipé d'une vanne deux voies (pas de voie directe/voie commune ici) : la pompe doit donc seulement couvrir les pertes de charge du réseau à débit variable et de la vanne de régulation :

$$\Delta P_{100} = P_{v100} + \Delta P_{r100} = \frac{a \Delta P_{r100}}{1-a} + \Delta P_{r100} = \frac{\Delta P_{r100}}{1-a} = 0,3554 \text{ bar}$$

$$HMT_{100} = 10^5 \frac{\Delta P_0}{\rho g} = 3,62 \text{ mCE}$$

- 4 et 5. Le point de fonctionnement ne se situe pas parfaitement sur la courbe de pompe maximum (100 %), ce qui n'arrive jamais ! En pratique on choisit une pompe dont la caractéristique est proche et supérieure au point de fonctionnement calculé (surdimensionnement). Il faut donc déterminer par tâtonnement HMT_0 de telle manière que la loi de pression passe par les points de coordonnées : $(0 ; 0,5 \cdot HMT_0)$ et $(q_{v100} ; HMT_{100})$. Il est à noter qu'il n'existe qu'une unique possibilité. Ici : $HMT_0 = 3,8 \text{ mCE}$ (cf. graphique ci-après).



$$6. \left\{ \begin{array}{l} \frac{K_v}{K_{vs}} = e^{n_{gl}(z-1)} \\ \frac{q_v}{q_{v0}} = \frac{\left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^2 \frac{1}{2} + \sqrt{\left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^4 \frac{1}{4} + 2 \left(a + (1-a) \left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^2\right) \left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^2}}{2 \left(a + (1-a) \left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)^2\right)} \end{array} \right.$$

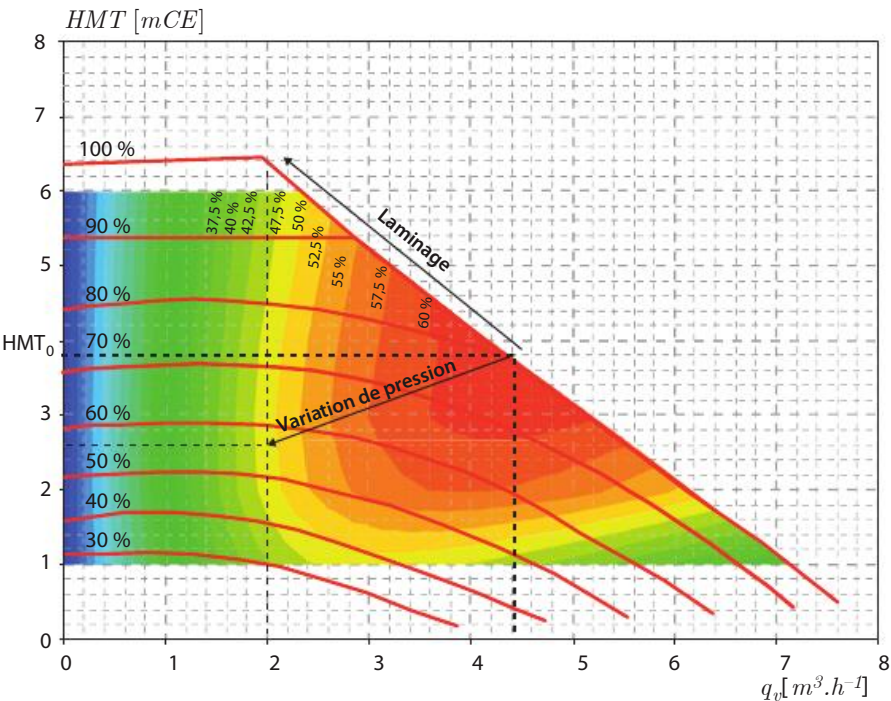
Remarque

On utilise ici la solution exacte entre le débit q_v et le K_{vs} dans le cas d'une variation de vitesse à pression variable (cf. corrigés du Problème 2.5). En supposant une bonne autorité, on peut aussi faire l'hypothèse simplificatrice : $q_v/q_{v0} = K_v/K_{vs}$.

D'où :

$$\left\{ \begin{array}{l} z = 0,7 \\ \frac{K_v}{K_{vs}} = e^{n_{gl}(z-1)} = 0,383 \\ q_v = 0,447 \cdot q_{v0} = 0,447 \cdot 4,4 = 2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \end{array} \right.$$

Stratégie	Laminage	VEV à pression variable	
q_v	2	2	$m^3.h^{-1}$
HMT	6,4	2,8	mCE
	62 784	27 468	Pa
η	45	49	%
P_h	35	15	$W_{méca}$
P_{el}	78	31	$W_{él}$
Gain	-	- 60	%



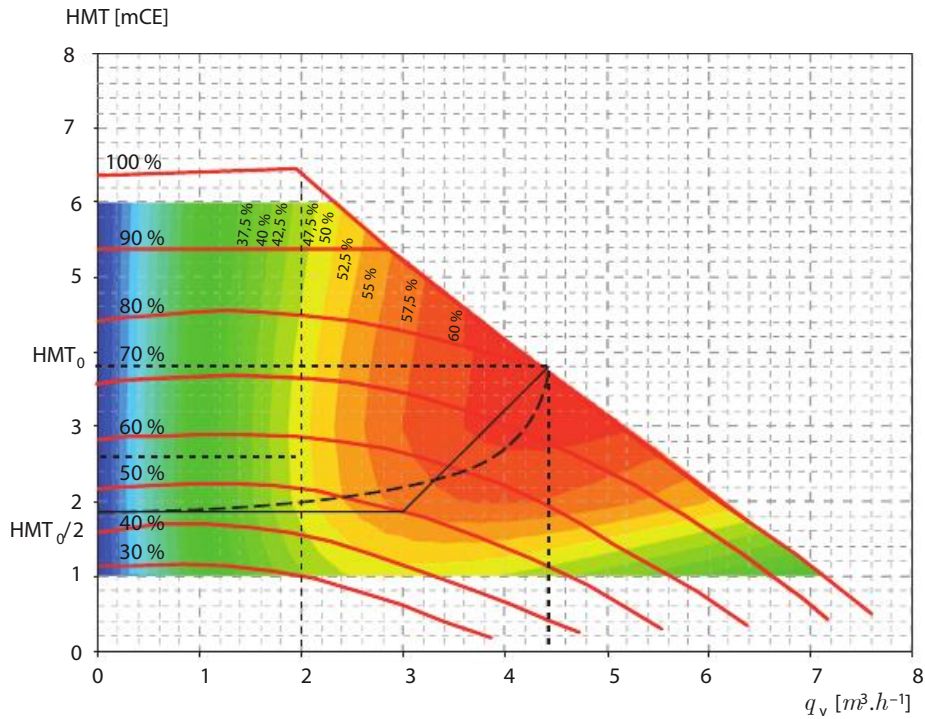
7. Une première stratégie consiste à combiner les deux stratégies, à savoir une variation linéaire de la pression sur la ligne des rendements maximum jusqu'à une certaine valeur minimale à partir de laquelle la pression est constante de manière à maintenir une pression suffisante. On combine ainsi les économies d'énergie et un fonctionnement hydraulique satisfaisant. L'idée est d'établir la loi de pression de manière à suivre les rendements maximum à débits fixés (cf. graphique ci-dessous). Une autre stratégie consiste en une loi de pression quadratique entre HMT_0 et $HMT_0/2$ voire jusque HMT_{min} .

La limitation sera dans tous les cas que la loi de pression ne peut pas être inférieure à la courbe de réseau. Il faudra cependant vérifier la qualité de régulation obtenue car les vannes de régulation conventionnelles n'ont pas une caractéristique (valeur de n_{gl}) adaptée pour ce type de loi de pression proche de la courbe de réseau (cf. chapitre 6.2.2).

Loi de pression hybride :

$$HMT = Aq_v^2 + Bq_v + C \text{ avec } A, B \text{ et } C \text{ tel que :}$$

$$HMT(0) = \frac{HMT_0}{2} \text{ et } HMT(q_{v0}) = HMT_0$$



8.

Stratégie	Laminage	Pression variable	Hybride	Quadratique	
q_v	2	2	2	2	m³.h⁻¹
HMT	6,4	2,8	1,9	2	mCE
	62 784	27 468	18 639	19 620	Pa
η	45	49	47,5	48,5	%
P_h	35	15	10	11	W _{méca}
P_{el}	78	31	22	22	W _{él}
Gain	-	- 60	- 72	- 71	%

2.3 Régulation de la qualité de l'air par variation de vitesse de ventilateurs (1/2)

On considère un centre commercial accueillant n personnes et présentant un volume V chauffé *via* une CTA en tout air neuf équipée d'un échangeur de récupération de chaleur sur l'air vicié et de ventilateurs à variation de vitesse au soufflage et à la reprise.

On souhaite réguler la qualité de l'air intérieur de cet espace *via* une boucle ouverte de régulation. L'évaluation de la qualité de l'air peut se faire au travers de différents indicateurs. On choisira ici la concentration volumique de CO₂ C_{int} exprimée en ppm (parties par million : 1 ppm = 0,0001 %). La source de CO₂ provient de la respiration des occupants à raison de :

Activité	$q_{v\text{CO}_2}$ [l.h ⁻¹]
Sommeil	12
Repos (assis)	18
Actif (debout)	23

Cahier des charges et données :

1. Le débit de ventilation devra toujours être supérieur au débit de renouvellement d'air réglementaire minimum : $q_{v\text{min}} = 25\,000 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$;
2. La concentration extérieure de CO₂ de référence dans l'atmosphère est de $C_{\text{ext}}^{PV} = 400 \text{ ppm}$ environ et on cherchera à maintenir une concentration maximale cible de $C_{\text{int}}^{SP} = 1\,000 \text{ ppm}$;
3. Le réseau aéraulique sur le soufflage présente une perte de charge de 1 500 Pa pour un débit de $70\,000 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$.

Liste des capteurs à disposition :

- capteur de pression différentielle ;
- capteur de concentration volumique de CO₂ ;
- capteur de présence ;
- capteur de comptage de personnes ;
- capteur de température.

Questions

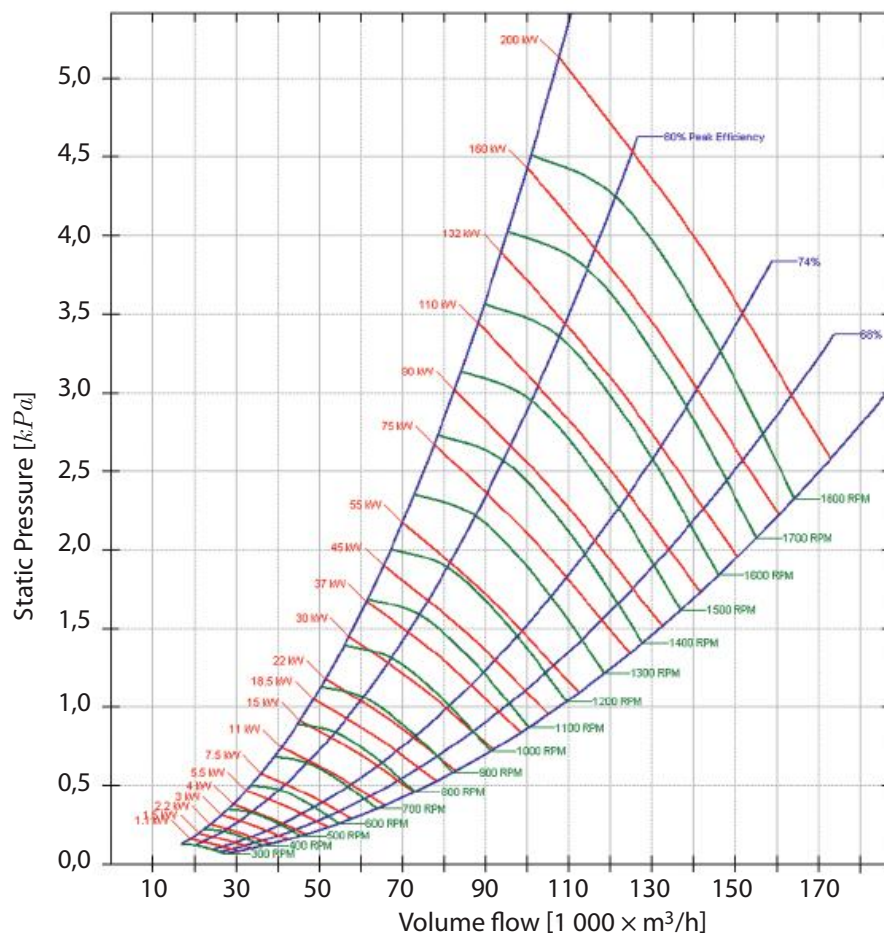
1. Expliquer le concept d'une boucle ouverte de régulation et préciser ses avantages et ses inconvénients.
2. Identifier sur cette boucle :
 - a. la grandeur réglée ;
 - b. la grandeur perturbatrice ;
 - c. le transfert perturbateur ;
 - d. la grandeur de réglage ;
 - e. le transfert réglant ;
 - f. l'organe de réglage ;
 - g. le signal de réglage.
3. Dessiner le schéma de principe de la boucle de régulation.
4. Compte tenu de la technologie employée, déterminer graphiquement la caractéristique globale de régulation : transfert réglant = $f(\text{signal de réglage})$. Justifier.
5. Formuler mathématiquement *via* un bilan massique en régime stationnaire le lien entre la concentration de CO₂ ambiante cible C_{int}^{SP} , la concentration extérieure C_{ext}^{PV} , le nombre de personnes n , le débit unitaire de CO₂ expiré $q_{v\text{CO}_2}$ et le débit d'air neuf q_v .

6. Établir une loi de correspondance analogue à la loi d'eau classique en chauffage. Identifier les grandeurs analogues entre la loi de correspondance sur le CO_2 et une loi d'eau classique.
7. Calculer le débit d'air à mettre en place pour maintenir la consigne en régime nominal avec $n = 2\,600$ personnes. En déduire la plage de variation que doit procurer le variateur de vitesse des ventilateurs.
8. Rappeler les inconvénients d'une stratégie de modulation de débit par variation de vitesse seule pour une application de modulation de puissance d'un échangeur de chaleur.
9. Ces inconvénients sont-ils présents ici pour une application de régulation du taux de CO_2 ? Justifier.
10. Une stratégie de variation de vitesse à pression constante ou pression variable a-t-elle du sens ici ? Justifier.

On donne en annexe les données caractéristiques du ventilateur à variation de vitesse sélectionné.

11. Dessiner les points de fonctionnement correspondant à une variation du signal de régulation de $y = 10\text{ V}$ (conditions maximales) à $y = 5\text{ V}$.

Annexe 1 : Courbes caractéristiques du ventilateur.



Corrigés

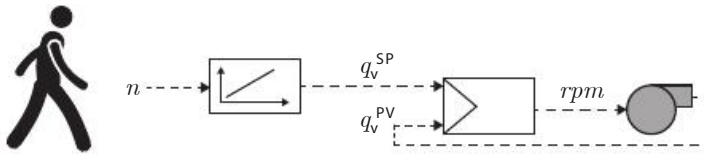
- On commence par évaluer le transfert perturbateur que l'on injecte dans une loi de compensation qui traduit l'effet de ce transfert perturbateur sur la grandeur réglée en générant un signal de réglage de consigne adapté (ici, plus il y a de personnes, plus il faudra ventiler pour diluer la pollution). On peut ainsi influencer sur la grandeur réglée (la concentration intérieure de CO_2) sans jamais la mesurer : c'est le principe d'une boucle ouverte.

Avantages : simplicité, régulation globale sur un bâtiment.

Inconvénients : régulation grossière, non prise en compte des spécificités locales (répartition des personnes, charges internes [animalerie], salle de classe/bureaux...).

- la grandeur réglée : C_{int}^{PV}
 - la grandeur perturbatrice : n
 - le transfert perturbateur : $n q_v \text{CO}_2$
 - la grandeur de réglage : q_v^{PV}
 - le transfert réglant : $\rho_{\text{CO}_2} q_v^{PV} (C_{int}^{PV} - C_{ext}^{PV})$
 - l'organe de réglage : variateur de vitesse
 - le signal de réglage : vitesse de rotation du variateur rpm

3.



- Grâce aux similitudes, on sait que naturellement le débit d'air sera proportionnel à la vitesse des ventilateurs:

$$q_v \propto rpm$$

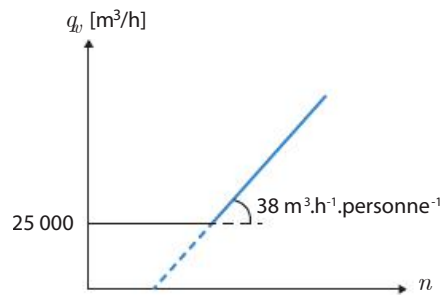
On a donc naturellement une loi progressive entre le transfert réglant et le signal de réglage, ce qui est recherché pour assurer une bonne qualité de régulation.

- flux massiques entrants = flux massiques sortants*

$$\rho_{\text{CO}_2} q_v C_{ext}^{PV} + n \rho_{\text{CO}_2} q_v \text{CO}_2 = \rho_{\text{CO}_2} q_v C_{int}^{SP}$$

- $$q_v = n \frac{q_v \text{CO}_2}{C_{int}^{SP} - C_{ext}^{PV}} = n \frac{23}{0,000001 \cdot (1000 - 400)} = 38,3 \cdot n \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\begin{cases} q_v \Leftrightarrow T_{\text{départ}} \text{ ou } T_{\text{retour}} \\ n \Leftrightarrow T_{\text{ext}} \end{cases}$$



7. $q_{v100} = 38,3 \cdot 2600 = 99\,700 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $q_{v\min} = 25\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Grâce au point de fonctionnement donné, on peut tracer la courbe de réseau (loi supposée quadratique), on peut ainsi lire les vitesses obtenues (cf. graphique de la question 11) :

Q_v	rpm	Vitesse relative
99 700	1 500	$1\,500/1\,800 = 83 \%$
25 000	400	$400/1\,800 = 22 \%$

La plage du variateur de vitesse doit donc aller d'environ 83 % à 22 %. En général, les pompes ou les ventilateurs ont des vitesses basses limitées (rendements dégradés, basses pressions). Ici, la limite basse étant haute ($> 20 \%$), on ne sera pas contraint par cet aspect *a priori*.

8. Inconvénients :

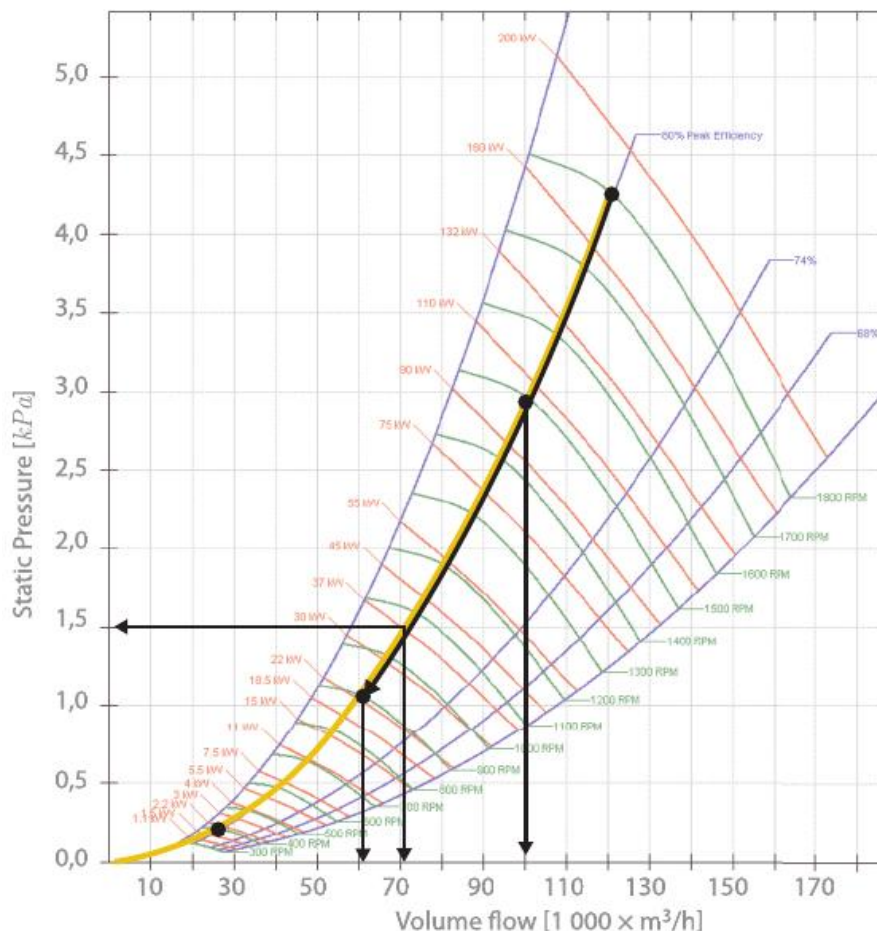
- non atteinte des bas débits sans vanne de régulation ;
- non compensation des non linéarités des échangeurs.

9. NON :

- pas besoin d'atteindre les petits débits ici (maintien d'un débit hygiénique de base en permanence) ;
- pas de non-linéarités d'échangeur à compenser, donc pas besoin d'équivalent d'une vanne (registre ici, par exemple).

10. NON ! Cela a du sens lorsqu'on associe une pompe à variation de vitesse à une vanne deux voies ou un ventilateur à variation de vitesse à un registre. Or, ici, le ventilateur est utilisé seul car l'application (régulation de débit ici et non de puissance thermique) ne nécessite pas de registre.

11. $10\text{ V} = 100\% \rightarrow 5\text{ V} = 50\%$ soit 900 rpm.



2.4 Régulation de la qualité de l'air par variation de vitesse de ventilateurs (2/2)

On souhaite moderniser une CTA d'un bâtiment universitaire en installant de nouveaux ventilateurs à variation de vitesse de manière à asservir en hiver leur fonctionnement à l'humidité relative ambiante HR_{int} . Ces ventilateurs sont nécessaires car l'ajout d'un récupérateur nécessite des ventilateurs plus puissants pour vaincre les pertes de charge additionnelles.

Étant donné que l'on maîtrise exactement le taux d'occupation des locaux en temps réel (*via* l'emploi du temps et des portiques de comptage et de contrôle à l'entrée), on souhaite réguler la qualité de l'air intérieur de cet espace *via* une boucle ouverte de régulation.

L'évaluation de la qualité de l'air peut se faire au travers de différents indicateurs. On choisira donc ici l'humidité relative HR_{int}^{PV} . On considère n personnes en activité modérée dans un local présentant un volume V chauffé *via* cette CTA. On donne les débits massiques de vapeur produits par les humains en moyenne selon leur métabolisme dans le tableau suivant :

Activité	$\dot{m}_h$ [g.h ⁻¹]
Repos	60
Modérée	90
Intense	300

Cahier des charges et données :

1. On cherchera à maintenir une humidité relative cible de $HR_{int}^{SP} = 30 \%$ pour une température ambiante de $T_{int}^{SP} = 19 \text{ °C}$;
2. Le débit de ventilation devra toujours être supérieur au débit de renouvellement d'air hygiénique minimum : $q_{vmin} = 20000 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$;
3. L'humidité relative extérieure est supposée constante à $HR_{ext}^{PV} = 80 \%$ avec $T_{ext}^{PV} = -15 \text{ °C}$;
4. Le réseau aéraulique sur le soufflage (en comptant le récupérateur de chaleur) présente une perte de charge de 1 000 Pa pour un débit de 60 000 m³.h⁻¹.

Liste des capteurs à disposition (certains sont inutiles) :

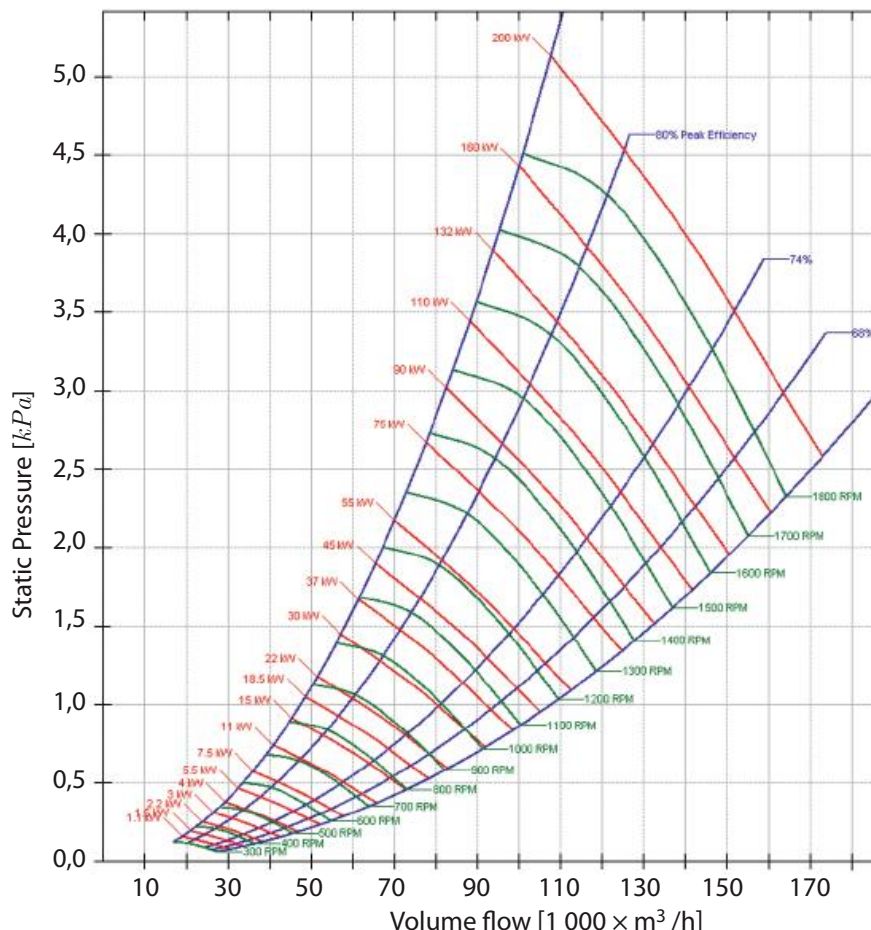
- capteur de pression différentielle ;
- capteur d'humidité relative ;
- capteur de présence ;
- capteur de comptage de personnes ;
- capteur de température.

Questions

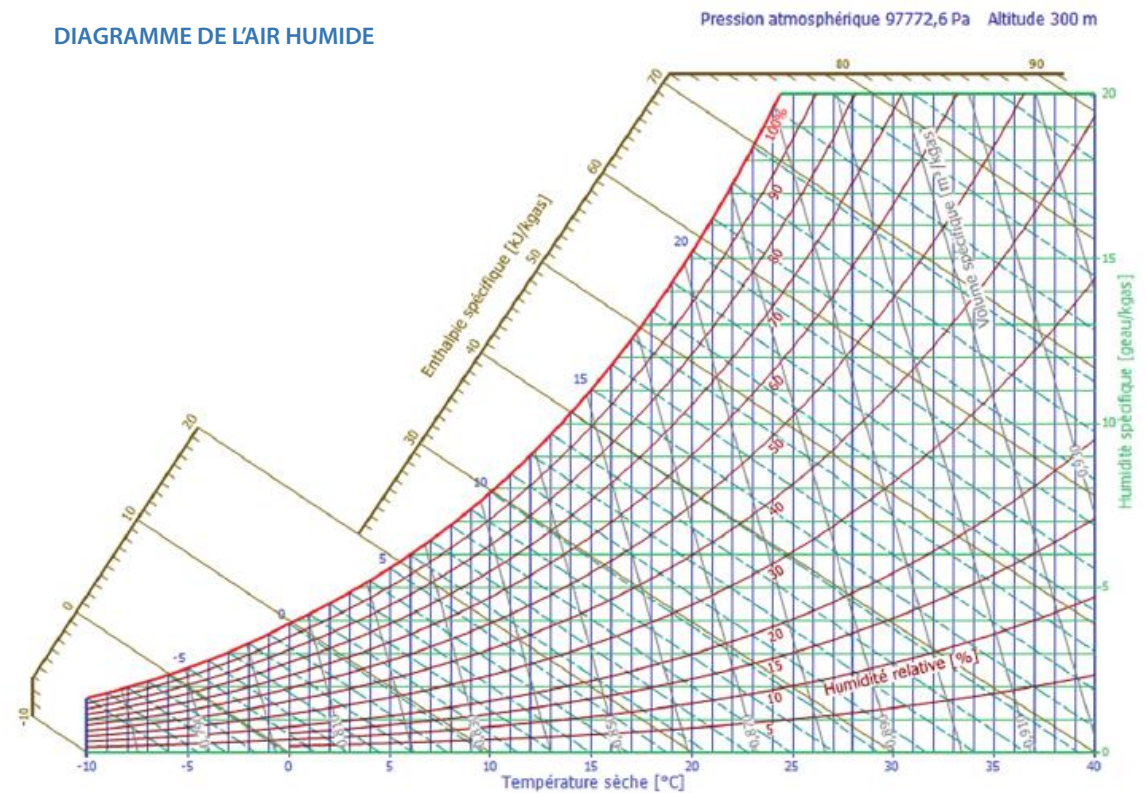
1. Identifier sur cette boucle :
 - a. la grandeur réglée ;
 - b. la grandeur de réglage ;
 - c. l'organe de réglage ;
 - d. le signal de réglage ;
 - e. la grandeur perturbatrice ;
 - f. le transfert perturbateur.
2. Dessiner le schéma de principe de la boucle de régulation.
3. Rappeler les inconvénients d'une stratégie de modulation de débit hydraulique par variation de vitesse seule pour une application de modulation de puissance d'un échangeur de chaleur.
4. Ces inconvénients sont-ils présents ici pour une application de régulation du taux de d'humidité relative ambiant ? Justifier.
5. Une stratégie de variation de vitesse à pression constante a-t-elle du sens ici ? Justifier.

6. Compte tenu de la technologie employée, déterminer graphiquement l'allure de la caractéristique globale de régulation : transfert réglant = $f(\text{signal de réglage})$. Justifier.
7. Formuler mathématiquement *via* un bilan massique en régime stationnaire le lien entre l'humidité absolue ambiante cible r_{int}^{SP} , l'humidité absolue extérieure r_{ext}^{PV} , le nombre de personnes n , le débit unitaire de vapeur émis expiré $\dot{m}_h$ et le débit d'air neuf q_v .
8. En déduire une loi de correspondance analogue à la loi d'eau classique en chauffage. En identifier les grandeurs analogues entre la loi de correspondance sur l'humidité absolue et une loi d'eau classique.
L'occupation maximum théorique des locaux est $n_{nom} = 4\,000$ personnes.
9. Déterminer graphiquement le débit d'air maximum atteignable techniquement par l'installation $q_{v\,max}$ puis en déduire la plage de variation que doit procurer le variateur de vitesse des ventilateurs entre son point minimal et son point nominal.
10. Dessiner les points de fonctionnement correspondant à une variation du signal de régulation de $y = 10\text{ V}$ (conditions maximales) à $y = 5\text{ V}$.
11. Critiquer la régulation mise en place notamment en fonctionnement estival.

Annexe 1 : Courbes caractéristiques du ventilateur sélectionné



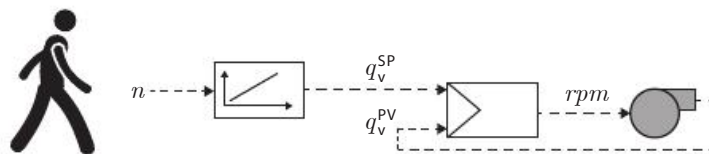
Annexe 2 : Diagramme de l'air humide



Source : DimClim © 2011-2019

Corrigés

1.
 - a. la grandeur réglée : HR_{int}^{PV}
 - b. la grandeur de réglage : q_v
 - c. l'organe de réglage : le variateur de vitesse
 - d. le signal de réglage : vitesse du variateur rpm (ou tension 0-10 V)
 - e. la grandeur perturbatrice : n
 - f. le transfert perturbateur : $n \cdot \dot{m}_h$
- 2.



3. Inconvénients :
 - non atteinte des bas débits sans vanne de régulation ;
 - non compensation des non-linéarités des échangeurs.

4. NON :
 - pas besoin d'atteindre les petits débits ici (maintien d'un débit hygiénique de base en permanence) ;
 - pas de non-linéarités d'échangeur à compenser, donc pas besoin d'équivalent d'une vanne (registre ici, par exemple).
5. NON ! Cela a du sens lorsqu'on associe une pompe à variation de vitesse à une vanne 2 voies ou un ventilateur à variation de vitesse à un registre. Or, ici, le ventilateur est utilisé seul car l'application (régulation de débit ici et non de puissance thermique) ne nécessite pas de registre.
6. Grâce aux similitudes, on sait que naturellement le débit d'air sera proportionnel à la vitesse des ventilateurs:

$$y \propto q_v \propto rpm$$

On a donc naturellement une loi progressive entre le transfert réglant et le signal de réglage, ce qui est recherché pour assurer une bonne qualité de régulation.

7. *flux massiques entrants = flux massiques sortants*

$$\rho q_v r_{ext}^{PV} + n \cdot \dot{m}_h = \rho q_v r_{int}^{SP}$$

8. On lit les humidités absolues grâce au diagramme de l'air humide.

$$q_v = n \frac{\dot{m}_h}{\rho (r_{int}^{SP} - r_{ext}^{PV})} = n \frac{90}{1,2 \cdot (4 - 1)} = 25 \cdot n \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\begin{cases} q_v \Leftrightarrow T_{\text{départ}} \text{ ou } T_{\text{retour}} \\ n \Leftrightarrow T_{\text{ext}} \end{cases}$$

9. $q_{v \text{ nom}} = 25 \cdot 4000 = 100000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
 $q_{v \text{ min}} = 20000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

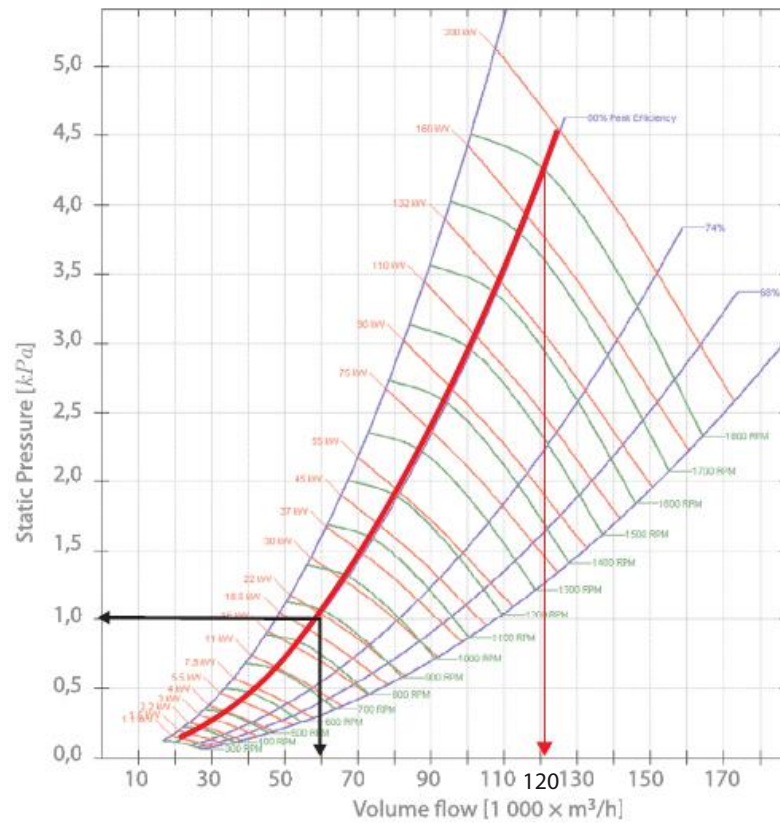
Grâce au point de fonctionnement donné, on peut tracer la courbe de réseau (loi supposée quadratique), on peut ainsi lire les vitesses obtenues (cf. graphique ci-dessous):

Graphiquement :

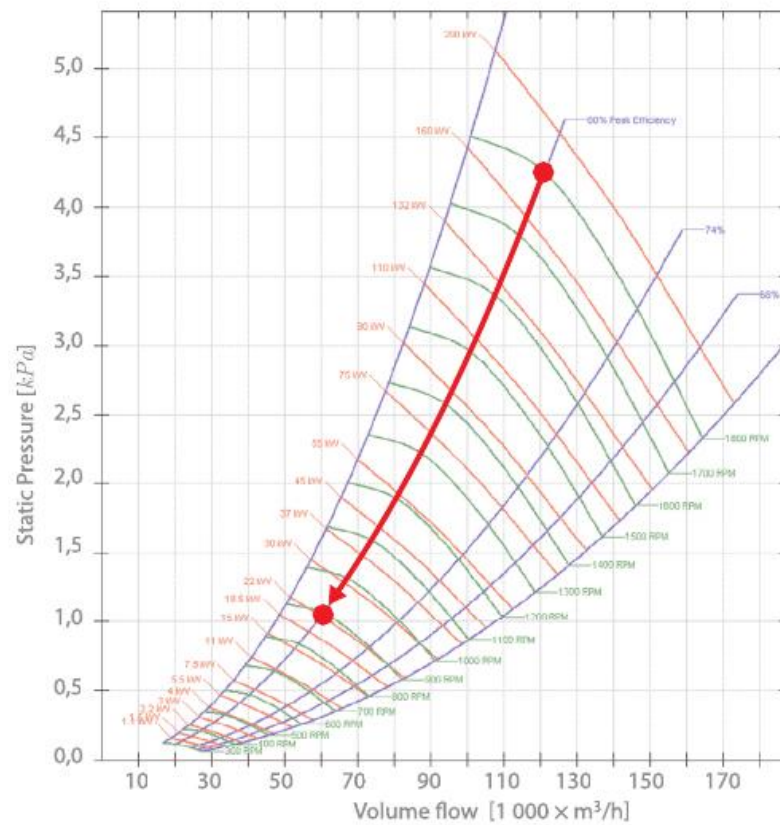
$$q_{v \text{ max}} = 120000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

D'où :

$$\begin{cases} y_{\text{min}} = 16 \% \\ y_{\text{max}} = 83 \% \end{cases}$$



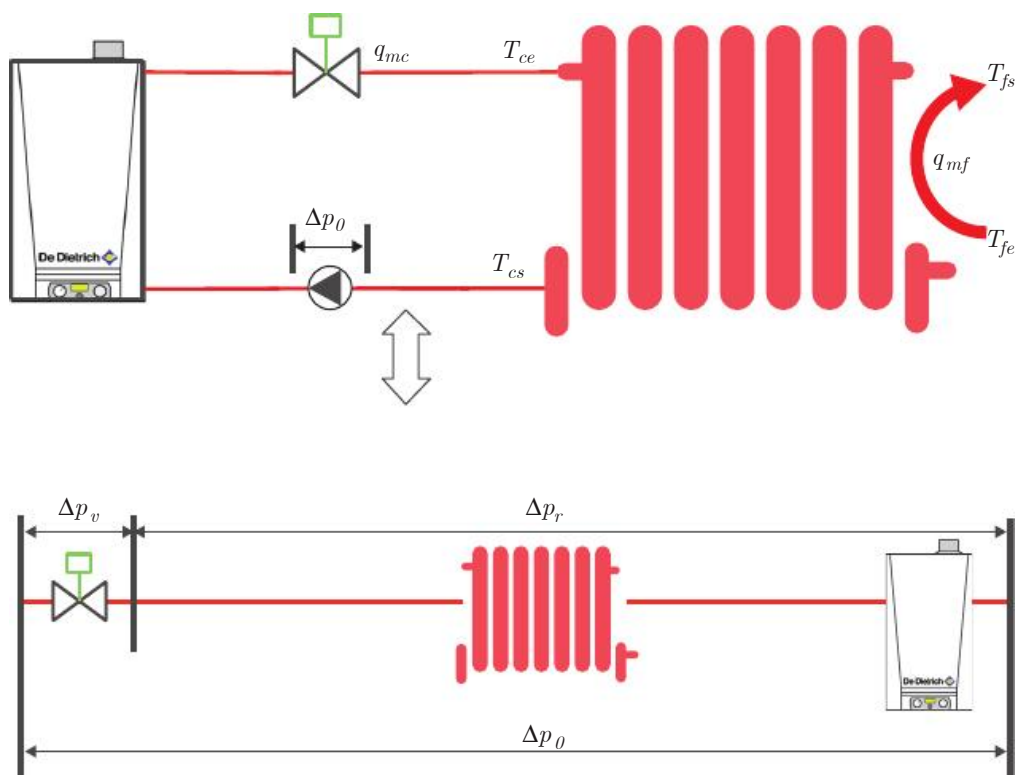
$$10. \quad y = 10 \text{ V} \rightarrow y = 5 \text{ V} \quad \leftrightarrow \quad rpm = 1\,800 \text{ tr.min}^{-1} \rightarrow rpm = 900 \text{ tr.min}^{-1}$$



11. En été, si l'air est plus humide à l'extérieur, ce fonctionnement ne pourra pas fonctionner ! Par contre, la marge sur la vitesse du ventilateur entre la vitesse nominale et maximale permettra de réaliser un *free cooling*, d'autant plus si on by-passe l'échangeur.

2.5 Qualité de régulation d'un émetteur de chaleur et variation de vitesse de pompe

On considère le schéma de principe simplifié ci-dessous composé d'un radiateur haute température régulé *via* une vanne deux voies.



On définit :

- Δp_v : la perte de charge de la vanne ;
- Δp_{v100} : la perte de charge de la vanne grande ouverte ;
- Δp_r : la perte de charge du réseau parcouru par le débit variable (hors vanne) ;
- Δp_{r100} : la perte de charge du réseau parcouru par le débit variable lorsque la vanne est grande ouverte (hors vanne) ;
- Δp_0 : la perte de charge de tout le réseau à débit variable vanne incluse.

On définit alors l'autorité hydraulique a telle que :

$$a = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v100} + \Delta p_{r100}} = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_0}$$

Au niveau hydraulique, nous faisons l'hypothèse que le comportement hydraulique est quadratique (méthode des Z) tel que :

- $\Delta p_r = Z q_v^2$
- $\Delta p_{r100} = Z q_{v100}^2$

avec Z le coefficient de résistivité hydraulique du réseau considéré constant (en $\text{bar}/(\text{m}^3/\text{h})^2$)

Au niveau thermique, on suppose un coefficient d'échange du radiateur US , un coefficient de non-linéarité $n = 1,3$ et on fait les hypothèses suivantes :

Hypothèses :

T_{ce} , T_{fe} , q_{mf} et US sont des constantes.

Variables réduites :

$$x = \frac{q_{mc}}{q_{mc}^{max}} \text{ et } y = \frac{P}{P_{max}}$$

Notations :

$$\Delta T_c(x) = T_{ce} - T_{cs}(x); \Delta T_f(x) = T_{fs}(x) - T_{fe}; \Delta T_{ee} = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\Delta T_c^{max} = \Delta T_c(1) = T_{ce} - T_{cs}^{max}; \Delta T_f^{max} = \Delta T_f(1) = T_{fs}^{max} - T_{fe}$$

$$E_c = \frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}} \text{ et } E_f = \frac{\Delta T_f^{max}}{\Delta T_{ee}}$$

On souhaite étudier la caractéristique de régulation ($y = f(z)$) selon la pompe utilisée (pompe à vitesse constante, pompe à variation de vitesse à pression constante et pompe à variation de vitesse à pression variable) et selon la vanne utilisée (paramètre n_{gl} d'une vanne à égal pourcentage et autorité). Le but est d'avoir une loi progressive (= relation linéaire) entre l'ouverture d'une vanne z et la puissance thermique émise par un radiateur P ici. Pour ce faire, on va construire le diagramme dit des « quatre quadrants » qui représente toutes les caractéristiques adimensionnées présentes au sein du réseau (f , g et h étant des fonctions mathématiques à déterminer par la suite) :

1. Caractéristique de la vanne :

$$\frac{K_v}{K_{vs}} = h(z)$$

2. Caractéristique vanne/réseau :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = g\left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right) = g(h(z))$$

3. Caractéristique de l'échangeur :

$$\frac{P}{P_{max}} = y = f\left(\frac{q_v}{q_{v100}}\right) = f\left(g\left(\frac{K_v}{K_{vs}}\right)\right) = f(g(h(z)))$$

4. Caractéristique de régulation :

$$\rightarrow y = fogoh(z)$$

L'objectif étant d'avoir :

$$y \sim z$$

Questions

1. Donner l'expression littérale de la caractéristique d'une vanne à égal pourcentage.
2. Justifier l'hypothèse du comportement hydraulique quadratique du réseau.
On suppose que le radiateur est un échangeur de chaleur de type co-courant dont l'efficacité froide E_f est nulle.
3. Justifier l'hypothèse d'une efficacité froide nulle pour un radiateur.
4. Déterminer l'expression littérale de la caractéristique de l'émetteur de chaleur $y = f(x)$ paramétrée par l'efficacité chaude E_c dans le cas général puis dans le cas du radiateur.

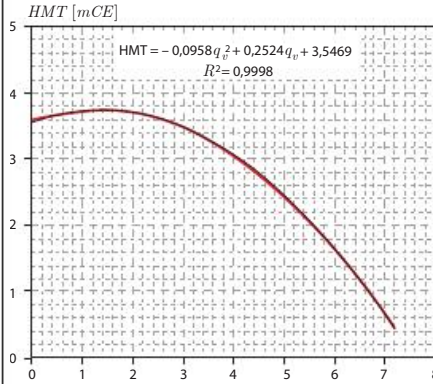
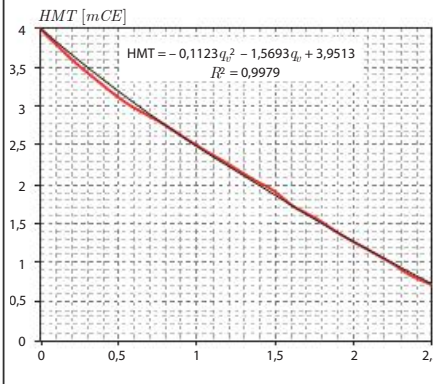
Régulation à vitesse de pompe constante (avec courbe de pompe)

Une variation de débit de base consiste à utiliser une vanne de laminage pour modifier la résistance hydraulique d'un circuit. Le point de fonctionnement hydraulique s'ajuste donc selon la courbe de pompe (pas de variation de vitesse ici). On considère donc des courbes de pompe et on fait l'hypothèse que toute courbe de pompe peut être assimilable mathématiquement à un polynôme d'ordre 2 tel que :

$$\Delta p_{pompe} = \Delta p_0 \left[A \left(\left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2 - 1 \right) + B \left(\left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right) - 1 \right) + 1 \right]$$

avec $\Delta p_{pompe}(q_{v100}) = \Delta p_0$

On donne les coefficients pour deux courbes de pompe :

	 Pompe 1	 Pompe 2
		
A	- 0,1277	0,1366
B	0,3365	- 1,2724

5. Déterminer l'expression littérale de la caractéristique de la vanne dans le réseau :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = g \left(\frac{K_v}{K_{vs}}; A; B; a \right)$$

Régulation à vitesse de pompe variable à pression constante

Le variateur de vitesse de la pompe permet de modifier la vitesse de rotation de manière à maintenir la pression motrice constante quel que soit le débit. Ainsi, la courbe de pompe sera simplement :

$$\Delta p_{pompe} = \Delta p_0$$

6. Déterminer l'expression littérale de la caractéristique de la vanne dans le réseau dans le cas d'une variation de vitesse d'une pompe à pression constante.

Régulation à vitesse de pompe variable à pression variable

Cette stratégie consiste à utiliser une pression motrice de consigne qui va varier avec le débit. Cette loi de pression est considérée linéaire paramétrée par un facteur k (remarque : si $k = 1$, on obtient une régulation à vitesse variable à pression constante) :

$$\Delta p_{pompe} = \frac{(k-1)}{k} \Delta p_0 \frac{q_v}{q_{v100}} + \frac{\Delta p_0}{k} = \frac{\Delta p_0}{k} \left((k-1) \frac{q_v}{q_{v100}} + 1 \right) \text{ tel que :}$$

$$\Delta p_{pompe}(0) = \frac{\Delta p_0}{k} \text{ et } \Delta p_{pompe}(q_{v100}) = \Delta p_0$$

Selon les fabricants, le facteur k pourra varier de 2 à 4 environ.

7. Déterminer l'expression littérale de la caractéristique de la vanne dans le réseau dans le cas d'une variation de vitesse d'une pompe à pression variable.

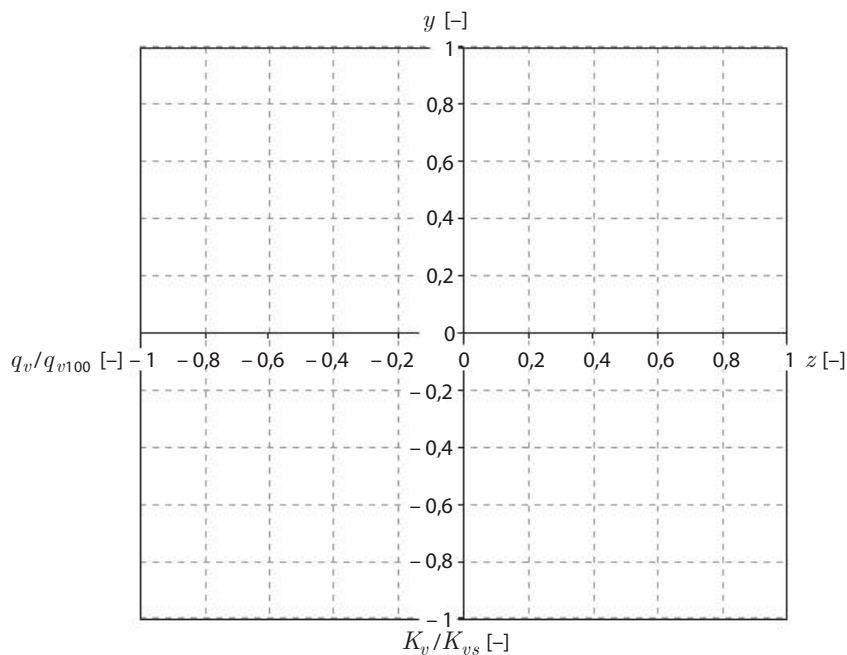
On considère maintenant un radiateur haute température avec une efficacité chaude $E_c = 0,3$ et un coefficient de non-linéarité $n = 1,3$.

8. Comparer la qualité de régulation obtenue selon différentes configurations, en faisant varier :

- la pompe ;
- la stratégie de variation de vitesse ;
- le paramètre n_{gl} de la vanne ;
- l'autorité.

Conclure.

Annexe : Diagramme des 4 quadrants.



Corrigés

$$1. \frac{K_v}{K_{vs}} = e^{n_{gl}(z-1)}$$

Avec n_{gl} , paramètre de conception qui varie selon les fabricants.

2. Pour utiliser la méthode des Z, on suppose que le régime hydraulique est turbulent rugueux, c'est-à-dire que le coefficient de pertes de charge (linéiques et singulières) est constant. En régime turbulent, le coefficient de pertes de charge linéiques Λ se calcule grâce aux formules de Colebrook ou Haaland, par exemple :

Validité	Formule	Source
$R_e \gtrsim 2\,300$ très grand	$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{R_e \sqrt{\Lambda}} + \frac{k}{3,7 D_h} \right) \frac{1}{\sqrt{\Lambda}} \approx -2 \log \left(\frac{k}{3,7 D_h} \right) = \text{constante si } R_e$	Colebrook
$R_e \gtrsim 2\,300$ constante si R_e très grand	$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = -1,8 \log \left(\frac{6,9}{R_e} + \left(\frac{k}{3,7 D_h} \right)^{1,11} \right) \frac{1}{\sqrt{\Lambda}} \approx -1,8 \log \left(\frac{k}{3,7 D_h} \right)^{1,11} =$	Haaland

Si le nombre de Reynolds est très élevé, le coefficient de pertes de charge linéiques peut être considéré constant pour une géométrie et un matériau donnés. Il s'avère que cette hypothèse est valide dans la plupart des cas dans le domaine du chauffage et de la climatisation.

3. Pour un radiateur, on peut considérer qu'au loin du radiateur l'air est à température ambiante T_a et arrive avec un débit important étant donné que l'on est en champ libre. Au loin du radiateur, après mélange notamment, on peut considérer que l'air réchauffé est également à T_a :

$$T_{fs} \approx T_{fe} \approx T_a \text{ et } q_{mf} \gg 1 \rightarrow E_f \approx 0$$

4. Pour un échangeur à co-courant, on peut établir la relation entre la variation de puissance et la variation de débit sur la base de la méthode de la différence de température logarithmique non linéaire et des formules de transport côté chaud et côté froid :

$$\begin{aligned}
 \frac{P}{P_{max}} = y &= \frac{US \left(\frac{\Delta T_{ee} - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln \left(\frac{\Delta T_{ee}}{T_{cs} - T_{fs}} \right)} \right)^n}{US \left(\frac{\Delta T_{ee} - (T_{cs}^{max} - T_{fs}^{max})}{\ln \left(\frac{\Delta T_{ee}}{T_{cs}^{max} - T_{fs}^{max}} \right)} \right)^n} = \frac{q_{mc} c_p (T_{ce} - T_{cs})}{q_{mc}^{max} c_p (T_{ce} - T_{cs}^{max})} \\
 &= \frac{q_{mf} c_p (T_{fs} - T_{fe})}{q_{mf} c_p (T_{fs}^{max} - T_{fe})} \\
 y^{1/n} &= \frac{\Delta T_{ee} - T_{cs} + T_{ce} - T_{ce} + T_{fs} + T_{fe} - T_{fe}}{\Delta T_{ee} - T_{cs}^{max} + T_{ce} - T_{ce} + T_{fs}^{max} + T_{fe} - T_{fe}} \frac{\ln \left(\frac{\Delta T_{ee}}{T_{cs}^{max} + T_{ce} - T_{ce} - T_{fs}^{max} + T_{fe} - T_{fe}} \right)}{\ln \left(\frac{\Delta T_{ee}}{T_{cs} + T_{ce} - T_{ce} - T_{fs} + T_{fe} - T_{fe}} \right)}
 \end{aligned}$$

$$y^{1/n} = \frac{\frac{\Delta T_{ee} - (T_{ce} - T_{fe})}{\Delta T_{ee}} + \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_{ee}} + \frac{T_{fs} - T_{fe}}{\Delta T_{ee}}}{\frac{\Delta T_{ee} - (T_{ce} - T_{fe})}{\Delta T_{ee}} + \frac{T_{ce} - T_{cs}^{max}}{\Delta T_{ee}} + \frac{T_{fs}^{max} - T_{fe}}{\Delta T_{ee}}} \ln \left(\frac{1}{\frac{T_{ce} - T_{fe}}{\Delta T_{ee}} - \frac{T_{ce} - T_{cs}^{max}}{\Delta T_{ee}} - \frac{T_{fs}^{max} - T_{fe}}{\Delta T_{ee}}} \right)$$

$$\ln \left(\frac{1}{\frac{T_{ce} - T_{fe}}{\Delta T_{ee}} - \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_{ee}} - \frac{T_{fs} - T_{fe}}{\Delta T_{ee}}} \right)$$

Avec :

$$\frac{P}{P_{max}} = y = \frac{q_{mc} c_p (T_{ce} - T_{cs})}{q_{mc}^{max} c_p (T_{ce} - T_{cs}^{max})} = x \frac{\Delta T_c}{\Delta T_c^{max}} \text{ et}$$

$$\frac{P}{P_{max}} y = \frac{q_{mf} c_p (T_{fs} - T_{fe})}{q_{mf} c_p (T_{fs}^{max} - T_{fe})} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_f^{max}}$$

D'où :

$$\frac{\Delta T_c}{\Delta T_{ee}} = y \frac{\Delta T_c^{max}}{x \Delta T_{ee}} = y \frac{E_c}{x} \text{ et } \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{ee}} = y \frac{\Delta T_f^{max}}{\Delta T_{ee}} = y E_f$$

$$y^{1/n} = \frac{\frac{\Delta T_c}{\Delta T_{ee}} + \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{ee}}}{\frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}} + \frac{\Delta T_f^{max}}{\Delta T_{ee}}} \ln \left(\frac{1}{1 - \frac{\Delta T_c^{max}}{\Delta T_{ee}} - \frac{\Delta T_f^{max}}{\Delta T_{ee}}} \right)$$

$$\ln \left(\frac{1}{1 - \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{ee}} - \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{ee}}} \right)$$

$$= \frac{y \left(\frac{E_c}{x} + E_f \right)}{E_c + E_f} \ln \left(\frac{1}{1 - \left(\frac{E_c}{x} + E_f \right)} \right)$$

$$\ln \left(\frac{1}{1 - y \left(\frac{E_c}{x} + E_f \right)} \right)$$

D'où :

$$y^{\frac{1}{n}-1} \ln \left(1 - y \left(\frac{E_c}{x} + E_f \right) \right) = \frac{\left(\frac{E_c}{x} + E_f \right)}{E_c + E_f} \ln (1 - (E_c + E_f))$$

Si $E_f = 0$:

$$y^n \ln \left(1 - E_c \frac{y}{x} \right) = \frac{\ln(1 - E_c)}{x}$$

L'expression est non linéaire, on pourra utiliser une méthode itérative pour résoudre, par exemple, pour chaque valeur de x (de 0 à 1 par pas de 0,1 par exemple) :

$$y_{i+1} = f(y_i) \text{ avec } f(y_i) = \left(\frac{\ln(1 - E_c)}{x \ln \left(1 - E_c \frac{y_i}{x} \right)} \right)^{\frac{n}{1-n}}$$

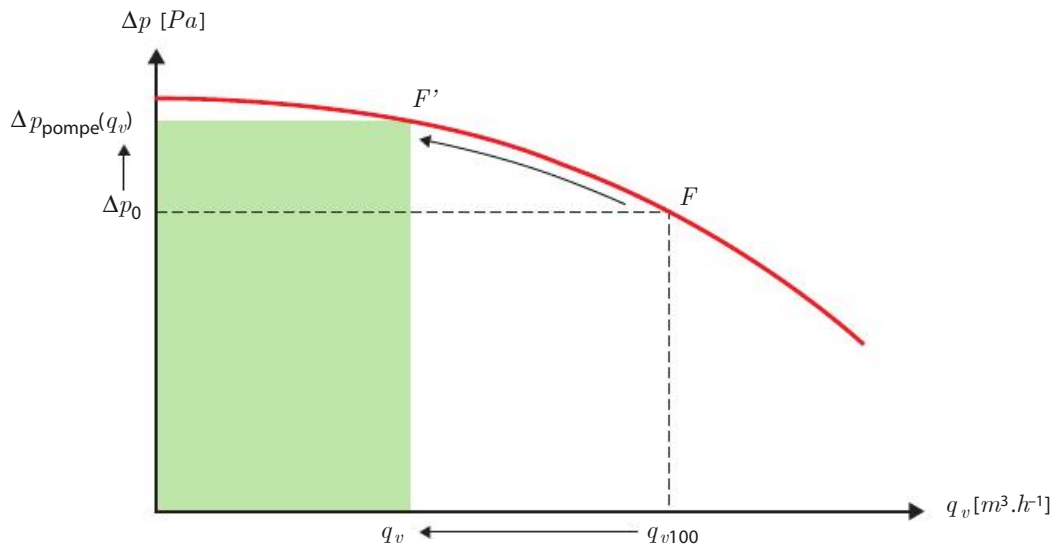
5. On cherche à définir la relation entre le débit effectif q_v dans le réseau et le K_v d'une vanne dans le réseau simplifié ci-dessus. *In fine*, on cherche le lien entre le réglage de la vanne z et la variation de débit q_v dans le réseau.

On démarre en utilisant la définition du K_v et du K_{vs} d'une vanne de régulation :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\Delta p_{v100}}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\Delta p_{pompe} - \Delta p_r}{\Delta p_{v100}}}$$

avec :

- $\Delta p_0 = \Delta p_{r100} + \Delta p_{v100}$
- $\Delta p_{v100} = a \Delta p_0$
- $Z = \frac{\Delta p_r}{q_v^2} = \frac{\Delta p_{r100}}{q_{v100}^2}$
- $\Delta p_{pompe} = \Delta p_0 \left[A \left(\left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2 - 1 \right) + B \left(\left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right) - 1 \right) + 1 \right]$ (courbe de la pompe)



D'où :

$$\Delta p_r = \Delta p_{r100} \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2 = (\Delta p_0 - \Delta p_{v100}) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2$$

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\Delta p_0 \left[A \left(\left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2 - 1 \right) + B \left(\left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right) - 1 \right) \right] + 1 - (\Delta p_0 - \Delta p_{v100}) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2}{a \Delta p_0}}$$

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\left[A \left(\left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2 - 1 \right) + B \left(\frac{q_v}{q_{v100}} - 1 \right) + 1 \right] - (1 - a) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2}{a}}$$

On pose :

$$x = \frac{q_v}{q_{v100}} \text{ et } y = \frac{K_v}{K_{vs}}$$

D'où :

$$ax^2 = y^2 \left(A(x^2 - 1) + B(x - 1) + 1 \right) - (1 - a)x^2$$

$$\left(\frac{a}{y^2} - A + (1 - a) \right) x^2 - Bx + (A + B - 1) = 0$$

On calcule le discriminant du polynôme :

$$\Delta = B^2 + 4 \left(\frac{a}{y^2} - A + (1 - a) \right) (1 - A - B) > 0$$

On ne conserve que la solution positive :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{B + \sqrt{B^2 + 4 \left(\frac{a}{\left(\frac{K_v}{K_{vs}} \right)^2} - A + (1 - a) \right) (1 - A - B)}}{2 \left(\frac{a}{\left(\frac{K_v}{K_{vs}} \right)^2} - A + (1 - a) \right)}$$

6. $\Delta p_0 = \Delta p_{v100} + \Delta p_{r100} = \Delta p_v + \Delta p_r = \text{constante}$

On démarre en utilisant la définition du K_v et du K_{vs} d'une vanne de régulation :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\Delta p_{v100}}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\Delta p_0 - \Delta p_r}{\Delta p_{v100}}}$$

avec $\Delta p_{v100} = a \Delta p_0$ et $Z = \frac{\Delta p_r}{q_v^2} = \frac{\Delta p_{r100}}{q_{v100}^2}$

$$\Delta p_r = \Delta p_{r100} \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2 = (\Delta p_0 - \Delta p_{v100}) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2$$

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\Delta p_0 - (\Delta p_0 - \Delta p_{v100}) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2}{a \Delta p_0}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{1 - (1 - a) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2}{a}}$$

D'où :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{a}{\left(\frac{K_v}{K_{vs}} \right)^2} + (1 - a)}}$$

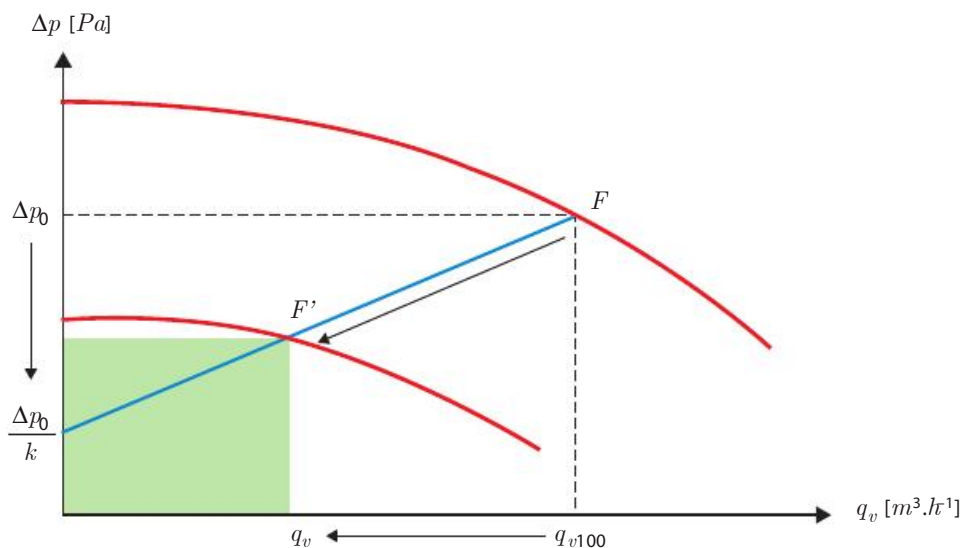
Par rapport à la question précédente, si $A = B = 0$, on retrouve bien cette expression.

7. On démarre en utilisant la définition du K_v et du K_{vs} d'une vanne de régulation :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\Delta p_{v100}}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\Delta p_{pompe} - \Delta p_r}{\Delta p_{v100}}}$$

avec :

- $\Delta p_0 = \Delta p_{r100} + \Delta p_{v100}$
- $\Delta p_{v100} = a \Delta p_0$
- $Z = \frac{\Delta p_r}{q_v^2} = \frac{\Delta p_{r100}}{q_{v100}^2}$
- $\Delta p_{pompe} = \frac{(k-1)}{k} \Delta p_0 \frac{q_v}{q_{v100}} + \frac{\Delta p_0}{k} = \frac{\Delta p_0}{k} \left((k-1) \frac{q_v}{q_{v100}} + 1 \right)$



D'où :

$$\Delta p_r = \Delta p_{r100} \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2 = (\Delta p_0 - \Delta p_{v100}) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2$$

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\frac{\Delta p_0}{k} \left((k-1) \frac{q_v}{q_{v100}} + 1 \right) - (\Delta p_0 - \Delta p_{v100}) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2}{a \Delta p_0}}$$

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\frac{1}{k} \left((k-1) \frac{q_v}{q_{v100}} + 1 \right) - (1-a) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2}{a}}$$

On pose :

$$x = \frac{q_v}{q_{v100}} \text{ et } y = \frac{K_v}{K_{vs}}$$

$$ax^2 = y^2 \left[\frac{1}{k} \left((k-1)x + 1 \right) - (1-a)x^2 \right]$$

$$\left(a + (1-a)y^2 \right) x^2 + y^2 \frac{(1-k)}{k} x - \frac{y^2}{k} = 0$$

On calcule le discriminant :

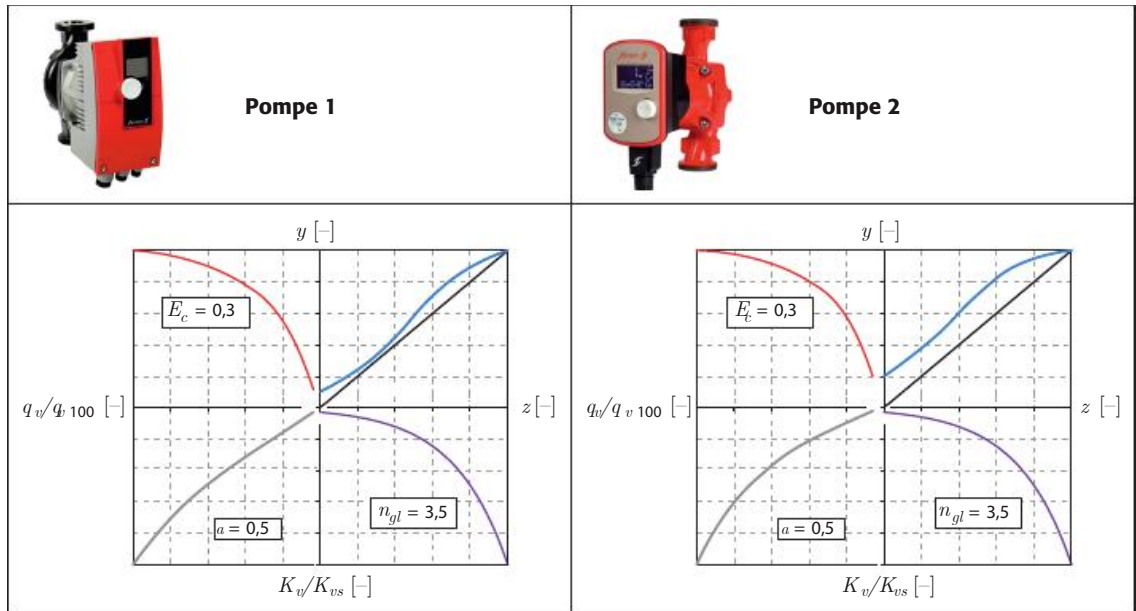
$$\Delta = y^4 \left(\frac{1-k}{k} \right)^2 + 4 \left(a + (1-a)y^2 \right) \frac{y^2}{k} > 0$$

On ne conserve que la solution positive :

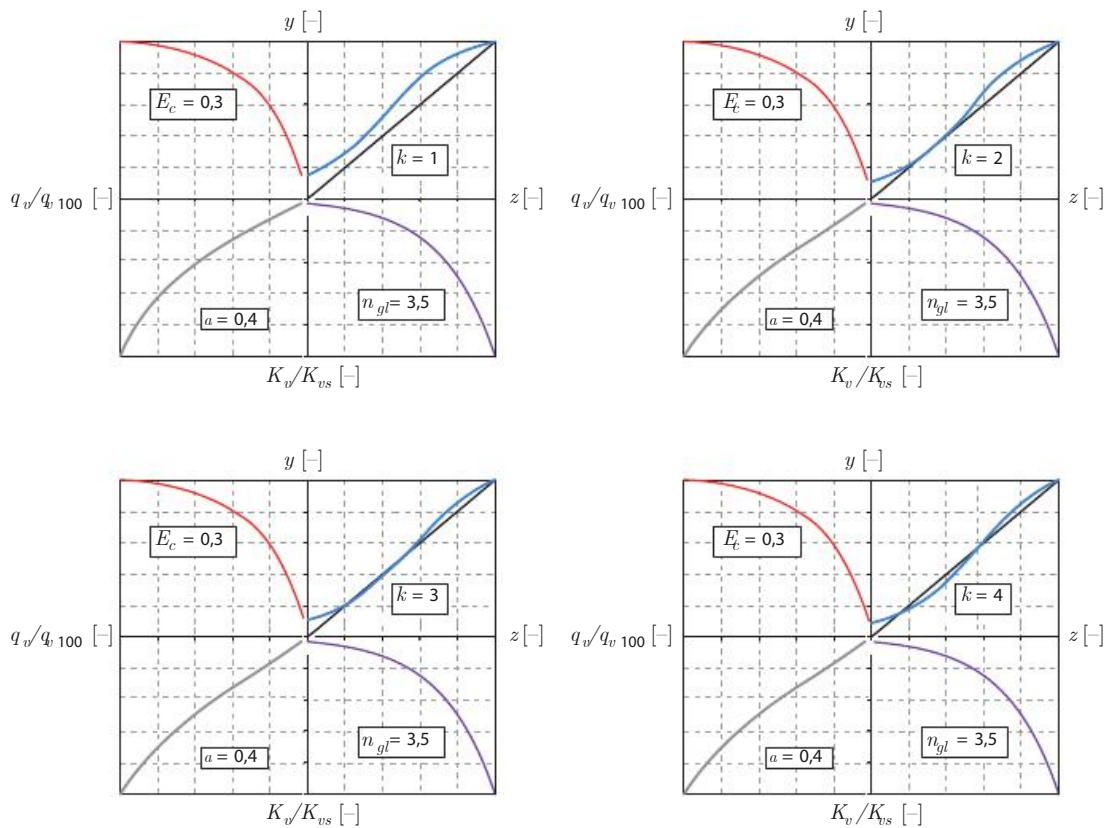
$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{\left(\frac{K_v}{K_{vs}} \right)^2 \frac{(k-1)}{k} + \sqrt{\left(\frac{K_v}{K_{vs}} \right)^4 \left(\frac{1-k}{k} \right)^2 + 4 \left(a + (1-a) \left(\frac{K_v}{K_{vs}} \right)^2 \right) \frac{\left(\frac{K_v}{K_{vs}} \right)^2}{k}}}{2 \left(a + (1-a) \left(\frac{K_v}{K_{vs}} \right)^2 \right)}$$

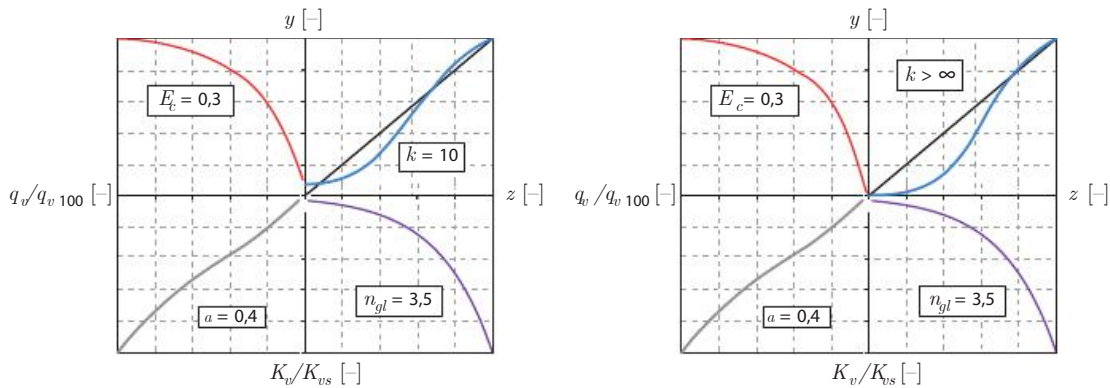
Par rapport à la question précédente, si $k = 1$, on retrouve bien l'expression trouvée à la question 6.

8.



→ La courbe de pompe influence la caractéristique globale $y = f(z)$ lorsque l'on n'utilise pas de variateur de vitesse. Ici, une courbe de pompe relativement « plate » procure une meilleure progressivité pour la régulation. L'utilisation d'une stratégie de variation de vitesse à pression constante ou variable procurera par contre la même courbe caractéristique de régulation pour deux pompes différentes.



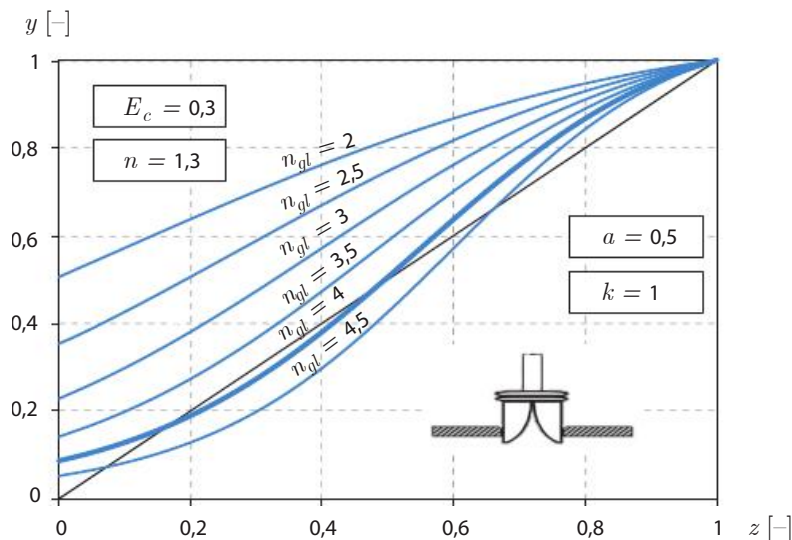


→ La variation de débit par variation électronique de vitesse et une variation linéaire de pression procurent une meilleure progressivité au niveau de la caractéristique globale de régulation par rapport à une pression constante ($k = 1$). Cependant, le paramètre k qui fixe le seuil de pression bas a un impact fort et ne doit finalement pas être trop bas pour deux raisons :

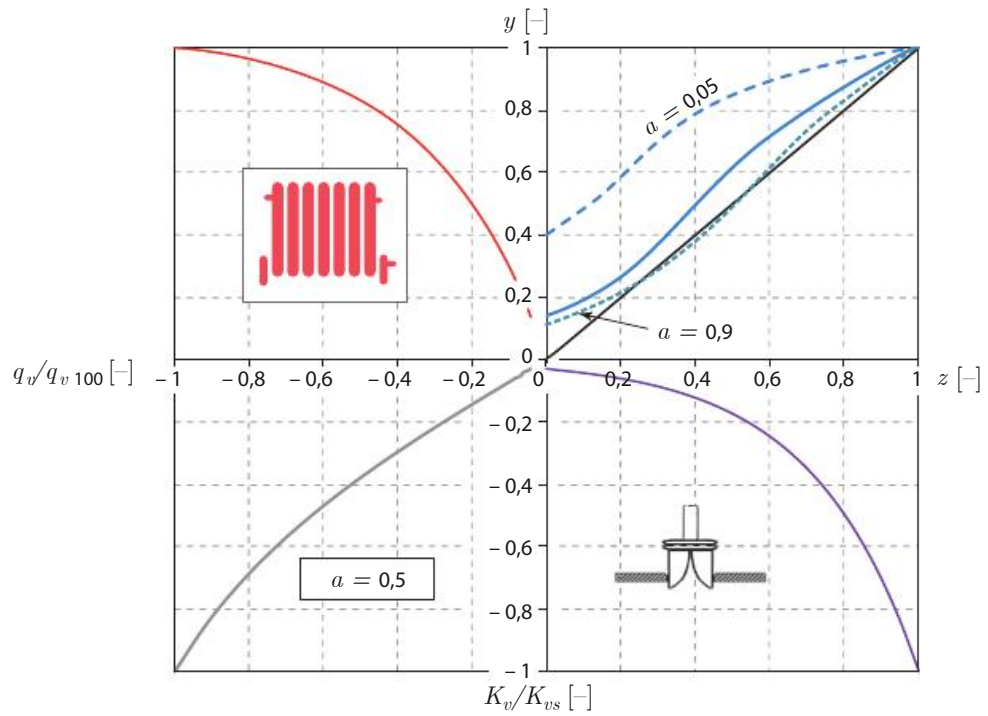
- la pression minimum dans le circuit doit être suffisante pour assurer un fonctionnement hydraulique correct ;
- un paramètre k trop élevé, soit une pression de consigne trop basse aux bas débits, procure une mauvaise progressivité au niveau de la caractéristique globale.

En pratique, les fabricants fixent $k = 2$ à 4 .

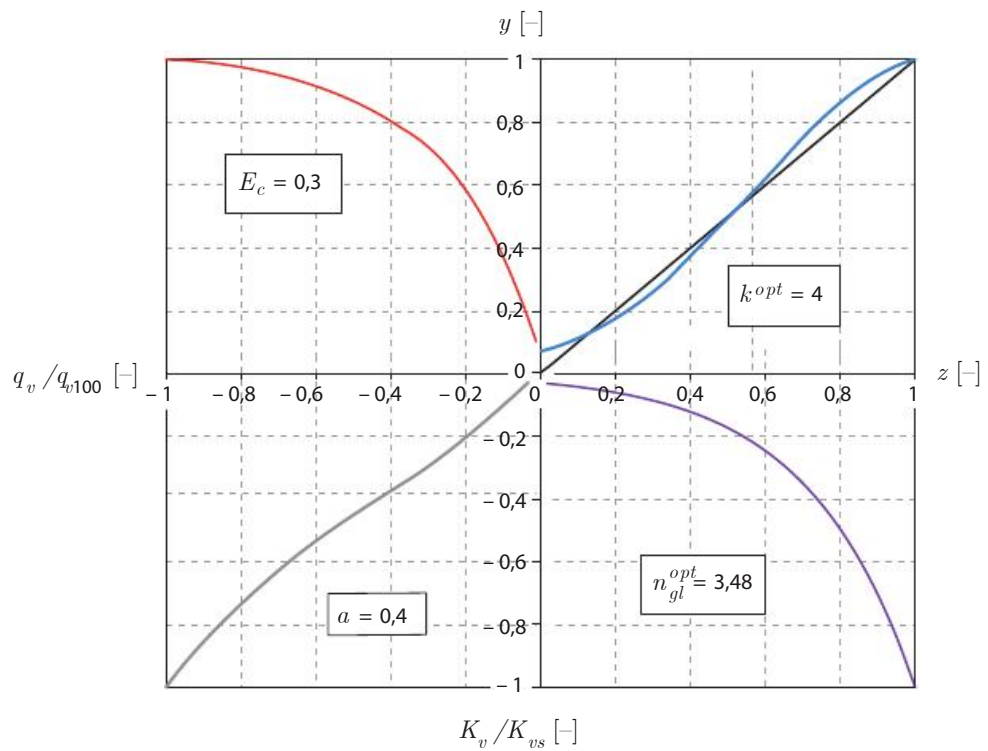
Le graphique ci-après montre la sensibilité de la caractéristique globale en fonction du paramètre n_{gl} d'une vanne à égal pourcentage. On voit que la valeur 3,5 est la valeur (à 0,5 près) qui modélise de manière la plus fidèle une caractéristique globale linéaire.



Le graphique ci-après montre l'influence de l'autorité sur la caractéristique globale de régulation. On voit qu'une mauvaise autorité a engendre une mauvaise qualité de régulation de type tout ou rien malgré une vanne de régulation bien adaptée. Une autorité très forte améliore légèrement la qualité de la régulation en rapprochant la caractéristique de la bissectrice mais va augmenter fortement les consommations électriques de la pompe.

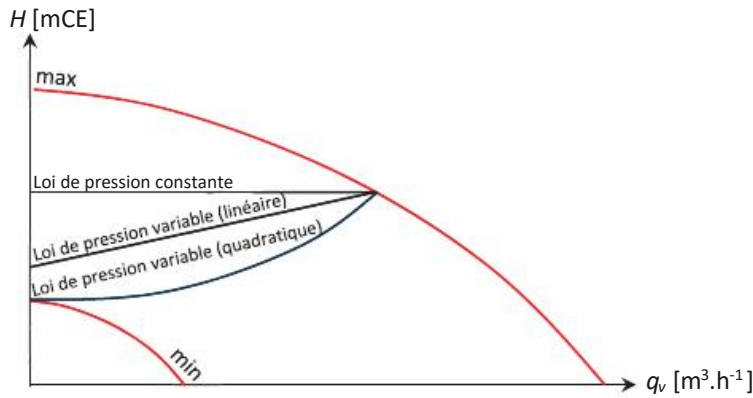


En utilisant un algorithme d'optimisation à autorité hydraulique, émetteur et efficacité fixés, on trouve une régulation optimale (progressivité linéaire) présentant les caractéristiques suivantes :



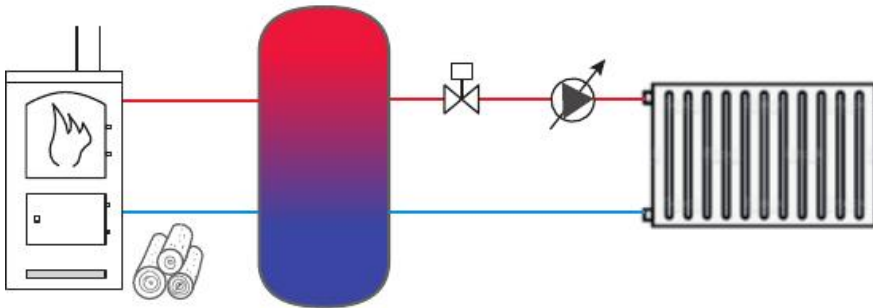
2.6 Stratégie de variation de vitesse de pompe avec une loi de pression quadratique

On souhaite étudier la possibilité d'améliorer les performances énergétiques du couplage entre une vanne de régulation et une pompe à variation de vitesse en proposant une nouvelle loi de pression variable. En pratique, les lois de pression sont constantes ou variables : les lois variables étant linéaires (avec des pentes variables selon les fabricants). La nouvelle loi envisagée est quadratique de manière à abaisser encore davantage les points de fonctionnement et ainsi à réduire les consommations énergétiques à débit égal (cf. figure ci-dessous).



On suppose d'abord qu'une installation thermique équipée d'une pompe à variation de vitesse à pression variable et d'un émetteur de chaleur tel que la variation relative de la puissance thermique y varie avec le débit normalisé x selon la loi suivante (cf. Problème I.4 : Caractéristique idéale de vanne) :

$$\frac{P}{P_{max}} = y = \frac{1}{1 + E_c \left(\frac{1}{x} - 1 \right)} \quad \text{avec} \quad x = \frac{q_v}{q_{v100}} \quad \text{et} \quad E_c = 0,3$$



On rappelle la relation donnant le rapport $\frac{q_v}{q_{v100}}$ en fonction de $\frac{K_v}{K_{vs}}$ et de l'autorité a dans le cas d'une variation de vitesse à pression constante :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{a}{\left(\frac{K_v}{K_{vs}} \right)^2} + 1 - a}}$$

On suppose que la vanne de régulation a une autorité $a = 0,4$ et que sa caractéristique est à égal pourcentage. On rappelle enfin la formule caractérisant une vanne à égal pourcentage (z correspondant à l'ouverture de la vanne) :

$$\frac{K_v}{K_{vs}} = e^{n_{gl}(z-1)}$$

Questions

1. Déterminer la valeur du paramètre n_{gl} dans le cas d'une loi à pression constante tel que :

$$y(z = 0,5) = 0,5$$

Puis tracer la courbe $y = f(z)$.

On souhaite désormais voir l'impact de la mise en œuvre d'une stratégie par variation de vitesse variable suivant une courbe quadratique.

2. En considérant la loi quadratique suivante :

$$\Delta p_{pompe} = \frac{\Delta p_0}{k} \left((k-1) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2 + 1 \right)$$

$$\text{tel que } \Delta p_{pompe}(0) = \frac{\Delta p_0}{k} \quad \text{et} \quad \Delta p_{pompe}(q_{v100}) = \Delta p_0$$

Préciser les hypothèses de calculs et déterminer la relation :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = f\left(\frac{K_v}{K_{vs}}; a\right)$$

3. Si l'on conserve le même paramètre n_{gl} tracer la courbe caractéristique globale pour $k = 3$. Commenter.
4. Quelle valeur du paramètre n_{gl} faut-il cette fois pour obtenir :

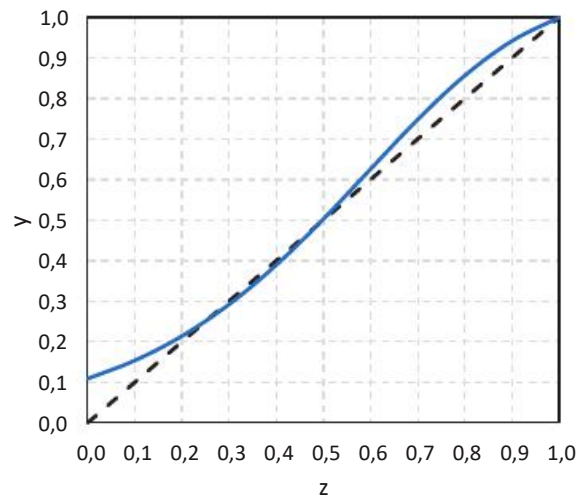
$$y(z = 0,5) = 0,5 ?$$

Puis tracer la courbe $y = f(z)$. Conclure.

Corrigés

$$\begin{aligned} 1. \quad \frac{q_v}{q_{v100}} &= \frac{1}{\sqrt{\frac{a}{e^{2n_{gl}(z-1)}} + 1 - a}} \rightarrow y = \frac{1}{1 + E_c \left(\sqrt{\frac{a}{e^{2n_{gl}(z-1)}} + 1 - a} - 1 \right)} \\ &\frac{a}{e^{2n_{gl}(z-1)}} + 1 - a = \left(\frac{1}{E_c} \left(\frac{1}{y} - 1 \right) + 1 \right)^2 \\ &\rightarrow n_{gl} = \frac{1}{2(z-1)} \ln \left(\frac{a}{\left(\frac{1}{E_c} \left(\frac{1}{y} - 1 \right) + 1 \right)^2 - 1 + a} \right) \end{aligned}$$

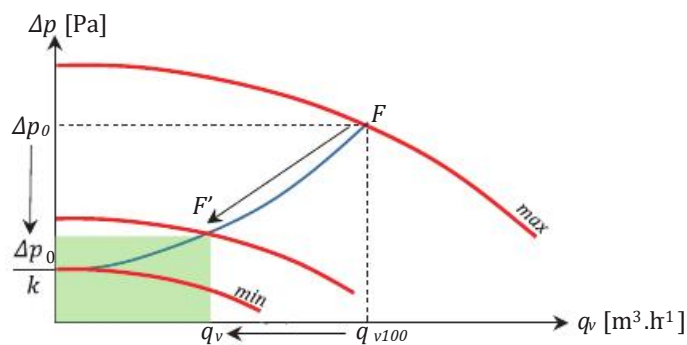
$$\rightarrow n_{gl}(z = 0,5; y = 0,5) = 3,8$$



$$2. \quad \frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\Delta p_{v100}}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\Delta p_{pompe} - \Delta p_r}{\Delta P_{v100}}}$$

avec :

- $\Delta p_0 = \Delta p_{r100} + \Delta p_{v100}$
- $\Delta p_{v100} = a \Delta p_0$
- $Z = \frac{\Delta p_r}{q_v^2} = \frac{\Delta p_{r100}}{q_{v100}^2}$
- $\Delta p_{pompe} = \frac{\Delta p_0}{k} \left((k-1) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2 + 1 \right)$



D'où :

$$\Delta p_r = \Delta p_{r100} \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2 = (\Delta p_{p0} - \Delta p_{v100}) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2$$

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\frac{\Delta p_0}{k} \left((k-1) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2 + 1 \right) - (\Delta p_0 - \Delta p_{v100}) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2}{a \Delta p_0}}$$

Résolution :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}} \sqrt{\frac{\frac{1}{k} \left((k-1) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2 + 1 \right) - (1-a) \left(\frac{q_v}{q_{v100}} \right)^2}{a}}$$

On pose :

$$x = \frac{q_v}{q_{v100}} \quad \text{et} \quad y = \frac{K_v}{K_{vs}} \quad \rightarrow \quad ax^2 = y^2 \left[\frac{1}{k} \left((k-1)x^2 + 1 \right) - (1-a)x^2 \right]$$

$$\left(a + \left(1-a + \frac{1-k}{k} \right) y^2 \right) x^2 = \frac{y^2}{k}$$

On ne conserve que la solution positive :

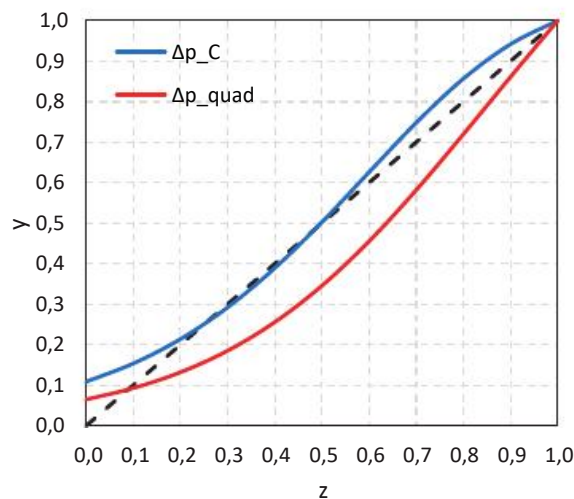
$$x = \frac{y}{\sqrt{k \left(a + \left(1-a + \frac{1-k}{k} \right) y^2 \right)}}$$

D'où :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{1}{\sqrt{k \left(\frac{a}{\left(\frac{K_v}{K_{vs}} \right)^2} + 1 - a \right) + 1 - k}}$$

3.

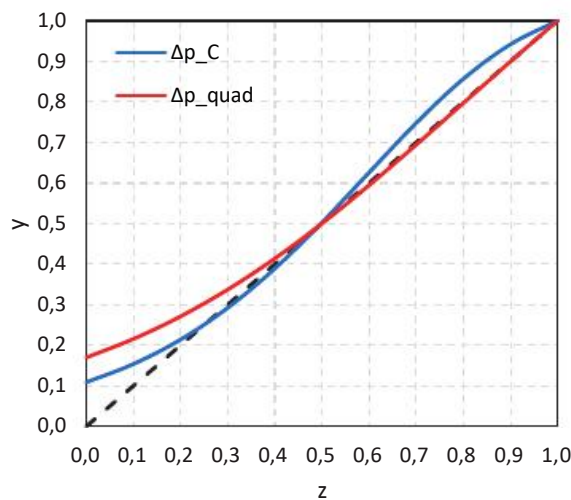
$$y = \frac{1}{1 + E_c \left(\sqrt{k \left(\frac{a}{e^{2n_{gl}(z-1)}} + 1 - a \right) + 1 - k} - 1 \right)}$$



La vanne travaille différemment (travaille moins au sens de l'amplitude d'ouverture) du fait de cette nouvelle loi de pression plus proche de la courbe de réseau nominale, ce qui engendre une caractéristique globale dégradée avec une courbe moins linéaire par rapport au réglage initial associée à une loi de pression constante.

$$4. \quad n_{gl} = \frac{1}{2(z-1)} \ln \left(\frac{a}{\frac{1}{k} \left[\left(\frac{1}{E_c} \left(\frac{1}{y} - 1 \right) + 1 \right)^2 - 1 + k \right] - 1 + a} \right)$$

$$\rightarrow n_{gl}(z = 0,5; z = 0,5) = 2,8$$



En conclusion, plus on utilisera une loi de pression variable « raide » ou « basse », plus la qualité de régulation sera impactée, d'une part, et plus le paramètre n_{gl} sera à réduire. Il faut veiller à ce que la loi de pression soit « à une distance raisonnable » de la courbe de réseau au risque que la vanne de régulation travaille trop peu et ne compense plus assez la non-linéarité de l'échangeur de chaleur.

2.7 Comparaison énergétique entre différentes stratégies de variation de vitesse de pompe

On souhaite étudier l'influence de la stratégie de variation de vitesse sur les consommations énergétiques de la pompe d'une installation de chauffage. Pour ce faire, nous allons considérer une installation de chauffage classique composée d'un générateur de chaleur, d'émetteurs de chaleur et de vannes deux voies de régulation. La régulation de l'installation est basée sur une loi d'eau et se fait en boucle fermée pièce par pièce. Une simulation thermique dynamique a permis d'obtenir au pas de temps horaire les consommations du bâtiment. L'installation a été surdimensionnée de 20 %, et on donne ci-dessous l'ensemble des données du problème :

Température minimum du site	T_{ext}^{min}	- 8,8	°C
Température de base du site	T_{ext}^{base}	- 10	°C
Température intérieure de consigne	T_{int}^{SP}	19	°C
Conductance thermique du bâtiment	$US_{bât}$	497	W.K ⁻¹
Régime de température	ΔT	10	K
Coefficient de surdimensionnement	C_s	1,2	-
Surface du bâtiment	S	100	m ²
Paramètre n_{gl} des vannes à égal pourcentage	n_{gl}	3,2	-
Coefficient de résistivité du réseau hydraulique	Z	4,28	kPa.(m ³ .h ⁻¹) ⁻²
Autorité des vannes	a	0,5	-

Questions

1. Sur la base de résultats d'une simulation thermique dynamique et d'un fichier météorologique, expliquer comment en pratique obtenir heure par heure la puissance réduite y (rapport de la puissance réelle demandée sur la puissance nominale) ?

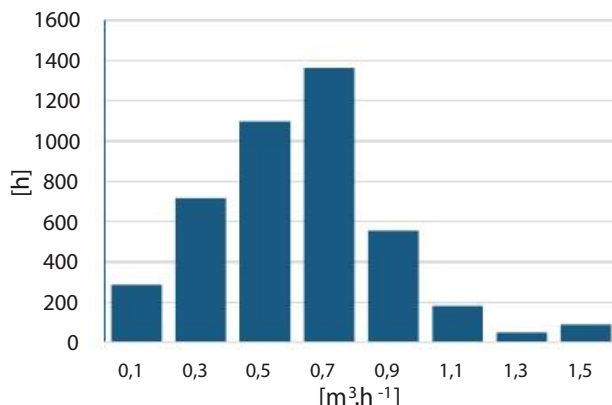
On suppose que les vannes utilisées sont à égal pourcentage et que l'autorité est suffisamment élevée ($a = 0,5$) pour supposer :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} \approx \frac{K_v}{K_{vs}}$$

2. Donner la relation qui permet de déterminer le débit total du fluide caloporteur q_v à un temps donné en fonction de la puissance réduite y .

On donne ci-dessous le tableau donnant la répartition du débit du fluide caloporteur sur la saison de chauffe, issue de l'analyse de la puissance réduite y sur la saison de chauffe. On donne également la variation du rendement de la pompe en fonction de la plage de débit.

Débit moyen de la plage [m ³ .h ⁻¹]	Plage de débit [m ³ .h ⁻¹]	Rendement η [-]	Nombre d'heures [h]	Stratégie de variation de vitesse		
				HMT [mCE]	P_{hyd} [W]	$P_{él}$ [W]
$q_{vmax}/16$	$[0 - q_{vmax}/8]$	0,06	287			
$3q_{vmax}/16$	$[q_{vmax}/8 - 2q_{vmax}/8]$	0,16	717			
$5q_{vmax}/16$	$[2q_{vmax}/8 - 3q_{vmax}/8]$	0,24	1 098			
$7q_{vmax}/16$	$[3q_{vmax}/8 - 4q_{vmax}/8]$	0,30	1 361			
$9q_{vmax}/16$	$[4q_{vmax}/8 - 5q_{vmax}/8]$	0,35	557			
$11q_{vmax}/16$	$[5q_{vmax}/8 - 6q_{vmax}/8]$	0,39	184			
$13q_{vmax}/16$	$[6q_{vmax}/8 - 7q_{vmax}/8]$	0,40	50			
$15q_{vmax}/16$	$[7q_{vmax}/8 - q_{vmax}]$	0,41	90			
		Total	4 344 h (6 mois)			

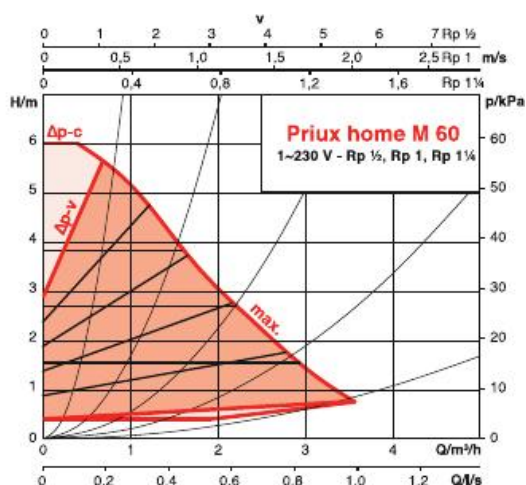
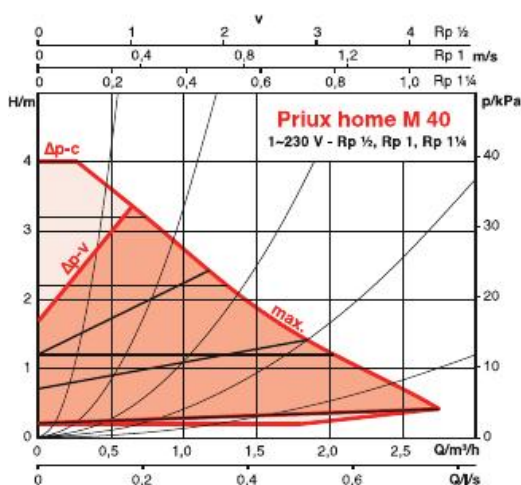


3. Comment expliquer que le débit du fluide caloporteur soit très inférieur au débit nominal alors qu'une loi d'eau ajuste déjà la température de départ et donc la puissance nominale journalière en fonction de la rigueur climatique du jour ?
4. Calculer le point nominal de fonctionnement (débit nominal q_{v100} et hauteur manométrique nominale HMT_{100}) et sélectionner la pompe la plus adaptée. Placer le point de fonctionnement sur la courbe de pompe.
5. Compléter le tableau (on pourra utiliser un tableur) en calculant pour chaque stratégie de variation de vitesse (laminage = sans variation de vitesse), pression constante, pression variable linéaire et pression variable quadratique) et pour chaque plage de débit :
 - la HMT de la pompe ;
 - la puissance hydraulique ;
 - la puissance électrique.

Les valeurs de HMT sont à relever graphiquement.

6. Déterminer pour chaque méthode la consommation sur la saison de chauffe en $\text{kWh}_{EP}/\text{m}^2/\text{an}$. Comparer et conclure.

Annexe : Courbes de pompe de la gamme Priux home



Source : ex Salmson (WILO)

Corrigés

1. Soit ϕ_{STD} le flux de chauffage calculé heure par heure par le logiciel. Le système étant basé sur une loi d'eau, on aura donc le flux nominal ϕ_{nom} calculé sur la moyenne de température extérieure (moyenne glissant sur 24 h, par exemple) et sur la température intérieure « espérée », 19 °C par exemple :

$$\Phi_{nom} = US_{bât} (T_{int}^{SP} - \bar{T}_{ext})$$

Ainsi, il suffira de calculer :

$$y = \frac{\Phi_{STD}}{\Phi_{nom}}$$

2. Du fait d'avoir une autorité élevée, on aura :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{K_v}{K_{vs}}$$

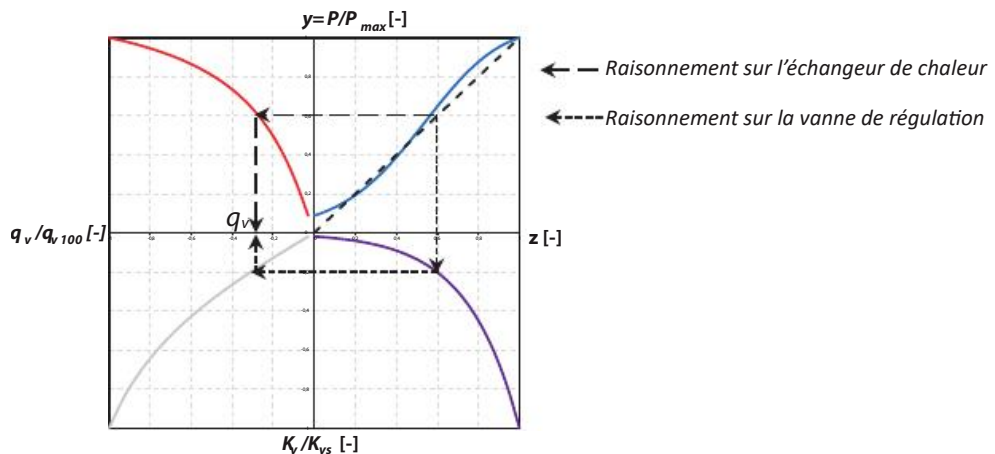
Et du fait d'avoir une vanne à égal pourcentage, on aura :

$$\frac{K_v}{K_{vs}} = e^{n_{gl}(z-1)}$$

Enfin, on suppose que l'installation a été correctement dimensionnée et installée, et que l'on peut supposer une bonne qualité de régulation (cf. notion des quatre quadrants) avec la vanne à égal pourcentage qui vient compenser la non-linéarité des échangeurs de chaleur (radiateur, plancher chauffant...) :

$$y \approx z \rightarrow \frac{K_v}{K_{vs}} = e^{n_{gl}(z-1)} = \frac{q_v}{q_{v100}} \rightarrow q_v = q_{v100} e^{n_{gl}(z-1)}$$

On aurait pu également raisonner avec la caractéristique de l'échangeur de chaleur, mais il aurait fallu connaître ses caractéristiques (efficacité chaude, type d'échangeur, écoulements...) (cf. diagramme des quatre quadrants ci-dessous) :



3. La loi d'eau est un modèle en régime permanent qui ne prend pas en compte les phénomènes dynamiques liés à l'inertie notamment, et surtout qui ne prend pas en compte les apports gratuits (apports solaires, apports internes), ce qui fait que la loi d'eau va engendrer des puissances nominales qui tiennent compte certes de la rigueur climatique, mais qui seront la plupart du temps supérieures aux besoins réels du bâtiment, d'autant plus qu'un surdimensionnement est souvent pratiqué. Aussi, ces mêmes effets dynamiques peuvent induire parfois des besoins en puissance plus élevés par rapport à ce que peut fournir la loi d'eau (relance du chauffage suite à un réduit de nuit ou suite à une période d'inoccupation). Enfin, on peut constater que le débit moyen caractéristique de l'installation est de l'ordre de $0,6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ soit près du tiers seulement du débit nominal.

$$4. \quad P_{\max} = C_s U S_{\text{bât}} (T_{\text{int}}^{\text{SP}} - T_{\text{ext}}^{\text{base}}) = \rho c_p q_{v100} \Delta T = 17,3 \text{ kW}$$

D'où :

$$q_{v100} = \frac{C_s U S_{\text{bât}} (T_{\text{int}}^{\text{SP}} - T_{\text{ext}}^{\text{base}})}{\rho c_p \Delta T} = 4,1 E^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 1,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$HMT_{100} = \frac{\Delta p_{v100} + \Delta p_{r100}}{\rho g} \text{ (avec } p \text{ en Pa) et}$$

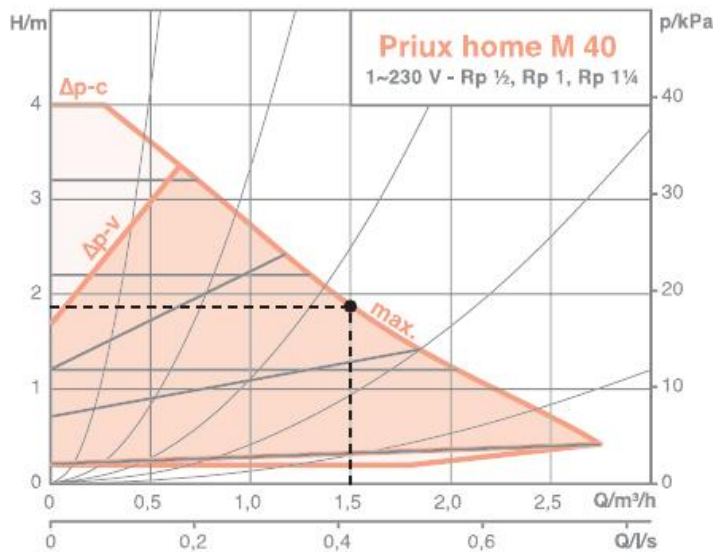
$$a = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v100} + \Delta p_{r100}} \rightarrow \Delta p_{v100} = \frac{a}{1-a} \Delta p_{r100} = \Delta p_{r100}$$

Avec :

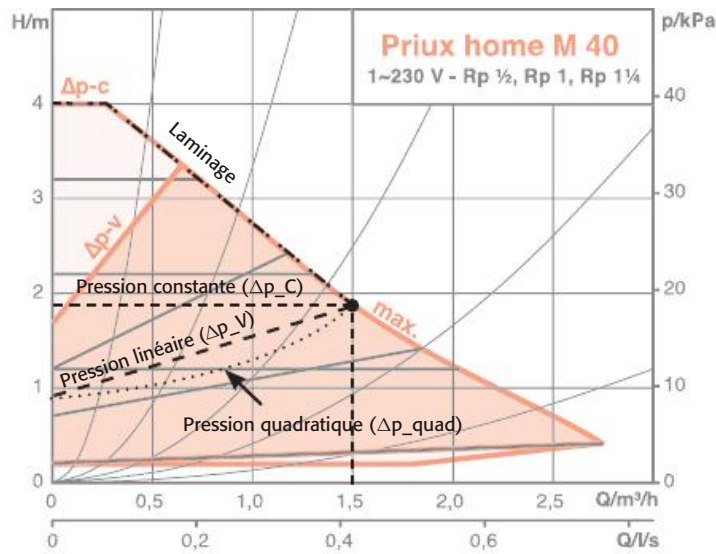
$$\Delta p_{r100} = Z q_{v100}^2 = 4,28 \cdot 1,5^2 = 9,5 \text{ kPa} = 0,95 \text{ mCE}$$

D'où :

$$HMT_{100} = 1,9 \text{ mCE}$$



5.



$\bar{q}_v$	Nb h	η	Laminage			$\Delta P-C$			$\Delta P-V$			$\Delta P-quad$		
			HMT	P_{hyd}	$P_{él}$	HMT	P_{hyd}	$P_{él}$	HMT	P_{hyd}	$P_{él}$	HMT	P_{hyd}	$P_{él}$
0,1	287	0,06	3,8	1,0	16,2	1,9	0,5	8,2	1,0	0,3	4,4	1,0	0,3	4,2
0,3	717	0,16	3,5	2,9	17,9	1,9	1,6	9,8	1,1	0,9	5,9	1,0	0,8	5,2
0,5	1 098	0,24	3,2	4,4	18,4	1,9	2,6	10,9	1,3	1,7	7,3	1,1	1,5	6,2
0,7	1 361	0,30	3,0	5,7	18,6	1,9	3,7	12,0	1,4	2,7	8,8	1,2	2,3	7,4
0,9	557	0,35	2,7	6,6	18,7	1,9	4,7	13,3	1,5	3,8	10,6	1,3	3,3	9,2
1,1	184	0,39	2,4	7,3	18,8	1,9	5,7	14,8	1,7	5,0	12,9	1,5	4,5	11,6
1,3	50	0,41	2,2	7,7	18,9	1,9	6,8	16,7	1,8	6,3	15,7	1,7	6,1	15,0
1,5	90	0,41	1,9	7,8	19,0	1,9	7,8	19,2	1,9	7,9	19,2	1,9	8,0	19,6
$m^3.h^{-1}$	h	-	mCE	W	W	mCE	W	W	mCE	W	W	mCE	W	W

 6. La consommation électrique C s'exprime par la relation suivante :

$$C = \sum_{k=1}^8 \frac{q_{vk} \rho g HMT_k}{\eta 1000 \cdot 3600}$$

 La consommation spécifique en énergie primaire c s'exprime par :

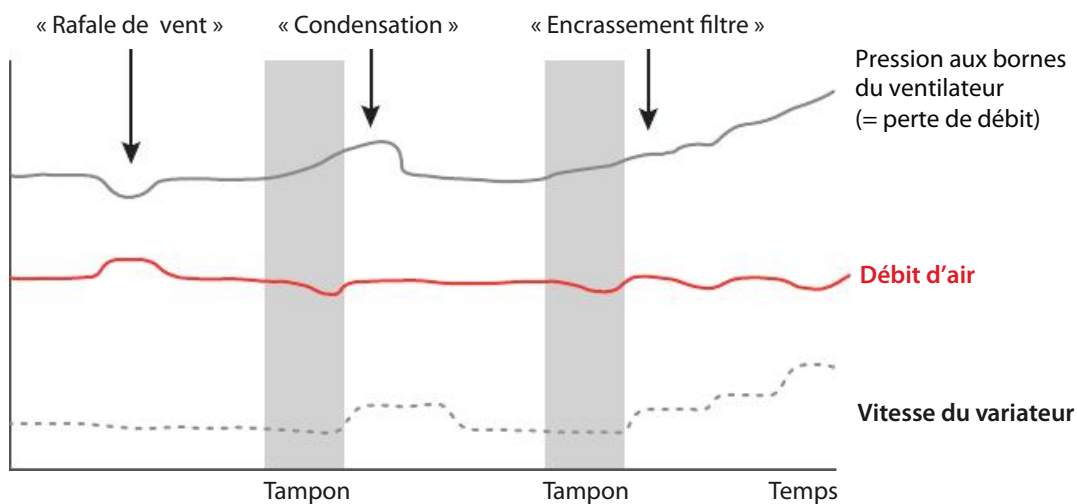
$$c = 2,3 \frac{C}{S}$$

	Laminage	$\Delta P-C$	$\Delta P-V$	$\Delta P-quadra$	
Consommation électrique	79,5	50,3	36,3	31,6	kWh/an
Consommation spécifique	1,8	1,2	0,8	0,7	kWh _{EP} /m ² /an
Gain par rapport au laminage	-	- 37	- 55	- 61	%

En conclusion, la variation de vitesse est très pertinente, puisqu'elle permet des gains énergétiques de l'ordre de 40 à 60 % selon la stratégie employée. Le gain d'une loi quadratique reste marginal, d'autant plus que ce type de loi peut avoir un impact sur la caractéristique de régulation (*cf.* Problème 2.6). Les gains peuvent paraître modestes (de l'ordre de $1 \text{ kWh}_{\text{EP}}/\text{m}^2/\text{an}$). Cependant, dans des bâtiments de type passif, la somme des consommations des auxiliaires (pompes, ventilateurs d'une VMC double flux) peut au final s'avérer non négligeable, notamment avec un objectif de consommation lié au chauffage de seulement $15 \text{ kWh}/\text{m}^2/\text{an}$.

2.8 Régulation du débit d'une VMC double flux par variation de vitesse de ventilateur

Un fabricant de centrales de VMC double flux à récupération d'énergie performantes souhaite garantir un débit d'air constant à ses clients pour maintenir la qualité de l'air intérieur (QAI). En effet, il a constaté que le débit d'air était sensible à court, moyen et long termes à plusieurs phénomènes (respectivement : le vent, la condensation/le givrage dans l'échangeur, et l'encrassement du filtre) qui venaient sensiblement modifier le débit, ce qui engendrait une dégradation de la QAI ou une augmentation des déperditions par renouvellement d'air dans le cas d'une forte pression éolienne sur le bâtiment (*cf.* figure ci-dessous).



Source : Zehnder

Pour réguler le débit à $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, le fabricant utilise un régulateur PID commandant un variateur de vitesse sur le ventilateur. Le point nominal au moment de la mise en route est :

$$(q_v; \Delta p) = (250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}; 100 \text{ Pa})$$

Questions

1. Expliquer comment chacun des 3 phénomènes physiques cités impacte le débit de la centrale de VMC.

Le fabricant a intégré un processus de « tampon » (*cf.* figure).

2. Expliquer l'intérêt d'un point de vue de la régulation de ce genre de processus.
3. Dessiner le schéma de régulation représentant la boucle de régulation mise en œuvre.
4. Discuter de la position du point de fonctionnement par rapport aux courbes de ventilateur. Commenter et justifier.

La centrale est équipée de filtres au soufflage et à l'extraction. On s'intéresse uniquement au soufflage ici. Au niveau du filtre, la perte de charge initiale est de 10 Pa, et on suppose un encrassement linéaire suivant un taux de **0,9 Pa/jour**. On considère d'abord qu'il n'y a aucune boucle de régulation du débit en place (**régulateur désactivé**). La vitesse est réglée au départ pour atteindre le point de fonctionnement et n'est ensuite plus modifiée.

5. Quelle est la vitesse du ventilateur et quel est le débit obtenu au bout de six mois ? Faire apparaître l'évolution des points de fonctionnement sur le graphique.

On considère cette fois que la boucle de régulation de débit est active et que le régulateur peut venir modifier la vitesse de rotation du ventilateur.

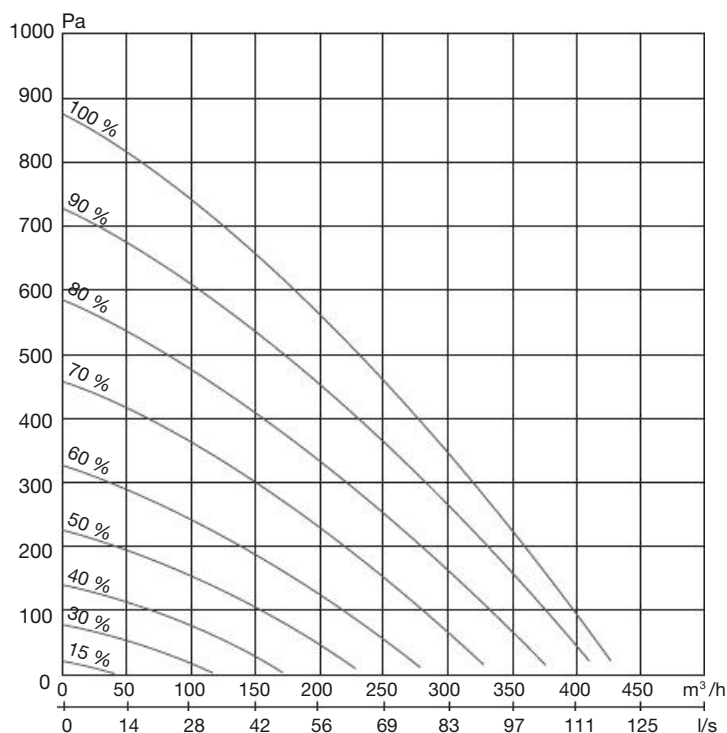
6. Combien de temps la boucle de régulation est-elle capable de maintenir le débit constant à $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$? Faire apparaître l'évolution des points de fonctionnement sur le graphique.
7. Si le filtre n'est jamais changé, au bout de combien de temps la centrale ne renouvelera-t-elle plus l'air ? Faire apparaître l'évolution des points de fonctionnement sur le graphique.

On suppose un rendement électrique constant de 50 % au niveau des ventilateurs.

8. Pour le débit nominal supposé maintenu à $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, comparer les consommations électriques du ventilateur de soufflage de la centrale double flux entre le point de fonctionnement correspondant à un filtre neuf et le point de fonctionnement correspondant à un filtre encrassé.
9. Calculer sur un cycle d'utilisation de filtre la consommation moyenne de la centrale double flux en $\text{kWh}_{\text{EP}}/\text{m}^2/\text{an}$ en considérant un logement de 100 m^2 . Commenter.

Annexe : Documentation constructeur des ventilateurs de la centrale double flux

Débit / pression statique



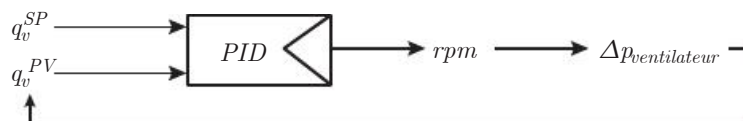
Source : Zehnder

Corrigés

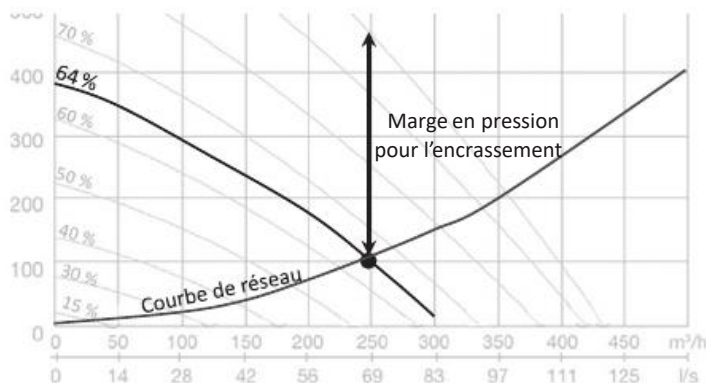
1.
 - **Rafales de vent :** le vent a un effet sur les bouches de ventilation, puisque celui-ci peut générer une pression dynamique importante au niveau des bouches (positivement ou négativement selon la position de la bouche : sous le vent ou face au vent) qui va s'ajouter à la pression motrice du ventilateur. Artificiellement, c'est comme avoir deux ventilateurs en série ; ponctuellement, le débit sera donc plus important pour une même vitesse de ventilateur.
 - **Condensation :** si l'air extérieur est froid au point de générer des températures d'interface dans l'échangeur de chaleur inférieures au point de rosée de l'air extrait, alors de la condensation, voire du givre, va se former. Or l'eau et surtout le givre vont venir obstruer le passage de l'air, ce qui va donc augmenter les pertes de charge de l'échangeur de chaleur (vitesses de passage plus élevées) et réduire le débit.
 - **Encrassement du filtre :** au fil du temps, un filtre accumule les particules dans sa matrice filtrante, ce qui va venir réduire le nombre et/ou la taille de ses pores. Cela engendre une résistivité aéraulique croissante, ce qui va venir réduire graduellement le débit d'air à vitesse de ventilateur constante.
2. Le « tampon » a pour but de déclencher la boucle de régulation du débit uniquement pour des phénomènes pérennes/non ponctuels. En effet, par exemple, des rafales de vent sont épisodiques et ne nécessitent pas forcément le recours à cette régulation, d'autant plus que le temps de réponse du système (variateur de vitesse et moteur) n'est pas forcé-

ment compatible avec la dynamique des phénomènes physiques. Cette temporisation sert, au final, à stabiliser la grandeur réglée pour éviter des oscillations. Par exemple, si on ajuste la vitesse pendant une rafale de vent passagère, il se peut que le réglage final de la nouvelle vitesse arrive alors que la rafale est terminée. La vitesse devra alors être rechangée par la suite, ce qui va générer une oscillation, donc une réponse instable. Par contre, si le phénomène est pérenne et dépasse donc un temps « tampon », alors la boucle de régulation se mettra en marche. Cela permettra de ne pas utiliser le variateur de vitesse de manière intempestive.

3.

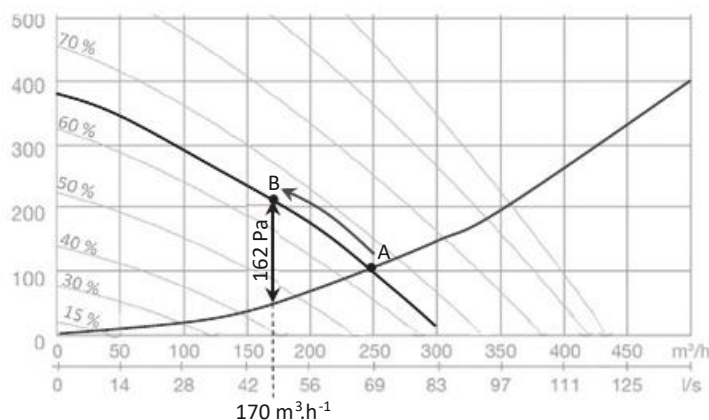


4. Le point de fonctionnement est assez bas pour avoir de la marge par rapport à l'encrassement principalement qui peut se chiffrer en centaines de pascals.

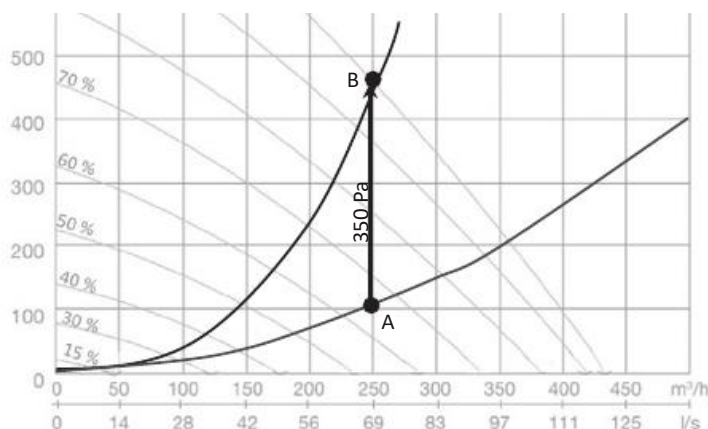


5. Vitesse : environ 64 % (cf. graphique de la réponse 4.).

En 6 mois, la pression augmente de $0,9 \times 30 \times 6 = 162$ Pa. Comme on est à vitesse fixe, le point de fonctionnement se situe sur la courbe d'isovitesse 64 %. On se déplace sur cette courbe jusqu'à ce que la différence de pression entre la courbe de réseau initiale et la courbe de pompe soit de 162 Pa (cf. graphique ci-après). On trouve alors un débit de l'ordre de $170 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, soit une baisse de l'ordre de 30 % du débit initial.

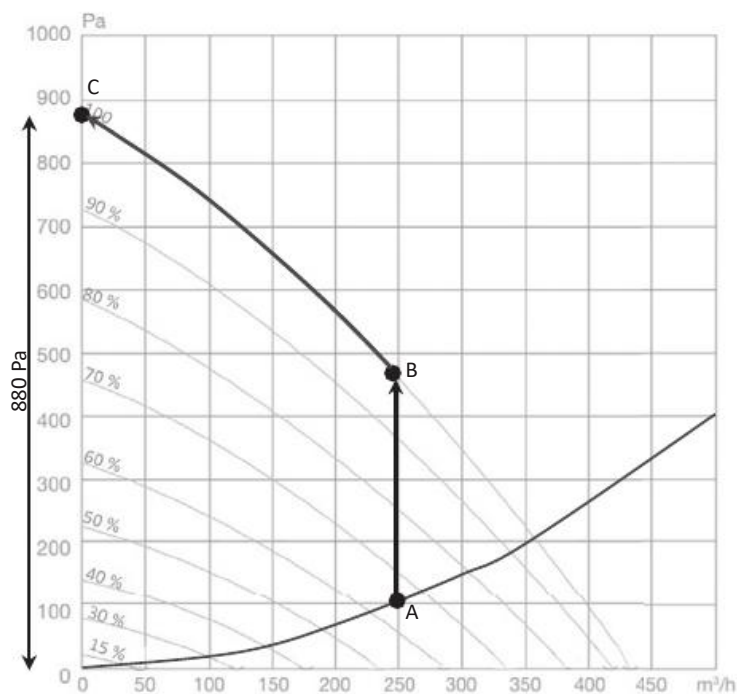


6.



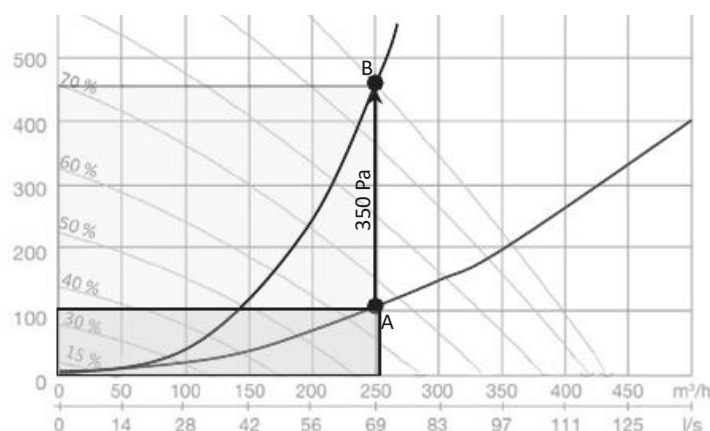
On a 350 Pa de marge, donc $350/0,9 = 389$ jours, soit environ 1 an 1 mois avant de devoir changer le filtre. Il faudrait donc veiller à changer ou nettoyer le filtre au moins une fois par an.

7.



On augmente la vitesse progressivement pour atteindre la vitesse maximum en maintenant le débit constant. Ensuite, la vitesse reste au maximum, et le débit diminue au fil du temps jusqu'à atteindre 0. On a 880 Pa de marge, soit $880/0,9 = 2,7$ ans environ. Si on n'entretient pas le filtre (nettoyage ou remplacement), le système ne fonctionnera plus au bout de 3 ans environ.

8.



$$P_{\text{él}} = \frac{q_v \Delta p}{\eta}$$

$$P_{\text{él}}^{\text{neuf}} = P_{\text{él}}^A = \frac{250 \cdot 100}{3600 \cdot 0,5} = 13,9 \text{ W}$$

$$\text{et } P_{\text{él}}^{\text{encrassé}} = P_{\text{él}}^B = \frac{250 \cdot 450}{3600 \cdot 0,5} = 62,5 \text{ W } (\times 4,5)$$

9. L'encrassement étant linéaire, on peut moyenner la puissance électrique consommée sur l'année (8 760 h) :

$$C_{\text{él}} = \bar{P}_{\text{él}} \Delta t = \left(\frac{P_{\text{él}}^{\text{neuf}} + P_{\text{él}}^{\text{encrassé}}}{2} \right) \frac{8760}{1000 \cdot 100} 2,3 = 7,7 \text{ kWh}_{\text{EP}}/\text{m}^2/\text{an}/\text{ventilateur}$$

La consommation électrique est clairement non négligeable par rapport au « crédit » de 50 kWh_{EP}/m²/an pour tous les usages.

2.9 Régulation de la pression d'une salle blanche en régime permanent

Dans une usine pharmaceutique, on souhaite réguler la surpression d'une salle blanche dans laquelle est fabriqué un médicament nécessitant des conditions d'ambiance strictes. Il faut notamment que le local soit constamment en surpression pour éviter toute contamination provenant par l'extérieur. Un réseau aéraulique double flux est alors constitué :

- d'un réseau de soufflage à débit fixe permettant de maintenir un débit hygiénique pour les opérateurs à $q_v = 250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$;
- d'un réseau d'extraction à débit variable permettant de réguler la surpression à $\Delta p = 30 \text{ Pa}$.

Pour réaliser la surpression, le principe repose sur le fait de souffler plus d'air qu'on n'en extrait *via* la ventilation, ce déséquilibre étant *in fine* compensé par des exfiltrations d'air q_v^{fuites} (en m³·h⁻¹) qui sont régies par la loi suivante :

$$q_v^{\text{fuites}} = K \Delta p^n$$

Avec :

- K un coefficient de perméabilité avec $K = 3,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-n}$;
- n un coefficient variant de 0,5 à 1 ($n = 0,8$ ici).

Questions

1. Expliquer pourquoi le coefficient n varie en pratique entre 0,5 et 1.
2. Réaliser un bilan massique en régime permanent, et déterminer le débit du réseau d'extraction q_v^{out} qui permet de maintenir une surpression de 30 Pa.

On suppose que les deux ventilateurs sont les mêmes et sont équipés de variateurs de vitesse (voir courbes de ventilateurs en annexe). On sait également que la perte de charge du réseau d'extraction est de 40 Pa pour un débit de $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

3. Placer sur le graphique le point de fonctionnement nominal pour le réseau d'extraction, et donner la vitesse du ventilateur associé.

On considère que le filtre sur l'air extrait s'encrasse tel que sa perte de charge augmente de 1 Pa/jour. On utilisera la variation de vitesse pour compenser les pertes de charge supplémentaires en lien avec l'encrassement.

4. Combien de temps pourra-t-on garantir le maintien de Δp à exactement 30 Pa ? Tracer l'évolution des points de fonctionnement sur les courbes de ventilateur.

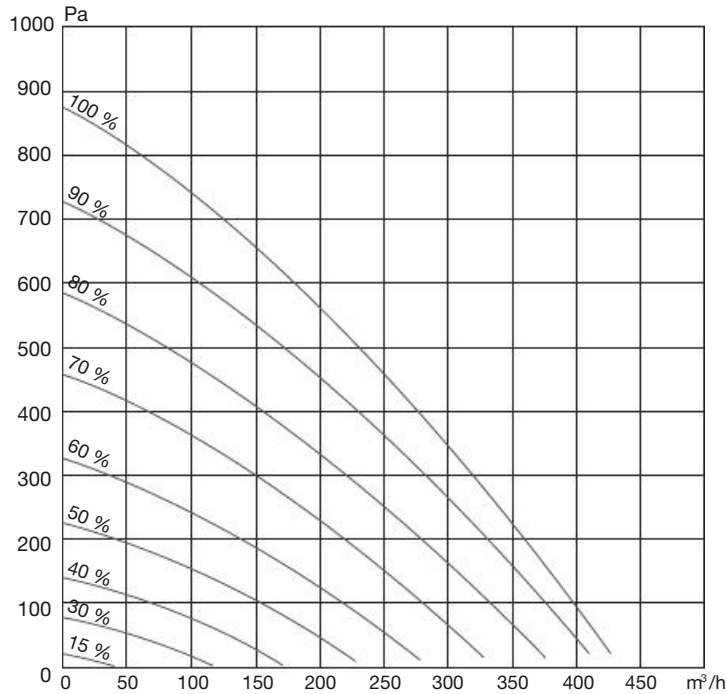
Enfin, à la suite d'une erreur de réglage, la vitesse est fixée initialement pour atteindre le point de fonctionnement et n'est ensuite plus modifiée (mode « vitesse constante »). Avec l'encrassement, le débit ne pourra que diminuer, ce qui va accroître la surpression. Cependant, une surpression trop forte n'est pas souhaitable, car cela poserait, par exemple, des problèmes quant à l'ouverture des portes battantes, et de courants d'air importants lors de l'ouverture des portes.

5. Combien de temps pourra-t-on maintenir : $\Delta p < 70 \text{ Pa}$?

On suppose un rendement électrique constant de 50 %.

6. Pour le débit nominal supposé maintenu, comparer les puissances électriques du ventilateur d'extraction entre le point de fonctionnement correspondant à un filtre neuf (point de fonctionnement initial) et le point de fonctionnement correspondant à un filtre encrassé permettant le maintien de la consigne de 30 Pa.

Annexe : Courbes de ventilateurs



Source : Zehnder

Corrigés

1. Le coefficient n varie de 0,5 à 1, parce que les fuites sont liées à une multitude d'écoulements qui s'établissent dans de nombreux orifices, défauts d'étanchéité ou tout autre interstice pouvant être laminaire ($n = 1$) ou turbulent ($n = 0,5$: relation quadratique entre le débit et la pression correspondant en toute rigueur à un régime turbulent dit « rugueux »). L'écoulement « moyen » sera donc forcément une moyenne pondérée de ces écoulements avec un coefficient n qui se situera entre ces 2 bornes. On aura donc une répartition d'écoulements laminaires et turbulents en parallèle.
2. On réalise un bilan massique en régime permanent en supposant que la masse volumique de l'air est constante. On note x le coefficient réducteur du débit nominal entrant :

$$(q_v^{in} - q_v^{out} - q_v^{fuites}) = 0$$

On pose :

$$q_v = q_v^{in} \quad \text{et} \quad x = \frac{q_v^{in}}{q_v^{out}} \rightarrow q_v - xq_v - K\Delta p^n = 0$$

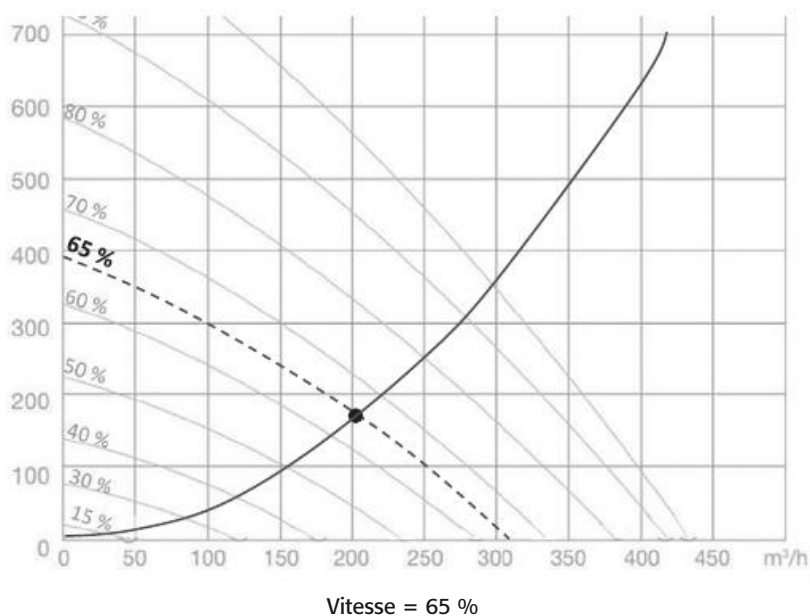
$$xq_v = q_v - K\Delta p^n$$

$$x = 1 - \frac{K\Delta p^n}{q_v} = 0,8 \rightarrow q_v^{out} = 200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

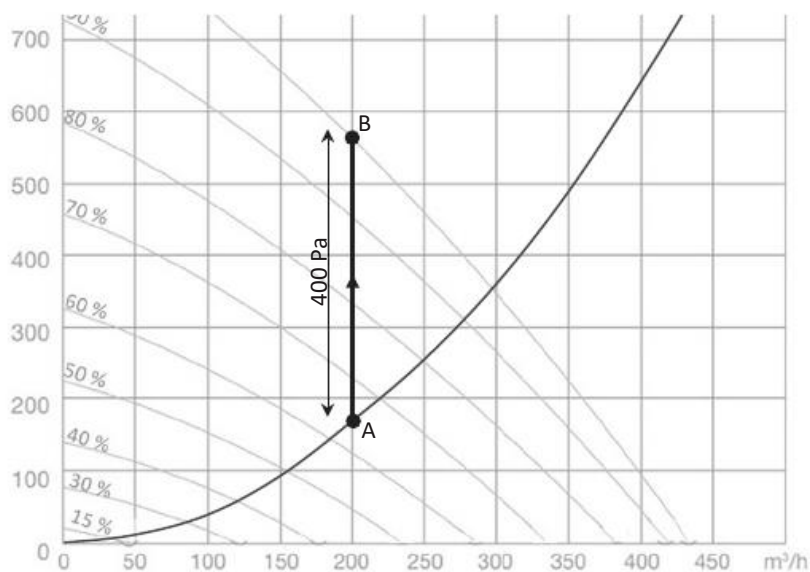
3. On suppose un régime turbulent rugueux et donc une relation quadratique entre la pression et le débit.

$$\Delta p = Z q_v^2 \rightarrow Z = \frac{\Delta p}{q_v^2} = \frac{40}{100^2} = 0,004$$

$$\Delta p(q_v = 200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}) = 0,004 \cdot 200^2 = 160 \text{ Pa}$$



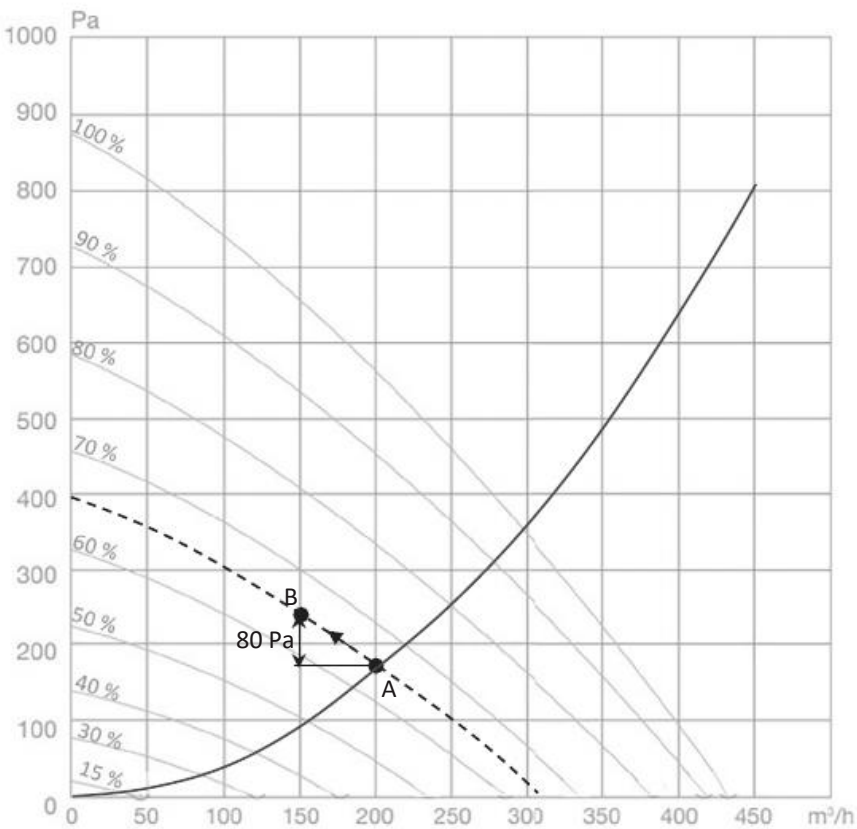
4. Pour maintenir la surpression à 30 Pa, la condition est de maintenir le débit d'extraction à 200 m³.h⁻¹. Il faut simplement regarder quelle marge on a entre le point de fonctionnement initial A et le point de fonctionnement B permettant de maintenir le débit à 200 m³.h⁻¹ lorsque la vitesse est maximale :



$$\Delta t_{30\text{Pa}} = \frac{400}{1} = 400 \text{ jours}$$

Il faudra nettoyer ou changer le filtre environ chaque année.

5.
$$x = 1 - \frac{K \Delta p^n}{q_v} = 1 - \frac{3,3 \cdot 70^{0,8}}{250} \rightarrow q_v^{out} = 150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$



$$\Delta t_{70 \text{ Pa}} = \frac{80}{1} = 80 \text{ jours}$$

6.
$$P_{el} = \frac{q_v \Delta p}{\eta}$$

	Filtre neuf	Filtre encrassé	
q_v	200	200	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
Δp	160	560	Pa
η	0,5	0,5	-
P_{el}	17,8	62,2 (×3,5)	W

PROBLÈMES 3

Modèles de comportement

3.1 Régulation de la température d'ECS

On considère une production d'ECS par accumulation à l'électricité. Le volume V du ballon est de 200 litres, le coefficient d'échange de son enveloppe est estimé à $US = 50 \text{ W.K}^{-1}$. La température ambiante T_a est supposée constante et égale à 20°C . La température initiale de l'eau dans le ballon est de 20°C . La puissance de la résistance électrique est de $P_{el} = 2\,000 \text{ W}_{el}$. On suppose que ce système peut être représenté par un modèle du premier ordre.

Questions

1. Déterminer :
 - a. la fonction de transfert réglant $H_r(p)$;
 - b. la fonction de transfert perturbateur $H_p(p)$;
 - c. l'évolution de la température de l'eau $T(t)$ après enclenchement de la résistance électrique.

La régulation de la température de l'eau s'effectue en boucle fermée au moyen d'un régulateur proportionnel. On donne la fonction de transfert d'un régulateur proportionnel :

$$H_c(p) = K_p$$

2. Déterminer :
 - a. la fonction de transfert de la boucle fermée $H_{BF}(p)$ (faire apparaître les grandeurs τ_{BF} et K_{BF} , et en donner la signification) ;
 - b. l'évolution de la température de l'eau suite à un échelon de consigne de $\Delta T = 20$ K pour différentes valeurs de K_p ;
 - c. l'erreur statique ε_s pour différentes valeurs de K_p .
3. Déterminer la valeur de K_p optimal. Justifier. Conclure quant au choix du régulateur.

Corrigés

1. On réalise le bilan d'énergie interne sur le ballon :

$$\rho c_p V \frac{dT}{dt} = P_{\text{él}} - US(T - T_a) \text{ avec } T(0) = T_a$$

En pratique, on travaille en variable réduite de manière à avoir la condition initiale nulle :

$$\text{Soit : } \theta = T - T_a$$

$$\rho c_p V \frac{d\theta}{dt} = P_{\text{él}} - US\theta \text{ avec } \theta(0) = 0$$

On utilise ensuite la transformée de Laplace (le symbole « $\tilde{}$ » signifie que la variable est exprimée dans le domaine de Laplace) :

$$\begin{aligned} \rightarrow \rho c_p V (p\tilde{\theta} - \theta(0)) &= \tilde{P}_{\text{él}} - US\tilde{\theta} \\ \rightarrow \rho c_p V p\tilde{\theta} &= \tilde{P}_{\text{él}} - US\tilde{\theta} \\ \rightarrow \tilde{\theta} (US + \rho c_p V p) &= \tilde{P}_{\text{él}} \end{aligned}$$

- a. Fonction de transfert réglant :

$H_r(p)$ est définie par le couple : grandeur réglée (sortie)/transfert réglant (entrée) :

$$H_r(p) = \frac{\tilde{\theta}}{\tilde{P}_{\text{él}}} = \frac{1}{US + \rho c_p V p} = \frac{\frac{1}{US}}{1 + \frac{\rho c_p V}{US} p} = \frac{K_r}{1 + \tau p}$$

$$\text{avec } K_r = \frac{1}{US} \text{ et } \tau = \frac{\rho c_p V}{US}$$

$$\rightarrow H_r(p) = \frac{K_r}{1 + \tau p}$$

- b. Fonction de transfert perturbateur :

$H_p(p)$ est définie par le couple : grandeur réglée (sortie)/transfert perturbateur (entrée). Or, ici, il n'y a pas de transferts perturbateurs (soutirage, par exemple), les déperditions étant déjà intégrées au transfert réglant :

$$H_p(p) = 0$$

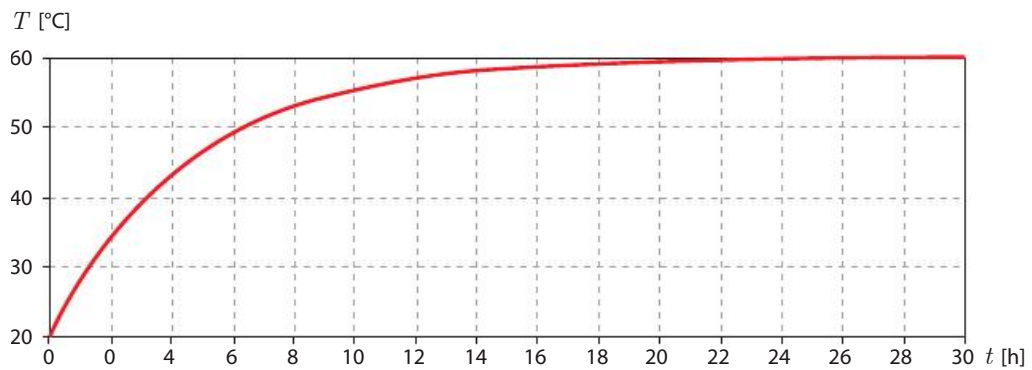
c. Réponse en boucle ouverte à un échelon de puissance électrique :

$$\tilde{P}_{el} = \frac{P_{el}}{p}$$

$$\tilde{\theta} = H_r(p) \tilde{P}_{el} = \frac{K_r P_{el}}{p(1 + \tau p)} = K_r P_{el} \frac{\frac{1}{\tau}}{p \left(\frac{1}{\tau} + p \right)}$$

On utilise la transformée inverse pour identifier la fonction suivante :

$$\rightarrow T(t) = T_a + \frac{P_{el}}{US} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right)$$



2. a.

$$H_{BF}(p) = \frac{H_{BO}(p)}{1 + H_{BO}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{H_{BO}(p)}}$$

$$\text{avec } H_{BO}(p) = H_r(p) H_c(p) = \frac{K_r K_p}{1 + \tau p}$$

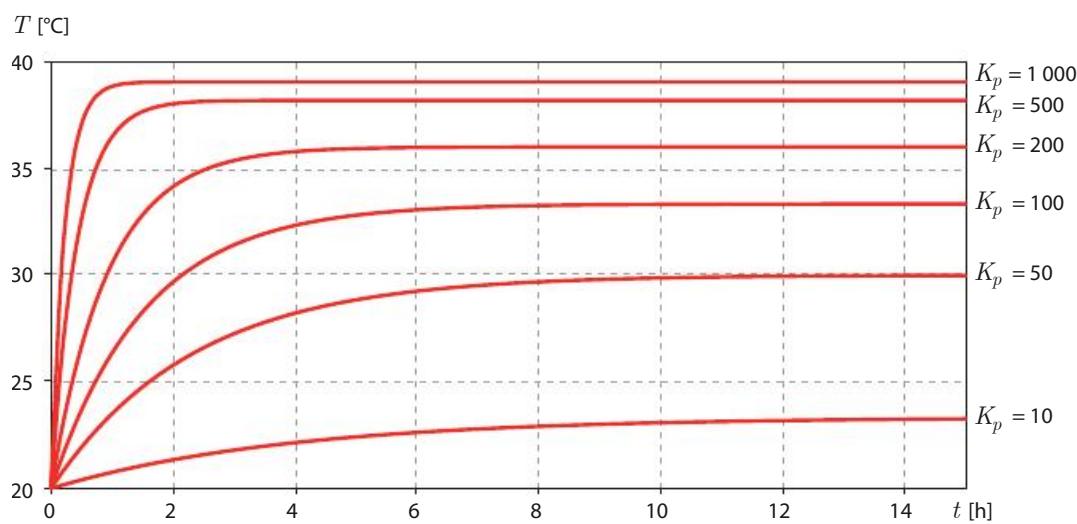
$$\rightarrow H_{BF}(p) = \frac{1}{1 + \frac{1 + \tau p}{K_r K_p}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{K_r K_p} + \frac{\tau}{K_r K_p} p} = \frac{\frac{K_r K_p}{\tau}}{\frac{K_r K_p}{\tau} + 1 + p}$$

$$\rightarrow H_{BF}(p) = \frac{\frac{K_{BF}}{\tau_{BF}}}{\frac{1}{\tau_{BF}} + p} \text{ avec } \tau_{BF} = \frac{\tau}{K_r K_p + 1} \text{ et } K_{BF} = \tau_{BF} \frac{K_r K_p}{\tau} = \frac{K_r K_p}{K_r K_p + 1}$$

b. $\tilde{\theta} = H_{BF}(p) \tilde{\theta}_{sp}$ avec $\tilde{\theta}_{sp} = \frac{\Delta T}{p}$ (échelon de consigne)

$$\rightarrow \tilde{\theta} = \frac{\frac{K_{BF}}{\tau_{BF}} \Delta T}{p \left(\frac{1}{\tau_{BF}} + p \right)} \rightarrow \tilde{\theta} = K_{BF} \Delta T \frac{\frac{1}{\tau_{BF}}}{p \left(\frac{1}{\tau_{BF}} + p \right)}$$

$$\rightarrow T(t)-T_a=K_{BF}\Delta T\left(1-e^{-\frac{t}{\tau_{BF}}}\right)$$



c.

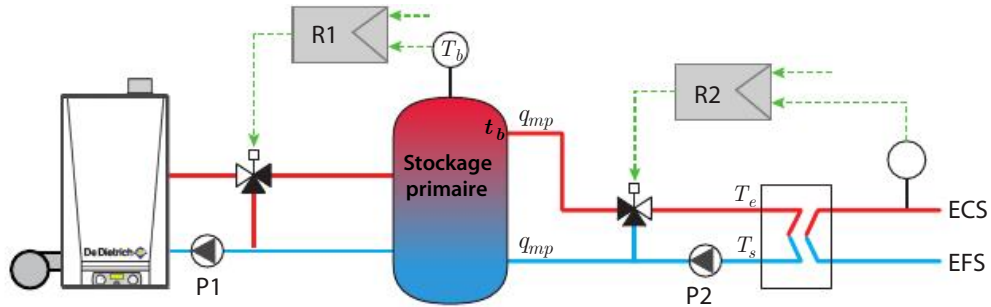
$$\begin{aligned} \lim_{t \rightarrow +\infty} \varepsilon(t) &= \lim_{t \rightarrow +\infty} (\Delta T - (T(t) - T_a)) = \varepsilon_s \\ &= \Delta T (1 - K_{BF}) = \frac{\Delta T}{1 + K_r K_p} \end{aligned}$$

K_p	100	1000	W.K ⁻¹
ε_s	6,7	1,0	K

- La valeur de K_p optimale est la valeur qui permettra un réglage rapide et précis, c'est-à-dire si possible sans erreur statique, soit pour $K_p \rightarrow +\infty$ ce qui revient à utiliser un régulateur TOR (ce qui est logique puisque $\lambda = 0$ car le système est du premier ordre sans temps de retard). Il faudra simplement veiller à respecter les températures limites pour éviter le développement de légionnelles notamment. Un écart statique de l'ordre de 1 K est largement acceptable ici (ce qui ne sera pas le cas pour une application de chauffage).

3.2 Comportement dynamique d'un ballon de stockage

On considère l'installation suivante et on s'intéresse à la boucle de régulation de la température de l'eau dans le stockage primaire et, plus spécifiquement, au comportement dynamique du ballon de stockage pour deux modes de fonctionnement.



L'étude sera à réaliser sous les hypothèses suivantes :

- le comportement dynamique du stockage pourra être représenté par un modèle d'ordre 1 (entrée : puissance ; sortie : température d'eau du stock) ;
- le comportement dynamique de la vanne trois voies ne sera pas pris en compte.

Données :

- volume du stockage primaire : $V = 2\,000\text{ l}$;
- coefficient d'échange global des parois du stockage : $US = 20\text{ W.K}^{-1}$;
- débit masse d'eau au primaire de l'échangeur (en période de décharge) : $q_{mp} = 3,6\text{ kg.s}^{-1}$.

Questions

1. Fonctionnement en charge du stockage.

On considère un fonctionnement en charge du stockage, soit un débit q_{mp} égal à 0.

- Donner l'expression de la fonction de transfert du ballon de stockage H_b .
- Préciser l'expression et la valeur numérique du gain statique K_b et de la constante de temps τ .
- Donner l'expression de l'évolution de la température du stockage θ_b suite à un échelon de puissance d'amplitude P_0 .

Calculer alors la valeur de P_0 conduisant à une augmentation de la température θ_b de 20 K en 1 heure.

2. Fonctionnement en charge/décharge du stockage.

On considère un fonctionnement en charge/décharge du stockage, soit un débit q_{mp} non nul.

- Donner l'expression de la fonction de transfert du stockage.
- Préciser l'expression et la valeur numérique du gain statique et de la constante de temps.
- Calculer la valeur de P_0 conduisant à une augmentation de la température θ_b de 20 K en 1 heure.

3. Dédire des résultats précédents la puissance qu'il faudra considérer pour dimensionner la production de chaleur.

Corrigés

1. a.
$$H_b = \frac{K_b}{1 + \tau p}$$

- b. On effectue un bilan en régime instationnaire du ballon de stockage en considérant une puissance provenant de la chaudière P et une température ambiante autour du ballon de T_{amb} :

$$\rho c_p V \frac{dT_b}{dt} = P - US(T_b - T_{amb})$$

Posons :

$$\theta_b = T_b - T_{amb} \text{ avec } \theta_b(0) = 0$$

D'où :

$$\rho c_p V \frac{d\theta_b}{dt} = P - US\theta_b \xrightarrow{\mathcal{L}} \rho c_p V (p\tilde{\theta}_b - \theta_b(0)) = \tilde{P} - US\tilde{\theta}_b$$

$$\frac{\tilde{\theta}_b}{\tilde{P}} = \frac{\frac{P}{US}}{\left(1 + \frac{\rho c_p V}{US} p\right)} \rightarrow H_b = \frac{K_b}{1 + \tau p} \quad \text{avec} \quad \begin{cases} K_b = \frac{1}{US} = 0,05 \text{ K.W}^{-1} \\ \tau = \frac{\rho c_p V}{US} = 4,18 \cdot 10^5 \text{ s} = 116,1 \text{ h} \end{cases}$$

c.
$$H_b = \frac{K_b}{1 + \tau p} = \frac{\tilde{\theta}_b}{\tilde{P}} \text{ avec } \tilde{P} = \frac{P_0}{p}$$

$$\rightarrow \tilde{\theta}_b = \frac{K_b}{1 + \tau p} \frac{P_0}{p} \xrightarrow{\mathcal{L}^{-1}} \theta_b = \frac{P_0}{US} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right)$$

$$20 = \frac{P_0}{US} \left(1 - e^{-\frac{3600}{\tau}}\right) \rightarrow P_0 = \frac{20US}{\left(1 - e^{-\frac{3600}{\tau}}\right)} = 46,6 \text{ kW}$$

2. a. On reprend le bilan en régime instationnaire et on ajoute le flux de chaleur lié au soutirage d'eau chaude :

$$\rho c_p V \frac{dT_b}{dt} = P - US(T_b - T_{amb}) - q_{mp} c_p (T_b - T_s)$$

Posons :

$$\theta_b = T_b - T_{amb} \text{ avec } \theta_b(0) = 0$$

Et :

$$\theta_s = T_s - T_{amb} \text{ avec } \theta_s(0) = 0$$

D'où :

$$\rho c_p V \frac{d\theta_b}{dt} = P - US\theta_b \xrightarrow{\mathcal{L}} \rho c_p V (p\tilde{\theta}_b - \theta_b(0)) = \tilde{P} - US\tilde{\theta}_b - q_{mp} c_p (\tilde{\theta}_b - \tilde{\theta}_s)$$

$$\tilde{\theta}_b (\rho c_p V p + US + q_{mp} c_p) = \tilde{P} + q_{mp} c_p \tilde{\theta}_s$$

$$\rightarrow \tilde{\theta}_b = \frac{1}{\rho c_p V p + US + q_{mp} c_p} \tilde{P} + \frac{q_{mp} c_p}{\rho c_p V p + US + q_{mp} c_p} \tilde{\theta}_s = H_b \tilde{P} + H_s \tilde{\theta}_s$$

Ici :

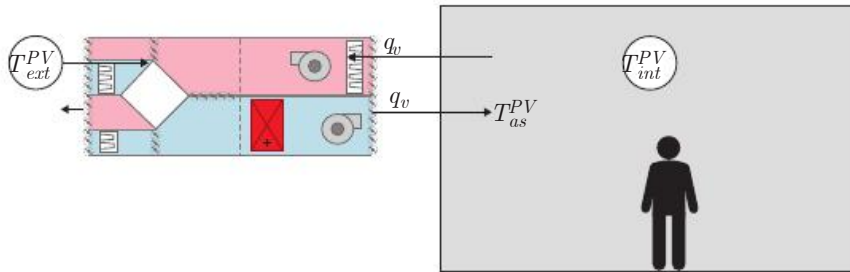
$$H_b = \frac{\frac{1}{US + q_{mp} c_p}}{1 + \frac{\rho c_p V}{US + q_{mp} c_p} p} = \frac{K'_b}{1 + \tau' p} \quad \text{avec} \quad \begin{cases} K'_b = \frac{1}{US + q_{mp} c_p} = 6,6E^{-5} \text{ K.W}^{-1} \\ \tau' = \frac{\rho c_p V}{US + q_{mp} c_p} = 555 \text{ s} \end{cases}$$

b. On reprend le raisonnement issu de la question 1.3 :

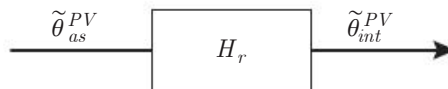
$$P_0 = \frac{20 \left(US + q_{mp} c_p \right)}{\left(1 - e^{-\frac{3600}{\tau'}} \right)} = 302 \text{ kW}$$

3. *A priori*, il faudrait considérer la puissance en cycle charge + décharge pour être certain d'atteindre la consigne désirée en toutes circonstances (sécurité).

3.3 Modèle de comportement d'un local chauffé par air pulsé



On considère une boucle de régulation fermée en cascade qui règle la température ambiante d'un local grâce à la variation de la température de soufflage d'une CTA à débit constant. La température de soufflage étant réalisée par action en séquence sur les vannes des batteries chaude et froide. On souhaite connaître la fonction de transfert qui régit la boucle primaire à savoir :



Avec :

- $\tilde{\theta}_{as}^{PV}$: une variable représentant la variation de la température d'air soufflé mesurée dans le domaine de Laplace ;
- $\tilde{\theta}_{int}^{PV}$: une variable représentant la température d'air intérieur mesurée dans le domaine de Laplace.

On suppose connus le coefficient d'échange du bâtiment (incluant les déperditions par transmission, par ponts thermiques et par renouvellement d'air) $US_{bât}$ (en unités SI), le volume du bâtiment V (en unités SI), la capacité thermique volumique du local c_v (en $J.m^{-3}.K^{-1}$) et le débit d'air neuf q_v (en $m^3.h^{-1}$).

Questions

1. Réaliser un bilan thermique en régime stationnaire sur le local et en déduire la loi de soufflage (ou loi d'air) qu'il faudra implémenter pour maintenir la température ambiante à sa consigne T_{int}^{SP} , quelle que soit la température extérieure T_{ext}^{PV} .
2. Réaliser cette fois un bilan thermique du local en régime instationnaire, puis montrer que la fonction de transfert H_r (dans le domaine de Laplace) s'exprime de la manière suivante :

$$H_r = \frac{K_r}{1 + \tau p} \quad \text{avec} \quad K_r = \frac{1}{1 + \frac{US_{bât}}{0,34q_v}}$$

avec τ qui est à déterminer littéralement.

Corrigés

1. $0,34q_v T_{as}^{SP} = US_{bât} (T_{int}^{SP} - T_{ext}^{PV}) + 0,34q_v T_{int}^{SP} \quad (q_v \text{ en } m^3.h^{-1})$
 $\rightarrow T_{as}^{SP} = T_{int}^{SP} + \frac{US_{bât}}{0,34q_v} (T_{int}^{SP} - T_{ext}^{PV}) = a T_{ext}^{PV} + (1 - a) T_{int}^{SP}$

Avec :

$$a = - \frac{US_{bât}}{0,34q_v}$$

2. $c_v V \frac{dT_{int}^{PV}}{dt} = 0,34q_v (T_{as}^{PV} - T_{int}^{PV}) - US_{bât} (T_{int}^{PV} - T_{ext}^{PV})$

On pose :

$$\begin{cases} \theta_{as} = T_{as}^{PV} - T_{ext}^{PV} \\ \theta_{int} = T_{int}^{PV} - T_{ext}^{PV} \end{cases}$$

Et on suppose que $\theta_{int}(0) = 0$.

D'où :

$$\begin{aligned} c_v V \frac{d\theta_{int}}{dt} &= 0,34q_v (\theta_{as} - \theta_{int}) - US_{bât} \theta_{int} \\ \xrightarrow{\mathcal{L}} c_v V (p\tilde{\theta}_{int} - \theta_{int}(0)) + US_{bât} \tilde{\theta}_{int} + 0,34q_v \tilde{\theta}_{int} &= 0,34q_v \tilde{\theta}_{as} \\ \frac{c_v V}{US_{bât} + 0,34q_v} p\tilde{\theta}_{int} + \tilde{\theta}_{int} &= \frac{0,34q_v}{US_{bât} + 0,34q_v} \tilde{\theta}_{as} \end{aligned}$$

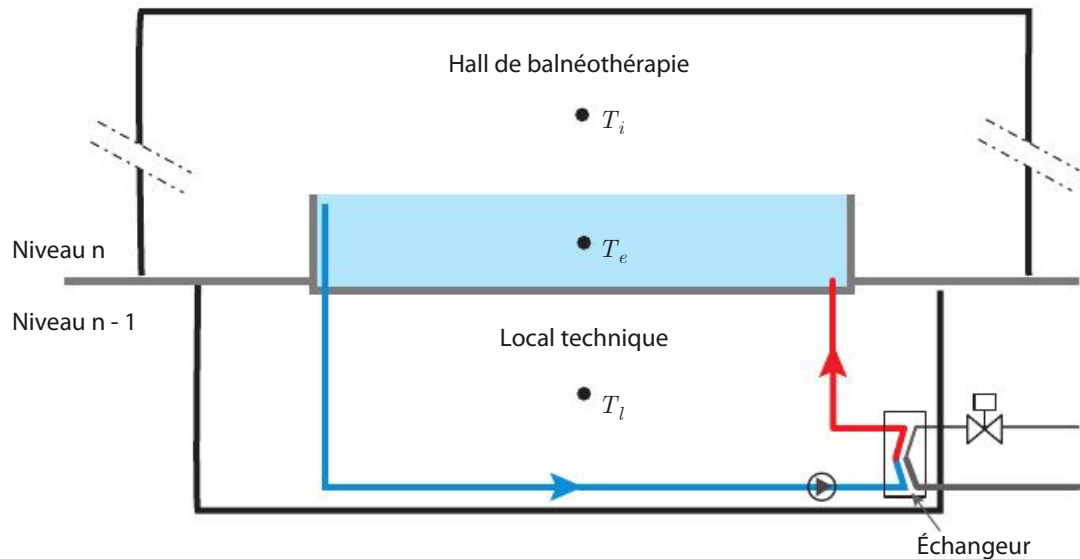
On pose :

$$\left\{ \begin{array}{l} \tau = \frac{c_v V}{US_{bât} + 0,34 q_v} \\ K_r = \frac{0,34 q_v}{US_{bât} + 0,34 q_v} = \frac{1}{1 + \frac{US_{bât}}{0,34 q_v}} \end{array} \right.$$

$$\tilde{\theta}_{int} (1 + \tau p) = K_r \tilde{\theta}_{as} \quad \rightarrow \quad H_r = \frac{\tilde{\theta}_{int}}{\tilde{\theta}_{as}} = \frac{K_r}{1 + \tau p}$$

3.4 Étude partielle de la mise en chauffe d'un bassin de balnéothérapie

On considère un bassin de balnéothérapie, situé dans une clinique de La Rochelle, dont les caractéristiques sont précisées ci-après. Le maintien en température et la mise en chauffe sont assurés par un échangeur de chaleur raccordé à la chaufferie principale de la clinique, suivant le schéma ci-dessous :



Les pertes de chaleur de l'eau du bassin sont liées :

- aux échanges à travers le plancher en contact avec le local technique ;
- aux échanges à travers les parois verticales en contact avec le hall de la balnéothérapie ;
- aux échanges convectifs entre le plan d'eau et l'air du hall de la balnéothérapie.

L'objet de l'étude est de déterminer la puissance nécessaire à la mise en chauffe du bassin sur une durée de 48 heures. Pour cela, deux approches seront traitées : une fondée sur un modèle dynamique et une autre basée sur une approche énergétique globale. On admettra qu'à l'instant initial, les températures d'eau, du hall du bassin et du local technique sont identiques.

Questions

1. Écrire l'équation différentielle vérifiée par la température de l'eau du bassin, $T_e(t)$.

On admet que le comportement dynamique du bassin est d'ordre 1, pour les différents couples entrée/sortie suivants :

- entrée : puissance apportée à l'eau du bassin (P) / sortie : température de l'eau du bassin (T_e) ;
- entrée : température du hall de balnéothérapie (T_h) / sortie : température de l'eau du bassin (T_e) ;
- entrée : température ambiante du local technique (T_L) / sortie : température de l'eau du bassin (T_e).

2. a. En déduire l'expression des fonctions de transfert réglante et perturbatrices.
b. Préciser l'expression et la valeur numérique des différents paramètres de ces fonctions de transfert.

3. Donner l'expression de l'évolution de la température de l'eau du bassin en réponse à :

- un échelon de puissance ;
- un échelon de la température du local technique ;
- un échelon de la température du hall du bassin.

En déduire l'expression de l'évolution de la température de l'eau du bassin sous l'action de la puissance apportée *via* l'échangeur et des températures du local technique et du hall.

4. Déterminer l'expression et la valeur numérique de la puissance P à apporter à l'eau du bassin afin d'assurer une montée en température en 48 heures à partir des données précisées ci-dessous.

Pour cela, vous complétez l'expression obtenue en 3. par le terme $T_e(0) \cdot \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right)$

lié à la prise en compte de la condition initiale sur la température de l'eau du bassin.

Vous considérerez également une « amplitude » de l'échelon de température du local technique et du hall du bassin égale à la différence entre la valeur de ces températures précisées ci-après et leur valeur initiale (supposée égale à la température initiale de l'eau du bassin).

5. Que deviendrait le résultat si la mise en chauffe se fait sous les conditions suivantes : $T_L = 5^\circ\text{C}$ et $T_h = 20^\circ\text{C}$?

6. Vérifier l'ordre de grandeur du résultat de la question précédente par un calcul énergétique simple.

Justifier la différence de résultat obtenue.

Données et notations :

- T_e : température de l'eau du bassin souhaitée : 34 °C ;
- $T_e(0)$: température initiale de l'eau du bassin : 12 °C ;
- T_L : température du local technique : 19 °C ;
- T_i : température d'air du hall de balnéothérapie : 28 °C ;
- V : volume d'eau du bassin de balnéothérapie : 52 m³ ;
- $U_h S_h$: coefficient d'échange relatif au plancher du bassin : 117 W.K⁻¹ ;
- $U_v S_v$: coefficient d'échange relatif aux parois verticales du bassin : 102 W.K⁻¹ ;
- $h_e S_e$: coefficient d'échange entre le plan d'eau et l'air du hall du bassin : 370 W.K⁻¹ ;
- P : puissance de l'échangeur en W.

Corrigés

$$1. \quad \rho c_p V \frac{dT_e}{dt} = P - U_h S_h (T_e - T_L) - U_v S_v (T_e - T_i) - h_e S_e (T_e - T_i)$$

$$= P - (U_h S_h + U_v S_v + h_e S_e) T_e + U_h S_h T_L + (U_v S_v + h_e S_e) T_i$$

D'où :

$$\frac{\rho c_p V}{U_h S_h + U_v S_v + h_e S_e} \frac{dT_e}{dt} + T_e = \frac{P}{U_h S_h + U_v S_v + h_e S_e} + \frac{U_h S_h}{U_h S_h + U_v S_v + h_e S_e} T_L + \frac{U_v S_v + h_e S_e}{U_h S_h + U_v S_v + h_e S_e} T_i$$

$$\tau \frac{dT_e}{dt} + T_e = K_e P + K_L T_L + K_i T_i$$

$$2. \quad a. \quad H_e = \frac{K_e}{1 + \tau p} ; H_L = \frac{K_L}{1 + \tau p} \text{ et } H_i = \frac{K_i}{1 + \tau p}$$

b. Par identification :

$$\tau = \frac{\rho c_p V}{U_h S_h + U_v S_v + h_e S_e} = 103 \text{ h}$$

$$\text{et } \left\{ \begin{array}{l} K_e = \frac{1}{U_h S_h + U_v S_v + h_e S_e} = 1,69 \cdot 10^{-3} \text{ K.W}^{-1} \\ K_L = \frac{U_h S_h}{U_h S_h + U_v S_v + h_e S_e} = 0,20 \\ K_i = \frac{U_v S_v + h_e S_e}{U_h S_h + U_v S_v + h_e S_e} = 0,80 \end{array} \right.$$

3. • Échelon de puissance P :

$$H_e = \frac{K_e}{1 + \tau p} = \frac{\tilde{T}_e}{\tilde{P}} \rightarrow \tilde{T}_e = \frac{K_e}{1 + \tau p} \frac{P}{p} \xrightarrow{\mathcal{L}^{-1}} T_e = K_e P \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right)$$

- Échelon de température T_L :

$$H_L = \frac{K_L}{1 + \tau p} = \frac{\tilde{T}_e}{\tilde{T}_L} \rightarrow \tilde{T}_e = \frac{K_L}{1 + \tau p} \frac{\Delta T_L}{p} \xrightarrow{\mathcal{L}^{-1}} T_e = K_L \Delta T_L \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right)$$

- Échelon de température T_i :

$$H_i = \frac{K_i}{1 + \tau p} = \frac{\tilde{T}_e}{\tilde{T}_i} \rightarrow \tilde{T}_e = \frac{K_i}{1 + \tau p} \frac{\Delta T_i}{p} \xrightarrow{\mathcal{L}^{-1}} T_e = K_i \Delta T_i \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right)$$

$$T_e(t) = (K_e P + K_L \Delta T_L + K_i \Delta T_i) \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right)$$

$$4. \quad T_e(t) = (K_e P + K_L \Delta T_L + K_i \Delta T_i) \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right) + T_e(0) e^{-\frac{t}{\tau}}$$

D'où :

$$P = \frac{1}{K_e} \left(\frac{T_e^{SP} - T_e(0) e^{-\frac{48.3600}{\tau}}}{1 - e^{-\frac{48.3600}{\tau}}} - K_L \Delta T_L - K_i \Delta T_i \right) = 33,4 \text{ kW}$$

5. $P = 38,8 \text{ kW}$
6. Un calcul simplifié consiste à déterminer la puissance nécessaire pour chauffer le volume d'eau du bassin en un temps donné. Cette puissance est ainsi obtenue en faisant le rapport de l'énergie nécessaire à l'augmentation de la température du bassin de 12 °C à 34 °C au temps de mise en chauffe souhaité, soit ici 48 heures. On obtient ainsi une puissance de 27,6 kW.

$$P = \rho c_p V \frac{T_e - T_{eo}}{48.3600} = 27,6 \text{ kW}$$

L'écart de puissance obtenu avec les valeurs précédentes est lié au fait que le calcul simplifié ne considère pas les échanges de chaleur du bassin avec son environnement.

3.5 Étude analytique de la réponse en température d'un petit pavillon à un échelon de flux de chauffage

Objectif du problème

La définition de la régulation d'un système s'appuie en particulier sur la connaissance de la réponse d'une grandeur réglée (dans notre cas : la température ambiante intérieure du petit pavillon, assimilée à la température d'air) du système à un échelon de la grandeur réglante (ici : le flux de chauffage). L'objet du problème est de déterminer l'allure de cette « réponse échelon » (sans régulateur) en s'appuyant sur le cas d'un pavillon type de petite dimension

(70 m² au sol). Il faut noter toutefois que les hypothèses simplificatrices réalisées dans ce problème sont telles qu'on ne prétend pas à une description quantitative des phénomènes. D'ailleurs, en pratique, ces courbes ou du moins les grandeurs intéressantes relatives à ces courbes sont en général mesurées.

On envisage alors un pavillon initialement à la température extérieure T_{ext} , à l'instant $t = 0$ où on met le chauffage en route, c'est-à-dire qu'on envoie un échelon de flux $C_s \Phi_0$ aux émetteurs de chaleur (C_s étant un coefficient de surpuissance, $\Phi_0 = GV(T_{is} - T_{ext})$ le flux de chauffage en régime stationnaire et T_{is} la température de l'air et des éléments légers intérieurs en régime stationnaire).

Hypothèses, notations et données du problème

Le pavillon est modélisé très grossièrement par une enceinte parallélépipédique de 7 m de large, 10 m de profondeur et 2,5 m de hauteur. Les six faces de ce parallélépipède sont désignées par le terme de parois et sont supposées être des murs dont la composition est (en partant de l'intérieur) de 1 cm de plâtre, de 8 cm d'isolant, de 20 cm de brique creuse, de 1 cm d'enduit ciment.

On fournit les données relatives à l'intérieur du pavillon :

- la surface totale intérieure du local (murs verticaux et horizontaux) : $S = 225 \text{ m}^2$;
- le volume du local intérieur : $V = 175 \text{ m}^3$;
- le taux de renouvellement d'air : $N = 1 \text{ vol.h}^{-1}$ (les déperditions par renouvellement d'air s'évaluent par $D_r = 0,34 \text{ NV en W.K}^{-1}$) ;
- la capacité thermique interne : $C_{int} = 8.10^5 \text{ J.K}^{-1}$ (il s'agit de la capacité thermique de l'air ambiant ainsi que de l'ensemble des éléments légers situés à l'intérieur du pavillon tels que rideaux, meubles, certaines cloisons intérieures, ces éléments étant supposés atteindre instantanément la température de l'air).

On fournit les données relatives aux parois :

- la résistance thermique de surface intérieure : $1/h_i = 0,13 \text{ m}^2.\text{K.W}^{-1}$;
- la résistance thermique de surface extérieure : $1/h_e = 0,04 \text{ m}^2.\text{K.W}^{-1}$;
- la résistance thermique de l'enduit ciment : $R_{cim} = 0,008 \text{ m}^2.\text{K.W}^{-1}$;
- la résistance thermique de la brique creuse : $R_{br} = 0,39 \text{ m}^2.\text{K.W}^{-1}$;
- la résistance thermique de l'isolant : $R_{is} = 1,90 \text{ m}^2.\text{K.W}^{-1}$;
- la résistance thermique de l'enduit plâtre de surface intérieure : $R_{pl} = 0,03 \text{ m}^2.\text{K.W}^{-1}$;
- la capacité thermique du revêtement de plâtre intérieur : $C_{pl} = 3,2.10^6 \text{ J.K}^{-1}$.

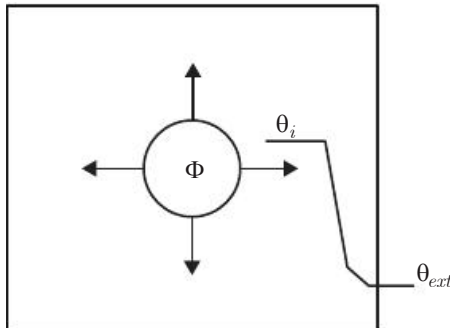
On note $US (\text{W.K}^{-1})$ la déperdition totale à travers les parois par degré d'écart intérieur-extérieur et $GV (\text{W.K}^{-1})$ la perte totale par degré d'écart intérieur-extérieur compte tenu du renouvellement d'air.

Toutes les équations seront données pour les températures réduites d'indice k suivantes :

$$\theta_k(t) = \frac{T_k(t) - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}} \text{ avec } \theta_k(0) = 0$$

Questions

1. Boucle à un accumulateur ou système du premier ordre



Flux directement fourni à l'intérieur selon la loi :

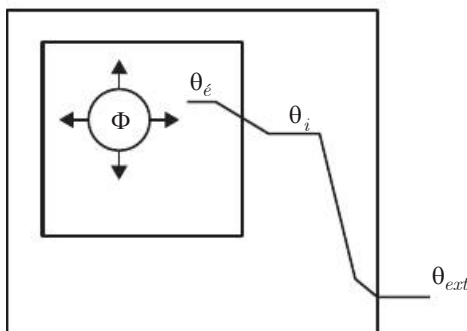
$$\begin{cases} \Phi = 0 & \text{si } t < 0 \\ \Phi = C_s GV (T_{is} - T_{ext}) & \text{si } t \geq 0 \end{cases}$$

On fait les hypothèses suivantes :

- on néglige la capacité thermique de l'isolant, de la brique et de l'enduit ciment extérieur ;
- l'enduit plâtre est considéré comme élément léger intérieur à une température égale à tout instant à la température intérieure T_i ;
- on néglige la capacité thermique des émetteurs de chauffage, ainsi : $\Phi = C_s GV (T_{is} - T_{ext})$ est directement fourni à l'ambiance intérieure, il est constant à partir de $t = 0$;
- les pertes par les parois sont calculées pour un régime quasi stationnaire, c'est-à-dire un régime stationnaire qui correspondrait à une température intérieure T_i .

- Déterminer le coefficient GV du local.
- Établir l'équation différentielle du premier ordre décrivant l'évolution temporelle de la température intérieure adimensionnelle θ_i . Préciser quelle est la constante de temps τ_i de ce système du premier ordre.
- Intégrer cette équation compte tenu de la condition initiale pour obtenir l'évolution des températures.
- Tracer l'évolution des températures réduites avec le temps.
- Discuter de la validité des hypothèses faites, à quel mode de chauffage et à quel type de construction s'applique le mieux ce type de modèle ?

2. Boucle à deux accumulateurs



Flux directement fourni à l'émetteur selon la loi :

$$\begin{cases} \Phi = 0 & \text{si } t < 0 \\ \Phi = C_s GV (T_{is} - T_{ext}) & \text{si } t \geq 0 \end{cases}$$

On fait les hypothèses suivantes :

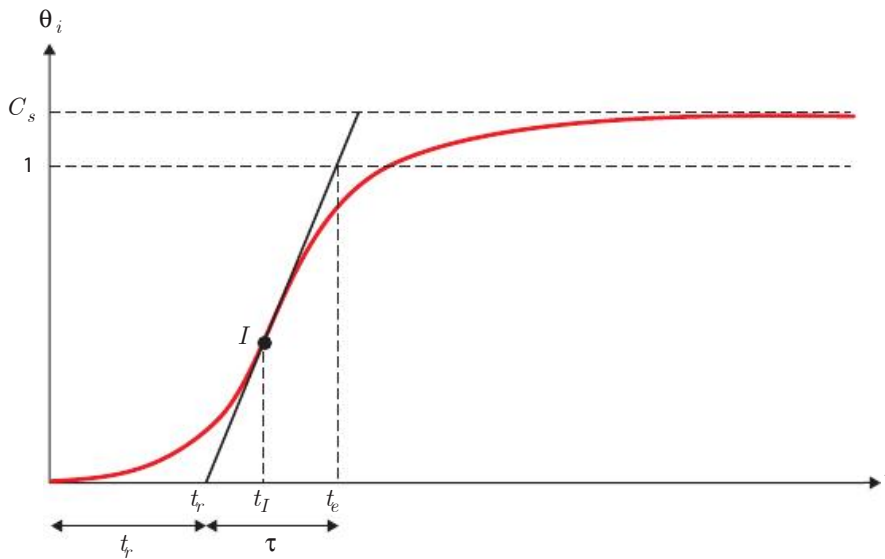
- on néglige la capacité thermique de l'isolant, de la brique et de l'enduit ciment extérieur ;
 - l'enduit plâtre est considéré comme élément léger intérieur à une température égale à tout instant à la température intérieure T_i ;
 - le flux de chauffage maximum atteint en régime stationnaire est $\Phi_0 = GV(T_{is} - T_{ext})$. Lors de la mise en régime (pour toute la durée de notre étude), on tient compte d'un coefficient de surpuissance C_s . Cet échelon $C_s GV(T_{is} - T_{ext})$ de flux de chauffage n'est pas cédé directement à l'air mais aux émetteurs de chaleur à partir de l'instant $t = 0$. Ces émetteurs à température T_e possèdent globalement une capacité thermique C_e ; un coefficient d'échange avec l'ambiance intérieure à température T_i appelé US_e (W.K⁻¹) et une constante de temps $\tau_e = C_e / US_e$;
 - les pertes par les parois sont calculées pour un régime quasi stationnaire, c'est-à-dire un régime stationnaire qui correspondrait à une température intérieure T_i .
- a. Établir les deux équations différentielles du premier ordre décrivant l'évolution temporelle des températures réduites : des émetteurs θ_e et intérieure θ_i ;
- b. En déduire une équation différentielle du second ordre fournissant la température intérieure θ_i que l'on mettra sous la forme :

$$\frac{d^2 \theta_i}{dt^2} + 2\zeta \frac{d\theta_i}{dt} + \omega^2 \theta_i = C_s \omega^2$$

- c. Exprimer la solution compte tenu des conditions initiales sur θ_i que l'on précisera. On fournit au tableau suivant les données correspondant à deux cas extrêmes d'émetteurs et deux cas extrêmes de bâtiments :

Type d'émetteurs	E1 (convecteur électrique)	E2 (poêle en faïence)
Constante de temps	$\tau_e = 60$ s	$\tau_e = 7\,200$ s
Échange avec l'ambiance	$US_e = 100$ W.K ⁻¹	$US_e = 300$ W.K ⁻¹
Coefficient de surpuissance	$C_s = 1,2$	$C_s = 1,8$
Type de bâtiment	B1 (léger, isolé par l'intérieur)	B2 (lourd, isolé par l'extérieur)
Capacité thermique	$C_i = 4\,000\,000$ J.K ⁻¹	$C_i = 20\,000\,000$ J.K ⁻¹

- d. Tracer la courbe d'évolution des températures avec le temps pour le cas E2 + B1.
- e. La courbe ainsi obtenue présente un point d'inflexion I correspondant à un instant t_p la tangente en ce point coupe l'axe des abscisses en un point d'abscisse t_r et l'axe $\theta_i = 1$ en un point d'abscisse t_e . On définit en régulation :
- le temps de retard : t_r ;
 - le temps d'équilibrage : $\tau = t_e - t_r$;
 - le degré de difficulté de la boucle : $\lambda = t_r / \tau$.



Donner les expressions littérales de ces trois valeurs.

- f. Calculer numériquement le degré de difficulté de la boucle de régulation correspondant aux cas suivants associant un type d'émetteur avec un type de bâtiment : E1 + B1, E1 + B2, E2 + B1 et E2 + B2.
 - g. En déduire le choix d'un régulateur approprié et son paramétrage.
3. Modèle d'ordre 1 – Transformée de Laplace
 - a. À partir de l'équation différentielle trouvée à la question 1.b, effectuer une mise en équation du problème précédent d'ordre 1 en variable de Laplace.
 - b. Déterminer la fonction de transfert réglant.
 - c. Préciser l'expression du gain statique.
 - d. Donner l'image de la température ambiante en réponse à un échelon de puissance.
 4. Modèle d'ordre 2 – Transformée de Laplace
 - a. À partir des équations différentielles trouvées à la question 2.b, effectuer une mise en équation du problème précédent d'ordre 2 en variable de Laplace.
 - b. Déterminer la fonction de transfert réglant.
 - c. Préciser l'expression du gain statique.
 - d. Donner l'image de la température ambiante en réponse à un échelon de puissance.

Corrigés

$$1. \quad a. \quad U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_{cim} + R_{br} + R_{is} + R_{pl} + \frac{1}{h_e}} = 0,40 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

$$GV = US + 0,34NV = 150 \text{ W.K}^{-1}$$

b. On réalise le bilan d'énergie interne sur l'intérieur en régime instationnaire :

$$\begin{aligned} (C_{int} + C_{pl}) \frac{dT_i}{dt} &= C_s GV (T_{is} - T_{ext}) - GV (T_i - T_{ext}) \\ \frac{(C_{int} + C_{pl})}{GV} \frac{d\left(\frac{T_i - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}}\right)}{dt} &= C_s \left(\frac{T_{is} - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}}\right) - \left(\frac{T_i - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}}\right) \text{ d'où :} \\ \tau_i \frac{d\theta_i}{dt} + \theta_i &= C_s \text{ avec } \tau_i = \frac{C_{int} + C_{pl}}{GV} = \frac{C_i}{GV} = 26740 \text{ s} = 7,4 \text{ h} \end{aligned}$$

c. On résout :

$$\begin{aligned} \tau_i \frac{d\theta_i}{dt} + \theta_i &= C_s \text{ avec } \theta_i(0) = 0 \\ \frac{d\theta_i}{dt} &= -\frac{\theta_i - C_s}{\tau_i}; \frac{d(\theta_i - C_s)}{\theta_i - C_s} = -\frac{dt}{\tau_i}; \\ \int_{0-C_s}^{\theta_i-C_s} \frac{d(\theta_i - C_s)}{\theta_i - C_s} &= -\frac{1}{\tau_i} \int_0^t dt; \ln\left(\frac{\theta_i - C_s}{0 - C_s}\right) = -\frac{t}{\tau_i} \end{aligned}$$

D'où :

$$\theta_i(t) = C_s \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_i}}\right)$$

d. La courbe est donnée sur la figure ci-après à la réponse de la question 2.d.

e. Ce type de modèle sera valable pour des émetteurs à faible inertie (convecteur électrique par exemple) et pour des parois ayant une isolation par l'intérieur, qui auront donc une faible inertie thermique.

2. a. On réalise le bilan d'énergie interne sur l'intérieur et sur l'émetteur en régime instationnaire :

1. Bilan sur l'intérieur :

$$\begin{aligned} (C_{int} + C_{pl}) \frac{dT_i}{dt} &= US_{\dot{\epsilon}} (T_{\dot{\epsilon}} - T_i) - GV (T_i - T_{ext}) \\ \text{avec } C_{int} + C_{pl} &= C_i : \\ C_i \frac{d\left(\frac{T_i - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}}\right)}{dt} &= US_{\dot{\epsilon}} \left(\left(\frac{T_{\dot{\epsilon}} - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}}\right) - \left(\frac{T_i - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}}\right) \right) - GV \left(\frac{T_i - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}}\right) \\ \text{d'où :} \end{aligned}$$

$$C_i \frac{d\theta_i}{dt} + GV\theta_i = US_{\dot{\epsilon}}(\theta_{\dot{\epsilon}} - \theta_i) \quad (1)$$

2. Bilan sur l'émetteur :

$$C_{\dot{\epsilon}} \frac{dT_{\dot{\epsilon}}}{dt} = C_s GV (T_{is} - T_{ext}) - US_{\dot{\epsilon}} (T_{\dot{\epsilon}} - T_i)$$

$$C_{\dot{\epsilon}} \frac{d\left(\frac{T_{\dot{\epsilon}} - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}}\right)}{dt} = C_s GV \left(\frac{T_{is} - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}}\right) - US_{\dot{\epsilon}} \left(\left(\frac{T_{\dot{\epsilon}} - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}}\right) - \left(\frac{T_i - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}}\right)\right)$$

d'où

$$C_{\dot{\epsilon}} \frac{d\theta_{\dot{\epsilon}}}{dt} + US_{\dot{\epsilon}} (\theta_{\dot{\epsilon}} - \theta_i) = C_s GV \quad (2)$$

b. On tire $\theta_{\dot{\epsilon}}$ de l'équation (1) et on l'injecte dans (2), on obtient :

$$\frac{d^2 \theta_i}{dt^2} + \left(\frac{GV}{C_i} + \frac{US_{\dot{\epsilon}}}{C_{\dot{\epsilon}}} \left(1 + \frac{C_{\dot{\epsilon}}}{C_i} \right) \right) \frac{d\theta_i}{dt} + \frac{US_{\dot{\epsilon}}}{C_{\dot{\epsilon}}} \frac{GV}{C_i} \theta_i = C_s \frac{US_{\dot{\epsilon}}}{C_{\dot{\epsilon}}} \frac{GV}{C_i}$$

On pose :

$$\tau_i = \frac{C_i}{GV} \text{ et } \tau_{\dot{\epsilon}} = \frac{C_{\dot{\epsilon}}}{US_{\dot{\epsilon}}}$$

On a donc :

$$\frac{d^2 \theta_i}{dt^2} + 2\xi \frac{d\theta_i}{dt} + \omega^2 \theta_i = C_s \omega^2 \quad (3)$$

avec

$$\omega^2 = \frac{US_{\dot{\epsilon}}}{C_{\dot{\epsilon}}} \frac{GV}{C_i} = \frac{1}{\tau_i \tau_{\dot{\epsilon}}}$$

et

$$\xi = \frac{1}{2} \left(\frac{GV}{C_i} + \frac{US_{\dot{\epsilon}}}{C_{\dot{\epsilon}}} \left(1 + \frac{C_{\dot{\epsilon}}}{C_i} \right) \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\tau_i} + \frac{1}{\tau_{\dot{\epsilon}}} \left(1 + \frac{C_{\dot{\epsilon}}}{C_i} \right) \right)$$

c. On résout l'équation du second degré associée :

$$r^2 + 2\xi r + \omega^2 = 0$$

Le discriminant réduit est :

$$\delta^2 = \xi^2 - \omega^2 > 0$$

On a donc deux solutions réelles :

$$r_1 = -\xi + \delta \text{ et } r_2 = -\xi - \delta$$

$\theta_i = C_s$ est une solution particulière évidente, on a donc la solution générale :

$$\theta_i = C_s + e^{-\xi t} (A e^{\delta t} + B e^{-\delta t})$$

Les conditions initiales s'écrivent :

$$\theta_i(0) = 0 \text{ et } \theta_{\dot{\epsilon}}(0) = 0 \text{ d'où } \left. \frac{d\theta_i}{dt} \right|_{t=0} = 0 \text{ d'après (1)}$$

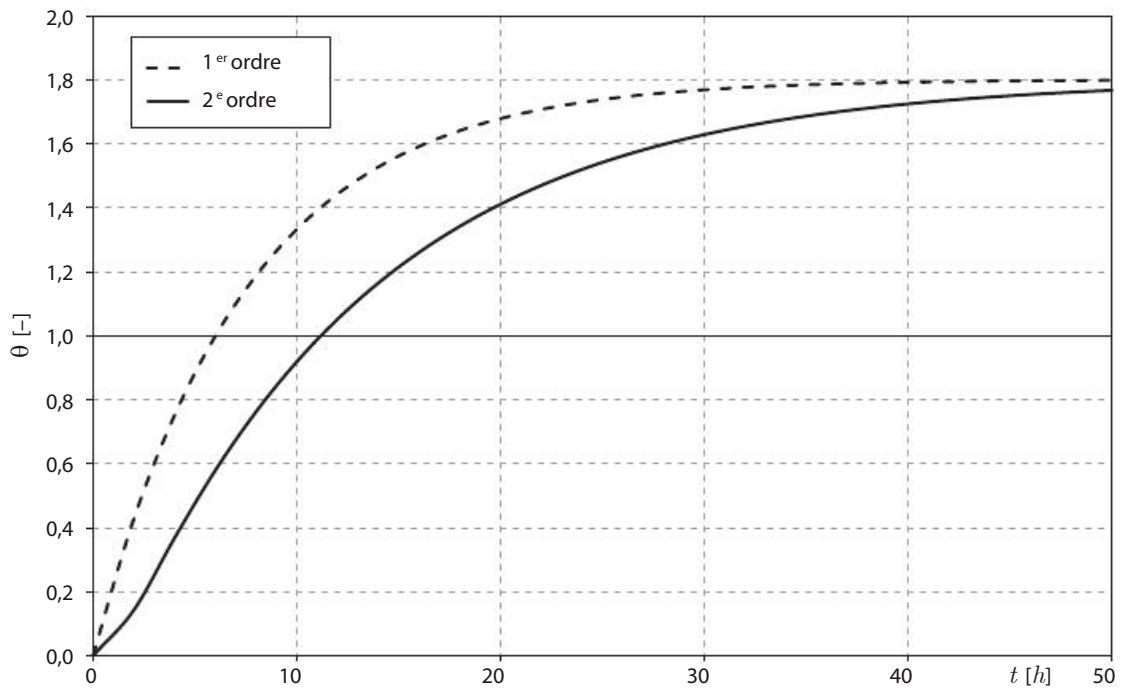
$$\theta_i(0) = C_s + A + B = 0 \text{ et } \left. \frac{d\theta_i}{dt} \right|_{t=0} = (-\xi + \delta)A - (\xi + \delta)B = 0$$

On résout ce système de deux équations à deux inconnues, et on obtient :

$$A = -\frac{C_s}{2} \left(1 + \frac{\xi}{\delta} \right) \text{ et } B = -\frac{C_s}{2} \left(1 - \frac{\xi}{\delta} \right) \text{ d'où}$$

$$\theta_i(t) = C_s \left[1 - \frac{e^{-\xi t}}{2} \left[\left(1 + \frac{\xi}{\delta} \right) e^{\delta t} + \left(1 - \frac{\xi}{\delta} \right) e^{-\delta t} \right] \right]$$

d. Les évolutions des températures intérieures réduites avec le temps pour le cas E2 + B1 pour les systèmes du premier et du second ordre sont données à la figure ci-dessous.



e. Calcul du point d'inflexion I :

$$t_I \text{ tel que } \left. \frac{d^2\theta_i}{dt^2} \right|_{t=t_I} = 0$$

$$\frac{d^2\theta_i}{dt^2} = Ar_1^2 e^{r_1 t} + Br_2^2 e^{r_2 t} \text{ d'où : } Ar_1^2 e^{r_1 t_I} + Br_2^2 e^{r_2 t_I} = 0$$

$$-\frac{Ar_1^2}{Br_2^2} = \frac{e^{r_1 t_I}}{e^{r_2 t_I}} = e^{(r_2 - r_1)t_I}$$

$$\rightarrow t_I = \frac{1}{r_2 - r_1} \ln \left(-\frac{Ar_1^2}{Br_2^2} \right) = \frac{1}{-2\delta} \ln \left(\frac{\left(\frac{\xi}{\delta} + 1 \right) (-\xi + \delta)^2}{\left(\frac{\xi}{\delta} - 1 \right) (\xi + \delta)^2} \right)$$

$$t_I = \frac{1}{2\delta} \ln \left[\frac{\left(\frac{\xi}{\delta} - 1 \right) \left(\frac{\xi}{\delta} + 1 \right)^2}{\left(\frac{\xi}{\delta} + 1 \right) \left(-\frac{\xi}{\delta} + 1 \right)^2} \right] = \frac{1}{2\delta} \ln \left[\frac{\frac{\xi}{\delta} + 1}{\frac{\xi}{\delta} - 1} \right] \text{ et } \theta_I = \theta_i(t_I)$$

On détermine maintenant la pente de la tangente au niveau de I :

$$\theta'_I = \left. \frac{d\theta_i}{dt} \right|_{t=t_I}$$

$$\left. \frac{d^2\theta_i}{dt^2} \right|_{t=t_I} + 2\xi \left. \frac{d\theta_i}{dt} \right|_{t=t_I} + \omega^2 \theta_i(t_I) = C_s \omega^2 \text{ avec } \left. \frac{d^2\theta_i}{dt^2} \right|_{t=t_I} = 0$$

$$\text{d'où : } \theta'_I = \omega^2 \frac{C_s - \theta_I}{2\xi}$$

L'équation de la tangente au point d'inflexion est donc :

$$y = \theta'_I (t - t_I) + \theta_I$$

On calcule les temps t_r et τ :

$$\theta'_I (t_r - t_I) + \theta_I = 0 ; t_r = t_I - \frac{\theta_I}{\theta'_I}$$

$$\theta'_I (t_e - t_I) + \theta_I = 1 ; t_e = t_I + \frac{1}{\theta'_I} - \frac{\theta_I}{\theta'_I}$$

On calcule les temps de retard t_r et d'équilibrage τ ainsi que le degré de difficulté λ :

$$t_r = t_I - \frac{\theta_I}{\theta'_I} ; \tau = t_e - t_r = \frac{1}{\theta'_I} \text{ et } \lambda = \frac{t_r}{\tau} = \theta'_I t_I - \theta_I$$

6 et 7. Les résultats de chaque configuration sont donnés au tableau ci-dessous :

Configuration	E1 + B1	E1 + B2	E2 + B1	E2 + B2	Unité
τ_ϵ	60	60	7 200	7 200	s
US_ϵ	100	100	300	300	W.K ⁻¹
C_ϵ	6 000	6 000	2 160 000	2 160 000	J.K ⁻¹
C_s	1,2	1,2	1,8	1,8	-
τ_i	26 743	133 715	26 743	133 715	s
C_i	4 000 000	20 000 000	4 000 000	20 000 000	J.K ⁻¹
ω^2	6,23E-07	1,25E-07	5,19E-09	1,04E-09	s ⁻²
ξ	8,36E-03	8,34E-03	1,26E-04	8,07E-05	s ⁻¹
δ	8,33E-03	8,33E-03	1,03E-04	7,40E-05	s ⁻¹

Configuration	E1 + B1	E1 + B2	E2 + B1	E2 + B2	Unité
t_I	366	463	11215	21203	s
θ_I	0,014	0,004	0,266	0,171	-
θ'_I	4,42E-05	8,94E-06	3,17E-05	1,05E-05	s ⁻¹
t_r	49	16	2824	4917	s
τ	22 624	111 857	31 546	95 238	s
λ	0,0025	0,0005	0,0893	0,0512	-
Régulateur	TOR	TOR	P/PI	P	-
DS ou BP (avec $K = 1/GV$)	DS ~ 2-3	DS ~ 2-3	ZN* : 3,6 Broïda* : 4	ZN* : 2 Broïda* : 2,3	K
T_i	-	-	ZN* : 9 403 Rég.* : 31 546	-	s

* ZN = méthode de paramétrage de Ziegler-Nichols.

* Broïda = méthode de paramétrage de Broïda.

* Rég. = méthode de paramétrage de la réglabilité

Remarque

Pour appliquer les méthodes de paramétrage de Ziegler-Nichols et de la réglabilité, nous avons besoin du gain K obtenu en réalisant un échelon du transfert réglant. Ici :

$$K = \frac{\Delta T_\infty}{C_s \Phi_0} = \frac{C_s (T_{is} - T_{ext})}{C_s \Phi_0} = \frac{C_s (T_{is} - T_{ext})}{C_s GV (T_{is} - T_{ext})} = \frac{1}{GV}$$

Ensuite, la bande proportionnelle BP sera égale à :

$$BP = \frac{C_s \Phi_0}{K_p}$$

En considérant $T_{ext} = 0^\circ\text{C}$ par exemple et $T_{int} = 20^\circ\text{C}$, on a :

$$BP = \frac{C_s GV (T_{is} - T_{ext})}{K_p}$$

En fonction de la méthode, la formule de K_p sera donnée :

1. Méthode de Ziegler-Nichols

Régulateur	K_p	T_i	T_d
P	$\frac{1}{\lambda K}$	-	-
PI	$\frac{0,9}{\lambda K}$	$3,33 t_r$	-
PID	$\frac{1,2}{\lambda K}$	$2 t_r$	$0,5 t_r \left(= \frac{T_i}{4} \right)$

2. Méthode de Broïda

Réglabilité	K_p	T_i	T_d
$0,05 < \lambda < 0,1$ (régulation très facile)	$\frac{0,8}{\lambda K}$	–	–
$0,1 < \lambda < 0,2$ (régulation facile)	$\frac{0,8}{\lambda K}$	$\tau \frac{\lambda K}{0,8}$	–
$0,2 < \lambda < 0,5$ (régulation difficile)	$\frac{1 + 0,4\lambda}{12\lambda K}$	$\tau (1 + 0,4\lambda)$	$\tau \left(\frac{\lambda}{2,5 + \lambda} \right)$
$0,5 < \lambda$ (régulation impossible par PID)	–	–	–

3. a. $\tau_i \frac{d\theta_i}{dt} + \theta_i = C_s$ avec $\tau_i = \frac{C_{int} + C_{pl}}{GV} = \frac{C_i}{GV}$

$\rightarrow \tau_i (p\tilde{\theta}_i - \theta_i(0)) + \tilde{\theta}_i = \tilde{C}_s$ avec $\theta_i(0) = \frac{T_i(0) - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}} = \frac{T_{ext} - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}} = 0$

$\rightarrow \tilde{\theta}_i = \frac{\tilde{C}_s}{1 + \tau_i p}$

b. $H_r(p) = \frac{\tilde{\theta}_i}{\tilde{C}_s} = \frac{1}{1 + \tau_i p}$

c. $K = 1$ (valeur logique car problème adimensionnalisé)

d. $\tilde{C}_s = \frac{C_s}{p}$ (échelon de puissance) $\rightarrow \tilde{\theta}_i(p) = \frac{C_s}{p(1 + \tau_i p)}$

$$\tilde{\theta}_i(p) = \frac{C_s}{p(1 + \tau_i p)} = C_s \frac{\frac{1}{\tau_i}}{p\left(\frac{1}{\tau_i} + p\right)} \rightarrow \theta_i(t) = C_s \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_i}}\right)$$

4. a. $\frac{d^2\theta_i}{dt^2} + 2\xi \frac{d\theta_i}{dt} + \omega^2\theta_i = C_s\omega^2$

$\rightarrow p^2\tilde{\theta}_i - (1 + p)\theta_i(0) - \frac{d\theta_i}{dt}\bigg|_0 + 2\xi(p\tilde{\theta}_i - \theta_i(0)) + \omega^2\tilde{\theta}_i = \tilde{C}_s\omega^2$

avec $\theta_i(0) = \frac{T_i(0) - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}} = \frac{T_{ext} - T_{ext}}{T_{is} - T_{ext}} = 0$ et $\frac{d\theta_i}{dt}\bigg|_0 = 0$

$\rightarrow p^2\tilde{\theta}_i + 2\xi p\tilde{\theta}_i + \omega^2\tilde{\theta}_i = \tilde{C}_s\omega^2$

b. $H_r(p) = \frac{\tilde{\theta}_i}{\tilde{C}_s} = \frac{1}{1 + \frac{2\xi}{\omega^2}p + \frac{1}{\omega^2}p^2}$

c. $K = 1$ (valeur logique car problème adimensionnalisé)

d. $\tilde{C}_s = \frac{C_s}{p}$ (échelon de puissance)

$$\tilde{\theta}_i(p) = \frac{C_s}{p \left(1 + \frac{2\xi}{\omega^2} p + \frac{1}{\omega^2} p^2 \right)} = C_s \frac{\frac{1}{\tau_1 \tau_2}}{p \left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)}$$

$$1 + \frac{2\xi}{\omega^2} p + \frac{1}{\omega^2} p^2 = 0 \leftrightarrow \omega^2 + 2\xi p + p^2 = 0$$

Le discriminant réduit est :

$$\delta^2 = \xi^2 - \omega^2 > 0$$

On a donc deux solutions réelles :

$$p_1 = -\xi - \sqrt{\xi^2 - \omega^2} \text{ et } p_2 = -\xi + \sqrt{\xi^2 - \omega^2}$$

$$\frac{1}{\tau_1} = -\xi - \sqrt{\xi^2 - \omega^2} \text{ et } \frac{1}{\tau_2} = -\xi + \sqrt{\xi^2 - \omega^2}$$

$$\rightarrow \theta_i(t) = C_s \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \right) \left(\tau_1 e^{-\frac{t}{\tau_1}} - \tau_2 e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) \right]$$

3.6 Étude d'un système de chauffage mixte par plancher chauffant et radiateur

On considère un local chauffé par l'association d'un plancher chauffant (supposé parfaitement isolé thermiquement en sous-face) et de radiateurs à eau chaude. Ces deux équipements sont reliés à une chaudière basse température.

Hypothèses :

- La chaudière répartit sa puissance, notée P_0 , à raison d'un facteur α_p égal à 60 % pour le plancher chauffant et d'un facteur α_r égal à 40 % pour les radiateurs.
- Le plancher chauffant se comporte comme un modèle du premier ordre (entrée : puissance fournie au plancher P_p / sortie : température T_p du plancher).
- Les radiateurs se comportent comme un modèle du premier ordre (entrée : puissance fournie aux radiateurs P_r / sortie : température T_r du radiateur).
- Le local se comporte comme un modèle du premier ordre (entrée : puissance émise dans le local P_0 / sortie : température ambiante T_i).
- La température extérieure, notée T_{ext} , est supposée constante et égale à 0 °C.
- On considère toutes les températures initiales à 0 °C.

Notations	Définition	Valeur
h_i	coefficient d'échange entre le plancher et l'ambiance	$16,7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
ρ	masse volumique du plancher	$2\,500 \text{ kg.m}^{-3}$
c_p	capacité thermique du plancher	$880 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
e	épaisseur du plancher	$0,08 \text{ m}$
S_p	surface du plancher	120 m^2
τ_r	constante de temps des radiateurs	200 s
US_r	coefficient d'échange des radiateurs	110 W.K^{-1}
τ_i	constante de temps du local	$3\,600 \text{ s}$
GV	coefficient de déperdition du local	360 W.K^{-1}
P_0	puissance de la chaudière	$7\,200 \text{ W}$

Questions

1. Établir le système d'équations différentielles vérifiées par les températures T_i , T_p et T_r .
2. Donner l'expression des fonctions de transfert des différents composants du système étudié (local, radiateur, plancher chauffant). Préciser la valeur numérique des gains et constantes de temps.

On suppose que le local est chauffé uniquement à l'aide du plancher chauffant et que celui-ci ne couvre qu'un pourcentage α_p des déperditions.

3.
 - a. Déterminer, dans ce cas, la fonction de transfert réglant H_{rp} . Préciser la valeur numérique des différents paramètres.
 - b. Déterminer l'évolution temporelle de la température ambiante du local, en réponse à un échelon de puissance du plancher chauffant d'amplitude $\alpha_p \cdot P_0$ où P_0 vaut $7\,200 \text{ W}_{\text{th}}$.
 - c. Donner une approximation du temps de réponse à 5 %. Pour cela, une simplification de l'expression obtenue précédemment pourra être réalisée à partir d'une analyse d'ordre de grandeur.

On suppose que le local est chauffé uniquement à l'aide des radiateurs et que ceux-ci ne couvrent qu'un pourcentage α_r des déperditions.

4.
 - a. Déterminer, dans ce cas, la fonction de transfert réglant H_{rr} . Préciser la valeur numérique des différents paramètres.
 - b. Déterminer l'évolution temporelle de la température ambiante du local, en réponse à un échelon de puissance du plancher chauffant d'amplitude $\alpha_p \cdot P_0$ où P_0 vaut $7\,200 \text{ W}_{\text{th}}$.
 - c. Donner une approximation du temps de réponse à 5 %.

5. Dédurre des résultats précédents, l'évolution de la température ambiante du local en réponse à un échelon de puissance du système mixte plancher chauffant/radiateurs, d'amplitude P_0 égale à 7 200 W_{th}.
6. Que préconiser pour réaliser une intermittence du système de chauffage mixte étudié ?

Corrigés

1. •
$$\rho c_p e S_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha_p P_0 - h_i S_p (T_p - T_i)$$

$$\rightarrow \frac{dT_p}{dt} = \frac{\alpha_p P_0}{\rho c_p e S_p} - \frac{T_p - T_i}{\tau_p} \text{ avec } \tau_p = \frac{\rho c_p e S_p}{h_i S_p} = \frac{\rho c_p e}{h_i}$$
- $$C_r \frac{dT_r}{dt} = \alpha_r P_0 - U S_r (T_r - T_i)$$

$$\rightarrow \frac{dT_r}{dt} = \frac{\alpha_r P_0}{U S_r \tau_r} - \frac{T_r - T_i}{\tau_r} \text{ avec } \tau_r = \frac{C_r}{U S_r}$$
- $$C_i \frac{dT_i}{dt} = P_0 - G V (T_i - T_{ext})$$

$$\rightarrow \frac{dT_i}{dt} = \frac{P_0}{G V \tau_i} - \frac{T_i - T_{ext}}{\tau_i} \text{ avec } \tau_i = \frac{C_i}{G V}$$

Pour la suite, le symbole « $\sim$ » signifie que la variable est exprimée dans le domaine de Laplace.

2. •
$$\tau_p \frac{dT_p}{dt} + T_p = \frac{\alpha_p P_0}{h_i S_p} + T_i$$

La fonction de transfert propre au plancher lie la grandeur réglée T_p au transfert réglant $\alpha_p P_0$. On annule le transfert perturbateur lié à T_i pour faire apparaître la fonction de transfert $H_p(p)$:

$$\tau_p \frac{dT_p}{dt} + T_p = \frac{\alpha_p P_0}{h_i S_p} + T_i \xrightarrow{L} \tau_p p \tilde{T}_p + \tilde{T}_p = \frac{\alpha_p \tilde{P}_0}{h_i S_p} \text{ avec } T_i(0) = 0$$

$$H_p(p) = \frac{\tilde{T}_p}{\alpha_p \tilde{P}_0} = \frac{\frac{1}{h_i S_p}}{1 + \tau_p p} = \frac{K_p}{1 + \tau_p p} \text{ avec } K_p = \frac{1}{h_i S_p}$$

- $$\tau_r \frac{dT_r}{dt} + T_r = \frac{\alpha_r P_0}{U S_r} + T_i$$

La fonction de transfert propre au radiateur lie la grandeur réglée T_r au transfert réglant $\alpha_r P_0$. On annule le transfert perturbateur lié à T_i pour faire apparaître la fonction de transfert $H_r(p)$:

$$\tau_r \frac{dT_r}{dt} + T_r = \frac{\alpha_r P_0}{U S_r} + T_i \xrightarrow{L} \tau_r p \tilde{T}_r + \tilde{T}_r = \frac{\alpha_r \tilde{P}_0}{U S_r} \text{ avec } T_i(0) = 0$$

$$H_r(p) = \frac{\tilde{T}_r}{\alpha_r \tilde{P}_0} = \frac{\frac{1}{US_r}}{1 + \tau_r p} = \frac{K_r}{1 + \tau_r p} \text{ avec } K_r = \frac{1}{US_r}$$

$$\begin{aligned} \bullet \quad C_i \frac{dT_i}{dt} &= h_i S_p (T_p - T_i) + US_r (T_r - T_i) - GV (T_i - T_{ext}) \\ \rightarrow \frac{dT_i}{dt} &= \frac{h_i S_p}{C_i} (T_p - T_i) + \frac{US_r}{C_i} (T_r - T_i) - \frac{GV}{C_i} (T_i - T_{ext}) \\ \rightarrow \frac{dT_i}{dt} &= \frac{C_p}{C_i} \frac{(T_p - T_i)}{\tau_p} + \frac{C_r}{C_i} \frac{(T_r - T_i)}{\tau_r} - \frac{(T_i - T_{ext})}{\tau_i} \\ &\text{avec } \tau_i = \frac{C_i}{GV} \text{ et } \tau_p = \frac{C_p}{h_i S_p} = \frac{\rho c_p e S_p}{h_i S_p} \\ \rightarrow \tau_i \frac{dT_i}{dt} + T_i &= \frac{\tau_i}{\tau_p} \frac{C_p}{C_i} (T_p - T_i) + \frac{\tau_i}{\tau_r} \frac{C_r}{C_i} (T_r - T_i) + T_{ext} \end{aligned}$$

La fonction de transfert propre au local lie la grandeur réglée T_i à la grandeur perturbatrice T_{ext} . On annule les transferts perturbateurs liés à T_p et T_r pour faire apparaître la fonction de transfert $H_i(p)$:

$$\begin{aligned} \tau_i \frac{dT_i}{dt} + T_i &= \frac{\tau_i}{\tau_p} \frac{C_p}{C_i} (T_p - T_i) + \frac{\tau_i}{\tau_r} \frac{C_r}{C_i} (T_r - T_i) + T_{ext} \\ &\xrightarrow{L} \tau_i p \tilde{T}_i + \tilde{T}_i = \tilde{T}_{ext} \text{ avec } T_i(0) = 0 \\ H_i(p) &= \frac{\tilde{T}_i}{\tilde{T}_{ext}} = \frac{1}{1 + \tau_i p} \end{aligned}$$

3. a.

$$\begin{aligned} &\left\{ \begin{array}{l} \tau_p \frac{dT_p}{dt} + T_p = \frac{\alpha_p P_0}{h_i S_p} + T_i \\ \tau_i \frac{dT_i}{dt} + T_i = \frac{\tau_i}{\tau_p} \frac{C_p}{C_i} (T_p - T_i) + T_{ext} \end{array} \right. \\ \rightarrow T_p &= \frac{\tau_p}{\tau_i} \frac{C_i}{C_p} \left(\tau_i \frac{dT_i}{dt} + T_i \right) + T_i \text{ (avec } T_{ext} = 0) \\ \rightarrow \tau_p \left(\frac{\tau_p}{\tau_i} \frac{C_i}{C_p} \left(\tau_i \frac{d^2 T_i}{dt^2} + \frac{dT_i}{dt} \right) + \frac{dT_i}{dt} \right) &+ \frac{\tau_p}{\tau_i} \frac{C_i}{C_p} \left(\tau_i \frac{dT_i}{dt} + T_i \right) = \frac{\alpha_p P_0}{h_i S_p} \\ \rightarrow \tau_p \frac{C_i}{C_p} \frac{d^2 T_i}{dt^2} + \left(\frac{\tau_p}{\tau_i} \frac{C_i}{C_p} + \frac{C_i}{C_p} + 1 \right) \frac{dT_i}{dt} &+ \frac{1}{\tau_i} \frac{C_i}{C_p} T_i = \frac{\alpha_p P_0}{C_p} \\ \rightarrow \tau_p \tau_i \frac{d^2 T_i}{dt^2} + \left(\tau_p + \tau_i + \tau_i \frac{C_p}{C_i} \right) \frac{dT_i}{dt} &+ T_i = \frac{\tau_i}{C_i} \alpha_p P_0 \\ \rightarrow \tau_p \tau_i \frac{d^2 T_i}{dt^2} + \left(\tau_p + \tau_i \left(1 + \frac{C_p}{C_i} \right) \right) \frac{dT_i}{dt} &+ T_i = \frac{\alpha_p P_0}{GV} \end{aligned}$$

$$\rightarrow \tau^2 \frac{d^2 T_i}{dt^2} + 2\xi\tau \frac{dT_i}{dt} + T_i = \frac{\alpha_p P_0}{GV}$$

Avec :

$$\begin{cases} \tau = \sqrt{\tau_p \tau_i} \\ \xi = \frac{\sqrt{\tau_p \tau_i}}{2} \left(\frac{1}{\tau_i} + \frac{1}{\tau_p} \left(1 + \frac{C_p}{\tau_i GV} \right) \right) \end{cases}$$

On passe dans le domaine de Laplace :

$$\rightarrow (p^2 \tau^2 + 2\xi\tau p + 1) \tilde{T}_i = \frac{\alpha_p \tilde{P}_0}{GV}$$

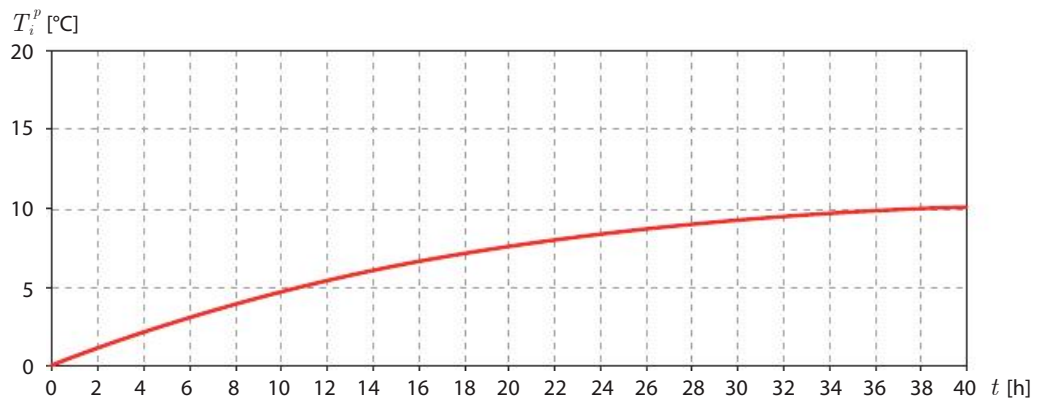
$$\rightarrow H_{rp}(p) = \frac{\tilde{T}_i}{\alpha_p \tilde{P}_0} = \frac{K_p}{p^2 \tau^2 + 2\xi\tau p + 1}$$

$$\rightarrow H_{rp}(p) = \frac{K_p}{\tau_1 \cdot \tau_2 \left(p + \frac{1}{\tau_1} \right) \left(p + \frac{1}{\tau_2} \right)}$$

$$\text{avec : } K_p = \frac{1}{GV} ; p_1 = \frac{1}{\tau} (-\xi - \sqrt{\xi^2 - 1}) = -\frac{1}{\tau_1} \text{ et } p_2 = \frac{1}{\tau} (-\xi + \sqrt{\xi^2 - 1}) = -\frac{1}{\tau_2}$$

$$\begin{aligned} \text{b.} \quad \tilde{T}_i &= H_{rp}(p) \cdot \alpha_p \tilde{P}_0 = \frac{K_p}{\tau_1 \cdot \tau_2 \left(p + \frac{1}{\tau_1} \right) \left(p + \frac{1}{\tau_2} \right)} \cdot \frac{\alpha_p P_0}{p} \\ \rightarrow T_i^p(t) &= \alpha_p P_0 K_p \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \right) \left(\tau_1 e^{-\frac{t}{\tau_1}} - \tau_2 e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) \right] \end{aligned}$$

K_p	0,00278	K.W⁻¹
τ	6160	s
ξ	5,91	-
τ_1	525	s
τ_2	72281	s



$$c. \quad T_i^p(t) = \alpha_p P_0 K_p \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \right) \left(\tau_1 e^{-\frac{t}{\tau_1}} - \tau_2 e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) \right]$$

Avec :

$$\frac{\tau_1 e^{-\frac{t}{\tau_1}}}{\tau_2 e^{-\frac{t}{\tau_2}}} = \frac{\tau_1}{\tau_2} e^{\left(\frac{1}{\tau_2} - \frac{1}{\tau_1} \right) t} = 0,0072 \ll 1$$

D'où :

$$T_i^p(t) \sim \alpha_p P_0 K_p \left[1 - \left(\frac{\tau_2}{\tau_2 - \tau_1} \right) e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right]$$

$$\left(\frac{\tau_2}{\tau_2 - \tau_1} \right) e^{-\frac{t_{5\%}}{\tau_2}} = 0,05 \rightarrow t_{5\%} \sim \tau_2 \ln \left(\frac{\tau_2}{0,05 \cdot (\tau_2 - \tau_1)} \right) = 217\,000 \text{ s} \sim 60 \text{ h}$$

4. a. Par analogie avec la question précédente :

$$H_{rr}(p) = \frac{\tilde{T}_i}{\alpha_r \tilde{P}_0} = \frac{K_r}{p^2 \tau^2 + 2\xi \tau p + 1} \text{ avec } \tau = \sqrt{\tau_r \tau_i} \text{ et}$$

$$\xi = \frac{\sqrt{\tau_r \tau_i}}{2} \left(\frac{1}{\tau_i} + \frac{1}{\tau_r} \left(1 + \frac{\tau_r US_r}{\tau_i GV} \right) \right)$$

$$b. \quad \rightarrow H_{rr}(p) = \frac{K_r}{\tau_3 \tau_4 \left(p + \frac{1}{\tau_3} \right) \left(p + \frac{1}{\tau_4} \right)}$$

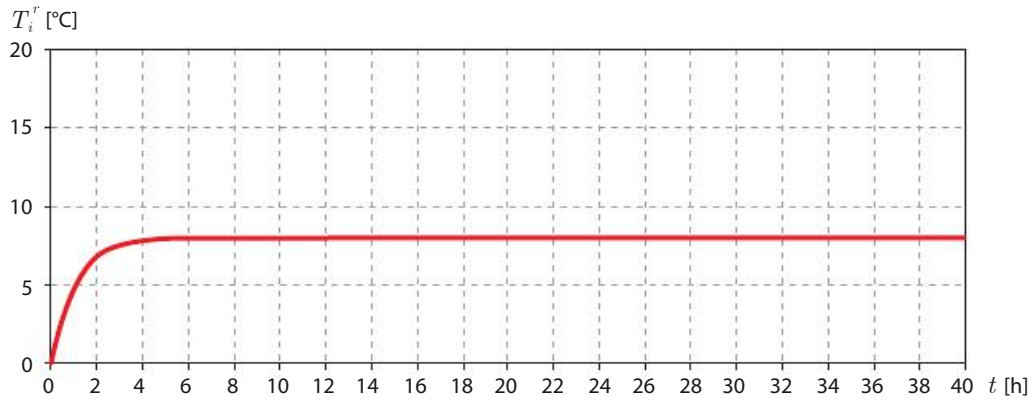
$$\text{avec : } K_r = \frac{1}{GV} ; p_3 = \frac{1}{\tau} \left(-\xi - \sqrt{\xi^2 - 1} \right) = -\frac{1}{\tau_3}$$

$$\text{et } p_4 = \frac{1}{\tau} \left(-\xi + \sqrt{\xi^2 - 1} \right) = -\frac{1}{\tau_4}$$

$$\tilde{T}_i = H_{rr}(p) \cdot \alpha_r \tilde{P}_0 = \frac{K_r}{\tau_3 \tau_4 \left(p + \frac{1}{\tau_3} \right) \left(p + \frac{1}{\tau_4} \right)} \cdot \frac{\alpha_r P_0}{p}$$

$$\rightarrow T_i^r(t) = \alpha_r P_0 K_r \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_4 - \tau_3} \right) \left(\tau_3 e^{-\frac{t}{\tau_3}} - \tau_4 e^{-\frac{t}{\tau_4}} \right) \right]$$

K_r	0,00278	K.W⁻¹
τ	849	s
ξ	2,28	-
τ_3	196	s
τ_4	3 665	s



$$c. \quad T_i^r(t) = \alpha_r P_0 K_r \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_4 - \tau_3} \right) \left(\tau_3 e^{-\frac{t}{\tau_3}} - \tau_4 e^{-\frac{t}{\tau_4}} \right) \right]$$

Avec :

$$\frac{\tau_3 e^{-\frac{t}{\tau_3}}}{\tau_4 e^{-\frac{t}{\tau_4}}} = \frac{\tau_3}{\tau_4} e^{\left(\frac{1}{\tau_4} - \frac{1}{\tau_3} \right) t} = 0,05 \ll 1$$

D'où :

$$T_i^r(t) \sim \alpha_r P_0 K_r \left[1 - \left(\frac{\tau_4}{\tau_4 - \tau_3} \right) e^{-\frac{t}{\tau_4}} \right]$$

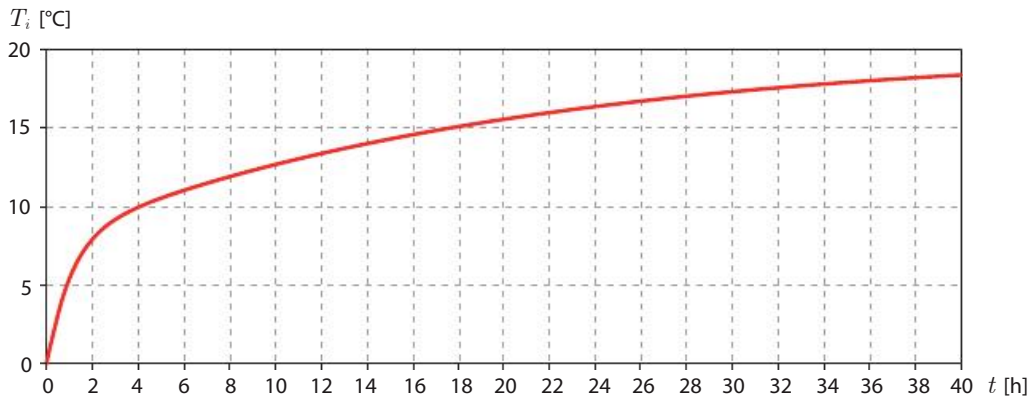
$$\left(\frac{\tau_4}{\tau_4 - \tau_3} \right) e^{-\frac{t_{5\%}}{\tau_4}} = 0,05 \rightarrow t_{5\%} \sim \tau_4 \ln \left(\frac{\tau_4}{0,05 \cdot (\tau_4 - \tau_3)} \right) = 11\,180 \text{ s} \sim 3 \text{ h}$$

5. Grâce au principe de superposition, on a :

$$T_i(t) = T_i^p(t) + T_i^r(t)$$

$$T_i(t) = \alpha_p P_0 \left[K_p \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \right) \left(\tau_1 e^{-\frac{t}{\tau_1}} - \tau_2 e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) \right] \right] + \alpha_r K_r \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_4 - \tau_3} \right) \left(\tau_3 e^{-\frac{t}{\tau_3}} - \tau_4 e^{-\frac{t}{\tau_4}} \right) \right]$$

$$T_i(t) \sim P_0 \left[\alpha_p K_p \left[1 - \left(\frac{\tau_2}{\tau_2 - \tau_1} \right) e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right] + \alpha_r K_r \left[1 - \left(\frac{\tau_4}{\tau_4 - \tau_3} \right) e^{-\frac{t}{\tau_4}} \right] \right]$$



6. Pour les réduits ou les redémarrages (vacances, début de saison de chauffe), on utilise en priorité les radiateurs. En base, on utilise le plancher chauffant.

3.7 Régulation de chauffage par radiateur

On considère un local chauffé par un radiateur à eau chaude dont le réglage de la puissance P se fait en boucle fermée par l'intermédiaire d'un régulateur proportionnel de gain K_p . Le local chauffé ainsi que l'émetteur peuvent être représentés par un modèle d'ordre 1. On donne :

- pour le local :
 - la conductance thermique : $GV = 148 \text{ W.K}^{-1}$,
 - la capacité thermique : $C_i = 3.5 \cdot 10^6 \text{ J.K}^{-1}$;
- pour l'émetteur :
 - la constante de temps : $\tau_e = 1\,800 \text{ s}$,
 - la capacité thermique : $C_e = 3 \cdot 10^5 \text{ J.K}^{-1}$.

On suppose dans la suite que la température extérieure est constante et égale à : $T_{ext} = 0 \text{ °C}$. La puissance nominale du radiateur est de $3\,000 \text{ W}_{th}$.

Questions

1. Écrire l'équation différentielle traduisant l'évolution de la température ambiante T_i .
2. Dédire l'expression de la fonction de transfert réglant H_r . Préciser la valeur :
 - de la période d'oscillation τ ;
 - du coefficient d'amortissement ξ .
3. Calculer les pôles p_1 et p_2 de la fonction de transfert.
4. Déterminer l'évolution temporelle de la température ambiante T_i en réponse à un échelon de puissance du radiateur (égal à la puissance nominale).
5. Étude de la boucle de régulation :
 - a. Déterminer la fonction de transfert de la boucle fermée H_{BF} et faire apparaître judicieusement les paramètres τ_{BF} , ξ_{BF} et K_{BF} (paramètres à définir).

- b. Quelle est la valeur limite du gain du régulateur K_p^{lim} à ne pas dépasser ? Expliquer.
 c. Donner l'évolution de la température ambiante suite à un échelon de consigne de $\Delta T = 4$ K simulant la fin d'un réduct de nuit par exemple (consigne variant de 16 à 20 °C à 7 heures du matin).

Corrigés

$$1. \quad \begin{cases} C_i \frac{dT_i}{dt} = US_{\dot{e}}(T_{\dot{e}} - T_i) - GV(T_i - T_{ext}) & (1) \\ C_{\dot{e}} \frac{dT_{\dot{e}}}{dt} = P - US_{\dot{e}}(T_{\dot{e}} - T_i) & (2) \end{cases}$$

$$(1) \rightarrow T_{\dot{e}} = T_i + \frac{C_i}{US_{\dot{e}}} \frac{dT_i}{dt} + \frac{GV}{US_{\dot{e}}} T_i \quad (T_{ext} = 0 \text{ °C})$$

$$\begin{aligned} (2) \rightarrow C_{\dot{e}} \frac{d}{dt} \left(\frac{C_i}{US_{\dot{e}}} \frac{dT_i}{dt} + \left(1 + \frac{GV}{US_{\dot{e}}} \right) T_i \right) &= P - US_{\dot{e}} \left(\frac{C_i}{US_{\dot{e}}} \frac{dT_i}{dt} + \frac{GV}{US_{\dot{e}}} T_i \right) \\ \rightarrow \frac{C_{\dot{e}} C_i}{GV US_{\dot{e}}} \frac{d^2 T_i}{dt^2} + \left(C_{\dot{e}} \left(\frac{1}{GV} + \frac{1}{US_{\dot{e}}} \right) + \frac{C_i}{GV} \right) \frac{dT_i}{dt} + T_i &= \frac{P}{GV} \\ \rightarrow \frac{C_{\dot{e}} C_i}{GV US_{\dot{e}}} \frac{d^2 T_i}{dt^2} + \left(\frac{C_{\dot{e}}}{US_{\dot{e}}} \left(1 + \frac{US_{\dot{e}}}{GV} \right) + \frac{C_i}{GV} \right) \frac{dT_i}{dt} + T_i &= \frac{P}{GV} \\ \rightarrow \tau^2 \frac{d^2 T_i}{dt^2} + 2\xi\tau \frac{dT_i}{dt} + T_i &= \frac{P}{GV} \end{aligned}$$

$$\text{avec : } \tau_i = \frac{C_i}{GV} ; \tau_{\dot{e}} = \frac{C_{\dot{e}}}{US_{\dot{e}}} ; \tau = \sqrt{\tau_{\dot{e}} \tau_i} \text{ et } \xi = \frac{\sqrt{\tau_{\dot{e}} \tau_i}}{2} \left(\frac{1}{\tau_i} + \frac{1}{\tau_{\dot{e}}} \left(1 + \frac{C_{\dot{e}}}{C_i} \right) \right)$$

2. Pour la suite, le symbole « $\sim$ » signifie que la variable est exprimée dans le domaine de Laplace.

$$\rightarrow \tau^2 \left(p^2 \tilde{T}_i - (1 + p) T_i(0) - \frac{dT_i}{dt} \Big|_0 \right) + 2\xi\tau (p \tilde{T}_i - T_i(0)) + \tilde{T}_i = \frac{\tilde{P}}{GV}$$

$$\text{avec } T_i(0) = T_{ext} = 0 \text{ °C}$$

$$\text{et } \frac{dT_i}{dt} \Big|_0 = \frac{US_{\dot{e}}}{C_i} (T_{\dot{e}}(0) - T_i(0)) - \frac{GV}{C_i} (T_i(0) - T_{ext}) = 0$$

$$\rightarrow \tau^2 p^2 \tilde{T}_i + 2\xi\tau p \tilde{T}_i + \tilde{T}_i = \frac{\tilde{P}}{GV}$$

$$\rightarrow \tilde{T}_i (\tau^2 p^2 + 2\xi\tau p + 1) = \frac{\tilde{P}}{GV}$$

$$H_r(p) = \frac{\tilde{T}_i}{\tilde{P}} = \frac{K_r}{p^2 \tau^2 + 2\xi\tau p + 1} = \frac{K_r}{\tau_1 \tau_2 \left(p + \frac{1}{\tau_1} \right) \left(p + \frac{1}{\tau_2} \right)}$$

$$\text{avec } K_r = \frac{1}{GV} = 6,76 \text{E}^{-3} \text{ K.W}^{-1} ; \tau = \sqrt{\tau_{\dot{e}} \tau_i} = 6524 \text{ s}$$

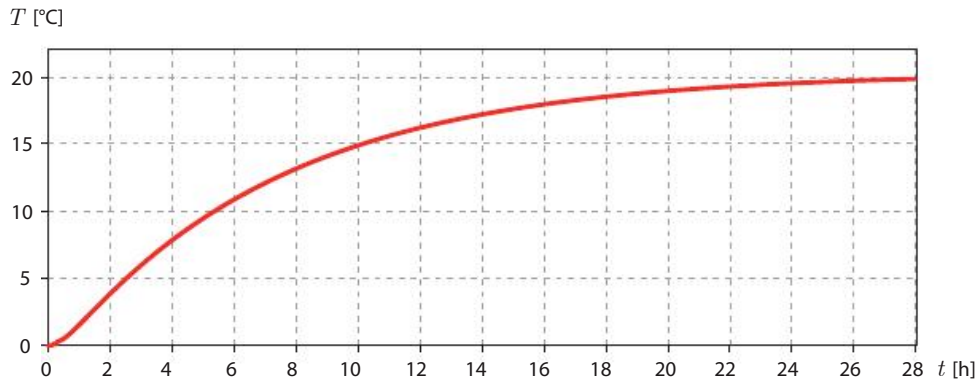
$$\text{et } \xi = \frac{\sqrt{\tau_{\epsilon} \tau_i}}{2} \left(\frac{1}{\tau_i} + \frac{1}{\tau_{\epsilon}} \left(1 + \frac{C_{\epsilon}}{C_i} \right) \right) = 2,11 \quad (\rightarrow \text{réponse apériodique})$$

$$3. \quad p_1 = \frac{1}{\tau} \left(-\xi - \sqrt{\xi^2 - 1} \right) = -\frac{1}{\tau_1} = -\frac{1}{1648}$$

$$\text{et } p_2 = \frac{1}{\tau} \left(-\xi + \sqrt{\xi^2 - 1} \right) = -\frac{1}{\tau_2} = -\frac{1}{25\,828}$$

$$4. \quad \tilde{T}_i = H_r(p) \cdot \tilde{P} = \frac{K_r}{\tau_1 \cdot \tau_2 \left(p + \frac{1}{\tau_1} \right) \left(p + \frac{1}{\tau_2} \right)} \cdot \frac{P}{p}$$

$$\rightarrow T_i(t) = PK_r \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \right) \left(\tau_1 e^{\frac{t}{\tau_1}} - \tau_2 e^{\frac{t}{\tau_2}} \right) \right]$$



5. Par définition :

$$a. \quad H_c(p) = K_p$$

$$H_{BF}(p) = \frac{H_{BO}(p)}{1 + H_{BO}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{H_{BO}(p)}}$$

D'où :

$$\text{avec } H_{BO}(p) = H_r(p) H_c(p) = \frac{K_r K_p}{p^2 \tau^2 + 2\xi \tau p + 1}$$

$$\rightarrow H_{BF}(p) = \frac{K_r K_p}{K_r K_p + 1 + 2\xi \tau p + p^2 \tau^2} = \frac{K_{BF}}{1 + 2\xi_{BF} \tau_{BF} p + p^2 \tau_{BF}^2}$$

$$= \frac{\frac{K_r K_p}{1 + K_r K_p}}{1 + \frac{2\xi \tau}{1 + K_r K_p} p + p^2 \frac{\tau^2}{1 + K_r K_p}}$$

$$\rightarrow H_{BF}(p) = \frac{K_{BF}}{1 + 2\xi_{BF} \tau_{BF} p + p^2 \tau_{BF}^2}$$

Par identification :

$$\begin{cases} K_{BF} = \frac{K_r K_p}{1 + K_r K_p} & (\text{gain statique du système en boucle fermée}) \\ \tau_{BF} = \frac{\tau}{\sqrt{1 + K_r K_p}} & (\text{constante de temps du système en boucle fermée}) \\ \xi_{BF} = \frac{\xi}{\sqrt{1 + K_r K_p}} & (\text{facteur d'amortissement du système en boucle fermée}) \end{cases}$$

b. Pour obtenir une réponse apériodique, on doit vérifier :

$$\xi_{BF} > 1 \rightarrow K_p < \frac{\xi^2 - 1}{K_r}$$

$$\rightarrow K_p^{lim} = GV \left[\frac{\tau_{\dot{e}} \tau_i}{4} \left(\frac{1}{\tau_i} + \frac{1}{\tau_{\dot{e}}} \left(1 + \frac{C_{\dot{e}}}{C_i} \right) \right)^2 - 1 \right] = 508 \text{ W.K}^{-1}$$

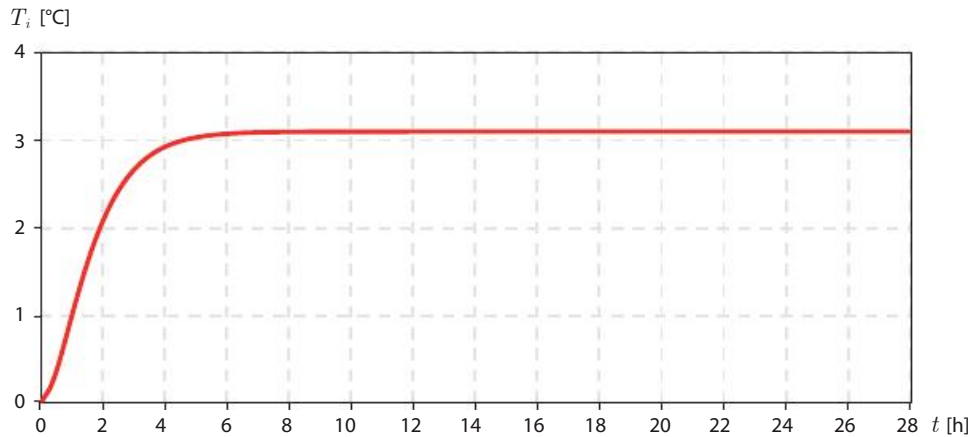
$$\rightarrow \tilde{T}_i = H_{BF} \tilde{T}_{\varphi}$$

$$\rightarrow T_i = \frac{K_{BF}}{1 + 2\xi_{BF}\tau_{BF}p + p^2\tau_{BF}^2} \frac{\Delta T}{p}$$

$$\frac{1}{\tau_{1_BF}} = \frac{-1}{\tau_{BF}} \left(-\xi_{BF} - \sqrt{\xi_{BF}^2 - 1} \right) \text{ et } \frac{1}{\tau_{2_BF}} = \frac{-1}{\tau_{BF}} \left(-\xi_{BF} + \sqrt{\xi_{BF}^2 - 1} \right)$$

$$T_i(t) = \Delta T K_{BF} \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_{2_BF} - \tau_{1_BF}} \right) \left(\tau_{1_BF} e^{-\frac{t}{\tau_{1_BF}}} - \tau_{2_BF} e^{-\frac{t}{\tau_{2_BF}}} \right) \right]$$

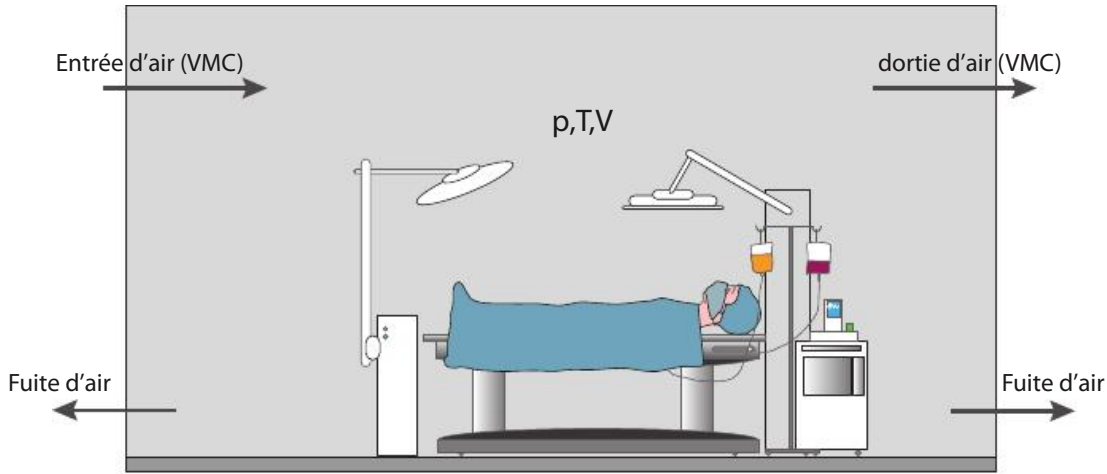
On trace ici la différence de température à laquelle il faudrait ajouter la température initiale (16 °C par exemple). La température finale tendrait au final vers 19 °C environ.



Remarque

On obtient une erreur statique importante d'environ 1 K. Pour la réduire, il faudrait rendre le régulateur plus agressif, or cela conduirait à dépasser sa limite de stabilité et générerait un dépassement et des oscillations (réponse périodique).

3.8 Régulation de la pression d'une salle blanche en régime dynamique



On souhaite créer un jumeau numérique qui reproduise le fonctionnement d'une installation régulant les différences de pression entre locaux d'une entreprise pharmaceutique. L'objectif est de pouvoir optimiser le paramétrage de la boucle de régulation pour garantir le respect permanent de la cascade de pression des salles les plus sensibles vers les salles les moins sensibles. On s'intéresse à une salle de volume V (supposé constant) dont la régulation de la pression se fera en jouant sur le variateur de vitesse du ventilateur de soufflage. On supposera un air homogène à température uniforme et constante, et que l'air se comporte comme un gaz parfait.

On note :

- q_v^{in} le débit d'air neuf ;
- q_v^{fuite} le débit de fuite exfiltré sur l'ensemble des parois ;
- q_v^{out} le débit d'air extrait.

Questions

1. En exprimant la variation de quantité de masse d'air par unité de temps $\dot{m}$ au niveau du local, déterminer l'équation différentielle du premier ordre régissant la variation de pression par unité de temps $\dot{p}$ et montrer qu'elle prend la forme suivante :

$$\dot{m} = \frac{\dot{p}}{rT} V$$

2. Réaliser un bilan massique du local en régime instationnaire et en déduire la variation de masse du local par unité de temps $\dot{m}$ en fonction des flux entrants et sortants. En déduire l'équation différentielle régissant la pression p à mettre sous la forme :

$$\dot{p} = f(p) p$$

Avec la fonction $f(p)$ à déterminer.

3. Résoudre l'équation différentielle par une méthode numérique de type Euler en supposant que le débit de soufflage q_v est $(1+x)$ fois plus grand que le débit d'air extrait et que la pression initiale correspond à la pression de référence $p_{réf}$ ($dp = 0$). On posera :

$$p = p_{réf} + dp$$

Et on cherchera à résoudre dp (pression relative à la pression de référence).

4. Tracer puis commenter la courbe de variation de la pression relative dp sur environ 150 s avec les valeurs numériques suivantes (vitesse fixe du ventilateur) :

x	0,11	-
q_v	1 000	m ³ .h ⁻¹
K	0,005	USI
$p_{réf}$	101 300	Pa
Δt	0,02	s
V	1 000	m ³

On met en place désormais un régulateur proportionnel avec un gain K_p , tel que :

$$x = K_p \cdot (dp_{SP} - dp) \quad \text{et} \quad dp_{SP} = 30 \text{ Pa (consigne)}$$

5. Dessiner le schéma de régulation de la boucle de maintien en pression ainsi que la loi de régulation. Préciser notamment le signe du gain proportionnel K_p .
6. Donner la nouvelle formule permettant de déterminer dp grâce à la méthode d'Euler, et tracer la nouvelle courbe de la différence de pression dp en fonction du temps sur 20 s environ pour 4 valeurs de K_p (en valeur absolue) : 0,01 ; 0,02 ; 0,1 ; et 1. Commenter.

On décide de mettre en place l'action intégrale (caractérisée par un temps d'intégration T_i) pour annuler l'erreur statique *via* un régulateur PI mixte.

7. Donner l'algorithme intégrant l'action intégrale et tracer la nouvelle courbe de variation de dp en fonction du temps. On pourra faire l'application numérique pour $K_p = 0,01 \text{ Pa}^{-1}$ et $T_i = 3 \text{ s}$.
8. Conclure.

Annexe

Expression d'un débit de fuite au travers d'un mur ou d'une porte :

$$q_v = K \sqrt{\Delta p} \left[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \right]$$

Avec :

- K coefficient de perméabilité en m³.h⁻¹.Pa^{-1/2} ;
- $\Delta P (> 0)$, différence de pression aux bornes d'une paroi entre 2 salles.

Corrigés

1. On utilise d'abord la relation des gaz parfaits dont on suppose qu'elle s'applique à l'air de la salle blanche :

$$p = \rho r T \rightarrow \rho = \frac{p}{r T} \quad \text{avec} \quad r = \frac{R_{air}}{M_{air}} = 287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

On exprime ensuite la masse d'air du local que l'on dérive :

$$m = \rho V \rightarrow \dot{m} = \rho \dot{V} + \dot{\rho} V$$

or

$$V = cste \text{ (volume du local fixe / parois rigides)} \rightarrow \dot{V} = 0$$

D'où (l'air étant supposé isotherme) :

$$\dot{m} = \dot{\rho} V = \frac{\dot{p}}{r T} V$$

2. *Accumulation de masse d'air = flux massiques entrants – flux massiques sortants*

$$\dot{m} = \rho \Sigma q_v = \rho \left(q_v^{in} - q_v^{out} - q_v^{fuite} \right)$$

D'où :

$$\begin{aligned} \frac{\dot{p}}{r T} V &= \rho \Sigma q_v \rightarrow \dot{p} V = \rho r T \Sigma q_v \\ \rightarrow \dot{p} &= \frac{\Sigma q_v}{V} p = \frac{\left(x q_v - K \sqrt{p - p_{réf}} \right)}{V} p = f(p) p \end{aligned}$$

3. On pose :

$$p = p_{réf} + dp \rightarrow \dot{dp} = \dot{p} = \left(\frac{x q_v}{V} - \frac{K \sqrt{dp}}{V} \right) (p_{réf} + dp)$$

Avec :

$$dp(0) = 0$$

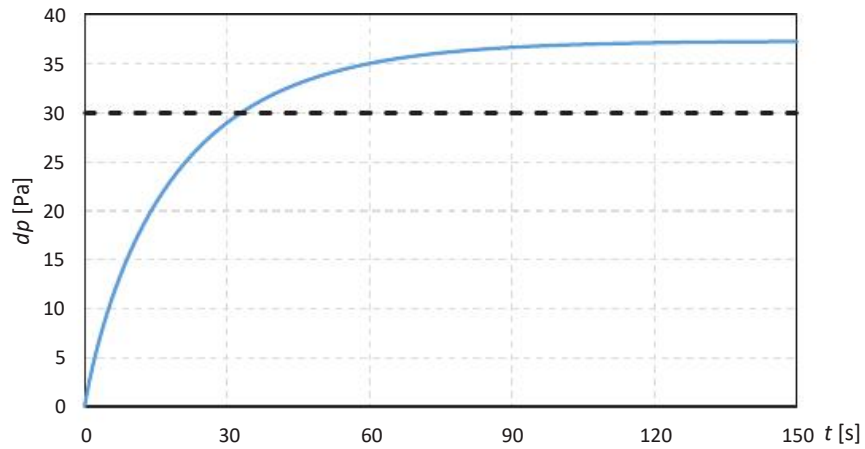
On pose :

$$\dot{dp} \approx \frac{dp - dp^-}{\Delta t} \quad (dp = dp(t) \text{ et } dp^- = dp(t - \Delta t))$$

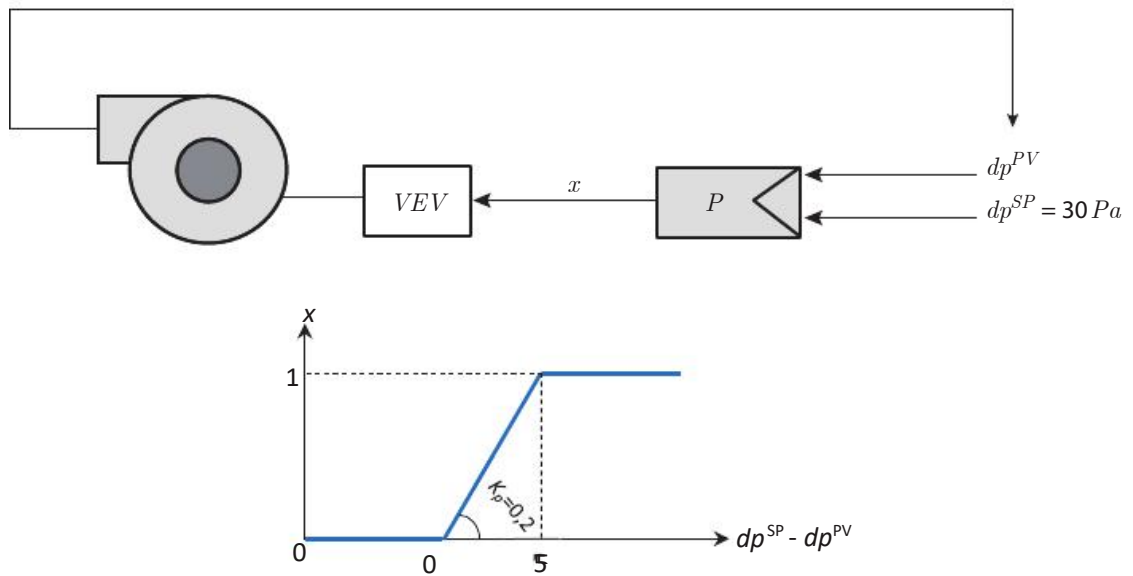
Et on applique la méthode d'Euler :

$$dp = dp^- + \frac{\Delta t}{V} \left(x q_v - K \sqrt{dp^-} \right) (p_{réf} + dp^-)$$

4. Sans régulation, le ventilateur fonctionne à vitesse fixe (11 % ici), et la pression dépasse la consigne de 7,3 Pa.



5.

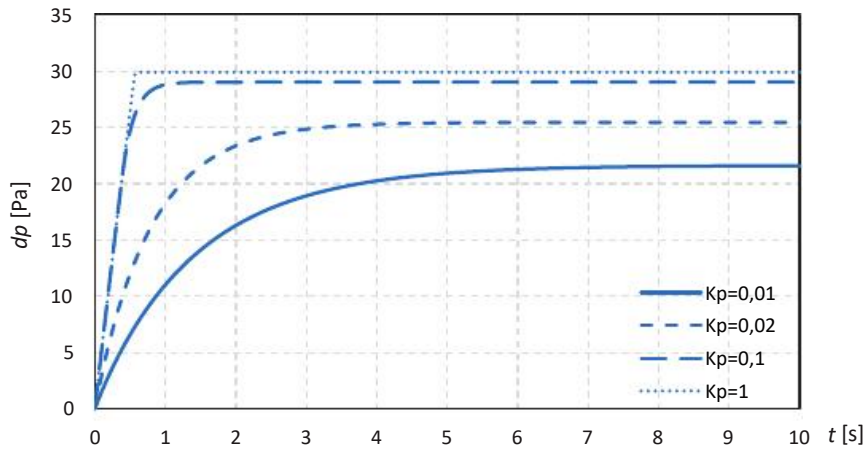


K_p doit être positif : le signal de régulation doit augmenter si l'écart se creuse pour accroître le débit soufflé par rapport au débit extrait.

6.
$$dp = dp^- + \frac{\Delta t}{V} \left(K_p \cdot (dp_{SP} - dp^-) q_v - K \sqrt{dp^-} \right) (p_{réf} + dp^-)$$

On limite la valeur de $x = K_p \cdot (dp_{SP} - dp^-)$ entre 0 et 1 pour rester réaliste :

$$Y_P = \text{MAX} \left(0; \text{MIN} \left(1; x \right) \right)$$



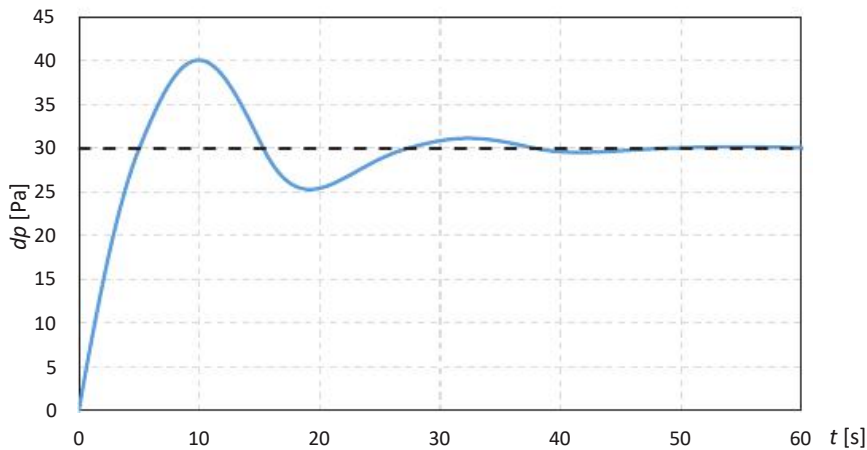
L'action P permet de mettre en place une régulation de base. Cependant, elle génère une erreur statique ne permettant pas d'atteindre la consigne. Celle-ci varie selon la valeur du gain proportionnel et peut être très réduite sans phénomène de pompage pour $0,1 < K_p < 1$, par exemple.

7. Soit Y_I le signal de sortie en lien avec l'action intégrale et e l'écart à la consigne :

$$Y_I = \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e dt \rightarrow \frac{dY_I}{dt} = \frac{K_p}{T_i} e \rightarrow Y_I \approx Y_I^- + \Delta t \frac{K_p}{T_i} (dp_{sp} - dp)$$

Pour limiter la valeur de sortie à des valeurs réalistes, on calcule :

$$Y_I = \text{MAX} \left(0; \text{MIN} \left(1; Y_I^- + \Delta t \frac{K_p}{T_i} (dp_{sp} - dp) \right) \right)$$



La réponse est cette fois précise en régime établi (après 1 min environ). Cependant, le temps de réponse est plus long (attente de la consigne au bout de 5 s environ). Pour cette application, si la précision n'est pas cruciale, un régulateur P s'avérera suffisant.

PROBLÈMES 4

Identification des modèles de comportement

4.1 Identification d'un modèle de comportement d'une batterie chaude

On considère une installation de conditionnement d'air de type « air neuf centralisé et traitement individualisé ». On s'intéresse ici à la centrale de prétraitement de l'air neuf. Cette centrale comporte notamment une batterie à eau chaude dont la puissance est réglée par variation de la température de l'eau à l'entrée à l'aide d'une vanne trois voies, afin de réguler la température de l'air soufflé. Le débit d'air neuf traité est de $q_v = 3\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$.

Pour identifier le comportement dynamique de la batterie chaude, un essai a été réalisé dans les conditions suivantes :

- température de l'air à l'entrée de la batterie maintenue à 15 °C ;
- température de l'eau à l'entrée de la batterie maintenue à 43 °C (après réalisation de l'échelon).

Résultats de l'essai :

Évolution de la température de l'air soufflé :

$t[\text{s}]$	0	10	40	70	100	175	250	325	475	625	775	925	1 525
$\Delta T[\text{K}]$	0,00	0,00	1,43	2,61	3,58	5,33	6,43	7,12	7,84	8,16	8,30	8,38	8,48

Température de l'eau en sortie de batterie après atteinte du régime permanent : 35 °C

Questions

1. Préciser le couple (entrée/sortie) du modèle de comportement à identifier.
2. Déterminer par la méthode de Broïda la constante de temps, le temps de retard, le degré de difficulté et le gain statique du modèle.

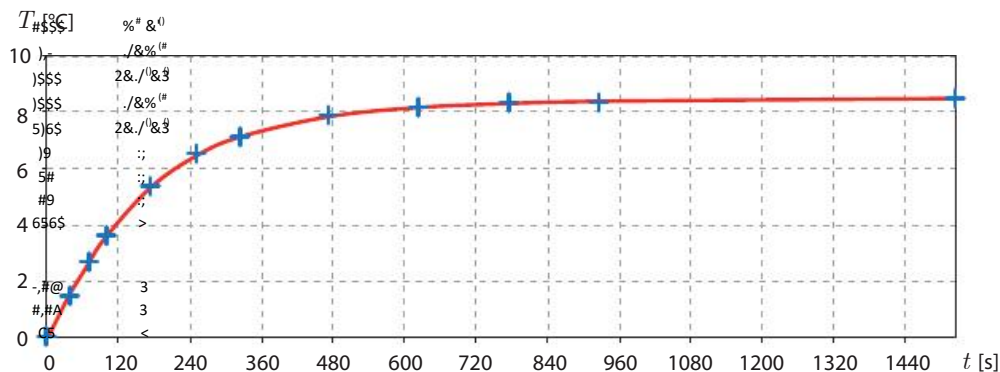
Corrigés

1. Le couple est :

Entrée : signal de réglage $\rightarrow$ ouverture de la vanne z ;

Sortie : grandeur réglée $\rightarrow$ température de soufflage ou différence de température (ΔT).

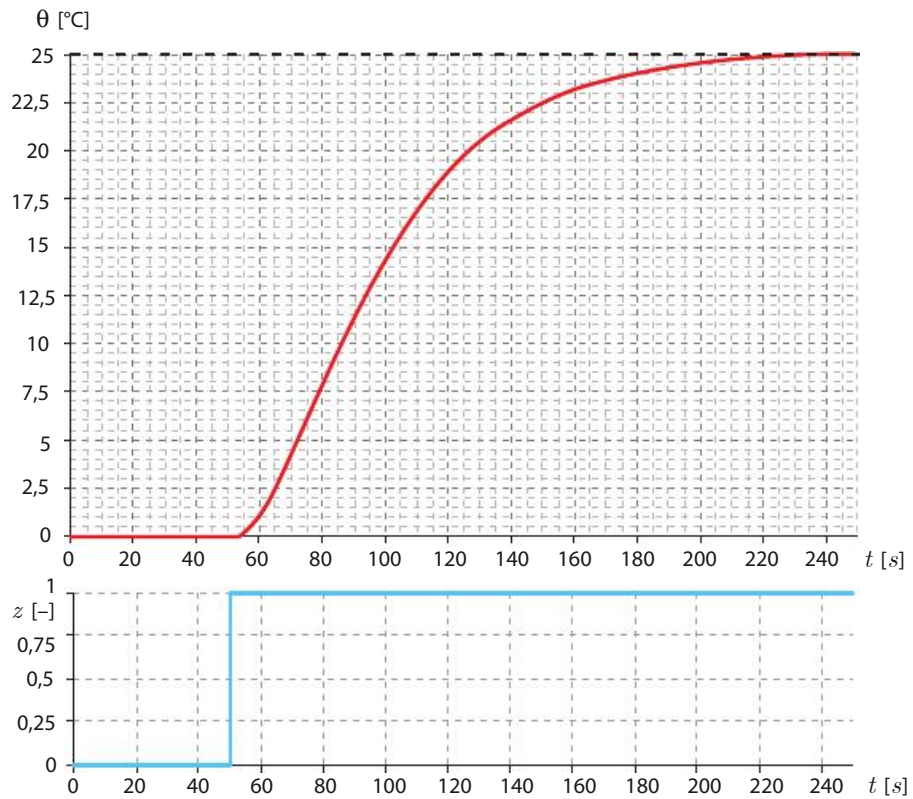
- 2.



- $\begin{cases} t_{28} = 64 \text{ s} \\ t_{40} = 93 \text{ s} \end{cases}$
- $t_r = 2,8t_{28} - 1,8t_{40} = 11,8 \text{ s}$
- $\tau = 5,5(t_{40} - t_{28}) = 159,5 \text{ s}$
- $\lambda = \frac{11,8}{159,5} = 0,08$ ($\rightarrow$ boucle facile à réguler)
- $K = \frac{\Delta T_\infty}{1} = \Delta T_\infty = 8,48 \text{ K}$

4.2 Identification graphique et choix d'un régulateur

Une étude expérimentale a été réalisée sur un système thermique dans le but de choisir puis de paramétrer un régulateur. Les résultats expérimentaux sont donnés sur le graphique ci-dessous où l'on donne la température θ en fonction du temps en s en réponse à un échelon sur l'ouverture z d'une vanne deux voies.

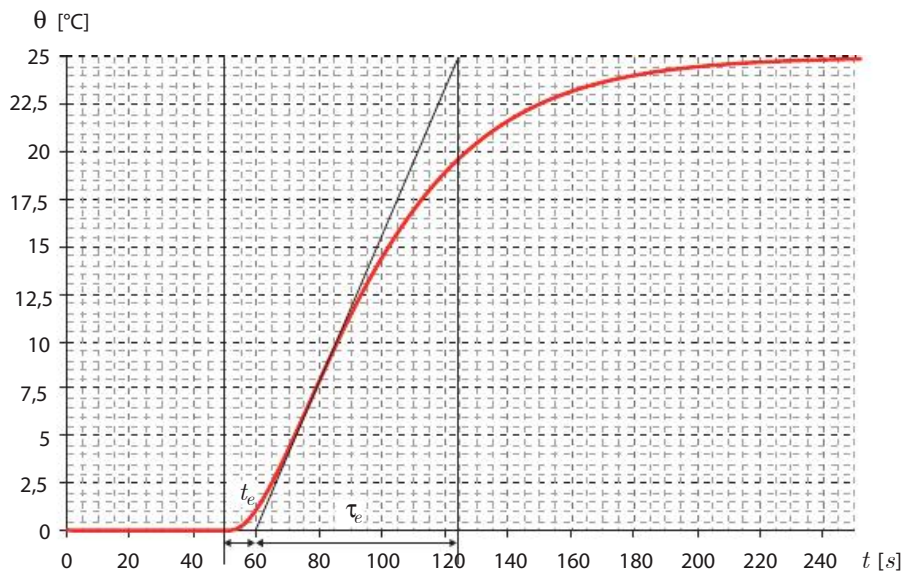


Questions

1. Appliquer la méthode graphique de STREJC et déterminer :
 - l'ordre du modèle n ;
 - la constante de temps τ ;
 - le temps de retard t_r .
2. Déterminer le degré de difficulté λ de la boucle de régulation.
3. En déduire le choix du régulateur approprié et son paramétrage.
4. Appliquer la méthode graphique de BROÏDA et déterminer :
 - la constante de temps τ ;
 - le temps de retard t_r .
5. Déterminer le degré de difficulté λ de la boucle de régulation.
6. En déduire le choix du régulateur approprié et son paramétrage.
7. Comparer les deux méthodes utilisées.

Corrigés

1.



- Tracer la **tangente** au point d'**inflexion** ;
- $\begin{cases} t_e = 10 \text{ s} \\ \tau_e = 65 \text{ s} \end{cases}$
- $\lambda = 0,154$
- Chercher le rapport λ_e immédiatement **inférieur** à la valeur calculée et déterminer l'ordre n du modèle :

λ_e	n	τ/τ_e
0	1	1
0,104	2	0,368
0,218	3	0,271
0,319	4	0,224
0,410	5	0,195
0,493	6	0,175
0,570	7	0,161
0,642	8	0,149
0,709	9	0,140
0,773	10	0,132

- $\tau = \frac{\tau}{\tau_e} \Big|_{\text{table}} \cdot \tau_e = 0,368 \times 65 = 23,92 \text{ s}$
- $t_r = t_e - \lambda_e^{\text{table}} \cdot \tau_e = 10 - 0,104 \times 65 = 3,24 \text{ s}$
- Calculer le gain statique : $K = \frac{\Delta\theta_\infty}{\Delta z} = \frac{25}{1} = 25 \text{ K}$

2. $\lambda = \frac{t_r}{\tau} = 0,135 -$

3. $\rightarrow$ Régulateur PI

	K_p	BP	T_i
Ziegler-Nichols	0,267	3,8	11
SIEMENS	0,246	4,1	13
Réglabilité	0,148	6,8	24
Broïda	0,237	4,2	101
	K^{-1}	K	s

4.

Méthode d'identification des paramètres du modèle :

1. Mesurer les instants t_{28} et t_{40} auxquels la réponse atteint respectivement 28 % et 40 % de la valeur finale :

$$\begin{cases} t_{28} = 27 \text{ s} \\ t_{40} = 37 \text{ s} \end{cases}$$

2. Calculer le temps de retard :

$$t_r = 2,8 \times 27 - 1,8 \times 37 = 9 \text{ s}$$

3. Calculer la constante de temps :

$$\tau = 5,5(t_{40} - t_{28}) = 5,5 \times (37 - 27) = 55 \text{ s}$$

4. Calculer le gain statique :

$$K = \frac{\Delta\theta_{\infty}}{\Delta z} = \frac{25}{1} = 25 \text{ K}$$

5. $\lambda = \frac{t_r}{\tau} = 0,164 -$

6. $\rightarrow$ Régulateur PI

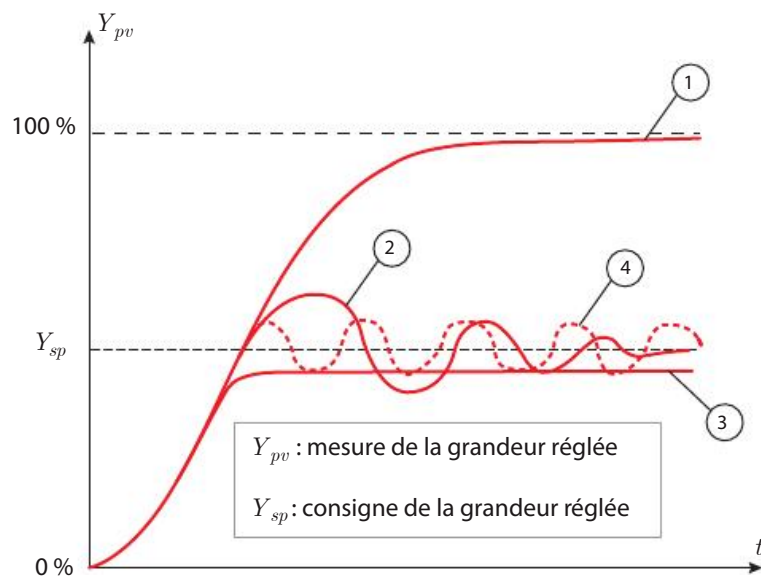
	K_p	BP	T_i
Ziegler-Nichols	0,22	4,6	30
SIEMENS	0,202	4,9	36
Réglabilité	0,122	8,2	55
Broïda	0,195	5,1	282
	K^{-1}	K	s

7. Les deux méthodes donnent des résultats similaires.

PROBLÈMES 5

Régulateurs PID

5.1 Réponses caractéristiques de régulateurs



Questions

1. Associer à chaque courbe numérotée de 1 à 4 un des régulateurs parmi la liste suivante :
 - sans régulateur ;
 - PI ;
 - PD ;
 - TOR.
 Justifier le choix.
2. Donner les intérêts/rôles et les limites de chacune des 3 actions d'un PID.

Corrigés

1.
 - ① : Sans régulateur : la consigne est largement dépassée. Et, du fait d'un surdimensionnement, la grandeur physique tend vers son maximum plutôt que vers la consigne.
 - ② : La grandeur physique tend vers la consigne avec des dépassements et une instabilité. Il y a donc *a minima* les actions P et I. Il s'agit donc d'un régulateur PI.
 - ③ : La grandeur physique se stabilise à une valeur légèrement inférieure à la consigne, ce qui correspond à une erreur statique caractéristique des régulateurs P et de l'absence d'action I. Il s'agit donc d'un régulateur PD.
 - ④ : TOR : la réponse est oscillante autour de la consigne et sans amortissement. L'amplitude des oscillations est constante et correspond au différentiel dynamique caractéristique d'un régulateur TOR.
2.

P : il s'agit de la régulation de base. Il donne la vitesse d'action, mais génère une erreur statique.

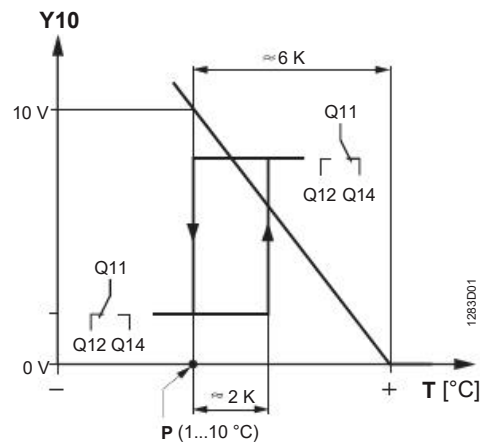
I : elle permet d'annuler l'erreur statique et donc d'atteindre la consigne. Elle peut générer de l'instabilité dans la réponse. Elle agira essentiellement à la fin du processus.

D : elle permet d'anticiper des perturbations. Elle générera des impulsions au début du processus, puis n'agira plus. C'est la première action à agir.

5.2 Thermostat antigel

Un fabricant de thermostats antigel à placer dans une CTA en aval d'une batterie chaude propose la stratégie de régulation, en cas de défaut, décrite dans le diagramme fonctionnel ci-dessous.

Diagramme fonctionnel



Légende

P	Point antigel, réglable
T	Température du capillaire
Y10	Signal de commande du servomoteur de vanne (pour Y = 0 V-)

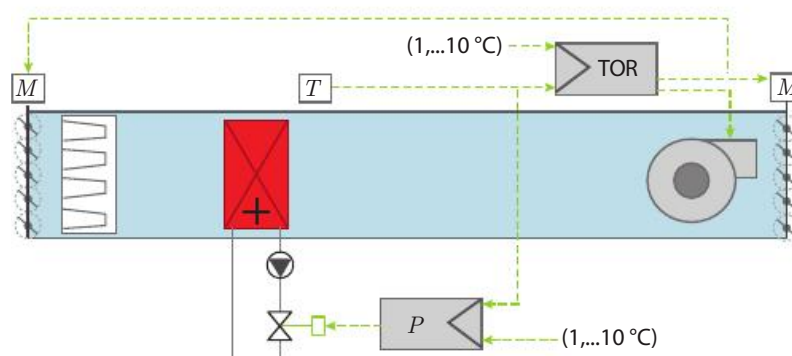
Source : Siemens

Questions

1. Dessiner la boucle de régulation associée au thermostat antigel.
2. Décrire puis justifier la séquence d'enclenchement du thermostat antigel donnée ci-dessus.
3. Expliquer comment est utilisé le capillaire.
4. Expliquer le rôle de ce thermostat, et donner un ou des exemples quant à l'origine potentielle de son déclenchement.

Corrigés

1.



2. On voit d'abord que la consigne de la température de soufflage en sortie de batterie chaude est réglable de 1 à 10 °C pour prendre une marge de sécurité plus ou moins grande. Ensuite, on voit qu'il y a deux types de lois de régulation qui vont agir successivement. D'abord, plus on se rapproche de la consigne (et donc du gel), plus on va venir ouvrir la vanne de régulation, peu importe le signal généré par la boucle de régulation « normale ». Le but est d'augmenter le débit d'eau pour espérer apporter davantage de

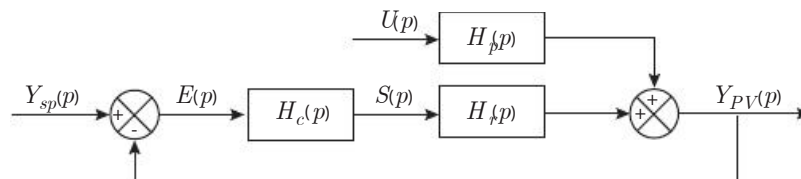
chaleur afin de faire remonter la température de soufflage. Si la température continue de chuter malgré l'ouverture progressive de la vanne, alors un régulateur TOR va venir se déclencher pour arrêter un système. Ce signal de fermeture est envoyé au ventilateur et aux registres afin d'arrêter d'acheminer de l'air froid pour éviter le gel de la batterie. En effet, le gel entraînerait l'expansion de l'eau *via* sa solidification, ce qui éclaterait les serpentins de la batterie.

Le régulateur proportionnel est paramétré avec une bande proportionnelle de 6 K (soit un gain proportionnel de $0,17 \text{ K}^{-1}$), et le régulateur TOR est paramétré avec un différentiel statique de 2 K et une consigne excentrée à gauche de l'hystérésis. La bande proportionnelle de 6 K est plutôt grande, du fait de la nature statique du dispositif (sans servomoteur).

3. Le capillaire intègre un fluide frigorigène qui, en se refroidissant, va se condenser et générer une dépression au niveau du boîtier du thermostat. Un diaphragme va venir se déplacer et entraîner la fermeture progressive de la vanne de régulation *via* un système de ressort.
4. Le thermostat antigel permet d'éviter le gel de l'eau circulant dans les serpentins de la batterie, parce que si l'eau gèle, il y aura une expansion en lien avec le changement de phase (solidification), ce qui entraînerait des pressions importantes pouvant aller jusqu'à l'éclatement des tubes en cuivre. Un déclenchement du thermostat est lié à une anomalie/un défaut :
 - au niveau du réseau (problème sur une pompe, une vanne, fuite du réseau...);
 - au niveau de la production (panne d'une chaudière/pompe à chaleur, problème au niveau du combustible : silo de granulés vide, problème sur le réseau de gaz...).

5.3 Impact de l'inertie d'un capteur sur une fonction de transfert en boucle fermée

On considère le schéma bloc suivant, représentant une boucle de régulation classique :



Avec :

- $H_p(p)$: fonction de transfert perturbateur dans le domaine de Laplace ;
- $H_r(p)$: fonction de transfert réglant dans le domaine de Laplace ;
- $H_c(p)$: fonction de transfert du régulateur (*correcteur*) dans le domaine de Laplace ;
- $Y_{PV}(p)$: grandeur réglée mesurée (*Process Value*) dans le domaine de Laplace ;
- $Y_{SP}(p)$: consigne de la grandeur réglée (*Set Point*) dans le domaine de Laplace ;
- $U(p)$: grandeur perturbatrice dans le domaine de Laplace ;
- $S(p)$: signal de réglage dans le domaine de Laplace ;
- $E(p)$: écart entre la valeur de consigne Y_{SP} et la valeur effective (mesure) Y_{PV} .

Questions

1. Sur la base d'un exemple, associer chaque grandeur et chaque fonction de transfert à des grandeurs physiques et des systèmes réels.
2. Déterminer la relation entre la grandeur réglée Y_{PV} en fonction de la consigne Y_{SP} et de la grandeur perturbatrice U telle que :

$$Y_{PV} = A Y_{SP} + B U$$

Avec A et B des fonctions de transferts à déterminer fonction de H_c , H_r et H_p .

On considère désormais que le capteur (*sensor*) qui mesure la grandeur réglée (une température, par exemple) a un temps de réponse important et que son comportement dynamique est régi par une fonction de transfert du premier ordre notée H_s et que le temps de réponse à 5 % est de $t_{95} = 60$ s.

3. Redessiner le schéma bloc en considérant le modèle de comportement du capteur.
4. Déterminer la relation entre la grandeur réglée Y_{PV} en fonction de la consigne Y_{SP} et de la grandeur perturbatrice U telle que :

$$Y_{PV} = A' Y_{SP} + B' U$$

Avec A' et B' des fonctions de transfert à déterminer fonction de H_c , H_r , H_s et H_p .

On souhaite évaluer l'influence de l'inertie du capteur sur la réponse d'un système. On suppose une fonction de transfert réglant du 1^{er} ordre caractérisée par un gain statique K_r et une constante de temps τ_r . On suppose qu'il n'y a pas de grandeurs perturbatrices U et que l'on dispose d'un régulateur de type PI mixte tel que :

$$H_C = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i p} \right) \text{ avec } T_i = \tau_r$$

5. Donner la fonction de transfert du capteur H_s et faire une hypothèse sur la valeur de son gain statique K_s . Justifier.
6. Déterminer la fonction de transfert en boucle fermée H_{BF} et en déduire la réponse de la grandeur y_{PV} à un échelon de consigne d'amplitude Δy dans le domaine temporel.
7. Réaliser l'application numérique selon les données suivantes :

Δy	10				K
K_p	1				K ⁻¹
K_r	30				K
τ_r	1 200				s
τ_s	0	8	16	32	s

Et tracer les courbes associées. Conclure.

Corrigés

1. Exemple pour une application « thermique du bâtiment » :

- $H_p(p)$: local/bâtiment (comportement d'un bâtiment par rapport aux grandeurs perturbatrices hors température extérieure) ;
- $H_r(p)$: local/bâtiment (comportement du local par rapport à la grandeur perturbatrice : la température extérieure) ;
- $H_c(p)$: régulateur PI ou PID ;
- $Y_{PV}(p)$: température ambiante ;
- $Y_{SP}(p)$: 19 °C ;
- $U(p)$: flux solaire au travers des fenêtres et/ou apports internes (personnes) ;
- $S(p)$: ouverture d'une vanne de régulation ;
- $E(p)$: écart de température entre mesure et consigne.

Exemple pour une application « qualité d'air » :

- $H_p(p)$: local/bâtiment (comportement d'un volume d'air intérieur par rapport aux grandeurs perturbatrices hors respiration : cuisine avec foyers gaz, émissions de COV liées aux revêtements intérieurs (parquet, lino, moquette, peinture) ou aux meubles (formaldéhyde) ;
- $H_r(p)$: local/bâtiment (comportement d'un volume d'air intérieur par rapport à la respiration des personnes) ;
- $H_c(p)$: régulateur P, PI ou PID ;
- $Y_{PV}(p)$: concentration de CO₂ ou de COV ;
- $Y_{SP}(p)$: 1 000 ppm (CO₂) ;
- $U(p)$: respiration des personnes ;
- $S(p)$: ouverture d'un registre d'air conjugué (air neuf/air recyclé) ou vitesse de ventilateur d'air neuf ;
- $E(p)$: écart de concentration entre mesure et consigne.

$$2. \quad S = H_c (Y_{SP} - Y_{PV}) = H_c E \quad \text{et} \quad Y_{PV} = H_r S + H_p U$$

D'où :

$$\begin{aligned} Y_{PV} &= H_r H_c (Y_{SP} - Y_{PV}) + H_p U \\ \rightarrow Y_{PV} (1 + H_r H_c) &= H_r H_c Y_{SP} + H_p U \end{aligned}$$

D'où :

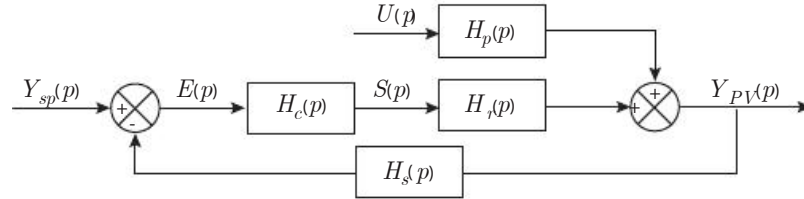
$$Y_{PV} = \frac{H_r H_c}{1 + H_r H_c} Y_{SP} + \frac{H_p}{1 + H_r H_c} U$$

On définit les fonctions de transfert de boucles fermée (BF) et ouverte (BO), telles que :

$$H_{BF} = \frac{H_{BO}}{1 + H_{BO}} \quad \text{et} \quad H_{BO} = H_r H_c$$

$$\rightarrow Y_{PV} = H_{BF} Y_{SP} + \frac{H_p}{1 + H_{BO}} U = \mathbf{A} Y_{SP} + \mathbf{B} U$$

3.



4. La différence ici est que :

$$E = Y_{SP} - H_S Y_{PV}$$

$$S = H_c E = H_c (Y_{SP} - H_S Y_{PV}) \quad \text{et} \quad Y_{PV} = H_r S + H_p U$$

D'où :

$$Y_{PV} = H_r H_c (Y_{SP} - H_S Y_{PV}) + H_p U$$

$$\rightarrow Y_{PV} (1 + H_S H_r H_c) = H_r H_c Y_{SP} + H_p U$$

D'où :

$$Y_{PV} = \frac{H_r H_c}{1 + H_S H_r H_c} Y_{SP} + \frac{H_p}{1 + H_S H_r H_c} U$$

On définit les fonctions de transfert de boucles fermée (BF) et ouverte (BO), telles que :

$$H'_{BF} = \frac{H_{BO}}{1 + H_S H_{BO}} \quad \text{et} \quad H_{BO} = H_r H_c$$

$$\rightarrow Y_{PV} = H'_{BF} Y_{SP} + \frac{H_p}{1 + H_S H_{BO}} U = \mathbf{A}' Y_{SP} + \mathbf{B}' U$$

5.

$$H_s = \frac{K_s}{1 + \tau_S p} = \frac{1}{1 + \tau_S p}$$

Le gain statique est unitaire, parce qu'on suppose que le capteur est précis et qu'en régime permanent, la sortie du capteur correspond exactement à la valeur en entrée (la grandeur mesurée).

6.

$$Y_{PV} = \frac{1}{\frac{1}{H_r H_c} + H_S} Y_{SP} = \frac{1}{\frac{T_i p (1 + \tau_r p)}{K_r K_p (1 + T_i p)} + \frac{1}{1 + \tau_S p}} Y_{SP}$$

$$= \frac{1}{\frac{\tau_r p}{K_r K_p} + \frac{1}{1 + \tau_S p}} Y_{SP}$$

$$Y_{PV} = \frac{1 + \tau_S p}{\frac{(1 + \tau_S p) \tau_r p}{K_r K_p} + 1} Y_{SP} = \frac{1 + \tau_S p}{1 + \frac{\tau_r p}{K_r K_p} + \frac{\tau_S \tau_r p^2}{K_r K_p}} Y_{SP}$$

$$Y_{PV} = \frac{1 + \tau_S p}{1 + 2\tau\xi p + \tau^2 p^2} Y_{SP}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \tau = \sqrt{\frac{\tau_S \tau_r}{K_r K_p}} \\ \xi = \sqrt{\frac{K_r K_p}{\tau_S \tau_r}} \frac{\tau_r}{2K_r K_p} = \sqrt{\frac{\tau_r}{4K_r K_p \tau_S}} \end{array} \right.$$

Remarque :

Lorsque $\tau_S = 0$, $H_s = 1$ et :

$$Y_{PV} = \frac{1}{\frac{1}{H_r H_c} + 1} Y_{SP} = \frac{1}{1 + \frac{\tau_r}{K_r K_p} p} Y_{SP} = \frac{1}{1 + \tau' p} Y_{SP}$$

7.

K_p	1	1	1	1	K ⁻¹
K_r	30	30	30	30	K
τ_r	1 200	1 200	1 200	1 200	s
τ_s	0	8	16	32	s
τ	-	17,9	25,3	35,8	s
τ'	40	-	-	-	s
ξ	-	1,12 (>1)	0,79 (<1)	0,56 (<1)	-
Réponse	1 ^{er} ordre	2 nd ordre apériodique	2 nd ordre périodique	2 nd ordre périodique	-

Pour le premier cas :

$$Y_{PV} = \frac{1}{1 + \tau' p} \frac{\Delta y}{p} \xrightarrow{\mathcal{L}^{-1}} y_{pv}(t) = \Delta y \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau'}} \right)$$

Pour le cas où $\xi > 1$:

$$Y_{PV} = \frac{1 + \tau_S p}{1 + 2\tau\xi p + \tau^2 p^2} = \frac{1}{1 + 2\tau\xi p + \tau^2 p^2} \frac{\Delta y}{p} + \frac{\tau_S \Delta y}{1 + 2\tau\xi p + \tau^2 p^2}$$

$$Y_{PV} = \frac{1}{\tau_1 \tau_2} \frac{\Delta y}{\left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)} + \frac{\tau_S \Delta y}{\tau_1 \tau_2} \frac{1}{\left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)}$$

Avec :

$$\begin{cases} \tau_1 = \frac{\tau}{\xi + \sqrt{\xi^2 - 1}} \\ \tau_2 = \frac{\tau}{\xi - \sqrt{\xi^2 - 1}} \end{cases}$$

D'où :

$$y_{pv}(t) = \Delta y \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \right) \left((\tau_1 - \tau_s) e^{-\frac{t}{\tau_1}} - (\tau_2 - \tau_s) e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) \right]$$

Pour le cas où $\xi < 1$:

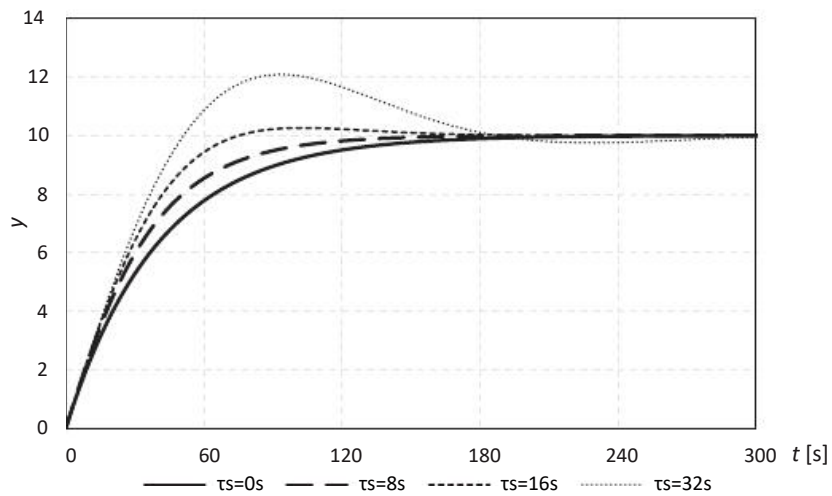
$$Y_{PV} = \frac{1 + \tau_s p}{1 + 2\tau\xi p + \tau^2 p^2} = \frac{1}{1 + 2\tau\xi p + \tau^2 p^2} \frac{\Delta y}{p} + \frac{\tau_s \Delta y}{1 + 2\tau\xi p + \tau^2 p^2}$$

D'où :

$$y_{pv}(t) = \Delta y \left[1 - \frac{1}{\sqrt{1 - \xi^2}} e^{-\xi\omega t} \left(\sin(\omega\sqrt{1 - \xi^2} t + \varphi) - \omega\tau_s \sin(\omega\sqrt{1 - \xi^2} t) \right) \right]$$

Avec :

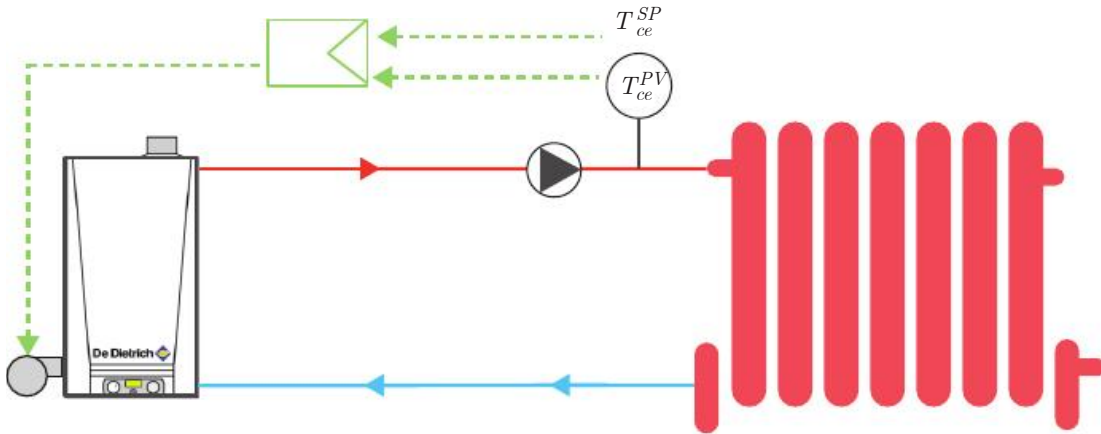
$$\begin{cases} \omega = \frac{1}{\tau} \\ \xi = \cos\varphi \end{cases}$$



L'inertie du capteur peut avoir un impact non négligeable sur la réponse de la grandeur réglée, et notamment générer des dépassements importants (20 % ici pour une constante de temps de seulement 32 s). Paradoxalement, plus il y a de l'inertie et plus vite on atteint la consigne, du fait que le régulateur considère que la température monte moins vite que la réalité, du fait de l'inertie du capteur. En conséquence, le transfert réglant sera plus important pour un temps donné. Si l'inertie est trop grande, on constate malgré tout un fort dépassement. Au final, l'inertie du capteur doit quand même être limitée pour garantir une bonne qualité de régulation.

5.4 Régulation de la température d'eau en sortie de chaudière

On étudie une boucle de régulation fermée sur la température de départ d'une chaudière gaz à condensation. On considère une chaudière de moyenne puissance équipée d'un brûleur gaz modulant. La vitesse du brûleur est asservie à la température d'eau au départ de la chaudière.



Une courbe d'évolution de la température d'eau de départ chaudière en réponse à un échelon du signal de réglage a été enregistrée. Cette courbe a permis d'identifier une fonction de transfert réglant du second ordre de la forme :

$$H_r(p) = \frac{K_r}{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}$$

Avec : $\tau_1 = 30$ s, $\tau_2 = 500$ s, $K_r = 60$ K

Questions

1. En pratique, comment peut être déterminée la consigne de la température de départ T_{ce}^{SP} ?
2. Démontrer la formule générale de la fonction de transfert en boucle fermée H_{BF} .
3. Définir ce qu'est une régulation idéale (sans dépassements) ici, et traduire cela graphiquement sur l'évolution de la grandeur réglée. En déduire une expression littérale de la fonction de transfert en boucle fermée H_{BF} qui traduit cette régulation idéale.
4. En déduire la fonction de transfert du régulateur idéal H_c^{id} .
5. En faisant des hypothèses à justifier, donner des valeurs numériques des paramètres du régulateur obtenu.

On souhaite cette fois obtenir une réponse oscillante amortie avec un dépassement limité à 10 %.

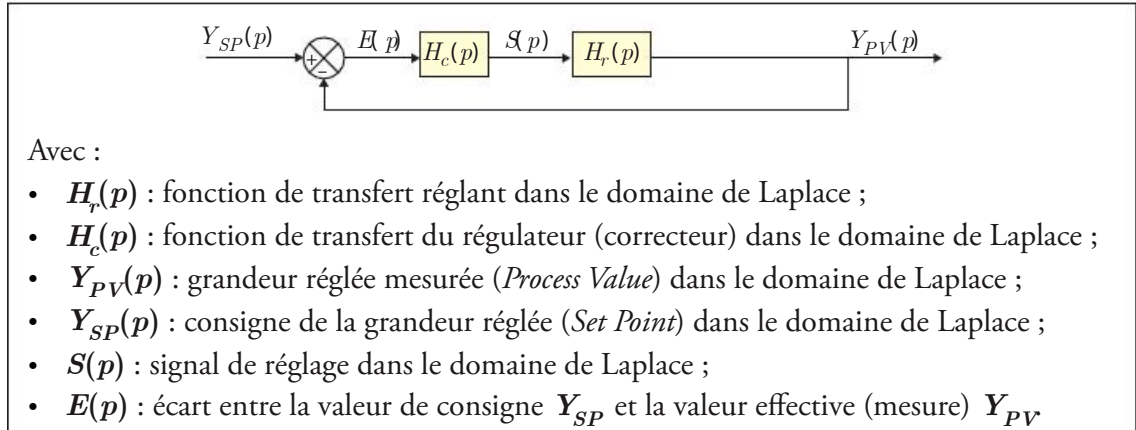
6. Déterminer la fonction de transfert en boucle fermée H_{BF} qui traduit cette nouvelle régulation.
7. Déterminer la nouvelle fonction de transfert du régulateur H_c^{id} ainsi que l'expression de ses paramètres de réglage permettant d'obtenir cette régulation idéale.

Annexe : formulaire

1. Dépassement D en % :

$$D = 10 = 100e^{-\frac{\xi\pi}{\sqrt{1-\xi^2}}} \text{ avec } \xi \text{ facteur d'amortissement}$$

2. Boucle complète de régulation :

**Corrigés**

1. Par une loi d'eau.

2.
$$S = H_c (Y_{SP} - Y_{PV}) = H_c E \text{ et } Y_{PV} = H_r S$$

D'où :

$$Y_{PV} = H_r H_c (Y_{SP} - Y_{PV}) \rightarrow Y_{PV} (1 + H_r H_c) = H_r H_c Y_{SP}$$

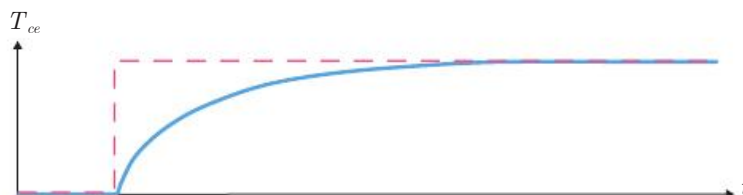
$$Y_{PV} = \frac{H_r H_c}{1 + H_r H_c} Y_{SP}$$

$$\rightarrow H_{BF} = \frac{H_r H_c}{1 + H_r H_c}$$

3. Pour faire apparaître la structure d'un régulateur idéal, on doit définir l'allure d'une correction idéale. Pour tout système de n'importe quel ordre, on considère qu'une correction idéale prend la forme d'une réponse du premier ordre (de type exponentiel) en réponse à un échelon de consigne.

Ce type de réponse procure :

- une **rapidité** de la correction ;
- un écart asymptotique nul ;
- une réponse **stable sans dépassement**.



Ceci se traduit par une fonction de transfert en boucle fermée :

$$H_{BF}(p) = \frac{1}{1 + \tau_{id}p} = \frac{1}{1 + \frac{1}{H_r H_c^{id}}}$$

4. D'où :

$$H_c^{id}(p) = \frac{1}{\tau_{id}p} \cdot \frac{1}{H_r}$$

Ici :

$$H_r(p) = \frac{K_r}{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}$$

D'où :

$$\begin{aligned} H_c^{id}(p) &= \frac{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}{K_r \tau_{id} p} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{\tau_{id} K_r} \left(1 + \frac{1}{(\tau_1 + \tau_2)p} + \frac{\tau_1 \tau_2}{\tau_1 + \tau_2} p \right) \\ &= K_p \left(1 + \frac{1}{T_i p} + T_d p \right) \end{aligned}$$

On a donc affaire à un régulateur PID mixte dont le paramètre τ_{id} sera à optimiser :

$$\begin{cases} K_p = \frac{\tau_1 + \tau_2}{K_r \tau_{id}} \\ T_i = \tau_1 + \tau_2 \\ T_d = \frac{\tau_1 \tau_2}{\tau_1 + \tau_2} \end{cases}$$

5. En pratique :

$$BP = \frac{1}{K_p} \approx 2 \rightarrow \tau_{id} = \frac{2(\tau_1 + \tau_2)}{K_r} = 18 \text{ s} \rightarrow T_i = 530 \text{ s et } T_d = 28 \text{ s}$$

6. Pour obtenir un dépassement de 10 %, on autorise donc quelques oscillations, on cible cette fois une fonction de transfert en boucle fermée du second ordre :

$$H_{BF}(p) = \frac{1}{1 + \frac{2\xi_{10}}{\omega_{10}} p + \frac{p^2}{\omega_{10}^2}} \text{ tel que } D = 10 = 100e^{\frac{\xi_{10}\pi}{\sqrt{1-\xi_{10}^2}}}$$

$$H_{BF}(p) = \frac{1}{\frac{p^2}{\omega_{10}^2} + \frac{2\xi_{10}}{\omega_{10}} p + 1} = \frac{1}{1 + \frac{1}{H_{BO}(p)}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{H_r(p) H_c^{id}(p)}}$$

7. D'où :

$$H_c^{id}(p) = \frac{1}{H_r} \frac{1}{\frac{p^2}{\omega_{10}^2} + \frac{2\xi_{10}}{\omega_{10}} p} = \frac{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}{p K_r \left(\frac{p}{\omega_{10}^2} + \frac{2\xi_{10}}{\omega_{10}} \right)} = \frac{1 + (\tau_1 + \tau_2)p + \tau_1 \tau_2 p^2}{p K_r \left(\frac{p}{\omega_{10}^2} + \frac{2\xi_{10}}{\omega_{10}} \right)}$$

$$H_c^{id}(p) = \frac{\tau_1 + \tau_2}{K_r} \underbrace{\left(\frac{\tau_{10}}{1 + \frac{p}{2\xi_{10}\omega_{10}}} \right)}_{\text{filtre (cf. action D)}} \underbrace{\left(1 + \frac{1}{(\tau_1 + \tau_2)p} \right)}_P \underbrace{+ \frac{\tau_1\tau_2}{\tau_1 + \tau_2} p}_D \text{ avec } \tau_{10} = \frac{\omega_{10}}{2\xi_{10}}$$

→ ~ PID filtré

$$\xi_{10} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\pi}{\ln\left(\frac{10}{100}\right)} \right)^2}} = 0,59$$

Le paramètre τ_{10} peut être choisi librement mais sera à optimiser pour obtenir une dynamique satisfaisante (éviter une réponse trop lente notamment). Si $\xi_{10}\omega_{10} \gg 1$ alors on se rapprochera d'un PID classique.

5.5 Règle de paramétrage d'un PID

On cherche à paramétrer de manière optimale un régulateur PID de fonction de transfert noté H_c utilisé dans une boucle fermée de régulation pour le maintien en température d'une chambre frigorifique. On considère que le système étudié possède une fonction de transfert réglant du deuxième ordre de la forme :

$$H_r(p) = \frac{K_r}{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}$$

Questions

1. Démontrer la formule générale de la fonction de transfert en boucle fermée H_{BF} :

$$H_{BF} = \frac{H_r H_c}{1 + H_r H_c}$$

2. Définir ce qu'est une régulation idéale (sans dépassements) ici, et traduire cela graphiquement sur l'évolution de la grandeur réglée. En déduire une expression littérale de la fonction de transfert en boucle fermée H_{BF} qui traduit cette régulation idéale.
3. Montrer que la fonction de transfert du régulateur idéal H_c correspond à un régulateur PID mixte tel que :

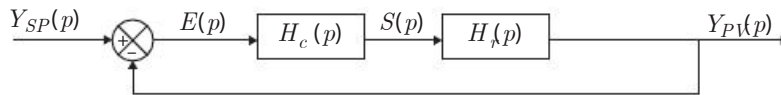
$$\begin{cases} T_i = \tau_1 + \tau_2 \\ T_d = \frac{\tau_1 \tau_2}{\tau_1 + \tau_2} \end{cases}$$

On pose :

$$x = \frac{\tau_1}{\tau_2}$$

4. Montrer qu'il existe une valeur minimale du rapport T_i/T_d pour assurer un paramétrage optimal d'un régulateur PID.

Annexe : Boucle complète de régulation



Avec :

$H_r(p)$: fonction de transfert réglant dans le domaine de Laplace ;

$H_c(p)$: fonction de transfert du régulateur (correcteur) dans le domaine de Laplace ;

$Y_{PV}(p)$: grandeur réglée mesurée (*Process Value*) dans le domaine de Laplace ;

$Y_{SP}(p)$: consigne de la grandeur réglée (*Set Point*) dans le domaine de Laplace ;

$S(p)$: signal de réglage dans le domaine de Laplace ;

$E(p)$: écart entre la valeur de consigne Y_{SP} et la valeur effective (mesure) Y_{PV} .

Corrigés

1.
$$S = H_c (Y_{SP} - Y_{PV}) = H_c E \quad \text{et} \quad Y_{PV} = H_r S$$

D'où :

$$Y_{PV} = H_r H_c (Y_{SP} - Y_{PV}) \rightarrow Y_{PV} (1 + H_r H_c) = H_r H_c Y_{SP}$$

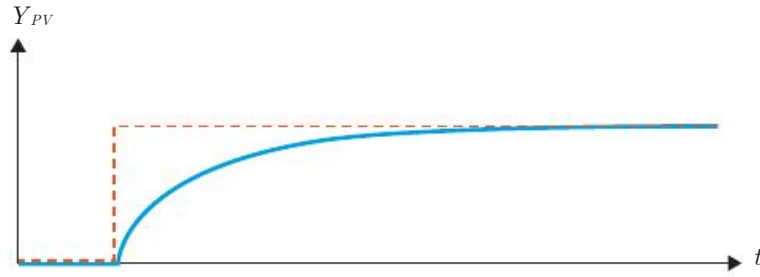
$$Y_{PV} = \frac{H_r H_c}{1 + H_r H_c} Y_{SP}$$

$$\rightarrow H_{BF} = \frac{H_r H_c}{1 + H_r H_c}$$

2. Pour faire apparaître la structure d'un régulateur idéal, on doit définir l'allure d'une correction idéale. Il est illusoire de considérer qu'une régulation idéale suit parfaitement l'échelon, pour tout système de n'importe quel ordre, on considère qu'une correction idéale prend la forme d'une réponse du premier ordre (de type exponentiel) en réponse à un échelon de consigne.

Ce type de réponse procure :

1. une **rapidité** de la correction ;
2. un **écart asymptotique nul** ;
3. une réponse **stable sans dépassement**.



Ceci se traduit par une fonction de transfert en boucle fermée :

$$H_{BF}(p) = \frac{1}{1 + \tau_{id}p} = \frac{1}{1 + \frac{1}{H_r H_c^{id}}}$$

3. D'où :

$$H_c^{id}(p) = \frac{1}{\tau_{id}p} \cdot \frac{1}{H_r}$$

Ici :

$$H_r(p) = \frac{K_r}{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}$$

D'où

$$\begin{aligned} H_c^{id}(p) &= \frac{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}{K_r \tau_{id} p} \\ &= \frac{\tau_1 + \tau_2}{\tau_{id} K_r} \left(1 + \frac{1}{(\tau_1 + \tau_2)p} + \frac{\tau_1 \tau_2}{\tau_1 + \tau_2} p \right) \\ &= K_p \left(1 + \frac{1}{T_i p} + T_d p \right) \end{aligned}$$

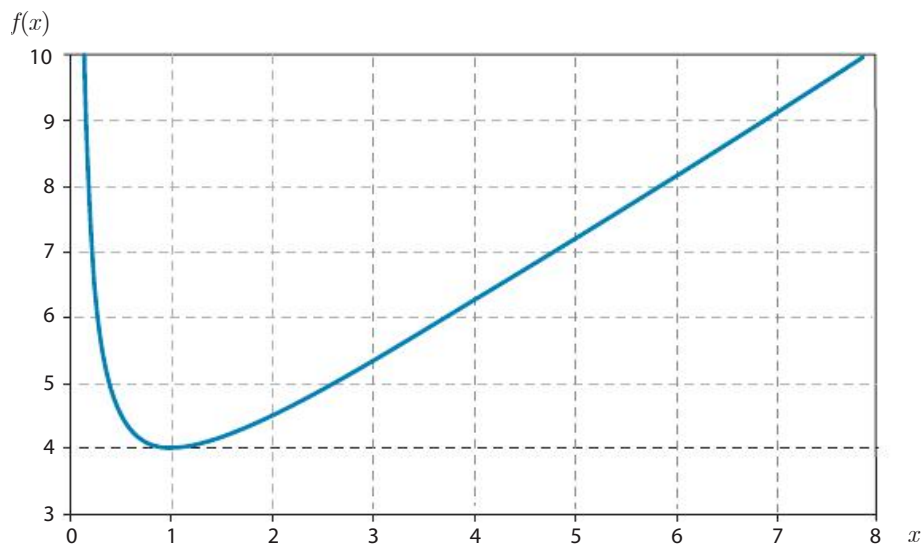
On a donc affaire à un régulateur PID mixte dont le paramètre τ_{id} sera à optimiser :

$$\begin{cases} K_p = \frac{\tau_1 + \tau_2}{K_r \tau_{id}} \\ T_i = \tau_1 + \tau_2 \\ T_d = \frac{\tau_1 \tau_2}{\tau_1 + \tau_2} \end{cases}$$

$$\begin{aligned} 4. \quad \frac{T_i}{T_d} &= \frac{\tau_1 + \tau_2}{\frac{\tau_1 \tau_2}{\tau_1 + \tau_2}} = \frac{(\tau_1 + \tau_2)^2}{\tau_1 \tau_2} = \frac{\tau_1^2 + 2\tau_1 \tau_2 + \tau_2^2}{\tau_1 \tau_2} \\ &= \frac{\tau_1}{\tau_2} + 2 + \frac{\tau_2}{\tau_1} = x + 2 + \frac{1}{x} \end{aligned}$$

On trace :

$$f(x) = x + 2 + \frac{1}{x}$$



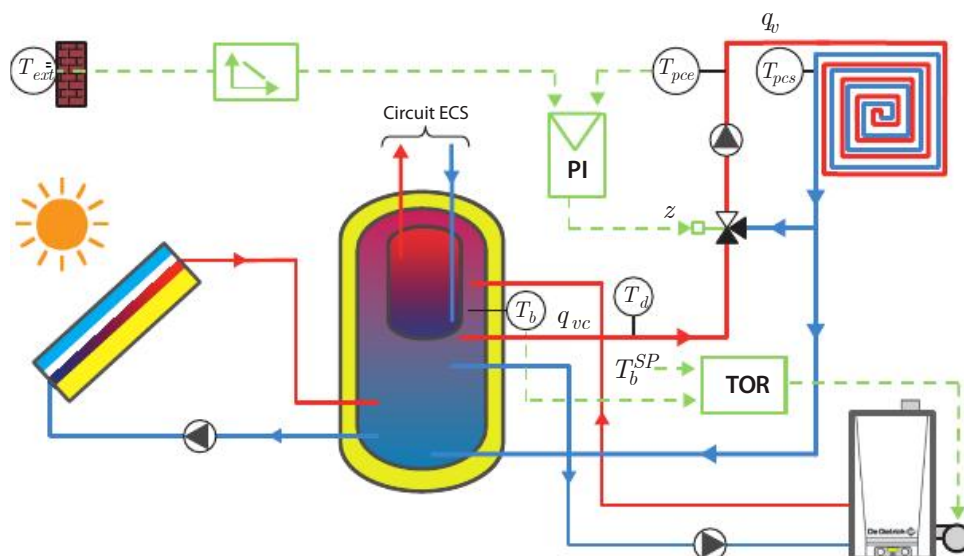
Au final, le rapport T_i/T_d doit être au minimum supérieur à 4. C'est ce que l'on retrouve dans les règles de paramétrage usuelles (cf. section 10.4 du formulaire).

Par exemple, le fabricant SIEMENS préconise :

« Le rapport T_i/T_d se situe entre 4 et 5 et est optimal pour la plupart des systèmes réglés. »

5.6 Régulation de la température d'eau d'un plancher chauffant

On considère une installation solaire assurant une production d'eau chaude sanitaire et un appoint de chauffage d'une maison à basse consommation. Une telle installation appelée système solaire combiné (SSC) est représentée sur le schéma simplifié ci-dessous :



Le pavillon est équipé d'un plancher chauffant raccordé hydrauliquement au ballon de stockage. Le réglage de puissance du plancher est assuré par une boucle ouverte en fonction de la température extérieure. On s'intéresse ici à la boucle de régulation secondaire de la boucle ouverte.

Pour réaliser l'étude demandée, on admet un comportement dynamique du premier ordre pour la vanne trois voies (entrée : signal vanne ; sortie : température d'eau voie commune), caractérisée par une constante de temps τ_v de 60 s et un gain statique K_v de 45 K. La boucle de régulation est composée d'un régulateur PI dont la fonction de transfert est de la forme :

$$H_c(p) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i p} \right)$$

Questions

1. À quels phénomènes physiques est associée la constante de temps τ_v de la vanne trois voies ?
2. Déterminer la fonction de transfert de boucle fermée $H_{BF}(p)$. Effectuer un choix judicieux du temps d'intégration pour obtenir une régulation idéale. Préciser la valeur du gain statique.
3. Déterminer le temps de réponse à 5 % de l'évolution de la température de l'eau en sortie de la voie commune, suite à un échelon de consigne due à un échelon de température extérieure d'amplitude $\Delta T_{ext} = 10^\circ\text{C}$. Préciser les hypothèses de calculs.

Les applications numériques sont à réaliser pour :

- une bande proportionnelle de 45 K du régulateur PI ;
- une bande proportionnelle de 15 K du régulateur PI.

Corrigés

1. La constante de temps τ_v est associée à l'inertie mécanique du servomoteur (temps de réponse et vitesse du moteur).

$$2. \quad H_{BF}(p) = \frac{H_{BO}(p)}{1 + H_{BO}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{H_{BO}(p)}}$$

$$\text{avec } H_{BO}(p) = H_r(p) H_c(p) = \frac{K_v K_p}{1 + \tau_v p} \left(1 + \frac{1}{T_i p} \right)$$

$$\rightarrow H_{BF}(p) = \frac{1}{1 + \frac{1}{K_v K_p} \left(\frac{1 + \tau_v p}{1 + \frac{1}{T_i p}} \right)} = \frac{1}{1 + \frac{T_i}{K_v K_p} p \left(\frac{1 + \tau_v p}{1 + T_i p} \right)}$$

Si $T_i = \tau_v$:

$$\rightarrow H_{BF}(p) = \frac{1}{1 + \frac{T_i}{K_v K_p} p} \text{ avec } K_{BF} = 1$$

3. Pour la suite, le symbole « $\sim$ » signifie que la variable est exprimée dans le domaine de Laplace.

$$\tilde{T}_d = H_{BF}(p) \tilde{T}_d^{SP} = \frac{1}{1 + \frac{T_i}{K_v K_p} p} \cdot \frac{\Delta T_d^{SP}}{p}$$

Pour obtenir la variation de la température de départ, il faut faire une hypothèse sur la loi d'eau pour traduire la variation de la température extérieure en variation de température de départ. On suppose un régime d'eau basse température compatible avec un plancher chauffant (45/40 °C) et des températures de non chauffage et de consigne d'ambiance de 20 °C. Enfin, on suppose une loi d'eau linéaire :

$$T_d^{SP} = a T_{ext} + (1 - a) T_{int} \text{ avec } a = -\frac{T_{dbase}^{SP} - T_{int}}{T_{ext} - T_{int}} = \frac{45 - 20}{-15 - 20} = -0,71$$

On détermine ainsi la variation de température de consigne ΔT_d^{SP} résultant d'une variation de la température extérieure ΔT_{ext} de 10 K :

$$\Delta T_d^{SP} = a \Delta T_{ext} = 7,1 \text{ K}$$

$$\tilde{T}_d = H_{BF}(p) \tilde{T}_d^{SP} = \frac{1}{1 + \frac{T_i}{K_v K_p} p} \cdot \frac{\Delta T_d^{SP}}{p} = \frac{\Delta T_d^{SP}}{p \left(1 + \frac{T_i}{K_v K_p} p \right)}$$

$$\rightarrow T_d(t) = \Delta T_d^{SP} \left(1 - e^{-\frac{t}{\frac{T_i}{K_v K_p}}} \right)$$

$$\rightarrow t_{95} = 3 \frac{T_i}{K_v K_p} \text{ avec } K_p = \frac{1}{BP} \text{ et } T_i = \tau_v$$

$$\rightarrow t_{95} = 3 \frac{BP \tau_v}{K_v}$$

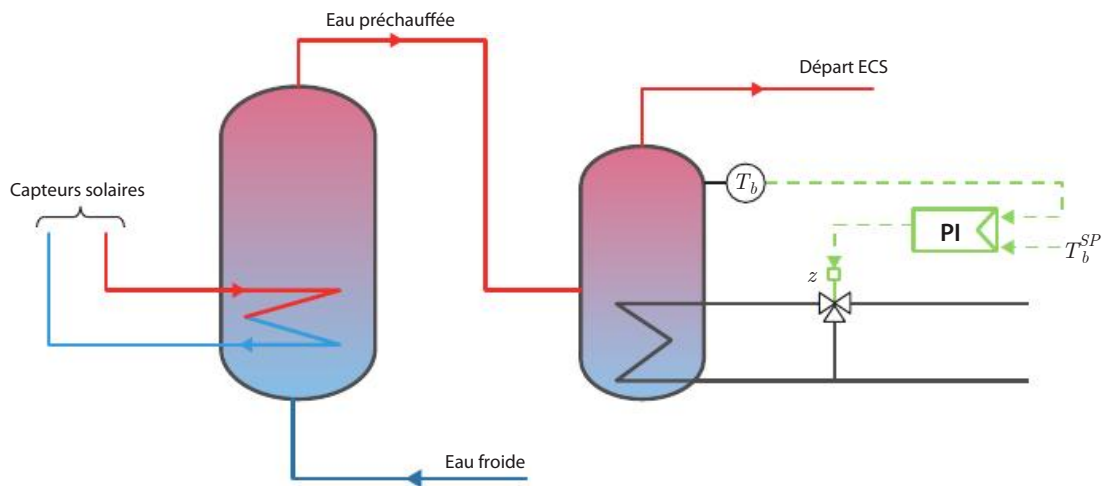
	$BP = 45 \text{ K}$	$BP = 15 \text{ K}$
t_{95}	180 s	60 s

5.7 Régulation de la température d'eau chaude sanitaire

On considère une installation solaire pour la production collective d'eau chaude sanitaire, telle que représentée sur le schéma simplifié ci-après. Cette installation comprend :

- un ballon solaire de 2 000 litres, raccordé à 40 m² de capteurs solaires ;
- un ballon d'eau chaude de 1 000 litres équipé d'un échangeur de puissance 20 kW_{th} dont le primaire est raccordé à un réseau d'eau chaude.

La puissance de cet échangeur est asservie à la température d'eau du ballon d'eau chaude, mesurée en partie centrale, grâce à une vanne trois voies montée en décharge.



On s'intéresse au comportement dynamique de l'installation de production d'eau chaude sanitaire en prenant en compte la boucle de régulation de la température de l'eau du ballon d'eau chaude. On ne suppose aucun soutirage d'ECS. L'étude sera à réaliser selon les hypothèses suivantes :

- le comportement dynamique du ballon associé à l'échangeur pourra être représenté par un modèle d'ordre 1 (entrée : puissance, sortie : température d'eau) ;
- le comportement dynamique de la vanne trois voies pourra être représenté par un modèle d'ordre 1 (entrée : signal de réglage ; sortie : puissance).

Remarque

La sortie du modèle de vanne est l'entrée du modèle du ballon.

Données :

- Volume du ballon d'eau chaude : $V = 1\,000\text{ l}$;
- Coefficient d'échange global des parois du ballon : $US_b = 250\text{ W.K}^{-1}$;
- Constante de temps de la vanne trois voies : $\tau_v = 60\text{ s}$;
- Gain statique de la vanne trois voies : $K_v = 20\,000\text{ W}_{th}$;
- Puissance maximale de l'échangeur : $P = 20\text{ kW}_{th}$.

Questions

1. Compléter le schéma hydraulique en ajoutant une pompe sur le réseau de la vanne trois voies et le sens des flux.
2. Donner l'expression des modèles de comportement du ballon d'eau chaude et de la vanne trois voies. Préciser l'expression et la valeur numérique de chaque paramètre.

On met en place une boucle de régulation comme indiqué sur le schéma ci-avant. Le régulateur retenu fonctionne en mode PI, sa fonction de transfert est de la forme :

$$H_c(p) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i p} \right) \text{ où } T_i \text{ est le temps d'intégration}$$

3. a. Détermination de la fonction de transfert de boucle fermée H_{BF} :
 - Après avoir montré que la fonction de transfert réglant s'exprime comme suit :

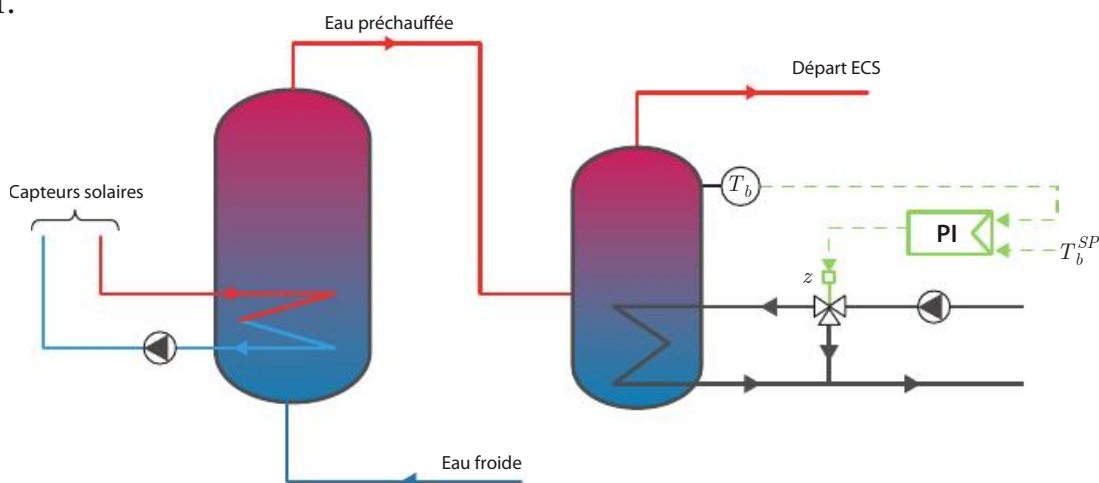
$$H_r(p) = \frac{K_r}{(1 + \tau_b p)(1 + \tau_v p)} \text{ avec } K_r = K_b K_v$$

où τ_b représente la constante de temps du modèle de ballon et K_b le gain statique de ce modèle, déterminer la fonction de transfert de boucle fermée.

- Simplifier l'expression obtenue en posant $T_i = \tau_b$ (constante de temps du ballon ECS).
- Préciser :
 - la valeur du gain statique de H_{BF} : K_{BF} ;
 - l'expression de la constante de temps de H_{BF} : τ_{BF} ;
 - l'expression du coefficient d'amortissement de H_{BF} : ξ_{BF}
- b. Dédurre des expressions précédentes une relation vérifiée par le gain du régulateur et par la bande proportionnelle correspondante. Justifier votre démarche.
- c. Conclure en proposant des valeurs numériques aux paramètres du régulateur PI conduisant à un fonctionnement convenable de la boucle.

Corrigés

1.



2. Pour établir le modèle de comportement, on réalise un bilan d'énergie interne sur le ballon en supposant une température ambiante T_a :

$$\rho V c_p \frac{dT_b}{dt} = P - US_b (T_b - T_a)$$

La fonction de transfert propre au ballon lie la grandeur réglée T_b au transfert réglant P . Pour la suite, le symbole « $\tilde{}$ » signifie que la variable est exprimée dans le domaine de Laplace.

On pose :

$$\theta_b = T_b - T_a \quad \text{avec} \quad \theta_b(0) = 0$$

$$\rho V c_p \frac{d\theta_b}{dt} = P - US_b \theta_b \rightarrow \frac{\rho V c_p}{US_b} p \tilde{\theta}_b + \tilde{\theta}_b = \frac{\tilde{P}}{US_b} \rightarrow H_b = \frac{\tilde{\theta}_b}{\tilde{P}} = \frac{\frac{1}{US_b}}{1 + \frac{\rho V c_p}{US_b} p}$$

$$\rightarrow \begin{cases} K_b = \frac{1}{US_b} = 0,004 \text{ K.W}^{-1} \\ \tau_b = \frac{\rho V c_p}{US_b} = 16720 \text{ s} = 4 \text{ 64 h} \\ H_v = \frac{\tilde{P}}{\tilde{s}} = \frac{K_v}{1 + \tau_v p} \end{cases}$$

3. a.
$$H_r(p) = \frac{\text{variation de la grandeur réglée}}{\text{variation du signal de réglage}} = \frac{\tilde{T}_b}{\tilde{s}} = \frac{\tilde{T}_b}{\tilde{P}} \cdot \frac{\tilde{P}}{\tilde{s}}$$

$$= H_b \cdot H_v = \frac{K_v K_b}{(1 + \tau_v p)(1 + \tau_b p)}$$

$$H_r(p) = \frac{K_r}{(1 + \tau_v p)(1 + \tau_b p)}$$

$$\rightarrow H_{BF}(p) = \frac{H_{BO}(p)}{1 + H_{BO}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{H_{BO}(p)}}$$

avec $H_{BO}(p) = H_r(p) H_c(p) = \frac{K_r K_p}{(1 + \tau_v p)(1 + \tau_b p)} \left(1 + \frac{1}{T_i p} \right)$

$$\rightarrow H_{BF}(p) = \frac{1}{1 + \frac{T_i p}{K_r K_p} \frac{(1 + \tau_v p)(1 + \tau_b p)}{(1 + T_i p)}}$$

Si $T_i = \tau_b$:

$$\begin{aligned} \rightarrow H_{BF}(p) &= \frac{1}{1 + \frac{\tau_b p}{K_r K_p} (1 + \tau_v p)} = \frac{1}{1 + \frac{\tau_b}{K_r K_p} p + \frac{\tau_v \tau_b}{K_r K_p} p^2} \\ &= \frac{1}{1 + \frac{\tau_b}{K_r K_p} p + \frac{\tau_v \tau_b}{K_r K_p} p^2} \\ \rightarrow H_{BF}(p) &= \frac{K_{BF}}{1 + 2\xi_{BF} \tau_{BF} p + p^2 \tau_{BF}^2} \end{aligned}$$

Par identification :

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{BF} = 1 \\ \tau_{BF} = \sqrt{\frac{\tau_v \tau_b}{K_r K_p}} \\ \xi_{BF} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\tau_b}{\tau_v} \frac{1}{K_r K_p}} \end{array} \right.$$

b. Pour éviter un régime oscillatoire (instabilités), l'amortissement doit vérifier :

$$\begin{aligned} \xi_{BF} > 1 &\rightarrow \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\tau_b}{\tau_v} \frac{1}{K_r K_p}} > 1 \rightarrow \frac{\tau_b}{\tau_v} > 4K_r K_p \\ \rightarrow K_p &< \frac{\tau_b}{4K_r \tau_v} = 0,871 \text{ K}^{-1} \text{ soit } BP > 1,15 \text{ K} \end{aligned}$$

c. Pour paramétrer le régulateur, on peut partir par exemple du principe de prendre une marge de sécurité sur le régime périodique : multiplier par 2 la valeur de BP critique pour assurer la stabilité du réglage, l'action intégrale venant annuler dans tous les cas l'erreur statique.

$$\left\{ \begin{array}{l} T_i = \tau_b = 16720 \text{ s} \\ K_p \sim \frac{K_{cr}}{2} = 0,44 \rightarrow BP = 2,3 \text{ K} \end{array} \right.$$

5.8 Choix et réglage d'un mode de régulation

On s'intéresse à la régulation de la température de l'air soufflé d'une centrale de traitement d'air, en période de chauffage. L'identification par la méthode de **Broïda** du modèle de comportement de la batterie chaude à eau associée à la vanne de réglage (entrée : signal de réglage ; sortie : température d'air soufflé) a permis de définir les caractéristiques suivantes :

- gain statique : $K = 35 \text{ K}$;
- temps de retard : $t_r = 30 \text{ s}$;
- constante de temps : $\tau = 3 \text{ min}$.

Questions

1. Choisir le type de régulateur approprié.
2. Déterminer les paramètres de réglage correspondants :
 - a. par la méthode de la réglabilité ;
 - b. par la méthode de Ziegler Nichols.
3. Déterminer le sens d'action du régulateur.

Corrigés

1. $\lambda = \frac{t_r}{\tau} = \frac{30}{180} = 0,17 \rightarrow$ Régulateur PI
2. a. Méthode de la réglabilité

Réglabilité	K_p	T_i	T_d
$0,1 < \lambda < 0,2$ (régulation facile)	$\frac{0,5}{\lambda K}$	τ	–

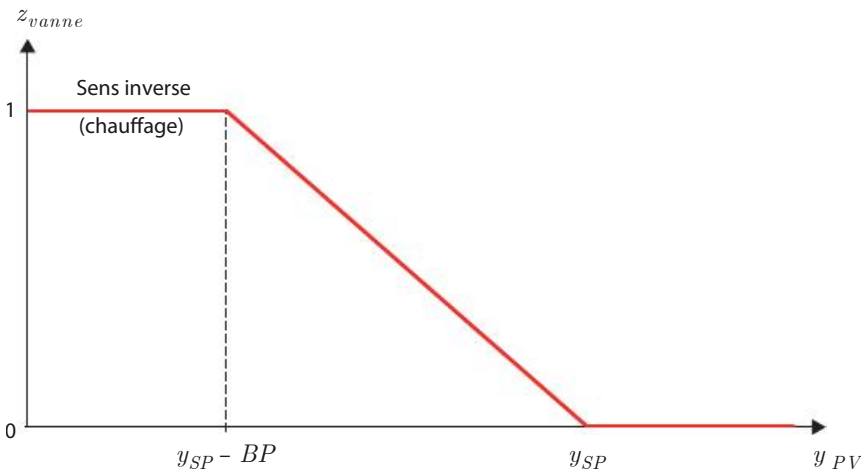
$$\rightarrow \begin{cases} K_p = \frac{0,5}{\lambda K} = 0,086 \text{ K}^{-1} \rightarrow BP = 11,7 \text{ K} \\ T_i = \tau = 180 \text{ s} \end{cases}$$

- b. Méthode de Ziegler Nichols

Ziegler-Nichols	K_p	T_i	T_d
PI	$\frac{0,9}{\lambda K}$	$3,33t_r$	–

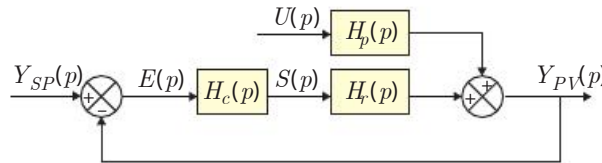
$$\rightarrow \begin{cases} K_p = \frac{0,9}{\lambda K} = 0,154 \text{ K}^{-1} \rightarrow BP = 6,5 \text{ K} \\ T_i = 3,33t_r = 100 \text{ s} \end{cases}$$

3.



5.9 Réponses d'un régulateur à un transfert perturbateur

On considère la boucle de régulation générale suivante formalisée dans le domaine de Laplace :



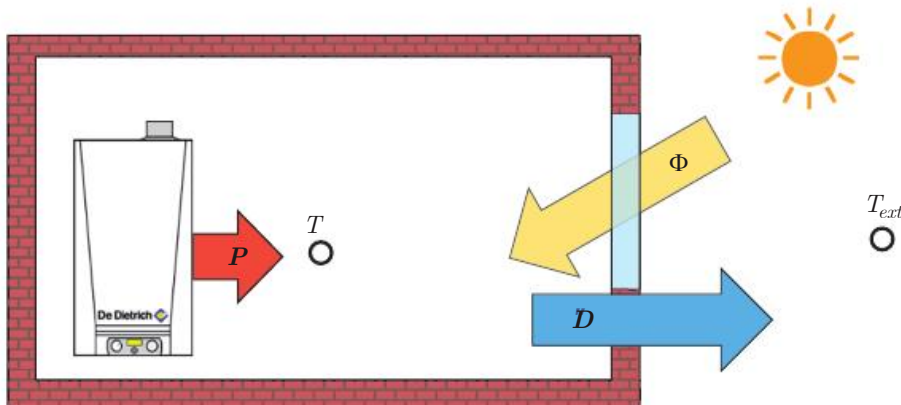
Avec :

- $H_p(p)$: fonction de transfert perturbateur dans le domaine de Laplace ;
- $H_r(p)$: fonction de transfert réglant dans le domaine de Laplace ;
- $H_c(p)$: fonction de transfert du régulateur (correcteur) dans le domaine de Laplace ;
- $Y_{PV}(p)$: grandeur réglée mesurée (*Process Value*) dans le domaine de Laplace ;
- $Y_{SP}(p)$: consigne de la grandeur réglée (*Set Point*) dans le domaine de Laplace ;
- $U(p)$: grandeur perturbatrice dans le domaine de Laplace ;
- $S(p)$: signal de réglage dans le domaine de Laplace ;
- $E(p)$: écart entre la valeur de consigne Y_{SP} et la valeur effective (mesure) Y_{PV} .

Questions

1. Déterminer la relation liant la grandeur réglée Y_{PV} à la consigne Y_{SP} et à la perturbation U dans le domaine de Laplace.

On considère un local caractérisé par un coefficient de déperdition US en $W.K^{-1}$ et par une inertie thermique C en $J.K^{-1}$ (masses thermiques de l'air, des cloisons intérieures et du mobilier). On suppose qu'il se comporte thermiquement comme un système du premier ordre. Ce local est chauffé par une puissance P et est soumis, en raison des masques proches, ponctuellement à un échelon de flux solaire Φ à travers un vitrage (le soleil apparaît brusquement à un certain moment).



2. Déterminer l'équation différentielle qui régit la température ambiante T .
3. Déterminer la fonction de transfert réglant H_r .
4. Déterminer la fonction de transfert perturbateur liée au flux solaire H_p .

Ensuite, on va étudier deux cas :

- a. la réponse du système en réponse à une variation de consigne (échelon, rampe ou autre) en ne considérant aucune variation du flux perturbateur (nul ou constant).

Exemple : étude de la qualité d'un paramétrage de régulateur (robustesse) lors d'un échelon de consigne pour un réduit de nuit par exemple (passage à 8 h d'une consigne de 16 à 20 °C par exemple). La régulation devant être rapide, stable et précise.

- b. la réponse du système en réponse à une variation de la grandeur perturbatrice (échelon, rampe ou autre du flux solaire ici) en ne considérant aucune variation de la consigne.

Exemple : étude de la qualité d'un paramétrage de régulateur (robustesse) lors d'un échelon de flux solaire où la tache solaire apparaît soudainement à cause de masques proches.

On considère un régulateur PI caractérisé par la fonction de transfert suivante :

$$H_c(p) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i p} \right)$$

5. Étude de la réponse à un échelon de consigne ΔT_{int}^{SP} :

- a. Déterminer la fonction de transfert de boucle fermée $H_{BF}(p)$ telle que :

$$H_{BF}(p) = \frac{A}{1 + 2\xi_{BF}\tau_{BF}p + \tau_{BF}^2 p^2} + \frac{Bp}{1 + 2\xi_{BF}\tau_{BF}p + \tau_{BF}^2 p^2}$$

Avec les paramètres A , B , ξ_{BF} et τ_{BF} à définir.

- b. Donner l'expression littérale de la réponse temporelle de la température ambiante en réponse à un échelon de consigne ΔT_{int}^{SP} pour un régime apériodique.
- c. Donner l'expression littérale de la réponse temporelle de la température ambiante en réponse à un échelon de consigne ΔT_{int}^{SP} pour un régime périodique dont on limite le dépassement maximum à 10 %. Préciser la condition à respecter sur ξ_{BF} .

6. Étude de la réponse à un échelon de transfert perturbateur Φ :

On suppose qu'à l'instant initial, la consigne est atteinte et qu'elle est constante.

- a. Exprimer l'expression de la fonction de transfert en boucle fermée $H_{BF}(p)$.
- b. En déduire la fonction de transfert $H_s(p)$ reliant la hausse de température intérieure dans le domaine de Laplace : $\Delta \tilde{T} = \tilde{T}^{PV} - \tilde{T}^{SP}$ au flux solaire $\tilde{\Phi}$ telle que :

$$\rightarrow H_s(p) = \frac{A}{1 + 2\xi_{BF}\tau_{BF}p + \tau_{BF}^2 p^2} + \frac{Bp}{1 + 2\xi_{BF}\tau_{BF}p + \tau_{BF}^2 p^2}$$

Avec les paramètres A , B , ξ_{BF} et τ_{BF} à définir.

- c. Donner l'expression littérale de la réponse temporelle de la température ambiante en réponse à un échelon de flux solaire Φ pour un régime apériodique.

- d. Donner l'expression littérale de la réponse temporelle de la température ambiante en réponse à un échelon de flux solaire Φ pour un régime périodique. Préciser la condition à respecter sur ξ_{BF} .
- e. Réaliser l'application numérique avec les données ci-dessous. Tracer les courbes pour chacun des deux cas apériodique et périodique en précisant les valeurs numériques prises pour le régulateur.

Données :

- Coefficient d'échange global du bâtiment : $US = 250 \text{ W.K}^{-1}$;
- Capacité thermique du bâtiment : $C = 4\,000\,000 \text{ J.K}^{-1}$;
- Échelon de flux solaire : $\Phi = 5\,000 \text{ W}$.

Corrigés

1. $S = H_c (Y_{SP} - Y_{PV}) = H_c E$ et $Y_{PV} = H_r S + H_p U$
 D'où : $Y_{PV} = H_r H_c (Y_{SP} - Y_{PV}) + H_p U$
 $\rightarrow Y_{PV} (1 + H_r H_c) = H_r H_c Y_{SP} + H_p U$

$$Y_{PV} = \underbrace{\frac{H_r H_c}{1 + H_r H_c} Y_{SP}}_{\text{Réponse à une variation de la consigne (échelon, rampe, pas de changement, ...)}} + \underbrace{\frac{H_p}{1 + H_r H_c} U}_{\text{Réponse à une variation d'un flux perturbateur (flux solaire, charges internes, ...)}}$$

2. On réalise un bilan sur le local :

$$\Phi + P - D = C \frac{dT}{dt} \rightarrow \Phi + P - US(T - T_{ext}) = C \frac{dT}{dt}$$

3. Pour faire apparaître la fonction de transfert réglant, on supprime le flux perturbateur (le flux solaire ici) pour ne garder que la grandeur réglée et le transfert réglant :

$$\Phi + P - US(T - T_{ext}) = C \frac{dT}{dt} \rightarrow P - US(T - T_{ext}) = C \frac{d(T - T_{ext})}{dt}$$

Soit :

$$\theta = T - T_{ext} \rightarrow \frac{P}{US} - \theta = \frac{C}{US} \frac{d\theta}{dt} \rightarrow \frac{P}{US} - \theta = \tau \frac{d\theta}{dt}$$

On passe dans le domaine de Laplace (pour la suite, le symbole « $\sim$ » signifie que la variable est exprimée dans le domaine de Laplace) :

$$\frac{\tilde{P}}{US} - \tilde{\theta} = \tau (p\tilde{\theta} - \theta(0)) \text{ avec } \theta(0) = 0 \rightarrow \frac{\tilde{P}}{US} = (1 + \tau p) \tilde{\theta}$$

$$\rightarrow H_r(p) = \frac{\tilde{\theta}}{\tilde{P}} = \frac{1}{US} \frac{1}{1 + \tau p} = \frac{K_r}{1 + \tau p} \text{ avec } K_r = \frac{1}{US}$$

4. Pour faire apparaître la fonction de transfert perturbateur, on supprime le flux réglant (la puissance de chauffage ici) pour ne garder que la grandeur réglée et le transfert perturbateur :

$$\Phi + P - US(T - T_{ext}) = C \frac{dT}{dt} \rightarrow \Phi - US(T - T_{ext}) = C \frac{d(T - T_{ext})}{dt}$$

Soit :

$$\theta = T - T_{ext} \rightarrow \frac{\Phi}{US} - \theta = \frac{C}{US} \frac{d\theta}{dt} \rightarrow \frac{\Phi}{US} - \theta = \tau \frac{d\theta}{dt}$$

On passe dans le domaine de Laplace :

$$\frac{\tilde{\Phi}}{US} - \tilde{\theta} = \tau(p\tilde{\theta} - \theta(0)) \text{ avec } \theta(0) = 0 \rightarrow \frac{\tilde{\Phi}}{US} = (1 + \tau p)\tilde{\theta}$$

$$\rightarrow H_p(p) = \frac{\tilde{\Phi}}{\tilde{P}} = \frac{\frac{1}{US}}{1 + \tau p} = \frac{K_r}{1 + \tau p} \text{ avec } K_r = \frac{1}{US}$$

5. a. On ne travaille qu'avec le premier membre :

$$Y_{PV} = \frac{H_r H_c}{1 + H_r H_c} Y_{SP}$$

$$H_{BF}(p) = \frac{H_{BO}(p)}{1 + H_{BO}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{H_{BO}(p)}} \text{ avec}$$

$$H_{BO}(p) = H_r(p)H_c(p) = \frac{K_r K_p}{1 + \tau p} \left(1 + \frac{1}{T_i p}\right)$$

$$\rightarrow H_{BF}(p) = \frac{1}{1 + \frac{1}{K_r K_p} \left(\frac{1 + \tau p}{1 + \frac{1}{T_i p}} \right)} = \frac{1}{1 + \frac{T_i}{K_r K_p} p \left(\frac{1 + \tau p}{1 + T_i p} \right)}$$

$$= \frac{1 + T_i p}{1 + T_i p + \frac{T_i}{K_r K_p} p(1 + \tau p)}$$

$$\rightarrow H_{BF}(p) = \frac{1 + T_i p}{1 + T_i p + \frac{T_i}{K_r K_p} p(1 + \tau p)} = \frac{1 + T_i p}{1 + T_i \left(\frac{1 + K_r K_p}{K_r K_p} \right) p + \frac{\tau T_i}{K_r K_p} p^2}$$

$$\rightarrow H_{BF}(p) = \frac{1}{1 + 2\xi_{BF} \tau_{BF} p + \tau_{BF}^2 p^2} + \frac{T_i p}{1 + 2\xi_{BF} \tau_{BF} p + \tau_{BF}^2 p^2}$$

$$\begin{cases} \tau_{BF} = \sqrt{\frac{\tau T_i}{K_r K_p}} \\ \xi_{BF} = \left(\frac{1 + K_r K_p}{2\sqrt{K_r K_p}} \right) \sqrt{\frac{T_i}{\tau}} \end{cases} \text{ et } \begin{cases} A = 1 \\ B = T_i \end{cases}$$

b. Cas d'un régime apériodique :

$$\xi_{BF} = \left\{ \frac{1 + K_r K_p}{2\sqrt{K_r K_p}} \right\} \sqrt{\frac{T_i}{\tau}} > 1$$

$$\rightarrow H_{BF}(p) = \frac{1}{\tau_1 \tau_2 \left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)} + \frac{\frac{T_i p}{\tau_1 \tau_2}}{\left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)}$$

Avec :

$$\begin{cases} \tau_1 = \frac{\tau_{BF}}{\xi_{BF} + \sqrt{\xi_{BF}^2 - 1}} \\ \tau_2 = \frac{\tau_{BF}}{\xi_{BF} - \sqrt{\xi_{BF}^2 - 1}} \end{cases}$$

$$\tilde{T}_{int}^{PV} = H_{BF}(p) \tilde{T}_{int}^{SP} = \frac{1}{\tau_1 \tau_2 \left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)} \frac{\Delta T_{int}^{SP}}{p} + \frac{\frac{T_i p}{\tau_1 \tau_2}}{\left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)} \frac{\Delta T_{int}^{SP}}{p}$$

$$T_{int}^{PV}(t) = \Delta T_{int}^{SP} \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \right) \left(\tau_1 e^{-\frac{t}{\tau_1}} - \tau_2 e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) + T_i \left(\frac{1}{\tau_1 - \tau_2} \right) \left(e^{-\frac{t}{\tau_1}} - e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) \right]$$

$$T_{int}^{PV}(t) = \Delta T_{int}^{SP} \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \right) \left((\tau_1 - T_i) e^{-\frac{t}{\tau_1}} - (\tau_2 - T_i) e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) \right]$$

c. Cas d'un régime périodique dont on limite le dépassement à 10 % :

$$\begin{cases} \tau_{BF} = \sqrt{\frac{\tau T_i}{K_r K_p}} \\ \xi_{BF} = \left\{ \frac{1 + K_r K_p}{2\sqrt{K_r K_p}} \right\} \sqrt{\frac{T_i}{\tau}} \\ D = 100 e^{-\frac{\xi_{BF} \pi}{\sqrt{1 - \xi_{BF}^2}}} < 10 \% \end{cases}$$

$$\xi_{BF}^2 \pi^2 > (1 - \xi_{BF}^2) (\ln(10))^2 \rightarrow \xi_{BF} > \frac{\ln(10)}{\sqrt{\pi^2 + (\ln(10))^2}} > 0,59$$

$$T_{int}^{PV}(t) = \Delta T_{int}^{SP} \left\{ 1 - \frac{e^{-\xi_{BF} \omega_{BF} t}}{\sqrt{1 - \xi_{BF}^2}} \left(\sin \left(\omega_{BF} \sqrt{1 - \xi_{BF}^2} \cdot t + \arccos \xi_{BF} \right) + \omega_{BF} T_i \sin \left(\omega_{BF} \sqrt{1 - \xi_{BF}^2} \cdot t \right) \right) \right\}$$

6. a. On suppose qu'à l'instant initial la consigne est atteinte et que cette consigne est constante :

$$H_{BF} = K_{BF} = 1 \text{ (régime établi) et } Y_{SP} = \text{constante}$$

- b. On étudie seulement la variation de différence de température entre la consigne et la valeur mesurée liée au transfert perturbateur :

$$Y_{PV} = \frac{H_r H_c}{1 + H_r H_c} Y_{SP} + \frac{H_p}{1 + H_r H_c} U$$

$$\tilde{T}^{PV} = H_{BF} \tilde{T}^{SP} + \frac{H_p}{1 + H_{BO}} \check{\Phi} \rightarrow \tilde{T}^{PV} - \tilde{T}^{SP} = \Delta \tilde{T} = \frac{H_p}{1 + H_{BO}} \check{\Phi} = H_s \check{\Phi}$$

$$\Delta \tilde{T} = \frac{\frac{K_r}{1 + \tau p}}{1 + K_p \left(1 + \frac{1}{T_i p} \right) \frac{K_r}{(1 + \tau p)}} \check{\Phi} = \frac{K_r}{1 + \tau p + \frac{K_r K_p}{T_i p} (1 + T_i p)} \check{\Phi}$$

$$\Delta \tilde{T} = \frac{K_r}{1 + \tau p + \frac{K_r K_p}{T_i p} + \frac{K_r K_p}{T_i p} T_i p} \check{\Phi} = \frac{K_r T_i p}{T_i p + \tau T_i p^2 + K_r K_p + K_r K_p T_i p} \check{\Phi}$$

$$\Delta \tilde{T} = \frac{\frac{T_i}{K_p} p}{1 + \frac{T_i}{K_r K_p} p + \frac{\tau T_i}{K_r K_p} p^2 + T_i p} \check{\Phi} = \frac{\frac{T_i}{K_p} p}{1 + T_i \left(\frac{1}{K_r K_p} + 1 \right) p + \frac{\tau T_i}{K_r K_p} p^2} \check{\Phi}$$

$$\rightarrow H_s(p) = \frac{\Delta \tilde{T}}{\check{\Phi}} = \frac{\frac{T_i}{K_p} p}{1 + T_i \left(\frac{1 + K_r K_p}{K_r K_p} \right) p + \frac{\tau T_i}{K_r K_p} p^2}$$

$$= \frac{A}{1 + 2\xi_{BF}\tau_{BF}p + \tau_{BF}^2 p^2} + \frac{Bp}{1 + 2\xi_{BF}\tau_{BF}p + \tau_{BF}^2 p^2}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \tau_{BF} = \sqrt{\frac{\tau T_i}{K_r K_p}} \\ \xi_{BF} = \left(\frac{1 + K_r K_p}{2\sqrt{K_r K_p}} \right) \sqrt{\frac{T_i}{\tau}} \end{array} \right. \text{ et } \left\{ \begin{array}{l} A = 0 \\ B = \frac{T_i}{K_p} \end{array} \right.$$

$$\text{c. } \Delta \tilde{T} = \frac{\frac{T_i}{K_p} p}{1 + 2\xi_{BF}\tau_{BF}p + \tau_{BF}^2 p^2} \check{\Phi} \text{ avec } \left\{ \begin{array}{l} \tau_{BF} = \sqrt{\frac{\tau T_i}{K_r K_p}} \\ \xi_{BF} = \left(\frac{1 + K_r K_p}{2\sqrt{K_r K_p}} \right) \sqrt{\frac{T_i}{\tau}} > 1 \end{array} \right.$$

Réponse à un échelon sur Φ :

$$\check{\Phi} = \frac{\Phi}{p} \text{ échelon de flux solaire}$$

$$\begin{cases} \tau_1 = \frac{\tau_{BF}}{\xi_{BF} + \sqrt{\xi_{BF}^2 - 1}} \\ \tau_2 = \frac{\tau_{BF}}{\xi_{BF} - \sqrt{\xi_{BF}^2 - 1}} \end{cases}$$

$$\rightarrow \Delta \check{T} = \frac{T_i}{K_p} \left[\frac{\frac{p}{\tau_1 \tau_2}}{\left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)} \right] \frac{\Phi}{p} = \frac{\Phi T_i}{\tau_1 \tau_2 K_p} \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)} \right]$$

Au final :

$$\Delta T = \frac{\Phi T_i}{K_p} \left(\frac{e^{-\frac{t}{\tau_1}} - e^{-\frac{t}{\tau_2}}}{\tau_1 - \tau_2} \right)$$

$$\text{d. } \Delta \check{T} = \frac{\frac{T_i}{K_p} p}{1 + 2\xi_{BF}\tau_{BF}p + \tau_{BF}^2 p^2} \check{\Phi} \text{ avec } \begin{cases} \omega_{BF} = \frac{1}{\tau_{BF}} = \sqrt{\frac{K_r K_p}{\tau T_i}} \\ \xi_{BF} = \left(\frac{1 + K_r K_p}{2\sqrt{K_r K_p}} \right) \sqrt{\frac{T_i}{\tau}} < 1 \end{cases}$$

Réponse à un échelon sur Φ :

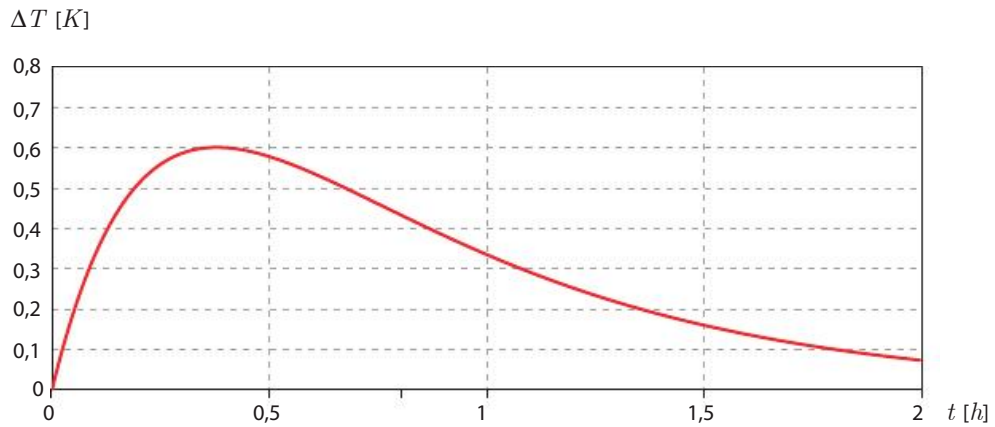
$$\check{\Phi} = \frac{\Phi}{p} \text{ échelon de flux solaire}$$

$$\rightarrow \Delta \check{T} = \frac{T_i}{K_p} \left[\frac{p}{1 + \frac{2\xi_{BF}}{\omega_{BF}} p + \frac{p^2}{\omega_{BF}^2}} \right] \frac{\Phi}{p} = \frac{\Phi T_i}{K_p} \left[\frac{1}{1 + \frac{2\xi_{BF}}{\omega_{BF}} p + \frac{p^2}{\omega_{BF}^2}} \right]$$

Au final :

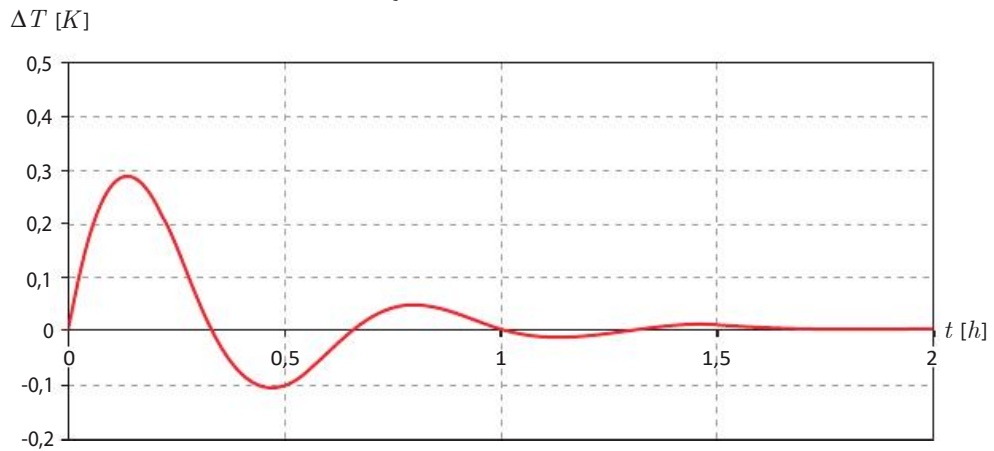
$$\Delta T = \frac{\Phi T_i}{K_p} \left(\frac{\omega_{BF}}{\sqrt{1 - \xi_{BF}^2}} e^{-\xi_{BF}\omega_{BF}t} \sin\left(\omega_{BF}\sqrt{1 - \xi_{BF}^2} \cdot t\right) \right)$$

$$\text{e. } \Delta T = \frac{\Phi T_i}{K_p} \left(\frac{e^{-\frac{t}{\tau_1}} - e^{-\frac{t}{\tau_2}}}{\tau_1 - \tau_2} \right) \text{ avec } \begin{cases} K_p = 6\,000 \text{ K.W}^{-1} \\ T_i = 3\,000 \text{ s} \\ (\xi_{BF} = 1,1) \end{cases}$$



$$\Delta T = \frac{\Phi T_i}{K_p} \left(\frac{\omega_{BF}}{\sqrt{1 - \xi_{BF}^2}} e^{-\xi_{BF} \omega_{BF} t} \sin \left(\omega_{BF} \sqrt{1 - \xi_{BF}^2} \cdot t \right) \right)$$

avec $\begin{cases} K_p = 6000 \text{ K.W}^{-1} \\ T_i = 200 \text{ s} \\ (\xi_{BF} = 0,29) \end{cases}$



5.10 Étude d'un régulateur PD avec et sans filtre

On souhaite étudier un régulateur de type PD de type mixte dont on donne la fonction de transfert :

$$H_c = K_p (1 + T_d p)$$

L'objectif est de comparer les signaux de sortie du régulateur et les réponses des grandeurs physiques en fonction de la présence ou non d'un filtre sur l'action D. On commence par ne considérer aucun filtre (action D pure).

Questions

1. Rappeler le couple entrée/sortie de la fonction de transfert d'un régulateur.
2. Donner l'expression du signal de réglage s_D associé uniquement à l'action D dans le domaine temporel en supposant que l'écart à la consigne est constant et égal à $\Delta\varepsilon$ (échelon d'écart à la consigne). Commenter les résultats.

On considère cette fois un PID filtré tel que :

$$H_c = K_p \left(1 + \frac{T_d p}{1 + \frac{T_d}{N} p} \right)$$

3. Donner l'expression du signal de réglage s_D associé uniquement à l'action D dans le domaine temporel en supposant que l'écart à la consigne est constant et égal à $\Delta\varepsilon$ (échelon d'écart à la consigne). Commenter les résultats.

On suppose une fonction de transfert réglant du second ordre telle que :

$$H_r = \frac{K_r}{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}$$

et :

$$\tau_2 = T_d \left(\frac{1 + N}{N} \right)$$

avec $N \rightarrow \infty$ pour le cas « non filtré » et $2 < N < 10$ pour le cas « filtré »

4. Déterminer les fonctions de transferts en boucle fermée H_{BF} pour les deux types de régulateurs (action D filtrée et non filtrée), puis comparer le comportement du signal de sortie Y_{PV} obtenu dans chaque cas en réponse à un échelon de consigne d'amplitude ΔY .

Corrigés

1.
$$H_c = \frac{\text{signal de réglage}}{\text{écart à la consigne}} = \frac{S}{E}$$
2.
$$S_D = T_d p E = T_d p \frac{\Delta\varepsilon}{p} = T_d \Delta\varepsilon \xrightarrow{\mathcal{L}^{-1}} s_D = \delta(t) \text{ (impulsion de Dirac)}$$

L'action D « pure » délivre un signal de type impulsionnel (fonction de Dirac). Cette impulsion est difficilement réaliste car, par exemple, une vanne de régulation ne pourra s'ouvrir qu'à 100 % au maximum, et surtout, les systèmes réels ont des temps de latence qui feront que ce signal peut n'avoir aucun effet sur l'organe de réglage du fait de temps de réaction trop longs (inerties thermique ou mécanique intrinsèques).

3.
$$S_D = \frac{T_d p}{1 + \frac{T_d}{N} p} E = \frac{T_d p}{1 + \frac{T_d}{N} p} \frac{\Delta\varepsilon}{p} = N \Delta\varepsilon \frac{1}{\frac{N}{T_d} + p} \xrightarrow{\mathcal{L}^{-1}} s_D = N \Delta\varepsilon e^{-\frac{N}{T_d} t}$$

L'action D « filtrée » délivre cette fois un signal impulsionnel, mais avec une décroissance exponentielle (1^{er} ordre) qui sera plus réaliste ici si le temps $\frac{T_d}{N}$ est choisi de telle manière qu'il soit compatible avec la constante de temps de l'organe de réglage. En pratique, l'amplitude maximum $N\Delta\varepsilon$ ne pourra pas excéder une valeur maximum (exemple : 100 % pour une vanne de régulation). Le filtre ici permet d'obtenir un signal de régulation plus « digeste » par rapport à une impulsion de Dirac. En automatique, on parle de « filtre passe bas ».

4. • **Cas non filtré :**

$$\begin{aligned} H_{BF} &= \frac{1}{1 + \frac{1}{H_{BO}}} = \frac{1}{1 + \frac{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}{K_r K_p (1 + T_d p)}} = \frac{1}{1 + \frac{(1 + \tau_1 p)}{K_r K_p}} \\ &= \frac{\frac{K_r K_p}{1 + K_r K_p}}{1 + \frac{\tau_1}{1 + K_r K_p} p} = \frac{K_{BF}}{1 + \tau_{BF} p} \end{aligned}$$

• **Cas filtré :**

$$\begin{aligned} H_{BF} &= \frac{1}{1 + \frac{1}{H_{BO}}} = \frac{1}{1 + \frac{(1 + \tau_1 p)(1 + \tau_2 p)}{K_r K_p \left(\frac{1 + T_d \left(\frac{1 + N}{N} \right) p}{1 + \frac{T_d}{N} p} \right)}} \\ &= \frac{\frac{K_r K_p}{1 + K_r K_p}}{K_r K_p + (1 + \tau_1 p) \left(1 + \frac{T_d}{N} p \right)} = \frac{\frac{K_r K_p}{1 + K_r K_p}}{1 + \frac{\left(\tau_1 + \frac{T_d}{N} \right)}{1 + K_r K_p} p + \frac{\frac{T_d}{N} \tau_1}{1 + K_r K_p} p^2} \\ &= \frac{K_{BF}}{1 + 2\xi_{BF} \tau_{BF} p + \tau_{BF}^2 p^2} \end{aligned}$$

Le régulateur PD « pur » non filtré génère donc ici une réponse du premier ordre (sans temps de retard) en réponse à un échelon de consigne alors que le régulateur PD filtré génère, quant à lui, une réponse du second ordre qui pourra être soit apériodique si $\xi_{BF} \geq 1$ soit périodique si $\xi_{BF} < 1$. Les réponses du 2nd ordre seront systématiquement caractérisées par un temps de retard que l'action D n'arrive pas complètement à anticiper. Les réponses sont donc totalement différentes avec des dynamiques également différentes. En régime permanent, les comportements seront identiques, puisque le gain statique est identique avec $K_{BF} < 1$, ce qui signifie qu'il y aura une erreur statique liée à l'action P . Cependant, comme cela a été dit précédemment, un régulateur PD non filtré ne pourra en pratique pas effacer complètement le temps de retard d'un système du second ordre,

Donner l'expression littérale de chacun des quatre paramètres : A , B , ξ_{BF} et τ_{BF} en fonction des paramètres du problème : K_r , K_p , τ et T_i .

On réalise un échelon de consigne ΔT_{as}^{SP} sur la température d'air soufflé et on suppose d'abord une réponse apériodique (sans oscillations).

4. Déterminer l'expression littérale de la température d'air soufflé T_{as}^{PV} d'abord dans le domaine de Laplace ($\tilde{T}_{as}^{PV}(p)$) puis dans le domaine temporel ($T_{as}^{PV}(t)$).

Pour obtenir une réponse plus rapide, on souhaite régler le régulateur de manière à obtenir un régime périodique amorti qui permet d'atteindre plus rapidement la consigne mais qui génère des dépassements que l'on souhaite limiter. Dans un second temps, nous allons donc réaliser un paramétrage de régulateur en se fixant deux contraintes :

- obtention d'un régime périodique amorti ;
 - limitation du premier dépassement à 10 % de la valeur de consigne.
5. Formaliser ces deux contraintes en deux inégalités à respecter sur le facteur d'amortissement ξ_{BF}
6. Sur la base de la question précédente et sur votre expertise, en déduire une combinaison de valeurs qui convient pour T_i et K_p pour paramétrer le régulateur.

Corrigés

1. Entrée : écart sur la température de soufflage / Sortie : ouverture de la vanne z . Le gain statique s'exprime donc en K.
2. Pour la suite, le symbole « $\sim$ » signifie que la variable est exprimée dans le domaine de Laplace.

$$H_r(p) = \frac{\tilde{T}_{as}^{PV}}{\tilde{z}} = \frac{K_r}{1 + \tau p}$$

$$3. \quad H_{BF}(p) = \frac{H_{BO}(p)}{1 + H_{BO}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{H_{BO}(p)}}$$

$$\text{avec } H_{BO}(p) = H_r(p)H_c(p) = \frac{K_r K_p}{1 + \tau p} \left(1 + \frac{1}{T_i p} \right)$$

$$\begin{aligned} \rightarrow H_{BF}(p) &= \frac{1}{1 + \frac{1}{K_r K_p} \left(\frac{1 + \tau p}{1 + \frac{1}{T_i p}} \right)} = \frac{1}{1 + \frac{T_i}{K_r K_p} p \left(\frac{1 + \tau p}{1 + T_i p} \right)} \\ &= \frac{1 + T_i p}{1 + T_i p + \frac{T_i}{K_r K_p} p (1 + \tau p)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\rightarrow H_{BF}(p) &= \frac{1 + T_i p}{1 + T_i \left(\frac{1 + K_r K_p}{K_r K_p} \right) p + \frac{\tau T_i}{K_r K_p} p^2} \\
&= \frac{1}{1 + 2\xi_{BF}\tau_{BF}p + \tau_{BF}^2 p^2} + \frac{T_i p}{1 + 2\xi_{BF}\tau_{BF}p + \tau_{BF}^2 p^2} \\
&\rightarrow \begin{cases} A = 1 \\ B = T_i \\ \tau_{BF} = \sqrt{\frac{\tau T_i}{K_r K_p}} \\ \xi_{BF} = \left(\frac{1 + K_r K_p}{2\sqrt{K_r K_p}} \right) \sqrt{\frac{T_i}{\tau}} \end{cases}
\end{aligned}$$

$$4. \quad \rightarrow H_{BF}(p) = \frac{1}{\tau_1 \tau_2 \left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)} + \frac{T_i p}{\tau_1 \tau_2 \left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)}$$

Avec :

$$\begin{cases} \tau_1 = \frac{\tau_{BF}}{\xi_{BF} + \sqrt{\xi_{BF}^2 - 1}} \\ \tau_2 = \frac{\tau_{BF}}{\xi_{BF} - \sqrt{\xi_{BF}^2 - 1}} \end{cases}$$

$$\begin{aligned}
\tilde{T}_{as}^{PV} &= H_{BF}(p) \tilde{T}_{as}^{SP} \\
&= \frac{1}{\tau_1 \tau_2 \left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)} \frac{\Delta T_{as}^{SP}}{p} + \frac{T_i p}{\tau_1 \tau_2 \left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)} \frac{\Delta T_{as}^{SP}}{p}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\rightarrow \tilde{T}_{as}^{PV} &= H_{BF}(p) \tilde{T}_{as}^{SP} \\
&= \frac{1}{\tau_1 \tau_2 \left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)} \frac{\Delta T_{as}^{SP}}{p} + \frac{T_i}{\tau_1 \tau_2 \left(\frac{1}{\tau_1} + p \right) \left(\frac{1}{\tau_2} + p \right)} \Delta T_{as}^{SP}
\end{aligned}$$

$$T_{as}^{PV}(t) = \Delta T_{as}^{SP} \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \right) \left(\tau_1 e^{-\frac{t}{\tau_1}} - \tau_2 e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) + T_i \left(\frac{1}{\tau_1 - \tau_2} \right) \left(e^{-\frac{t}{\tau_1}} - e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) \right]$$

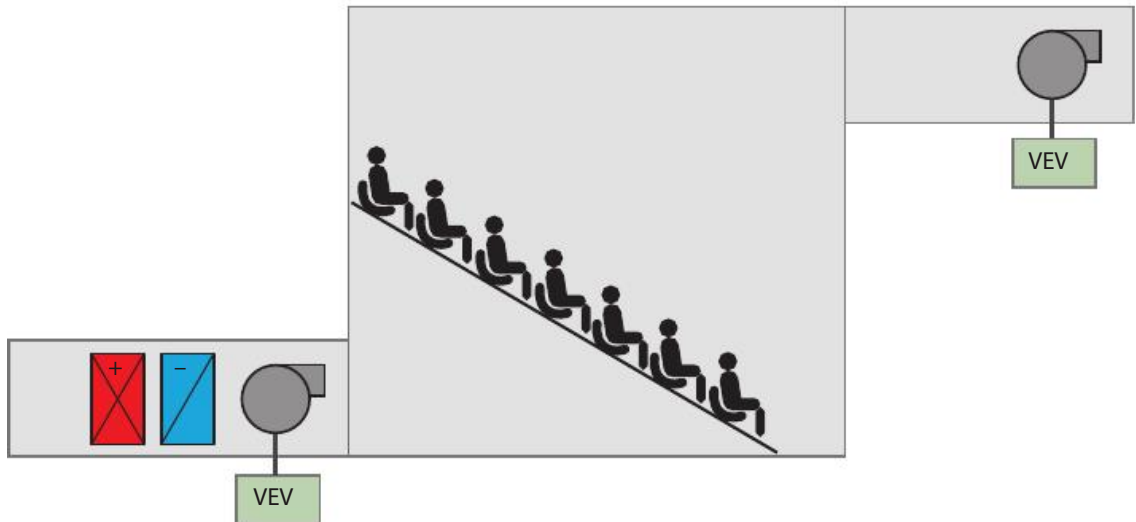
$$\rightarrow T_{as}^{PV}(t) = \Delta T_{as}^{SP} \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \right) \left((\tau_1 - T_i) e^{-\frac{t}{\tau_1}} - (\tau_2 - T_i) e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) \right]$$

$$\begin{aligned}
5. \quad & \begin{cases} \xi_{BF} < 1 \\ 100e^{-\frac{\xi_{BF}\pi}{\sqrt{1-\xi_{BF}^2}}} < 10 \rightarrow \xi_{BF}^2\pi^2 > (1-\xi_{BF}^2)(\ln(0,1))^2 \rightarrow \xi_{BF} > \frac{|\ln(0,1)|}{\sqrt{\pi^2 + (\ln(0,1))^2}} = 0,59 \end{cases} \\
6. \quad & \xi_{BF} = 0,6 = \left(\frac{1 + K_r K_p}{2\sqrt{K_r K_p}} \right) \sqrt{\frac{T_i}{\tau}} \rightarrow T_i = \frac{1,44\tau}{\frac{(1 + K_r K_p)^2}{K_r K_p}}
\end{aligned}$$

En pratique, dans le domaine du génie climatique, la bande proportionnelle des régulateurs PID se situe entre 0,5 et 2 K :

$$K_p = \frac{1}{BP} \sim \frac{1}{2} = 0,5 \rightarrow T_i = \frac{1,44 \cdot 180}{\frac{\left(1 + \frac{40}{2}\right)^2}{\frac{40}{2}}} = 12 \text{ s}$$

5.12 Boucle de régulation sur CO₂



Une école d'ingénieurs soucieuse de la qualité de l'air pour ses étudiants et de la performance énergétique de ses bâtiments décide de mettre en place une boucle de régulation pour contrôler la concentration du taux volumique de CO₂ C_{int}^{PV} à 1 000 ppm dans ses amphithéâtres. Ces boucles seront réalisées par une boucle fermée. L'installation existante se compose d'une CTA en tout air neuf équipée d'une batterie chaude, d'une batterie froide et de ventilateurs à variation de vitesse au soufflage et à la reprise.

On se concentre ici sur un amphithéâtre de $n = 300$ places présentant un volume V de 1 000 m³. Le débit de ventilation nominal sera noté $q_v = 30 \cdot n \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et la vitesse relative du ventilateur sera notée y (variant de 0 à 1). À l'instant initial le taux volumique de CO₂ correspond au taux extérieur $C_{ext}^{PV} = 400 \text{ ppm}$. On suppose que chaque élève est attentif et est en

position assise, ce qui génère un débit volumique unitaire de CO_2 de $q_{v\text{CO}_2} = 18 \text{ l.h}^{-1} \cdot \text{personne}^{-1}$.

On notera :

- C_{int}^{SP} : la concentration volumique intérieure de CO_2 de consigne en ppm (1 ppm = 0,0001 %) ;
- C_{int}^{PV} : la concentration volumique intérieure de CO_2 mesurée en ppm (1 ppm = 0,0001 %) ;
- C_{ext}^{PV} : la concentration volumique extérieure de CO_2 mesurée en ppm (1 ppm = 0,0001 %) ;
- ρ_{CO_2} : la masse volumique de CO_2 en kg.m^{-3} .

Questions

On cherche à établir la fonction de transfert réglant du système étudié.

1. Compte tenu de notre application, identifier le couple entrée/sortie de cette fonction de transfert réglant.
2. Réaliser un bilan des flux massiques de CO_2 en régime instationnaire et montrer que l'on obtient une équation différentielle du premier ordre sur la concentration de CO_2 intérieure C_{int}^{PV} caractérisée par la constante de temps suivante :

$$\tau = \frac{V}{q_v}$$

Faire également apparaître le ratio r tel que :

$$r = \frac{q_{v\text{CO}_2}}{q_v}$$

3. Montrer que la fonction de transfert réglant H_r est non linéaire.

On considère un régulateur proportionnel seul caractérisé par un gain K_p .

4. Identifier le couple entrée/sortie de la fonction de transfert du régulateur.

La fonction de transfert étant non linéaire, nous allons rester dans le domaine temporel.

5. Donner l'équation liant y et C_{int}^{PV} dans le domaine temporel.
6. Reprendre l'équation différentielle déterminée en 2 et remplacer la vitesse relative du ventilateur y par son expression déterminée en 5 pour obtenir une équation différentielle non linéaire uniquement fonction de C_{int}^{PV} et des constantes du problème sous la forme :

$$\tau \frac{dC_{int}^{PV}}{dt} = aC_{int}^{PV2} + bC_{int}^{PV} + c$$

Identifier les constantes a , b et c .

7. Paramétrer le régulateur mis en place de manière à limiter l'erreur statique à 100 ppm. Donner l'expression littérale puis la valeur numérique du gain K_p .
8. En utilisant la méthode d'Euler, résoudre numériquement l'équation différentielle non linéaire déterminée à la question 6.
9. Critiquer la validité du modèle mis en place et proposer un modèle plus réaliste.

Annexe

Le terme d'**accumulation** d'un gaz dans un volume d'air V s'exprime grâce à l'expression suivante :

$$\frac{dm_{gaz}}{dt} \text{ avec } m_{gaz} = \frac{m_{gaz}}{m_{air}} m_{air} = \frac{\rho_{gaz} V_{gaz}}{\rho_{air} V} \rho_{air} V = \rho_{gaz} C_{gaz} V \quad \left(C_{gaz} = \frac{V_{gaz}}{V} \right)$$

C_{gaz} correspondant à la concentration volumique du gaz dans l'air.

Corrigés

1. Entrée/sortie = y / C_{int}^{PV}
2. $accumulation = flux\ massiques\ entrants - flux\ massiques\ sortants$

$$\rho_{CO_2} V \frac{dC_{int}^{PV}}{dt} = n \rho_{CO_2} q_{vCO_2} + y \rho_{CO_2} q_v C_{ext}^{PV} - y \rho_{CO_2} q_v C_{int}^{PV}$$

$$\frac{V}{q_v} \frac{dC_{int}^{PV}}{dt} = n \frac{q_{vCO_2}}{q_v} + y (C_{ext}^{PV} - C_{int}^{PV})$$

Avec :

$$\begin{cases} \tau = \frac{V}{q_v} = 400 \text{ s} \\ r = \frac{q_{vCO_2}}{q_v} \end{cases}$$

D'où :

$$\tau \frac{dC_{int}^{PV}}{dt} = nr + y (C_{ext}^{PV} - C_{int}^{PV})$$

3. Pour la suite, le symbole « $\sim$ » signifie que la variable est exprimée dans le domaine de Laplace. On pose :

$$C = C_{int}^{PV} - C_{ext}^{PV} \quad \text{d'où : } C(0) = 0$$

$$\tau \frac{dC}{dt} + yC = nr \rightarrow (\check{y} + \tau p) \check{C} = \check{n}r \rightarrow \frac{\check{C}}{\check{y}} = \frac{\check{n}r}{\check{y}(\check{y} + \tau p)} \rightarrow \text{non linéaire}$$

4. Entrée/sortie = $C_{int}^{PV} - C_{int}^{SP} / y$

$$5. \quad y = K_p (C_{int}^{PV} - C_{int}^{SP})$$

$$6. \quad \tau \frac{dC_{int}^{PV}}{dt} = nr + K_p (C_{int}^{PV} - C_{int}^{SP}) (C_{ext}^{PV} - C_{int}^{PV})$$

$$\tau \frac{dC_{int}^{PV}}{dt} = -K_p C_{int}^{PV2} + K_p C_{int}^{PV} (C_{ext}^{PV} + C_{int}^{SP}) + nr - K_p C_{int}^{SP} C_{ext}^{PV}$$

$$\tau \frac{dC_{int}^{PV}}{dt} = a C_{int}^{PV2} + b C_{int}^{PV} + c$$

$$\begin{cases} a = -K_p \\ b = K_p (C_{ext}^{PV} + C_{int}^{SP}) \\ c = nr - K_p C_{int}^{SP} C_{ext}^{PV} \end{cases}$$

$$7. \quad C_{int}^{PV} = \text{constante} \leftrightarrow \tau \frac{dC_{int}^{PV}}{dt} = 0 = aC_{int}^{PV2} + bC_{int}^{PV} + c$$

On résout :

$$C_{int}^{PV2} - C_{int}^{PV} (C_{ext}^{PV} + C_{int}^{SP}) - \frac{nr}{K_p} + C_{int}^{SP} C_{ext}^{PV} = 0$$

$$\Delta = b^2 - 4ac = (C_{ext}^{PV} + C_{int}^{SP})^2 + 4 \left(\frac{nr}{K_p} - C_{int}^{SP} C_{ext}^{PV} \right)$$

On ne conserve que la racine positive :

$$C_{int}^{PV} = \frac{-b + \sqrt{\Delta}}{2a} = \frac{(C_{ext}^{PV} + C_{int}^{SP}) + \sqrt{(C_{ext}^{PV} + C_{int}^{SP})^2 + 4 \left(\frac{nr}{K_p} - C_{int}^{SP} C_{ext}^{PV} \right)}}{2}$$

On en extrait K_p :

$$K_p = \frac{nr}{C_{int}^{SP} C_{ext}^{PV} + \frac{1}{4} \left((2C_{int}^{PV} - (C_{ext}^{PV} + C_{int}^{SP}))^2 - (C_{ext}^{PV} + C_{int}^{SP})^2 \right)}$$

Application numérique :

$$K_p = \frac{1000000 \frac{18}{1000 \cdot 30}}{400000 + \frac{1}{4} (800^2 - 1400^2)} = \frac{6}{700} = 0,00857 \text{ ppm}^{-1}$$

D'où :

$$BP = \frac{1}{K_p} = 117 \text{ ppm}$$

8. On introduit un pas de temps Δt qui doit être très inférieur à la constante de temps du système qui est de 400 s (on choisit 1 s par exemple ici). On applique la méthode explicite d'Euler en discrétisant notamment la dérivée temporelle (l'exposant « - » signifie que l'on utilise la valeur au pas de temps précédent) :

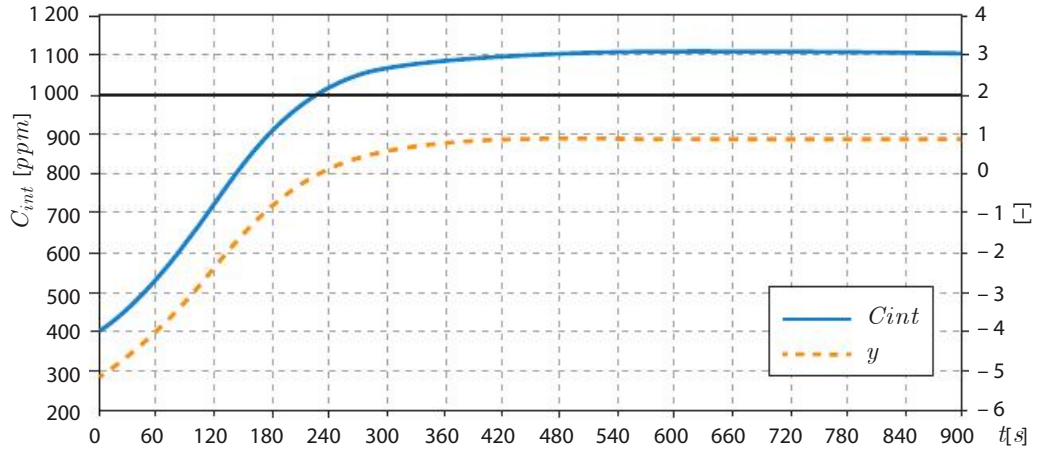
$$\tau \frac{C_{int}^{PV} - C_{int}^{PV-}}{\Delta t} = aC_{int}^{PV-2} + bC_{int}^{PV-} + c$$

$$C_{int}^{PV} = C_{int}^{PV-} + \frac{\Delta t}{\tau} (aC_{int}^{PV-2} + bC_{int}^{PV-} + c)$$

Application numérique :

K_p	117	ppm ⁻¹
-------	-----	-------------------

C_{ext}^{PV}	400	ppm
C_{int}^{SP}	1 000	ppm
Δt	1	s



9. Si on s'en tient à la définition mathématique d'un régulateur proportionnel, on voit que cela induit artificiellement des vitesses relatives de ventilateurs négatives et supérieures à 100 % en valeur absolue. Or, ce n'est pas possible techniquement. Il convient d'ajouter au modèle une limitation sur la vitesse relative des ventilateurs y . Pour ceci, on considère deux équations en parallèle :

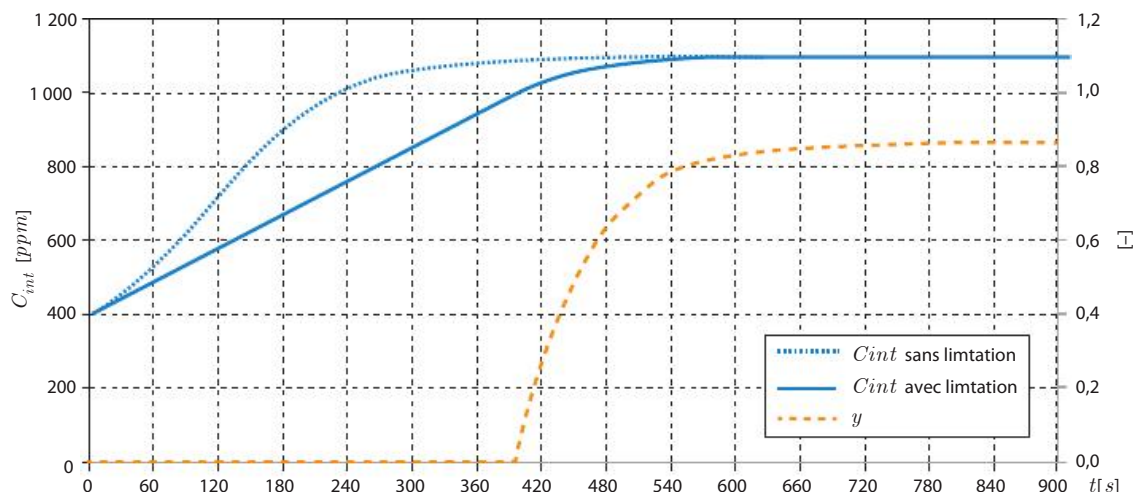
$$\begin{cases} \tau \frac{dC_{int}^{PV}}{dt} = nr + y(C_{ext}^{PV} - C_{int}^{PV}) \\ y = \max(0; \min(K_p(C_{int}^{PV} - C_{int}^{SP}); 1)) \end{cases}$$

Il s'agit d'un système d'équations que l'on résout également par la méthode d'Euler :

$$\begin{aligned} \tau \frac{C_{int}^{PV} - C_{int}^{PV-}}{\Delta t} &= nr + y^- (C_{ext}^{PV} - C_{int}^{PV-}) \\ C_{int}^{PV} &= C_{int}^{PV-} + \frac{\Delta t}{\tau} (nr + y^- (C_{ext}^{PV} - C_{int}^{PV-})) \end{aligned}$$

Avec :

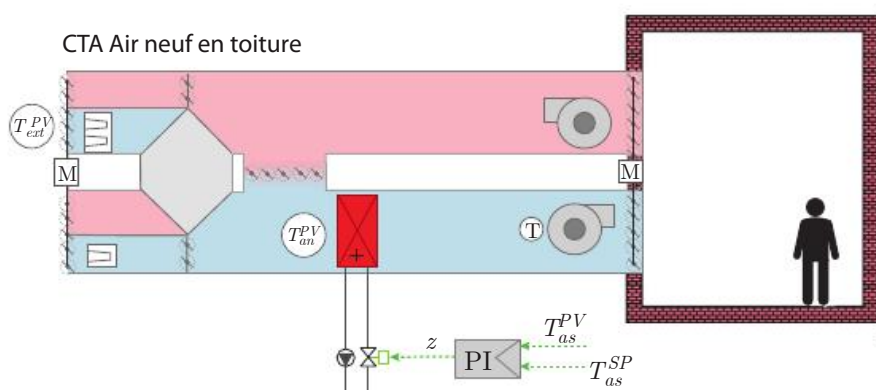
$$y^- = \max(0; \min(K_p(C_{int}^{PV-} - C_{int}^{SP}); 1))$$



Avec la limitation entre 0 et 100 %, le débit est donc nul au démarrage d'où l'évolution linéaire du taux de CO_2 . Puis à l'approche de la consigne, la ventilation se met en route. En pratique le débit minimum sera non nul pour assurer un minimum de renouvellement d'air dit hygiénique même si ici, on peut constater que le système de ventilation démarre relativement rapidement au bout de 6 min environ.

5.13 Paramétrage d'un régulateur (température de soufflage)

On s'intéresse à la régulation de la température d'air soufflé d'une CTA air neuf/air recyclé (cf. figure ci-après). La régulation de cette température est assurée en boucle fermée par action sur le débit d'eau de la batterie. Le régulateur associé fonctionne en mode PI. L'objet de l'étude proposée est de déterminer le modèle de comportement de la batterie chaude, puis de réaliser un paramétrage de ce régulateur par une méthode analytique. Pour cela, on suppose que le comportement dynamique de la batterie chaude associée à la vanne deux voies peut être représenté par un modèle d'ordre 1. On admettra que la constante de temps de ce modèle, notée τ_b , est de 180 s.



Questions

1. Questions préliminaires :

- a. Préciser les conditions et hypothèses qui doivent être vérifiées par l'installation pour justifier la relation suivante entre l'ouverture de la vanne deux voies et la puissance thermique de la batterie chaude :

$$\frac{P}{P_{\max}} = z$$

- b. En pratique, comment sera déterminée la température d'eau de consigne à l'entrée de la batterie chaude ?

2. Modèle de comportement :

- a. Compte tenu de l'hypothèse formulée précédemment, donner l'expression du modèle de comportement (fonction de transfert) de la batterie chaude. Préciser l'entrée et la sortie du modèle.
- b. Montrer qu'à partir d'un bilan thermique en régime permanent de la batterie chaude, la température d'air soufflé, notée T_{as} , peut s'exprimer comme suit en fonction du signal z :

$$T_{as} = \frac{P_{\max}}{q_{ma} c_{pa}} z + T_{an}$$

avec

- $P_{\max}$: puissance maximale de la batterie chaude : 2.10^4 USI¹
 - q_{ma} : débit masse d'air (supposé sec) : 1 USI
 - c_{pa} : chaleur spécifique de l'air sec en USI
 - T_{an} : température de l'air en entrée de batterie en USI
- c. En déduire l'expression et la valeur numérique du gain statique du modèle de comportement, noté K_p , en précisant son unité.

3. Étude de la boucle de régulation

Le régulateur mis en place dans la boucle de régulation fonctionne en mode PI. La fonction de transfert de ce régulateur s'écrit alors :

$$H_c(p) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i p} \right)$$

avec :

- K_p : gain proportionnel du régulateur ;
 - T_i : temps d'intégration.
- a. Rappeler le rôle de chaque action P et I d'un régulateur de type PID, et dessiner le schéma bloc (fonctions de transferts) associé à ce régulateur.
 - b. Déterminer la fonction de transfert de boucle fermée notée H_{BF} . Montrer qu'en choisissant un temps d'intégration T_i égal à la constante de temps τ_b du modèle de

¹ USI : unité du système international

comportement de la batterie chaude, l'expression de la fonction de transfert se simplifie.

Donner cette expression en précisant :

- la valeur du gain statique de la boucle K_{BF} (commenter le résultat obtenu) ;
- l'expression de la constante de temps de la boucle τ_{BF} .

4. Choix du gain du régulateur

On propose de réaliser le paramétrage de K_p en fonction du temps de réponse à 5 % de la boucle de régulation.

- Préciser l'unité de K_p .
- Donner l'expression de l'évolution temporelle de la température d'air soufflé en réponse à un échelon de sa consigne d'amplitude ΔT_{as}^{SP} .
- Montrer alors que le gain K_p peut s'exprimer à partir du temps de réponse à 5 %, noté t_{95} , comme suit :

$$K_p = -\frac{T_i \ln(0,05)}{K_b t_{95}}$$

- Calculer la valeur de K_p pour avoir un temps de réponse à 5 % de la grandeur réglée de 60 s.
- Déduire la valeur de la bande proportionnelle BP correspondante. Commenter et conclure.

Corrigés

- On a affaire à une batterie chaude (échangeur air/eau) qui présente en général une efficacité chaude relativement faible ($< 0,3$) et donc un comportement fortement non linéaire (courbe $P = f(q_v)$ concave). Pour supposer une relation proportionnelle entre le signal de réglage z (ouverture de vanne) et le transfert réglant (puissance thermique échangée), alors il faut mettre en place une vanne à égal pourcentage qui va venir compenser la non-linéarité de l'échangeur. Enfin, l'autorité de la vanne de régulation doit être suffisante ($0,33 < a < 0,5$). Si la vanne de régulation est indépendante de la pression, alors on aura $a = 1$.
 - La température de départ peut être déterminée par une loi d'eau. Cependant, elle est souvent maintenue constante.

$$2. \quad a. \quad H_b = \frac{K_b}{1 + \tau_b p} = \frac{\text{température d'air soufflée}}{\text{ouverture de vanne}} = \frac{\tilde{T}_{as}}{\tilde{z}}$$

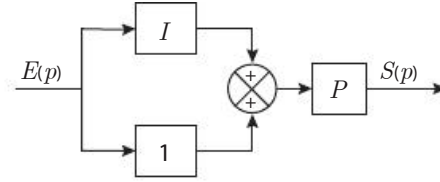
- On réalise un bilan en régime permanent au niveau de l'échangeur de chaleur :

$$zP_{max} + q_{ma} c_{pa} T_{an} = q_{ma} c_{pa} T_{as} \rightarrow T_{as} = \frac{P_{max}}{q_{ma} c_{pa}} z + T_{an}$$

- Le gain statique représente le comportement en régime stabilisé :

$$\lim_{t \rightarrow +\infty} H_b = \lim_{p \rightarrow 0} H_b = K_b = \frac{\tilde{T}_{as} - \tilde{T}_{an}}{\tilde{z}} = \frac{P_{max}}{q_{ma} c_{pa}} = \frac{20000}{1.1000} = 20 \text{ K}$$

3. a. • P : régulation de base + vitesse du régulateur
 • I : précision (annulation de l'erreur statique)



$$\begin{aligned}
 \text{b.} \quad H_{BF} &= \frac{1}{1 + \frac{1}{H_{BO}}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{H_c H_b}} = \frac{1}{1 + \frac{T_i p (1 + \tau_b p)}{K_p (1 + T_i p) K_b}} \\
 &= \frac{1}{1 + \frac{T_i}{K_p K_b} p} = \frac{K_{BF}}{1 + \tau_{BF} p}
 \end{aligned}$$

Le gain statique est unitaire, ce qui signifie qu'il n'y a pas d'erreur statique grâce à l'action I.

$$\begin{cases} K_{BF} = 1 \\ \tau_{BF} = \frac{T_i}{K_p K_b} \end{cases}$$

4. a. Le gain proportionnel est en K^{-1} .

$$\begin{aligned}
 \text{b.} \quad H_{BF} &= \frac{\theta_{PV}}{\theta_{SP}} = \frac{1}{1 + \tau_{BF} p} \rightarrow \theta_{PV} = \frac{1}{1 + \tau_{BF} p} \frac{\Delta T_{as}^{SP}}{p} \\
 &\xrightarrow{\mathcal{L}^{-1}} T_{as}^{PV} - T_{an}^{PV} = \Delta T_{as}^{SP} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_{BF}}} \right) \\
 \text{c.} \quad \Delta T_{as}^{SP} \left(1 - e^{-\frac{t_{95}}{\tau_{BF}}} \right) &= 0,95 \Delta T_{as}^{SP} \rightarrow 1 - e^{-\frac{t_{95}}{\tau_{BF}}} = 0,95 \rightarrow e^{-\frac{t_{95}}{\tau_{BF}}} = 0,05 \\
 &\rightarrow -\frac{t_{95} K_p K_b}{T_i} = \ln(0,05)
 \end{aligned}$$

D'où :

$$K_p = -\frac{T_i \ln(0,05)}{K_b t_{95}} \approx \frac{3T_i}{K_b t_{95}}$$

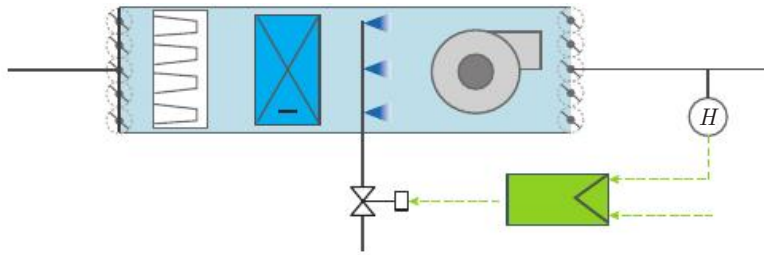
Remarque :

On aurait pu également utiliser la définition du temps de réponse à 5 % telle que :

$$t_{95} \approx 3\tau_{BF} \quad \text{avec} \quad -\ln(0,05) \approx 3$$

- d. $K_p = 0,45 \text{ K}^{-1}$
 e. $BP = 2,2 \text{ K}$: il s'agit d'une valeur courante (de l'ordre de 1 K).

5.14 Régulation d'humidité



Le support du travail proposé est une centrale de prétraitement d'air neuf comportant notamment un humidificateur à vapeur. Cet humidificateur est asservi à l'humidité de l'air soufflé par la centrale.

Une vanne deux voies motorisée permet le réglage du débit de vapeur en fonction des besoins.

Questions

1. Quelle doit être l'allure de la caractéristique de la vanne deux voies ? Justifier votre réponse.
2. On admet un comportement dynamique du premier ordre pour la vanne deux voies (entrée : signal de réglage / sortie : débit de vapeur) et pour l'humidificateur (entrée : débit de vapeur / sortie : humidité de l'air soufflé).
 - a. Calculer le débit maximal de vapeur q_{mv}^{max} .
 - b. Donner l'expression de la fonction de transfert du modèle de comportement de la vanne deux voies H_v et de l'humidificateur H_h .
 - c. Préciser l'expression et la valeur numérique du gain statique de chaque modèle.

Données :

- Constante de temps de la vanne : $\tau_v = 30$ s ;
- Constante de temps de l'humidificateur : $\tau_h = 120$ s ;
- Débit spécifique d'air soufflé : $q_{mas} = 6\,000$ kg_{as}.h⁻¹ ;
- Augmentation maximale de l'humidité spécifique de l'air : $\Delta r = 8$ g.kg_{as}⁻¹.

3. Dédurre de la question précédente la fonction de transfert réglante H_r du dispositif étudié.

La boucle de régulation est composée d'un régulateur PI dont la fonction de transfert est de la forme

$$H_c = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i p} \right)$$

4. a. Déterminer la fonction de transfert de boucle fermée. Simplifier la fonction de transfert obtenue en effectuant un choix judicieux de la valeur du temps d'intégration T_i . Préciser la valeur du gain statique. Commenter.

- b. Déterminer la condition que doit vérifier la valeur du gain K_p du régulateur, afin d'obtenir une réponse apériodique de la grandeur réglée.
5. Déterminer l'évolution de l'humidité spécifique de l'air soufflé en réponse à un échelon de consigne d'amplitude ΔX_c pour les réglages du régulateur définis dans la question précédente.

Réponses

1. Une vanne linéaire suffit, puisqu'il y a concordance entre le transfert réglant et la grandeur de réglage, à savoir le débit de vapeur injecté (contrairement au réglage de puissance d'un échangeur de chaleur, où le transfert réglant est la puissance échangée et la grandeur de réglage est, par exemple, le débit primaire) :

$$P_{lat} = q_m L_v$$

Il n'y a aucune non-linéarité à compenser (en supposant que la vanne a une bonne autorité).

2. a. $q_{mv}^{max} = q_{mas} \Delta r = 6000 \cdot \frac{8}{1000} = 48 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$

b. $H_v = \frac{K_v}{1 + \tau_v p}$ et $H_h = \frac{K_h}{1 + \tau_h p}$

- c. Les gains statiques correspondent aux valeurs de la fonction transfert en régime permanent (lorsque p tend vers 0) :

$$K_v = q_{mv}^{max} = 48 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad \text{et} \quad K_h = \frac{\Delta r}{q_{mv}^{max}} = \frac{1}{q_{mas}} = 1,7 E^{-4} \text{ h} \cdot \text{kg}_{as}^{-1}$$

3. $H_r = \frac{\text{humidité de l'air soufflée}}{\text{ouverture de la vanne}} = \frac{\Delta \tilde{r}_{as}}{\tilde{z}} = \frac{\tilde{q}_{mv} \Delta \tilde{r}_{as}}{\tilde{z} \tilde{q}_{mv}} = H_v H_h$

4. a. $H_{BF} = \frac{H_{BO}}{1 + H_{B0}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{H_{B0}}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{H_c H_v H_h}} = \frac{1}{1 + \frac{(1 + \tau_v p)(1 + \tau_h p) T_i p}{K_v K_h K_p (1 + T_i p)}}$

Si :

$$T_i = \tau_h \text{ (ou } \tau_v \text{)}$$

Alors :

$$\begin{aligned} H_{BF} &= \frac{1}{1 + \frac{(1 + \tau_v p) \tau_h p}{K_v K_h K_p}} = \frac{1}{1 + \frac{\tau_h}{K_v K_h K_p} p + \frac{\tau_v \tau_h}{K_v K_h K_p} p^2} \\ &= \frac{K_{BF}}{1 + 2\xi_{BF} \tau_{BF} p + \tau_{BF}^2 p^2} \end{aligned}$$

Le gain statique est unitaire, ce qui traduit qu'en régime permanent, la mesure va tendre vers la consigne, ce qui est permis grâce à l'action intégrale du régulateur dont le but est d'annuler l'erreur statique d'un régulateur proportionnel.

b. Pour obtenir un régime apériodique, on doit vérifier :

$$\xi_{BF} \geq 1$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \tau_{BF} = \sqrt{\frac{\tau_v \tau_h}{K_v K_h K_p}} \\ \xi_{BF} = \frac{\tau_h}{2K_v K_h K_p} \sqrt{\frac{K_v K_h K_p}{\tau_v \tau_h}} = \sqrt{\frac{\tau_h}{4\tau_v} \cdot \frac{1}{K_v K_h K_p}} \\ \sqrt{\frac{\tau_h}{4\tau_v} \cdot \frac{1}{K_v K_h K_p}} > 1 \end{array} \right.$$

$$\rightarrow K_p < \frac{\tau_h}{4\tau_v} \cdot \frac{1}{K_v K_h} = \frac{120}{4 \cdot 30} \cdot \frac{6000}{48} = 125 \text{ kg}_{\text{as}} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ soit } BP = 8 \text{ g} \cdot \text{kg}_{\text{as}}^{-1}$$

5.

$$H_{BF} = \frac{1}{1 + 2\xi_{BF}\tau_{BF}p + \tau_{BF}^2 p^2} = \frac{\Delta\tilde{r}_{PV}}{\Delta\tilde{r}_{SP}}$$

$$\rightarrow \Delta\tilde{r}_{PV} = \frac{1}{1 + 2\xi_{BF}\tau_{BF}p + \tau_{BF}^2 p^2} \frac{\Delta X_c}{p}$$

Si le régime est apériodique :

$$\frac{1}{1 + 2\xi_{BF}\tau_{BF}p + \tau_{BF}^2 p^2} = \frac{\frac{1}{\tau_1 \tau_2}}{\left(\frac{1}{\tau_1} + p\right)\left(\frac{1}{\tau_2} + p\right)} \quad \text{avec} \quad \left\{ \begin{array}{l} \tau_1 = \frac{\tau_{BF}}{\xi_{BF} + \sqrt{\xi_{BF}^2 - 1}} \\ \tau_2 = \frac{\tau_{BF}}{\xi_{BF} - \sqrt{\xi_{BF}^2 - 1}} \end{array} \right.$$

D'où :

$$\Delta r_{pv}(t) = \Delta X_c \left[1 + \left(\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \right) \left(\tau_1 e^{-\frac{t}{\tau_1}} - \tau_2 e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) \right]$$

Avec :

$$t_1 = 2\,781 \text{ s} \quad \text{et} \quad t_2 = 7\,280 \text{ s.}$$

PROBLÈMES 6

Schémas de régulation

6.1 Schéma de régulation d'une installation climatique d'un *data center*

Vous êtes chargé de concevoir le système de régulation d'une installation de traitement d'ambiance du local informatique d'un opérateur de télécommunication.

Les conditions d'ambiance imposées par le cahier des charges (pour le *data center* uniquement) sont :

- température sèche : 22 °C ;
- humidité relative : 50 %.

Ces conditions sont à maintenir en permanence et en toutes saisons. Le calcul des charges aboutit à des apports enthalpiques et hydriques quelle que soit la période de l'année. L'installation préconisée par le bureau d'études est constituée d'une centrale de traitement d'air à débit constant, fonctionnant en tout air recyclé et alimentant un système de diffusion par dalles perforées, destiné au refroidissement des machines. Cette CTA comprend une section de refroidissement par batterie à eau froide dont la puissance est réglée par variation de la température de l'eau à l'aide d'une vanne trois voies. La température de soufflage ne doit pas être inférieure à 14 °C.

Le fonctionnement de cette centrale est asservi à la température et à l'humidité ambiante.

Pour les bureaux, on réglera l'humidité relative dans une plage comprise entre 30 et 60 % avec des limites hautes et basses sur le soufflage à respectivement 90 et 20 %. Le système de diffusion d'air par déplacement impose un faible écart de température entre le soufflage et l'ambiance. C'est pourquoi la température de l'air soufflé sera régulée à une valeur de 2 K

inférieure à celle de l'ambiance. La température de soufflage ne doit pas être inférieure à 14 °C également. Le fonctionnement de cette centrale est également asservi à l'humidité relative ambiante. L'installation préconisée par le bureau d'études est constituée d'une centrale de traitement d'air à débit constant fonctionnant en tout air neuf (ventilation) alimentant un système de diffusion par déplacement d'air destiné au traitement des zones occupées. Cette CTA comprend les éléments de traitements suivants :

- une section de refroidissement et de déshumidification par batterie à eau froide dont la puissance est réglée par variation de débit à l'aide d'une vanne trois voies ;
- une section de chauffage par batterie à eau chaude dont la puissance est réglée par variation de la température de l'eau à l'aide d'une vanne trois voies ;
- une section d'humidification par injection de vapeur.

Questions

1. Réaliser le schéma de principe de l'installation, en y faisant figurer l'ensemble des équipements de régulation nécessaires. Pour chaque équipement, préciser :

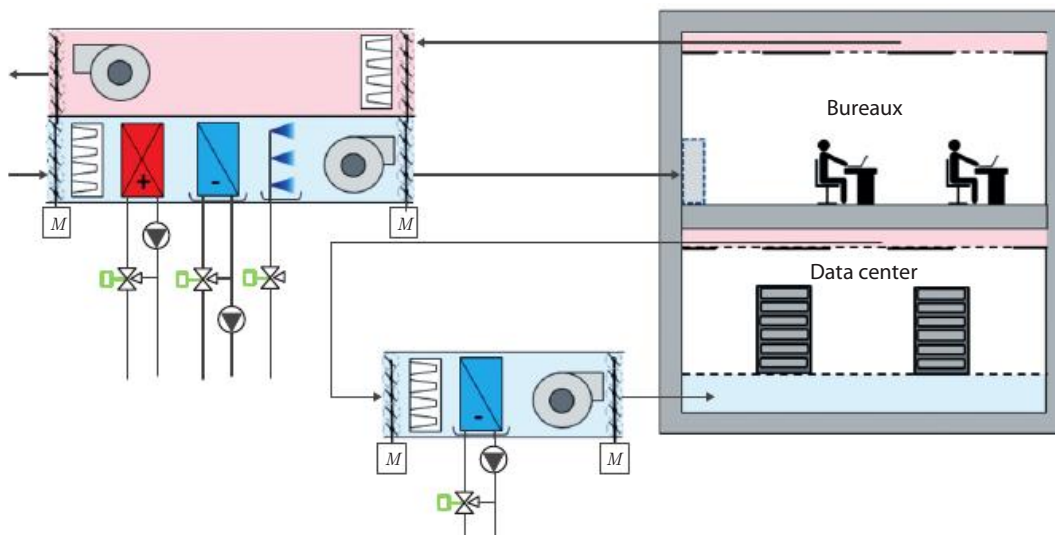
- la fonction assurée ;
- les entrées/sorties ;
- le diagramme entrée/sortie.

Pour les régulateurs, préciser :

- le type de régulateur ;
- la loi de régulation.

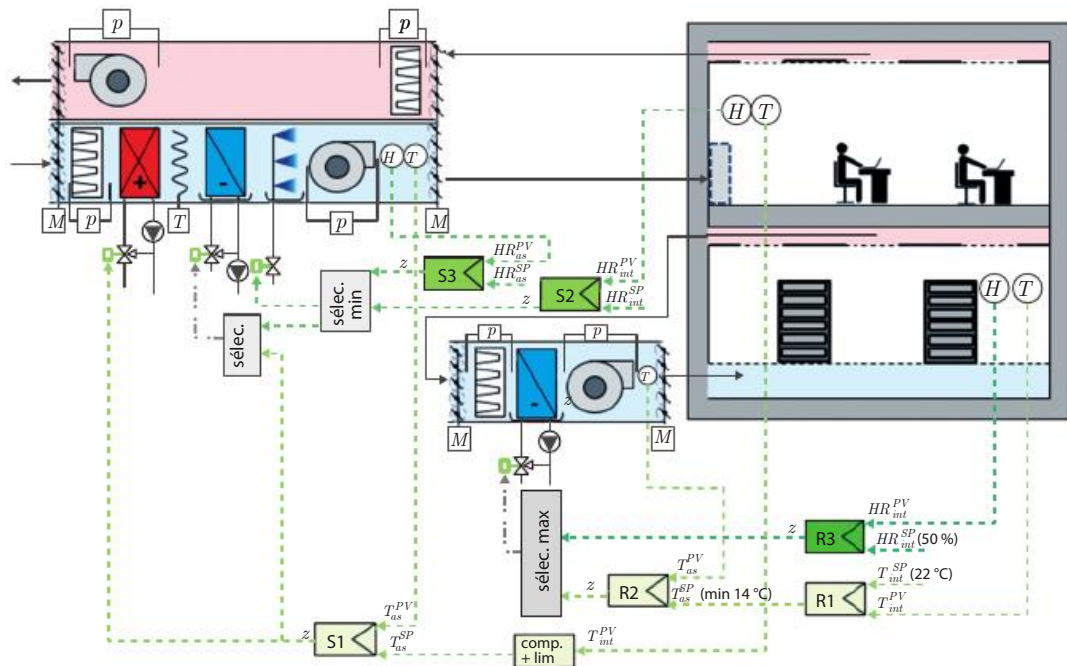
Un texte explicatif devra rendre compréhensible le schéma de régulation.

2. Proposer les sécurités minimales nécessaires sur cette installation, les faire figurer sur le schéma de principe.



Corrigés

1.



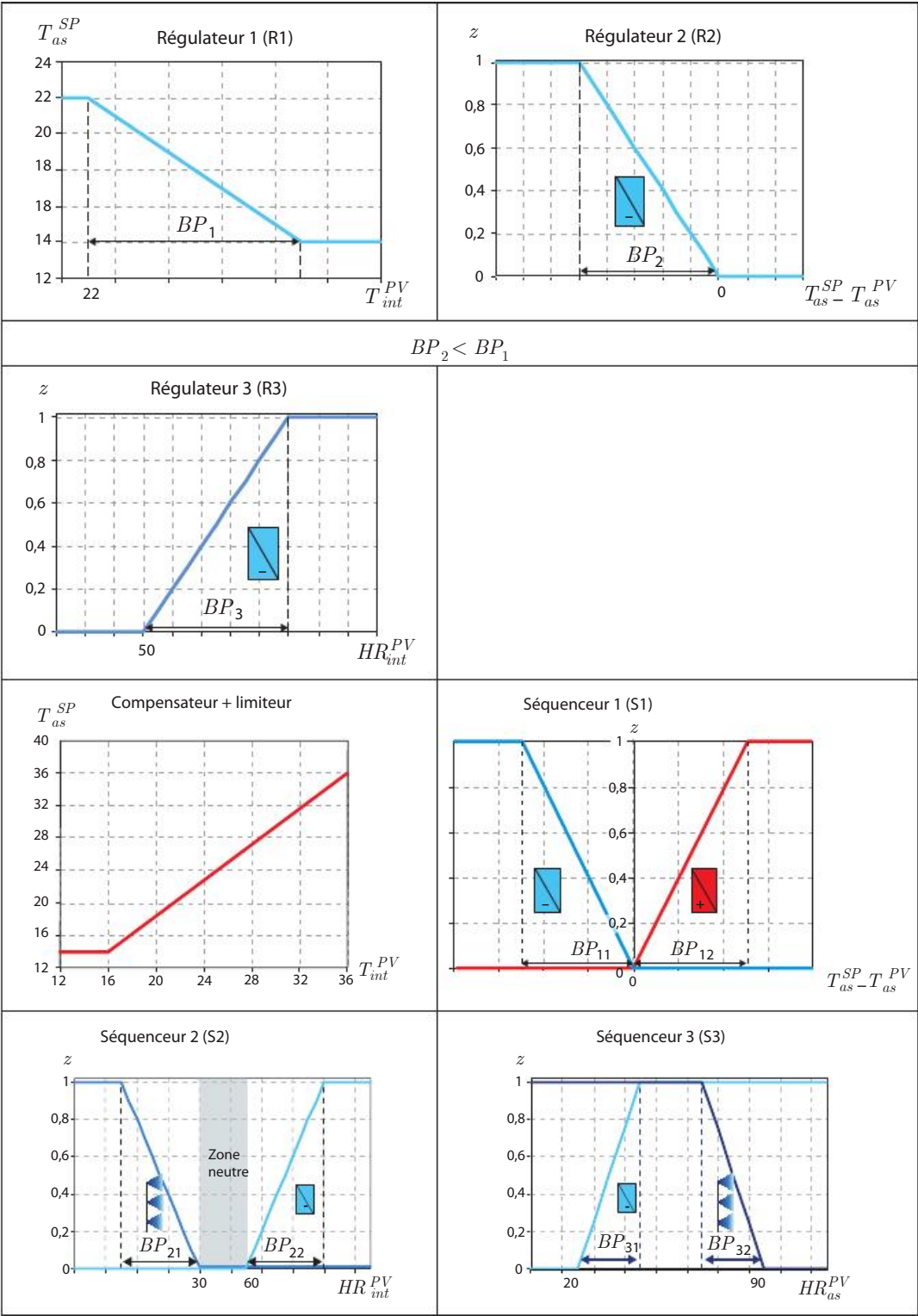
La batterie froide sert à refroidir et à déshumidifier le *data center*, on place donc un sélecteur en amont de manière à choisir le signal (min, max ou autre) en provenance des boucles de régulation sur la température et sur l'humidité, qui entrent donc en conflit. Les boucles du *data center* sont des boucles fermées.

Pour l'humidité et la température, n'ayant pas d'informations sur le degré de difficulté de la boucle (λ), on peut opter pour une boucle simple ou une boucle en cascade. Comme il y a une limitation basse sur la température de soufflage, on opte ici pour une boucle en cascade pour la température et pour une boucle simple pour l'humidité. La limitation basse peut également se réaliser par une boucle additionnelle (type TOR par exemple) et donc par l'ajout d'un sélecteur.

Pour les bureaux, on souffle 2 K plus bas que l'ambiance, peu importe la température ambiante. Il s'agit donc d'une boucle ouverte qui sera basée sur une loi de compensation. On suppose que cette stratégie sera suffisante pour maintenir le confort thermique toute l'année.

Pour l'humidité, on a mis en place une boucle simple avec une boucle en parallèle pour limiter l'humidité relative de l'air soufflé. Une boucle en cascade n'est pas possible car l'humidité relative étant liée à la température, il sera hasardeux de considérer qu'un air soufflé avec une haute humidité relative va systématiquement humidifier l'air ambiant ou inversement. Il faudrait dans ce cas utiliser l'humidité absolue, ce qui est moins courant. On utilise un séquenceur mais on aurait pu utiliser également un double régulateur TOR. Un sélecteur de minimum est mis en place pour choisir le signal entre ces deux boucles. Le choix du minimum permet de s'assurer de ne jamais dépasser les limites hautes et basses.

L'ensemble des lois est donné dans le tableau ci-dessous.



Il faudra paramétrer chaque régulateur (TOR, P, PI, PD ou PID) et notamment déterminer chaque bande proportionnelle BP . Pour les boucles en cascade, il faudra veiller à ce que la boucle secondaire soit plus rapide (BP plus faible) que la boucle primaire. Par défaut, les régulateurs progressifs seront *a minima* des régulateurs PI pour

assurer la précision du réglage (pas d'erreur statique). Pour le séquenceur 3, un régulateur P pourra suffire étant donné qu'il s'agit d'une boucle secondaire qui n'influera pas sur le confort hygrothermique et qui peut être légèrement imprécise.

Au niveau des sélecteurs, pour faire des économies d'énergie, on pourra privilégier de choisir le minimum à chaque fois.

2. Les organes de sécurité à placer sont des pressostats sur les filtres pour détecter un encrassement excessif, des pressostats sur les ventilateurs pour détecter une panne (moteur, courroie, casse) et un thermostat antigel après la batterie chaude pour protéger celle-ci du gel de son fluide caloporteur (éclatement des tubes) et pour protéger les éléments en aval (la batterie froide principalement).

6.2 Schéma de régulation d'une installation climatique en zone industrielle

Vous avez en charge la réalisation du schéma de régulation d'une installation de traitement d'air préconisée par un bureau d'études pour un bâtiment tertiaire neuf répondant à la réglementation thermique 2012 située dans une zone industrielle. Ce bâtiment sera mis en surpression de manière à éviter les infiltrations d'air pollué. Cette installation comprend deux CTA séparées pour des raisons d'encombrement et pour des contraintes architecturales. Ces CTA fonctionnent en tout air neuf à débit variable et sont équipées de sections de chauffage, de refroidissement & déshumidification, d'humidification et de récupération de chaleur sur l'air vicié.

- La **première CTA** est dédiée au **soufflage d'air neuf** et est située dans un local technique en sous-sol. Cette centrale est équipée :
 - de **registres motorisés** en tout ou rien (TOR) ;
 - d'un **filtre** ;
 - d'une **batterie à eau glycolée** de préchauffage liée à la récupération de chaleur sur l'air vicié dont le réglage de puissance se fait par une **vanne trois voies** motorisée montée **en répartition** ;
 - d'une **batterie chaude à eau** dont le réglage de puissance se fait par une **vanne trois voies** motorisée montée **en mélange** ;
 - d'une **batterie froide à eau glycolée** dont le réglage de puissance se fait par une **vanne deux voies** motorisée ;
 - d'un **humidificateur à injection de vapeur** ;
 - d'un **ventilateur** équipé d'un **variateur électronique de vitesse** (VEV).
- La **seconde CTA** est dédiée à l'**extraction de l'air vicié** et est située en toiture sur un îlot technique. Cette centrale est équipée :
 - de **registres motorisés** en tout ou rien (TOR) ;
 - d'un **ventilateur équipé d'un variateur électronique de vitesse** (VEV) ;
 - d'un **filtre** ;
 - d'une **batterie à eau glycolée** pour la récupération de chaleur de l'air vicié.

Le fonctionnement de ces centrales est asservi à la température sèche et à l'humidité relative ambiantes *via* respectivement une boucle en cascade et une boucle simple et à la concentration de CO₂ *via* une boucle simple.

Cahier des charges

Les conditions d'ambiance imposées (les consignes) par le cahier des charges sont :

- En hiver :
 - température sèche ambiante : limitation basse à **19 °C constamment** (température de non-chauffage de 16 °C).
 - humidité relative : limitation basse à **30 %** ;
 - concentration en CO₂ : limitation haute à **1 000 ppm** ;
 - débit d'air neuf : **2 000 m³.h⁻¹** (débit réglementaire) correspondant à une vitesse de ventilateur de 40 % ;
 - température maximale de soufflage : **40 °C** ;
 - humidité relative maximale de soufflage : **90 %**.
- En été :
 - température sèche ambiante : limitation basse à **20 °C**, limitation haute à **26 °C** et écart de **6 K** entre l'intérieur et l'extérieur ;
 - humidité relative : limitation haute à **70 %** ;
 - concentration en CO₂ : limitation haute à **1 000 ppm** ;
 - débit d'air neuf : limitation basse à **2 000 m³.h⁻¹** (débit réglementaire) correspondant à une vitesse de ventilateur de **40 %** + possibilité de *free cooling* jusqu'à une vitesse de 100 % ;
 - température minimale de soufflage : **14 °C** ;
 - humidité relative minimale de soufflage : **20 %**.

→ Une stratégie de *free cooling* permettra de **surventiler** lorsque les conditions extérieures et intérieures le permettront (à définir) en **mi-saison** et en été. Cette **surventilation** se fera simplement par variation de la vitesse **sur le ventilateur de soufflage uniquement** (la régulation du ventilateur d'extraction sera réalisée à la fin).

Le fonctionnement du variateur électronique de vitesse du ventilateur de soufflage sera donc en partie asservi aux sondes de températures pour réaliser le *free cooling*.

Questions

1. Positionner les capteurs nécessaires et les pompes sur les réseaux hydrauliques de la récupération de chaleur et de la batterie chaude selon le descriptif de l'installation.

Boucles sur la température, l'humidité et le CO₂

Pour chaque élément du schéma de régulation (hors régulateurs/séquenceurs), préciser :

- la fonction élémentaire assurée ;
- les entrées/sorties (abscisses/ordonnées) ;
- le diagramme.

Pour les régulateurs/séquenceurs, vous préciserez :

- le type de régulateur ;
 - la loi de régulation.
2. Réaliser le schéma de principe de régulation sur la température ambiante, en y faisant figurer l'ensemble des équipements de régulation nécessaires.
 3. Réaliser le schéma de principe de régulation sur l'humidité relative, en y faisant figurer l'ensemble des équipements de régulation nécessaires ainsi que les interactions éventuelles avec la boucle sur la température ambiante.
 4. Réaliser le schéma de principe de régulation sur la concentration CO_2 , en y faisant figurer l'ensemble des équipements de régulation nécessaires ainsi que les interactions éventuelles avec la boucle sur la température ambiante.

Boucle sur le ventilateur d'extraction

→ Étant donné la localisation du bâtiment en **site industriel**, celui-ci doit être mis en surpression de manière à obtenir des exfiltrations d'air filtré (la filtration ayant lieu au niveau des CTA) plutôt que des infiltrations d'air pollué qui ne sont donc pas contrôlées. Pour contrôler cette surpression, une boucle de régulation agira sur la vitesse du ventilateur d'extraction. Le débit d'air hygiénique doit être garanti, c'est pourquoi cette régulation ne peut pas se faire sur le ventilateur de soufflage. On rappelle qu'il existe une relation de proportionnalité entre la vitesse n du ventilateur et le débit d'air induit par le ventilateur q_v :

$$\frac{q_v}{q_{v100}} = \frac{n}{n_{100}}$$

Le fonctionnement de la CTA sur l'extraction est donc asservi à une sonde de pression différentielle de manière à obtenir une surpression de 20 Pa entre l'intérieur et l'extérieur.

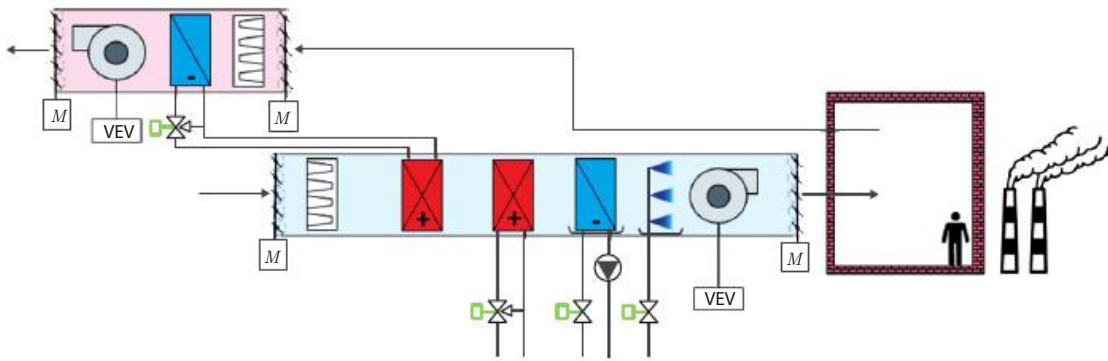
5. Réaliser le schéma de principe de régulation sur la surpression, en y faisant figurer l'ensemble des équipements de régulation nécessaires.

Boucle sur la récupération de chaleur

→ Étant donné l'éloignement entre les centrales de soufflage et d'extraction, le récupérateur de chaleur par batteries à eau glycolée permet de transférer la chaleur récupérée sur l'air vicié vers l'air neuf *via* un fluide intermédiaire et une pompe de circulation. Ce circuit hydraulique de récupération est équipé d'une vanne trois voies de manière à réguler la puissance de récupération en mi-saison.

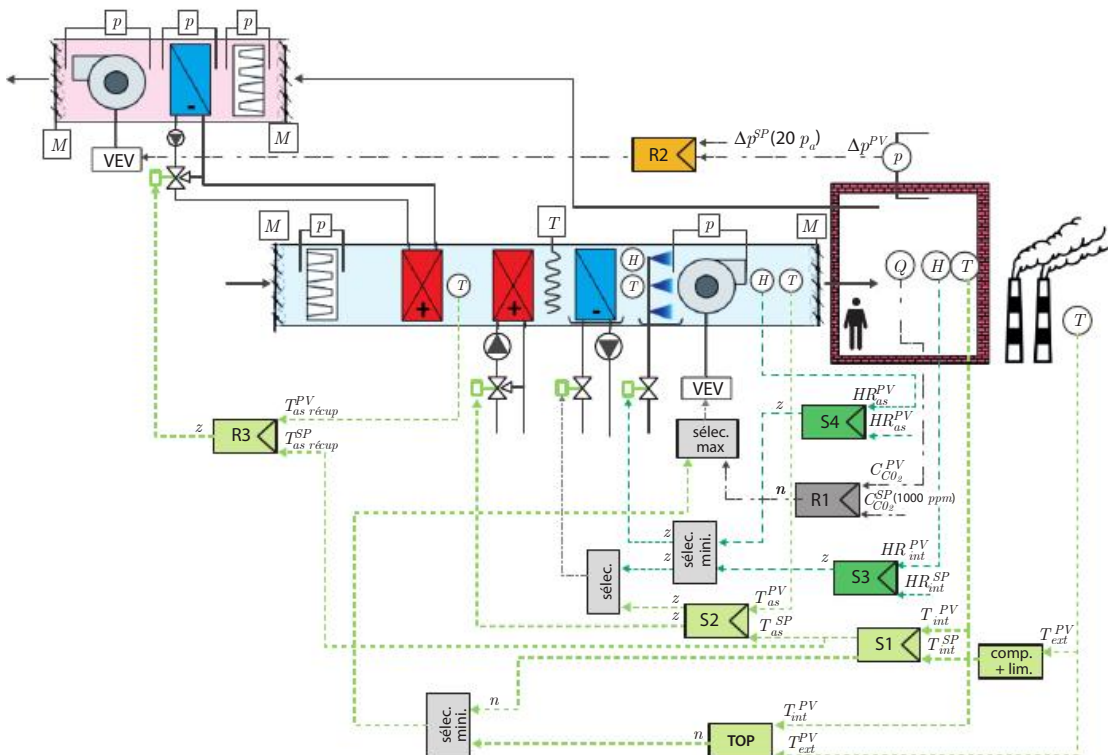
Le fonctionnement de la récupération de chaleur est donc asservi à la température de soufflage en sortie du récupérateur.

6. Réaliser le schéma de principe de régulation sur la récupération de chaleur, en y faisant figurer l'ensemble des équipements de régulation nécessaire.
7. Proposer les sécurités minimales nécessaires sur cette installation, les faire figurer sur le schéma de principe.



Corrigés

1 à 6.



Pour la température, n'ayant pas d'informations sur le degré de difficulté de la boucle (λ), on peut opter pour une boucle simple ou une boucle en cascade. Étant donné qu'il y a des limitations hautes et basses sur la température, on opte ici pour une boucle en cascade. La boucle sur l'humidité relative est simple mais une boucle parallèle associée à un sélecteur de minimum permet de réaliser les limitations hautes et basses sur l'humidité relative. Une boucle en cascade n'est pas possible ici car l'humidité relative étant liée à la température, il sera hasardeux de considérer qu'un air soufflé avec une haute humidité relative va systématiquement humidifier l'air ambiant ou inversement. Il faudrait dans ce cas utiliser l'humidité absolue, ce qui est moins courant.

La consigne de température ambiante est calculée grâce une loi de compensation. Une boucle est dédiée à vérifier si les conditions du *free cooling* sont réunies (si $T_{ext} < T_{int}$)

via un régulateur TOP. Enfin, le *free cooling* est réalisé en augmentant linéairement la vitesse du ventilateur de soufflage. Si la température ambiante dérive au-delà de la consigne d'été, cela veut dire que le *free cooling* ne suffit plus à vaincre les charges, dès lors, la vitesse du ventilateur revient à sa valeur nominale pour maintenir le débit d'air hygiénique et la batterie froide prendra le relais. Un sélecteur est nécessaire ici pour choisir le signal minimum entre le régulateur TOP vérifiant que les conditions du *free cooling* sont réunies, et le séquenceur 1 qui délivre le signal issu de la mesure de la température ambiante.

La batterie froide sert à refroidir et à déshumidifier, on place donc un sélecteur en amont de celle-ci de manière à choisir le signal (min, max ou autre) en provenance des boucles de régulation sur la température et sur l'humidité qui entrent donc en conflit.

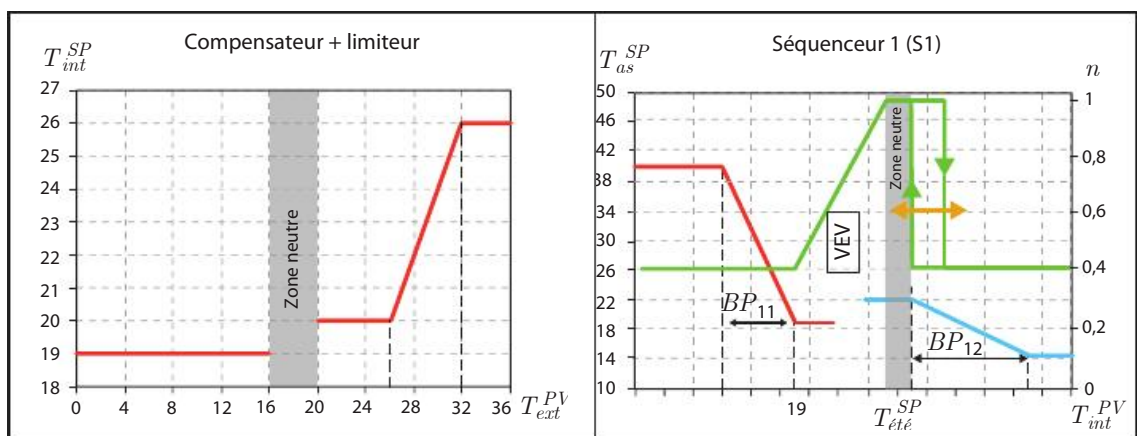
Pour la concentration de CO_2 on réalise une boucle simple, fermée qui va venir modifier la vitesse des ventilateurs en fonction de l'écart à la consigne de 1 000 ppm. Le variateur de vitesse étant utilisé aussi par la boucle du *free cooling* (et éventuellement par la boucle liée à l'encrassement du filtre : augmentation de la vitesse pour compenser la hausse de perte de charge du filtre), ces deux boucles entrent donc en conflit et nécessitent un sélecteur de signal maximum cette fois qui permettra d'augmenter le *free cooling* tout en assurant la qualité d'air minimum ou inversement.

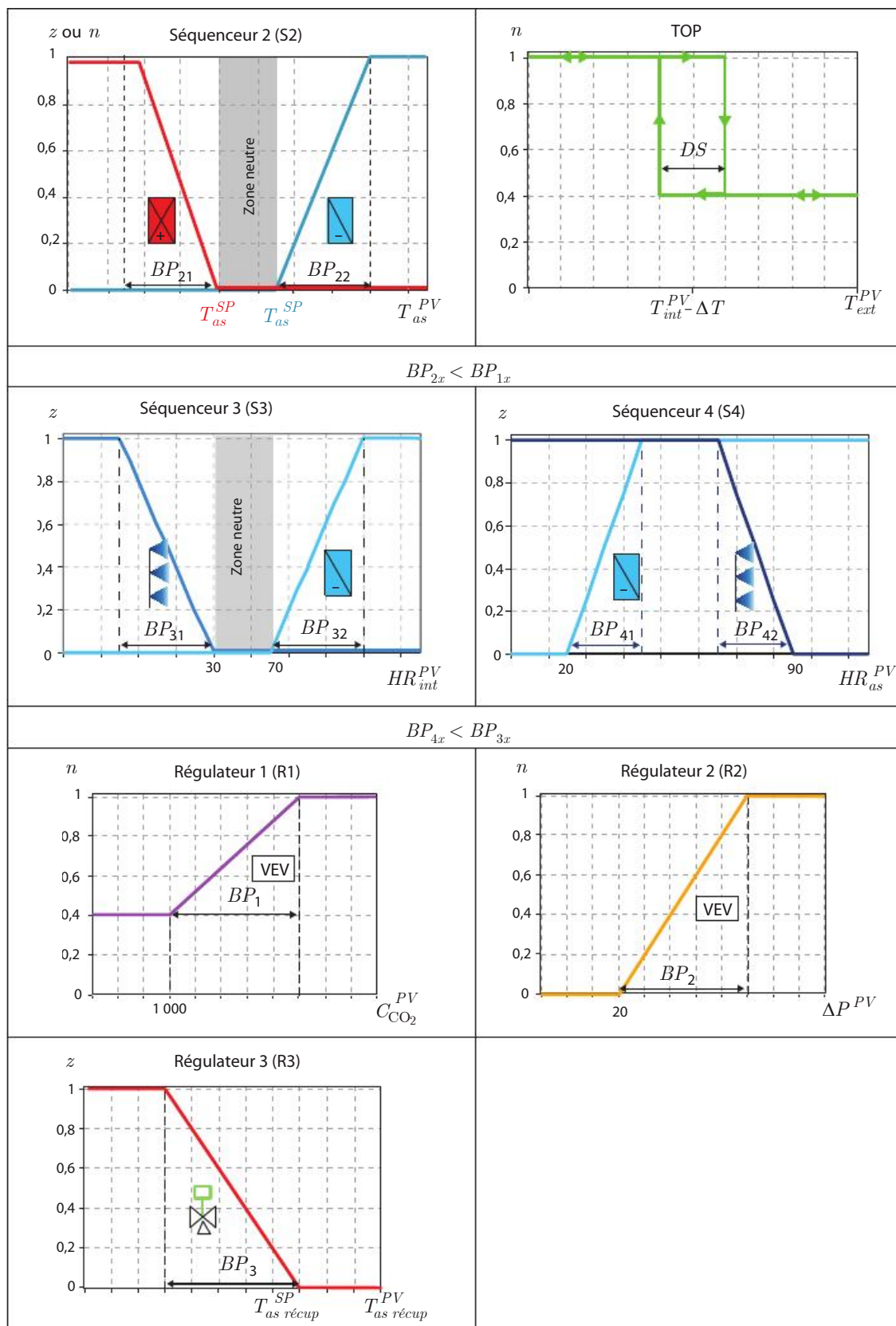
Pour la dépression, une boucle simple compare la dépression mesurée à la consigne de 20 Pa et agit sur le ventilateur d'extraction. Pour générer une dépression, il suffit que le débit extrait soit inférieur au débit soufflé (la différence générant un débit d'exfiltration). Ainsi, plus la dépression sera faible, plus on ralentira la vitesse du ventilateur d'extraction.

Enfin, pour la récupération de chaleur, une boucle simple de régulation est réalisée en comparant la température en sortie du récupérateur à la consigne de soufflage. Si un écart subsiste entre la consigne et la mesure, la vanne sera ouverte au maximum et la batterie chaude prendra le relais. Si la récupération de chaleur réchauffe trop l'air, la vanne se fermera pour réduire la récupération de chaleur et éviter les surchauffes dans le bâtiment (notamment en mi-saison) et le déclenchement de la batterie froide.

Chaque régulateur ou séquenceur sera au moins un régulateur PI pour garantir la précision (pas d'erreur statique). Selon la difficulté de la boucle, ils pourront être paramétrés en PID.

L'ensemble des lois est donné dans le tableau ci-dessous.





Il faudra paramétrer chaque régulateur (TOR, P, PI, PD ou PID) et notamment déterminer chaque bande proportionnelle *BP*. Pour la boucle en cascade, il faudra veiller à ce que la boucle secondaire soit plus rapide (*BP* plus faible) que la boucle primaire. Par défaut les régulateurs progressifs seront *a minima* des régulateurs PI pour assurer la précision du réglage (pas d'erreur statique).

Pour le séquenceur 3, un régulateur P pourra suffire étant donné qu'il s'agit d'une boucle secondaire qui n'influera pas sur le confort hygrothermique et qui peut être légèrement imprécise.

Au niveau des sélecteurs, pour faire des économies d'énergie, on pourra privilégier de choisir le minimum à chaque fois.

7. Les organes de sécurité à placer sont des pressostats sur les filtres pour détecter un encrassement excessif, des pressostats sur les ventilateurs pour détecter une panne (moteur, courroie, casse) et un thermostat antigel après la batterie chaude pour protéger la batterie chaude du gel de son fluide caloporteur (éclatement des tubes) et pour protéger les éléments en aval (la batterie froide principalement).

On pourra ajouter un pressostat sur la batterie froide du système de récupération de chaleur pour vérifier que la batterie n'est pas givrée : le givre augmentant sensiblement la perte de charge. Si l'air extérieur est froid, la rencontre de l'air vicié et humide et des tubes froids de la batterie peut générer de la condensation, voire du givre, ce qui obstruerait la batterie. Dans ce cas, il faudrait fermer la vanne trois voies pour dégivrer la batterie grâce à l'air chaud vicié dont on ne récupérerait plus les calories.

6.3 Schéma de régulation d'une installation climatique tertiaire

On donne en annexe le schéma de principe d'une installation de traitement d'air d'un bâtiment de bureaux (type *open space*), composée :

1. d'une centrale **tout air neuf** assurant la ventilation des locaux en air hygiénique prétraité, composée :
 - d'un **récupérateur de chaleur** (échangeur à plaques en aluminium à contre-courant) équipé d'un by-pass ;
 - d'une **batterie froide** à eau raccordée à un système *geocooling* ;
 - d'un **humidificateur à vapeur** ;
 - d'une **batterie électrique de préchauffage à puissance variable**.
2. d'une centrale de faux plafond fonctionnant en **tout air recyclé** et composée outre le ventilateur :
 - d'une **batterie chaude** à eau ;
 - d'une **batterie froide** à eau.

Le cahier des charges impose de maintenir les conditions suivantes dans les bureaux :

	Période de chauffage	Période de refroidissement
T_{int}	20 °C	26 °C
HR_{int}	> 30 %	-

Les températures extérieures de non-chauffage et de non-refroidissement seront respectivement considérées égales à 15 °C et 26 °C. Pour satisfaire ce cahier des charges, on propose les asservissements suivants :

1. La température ambiante de la zone bureaux sera régulée en agissant uniquement en séquence sur les batteries chaude et froide de la centrale de faux plafond fonctionnant en tout air recyclé ;
2. L'humidité relative de la zone bureaux sera contrôlée en période de chauffage par action sur l'humidificateur de la centrale tout air neuf ;
3. La température d'air soufflé de la centrale air neuf sera régulée de telle sorte que sa consigne soit compensée en fonction de la température ambiante des bureaux comme suit :

En période de refroidissement :

- consigne $T_{as} = 17$ °C pour une température ambiante de 26°C,
- consigne $T_{as} = 20$ °C pour une température ambiante inférieure ou égale à 24°C.

On agira ainsi sur la batterie froide de cette centrale ;

4. L'action sur les registres du by-pass se fera par une action en tout ou rien comme suit :
 - by-pass ouvert pour : 17 °C < T_{ext} < 24°C,
 - by-pass fermé pour : 26 °C < T_{ext} et T_{ext} < 15 °C ;
5. Une limitation haute de l'humidité relative d'air soufflé à 85 % devra être réalisée sur la centrale air neuf ;
6. La batterie électrique de dégivrage préchauffera l'air extérieur à + 2 °C toute l'année.

Le réglage de puissance des batteries (chaude et froide) doit être assuré à l'aide de vannes trois voies mélangeuses pour la CTA en tout air recyclé et à l'aide d'une vanne trois voies montée en décharge pour la CTA en tout air neuf.

Questions

1. Expliquer le rôle de la batterie de préchauffage ici.

Certains échangeurs à plaques, notamment pour des applications de logement individuel (VMC double flux) sont fabriqués en matières synthétiques (plastique).

2. Justifier l'emploi du matériau utilisé (aluminium) ici pour une application tertiaire.
3. Compléter le schéma de principe de l'installation, joint en annexe, en y faisant figurer l'ensemble des équipements de régulation nécessaires, y compris les vannes trois voies ; griser les voies à débit variable. Des sondes supplémentaires peuvent être ajoutées si besoin.

Pour chaque équipement, préciser :

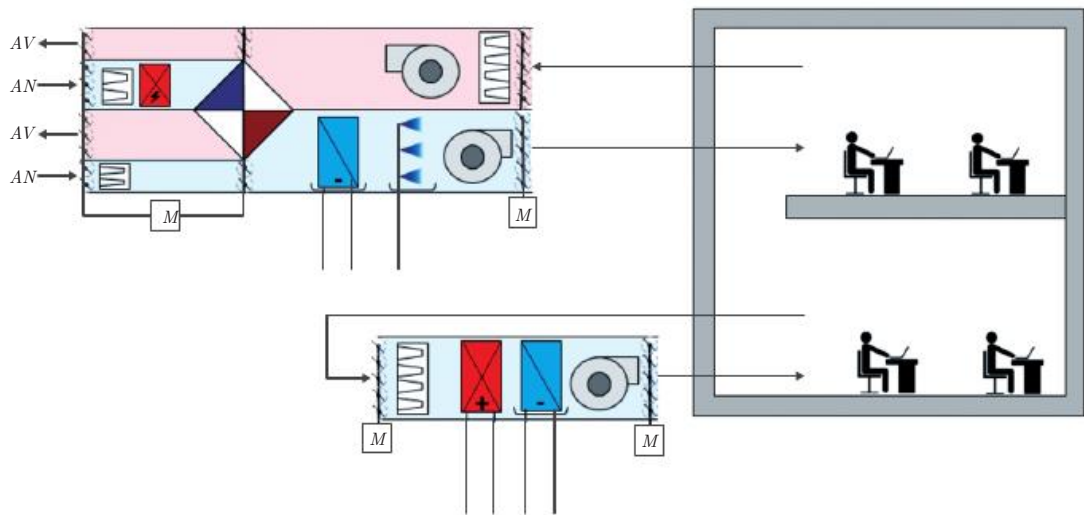
- la fonction assurée ;
- les entrées/sorties ;
- le diagramme entrée/sortie.

Pour les régulateurs, préciser :

- le type de régulateur ;
- la loi de régulation.

Un texte explicatif devra rendre compréhensible le schéma de régulation.

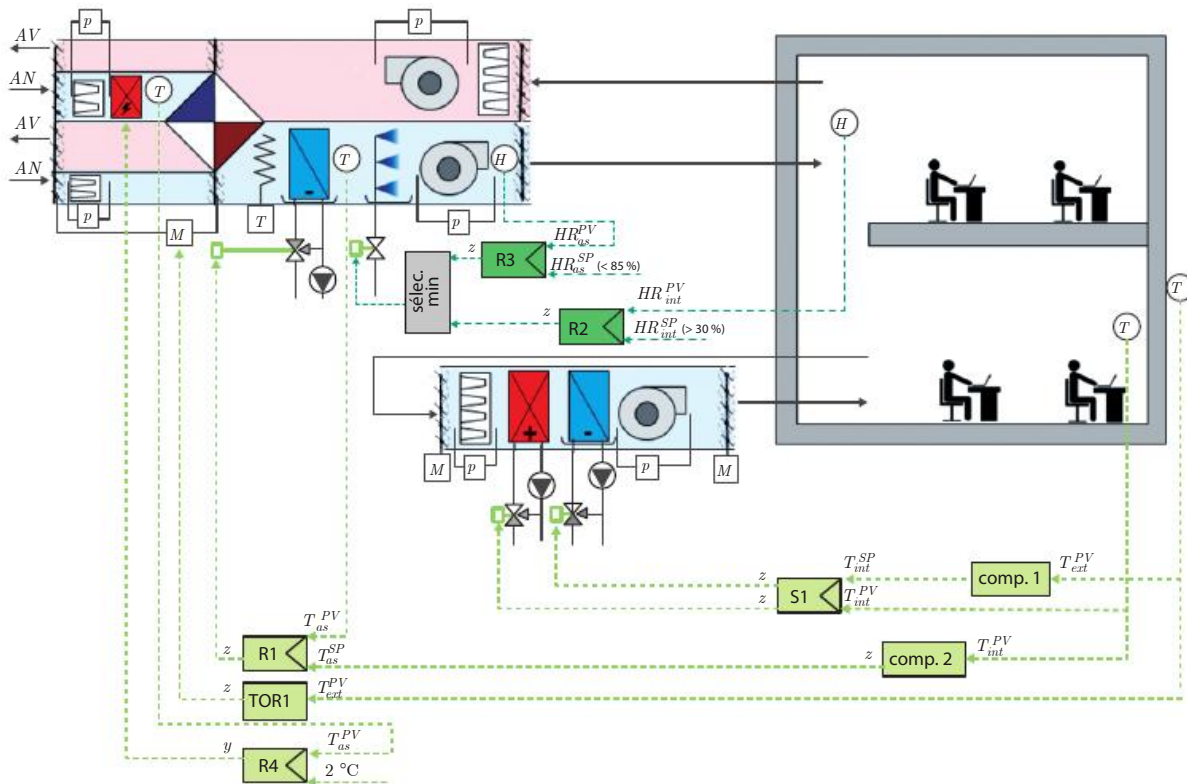
4. Proposer les sécurités minimales nécessaires sur cette installation, les faire figurer sur le schéma de principe.



Corrigés

1. La batterie de préchauffage sert à limiter, voire à éviter, la condensation ou le givrage dans l'échangeur. En effet, si l'air dans l'échangeur atteint $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ alors que l'air ambiant est à $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, il peut y avoir des zones dans l'échangeur où ces deux airs se croisent, générant des températures de surface de l'ordre de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Or, à ces températures, selon le taux d'humidité dans l'air vicié, il y aura un risque de condensation. La condensation bouche les canaux et réduit donc la surface d'échange thermique et l'efficacité de l'échangeur. Si la température est encore plus basse, ces condensats peuvent givrer et également obstruer l'échangeur. De plus, la perte de charge augmentera, provoquant des consommations électriques supplémentaires au niveau du ventilateur.
2. Pour des applications individuelles, le plastique est prisé pour son rapport qualité/prix (matériau bon marché et hauts rendements), cependant les niveaux de pression requis ne sont pas les mêmes entre des applications individuelles et tertiaires ou collectives (de l'ordre de la centaine de Pa pour des applications individuelles à plusieurs milliers de Pa pour des applications tertiaires), ce qui justifie l'emploi de matériaux plus résistants mécaniquement, comme du métal pour les applications tertiaires.

3.



Centrale tout air recyclé :

Le compensateur donne simplement automatiquement la consigne de la température intérieure en fonction de la saison (été ou hiver). La boucle de régulation sur la température ambiante est une boucle simple. Une zone neutre est créée entre 15 et 26 °C de manière à ne générer aucune consigne et donc à ne pas utiliser ni les systèmes de chauffage, ni les systèmes de refroidissement (dérive naturelle du bâtiment).

Centrale tout air neuf :

La batterie froide sert à refroidir et à déshumidifier, on place donc un sélecteur en amont de manière à choisir le signal (min, max ou autre) en provenance des boucles de régulation sur la température et sur l'humidité qui entrent donc en conflit. La batterie froide agit ici en base de la batterie tout air neuf pour le contrôle de la température. Étant donné qu'il y a des consignes sur les températures de soufflage et une limitation haute de l'humidité relative de soufflage, on opte pour une boucle simple pour la régulation de l'humidité relative complétée par une boucle parallèle sur l'humidité relative de l'air soufflé. Cette dernière boucle commande le générateur vapeur et la batterie froide : si l'humidité approche la limitation haute, le générateur s'éteint progressivement. Un sélecteur de minimum viendra contrôler le générateur vapeur pour être sûr de ne pas dépasser la limitation haute.

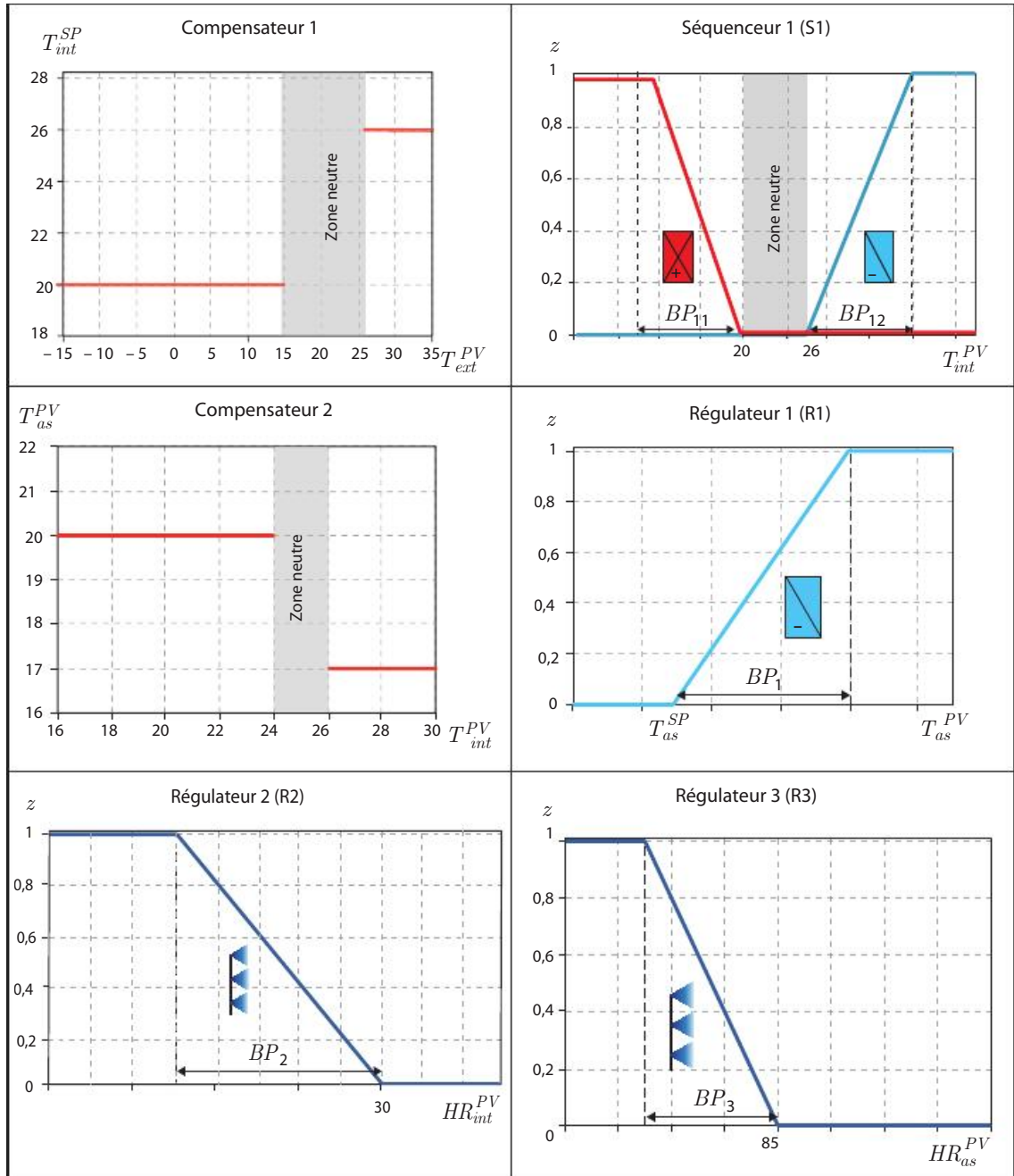
La boucle sur la température est directe puisqu'une loi de compensation donne directement les consignes de température d'air soufflé.

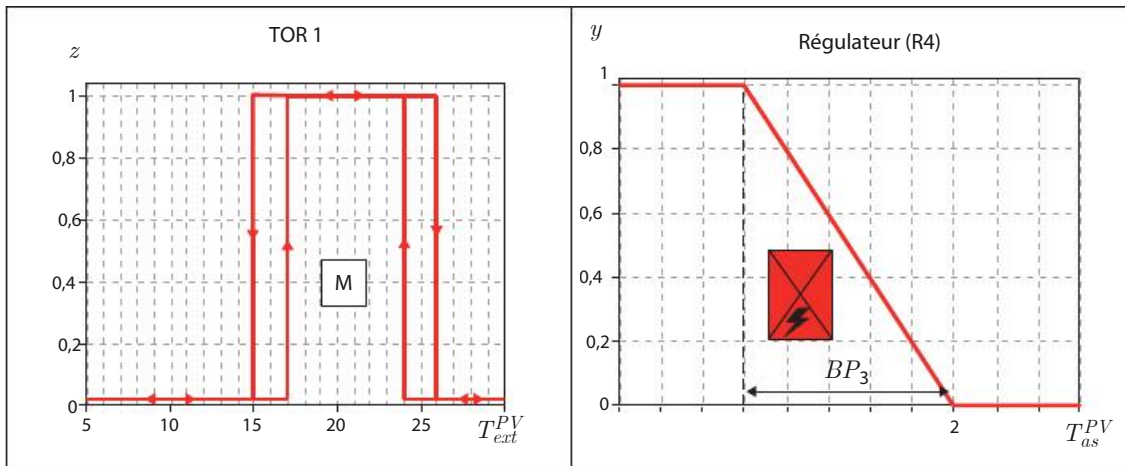
Un double régulateur TOR règle le by-pass du récupérateur de chaleur. Le but est de shunter le récupérateur lorsque les températures intérieures et extérieures sont très proches. L'utilisation en été permet de rafraîchir l'air neuf.

Enfin, on utilise simplement un régulateur PID pour préchauffer l'air neuf lorsque la température extérieure peut induire un risque de givrage ou de condensation.

Chaque régulateur ou séquenceur sera au moins un régulateur PI pour garantir la précision (pas d'erreur statique) sauf pour le séquenceur S2 qui peut être de type P (boucle de contrôle). Selon la difficulté de la boucle, ils pourront être paramétrés en PID.

L'ensemble des lois est donné dans le tableau ci-dessous.





4. Les organes de sécurité à placer sont des pressostats sur les filtres pour détecter un encrassement excessif, des pressostats sur les ventilateurs pour détecter une panne (moteur, courroie, casse) et un thermostat antigel après le récupérateur de chaleur pour protéger la batterie froide du gel de son fluide caloporteur (éclatement des tubes) et pour protéger les éléments en aval.

6.4 Schéma de régulation d'un centre commercial

Vous êtes en charge de réaliser le schéma de régulation dans le cadre d'un projet de centre commercial en Alsace. Le calcul de charges aboutit à la conclusion qu'une récupération de chaleur et d'humidité performante (efficacité minimum de 70 %) sur l'air vicié sera suffisante pour assurer le confort hygrothermique du centre en hiver. Un système de chauffage d'appoint en parallèle (non représenté ici) sera utilisé pour les périodes transitoires (mise en chauffe). Cette récupération fera donc office de générateur de chaleur et de vapeur (échangeur dit enthalpique). L'installation comprend une CTA en tout air neuf à débit d'air variable et est équipée de sections de refroidissement & déshumidification et de récupération de chaleur et d'humidité sur l'air vicié.

Enfin, une étude dynamique a permis d'évaluer le degré de difficulté de la boucle à $\lambda = 0,53$ pour la température.

La **CTA** est située en local technique et est équipée (*cf.* schéma) :

- de **registres motorisés** en tout ou rien (TOR) ;
- de **filtres sur le soufflage et l'extraction** ;
- d'un échangeur rotatif de récupération de chaleur et d'humidité d'efficacité nominale 90 % équipé d'un moteur pouvant varier sa vitesse de 0 à 100 % ;
- d'une **batterie froide à eau glycolée** dont le réglage de puissance se fait par une **vanne deux voies** motorisée et par une pompe à variation de vitesse ;
- de **ventilateurs** équipés de **variateurs électroniques de vitesse** (VEV).

Le maître d'ouvrage a donné son cahier des charges en termes d'exigences sur le confort hygrothermique et sur la qualité de l'air.

Cahier des charges

Les conditions d'ambiance imposées (les consignes) par le cahier des charges sont :

- En hiver ($T_{ext} < 18\text{ °C}$) :
 - température sèche ambiante : **18 °C constamment** ;
 - humidité relative : limitation basse à **30 %** ;
 - concentration en CO_2 : valeur cible à **1 200 ppm** ;
 - débit d'air neuf : limitation basse à **25 000 m³.h⁻¹** (débit réglementaire) correspondant à une vitesse de ventilateur de **450 rpm** (vitesse max : 1 800 rpm) ;
 - température de soufflage : limitation haute à **40 °C** ;
 - humidité relative de soufflage : limitation haute à **90 %**.
- En été ($T_{ext} > 23\text{ °C}$) :
 - température sèche ambiante : écart de **6 K** entre l'intérieur et l'extérieur avec une limitation basse à **23 °C** et une limitation haute à **26 °C** ;
 - humidité relative : limitation haute à **60 %** ;
 - concentration en CO_2 : valeur cible à **1 200 ppm** ;
 - débit d'air neuf : limitation basse à **25 000 m³.h⁻¹** (débit réglementaire) correspondant à une vitesse de ventilateur de **450 rpm** (vitesse max : 1 800 rpm) ;
 - température de soufflage : limitation basse à **14 °C** ;
 - humidité relative de soufflage : limitation basse à **20 %**.

Principes de régulation :

- La stratégie de régulation du CO_2 se fera en **boucle ouverte** *via* la mesure du nombre d'occupants instantané (grâce à des capteurs placés sur les portes automatiques d'entrée et de sortie) et *via* l'action sur les variateurs électroniques de vitesse des ventilateurs.
- Une stratégie de **free cooling** permettra de **surventiler** lorsque les conditions extérieures et intérieures le permettront en mi-saison et en été. Cette **surventilation** se fera simplement par variation de la vitesse des ventilateurs.
- On bridera volontairement la plage de vitesse du moteur de la roue de récupération à 0-25 % de sa vitesse maximum.

Questions

1. Donner deux raisons pour expliquer le fait que l'on limite ici la plage de variation de la vitesse du moteur de la roue de récupération.
2. Réaliser le schéma de principe de régulation de l'installation, en y faisant figurer l'ensemble des équipements de régulation nécessaires.

Pour les régulateurs/séquenceurs, préciser :

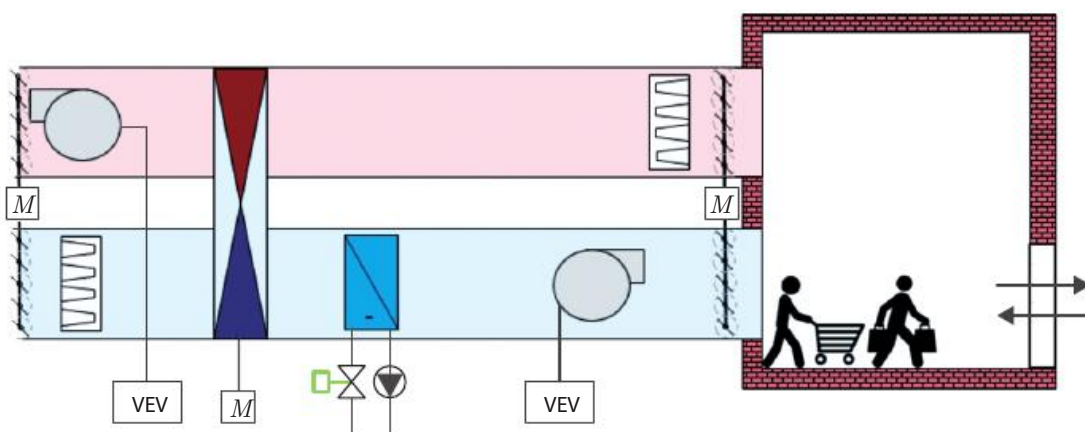
- le type de régulateur ;
- la loi de régulation (ordonnées, abscisses, consignes, sens d'action).

Pour chaque élément du schéma de régulation (hors régulateurs/séquenceurs), préciser :

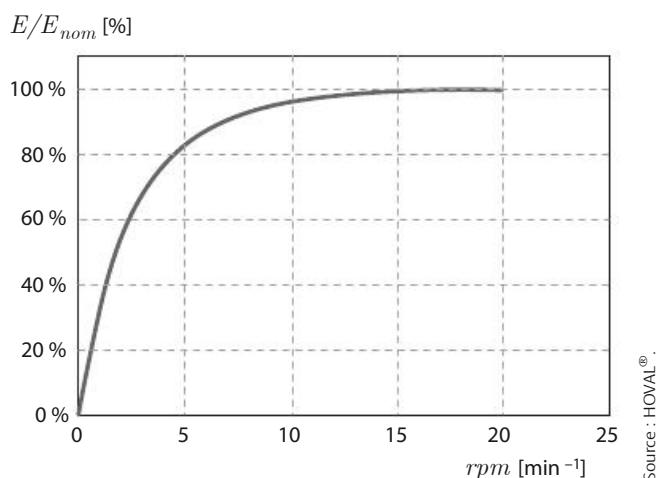
- la fonction élémentaire assurée ;
- les entrées/sorties (abscisses/ordonnées) ;
- le diagramme entrée/sortie.

Un texte explicatif devra rendre compréhensible le schéma de régulation réalisé si nécessaire.

3. Proposer les sécurités minimales nécessaires sur cette installation, les faire figurer sur le schéma de principe.



Annexe : Variation de l'efficacité de récupération relative ($E_{nom} = 0,9$) de la roue de récupération de chaleur et d'humidité en fonction de la vitesse du moteur

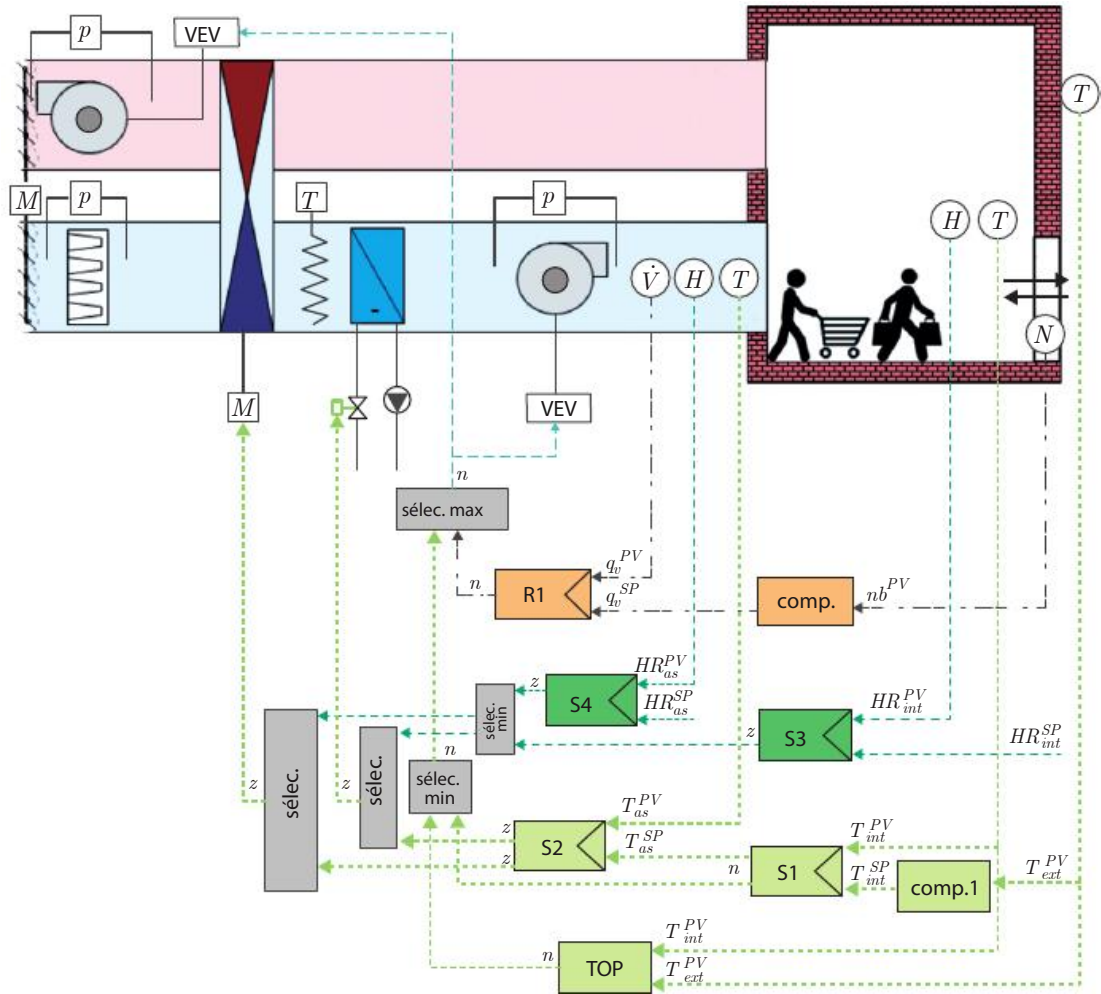


Corrigés

1. Une efficacité de 70 % suffit ici (normalement on doit distinguer les efficacités sensibles et latentes). Une vitesse relative de 25 % du moteur d'entraînement de la roue engendre une efficacité relative de la roue de 80 % environ, soit une efficacité absolue de plus de 70 % ($0,8 \times 0,9 = 0,72$). C'est pourquoi le bridage de la roue est possible.

De plus, le début de la courbe est linéaire, ce qui rend intéressant le bridage du moteur pour ne travailler que sur cette zone. Un signal de réglage linéaire sur la vitesse du moteur entraînera donc une variation linéaire de la puissance de l'échangeur, ce qui est intéressant d'un point de vue de la qualité de régulation.

2.



Pour la température, le degré de difficulté de la boucle est supérieur à 0,5, on doit opter pour une boucle en cascade. De plus, étant donné qu'il y a des limitations hautes et basses sur la température de soufflage, il est judicieux d'utiliser une boucle en cascade ici. On met en place deux boucles parallèles sur l'humidité relative : une boucle simple sur l'humidité relative ambiante pour la régulation de base et une boucle simple sur l'humidité relative de l'air soufflé pour le contrôle des limitations haute et basse de soufflage.

Deux sélecteurs sont utilisés en amont de la batterie froide et de la roue qui sont sollicitées à la fois par la boucle sur la température et par la boucle sur l'humidité. Un sélecteur est utilisé pour choisir le signal des variateurs de vitesse des ventilateurs entre la boucle sur la QAI et la boucle sur le *free cooling*. Deux sélecteurs intermédiaires sont utilisés pour piloter le *free cooling* et pour s'assurer du respect des limitations sur l'humidité relative de l'air soufflé.

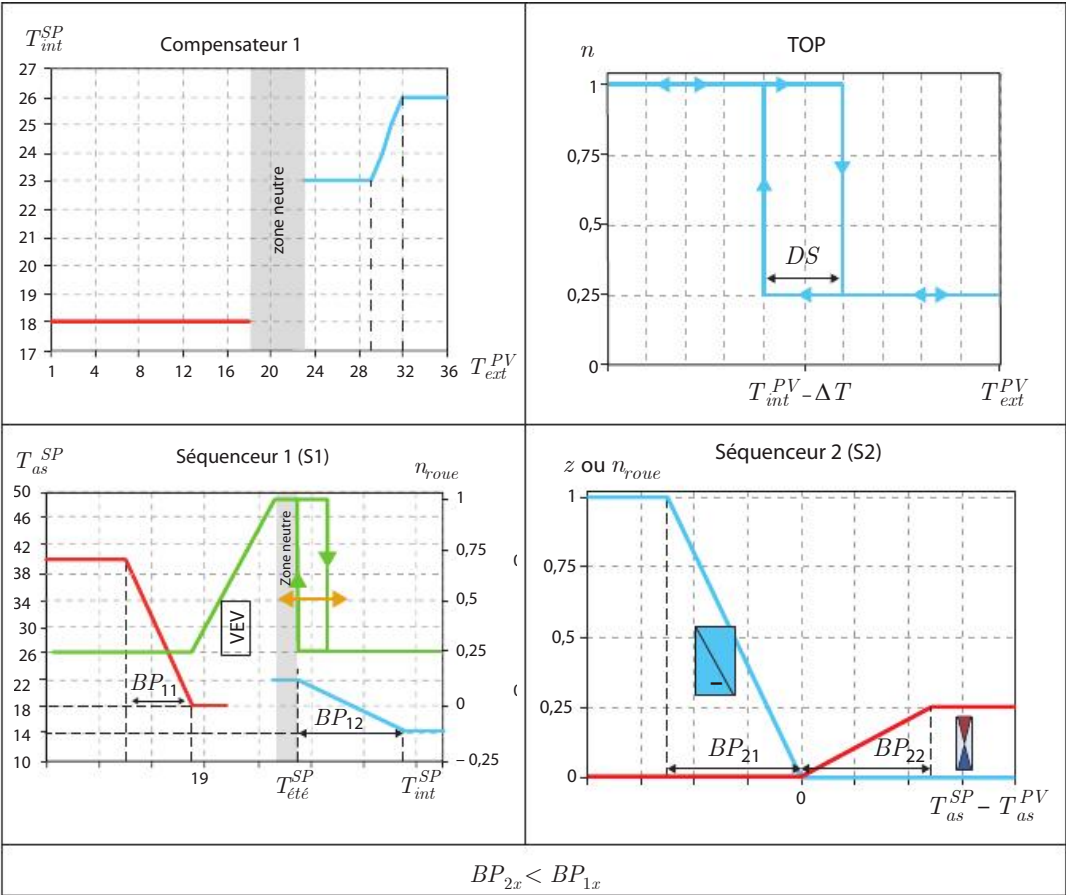
Une boucle est dédiée à vérifier si les conditions du *free cooling* sont réunies (si $T_{ext} < T_{int}$) via un régulateur TOP. Enfin, le *free cooling* est réalisé en augmentant linéairement la vitesse du ventilateur de soufflage. Si la température ambiante dérive au-delà de la consigne d'été, cela veut dire que le *free cooling* ne suffit plus à vaincre les charges, dès lors, la vitesse du ventilateur revient à sa valeur nominale pour maintenir le débit d'air hygiénique et la batterie froide prendra le relais. Un sélecteur est nécessaire ici pour

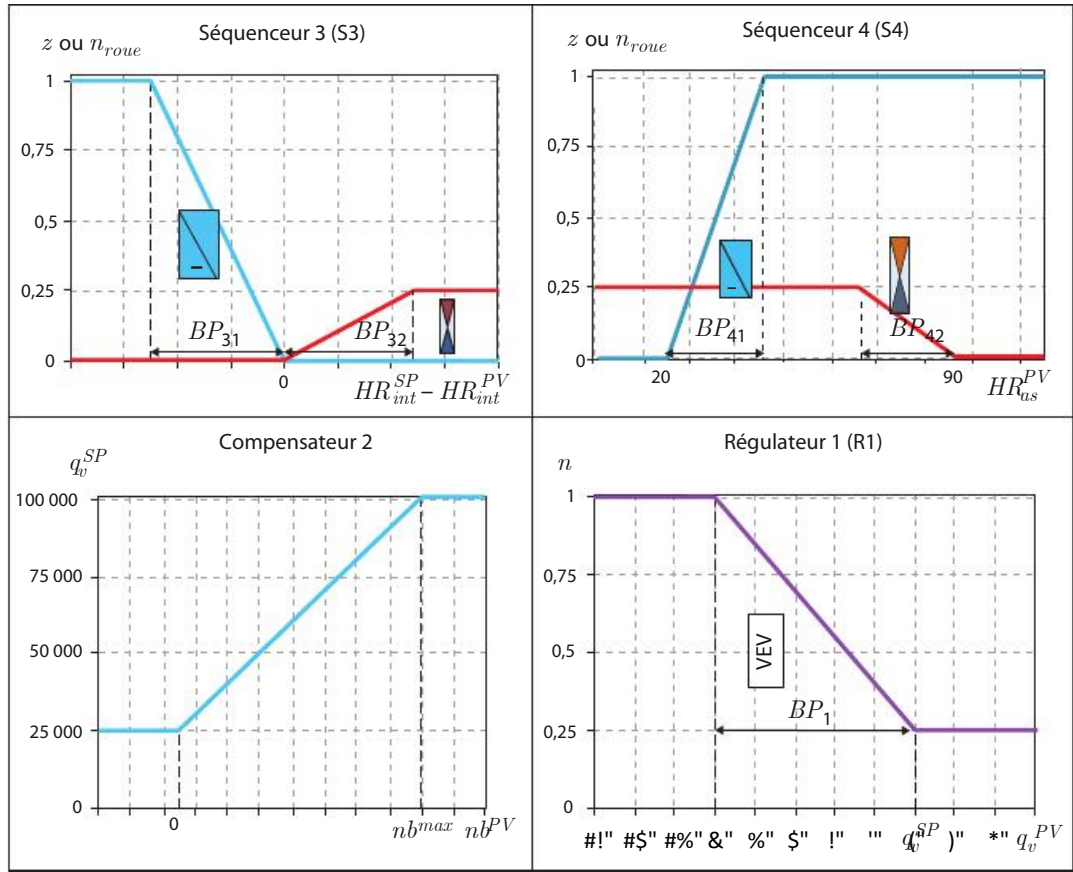
choisir le signal minimum entre le régulateur TOP vérifiant que les conditions du *free cooling* sont réunies, et le séquenceur 2 qui délivre le signal issu de la mesure de la température de soufflage.

Pour réaliser la boucle ouverte sur la qualité d'air, on utilise d'abord une loi de compensation qui consiste à augmenter linéairement le débit d'air neuf de consigne en fonction de l'affluence mesurée au niveau des portiques d'entrées (cf. Problème 2.3). Un régulateur type PID vient ajuster la vitesse du ventilateur *via* une boucle simple. Un sélecteur est placé en amont des variateurs électroniques de vitesse pour choisir le signal maximum entre la boucle sur le *free cooling* et la boucle sur la qualité d'air. On aura intérêt à choisir le signal maximum ici car un débit important demandé par la boucle du *free cooling* ne pourra qu'améliorer la qualité d'air, à l'inverse, un débit important demandé par la boucle sur la qualité d'air doit prédominer sur le *free cooling*.

Chaque régulateur ou séquenceur sera au moins un régulateur PI pour garantir la précision (pas d'erreur statique). Selon la difficulté de la boucle, ils pourront être paramétrés en PID. Pour le séquenceur 4, un régulateur P (voire un double TOR) pourra suffire étant donné qu'il s'agit d'une boucle de contrôle qui peut être légèrement imprécise.

L'ensemble des lois est donné dans le tableau ci-après.





3. Les organes de sécurité à placer sont des pressostats sur les filtres pour détecter un encrassement excessif, des pressostats sur les ventilateurs pour détecter une panne (moteur, courroie, casse) et un thermostat antigel après le récupérateur de chaleur pour protéger la batterie froide du gel de son fluide caloporteur (éclatement des tubes) et pour protéger les éléments en aval.

6.5 Schéma de régulation d'un centre universitaire

Vous êtes chargé de réaliser le schéma de régulation pour un projet de construction d'un centre universitaire en Bretagne. Le concept énergétique repose sur la récupération directe de la chaleur issue d'un *data center*, lui-même refroidi par *geocooling*.

L'installation comprend deux CTA. Celle dédiée au *data center* est en tout air neuf (même en été, la température extérieure sera quasiment tout le temps inférieure à la température du *data center*). Elle est à débit d'air constant et est équipée d'une section de refroidissement. Celle dédiée aux bureaux est équipée de sections de refroidissement & déshumidification, chauffage et humidification.

Enfin, une étude dynamique a permis d'évaluer les degrés de difficulté respectivement de la boucle liée aux bureaux à environ $\lambda = 0,6$ pour la température et de la boucle liée au *data center* à environ $\lambda = 0,2$ pour l'humidité et la température.

La **CTA** du *data center* est située en local technique et est équipée (*cf.* schéma) :

- de **registres motorisés** en tout ou rien (TOR) ;
- de **filtres sur le soufflage** ;
- d'une **batterie froide à eau glycolée** dont le réglage de puissance se fait par une **vanne 2 voies** motorisée et par une pompe à variation de vitesse ;
- d'un **ventilateur**.

La **CTA** des bureaux est située en local technique et est équipée (*cf.* schéma) :

- de **registres motorisés** en tout ou rien (TOR) ;
- d'un **caisson de mélange** entre air neuf et air repris depuis le *data center* équipé de registres conjugués et progressifs (0-100 %) ;
- de **filtres sur le soufflage et l'extraction** ;
- d'une **batterie froide à eau glycolée** dont le réglage de puissance se fait par une **vanne deux voies** motorisée et par une pompe à variation de vitesse ;
- de **ventilateurs** équipés de **variateurs électroniques de vitesse** (VEV).

Le maître d'ouvrage a donné son cahier des charges en termes d'exigences sur le confort hygrothermique et sur la qualité de l'air intérieur.

Cahier des charges

Pour le *data center* :

- En hiver et en été :
 - température sèche ambiante : limitation haute à **30 °C** ;
 - humidité relative : limitation haute à **80 %** ;

Pour les bureaux :

- En hiver ($T_{ext} < 15\text{ °C}$) :
 - température sèche ambiante : **19 °C** en période d'occupation, **15 °C** en inoccupation ;
 - humidité relative : limitation basse à **30 %** ;
 - concentration en CO_2 : valeur cible à **1 200 ppm** ;
 - débit d'air neuf : limitation basse à **25 000 m³.h⁻¹** (débit réglementaire) correspondant à une vitesse de ventilateur de **450 rpm** (vitesse max : 1 800 rpm) ;
 - température de soufflage : limitation haute à **40 °C** ;
 - humidité relative de soufflage : limitation haute à **90 %**.
- En été ($T_{ext} < 26\text{ °C}$) :
 - température sèche ambiante : écart de **6 K** entre l'intérieur et l'extérieur avec une limitation basse à **23 °C** et une limitation haute à **26 °C** ;
 - humidité relative : limitation haute à **60 %** ;
 - concentration en CO_2 : valeur cible à **1 200 ppm** ;
 - débit d'air neuf : limitation basse à **25 000 m³.h⁻¹** (débit réglementaire) correspondant à une vitesse de ventilateur de **450 rpm** (vitesse max : 1 800 rpm) ;
 - température de soufflage : limitation basse à **14 °C** ;
 - humidité relative de soufflage : limitation basse à **20 %**.

Principes de régulation :

- La stratégie de régulation du CO_2 se fera en **boucle ouverte** *via* la connaissance du nombre d'occupants (emploi du temps et occupation des salles supposés connus) et *via* l'action sur le variateur électronique de vitesse des ventilateurs.
- Une stratégie de **free cooling** permettra de **surventiler** lorsque les conditions extérieures et intérieures le permettront en mi-saison et en été. Cette **surventilation** se fera simplement par variation de la vitesse du ventilateur ET d'ouverture du registre d'air neuf du caisson de mélange.
- En hiver, la batterie froide de la CTA des bureaux ne pourra pas être utilisée. Si l'air provenant du *data center* est trop chaud, il faudra **réguler l'arrivée d'air neuf froid** *via* les registres conjugués (analogue à une vanne trois voies) du caisson de mélange.
- En hiver, un dispositif intelligent connecté à internet (site de prévisions météorologiques) permettra d'anticiper les apports solaires en arrêtant le chauffage si la probabilité d'ensoleillement direct à un horizon d'une heure est supérieure à 80 % (= indice de confiance de 4/5).

Questions

1. Réaliser le schéma de principe de régulation de l'installation, en y faisant figurer l'ensemble des équipements de régulation nécessaire.

Pour les régulateurs/séquenceurs, préciser :

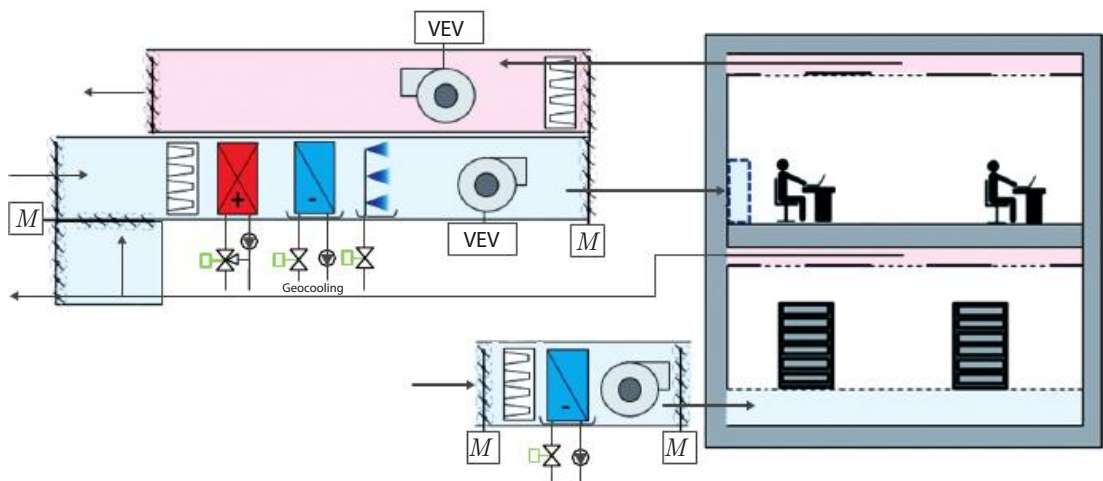
- le type de régulateur ;
- la loi de régulation (ordonnées, abscisses, consignes).

Pour chaque élément du schéma de régulation (hors régulateurs/séquenceurs), préciser :

- la fonction élémentaire assurée ;
- les entrées/sorties (abscisses/ordonnées) ;
- le diagramme entrée/sortie.

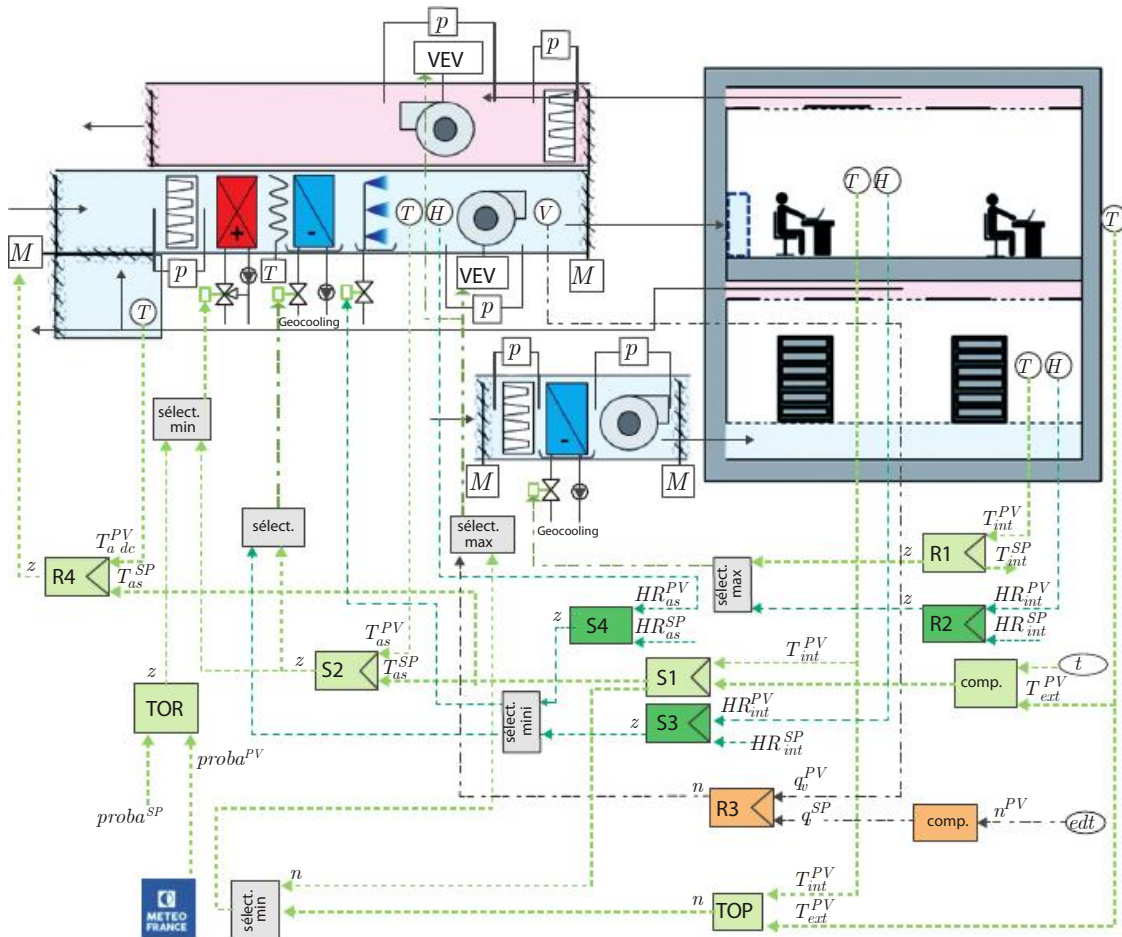
Un texte explicatif devra rendre compréhensible le schéma de régulation réalisé si nécessaire.

2. Faire apparaître graphiquement les éléments de sécurité et leur lien avec les systèmes techniques.



Corrigés

1.



Pour le *data center*, on met en place des boucles de régulation simples pour contrôler l'humidité relative et la température ambiante. Le degré de difficulté étant faible (0,2), il est inutile de recourir à une boucle en cascade. Un sélecteur de maximum viendra choisir le signal le plus grand permettant de maintenir dans tous les cas les deux limitations hautes. Si la température est plus basse que 30 °C, cela ne pose pas de problème par exemple ici.

Pour les bureaux, le degré de difficulté étant élevé pour la température, on recourt à une boucle en cascade. La consigne de température est donnée grâce à un compensateur qui ajuste la consigne en fonction des heures d'occupation et d'inoccupation. On met en place deux boucles parallèles sur l'humidité relative : une boucle simple sur l'humidité relative ambiante pour la régulation de base et une boucle simple sur l'humidité relative de l'air soufflé pour le contrôle des limitations haute et basse de soufflage.

Un sélecteur viendra choisir un signal entre les deux signaux provenant des boucles sur la température et sur l'humidité pour commander la batterie froide, qui est utilisée pour deux fonctions.

Une boucle est dédiée à vérifier si les conditions du *free cooling* sont réunies (si $T_{ext} < T_{int}$) via un régulateur TOP. Enfin, le *free cooling* est réalisé en augmentant linéairement la vitesse du ventilateur de soufflage. Si la température ambiante dérive au-delà de la

consigne, cela veut dire que le *free cooling* ne suffit plus à vaincre les charges, dès lors, la vitesse du ventilateur revient à sa valeur nominale pour maintenir le débit d'air hygiénique et la batterie froide prendra le relais. Un sélecteur est nécessaire ici pour choisir le signal minimum entre le régulateur TOP vérifiant que les conditions du *free cooling* sont réunies, et le séquenceur 2 qui délivre le signal issu de la mesure de la température de soufflage. Normalement, il n'y a pas besoin de venir forcer l'ouverture des volets d'air neuf, puisque le *free cooling* sera réalisé hors période de chauffage dans le cas où l'on n'exploite plus l'air préchauffé du *data center*.

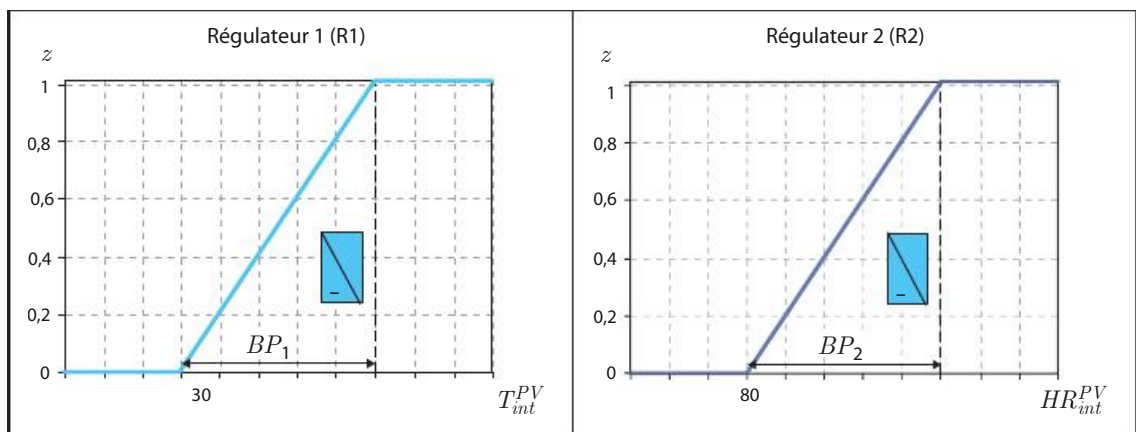
Un régulateur TOR vient comparer les prévisions météorologiques sur l'ensoleillement à la consigne en termes de probabilité. La sortie est connectée à un sélecteur qui viendra choisir le signal entre la boucle sur la température et celle sur les prévisions météorologiques pour la commande de la batterie chaude.

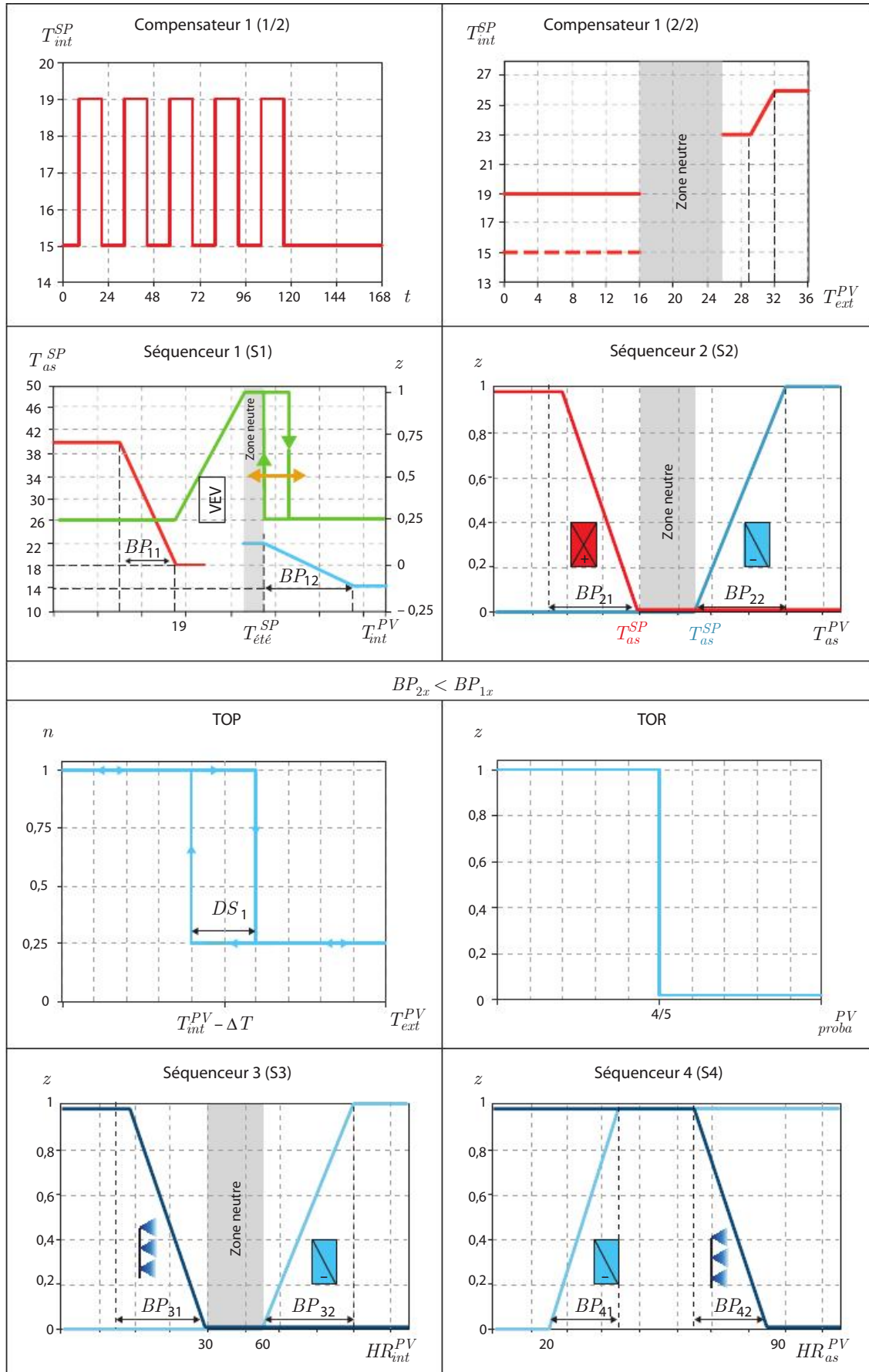
Une boucle simple viendra ajuster l'ouverture des volets du caisson de mélange en fonction de la consigne de soufflage. Si la température provenant du *data center* est trop chaude par rapport à la consigne, on viendra progressivement mélanger cet air à l'air neuf provenant directement de l'extérieur.

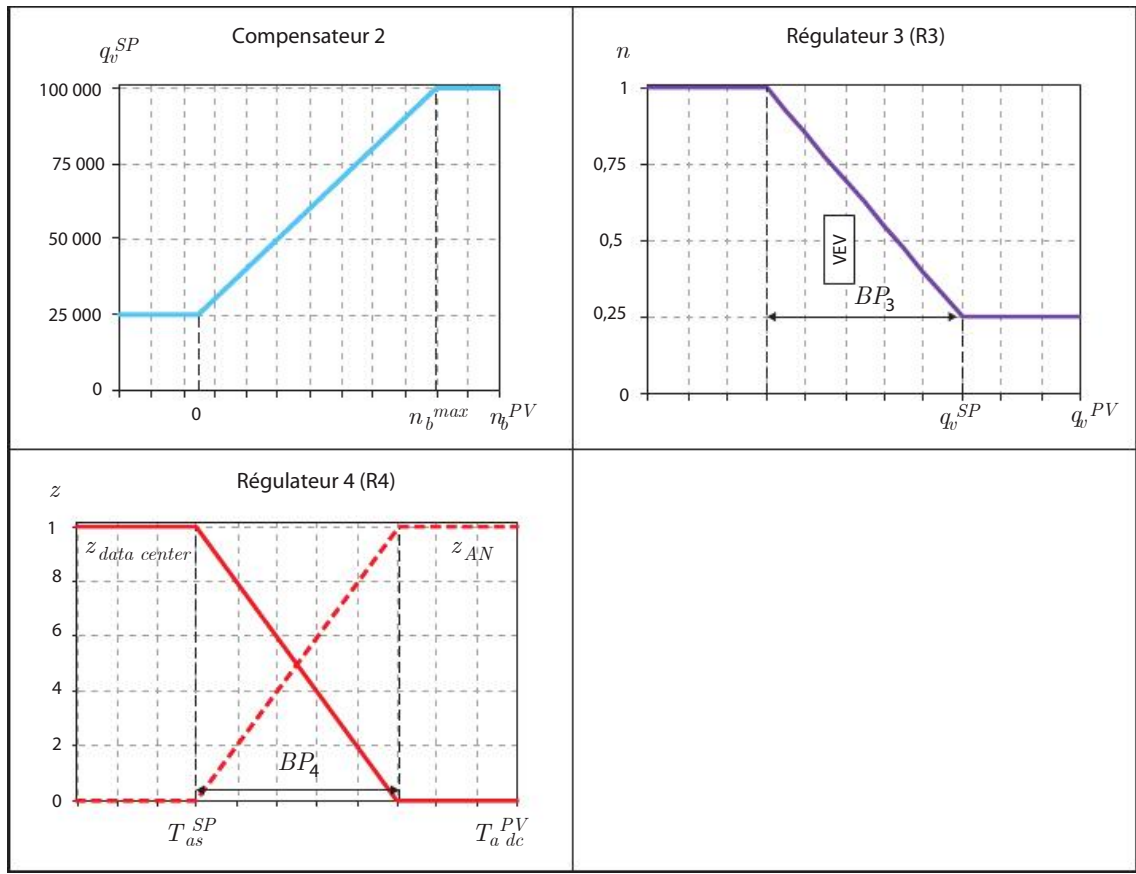
Enfin, pour réaliser le réglage de la qualité d'air en boucle ouverte, on utilise un compensateur qui va délivrer une consigne de débit en fonction du taux d'occupation prévu par l'emploi du temps (edt). Un régulateur viendra ajuster la vitesse de chaque ventilateur pour obtenir le débit désiré. Un sélecteur de maximum viendra choisir entre le signal provenant de la boucle sur le *free cooling* et celle sur la qualité d'air.

Chaque régulateur ou séquenceur sera au moins un régulateur PI pour garantir la précision (pas d'erreur statique). Selon la difficulté de la boucle, ils pourront être paramétrés en PID.

L'ensemble des lois est donné dans le tableau ci-après.







2. Les organes de sécurité à placer sont des pressostats sur les filtres pour détecter un encrassement excessif, des pressostats sur les ventilateurs pour détecter une panne (moteur, courroie, casse) et un thermostat antigel après la batterie chaude pour protéger les batteries du gel de leurs fluides caloporteurs (éclatement des tubes) et pour protéger les éléments en aval.

6.6 Schéma de régulation d'une piscine

Les piscines publiques représentent, en général, un poste de dépenses énergétiques important pour les communes, comme en témoignent certaines fermetures pendant la crise énergétique de 2022-2023. Au-delà de l'enjeu de la conception de piscines sobres et efficaces (enveloppe du bâtiment, production d'ECS et chauffage), il faut, bien sûr, veiller au bon fonctionnement de l'installation *via* la régulation des équipements techniques pour trouver un compromis entre le confort hygrothermique et les consommations d'énergie. Les particularités d'une telle installation ici seront liées à trois points :

- des conditions d'ambiance à respecter, de manière à assurer le confort hygrothermique pour des peaux mouillées (baigneurs) et pour des peaux sèches (maître-nageur, agents de nettoyage, spectateurs) ;
- une qualité d'air intérieur basée sur deux polluants : CO_2 (respiration) et trichloramine NCl_3 (réaction chimique du chlore contenu dans l'eau) ;

- des conditions d'ambiance permettant d'éviter la condensation sur les parois donnant sur l'extérieur et, notamment, sur les baies vitrées.

Vous êtes en charge de réaliser le schéma de régulation/l'analyse fonctionnelle dans le cadre d'un projet de rénovation d'une piscine municipale. L'installation comprend une CTA à air recyclé à débit de soufflage constant. La CTA est équipée de sections de chauffage, de post-chauffage, de déshumidification (*cf.* schéma). La chaleur provient d'un réseau de chaleur et est issue de la récupération de chaleur fatale d'une industrie (papeterie).

La **CTA** est située en toiture et est équipée (*cf.* schéma) :

- de **filtres sur le soufflage et l'extraction** ;
- d'un **caisson de mélange** entre air neuf et air repris comportant des registres conjugués et progressifs (10 %-100 %). L'ouverture minimale pour réaliser le recyclage de l'air vicié dans les conditions nominales (inoccupation) est de 10 % ;
- d'une **batterie à eau chaude** de pré-chauffage (condenseur d'une PAC associée à une batterie froide à détente directe de déshumidification) ;
- d'une **batterie chaude à eau** de post-chauffage, dont le réglage de puissance se fait par une **vanne trois voies** motorisée montée **en répartition** ;
- d'une **batterie froide à détente directe** fonctionnant en tout ou rien uniquement lorsque le bassin est découvert (de 7 h à 21 h) ;
- de **ventilateurs** équipés de **variateurs électroniques de vitesse** (VEV).

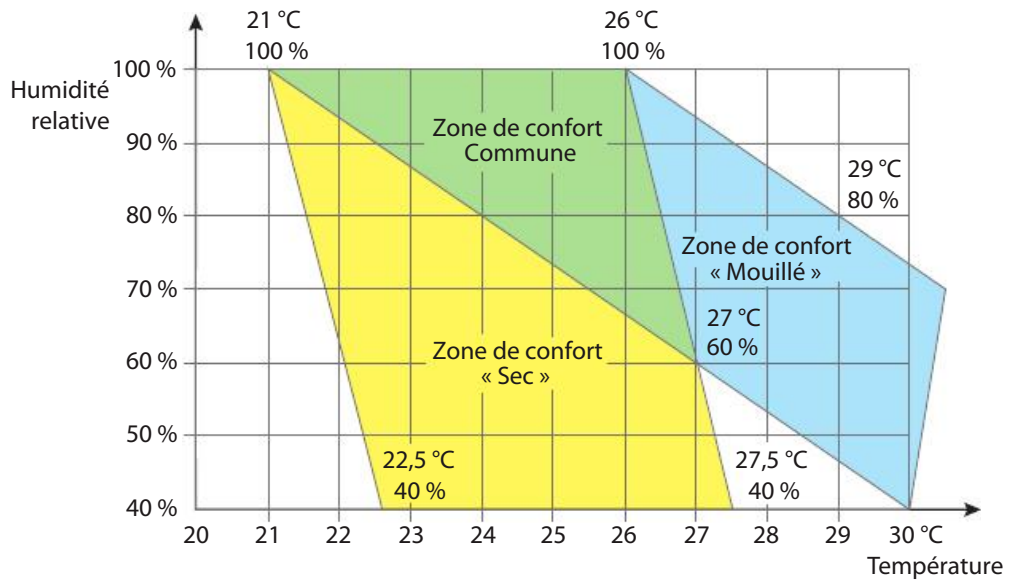
Le maître d'ouvrage a donné son cahier des charges en termes d'exigence en matière de confort hygrothermique et de qualité d'air.

Cahier des charges

Les conditions d'ambiance imposées (les consignes) par le cahier des charges sont pour toute l'année :

- Température sèche ambiante : température permettant d'assurer à la fois le confort de tous les usagers (baigneurs et personnels/spectateurs) et la non-condensation sur les baies vitrées ;
- Humidité relative ambiante : humidité permettant d'assurer à la fois le confort de tous les usagers (baigneurs et personnels/spectateurs) et la non-condensation sur les baies vitrées ;
- Concentration en CO₂ : limitation haute à **1 000 ppm** ;
- Concentration en NCl₃ (trichloramine) : limitation haute à **0,5 mg.m⁻³** ;
- Température de soufflage : limitation haute à **40 °C** ;
- Température d'eau d'alimentation du bassin : **32 °C**.

On donne des informations permettant de situer les zones de confort selon le type de personne (baigneur, spectateur, employé).



Source : Le Moniteur

Principes de régulation :

- La stratégie de régulation de la température et de l'humidité ambiante se fait en **boucle fermée**.
- L'humidité ambiante est régulée *via* l'action sur les registres conjugués pour moduler l'apport d'air neuf et sec (l'air extérieur est considéré plus sec relativement à l'air ambiant, très humide en permanence ici).
- La stratégie de régulation de la qualité d'air se fera en **boucle fermée** *via* l'action sur les **registres conjugués** du caisson de mélange uniquement.
- Le ventilateur de soufflage sera régulé de telle manière qu'il permette de maintenir le débit d'air soufflé (constant) malgré l'encrassement des filtres.

Questions

1. Justifier l'absence de système d'humidification.
2. Justifier l'absence de récupérateur de chaleur sur l'air extrait.
3. Expliquer comment assurer en pratique à la fois :
 - le confort des baigneurs ;
 - le confort des personnels et spectateurs (peau sèche, habillés) ;
 - la non-condensation sur les baies vitrées.
4. Réaliser le schéma de principe de régulation de l'installation, en y faisant figurer l'ensemble des équipements de régulation nécessaires (dont les vannes et pompes manquantes).

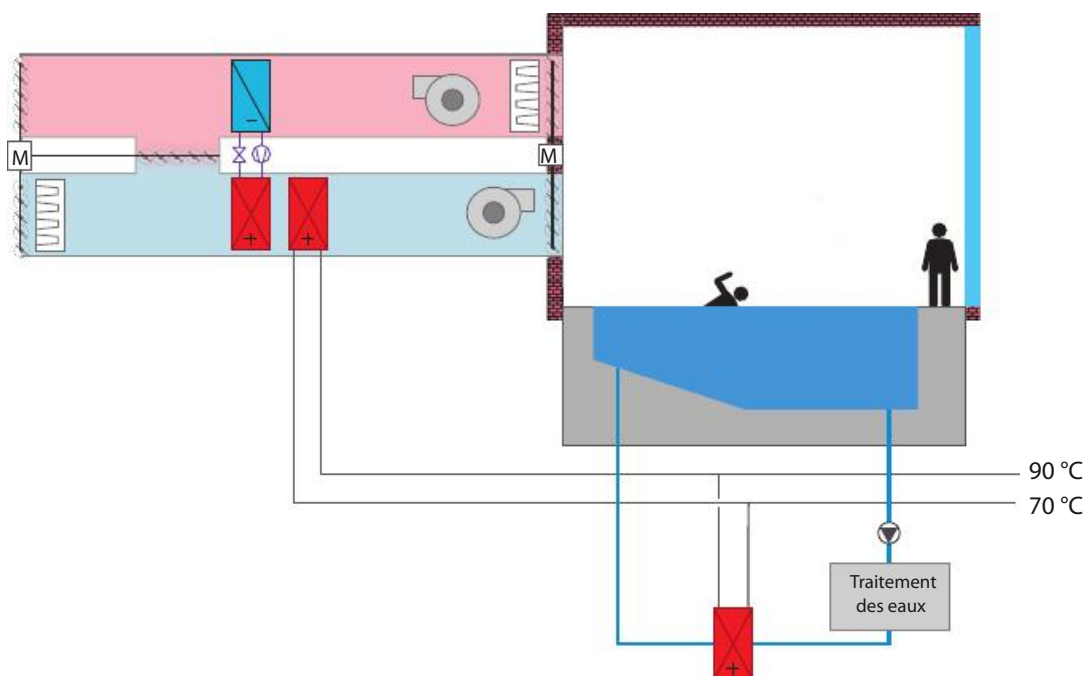
Pour les régulateurs/séquenceurs, vous préciserez :

- le type de régulateur ;
- la loi de régulation (ordonnées, abscisses, consignes, sens d'action).

Pour chaque élément du schéma de régulation (hors régulateurs/séquenceurs), vous préciserez :

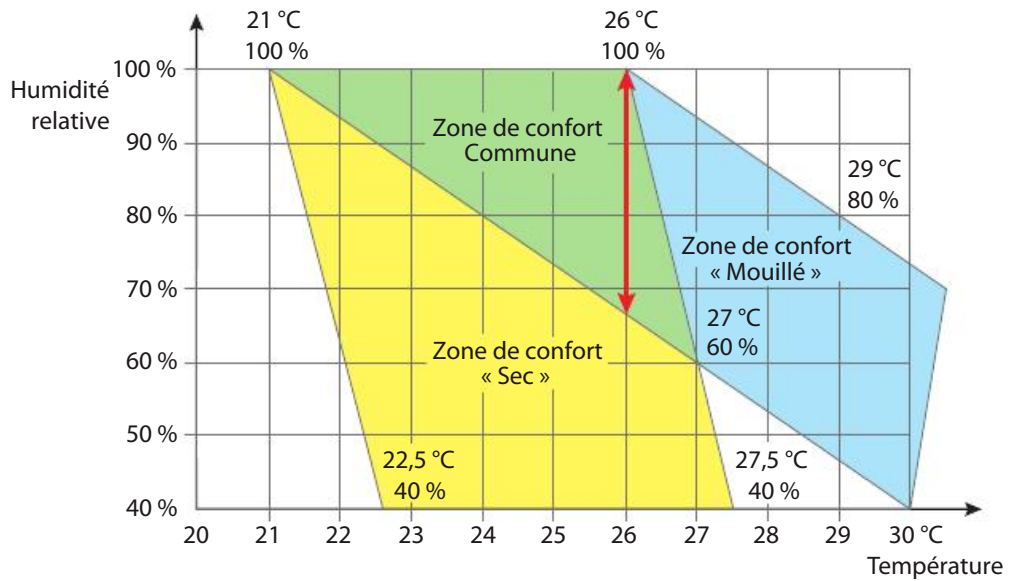
- la fonction élémentaire assurée ;
- les entrées/sorties (abscisses/ordonnées) ;
- le diagramme entrée/sortie.

Un texte explicatif devra rendre compréhensible le schéma de régulation réalisé si nécessaire.



Corrigés

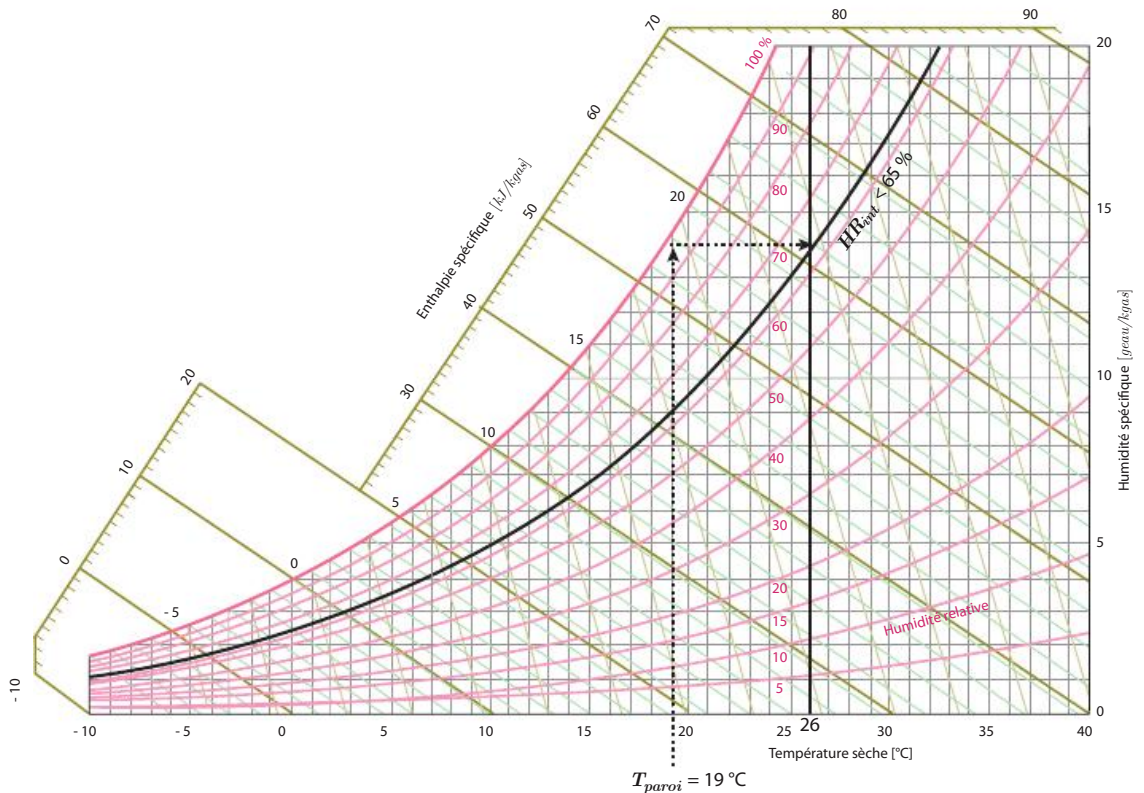
1. Ici, l'eau du bassin va s'évaporer en permanence du fait du déséquilibre entre l'air ambiant partiellement humide et l'air saturé à la surface du bassin. L'humidification de l'air sera davantage favorisée avec la présence des baigneurs, qui vont générer des éclaboussures. Il n'y aura donc jamais besoin d'humidifier, car la dérive naturelle d'un centre aquatique tend à une humidification naturelle. L'unique besoin sera alors de déshumidifier l'air ambiant pour assurer le confort et éviter la condensation sur les parois.
2. La récupération de chaleur se fait déjà au niveau de l'évaporateur de la pompe à chaleur de l'air repris.
3. Pour assurer les 3 critères, plusieurs stratégies sont possibles. Ici, on propose de simplement fixer une température qui assure une plage importante d'humidité relative ambiante : 26 °C.

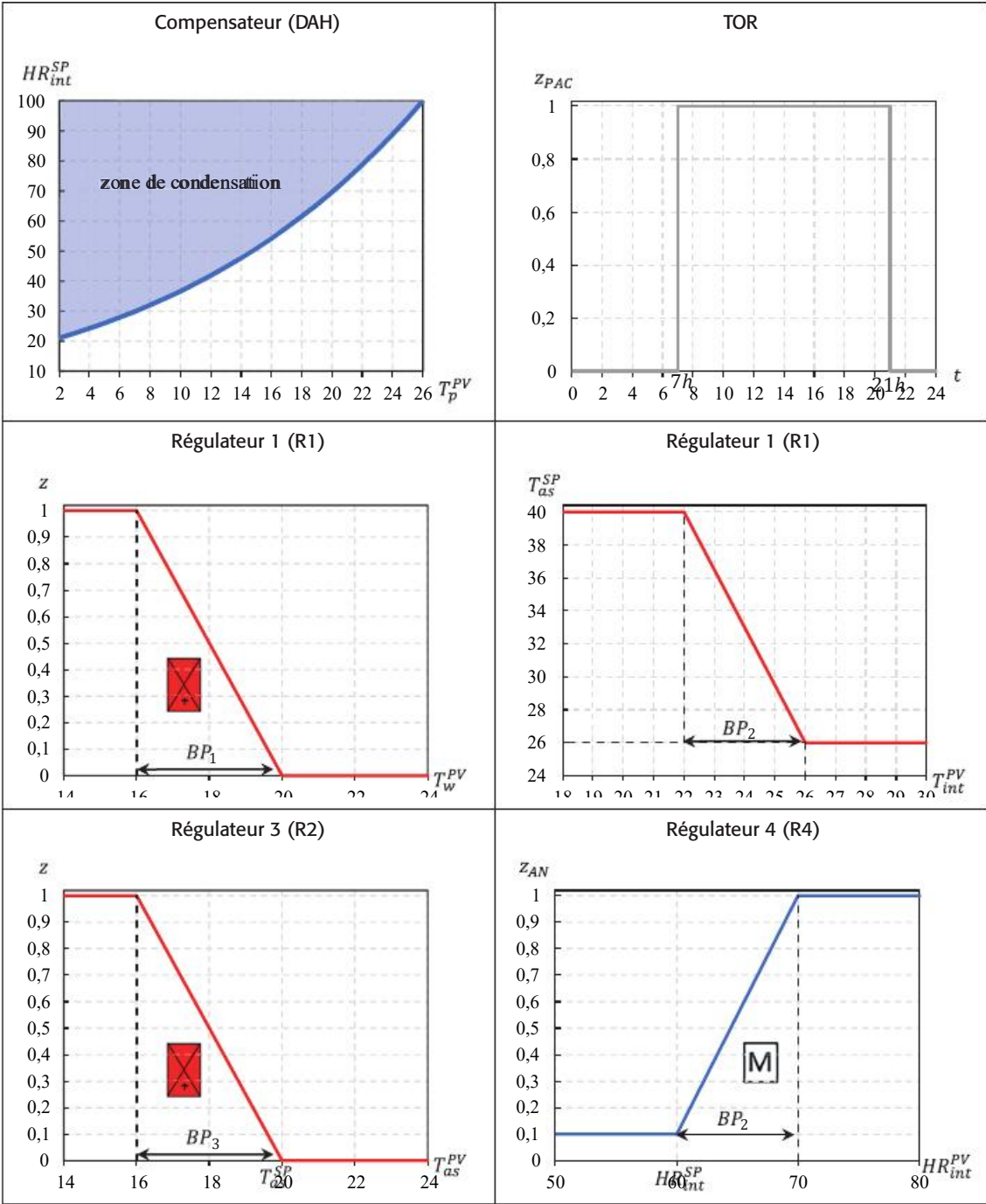


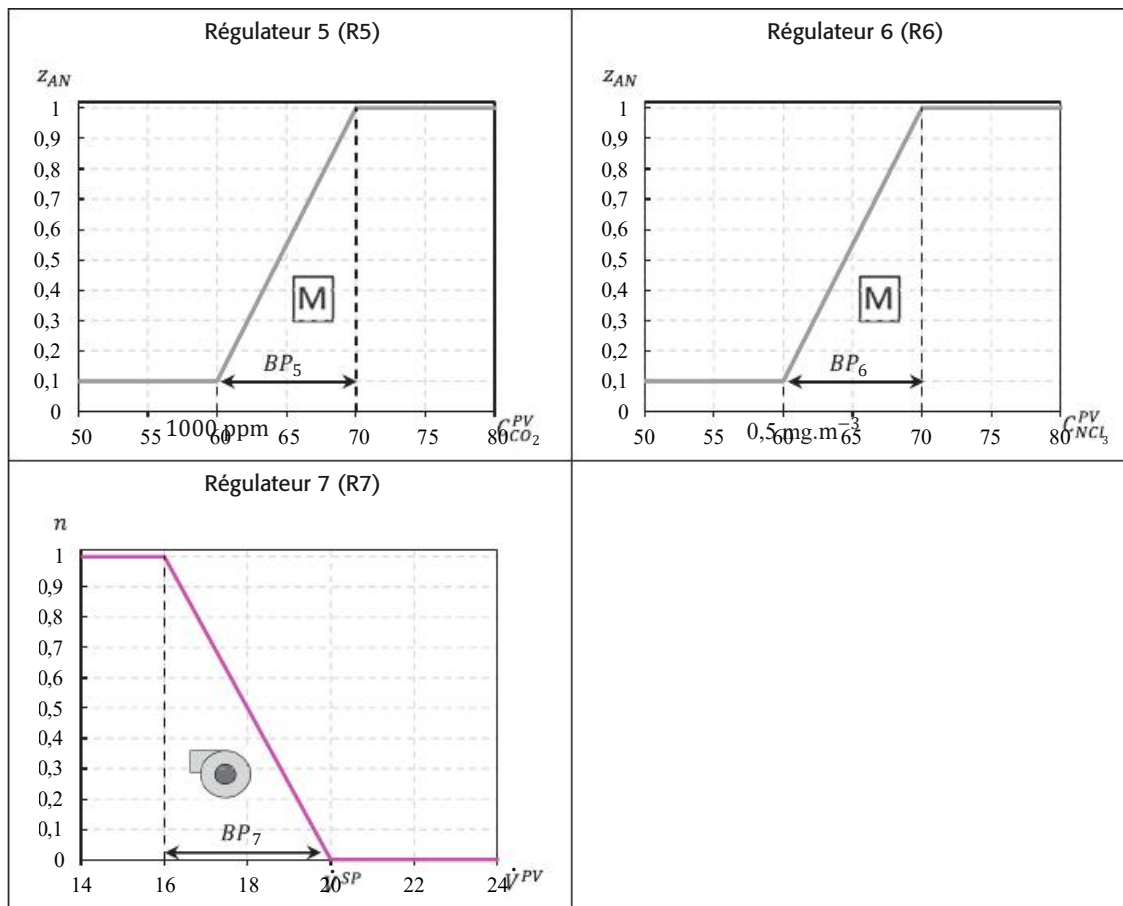
Ensuite, l'humidité relative ambiante de consigne est déterminée de telle manière que la température de rosée de l'air ambiant soit inférieure à la température de paroi. Au niveau de la régulation, on doit donc veiller à avoir :

$$\begin{cases} HR_{int}^{SP} \geq 65 \% \text{ (confort des peaux sèches et mouillées)} \\ HR_{int}^{SP} \text{ telle que : } T_{paroi} > T_{rosée} \end{cases}$$

Par exemple, si la paroi est à 19 °C, alors l'humidité relative devra être inférieure à 65 %. En pratique, on pourra jouer sur la diffusion d'air pour venir souffler l'air chaud et sec le long des baies vitrées également, ce qui permettrait de s'affranchir de ce dernier critère.







6.7 Schéma de régulation d'une installation d'air neuf centralisée et traitements individualisés

On donne ci-après le schéma de principe d'une installation de traitement d'air d'un bâtiment de bureaux composée :

- d'une centrale tout air neuf assurant la ventilation des locaux en air hygiénique prétraité, composée :
 - d'un récupérateur de chaleur équipé d'un by-pass,
 - d'une batterie chaude,
 - d'un humidificateur à vapeur ;
- d'une centrale de faux plafond **par local** (unité de traitement d'air UTA) composée, outre le ventilateur :
 - d'un caisson de mélange ;
 - d'une batterie chaude à eau ;
 - d'une batterie froide à eau.

Le cahier des charges impose de maintenir les conditions suivantes dans les différents bureaux :

- En période de chauffage :
 - $T_{int} = 20\text{ °C}$,
 - $HR_{int} \geq 30\text{ %}$;
- En période de refroidissement :
 - $T_{int} = 26\text{ °C}$ (à partir de $T_{ext} = 32\text{ °C}$),
 - pas de contrôle d'hygrométrie.

La température extérieure de non-chauffage sera considérée comme égale à 15 °C .

Pour satisfaire ce cahier des charges, on propose les asservissements suivants :

- la température ambiante de chaque bureau sera régulée en agissant uniquement en séquence sur les batteries chaude et froide de la centrale de faux plafond associée (unité de traitement d'air UTA) ;
- l'humidité relative ambiante des bureaux sera contrôlée en période de chauffage par action sur l'humidificateur de la centrale tout air neuf ;
- la température d'air soufflé de la centrale air neuf sera régulée de manière à assurer une température minimale de 16 °C . On agira ainsi sur la batterie chaude électrique de cette centrale. Le réglage de la puissance de cette batterie chaude se fera par une action de type chronoproportionnelle *via* la mise en place d'une vanne de courant (signal d'entrée : $0\text{-}10\text{ V}$) ;
- l'action sur les registres du by-pass se fera par une action en tout ou rien, comme suit :
 - by-pass ouvert pour T_{ext} supérieure ou égale à 17 °C et T_{ext} inférieure à 24 °C ;
 - by-pass fermé pour T_{ext} inférieure ou égale à 15 °C et T_{ext} supérieure ou égale à 26 °C .

Une limitation haute de l'humidité relative d'air soufflé à 85 % devra être réalisée sur la centrale air neuf. Le réglage de puissance des batteries à eau (chaude et froide) se fera à l'aide de vanne deux voies.

Questions

1. Compléter le schéma de principe de l'installation, joint au sujet, en y faisant figurer l'ensemble des équipements de régulation nécessaires. Des sondes supplémentaires peuvent être ajoutées aux capteurs mis en place sur le schéma.

Pour chaque équipement, vous préciserez :

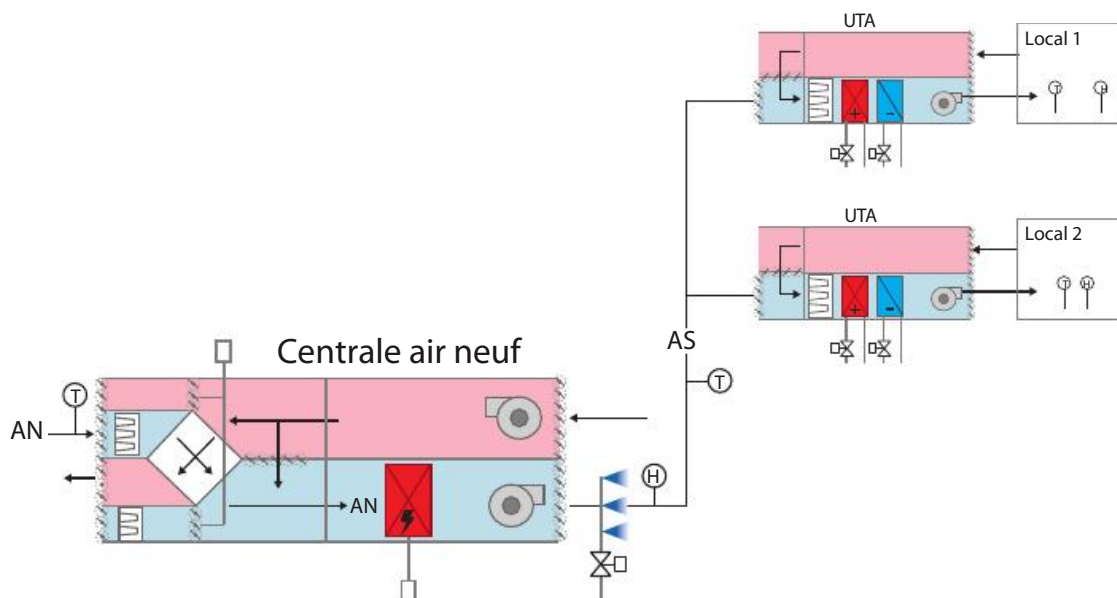
- la fonction assurée ;
- les entrées/sorties ;
- le diagramme entrée/sortie.

Pour les régulateurs, vous préciserez :

- le mode de réglage approprié, que vous justifierez (P, PI, PID) ;
- le sens d'action.

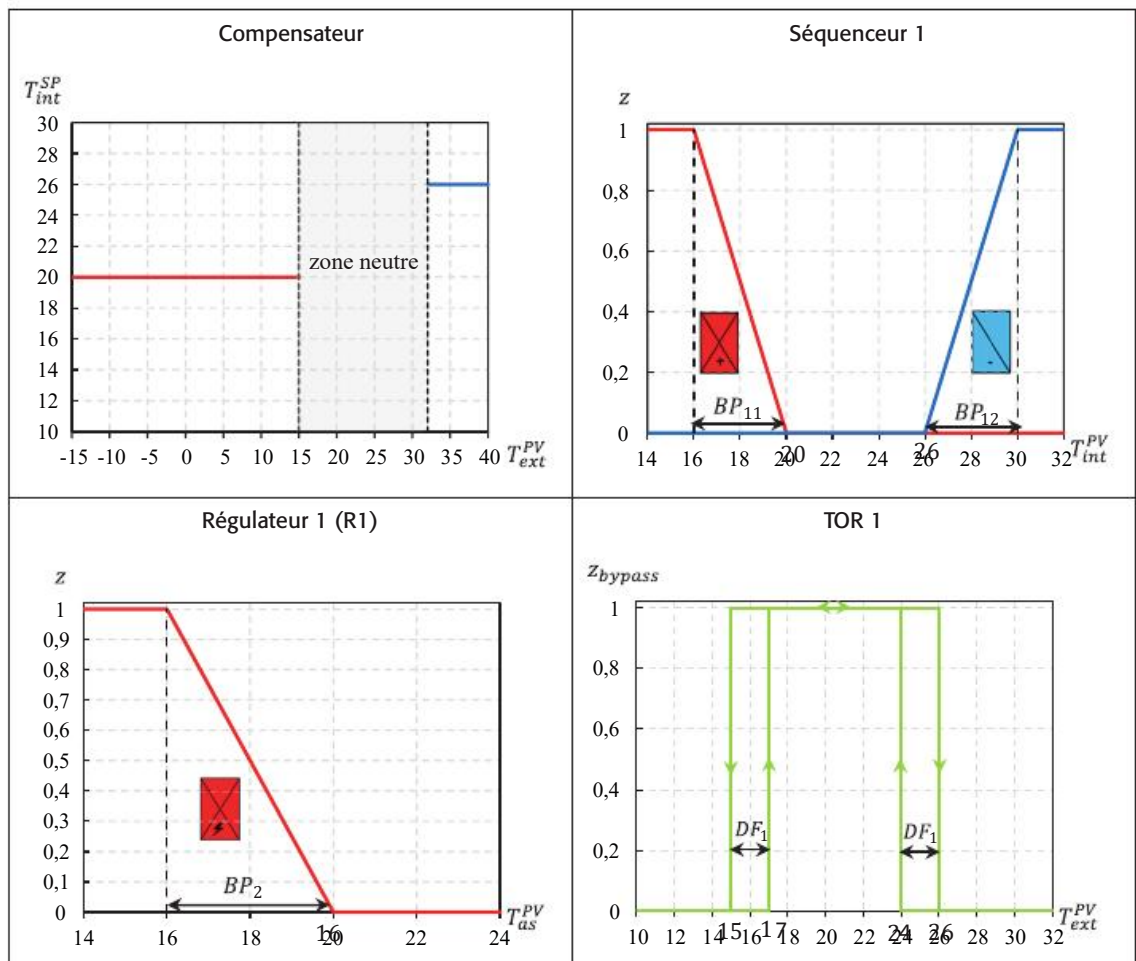
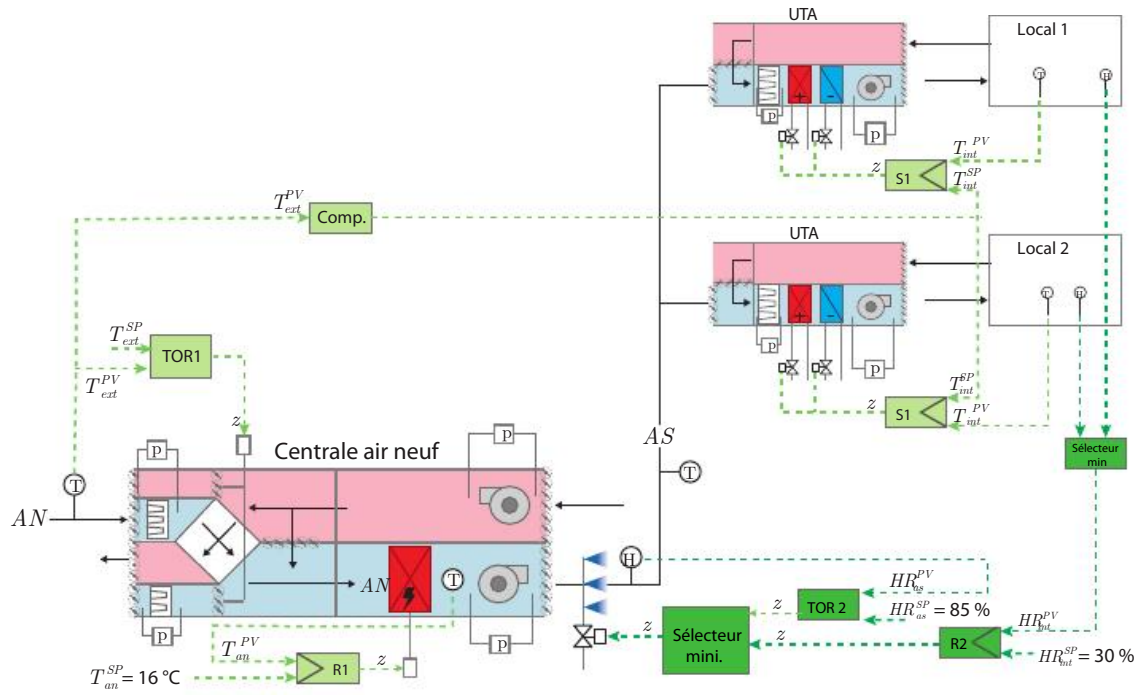
Un texte explicatif devra rendre compréhensible le schéma de régulation.

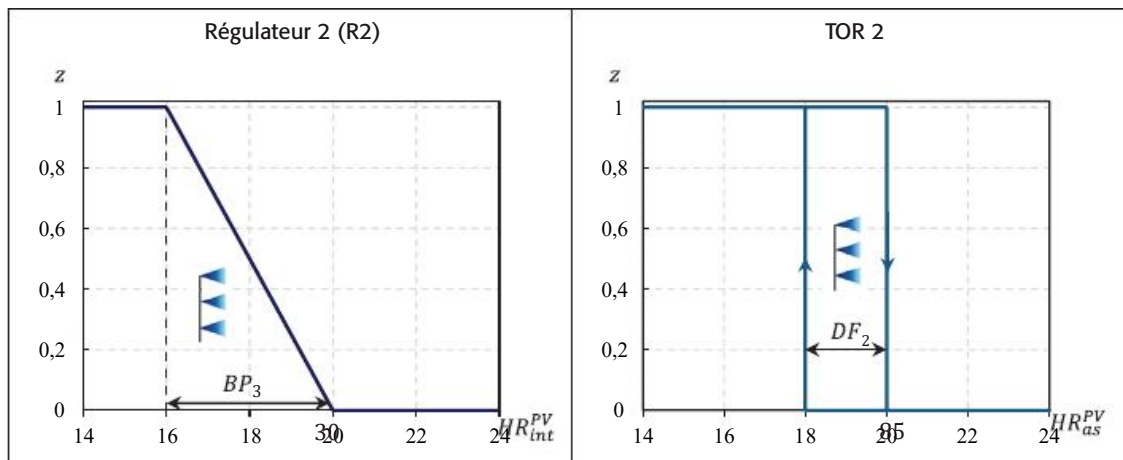
2. Proposer les sécurités minimales nécessaires sur cette installation, les faire figurer sur le schéma de principe.



Corrigés

La température ambiante est asservie en boucle fermée simple. La consigne est déterminée automatiquement en fonction de la mesure de la température extérieure. Entre 15 °C et 32 °C à l'extérieur, aucune consigne n'est générée (mi-saison ou période de non-chauffage et de non-refroidissement) de manière à créer une zone neutre sans recours à la production de chaleur ou de froid. Pour l'humidité relative ambiante, un sélecteur détermine le local le plus défavorisé (sélecteur de minimum) pour établir la consigne qui sera considérée pour la centrale d'air neuf. Au niveau de l'air neuf, un deuxième sélecteur doit être mis en place afin de sélectionner le signal minimum entre une première boucle qui vérifie si la limite haute est respectée sur l'humidité relative et une deuxième boucle sur l'humidité relative ambiante. Si l'humidité relative au soufflage est trop haute, il suffira d'arrêter l'humidificateur puisque, en hiver, l'air extérieur est relativement sec (*cf.* DAH), la dérive naturelle fera baisser l'humidité relative de soufflage sans avoir recours à un système actif. Le récupérateur de chaleur est régulé de telle sorte qu'il soit by-passé en mi-saison là où les températures entre l'intérieur et l'extérieur sont relativement proches. Le récupérateur de chaleur est également utilisé en été pour conserver la fraîcheur du bâtiment et favoriser le rafraîchissement passif, ce qui permettra de limiter le recours à la climatisation. L'ensemble des régulateurs seront des régulateurs PI pour avoir une réponse rapide et précise, excepté pour la limite haute de soufflage et pour le récupérateur de chaleur (mise en place de régulateurs TOR). Les éléments de sécurité principaux seront des pressostats sur tous les ventilateurs et les filtres.





6.8 Schéma de régulation d'une installation de traitement d'air d'un *open space*

On donne ci-après le schéma de principe d'une installation de traitement d'air d'un bâtiment de bureaux (type *open space*), composée :

- d'une centrale tout air neuf assurant la ventilation des locaux en air hygiénique prétraité, composée :
 - d'un récupérateur de chaleur équipé d'un by-pass,
 - d'une batterie froide à eau raccordée à un système de *géo cooling*,
 - d'une batterie chaude,
 - d'un humidificateur à vapeur ;
- d'une centrale de faux plafond fonctionnant en tout air recyclé et composée, outre le ventilateur :
 - d'une batterie chaude à eau,
 - d'une batterie froide à eau.

Le cahier des charges impose de maintenir les conditions suivantes dans les bureaux :

- En période de chauffage :
 - $T_{int} = 20\text{ °C}$,
 - $HR_{int} \geq 30\%$;
- En période de refroidissement :
 - $T_{int} = 26\text{ °C}$ (à partir de $T_{ext} = 32\text{ °C}$),
 - pas de contrôle d'hygrométrie.

La température extérieure de non-chauffage sera considérée comme égale à 15 °C .

Pour satisfaire ce cahier des charges, on propose les asservissements suivants :

- la température ambiante de la zone bureaux sera régulée en agissant uniquement en séquence sur les batteries chaude et froide de la centrale de faux plafond fonctionnant en tout air recyclé ;

- l'humidité relative de la zone bureaux sera contrôlée en période de chauffage par action sur l'humidificateur de la centrale tout air neuf ;
- la température d'air soufflé de la centrale air neuf sera régulée de telle sorte que sa consigne soit compensée en fonction de la température ambiante des bureaux comme suit :
 - Consigne $T_{\text{soufflage}} = 17\text{ °C}$ pour une température ambiante de 26 °C ,
 - Consigne $T_{\text{soufflage}} = 20\text{ °C}$ pour une température ambiante inférieure ou égale à 24 °C .

On agira ainsi sur la batterie froide et la batterie chaude de cette centrale :

- l'action sur les registres du by-pass se fera par une action en tout ou rien comme suit :
 - by-pass ouvert pour T_{ext} supérieure ou égale à 17 °C et T_{ext} inférieure à 24 °C ;
 - by-pass fermé pour T_{ext} inférieure ou égale à 15 °C et T_{ext} supérieure ou égale à 26 °C ;
- une limitation haute de l'humidité relative d'air soufflé à 85 % devra être réalisée sur la centrale air neuf.

Le réglage de puissance des batteries (chaude et froide) doit être assuré par variation de débit à l'aide de vannes deux voies.

Questions

1. Compléter le schéma de principe de l'installation, joint au sujet, en y faisant figurer l'ensemble des équipements de régulation nécessaires. Des sondes supplémentaires peuvent être ajoutées aux capteurs mis en place sur le schéma.

Pour chaque équipement, vous préciserez :

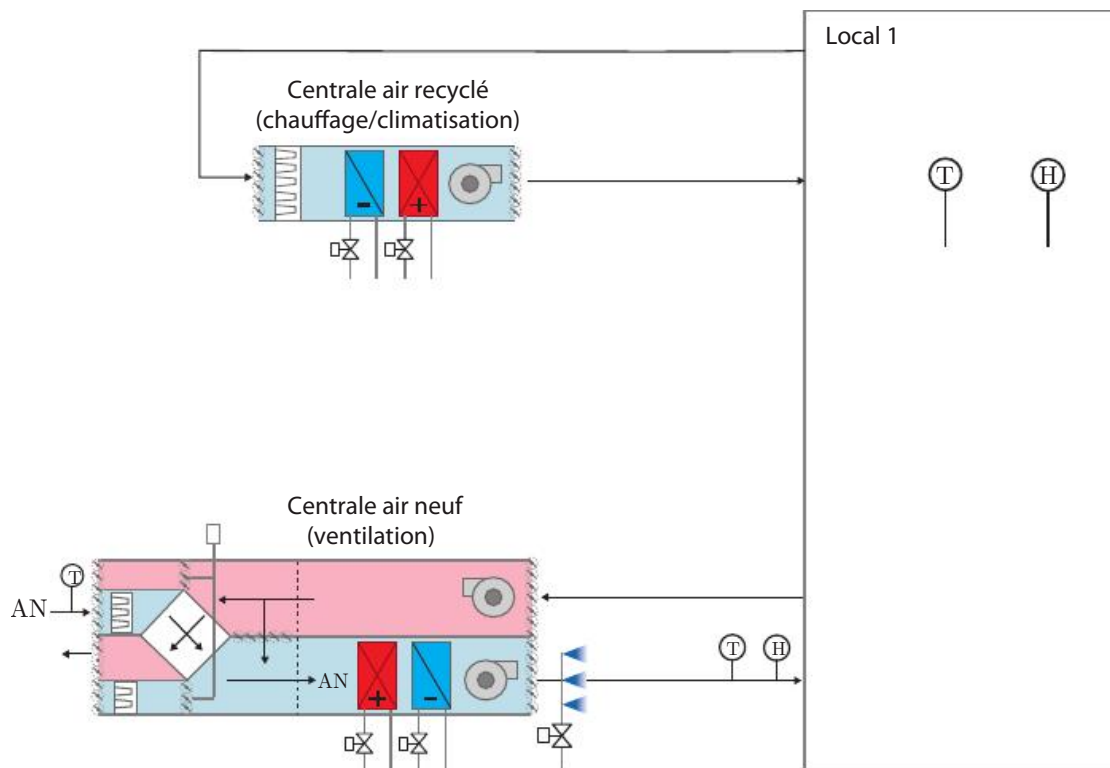
- la fonction assurée ;
- les entrées/sorties ;
- le diagramme entrée/sortie.

Pour les régulateurs, vous préciserez :

- le mode de réglage approprié, que vous justifierez (P, PI, PID) ;
- le sens d'action.

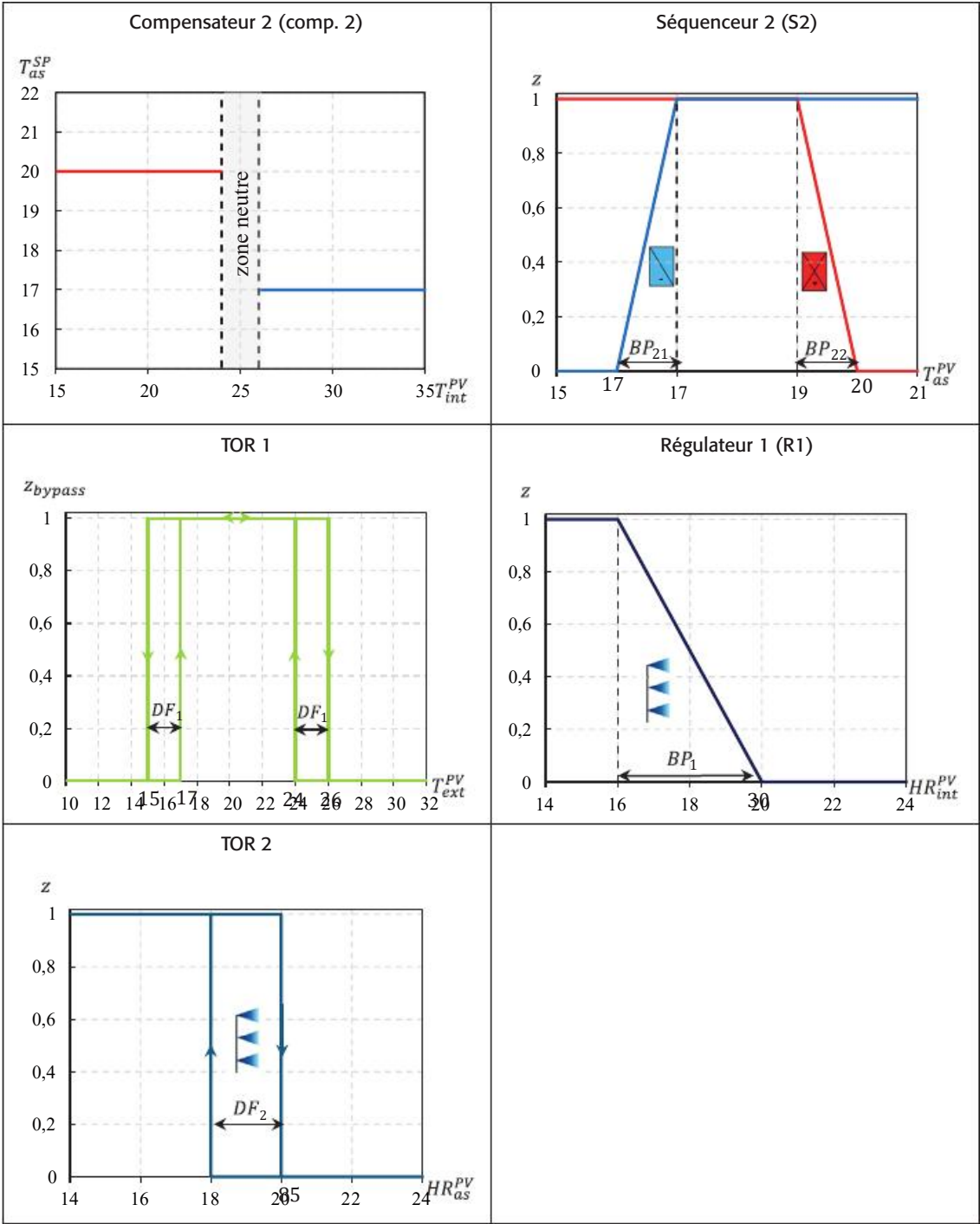
Un texte explicatif devra rendre compréhensible le schéma de régulation.

2. Proposer les sécurités minimales nécessaires sur cette installation, les faire figurer sur le schéma de principe.



Corrigés

1. et 2. La température ambiante est asservie en boucle fermée simple. La consigne est déterminée automatiquement en fonction de la mesure de la température extérieure. Entre 15 °C et 32 °C à l'extérieur, aucune consigne n'est générée (mi-saison ou période de non-chauffage et de non-refroidissement) de manière à créer une zone neutre sans recours à la production de chaleur ou de froid. La température de l'air soufflé pour l'air neuf est simplement régulée en boucle fermée selon des consignes dépendant de la température ambiante afin de souffler de l'air tempéré dans la pièce, puisque les centrales tout air recyclé ajusteront la température ambiante par la suite. Pour l'humidité relative ambiante, une boucle fermée, simple, est mise en place en parallèle d'une boucle vérifiant la condition sur la limite haute de soufflage. Un sélecteur est mis en place afin de sélectionner le signal minimum entre les deux boucles de manière à arrêter l'humidificateur lorsque la limite haute est atteinte. En effet, si l'humidité relative au soufflage est trop haute, il suffira d'arrêter l'humidificateur puisque, en hiver, l'air extérieur est relativement sec (*cf.* DAH), la dérive naturelle fera baisser l'humidité relative de soufflage sans avoir recours à un système actif. Le récupérateur de chaleur est régulé de telle sorte qu'il soit by-passé en mi-saison, là où les températures entre l'intérieur et l'extérieur sont relativement proches. Le récupérateur de chaleur est également utilisé en été pour conserver la fraîcheur du bâtiment et favoriser le rafraîchissement passif, ce qui permettra de limiter le recours à la climatisation, même si, ici, on utilise un système de *géo cooling*. L'ensemble des régulateurs seront des régulateurs PI pour avoir une réponse rapide et précise, excepté pour la limite haute de soufflage, pour le récupérateur de chaleur (régulateur TOR). Les éléments de sécurité principaux seront des pressostats sur tous les ventilateurs et les filtres, et un thermostat antigel sur la batterie chaude de la CTA tout air neuf.



6.9 Schéma de principe d'une chaufferie hybride : biomasse et solaire

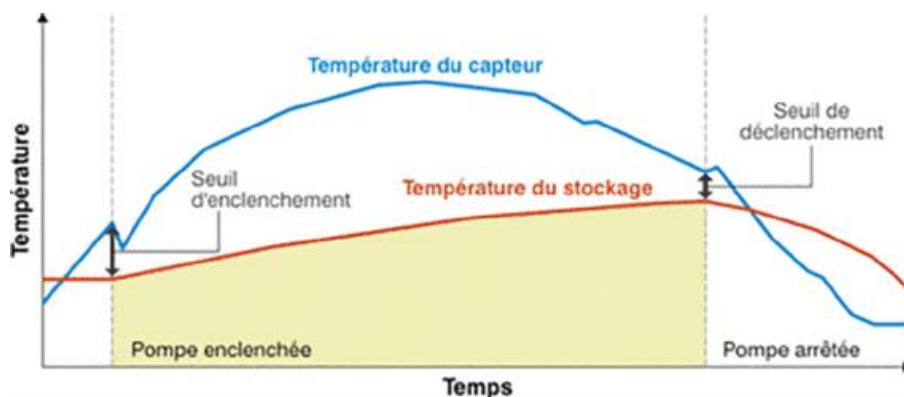
Vous avez la charge de mettre au point la régulation d'une installation de chauffage 100 % énergies renouvelables (biomasse + solaire). De nombreux fabricants proposent des solutions biénergies : bois bûche/solaire thermique. Ce choix se justifie surtout du fait de la disponibilité alternée des deux énergies en hiver et en été. Le solaire est à privilégier en été pour l'ECS, et la chaudière en hiver pour le chauffage et l'ECS. Vous devez dessiner le schéma de régulation ainsi que les différentes lois pour le bon fonctionnement de l'installation en suivant le cahier des charges suivant :

- **Chaudière à bûches**

- Le circulateur doit être placé sur le retour de l'installation, où la température est moins chaude, et doit pouvoir résister aux températures de fonctionnement ainsi qu'aux pressions de l'installation. Il permet la circulation de l'eau dans la boucle primaire de la chaudière. Pour que le stockage d'énergie soit efficace, on règle le départ à partir de **80 °C**. On asservit la vitesse de la pompe primaire (vitesse minimum à **30 %**) pour réguler la température de départ à **80 °C**.
- Pour éviter la condensation humide et acide dans la chaudière bois, la température de retour d'eau doit être supérieure au point de rosée des fumées issues de la combustion du bois. Il est donc impératif d'assurer des retours chauds à l'appareil (supérieurs à **60 °C**) en utilisant une vanne trois voies électromécanique (une sonde de température sur le retour chaudière pilote le moteur de la vanne trois voies).
- Pour éviter toute surchauffe (température d'eau supérieure à **95 °C**), la combustion des bûches étant inarrêtable une fois la chaudière démarrée, on utilise une vanne deux voies **TOR** permettant l'arrivée d'eau froide dans un échangeur de sécurité dit « à eau perdue » (l'eau de refroidissement est évacuée dans le réseau d'assainissement).

- **La boucle solaire**

- Il est important de veiller à « laisser de la place » à l'énergie ECS pseudo-instantanée. Le solaire va d'abord chauffer le dessus du ballon pour être sûr d'avoir de l'ECS même avec peu de soleil, puis la vanne trois voies va permettre la montée en température de tout le ballon pour participer au chauffage. Il faut donc piloter la vanne trois voies du circuit solaire en **TOR** de manière à chauffer d'abord jusqu'à **80 °C** le haut du ballon, puis à chauffer le bas du ballon ensuite.
- La production solaire est pilotée *via* l'autorisation de fonctionnement (en **TOR**) de la pompe en regard d'un différentiel de température : le dispositif de régulation commande le transfert de l'énergie solaire captée vers le ballon de stockage, seulement si la température du fluide caloporteur dans les capteurs solaires est supérieure à celle de l'eau contenue dans le bas du ballon d'hydro-accumulation. Pour éviter des arrêts et des mises en marche successifs (phénomène de « *stop and go* »), la température de démarrage devra en outre prendre en compte le refroidissement du capteur lors de l'enclenchement (*cf.* figure ci-après).



Source : Energieplus-lesite.be.

En effet, l'ensemble du liquide de la boucle solaire, plus froid que celui des capteurs, provoquera au démarrage une diminution de température du capteur. Le régulateur TOR sera caractérisé par une hystérésis avec des différentiels de démarrage (DD) et d'arrêt (DA) tels que :

- DD = 5 à 7 K (on prendra **6 K** ici) pour le démarrage ;
- DA = 3 à 4 K (on prendra **4 K** ici) pour l'arrêt.
- Le circulateur de la boucle solaire assure la circulation du liquide caloporteur dans le respect des débits souhaités. Il est à vitesse variable. Une fois l'autorisation de démarrer reçue, le réglage de la vitesse du circulateur se fait en fonction du différentiel de température entre le capteur et le bas du ballon. La consigne est de **20 K** et la vitesse minimum de la pompe est de **30 %**.
- En période de non-chauffage, la résistance électrique permettra de réguler la température en haut du ballon à **60 °C** pour pallier le manque d'énergie solaire ou tout défaut de la boucle solaire. Cette régulation suivra un programme horaire (mise en route uniquement entre 23 h et 6 h).

• Les émetteurs de chaleur

Une régulation en boucle ouverte en fonction de la température extérieure est mise en œuvre. Elle est indispensable pour la bonne gestion de la décharge du stockage d'énergie. Elle agit sur les vannes trois voies au départ des circuits de chauffage et règle la température d'eau alimentant ces circuits en fonction de la température extérieure.

- **Pour des planchers chauffants** : un circulateur à vitesse variable est installé pour limiter les consommations électriques et les bruits. Un régulateur avec une sonde extérieure permet d'adapter la température de départ d'eau chaude en fonction de la rigueur du climat (régime d'eau à fixer et à justifier). Un thermostat de sécurité (obligatoire) limitant la température en entrée à **55 °C** évite les surchauffes au niveau du sol. En cas de dépassement, il doit fermer la vanne trois voies et arrêter le circulateur.
- **Pour des radiateurs haute température** : un circulateur à vitesse variable est installé pour limiter les consommations électriques et les bruits. Un régulateur avec une sonde extérieure permet d'adapter la température de départ d'eau chaude en fonction de la rigueur du climat (régime d'eau à fixer et à justifier).
- **Robinetts thermostatiques**
Ils équipent les radiateurs uniquement.

Question

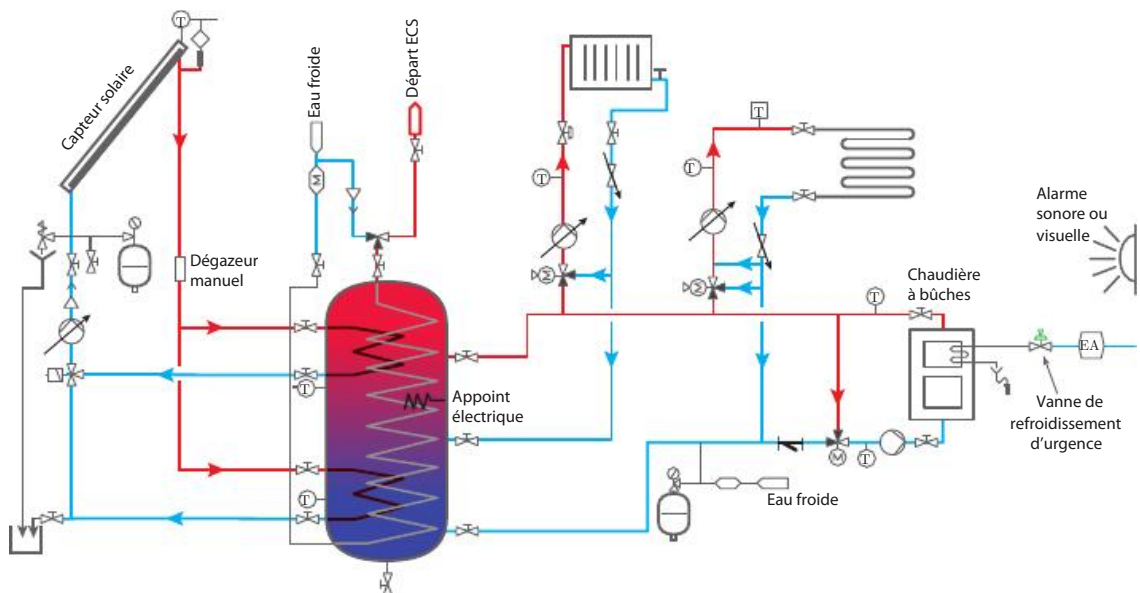
1. Réaliser le schéma de régulation permettant de contrôler l'ensemble des organes de réglage pour la production biomasse et la production solaire. Pour les régulateurs, vous préciserez :

- le type de régulateur ;
- la loi de régulation (ordonnées, abscisses, consignes, sens d'action).

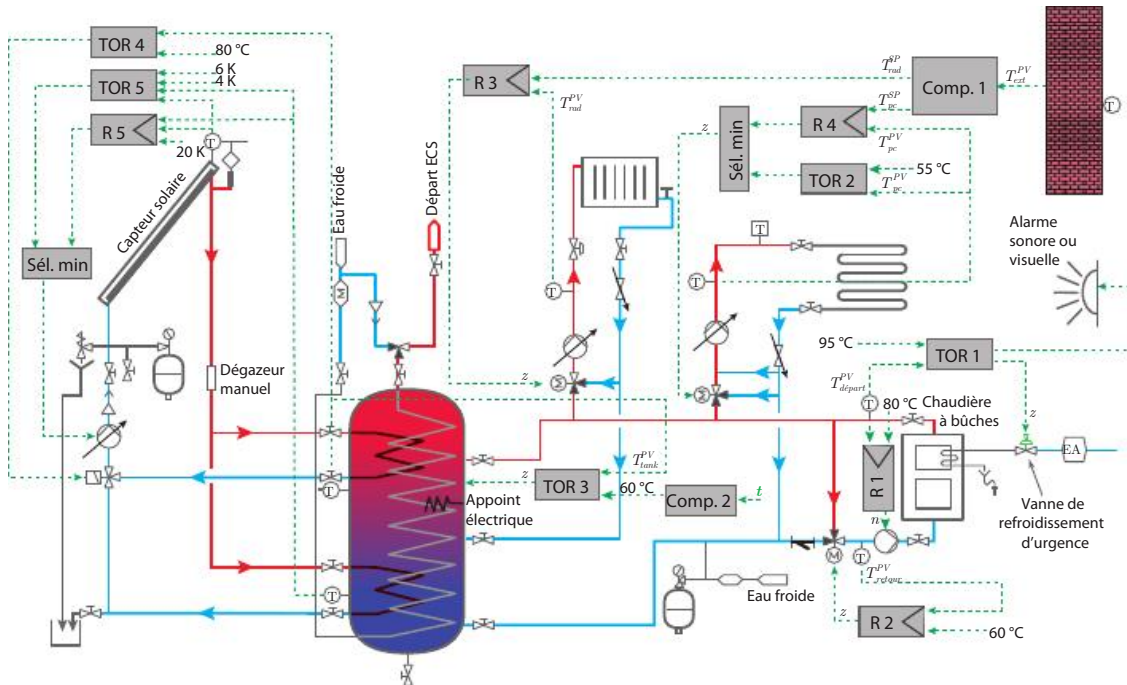
Pour chaque élément du schéma de régulation (hors régulateurs), vous préciserez :

- la fonction élémentaire assurée ;
- les entrées/sorties (abscisses/ordonnées) ;
- le diagramme entrée/sortie.

Un texte explicatif devra rendre compréhensible le schéma de régulation réalisé, si nécessaire.



Corrigés

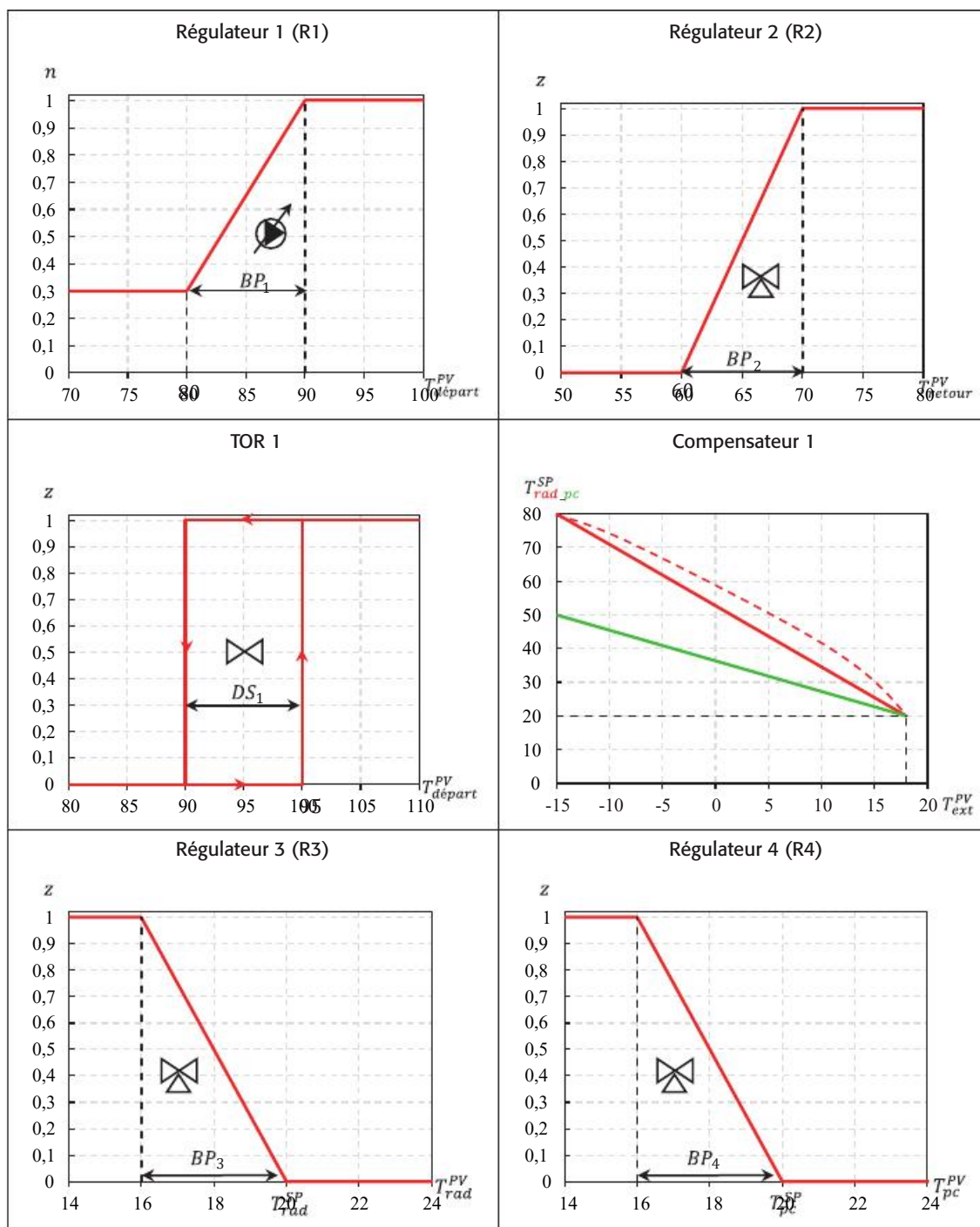


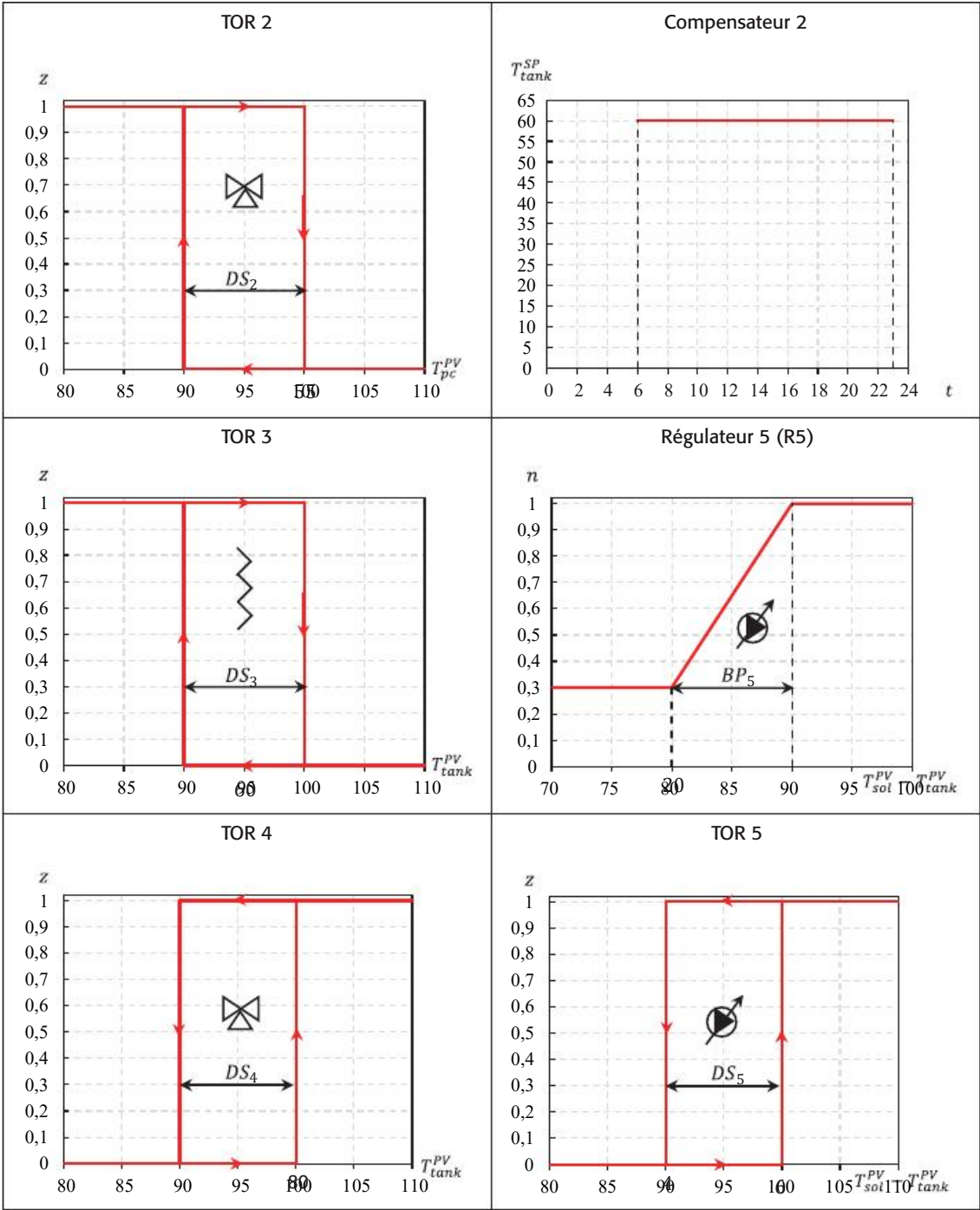
Tout d'abord, deux lois d'eau différenciées (haute et basse températures) sont mises en place pour générer des consignes de températures pour les réseaux « radiateurs » et « plancher chauffant » (cf. lois du compensateur 1). On choisit des températures nominales respectivement de 80 °C et de 50 °C avec des évolutions linéaires. Pour les radiateurs, en toute rigueur, la loi d'eau devrait être légèrement concave. Des régulateurs de type PI régulent des vannes trois voies montées en mélange pour mitiger l'eau de départ dans le réseau. Pour le plancher chauffant, un régulateur TOR est mis en place pour vérifier que la température ne dépasse pas 55 °C. Au niveau de la chaudière à bûches, un régulateur TOR vérifie que l'eau ne surchauffe pas. Dans ce cas, une vanne deux voies s'ouvre et refroidit la chaudière en eau perdue, parce que la combustion ne peut être arrêtée. On se sert alors d'un régulateur TOR. Le réglage de la température de départ de la chaudière à bûches se fait par variation de vitesse sur la pompe de circulation, car la combustion n'est pas maîtrisable. On utilise un régulateur de type PI avec une consigne fixe à 80 °C. Enfin, une boucle de régulation contrôle la température des retours, qui doivent être supérieurs à 60 °C en réglant une vanne trois voies mélangeuses *via* un régulateur de type PI. Enfin, des robinets thermostatiques (déjà dessinés) régulent la puissance des radiateurs pièce par pièce *via* une boucle fermée de régulation.

Au niveau du ballon, hors période de chauffage, une horloge permet de n'autoriser le fonctionnement de la résistance électrique que durant les heures creuses en ne délivrant une consigne que sur cette plage horaire. Ensuite, un régulateur TOR déclenche la résistance lorsque le niveau de température du ballon est trop bas malgré l'installation solaire.

Enfin, au niveau du système solaire, un régulateur de type TOR permet de déclencher ou d'arrêter la pompe en fonction de la différence de température entre le panneau solaire et l'eau en bas du ballon : la pompe se déclenchera lorsque la température du panneau solaire sera supérieure de 6 K et s'arrêtera lorsque la différence sera de 4 K. Ensuite, un régulateur de type PI commande la pompe à vitesse variable de manière à réguler la différence de température entre le bas du ballon et le panneau solaire de 20 K. Enfin, un régulateur TOR ouvre la vanne

trois voies lorsque le haut du ballon a atteint 80 °C pour ensuite chauffer le bas du ballon. L'ensemble des lois est compilé dans le tableau suivant :





Bibliographie

- [1] A. Triboix & J.-B. Bouvenot, *Les transferts thermiques par l'exemple : conduction, convection, rayonnement, échangeurs de chaleur, méthodes numériques*, Eyrolles, 2015, 500 pages
- [2] H. Recknagel, E. Sprenger & E.R. Schramek, *RECKNAGEL-Génie climatique*, Dunod, 5^e édition en langue française, 2000 pages, 2013
- [3] R. Cyssau, *Manuel de la régulation et de la gestion technique*, Pyc Livres, 378 pages, 2000
- [4] J. Desmons & L. Leroy, *Régulation en génie climatique : froid, climatisation, chauffage*, Dunod, 3^e édition, 400 pages, 2016
- [5] J.G. Ziegler, N.B. Nichols et N.Y. Rochester Optimum Settings for Automatic Controllers, *Transactions of the ASME*, Novembre 1942, 64, 759-768.
- [6] Siemens, *SIEMENS-SIMATIC S7 1200, S7 1500. Régulation PID*, Siemens. *Description fonctionnelle*, documentation technique, 2014, 524 pages
- [7] J.M. Flaus, *La régulation industrielle*, Editions Hermes, 1994
- [8] PH. De Larminat, *Automatique*, Editions Hermes, 1996

Chez le même éditeur (extrait du catalogue)

Réglementation

Bernard de Polignac, Jean-Pierre Monceau, Xavier de Cussac et Pascal Lesieur, *Expertise immobilière. Guide pratique*, 7^e édition, 512 p., 2019

Vincent Borie, *La médiation à l'usage des professionnels de la construction*, 136 p., 2017

Gérald Pinchera, *Passation et gestion des marchés privés de travaux. Guide pratique*, 104 p., 2017

Jean-Louis Sablon, *Défauts de construction : que faire ? Guide juridique et pratique*, 144 p., 2016

Construction

Brice Fèvre & Sébastien Fourage, *Mémento du conducteur de travaux*, 6^e éd., 160 p.

Léonard Hamburger, *Maître d'œuvre bâtiment. Guide pratique, technique et juridique*, 9^e éd., 720 p., 2023

Victor Davidovici, *Le projet de construction parasismique*, 464 p., 2019

Erick Ringot, *Calcul des ouvrages. Résistance des matériaux et fondement du calcul des structures*, 512 p., 2017

Erick Ringot, Bernard Husson & Thierry Vidal, *Calcul des ouvrages : applications*, 2^e éd., 810 p., 2023

Jean-Paul Roy & Jean-Luc Blin-Lacroix, *Le dictionnaire professionnel du BTP*, 3^e éd., 828 p., 2011

Collectif CAPEB/CTICM/ConstruireAcier, *Structures métalliques : ouvrages simples. Guide technique et de calcul d'éléments structuraux en acier*, 104 p., 2013

Claude Prêcheur, *Manuel technique du maçon*

– *Organisation, conception, applications*, 2^e éd., 304 p., 2019

– *Matériaux, outils, techniques*, 2^e éd. 288 p., 2019

Bertrand Hubert, Bruno Philipponnat, Olivier Payant et Moulay Zerhouni, *Fondations et ouvrages en terre. Manuel professionnel de géotechnique du BTP*, 828 p., 2019

Éric Mullard, *La couverture du bâtiment. Manuel de construction*, 3^e éd., 360 p., 2022

Jean-Marie Rapin, *L'acoustique du bâtiment. Manuel professionnel d'entretien et de réhabilitation*, 192 p., 2017

Étienne de Villepin, *Les courants faibles*, 180 p., 2019

Philippe Peiger & Nathalie Baumann, *Végétalisation des toitures*, 304 p., 2018,

Philippe Philipparie, *Pathologie générale du bâtiment*, 176 p., 2019

Alexandre Caussarieu & Thomas Gaumart, *Rénovation des façades : pierre, brique, béton. Guide à l'usage des professionnels*, 2^e éd., 192 p., 2013

Gérard Karsenty, *Guide pratique des VRD et des aménagements extérieurs. Des études à la réalisation des travaux*, 2004, 632 p., 7^e tirage 2015

René Bayon, *VRD : voirie, réseaux divers, terrassements, espaces verts. Aide-mémoire du concepteur*, 6^e éd. 1998, 528 p., 9^e tirage 2015

Philippe Carillo, *Conception d'un projet routier. Guide technique*, 112 p., 2015

Jean Barillot, Hervé Cabanes & Philippe Carillo, *La route et ses chaussées. Manuel de travaux publics*, 2^e éd., 248 p., 2020

Philippe Philipparie, *Pathologie générale du bâtiment. Diagnostic, remèdes et prévention*, 224 p., 2019

Jean-Baptiste Bouvenot, *Génie climatique et énergétique. Régulation des systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation*, 2^e éd., 448 p., 2024

Architecture

Isabelle Chesneau (dir.), *Profession Architecte. Identité, responsabilité, contrats, règles, agence, économie, chantier*, 3^e éd., 724 p., 2023

Michel Possompès, *La fabrication du projet. Méthode destinée aux étudiants des écoles d'architecture*, 2^e éd., 384 p., 2016

– *Mes clients et moi : un architecte raconte. Récits*, 320 p., 2018

Xavier Bezançon & Daniel Devillebichot, *Histoire de la construction*

– *de la Gaule romaine à la Révolution française*, 392 p. en couleurs, 2013

– *moderne et contemporaine en France*, 480 p. en couleurs, 2014

Alain Billard, *De la construction à l'architecture*

– *Les structures-poids*, 604 p., 2015

– *Les structures en portiques*, 252 p., 2016

– *Les structures de hautes performances*, 400 p., 2016

Grégoire Bignier, *Architecture & écologie : comment partager le monde habité*, 2^e éd., 216 p., 2015

– *Architecture & économie : ce que l'architecture fait à l'économie circulaire*, 160 p., 2018

Christophe Olivier & Avril Colleu, *12 solutions bioclimatiques pour l'habitat. Construire ou rénover : climat et besoins énergétiques*, 232 p., 2016

Carol Maillard, *Façades & couvertures. Performances, architecture, acier*, coédition Eyrolles/ConstruireAcier, 264 p., 2016

Manuels de formation initiale

Yves Widloecher & David Cusant, *Manuel de l'étude de prix, Entreprises du BTP. Contexte, cours, études de cas, exercices résolus*, 6^e éd., 256 p., 2023

– *Descriptifs et CCTP de projets de construction. Manuel pour comprendre, analyser organiser et décrire*, 4^e éd., 221 p., 2023

– *Manuel d'analyse d'un dossier de bâtiment. Initiation, décodage, contexte, études de cas*, 2^e éd., 276 p., 2018

Jean-Pierre Gousset, *Avant-métré. Terrassement, VRD & gros-œuvre : principes, ouvrages élémentaires ; études de cas, applications*, 264 p., 2016

– *Techniques des dessins du bâtiment. Plans d'architecte et plans d'exécution*, 4^e éd., 368 p., 2023

Gérard Calvat, *Initiation au dessin de bâtiment, avec 23 exercices d'application corrigés*, 4^e éd., 192 p., 2024

Marie Fondacci Guillarmé, *Maîtriser les techniques de l'immobilier. Transaction immobilière, gestion locative, gestion de copropriété*, 5^e éd., 320 p., 2023

Jean-Claude Doubrère, *Résistance des matériaux. Cours et exercices corrigés*, 12^e éd., 176 p., 2013

Olivier Decuypère, *SSIAP 1 Réussir l'examen*, 144 p., 2019

**...et des dizaines d'autres livres de BTP, de génie civil,
de construction et d'architecture sur
www.editions-eyrolles.com**

BIM et maquette numérique

Bruno Barroca, *BIM et enjeux climatiques*, 2023, 176 p.

Charles-Édouard Tolmer & Régine Teulier (dir.), *Le BIM entre recherche et industrialisation*, 2019, 160 p.

Nader Boutros, Régine Teulier (dir.), *À la pointe du BIM. Ingénierie & architecture, enseignement & recherche*, 2018, 160 p.

Sylvain Riss, Aurélie Talon & Régine Teulier (dir.), *Le BIM éclairé par la recherche*, 2017, 192 p., coédition Eyrolles/CESI (exclusivement disponible en livre numérique)

Olivier Celnik & Éric Lebègue (dir.), *BIM et maquette numérique pour l'architecture, le bâtiment et la construction*, préface de Bertrand Delcambre, 2^e éd. 2016, 768 p., coédition Eyrolles/CSTB/MediaConstruct (exclusivement disponible en livre numérique)

Karen Kensek, *Manuel BIM. Théorie et applications*, préface de Bertrand Delcambre, 2015, 256 p.

Éric Lebègue & José Antonio Cuba Segura, *Conduire un projet de construction à l'aide du BIM*, 2015, 80 p., coédition Eyrolles/CSTB

Anne-Marie Bellenger & Amélie Blandin, *Le BIM sous l'angle du droit : pratiques contractuelles et responsabilités*, 2^e éd. 2019, 208 p.

Serge K. Levan & Pervenche d'Audriffret, *Les managers du BIM. Guide impertinent et constructif*, 2018, 136 p.

Serge K. Levan, *Management et collaboration BIM*, 2016, 208 p.

Annalisa De Maestri, *Premiers pas en BIM : l'essentiel en 100 pages*, 2017, 104 p., coédition Eyrolles/Afnor

Christophe Lheureux, *BIM pour le maître d'ouvrage. Comment passer à l'action*, 2017, 96 p.

Patrick Dupin, *Le LEAN appliqué à la construction. Comment optimiser la gestion de projet et réduire coûts et délais dans le bâtiment*, 2014, 160 p.

Jonathan Renou & Stevens Chemise, *Revit pour le BIM : Initiation générale et perfectionnement structure*, 6^e éd., 2019, 472 p.

Julie Guézo & Pierre Navarra, *Revit pour les architectes, bonne pratique BIM*, 3^e éd., 2022, 536 p.

Vincent Bleyenheuft, avec la contribution de Julien Blachère et de Christophe Onraet, *Les familles de Revit pour le BIM*, 2^e éd. 2018, 408 p.

Olivier Lehmann, Sandro Varano & Jean-Paul Wetzel, *SketchUp pour les architectes*, 2014, 246 p.

Matthieu Dupont de Dinechin, *Blender pour l'architecture : conception, rendu, animation et impression 3D de scènes architecturales*, 2^e éd., 2016, 336 p.

Aurélie de Boissieu, *BIM computationnel, des données vers l'IA*, 2024, 224 p.