



Optimisation rationnelle des performances énergétiques et environnementales d'une centrale à charbon pulvérisé fonctionnant en oxy-combustion

Hayato Hagi

► To cite this version:

Hayato Hagi. Optimisation rationnelle des performances énergétiques et environnementales d'une centrale à charbon pulvérisé fonctionnant en oxy-combustion. Génie des procédés. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2014. Français. NNT : 2014ENMP0041 . tel-01139472

HAL Id: tel-01139472

<https://pastel.hal.science/tel-01139472>

Submitted on 5 Apr 2015

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

École doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École nationale supérieure des mines de Paris

Spécialité “ Énergétique et procédés ”

présentée et soutenue publiquement par

Hayato HAGI

le 9 décembre 2014

**Optimisation rationnelle des performances
énergétiques et environnementales
d'une centrale à charbon pulvérisé fonctionnant en oxy-combustion**

Directeur de thèse : **Chakib BOUALLOU**

Co-encadrement de la thèse : **Yann LE MOULLEC**

Jury

M. François MARÉCHAL,
Mme Catherine AZZARO-PANTEL,
M. Lionel ESTEL,
M. Youssef JOUMANI,
M. Chakib BOUALLOU,
M. Yann LE MOULLEC,
M. Maroun NEMER,

Professeur, LENI, EPFL
Professeur, LGC, ENSIACET
Professeur, LSPC, INSA de Rouen
Docteur, Air Liquide
Professeur, CES, MINES ParisTech
Docteur, EDF R&D
Docteur, CES, MINES ParisTech

Président
Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur
Invité

**T
H
È
S
E**

Préface

Cette thèse est soumise en vue de l'obtention du grade de Docteur de l'École nationale supérieure des mines de Paris, dans la spécialité Énergétique et procédés. Ces travaux ont été réalisés de décembre 2011 à décembre 2014 dans les locaux d'EDF R&D à Chatou (Yvelines) et du Centre d'efficacité énergétique des systèmes (CES) à Palaiseau (Essonne), sous la supervision du Professeur Chakib Bouallou, du docteur Maroun Nemer de Mines ParisTech et du docteur Yann Le Moullec d'EDF R&D. Ce travail de thèse a été financé par le projet « Vers des centrales zéro émission » d'EDF R&D, ainsi que par le ministère de l'Enseignement supérieur et de la Recherche au travers du dispositif de Conventions Industrielles de Formation par la Recherche (CIFRE) mis en œuvre par l'Agence Nationale de la Recherche et de la Technologie (ANRT).

Tout d'abord, je tiens à remercier mes encadrants de thèse, Chakib, Yann et Maroun, qui m'ont guidé sur le long chemin menant au métier de chercheur. Merci à eux de m'avoir apporté leur expérience et leurs conseils avisés durant ces trois années, ce fut un réel plaisir pour moi de les avoir à mes côtés tout au long de cette aventure scientifique.

Je tiens ensuite à exprimer ma gratitude envers les membres du jury pour avoir accepté de juger mon travail de thèse. Je tiens à remercier tout particulièrement Catherine Azzaro-Pantel et Lionel Estel pour m'avoir consacré un temps plus que conséquent en acceptant le rôle de rapporteur, et François Maréchal, pour la lecture attentive de mon manuscrit et pour avoir assuré la présidence du jury.

Je remercie la société EDF pour avoir financé ma thèse. Je remercie particulièrement Etienne Decossin et Fabrice Chopin, respectivement chef de groupe et chef de projet CCS pour m'avoir accordé leur confiance et accueilli dans le groupe "Nouvelles Filières de Production et Thermochimie" d'EDF R&D à Chatou. Merci également à Julien Najac, successeur au poste de chef de groupe à la fin de ma thèse, pour l'intérêt porté à mes travaux. Je remercie tous les membres du groupe pour leur accueil au sein de l'équipe, cette expérience n'aurait pas pu être aussi épanouissante sans eux. Mention particulière à Thibaut et Yann pour l'émulation intellectuelle quotidienne et Mounir, le plus parfait des collègues de bureau (à égalité, bien sûr, avec Eve) mais aussi tous les autres pour lesquels je ne vais pas écrire d'anecdotes au risque de voir les remerciements devenir un chapitre à part entière (Albannie, Bo, Charles, Guillaume, Lynda, Mohamed, Olivier, Sébastien, Yoann, ...).

J'exprime également ma gratitude envers toute l'équipe du Centre d'Efficacité énergétique des Systèmes de MINES ParisTech et particulièrement à Rocio Valdez Carranza qui a répondu à chacune de mes nombreuses sollicitations, du premier au dernier jour, avec gentillesse et sympathie.

Merci à ma famille (et belle famille) et à mes amis pour l'intérêt qu'ils ont pu porter à mes travaux et pour leurs encouragements durant ces trois ans. Leur présence a été déterminante dans la réussite de cette expérience. Je remercie bien évidemment tous ceux qui m'ont fait l'honneur de venir assister à la soutenance et/ou de venir partager un moment de convivialité autour du dîner qui a couronné cette journée qui restera gravée en moi à jamais.

Enfin, mes plus sincères remerciements vont envers la personne qui a eu la patience de me supporter au quotidien pendant ces trois années de thèse. Merci à Maud pour avoir supporté mes moments d'absence durant lesquels mon esprit était obnubilé par l'exergie, pour le soutien inconditionnel et les efforts pour essayer de comprendre le fonctionnement des ASU et des CPU, pour les relectures attentives de mon manuscrit, pour m'avoir aidé à préparer ma soutenance et pour m'avoir totalement libéré du stress de l'organisation du pot de thèse.

Ces trois années de thèse m'ont permis de grandir, non seulement d'un point de vue scientifique et technique mais également en tant qu'homme. Cela, je le dois avant tout à vous tous, et j'aimerais que vous sachiez que je vous en serai reconnaissant à jamais. Merci !!!

Table des matières

CHAPITRE 1 - INTRODUCTION	1
1.1 CONTEXTE GENERAL	1
1.1.1 SOCIETE MODERNE ET EMISSIONS DE GAZ A EFFET DE SERRE	1
1.1.2 LA PLACE DU CHARBON DANS LE MIX ENERGETIQUE D'AUJOURD'HUI ET DE DEMAIN	2
1.1.3 LE CAPTAGE ET STOCKAGE DU CO ₂ (CSC)	3
1.2 LE CAPTAGE DU CO₂ PAR OXY-COMBUSTION	5
1.2.1 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	5
1.2.2 DESCRIPTION DU PROCEDE	5
1.2.3 PERFORMANCES ENERGETIQUES ET SURCOUT DE L'ELECTRICITE PRODUITE	7
1.3 METHODES D'ANALYSE DE PROCEDES VISANT L'AMELIORATION DE LEURS PERFORMANCES ENERGETIQUES ET ENVIRONNEMENTALES	8
1.3.1 LA METHODE DU PINCEMENT	8
1.3.2 L'ANALYSE DU CYCLE DE VIE	9
1.3.3 LIMITES DE L'ANALYSE DU PINCEMENT ET DE L'ANALYSE DU CYCLE DE VIE	10
1.4 ANALYSE EXERGETIQUE	11
1.4.1 DEFINITION DE L'EXERGIE	11
1.4.2 ENVIRONNEMENT DE REFERENCE	12
1.4.3 EXERGIE CONTENUE DANS UN FLUX DE MATIERE	12
1.4.4 CAS DES ENERGIES MECANIQUE, ELECTRIQUE ET THERMIQUE	13
1.4.5 PERTES EXERGETIQUES	14
1.4.6 BILAN EXERGETIQUE	14
1.4.7 RENDEMENT EXERGETIQUE	15
1.4.8 OUTILS D'ANALYSE EXERGETIQUE	15
1.5 OBJECTIFS DE LA THESE ET PLAN DU MANUSCRIT	16
1.5.1 OBJECTIFS DE LA THESE	16
1.5.2 PLAN DU MANUSCRIT	16

CHAPITRE 2 - METHODOLOGIE

2.1	DETERMINATION DU PERIMETRE DE L'ETUDE	20
2.1.1	ENJEUX LIES A LA DEFINITION DU PERIMETRE DE L'ETUDE	20
2.1.2	INFLUENCE DU PERIMETRE DEFINI SUR LA NATURE DE L'ETUDE	20
2.2	IDENTIFICATION DES VOIES D'AMELIORATION PAR ANALYSE EXERGETIQUE	21
2.3	EXPLOITATION DES INFORMATIONS OBTENUES PAR L'ANALYSE EXERGETIQUE	22
2.3.1	CLASSEMENT DES PERTES EXERGETIQUES	22
2.3.2	PERTES EVITABLES ET NON EVITABLES ET IDENTIFICATION DU POTENTIEL DE REDUCTION DES PERTES PAR ANALYSE EXERGETIQUE DETAILLEE	23
2.4	INTEGRATION THERMIQUE OPTIMALE A ARCHITECTURE DE PROCEDE FIXEE	24
2.4.1	SOURCES ET Puits DE CHALEUR DU PROCEDE	24
2.4.2	METHODOLOGIE D'INTEGRATION THERMIQUE OPTIMALE	24
2.5	MINIMISATION DES PERTES PAR MODIFICATIONS STRUCTURELLES DU PROCEDE	25
2.5.1	UNE SOURCE DE PERTE EXERGETIQUE, PLUSIEURS STRATEGIES DE VALORISATION	25
2.6	ETUDE DES EFFETS DE COUPLAGE	26
2.7	PROCEDE OPTIMAL ET CONTRIBUTION DES DIFFERENTES MODIFICATIONS DE PROCEDE SUGGEREES	26

CHAPITRE 3 - DESCRIPTION DU SYSTEME ETUDIE

3.1	LA CENTRALE A CHARBON PULVERISE AERO-COMBUSTION	29
3.1.1	PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	30
3.1.2	DESCRIPTION DU SYSTEME REEL ET DE SON FONCTIONNEMENT	32
3.1.3	MODELISATION DE LA CENTRALE A CHARBON PULVERISE	34
3.2	CENTRALE OXY-COMBUSTION DE BASE	42
3.2.1	ÎLOT CHAUDIERE ET TRAITEMENT DES FUMÉES	43
3.2.2	UNITÉ DE SÉPARATION D'AIR	47
3.2.3	UNITÉ DE PURIFICATION ET DE COMPRESSION DU CO ₂	49
3.3	CRITERES DE PERFORMANCES D'UNE CENTRALE OXY-COMBUSTION	51
3.3.1	PERFORMANCES DE LA CENTRALE AERO-COMBUSTION DE REFERENCE	52
3.3.2	PERFORMANCES DE LA CENTRALE OXY-COMBUSTION DE BASE	53

CHAPITRE 4 - OPTIMISATION ENERGETIQUE D'UNE CENTRALE OXY-COMBUSTION

A L'ETAT DE L'ART

4.1	DETERMINATION DU PERIMETRE DE L'ETUDE	58
4.1.1	ÎLOT CHAUDIERE	58
4.1.2	ÎLOT CYCLE ELECTROGENE	58
4.1.3	ÎLOT TRAITEMENT DES FUMÉES	59
4.1.4	UNITE DE SEPARATION D'AIR	59
4.1.5	UNITE DE PURIFICATION ET DE COMPRESSION DU CO ₂	59
4.1.6	INTEGRATION THERMIQUE	60
4.2	ANALYSE EXERGETIQUE	60
4.3	EXPLOITATION DES INFORMATIONS OBTENUES PAR L'ANALYSE EXERGETIQUE	61
4.3.1	CLASSEMENT DES PERTES EXERGETIQUES	61
4.3.2	PERTES EVITABLES ET PERTES NON EVITABLES – IDENTIFICATION DU POTENTIEL DE REDUCTION DES PERTES PAR ANALYSE EXERGETIQUE DETAILLEE	65
4.4	INTEGRATION THERMIQUE OPTIMALE A ARCHITECTURE DE PROCEDE FIXEE	66
4.4.1	SOURCES ET Puits DE CHALEUR DU PROCEDE	66
4.4.2	METHODOLOGIE D'INTEGRATION THERMIQUE OPTIMALE	70
4.4.3	RESULTAT DE L'INTEGRATION SUR LA CENTRALE DE BASE	75
4.5	MINIMISATION DES PERTES PAR MODIFICATIONS STRUCTURELLES DU PROCEDE	77
4.5.1	ASU AVANCEES	78
4.5.2	DERIVATION D'UNE PORTION DES FUMÉES EN AMONT DE L'ECHANGEUR ROTATIF	80
4.5.3	STRATEGIES DE RECYCLAGE	82
4.5.4	COMPRESSIONS ADIABATIQUES	87
4.5.5	EFFET DE LA PURETE DE L'OXYGENE SUR LES PERFORMANCES GLOBALES	92
4.5.6	CONCLUSION SUR LES MODIFICATIONS STRUCTURELLES DE PROCEDE ETUDIEES	94
4.6	ETUDE DES EFFETS DE COUPLAGE	95
4.6.1	EFFET DE L'INTEGRATION DE CHALEUR SUR LES ECHANGEURS HI-I	95
4.6.2	CHALEUR FATALE EN AMONT DE LA WFGD ET DE LA DCCPS	97
4.6.3	EFFET DU PRECHAUFFAGE DE L'OXYGENE	99
4.6.4	EFFET DU RECOURS A DES ASU ALTERNATIVES SUR LA COMPRESSION ADIABATIQUE	101
4.7	PERFORMANCES APRES PRISE EN COMPTE DES EFFETS DE COUPLAGE	103
4.8	CONCLUSION SUR L'OPTIMISATION ENERGETIQUE	106

CHAPITRE 5 - OPTIMISATION TECHNICO-ECONOMIQUE D'UNE CENTRALE

OXY-COMBUSTION A L'ETAT DE L'ART **109**

5.1	L'ANALYSE TECHNICO-ECONOMIQUE	110
5.1.1	LES METHODES D'EVALUATION DES COUTS D'INVESTISSEMENT	110
5.1.2	APPROCHE ADOPTEE A EDF R&D POUR LES PROCEDES DE CAPTAGE DU CO ₂	112
5.1.3	CAS DU CAPTAGE PAR OXY-COMBUSTION	118
5.2	ANALYSE TECHNICO-ECONOMIQUE DE LA CENTRALE OXY-COMBUSTION DE BASE	119
5.2.1	DIMENSIONNEMENT DES EQUIPEMENTS ET DETERMINATION DE LEUR COUT	119
5.2.2	CALCUL DES INDICATEURS ECONOMIQUES	125
5.3	DETERMINATION DU SEUIL DE RENTABILITE D'UNE MODIFICATION	127
5.3.1	DEFINITION DU SEUIL DE RENTABILITE ET DU COUT MARGINAL DE L'ELECTRICITE	127
5.3.2	DETERMINATION DU COUT D'INVESTISSEMENT ASSOCIE A UNE MODIFICATION	129
5.4	OPTIMISATION DU PROCEDE DE CAPTAGE PAR OXY-COMBUSTION SELON UN CRITERE DE PERFORMANCE	135
	TECHNICO-ECONOMIQUE	
5.5	CONCLUSION SUR L'OPTIMISATION TECHNICO-ECONOMIQUE	140

CHAPITRE 6 - DISCUSSIONS SUR LE POTENTIEL A LONG TERME DU CAPTAGE PAR

OXY-COMBUSTION **143**

6.1	LES PROCEDES DE SEPARATION D'AIR	144
6.1.1	AMELIORATIONS DE LA DISTILLATION CRYOGENIQUE	144
6.1.2	PROCEDES DE SEPARATION D'AIR NON CRYOGENIQUES	145
6.2	LA DEPOLLUTION INTEGREE DES FUMEEES	147
6.3	VALORISATION DES SOUS-PRODUITS DE LA CPU	148
6.4	L'OXY-COMBUSTION PRESSURISEE	149
6.4.1	HYPOTHESES COMMUNES AUX DEUX CONCEPTS D'OXY-COMBUSTION PRESSURISEE	150
6.4.2	CONCEPT ISOTHERM	151
6.4.3	CONCEPT SPOC	152
6.4.4	COMPARAISON DES PERFORMANCES	154
6.4.5	ANALYSE EXERGETIQUE	155
6.5	CONCLUSION SUR LE POTENTIEL A LONG TERME DE L'OXY-COMBUSTION	157
	CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES	159

Table des figures

FIGURE 1.1 EMISSIONS MONDIALES DE CO ₂ PAR SECTEUR (GAUCHE) ET PART DE L'ÉLECTRICITÉ PRODUITE EN FONCTION DU MOYEN DE PRODUCTION (DROITE) EN 2011, CHIFFRES TIRES DE [AIE, 2013A] ET [AIE, 2013B].....	2
FIGURE 1.2 ILLUSTRATION DES TROIS PRINCIPALES VOIES DE CAPTAGE DU CO ₂ SUR LES CENTRALES À CHARBON (CREDITS EDF)	4
FIGURE 1.3 SCHEMAS BLOC D'UNE CENTRALE AÉRO-COMBUSTION (EN HAUT) ET OXY-COMBUSTION (EN BAS)	6
FIGURE 1.4 DIAGRAMME DIT DE L'OIGNON HIERARCHISANT LA CONCEPTION DE PROCÉDÉ, À PARTIR DE [LINNHOFF MARCH, 1998].	10
FIGURE 2.1 ILLUSTRATION DE DIFFÉRENTES ÉCHELLES DE MODÉLISATION ENVISAGEABLES SUIVANT LE NIVEAU DE DÉTAIL DESIRÉ.....	21
FIGURE 2.2 PERTES EXERGETIQUES INTERVENANT DANS L'ASU DÉCRITE FIGURE 2.1, CLASSÉES PAR ORDRE D'IMPORTANCE	22
FIGURE 2.3 ANALYSE EXERGETIQUE DÉTAILLÉE DE L'ASU DÉCRITE DANS LA FIGURE 2.1	23
FIGURE 3.1 SCHEMA DE PRINCIPE D'UN CYCLE DE RANKINE (GAUCHE) ET DIAGRAMME T-S D'UN CYCLE DE RANKINE IDEAL (DROITE, TRAIT PLEIN) ET D'UN CYCLE DE HIRN IDEAL (DROITE, POINTILLES).....	30
FIGURE 3.2 SCHEMA SIMPLIFIÉ D'UNE CENTRALE À CHARBON PULVÉRISÉ CLASSIQUE	31
FIGURE 3.3 REPRÉSENTATION SCHEMATIQUE DU MODÈLE DE CHAUDIÈRE IMPLÉMENTÉ SOUS ASPEN PLUS	36
FIGURE 3.4 REPRÉSENTATION SCHEMATIQUE DE L'ÉCHANGEUR RÉGÉNÉRATIF, VUE DE FACE (GAUCHE) ET DE PROFIL (DROITE)	37
FIGURE 3.5 REPRÉSENTATION SCHEMATIQUE DU MODÈLE SIMPLIFIÉ DE L'UNITÉ DE DESULFURATION HUMIDE	38
FIGURE 3.6 REPRÉSENTATION SCHEMATIQUE DU MODÈLE DE CYCLE VAPEUR MODÉLISÉ SOUS ASPEN PLUS	39
FIGURE 3.7 PROFILS DE TEMPÉRATURE TYPIQUE DANS UN PRÉCHAUFFEUR D'EAU DE CYCLE.....	40
FIGURE 3.8 SCHEMA SIMPLIFIÉ DE LA CENTRALE OXY-COMBUSTION DE BASE	41
FIGURE 3.9 ARRANGEMENT DE L'ÉCHANGEUR RÉGÉNÉRATIF POUR UNE COMBUSTION À L'AIR (GAUCHE) ET À L'OXYGÈNE (DROITE)...	46
FIGURE 3.10 SCHEMA SIMPLIFIÉ DE L'ASU DOUBLE-COLONNE	48
FIGURE 3.11 SCHEMA SIMPLIFIÉ D'UNE CPU DOUBLE FLASH	50
FIGURE 3.12 RÉPARTITION DE LA PÉNALITÉ ÉNERGETIQUE POUR LA CENTRALE OXY-COMBUSTION DE BASE.....	54
FIGURE 4.1 BILAN EXERGETIQUE DU SYSTÈME EN MW (À GAUCHE) ET LOCALISATION DES PRINCIPAUX POSTES DE PERTES (À DROITE)	61
FIGURE 4.2 PERTES EXERGETIQUES PRINCIPALES CLASSÉES PAR ORDRE DÉCROISSANT ET SUIVANT LEUR NATURE	63
FIGURE 4.3 PERTES EXERGETIQUES DÉTAILLÉES DES SOURCES DE PERTES IDENTIFIÉES COMME <i>A PRIORI</i> ÉVITABLES	65
FIGURE 4.4 DIAGRAMME TEMPÉRATURE-QUANTITÉ DE CHALEUR RÉPERTORIANTE LES SOURCES DE CHALEUR DISPONIBLES AU SEIN DU PROCÉDÉ	68
FIGURE 4.5 SCHEMA DU CYCLE VAPEUR AVEC LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR DÉDIÉS À L'INTÉGRATION THERMIQUE, NOTES HI-I.....	70
FIGURE 4.6 ORDRES DE GRANDEUR DE RENDEMENTS ASSOCIÉS AUX DIFFÉRENTS MOYENS DE VALORISATION DE CHALEUR IDENTIFIÉS	73
FIGURE 4.7 SCHEMA DE PROCÉDÉ SIMPLIFIÉ DES TROIS ASU ALTERNATIVES CONSIDÉRÉES	79
FIGURE 4.8 SCHEMA ILLUSTRANT L'ÉCHANGEUR PARALLÈLE DE RÉCUPÉRATION	81
FIGURE 4.9 PROFILS DE TEMPÉRATURE DANS L'ÉCHANGEUR ROTATIF AVEC ET SANS DÉVIATION D'UNE FRACTION DES FUMÉES	81
FIGURE 4.10 SCHEMA PRÉSENTANT LES TROIS CAS DE RÉCYCLAGE DES FUMÉES ALTERNATIFS ÉTUDIÉS	83

FIGURE 4.11 REPRESENTATION SCHEMATIQUE DE LA COMPRESSION ETAGEE AVEC REFROIDISSEMENT INTERMEDIAIRE (A GAUCHE) ET DE LA COMPRESSION DITE ADIABATIQUE (A DROITE).....	87
FIGURE 4.12 QUANTITE DE CHALEUR INTEGREE SUR LES DIFFERENTS ECHANGEURS HI-I POUR LE CAS DE BASE ET POUR LE CAS ASU ADIABATIQUE, ET QUANTITE DE CHALEUR MAXIMALE INTEGRABLE DANS CHACUN DES ECHANGEURS HI-I, NOTEE $Q_{MAX, I}$	89
FIGURE 4.13 CONSOMMATIONS SPECIFIQUES DE L'ASU, DE LA CPU ET CUMULEE EXPRIMEES EN kWh/t_{CO_2} EN FONCTION DE LA PURETE DE L'OXYGENE PRODUIT PAR L'ASU POUR UNE INFILTRATION D'AIR DE 3 %	93
FIGURE 4.14 CLASSEMENT DES MODIFICATIONS STRUCTURELLES DE PROCEDE SELON LEUR GAIN ENERGETIQUE AVEC INTEGRATION ..	94
FIGURE 4.15 SCHEMA ILLUSTRANT LE PRECHAUFFAGE PAR PRELEVEMENT VAPEUR ET LES ECHANGEURS DE VALORISATION DE CHALEUR	96
FIGURE 4.16 TEMPERATURE ET QUANTITE DE CHALEUR INTEGRABLE ASSOCIEES A L'ECHANGEUR PLACE EN AMONT DE LA DCCPS EN FONCTION DE LA QUANTITE DE CHALEUR INTEGREE DANS L'ECHANGEUR EN AMONT DE LA WFGD POUR LE CAS DE BASE.....	98
FIGURE 4.17 TEMPERATURE ET QUANTITE DE CHALEUR INTEGRABLE ASSOCIEES A L'ECHANGEUR PLACE EN AMONT DE LA DCCPS EN FONCTION DE LA QUANTITE DE CHALEUR INTEGREE DANS L'ECHANGEUR EN AMONT DE LA WFGD (CAS DE RECYCLAGE A, B ET C)	99
FIGURE 4.18 RENDEMENTS ASSOCIES AUX DIFFERENTS CAS D'INTEGRATION AVEC PRISE EN COMPTE DES EFFETS DE COUPLAGE	104
FIGURE 4.19 SCHEMA SIMPLIFIE DE LA CENTRALE OPTIMISEE AVEC LES INTEGRATIONS THERMIQUES	107
FIGURE 5.1 STRUCTURE DU COUT D'INVESTISSEMENT TOTAL D'UN PROCEDE	114
FIGURE 5.2 SCHEMA ILLUSTRANT LA DIFFERENCE ENTRE LES NOTIONS DE CO_2 EVITE ET CO_2 CAPTE	117
FIGURE 5.3 REPARTITION DU COUT DES EQUIPEMENTS PRODUCTIFS DE L'ASU DOUBLE COLONNE	121
FIGURE 5.4 REPARTITION DU COUT DES EQUIPEMENTS PRODUCTIFS DE LA CPU DOUBLE FLASH	122
FIGURE 5.5 REPARTITION DU COUT D'INVESTISSEMENT DE LA CENTRALE OXY-COMBUSTION DE BASE	125
FIGURE 5.6 REPARTITION DU LCOE POUR LA CENTRALE DE REFERENCE ET LA CENTRALE OXY-COMBUSTION DE BASE	127
FIGURE 5.7 FIGURES ILLUSTRANT LA DEPENDANCE ENTRE LE GAIN DE PRODUCTION ET L'INVESTISSEMENT ASSOCIE A UNE MODIFICATION DE PROCEDE EN TERMES DE RENTABILITE.....	128
FIGURE 5.8 REPARTITION DES COUTS D'INVESTISSEMENT POUR LES EQUIPEMENTS NECESSITANT UN DIMENSIONNEMENT SPECIFIQUE SUIVANT LA STRATEGIE DE RECYCLAGE CONSIDEREE	132
FIGURE 5.9 ILLUSTRATION DE LA PROCEDURE D'OPTIMISATION BASEE SUR LE CRITERE TECHNICO-ECONOMIQUE.....	137
FIGURE 5.10 RESULTATS DE L'OPTIMISATION TECHNICO-ECONOMIQUE	138
FIGURE 6.1 SCHEMA SIMPLIFIE DES ELEMENTS COMMUNS AUX DEUX CONCEPTS DE CENTRALE OXY-COMBUSTION PRESSURISEE.....	150
FIGURE 6.2 SCHEMA SIMPLIFIE DU CONCEPT D'OXY-COMBUSTION PRESSURISEE ISOTHERM	152
FIGURE 6.3 SCHEMA SIMPLIFIE DU CONCEPT D'OXY-COMBUSTION PRESSURISE SPOC.....	153
FIGURE 6.4 COMPARAISON DES PERFORMANCES ENERGETIQUES RELATIVES AUX CONCEPTS OXY-COMBUSTION PRESSURISEE AVEC LA CENTRALE AERO-COMBUSTION DE REFERENCE, LA CENTRALE OXY-COMBUSTION CONSERVATIVE ET OPTIMISEE.....	154
FIGURE 6.5 COMPARAISON DES PERTES EXERGETIQUES INTERVENANT DANS LES PROCEDES ISOTHERM ET SPOC.....	156

Table des tableaux

TABLEAU 3.1 PERFORMANCES DE LA CENTRALE AERO-COMBUSTION DE REFERENCE	52
TABLEAU 3.2 PERFORMANCES DE LA CENTRALE OXY-COMBUSTION DE BASE.....	53
TABLEAU 4.1 SOURCES ET PUIITS DE CHALEUR DISPONIBLES IDENTIFIES AU SEIN DU SYSTEME	67
TABLEAU 4.2 SOURCES DE CHALEUR DONT L'UTILISATION ENTRAINE UNE PERTE DE PRODUCTION ELECTRIQUE	69
TABLEAU 4.3 TEMPERATURES, QUANTITES DE CHALEUR MAXIMALES INTEGRABLES ET RENDEMENTS MARGINAUX DES 9 ECHANGEURS DE CHALEUR DU TRAIN DE PRECHAUFFE DE L'EAU DU CYCLE	71
TABLEAU 4.4 TEMPERATURES, QUANTITES DE CHALEUR MAXIMALES INTEGRABLES ET RENDEMENTS MARGINAUX ASSOCIES AUX PUIITS DE CHALEUR IDENTIFIES DANS LE SYSTEME	72
TABLEAU 4.5 INTEGRATIONS THERMIQUES DE LA CENTRALE DE BASE	76
TABLEAU 4.6 PERFORMANCES ENERGETIQUES DES ASU ALTERNATIVES AINSI QUE LEUR IMPACT SUR CELLES DE LA CENTRALE	80
TABLEAU 4.7 GAINS ENERGETIQUES APPORTES PAR L'ECHANGEUR PARALLELE DE RECUPERATION.....	82
TABLEAU 4.8 CARACTERISTIQUES PRINCIPALES RELATIVES AUX DIFFERENTES STRATEGIES DE RECYCLAGE DES FUMEEES	84
TABLEAU 4.9 PERFORMANCES ENERGETIQUES RELATIVES AUX DIFFERENTS CAS DE RECYCLAGE DES FUMEEES, SANS ET AVEC INTEGRATION.....	86
TABLEAU 4.10 PERFORMANCES OBTENUES AVEC UNE COMPRESSION ADIABATIQUE DE L'AIR (ASU)	88
TABLEAU 4.11 PERFORMANCES RELATIVES AUX TROIS CAS DE COMPRESSION ADIABATIQUE CONSIDERES DES FUMEEES (CPU)	90
TABLEAU 4.12 PERFORMANCES OBTENUES AVEC UNE COMPRESSION DU CO ₂ ADIABATIQUE (CPU)	91
TABLEAU 4.13 CONSOMMATIONS SPECIFIQUES DE L'ASU ET DE LA CPU POUR LES DIFFERENTS CAS AVEC INTEGRATION.....	92
TABLEAU 4.14 VALEURS DES COEFFICIENTS A _j PERMETTANT DE DETERMINER LA QUANTITE MAXIMALE DE CHALEUR INTEGRABLE DANS LES ECHANGEURS HI-I EN FONCTION DES QUANTITES DE CHALEUR INTEGREES DANS LES AUTRES ECHANGEURS.....	97
TABLEAU 4.15 INFLUENCE DU PRECHAUFFAGE DE L'OXYGENE SUR LA QUANTITE DE CHALEUR ET LA TEMPERATURE ASSOCIEES A LA CHALEUR DES FUMEEES (POUR LE CAS DU REFROIDISSEUR DE FUMEEES ET DE L'ECHANGEUR PARALLELE DE RECUPERATION)	100
TABLEAU 4.16 IMPACT DE LA COMPRESSION ADIABATIQUE SUR LA CONSOMMATION SPECIFIQUE DES ASU.....	102
TABLEAU 5.1 TYPES D'EVALUATION DE COUT, INSPIRE DE [AACE, 2011]	111
TABLEAU 5.2 PRIX PAR M ³ DES MODULES D'ECHANGEURS A PLAQUES EN ALUMINIUM BRASE SUIVANT LA TAILLE DES MODULES, OBTENUS A PARTIR DES DONNEES DE FU & GUNDERSEN (2012).....	120
TABLEAU 5.3 CEP, EN M€ ₂₀₁₁ , ASSOCIES AUX EQUIPEMENTS POUR LESQUELS LES DIMENSIONS SONT DIFFERENTES SUIVANT LE FONCTIONNEMENT EN AERO OU EN OXY-COMBUSTION ET POUR CEUX INTERVENANT UNIQUEMENT EN OXY-COMBUSTION....	123
TABLEAU 5.4 COMPARAISON DES COUTS DE LA CENTRALE DE REFERENCE ET DE LA CENTRALE OXY-COMBUSTION DE BASE ET CALCUL DU COUT DU CO ₂ EVITE	126
TABLEAU 5.5 GRANDEURS DIMENSIONNANTES DES EQUIPEMENTS POUR LES DIFFERENTES STRATEGIES DE RECYCLAGE DES FUMEEES	133
TABLEAU 5.6 IMPACT DE LA STRATEGIE DE RECYCLAGE SUR LE COUT DE L'ECHANGEUR REGENERATIF	134

Nomenclature

f	facteur correctif pour l'estimation de coût
C	coût du matériel principal
Ex	exergie
$\Delta_f G$	enthalpie libre de formation
H	enthalpie
$\bar{H}$	enthalpie massique
h	nombre d'heures de fonctionnement annuel
n	durée de vie de la centrale
P	pression
Q	énergie thermique
S	entropie
$\bar{S}$	entropie massique
T	température
W	travail mécanique ou puissance électrique
x	fraction molaire

Lettres grecques

η	rendement de conversion thermoélectrique dit marginal
ν	coefficient stœchiométrique
τ	taux de récupération massique

Indices et exposants

0	relatif à l'environnement de référence ou à l'état de référence
add	additionnel
aux	relatif aux auxiliaires
brut	relatif à la production électrique, travail produit par les turbines
CSC	relatif au procédé avec captage du CO ₂
chem	chimique
D	destruction
in	entrée
inst	installation
marg	marginal
ML	moyenne logarithmique
mass	massique
mol	molaire
net	relatif à la production électrique, travail net produit
out	sortie
oxy	relatif au procédé d'oxy-combustion
PA	air primaire
phy	physique
SA	air secondaire
sat	saturation
th	thermique
vol	volumique

Abréviations

ASU	unité de séparation d'air
BAC	compresseur d'air additionnel, dit « booster » (ASU)
BP	basse pression
CAPEX	coût d'investissement
CEP	coût des équipements productifs
CO ₂ C	compresseur de CO ₂ (CPU)
CPU	unité de compression et de purification du CO ₂
DCCPS	colonne de lavage à contact direct avec un polishing à la soude diluée
EBTF	European Benchmarking Task Force
ESP	précipitateur électrostatique
FEED	Front End Engineering and Design
FG	fumées
FGC	compresseur des fumées (CPU)
FW	eau de cycle vapeur
FWH	préchauffeur d'eau de cycle
HI	échangeur de chaleur en parallèle des préchauffeurs d'eau de cycle pour l'intégration thermique
HP	haute pression
HPC	colonne de distillation haute-pression
HRSG	chaudière de récupération de chaleur
ID fan	ventilateur de tirage
LCOE	coût actualité de l'électricité
LPC	colonne de distillation basse-pression
MAC	compresseur principal d'air (ASU)
MHX	échangeur cryogénique principal, à plaque en aluminium brasé
MP	moyenne pression
NOAK	relatif à un procédé de série (N th -of-a-kind)
NO _x	oxydes d'azote (NO, NO ₂)
NPE	rendement net de la centrale
OPEX	coût opératoire
ORC	cycle de Rankine organique
PCI	pouvoir calorifique inférieur
PCS	pouvoir calorifique supérieur
PFD	schéma de procédé
PHX	échangeur de chaleur en parallèle de l'échangeur régénératif
PID	piping and instrumentation diagram
PM _{2,5}	particules fines de taille inférieure à 2,5 µm
PSA	pressure swing adsorption
RGibbs	réacteur chimique à l'équilibre minimisant l'énergie libre de Gibbs
RH	échangeur régénératif
RYield	réacteur chimique à taux de conversion fixé
SCR	unité de réduction catalytique des oxydes d'azotes
SO _x	oxydes de soufre (SO ₂ , SO ₃)
TOC	total overnight cost
TRL	niveau de maturité technologique
VPSA	vacuum pressure swing adsorption
VSA	vacuum swing adsorption
wFGD	unité de désulfuration humide par absorption chimique

Chapitre 1

Introduction

1.1 Contexte général

1.1.1 Société moderne et émissions de gaz à effet de serre

Véritable clé de voûte de l'ère moderne, l'usage des combustibles fossiles a permis à l'humanité de transformer considérablement son environnement en l'espace de seulement quelques siècles. L'exploitation intensive de ces sources d'énergie, d'une rare commodité, a mené à des changements radicaux de la structure sociétale, accompagnés d'un confort de vie sans précédent et d'une liberté de déplacement quasi-illimitée. Or, ces modifications ont entraîné une explosion de la consommation énergétique rapportée à chaque habitant à l'échelle du globe, ce qui a mécaniquement mené à une augmentation considérable des émissions de dioxyde de carbone (CO₂), qui est l'un des principaux gaz à effet de serre. Associé à une croissance démographique considérable, l'impact de l'Homme sur son environnement ne cesse de prendre de l'ampleur. Ainsi, d'après le Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Évolution du Climat (*GIEC*), les émissions mondiales de CO₂ culminaient autour de 30 Gt en 2010, et pourraient atteindre, en l'absence de politiques environnementales volontaristes, 55 à 70 Gt à l'horizon 2050 [IPCC, 2014a].

À travers ses cinq rapports d'évaluation, le *GIEC* a mis en lumière que l'accroissement de la température moyenne de la planète, observé depuis le début du XX^e siècle, est très probablement d'origine humaine. Cet avis est aujourd'hui partagé par une grande majorité de la communauté scientifique [Cook, et al. 2013]. Ainsi, pour limiter la hausse de température à la fin du siècle à 2 °C

par rapport à l'ère préindustrielle (ce qui correspondrait à une concentration atmosphérique d'environ 450 ppm d'équivalent CO₂), objectif admis à l'échelle internationale, une réduction des émissions de CO₂ pouvant aller de 41 à 72 % à l'horizon 2050 par rapport au niveau de 2010 est nécessaire [IPCC, 2014b]. Dans cette optique, la répartition des émissions par secteur d'activité a été réalisée afin d'identifier les options à notre disposition pour parvenir à cet objectif. D'après l'Agence Internationale de l'Énergie (AIE), le secteur de la production d'électricité et de chaleur représente 42 % des émissions mondiales de CO₂ en 2011. Il s'agit du poste d'émission le plus important, loin devant les transports et l'industrie (respectivement 22 % et 21 % ; voir Figure 1.1, gauche) [AIE, 2013a].

1.1.2 La place du charbon dans le mix énergétique d'aujourd'hui et de demain

L'importance des émissions de CO₂ constatée s'explique par les ressources employées pour produire l'électricité dans le monde. En effet, en 2011, environ 68 % de l'électricité est produite à partir de combustibles fossiles, dont 41 % pour le charbon seul (voir Figure 1.1, droite) [AIE, 2013b]. Ainsi, le charbon est responsable de 9,5 Gt de CO₂ émis, ce qui représente 30 % des émissions anthropogéniques totales. Une des raisons de la prédominance du charbon dans le mix énergétique est son abondance dans les pays en cours de développement tels que la Chine et l'Inde. Cependant, d'autres facteurs tels que la répartition géographique homogène de la ressource, la possibilité de la stocker et son faible coût expliquent également le recours massif au charbon. La demande globale en électricité a augmenté de près de 80 % entre 1990 et 2010, et d'après les tendances observées par l'AIE, une augmentation supplémentaire de 70 % est anticipée à l'horizon 2035. Ainsi, le faible coût de cette matière première conjugué à une demande en électricité qui ne cesse de croître nous porte à croire que, très probablement, le charbon sera un acteur majeur du mix énergétique de demain.

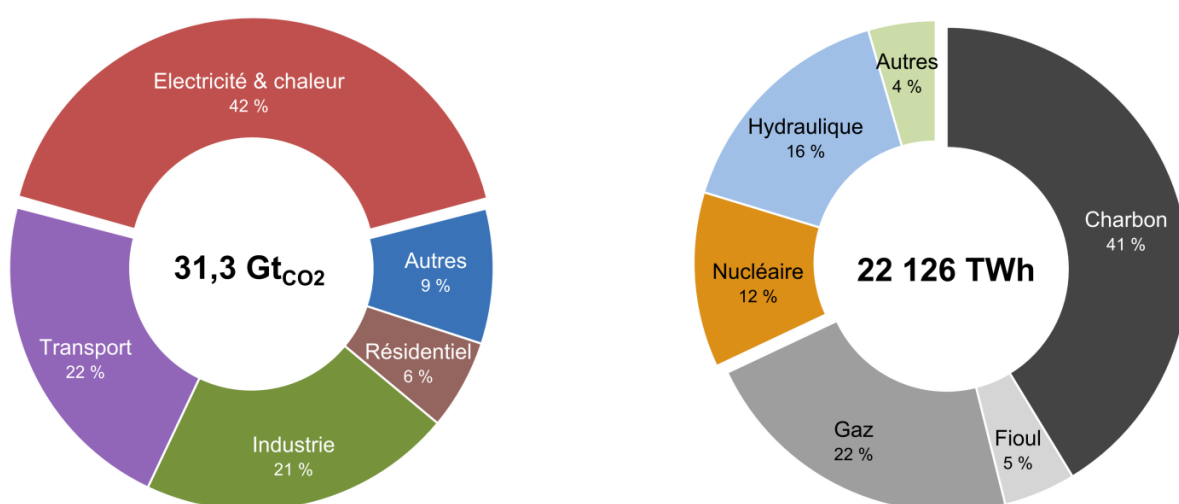


Figure 1.1 Emissions mondiales de CO₂ par secteur (gauche) et part de l'électricité produite en fonction du moyen de production (droite) en 2011, chiffres tirés de [AIE, 2013a] et [AIE, 2013b]

En effet, bien qu'indispensables dans le futur mix énergétique, aucun des moyens de production permettant de réduire considérablement les émissions atmosphériques n'est aujourd'hui en mesure de se substituer totalement aux énergies fossiles pour la production électrique. Tout d'abord, la possibilité d'un mix énergétique majoritairement supporté par l'électricité nucléaire, dont le contenu carbone est l'un des plus bas parmi tous les moyens de production (comparable aux éoliennes on-shore et à l'hydraulique), a été mise à mal suite à l'accident de la centrale de Fukushima, consécutive au séisme et au tsunami de 2011. Par ailleurs, baser la production sur les énergies renouvelables soulève des questions diverses. L'intermittence de la production (éolien, solaire) nécessite en effet une refonte majeure du réseau électrique, qui devra comprendre des moyens permettant de mettre en phase la production et la demande. Ainsi, le taux de pénétration de ces énergies est conditionné par la viabilité des technologies permettant le stockage de cette électricité, comme par exemple les stations de transfert d'énergie par pompage (STEP), le stockage par air comprimé (CAES, Compressed Air Energy Storage) ou encore les batteries lithium-ion de grande puissance. Les énergies renouvelables ne souffrant pas de l'intermittence, comme les énergies marines et la géothermie, sont quant à elles confrontées à des problématiques de coût. Enfin, le recours à la biomasse est fortement contraint par la compétition avec d'autres usages et les capacités disponibles, pour une utilisation durable de la ressource, sont relativement modestes au regard des enjeux. Encore une fois, les solutions citées précédemment occupent une place considérable dans les mix énergétiques pressentis permettant d'atteindre les objectifs de réduction des émissions de CO₂ fixés. Cependant, aucune de ces options ne répond de manière individuelle à la problématique complexe à laquelle le secteur de la production énergétique, et en particulier de la production d'électricité, est confronté.

Par conséquent, outre une augmentation raisonnable de la part du nucléaire et une part importante d'énergies renouvelables et de biomasse, d'autres mesures doivent être prises pour répondre à l'objectif double de satisfaire une demande croissante tout en réduisant considérablement les émissions de gaz à effet de serre. Parmi celles-ci, les moyens envisagés sont l'amélioration des rendements de production des centrales thermiques à flamme existantes, la substitution du charbon par un carburant fossile dont le contenu carbone est plus faible, comme le gaz naturel, et enfin le captage et stockage du CO₂ (CSC). Cette dernière option a été identifiée comme étant l'une des voies les plus prometteuses de par sa capacité à répondre aux contraintes environnementales tout en tenant compte de l'évolution probable et réaliste du marché de la production électrique.

1.1.3 Le captage et stockage du CO₂ (CSC)

Le CSC fait référence aux technologies permettant de prévenir l'émission de grandes quantités de CO₂ résultant de l'utilisation de carburants fossiles dans les unités de production d'électricité. Ces technologies sont également envisagées pour d'autres industries fortement émettrices de CO₂ comme

la sidérurgie ou la production de ciment. Le CO₂ capté par ces technologies pourrait être transporté à l'état supercritique et stocké dans des formations géologiques souterraines telles que des aquifères salins ou des réservoirs de gaz et de pétrole déplétés.

Aujourd'hui, trois voies majeures de captage du CO₂ sur les centrales thermiques à flamme ont été identifiées : le captage en post-combustion, le captage en pré-combustion et le captage en oxy-combustion. Celles-ci sont illustrées dans la Figure 1.2.

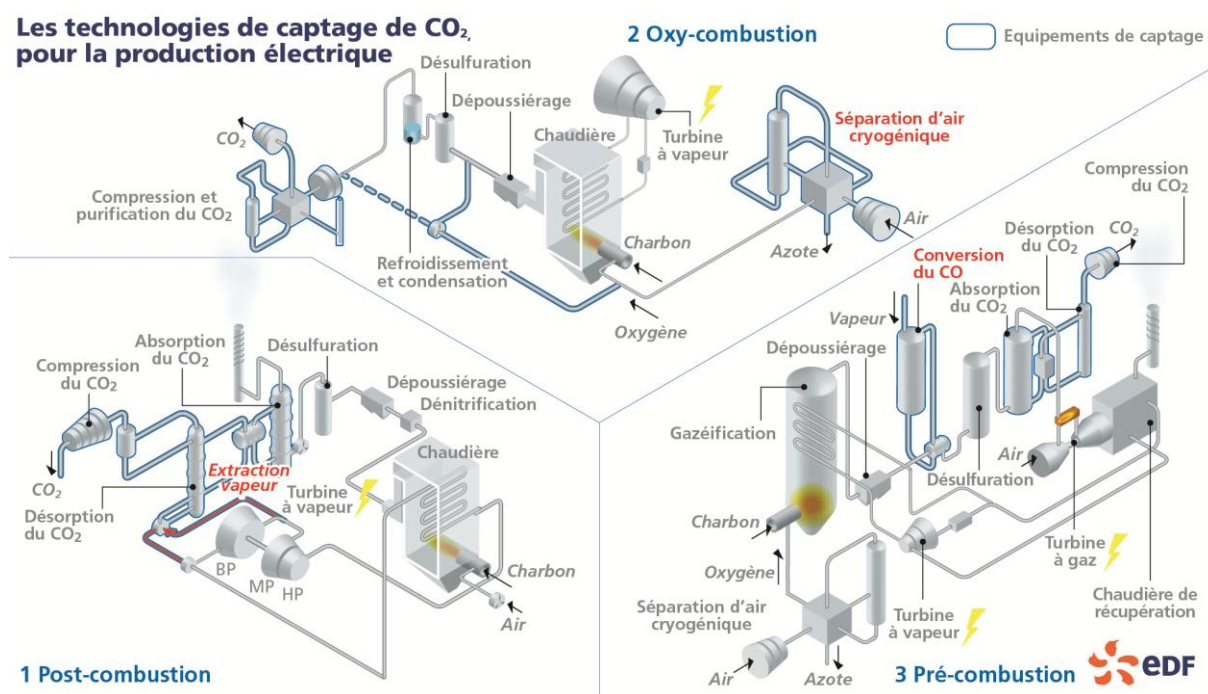


Figure 1.2 Illustration des trois principales voies de captage du CO₂ sur les centrales à charbon (crédits EDF)

Le captage en post-combustion consiste à placer une unité en aval de l'unité de production d'électricité pour en traiter les fumées. La technologie la plus mature dans cette voie est le captage du CO₂ par absorption chimique, le solvant le plus couramment utilisé étant la monoéthanolamine (MEA). Dans le procédé de captage en pré-combustion, le CO₂ est séparé avant l'unité de production d'électricité. Le carburant fossile (charbon, gaz naturel) est converti en gaz de synthèse. Celui-ci subit alors une réaction du gaz à l'eau pour produire un mélange CO₂/H₂, permettant ainsi la séparation du CO₂ en amont de l'étape de production d'électricité. Enfin, l'oxy-combustion consiste à brûler le carburant dans un environnement très appauvri en azote (l'oxygène étant séparé de l'azote de l'air en amont) afin d'obtenir des fumées enrichies en CO₂. Ainsi, l'étape de séparation du CO₂ est grandement facilitée. Parmi ces trois voies, celle qui est aujourd'hui considérée comme la meilleure technologie disponible (best available technology), de par ses performances énergétiques, technico-

économiques, son niveau de maturité et sa capacité à être installée facilement avec une modification modeste de la centrale électrogène, est le captage en post-combustion par absorption chimique.

Dans ce contexte, l'oxy-combustion est considérée comme une alternative intéressante à la post-combustion pour les centrales de type « centrale neuve ». En effet, cette voie de captage présente des performances proches de la post-combustion tout en ayant l'avantage de ne pas nécessiter l'utilisation et le stockage sur site de solvant chimique potentiellement dangereux pour l'environnement et les opérateurs. Par ailleurs, l'oxy-combustion a pour avantage, par rapport à la pré-combustion, de ne pas nécessiter l'utilisation d'un système dont la dynamique pénalise la flexibilité de l'unité, comme la gazéification intégrée du charbon.

1.2 Le captage du CO₂ par oxy-combustion

1.2.1 Principe de fonctionnement

Lors d'une combustion classique du charbon à l'air, le CO₂ contenu dans les fumées produites est, de par la nature du comburant, fortement dilué par de l'azote, ce qui complique considérablement l'opération de captage en aval. Le principe de l'oxy-combustion est de séparer l'oxygène de l'azote de l'air en amont du bloc chaudière afin d'obtenir des fumées enrichies en CO₂ et, par voie de conséquence, de réduire la pénalité énergétique engendrée par le procédé de captage. Lors d'une combustion, le carbone et l'hydrogène du charbon sont respectivement convertis en CO₂ et en H₂O. En l'absence d'azote, les fumées sont donc majoritairement composées de ces deux molécules. Ainsi, la purification des fumées est rendue plus aisée car une grande partie de l'eau contenue dans les fumées peut être condensée lors de l'étape de compression.

1.2.2 Description du procédé

Le schéma bloc illustré par la Figure 1.3 présente le fonctionnement d'une centrale oxy-combustion. Le flux d'oxygène nécessaire au fonctionnement en oxy-combustion est fourni par un procédé de distillation cryogénique de l'air appelé unité de séparation d'air (ASU, Air Separation Unit). De nombreux procédés permettent la séparation de l'oxygène de l'air. Cependant, seule la distillation cryogénique permet de satisfaire à la fois les contraintes de maturité technologique, de pureté (> 95 %_{mol}) et les demandes en oxygène d'une centrale oxy-combustion (> 15000 tonnes par jour) [Smith & Klosek, 2001].

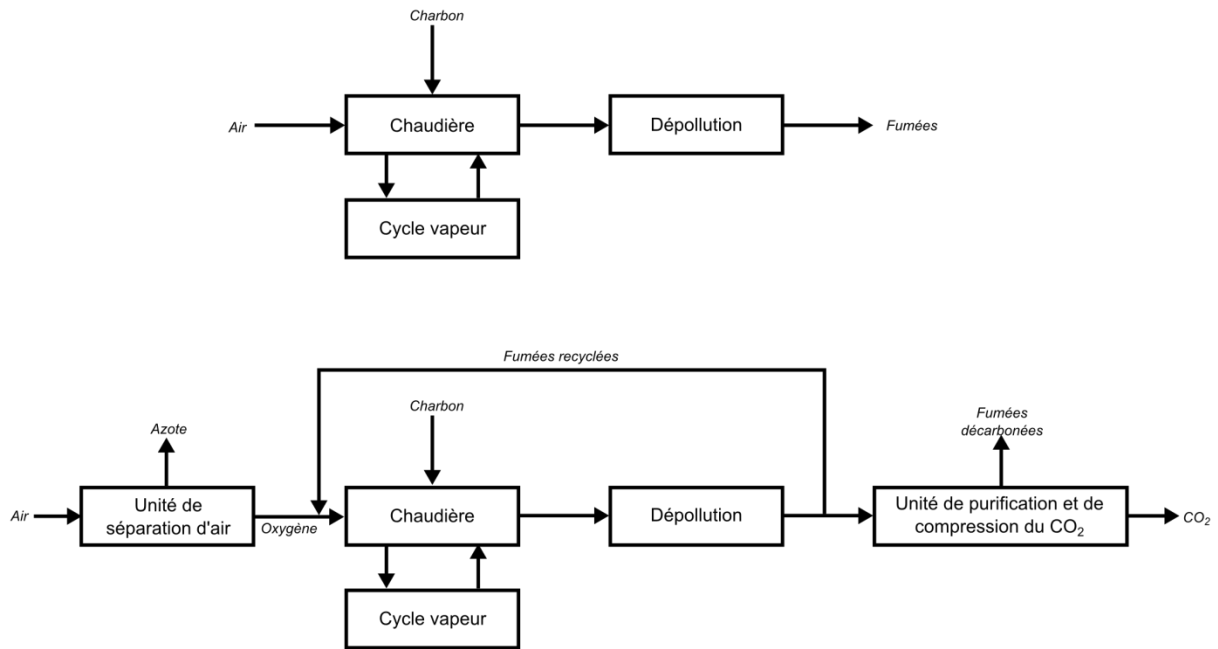


Figure 1.3 Schémas bloc d'une centrale aéro-combustion (en haut) et oxy-combustion (en bas)

Le flux d'oxygène ainsi obtenu est acheminé vers la chaudière après avoir été dilué avec de la fumée. En effet, le recyclage d'une partie des fumées de combustion est nécessaire afin de contrôler la température du foyer. Le taux de recyclage, défini comme le ratio du débit massique de fumées recyclées sur le débit de fumées en sortie de chaudière, est typiquement autour de 70 % [Scheffknecht et al., 2011 ; Xiong et al., 2011]. La partie non recyclée des fumées est alors envoyée vers le procédé cryogénique de captage du CO₂, appelé unité de compression et de purification du CO₂ (CPU). La concentration en CO₂ des fumées en entrée de la CPU est typiquement de l'ordre de 80 %_{mol} [Berstad et al., 2013], les autres espèces étant l'eau, les impuretés présentes dans le flux d'oxygène fourni par l'ASU (azote et argon), l'excès d'oxygène nécessaire à la combustion et les infiltrations d'air intervenant au niveau de la chaudière et du train de dépollution des fumées. La purification de ce flux de fumées est réalisée en deux temps : tout d'abord, les fumées sont déshumidifiées par condensation lors d'une première étape de compression et les traces d'eau sont éliminées par adsorption dans un tamis moléculaire afin d'éviter tout risque de formation de glace dans la partie cryogénique du procédé. Le CO₂, dont la volatilité est plus faible que les autres espèces présentes dans le flux déshydraté, est alors enrichi jusqu'à la pureté souhaitée par séparation de phase. Le flux de CO₂ ainsi obtenu est alors comprimé jusqu'à une pression permettant son transport et son stockage géologique en phase dense.

1.2.3 Performances énergétiques et surcoût de l'électricité produite

Malgré une réduction considérable de la consommation énergétique liée au procédé de captage du CO₂ du fait de l'enrichissement des fumées, la consommation énergétique conséquente de l'ASU pour permettre le fonctionnement en oxy-combustion mène à une baisse du rendement énergétique, comparé à celui d'une centrale sans captage, d'environ 10 points (%-pts) [Kanniche et al., 2010]. Cette baisse de rendement, appelée pénalité énergétique, est la grandeur la plus fréquemment utilisée pour quantifier les performances d'un procédé de captage du CO₂. Cette valeur, bien que légèrement inférieure à celle relative au procédé conventionnel de captage post-combustion par absorption chimique utilisant une solution aqueuse à 30 % massique de monoéthanolamine (MEA) comme solvant (11 %-pts) [Neveux, 2013], est trop élevée pour envisager le captage du CO₂ comme une solution viable dans une optique de production électrique décarbonée. En effet, une pénalité énergétique de 10 %-pts se traduit par une réduction de la production électrique d'environ 21 % pour un débit de charbon donné et en considérant les coûts d'investissements additionnels, le coût de l'électricité produite est augmenté d'environ 55 %. Ainsi, tout comme pour le captage post-combustion, l'enjeu principal relatif au procédé de captage du CO₂ par oxy-combustion est la réduction de la pénalité énergétique.

L'ASU est la principale contributrice à cette large pénalité énergétique (~60 %). Par conséquent, nombre d'acteurs industriels tels que *Air Liquide* [Tranier et al., 2009], *Air Products* [Higginbotham et al., 2011] ou encore *Praxair* [Prosser & Shah, 2011] mais également académiques [Fu & Gundersen, 2012a ; Chang et al., 2012 ; Van der Ham & Kjelstrup, 2011] ont travaillé à la réduction de la consommation énergétique des ASU cryogéniques. D'autre part, différentes configurations de CPU ont été étudiées dans l'optique de minimiser la consommation énergétique liée à cette étape [Ritter et al., 2009]. Malgré les gains de performance apportés par les améliorations de procédé, permettant notamment de réduire la consommation énergétique de l'ASU de l'ordre de 20 %, ceux-ci se focalisent sur l'amélioration des performances du procédé de manière isolée. Or, peu d'études dans la littérature ont eu pour objectif d'explorer les possibilités offertes par l'oxy-combustion d'un point de vue système. En particulier, les opportunités de modifications structurelles et/ou d'intégrations thermiques offertes par la modification de la partie chaudière et recyclage des fumées ont été peu étudiées. Par conséquent, l'adoption d'une approche holistique, visant à identifier les modifications de procédé permettant d'exploiter au mieux le principe du captage par oxy-combustion, a paru particulièrement prometteuse. La partie suivante fait état des principales méthodes d'analyse et d'amélioration des performances de procédés décrites dans la littérature.

1.3 Méthodes d'analyse de procédés visant l'amélioration de leurs performances énergétiques et environnementales

Deux approches principales ont vu le jour dans un contexte où les problématiques relatives à l'efficacité énergétique et à la réduction des impacts environnementaux des procédés ont pris une importance grandissante : l'intégration énergétique par la méthode dite du pincement et l'analyse du cycle de vie. Bien que fondamentalement différentes du point de vue des objectifs poursuivis, l'une visant principalement à apporter des éléments permettant d'améliorer les performances d'un système donné, l'autre ayant pour vocation de réaliser le diagnostic d'une unité, ces méthodes bien établies ont toutes deux fait l'objet de nombreuses extensions pour des domaines et applications particuliers. Une brève description de ces méthodes est proposée dans ce paragraphe.

1.3.1 La méthode du pincement

De nombreuses méthodes visant à réduire la consommation de ressources et/ou les émissions nocives à l'environnement ont été développées lors des dernières décennies. C'est lors des années 1970, suite à l'augmentation du coût des ressources énergétiques associée aux chocs pétroliers, que les premières notions d'efficacité énergétique ont réellement émergé. Les méthodes d'intégration thermique ont alors été établies afin d'améliorer les performances énergétiques des procédés industriels [Hohmann, 1971 ; Linnhoff & Flower, 1978 ; Umeda et al., 1978, Umeda, Harada & Shiroko, 1979 ; Linnhoff & Hindmarsh, 1983 ; Linnhoff & Vredeveld, 1984]. Parmi celles-ci, la méthode du pincement, ou « Pinch analysis », résultat des travaux de Linnhoff, est encore aujourd'hui une des pierres angulaires de l'intégration énergétique. La représentation des flux thermiques du système et des opportunités de récupération d'énergie sous forme graphique, très intuitive, a contribué au succès de cette méthode qui est aujourd'hui le standard en termes d'intégration thermique. Cette méthode permet notamment de visualiser immédiatement l'Énergie Minimale Requise (EMR) du système, définie comme la somme des besoins de chaleur et de refroidissement du système lorsque toutes les opportunités de valorisation de chaleur ont été exploitées, dès lors que les flux de chaleur sont identifiés. Outre cette représentation graphique permettant de réaliser un diagnostic du procédé considéré, la méthode du pincement permet également de concevoir un réseau d'échangeurs de chaleur optimal. Ce problème est une optimisation économique sous contraintes technologiques consistant principalement à minimiser le nombre d'équipements tout en maximisant la récupération d'énergie. La formulation mathématique utilisée pour résoudre ce type de problèmes est connue sous l'acronyme MINLP (Mixed Integer NonLinear Programming). Cependant, pour faciliter la résolution de ces problèmes, ils sont souvent linéarisés (MILP, Mixed Integer Linear Program) ou simplifiés et résolus linéairement. La mise en œuvre de cette méthode étant largement décrite dans de nombreux

ouvrages, et en particulier dans un tutoriel de l'agence internationale de l'énergie [Gundersen, 2000] visant à standardiser l'intégration énergétique dans l'industrie, elle ne sera pas explicitée dans ce document. Initialement développée pour maximiser la réutilisation des sources d'énergie thermique disponibles au sein d'un système considéré, cette méthode a, par la suite, été étendue dans de nombreux domaines. Citons notamment l'adaptation au transfert de matière (« Mass Pinch ») en faisant une analogie entre la force motrice relative à un écart de température et celle entraînée par une différence de concentration [El-Halwagi & Manousiouthakis, 1989]. S'en est suivi un développement spécifique du « Mass Pinch » pour minimiser les rejets d'eau (« Water Pinch ») [Wang & Smith, 1994], et l'utilisation optimale d'hydrogène (« Hydrogen Pinch ») [Alves, 1999] ou encore d'oxygène (« Oxygen Pinch ») [Zhelev & Ntlhakana, 1999]. Enfin, plus récemment, le concept a été adapté aux émissions de CO₂ (« Carbon Emission Pinch Analysis ») [Tan & Foo, 2007] ou encore à la gestion de systèmes énergétiques hybrides comprenant des sources d'énergie d'origine renouvelable (« Power Pinch Analysis ») [Wan Alwi et al., 2012].

1.3.2 L'analyse du cycle de vie

Dans le même temps, l'appauvrissement de la couche d'ozone ainsi que la mise en évidence des risques de réchauffement climatique dus à l'augmentation de l'effet de serre, causé par les émissions anthropiques, ont tour à tour contribué à placer les problématiques environnementales au centre des préoccupations de l'industrie depuis le début des années 1980. C'est ainsi que les méthodes telles que l'Analyse du Cycle de Vie (ACV), aussi connue sous le nom d'analyse « du berceau à la tombe », visant initialement à évaluer l'impact environnemental d'un produit, d'une activité ou d'un procédé en considérant les émissions directes et indirectes sur l'ensemble de la chaîne de production, ont vu le jour. Les différentes étapes d'une ACV – objectif et champ de l'étude, inventaire et analyse de l'inventaire, évaluation de l'impact et interprétation des résultats – sont standardisées par une série de normes ISO (14040 – 14043). Ainsi, l'ACV permet d'étudier différents types d'impacts associés au procédé à l'aide d'indicateurs. Parmi les impacts les plus courants peuvent être cités la contribution à l'effet de serre, la consommation d'énergie non renouvelable, la pollution photochimique à la destruction de la couche d'ozone, la toxicité, l'eutrophisation ou encore l'acidification. Enfin, l'analyse des différents indicateurs relatifs aux impacts considérés permet l'évaluation d'un procédé ou encore la comparaison de plusieurs procédés alternatifs. Cette approche a été adaptée à l'étude et à l'optimisation des procédés par Chevalier (1999) ou encore Azapagic (1999). Par ailleurs, elle a été appliquée aux systèmes énergétiques [Rousseaux & Apostol, 2000] et notamment aux centrales à charbon sans [Spath et al., 1999] et avec captage du CO₂ [Viebahn, 2007 ; Widder et al., 2011 ; Zhang et al., 2014].

1.3.3 Limites de l'analyse du pincement et de l'analyse du cycle de vie

Ainsi, de nombreuses méthodologies ont été proposées pour mieux considérer l'impact environnemental des procédés et en particulier améliorer l'efficacité énergétique de ces derniers afin de répondre aux problématiques soulevées par les tensions sur le prix des énergies fossiles et celles liées au développement durable. La méthode de l'analyse du cycle de vie est utile dans l'optique de comparer plusieurs filières de production ou plusieurs alternatives technologiques en considérant leur impact environnemental sur l'ensemble de la chaîne de production. Cette comparaison est réalisée suivant des indicateurs de différentes natures. Toutefois, cette méthode est moins adaptée à des études visant à identifier le potentiel d'amélioration d'un procédé dans un contexte industriel, études dans lesquelles les aspects liés à la performance énergétique et économique sont au centre des préoccupations. De plus, malgré l'effort de normalisation qui a été réalisé, l'ACV présente l'inconvénient d'autoriser une certaine subjectivité méthodologique dans l'étape d'allocation des impacts [Hofstetter, 1998 ; Rousseaux, 2005] et souffre du caractère souvent parcellaire des informations disponibles dans les bases de données, rendant par conséquent les conclusions d'une telle étude relativement contestables.

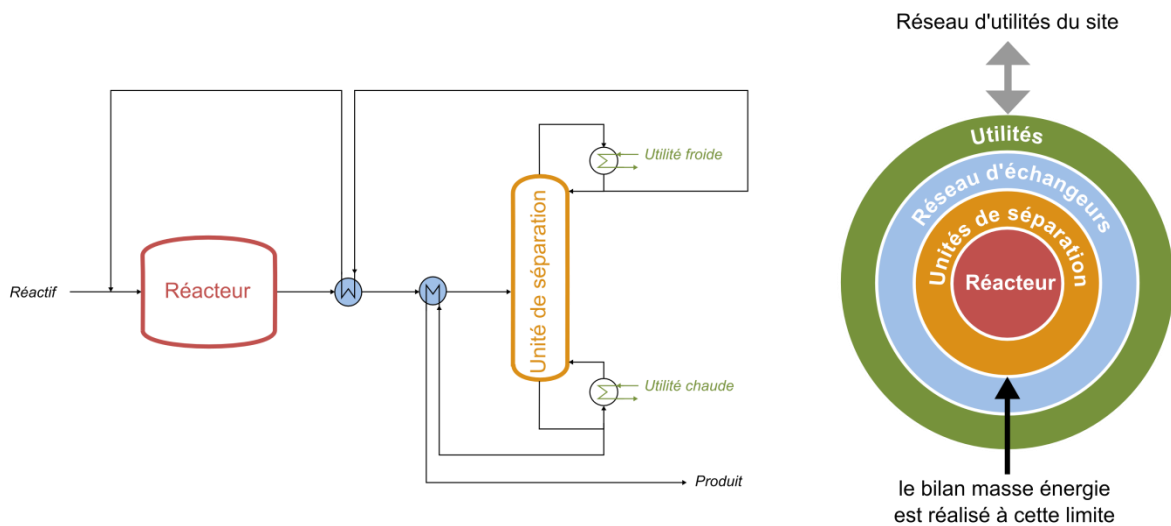


Figure 1.4 Diagramme dit de l'oignon hiérarchisant la conception de procédé, à partir de [Linnhoff March, 1998]

Par ailleurs, l'analyse du pincement est une méthode permettant d'optimiser la récupération d'énergie d'un procédé à partir d'un bilan masse-enthalpie donné, et donc pour un schéma de procédé fixé. Autrement dit, en se référant à la hiérarchisation en conception de procédé conceptualisée par Linnhoff [Linnhoff March, 1998] sous la forme d'un diagramme dit de l'oignon, la méthode du pincement ne concerne que les deux couches externes (voir Figure 1.4). Ainsi, l'optimisation du réseau d'échangeurs doit être réalisée pour chaque modification de procédé, qu'il s'agisse d'une modification de condition opératoire ou d'une modification structurelle. Enfin, bien qu'une approche

heuristique appelée « principe du +/- » [Linnhoff March, 1998] existe pour identifier les modifications de procédé bénéfiques, cette méthode a comme inconvénient de nécessiter une compréhension avancée des sous-éléments composant le système et est difficilement applicable à des systèmes de grande taille.

Bien qu'étant sans conteste la méthode d'intégration thermique la plus utilisée, des approches d'analyse de procédé alternatives à la méthode de pincement ont été développées, une des principales étant l'analyse exergetique. Les pertes observées dans la plupart des systèmes thermodynamiques sont dues principalement aux irréversibilités internes du système. Celles-ci sont causées soit par les différents transferts de chaleur entre les fluides du système, soit par les dissipations dues aux frottements et aux pertes de charge. Le premier principe de la thermodynamique, sur lequel est basée l'analyse du pincement, ne permet pas de quantifier ces pertes, d'où la nécessité de le coupler au second principe de la thermodynamique. Un intérêt notable de l'exergie par rapport à l'entropie est que cette grandeur s'exprime dans les mêmes unités que les autres flux d'énergie transitant dans le procédé. Ainsi, l'analyse exergetique permet la comparaison de sources d'énergie de différentes natures (thermique, électrique, mécanique) interagissant dans un système, et la détermination de la compatibilité de celles-ci permet l'évaluation de la dégradation de l'énergie et ainsi la quantification des pertes thermodynamiques d'un système [Staine, 1995]. Ainsi, l'approche exergetique est tout particulièrement adaptée pour identifier les voies d'amélioration des procédés de production d'électricité [Rosen & Bulucea, 2009]. La partie suivante est consacrée à la description de l'analyse exergetique.

1.4 Analyse exergetique

L'exergie permet de décrire l'évolution de la qualité de l'énergie disponible dans un système. Elle se base à la fois sur le premier principe de la thermodynamique stipulant que l'énergie dans un système se conserve, et sur le second principe de la thermodynamique selon lequel toute transformation réelle est irréversible.

1.4.1 Définition de l'exergie

Lorsque deux systèmes à des états thermodynamiques différents interagissent entre eux pour parvenir à un état d'équilibre, il est possible d'en extraire du travail utile. Ainsi, n'importe quel système ou source d'énergie se trouvant dans un état différent de l'état de son environnement extérieur produira du travail utile pour parvenir à un état d'équilibre avec ce dernier.

Parmi les nombreuses définitions de l'exergie que l'on peut trouver dans la littérature, celle donnée par Benelmir (2002), particulièrement explicite, a été retenue : « l'exergie d'une certaine quantité de matière contenue dans un système est une mesure du potentiel de production (ou de récupération) d'un travail maximal (ou minimal) par le super-système (constitué du système et de son milieu ambiant), qui permettra à cette quantité de matière d'être ramenée de son état initial à un état d'équilibre inerte avec le milieu ambiant ». Ainsi, l'exergie est la mesure du travail utile total que renferme un système par rapport à un environnement de référence.

1.4.2 Environnement de référence

Tout d'abord, afin de mener une analyse exergetique, il est nécessaire de définir un environnement de référence, « état mort » ou encore « milieu ambiant » d'après la définition de l'exergie donnée dans la partie 1.4.1. Le choix de cet environnement de référence est arbitraire mais pour l'analyse de systèmes terrestres, il est courant d'adopter la surface de la Terre comme référence. L'environnement de référence défini par Szargut et al., [Szargut et al., 1988] est largement utilisé et reconnu [Hinderink et al., 1996]. Cet ouvrage décrit l'environnement de référence en termes de composition moyenne de l'atmosphère terrestre, de l'eau de mer et de la croûte terrestre pour un état de référence T_0 et P_0 de 25 °C et 1 atmosphère.

1.4.3 Exergie contenue dans un flux de matière

Pour une étude exergetique dans un procédé, l'exergie liée à l'énergie cinétique et à l'énergie potentielle est négligeable. L'exergie d'un flux de matière est alors composée de deux termes : l'exergie chimique et l'exergie physique.

$$Ex = Ex_{chem} + Ex_{phy} \quad (1.1)$$

a. L'exergie chimique

L'exergie chimique d'un flux de matière se réfère à la partie de l'exergie résultant de la différence de potentiel chimique (évalué dans les conditions de référence T_0, P_0) entre les espèces présentes dans le procédé (à une certaine concentration) et ces mêmes espèces dans l'environnement de référence. Ainsi, à partir des exergies chimiques des éléments purs à l'état de référence Ex_{chem}^0 déterminées par Szargut et al. (1988), il est possible de déterminer l'exergie chimique d'espèces qui ne sont pas présentes dans l'environnement de référence en considérant la réaction de formation de celles-ci à partir des éléments dans l'état de référence. Ainsi, on a :

$$Ex_{chem,i}^0 = \Delta_f G_i^0 - \sum_j v_j \cdot Ex_{chem,j}^0 \quad (1.2)$$

où $\Delta_f G_i^0$ est l'enthalpie libre de formation de l'espèce i (à T_0 et P_0) ; $Ex_{chem,i}^0$ l'exergie chimique à T_0 , P_0 d'une espèce i ; $Ex_{chem,j}^0$ l'exergie chimique à T_0 , P_0 de l'élément pur j présent dans l'espèce i et v_j le coefficient stœchiométrique de l'élément j dans l'espèce i .

A partir de la valeur de l'exergie chimique de chaque espèce présente dans un flux, il est possible de calculer l'exergie chimique du flux par la relation suivante :

$$Ex_{chem} = \sum_i x_i \cdot Ex_{chem,i}^0 \quad (1.3)$$

b. L'exergie physique

L'exergie physique d'un flux à une température T et une pression P représente le travail maximal récupérable lorsque ce flux est amené à l'équilibre thermomécanique avec l'environnement (à T_0 , P_0) de manière réversible et en échangeant la chaleur uniquement avec l'environnement à une température T_0 . L'exergie physique d'un flux de matière est alors calculée par la relation suivante :

$$Ex_{phy} = H - H_0 - T_0(S - S_0) \quad (1.4)$$

H et S étant respectivement l'enthalpie et l'entropie du flux de matière à la température et à la pression du système (et prenant ainsi en compte les effets de mélange).

1.4.4 Cas des énergies mécanique, électrique et thermique

De par la définition de l'exergie, l'énergie mécanique et l'énergie électrique sont de l'exergie pure si on suppose la non création d'entropie [Lallemand, 2007].

L'énergie thermique, quant à elle, ne peut, même réversiblement, être transformée intégralement en travail à moins d'avoir recours à une source froide dont la température est nulle. En effet, la transformation d'une certaine quantité de chaleur Q à la température T en travail W nécessite l'utilisation d'un moteur de Carnot rejetant une partie de l'énergie thermique à la source froide. La source froide dans un système industriel étant l'air ambiant, l'exergie contenue dans un flux de chaleur à une température T est donnée par la relation suivante :

$$Ex = \eta_c Q \quad (1.5)$$

avec Ex l'exergie disponible dans la quantité de chaleur, Q la quantité de chaleur disponible dans la source d'énergie étudiée et η_c le rendement du cycle de Carnot (facteur de Carnot) défini comme suit :

$$\eta_c = 1 - \frac{T_{amb}}{T} \quad (1.6)$$

où T_{amb} est la température ambiante et T la température de la source d'énergie thermique.

1.4.5 Pertes exergetiques

Contrairement à l'énergie, l'exergie peut être détruite durant un processus donné et cette destruction résulte principalement des irréversibilités liées au procédé lui-même et de la génération d'entropie liée à ce procédé [Le Goff, 1979].

Ainsi, la destruction d'exergie, notée Ex_D , est, selon la loi de Gouy-Stodola, proportionnelle à la somme des augmentations d'entropie (entropie interne créée, notée ΔS) des différents flux d'énergie composant un système [Cornelissen, 1997] :

$$Ex_D = T_0 \sum \Delta S \quad (1.7)$$

Dans une transformation réelle, des pertes exergetiques interviennent inévitablement. Ces dernières sont causées par les frictions (mécaniques ou hydrauliques), les irréversibilités dues à des transferts de chaleur (avec un écart de température fini) ou encore les irréversibilités dues à la diffusion (avec un écart de concentration fini) [Szargut, 2001].

1.4.6 Bilan exergetique

Le bilan exergetique d'un système est obtenu en combinant le premier et le second principe de la thermodynamique. Le bilan enthalpique d'un système ouvert en régime permanent susceptible d'échanger du travail, de l'énergie thermique et de la matière avec le milieu extérieur est donné par :

$$\sum_{in} \dot{W}_{in} + \sum_{in} \dot{Q}_{in} + \sum_{in} \dot{m}_{in} \bar{H}_{in} = \sum_{out} \dot{W}_{out} + \sum_{out} \dot{Q}_{out} + \sum_{out} \dot{m}_{out} \bar{H}_{out} + \dot{Q}_0 \quad (1.8)$$

avec $\dot{W}$ le travail, $\dot{Q}$ l'énergie thermique, $\dot{Q}_0$ la chaleur cédée à l'environnement et $\dot{m}$ le débit de matière.

Le bilan entropique du même système étant :

$$\sum_{in} \frac{\dot{Q}_{in}}{T_{in}} + \sum_{in} \dot{m}_{in} \bar{s}_{in} + \Delta S = \sum_{out} \frac{\dot{Q}_{out}}{T_{out}} + \sum_{out} \dot{m}_{out} \bar{s}_{out} + \frac{\dot{Q}_0}{T_0} \quad (1.9)$$

Ainsi, le bilan exergetique est obtenu en soustrayant au bilan enthalpique le produit de T_0 et du bilan entropique :

$$\begin{aligned} \sum_{in} \left[\dot{W}_{in} + \dot{Q}_{in} \left(1 - \frac{T_0}{T_{in}} \right) + \dot{m}_{in} (\bar{H}_{in} - T_0 \bar{s}_{in}) \right] \\ = \sum_{out} \left[\dot{W}_{out} + \dot{Q}_{out} \left(1 - \frac{T_0}{T_{out}} \right) + \dot{m}_{out} (\bar{H}_{out} - T_0 \bar{s}_{out}) \right] + T_0 \Delta S \end{aligned} \quad (1.10)$$

Trois termes peuvent être distingués dans ce bilan : l'exergie entrant dans le système, l'exergie sortant du système et l'exergie détruite, positive ou nulle de par la définition de l'entropie créée, qui correspond aux irréversibilités dans le système.

1.4.7 Rendement exergetique

De nombreuses définitions du rendement exergetique sont disponibles dans la littérature [Kotas, 1980 ; Tsatsaronis, 1993 ; Brodyansky, 1994]. La définition la plus générale du rendement exergetique qui sera considérée est la suivante :

$$\eta_{ex} = \frac{\sum Ex_{out}}{\sum Ex_{in}} \quad (1.11)$$

avec $\sum Ex_{out}$ la somme des exergies sortant du système et $\sum Ex_{in}$ la somme des exergies entrant dans le système. Sachant que $\sum Ex_{in} = \sum Ex_{out} + \sum Ex_D$, on peut aussi écrire :

$$\eta_{ex} = \frac{\sum Ex_{in} - \sum Ex_D}{\sum Ex_{in}} = 1 - \frac{\sum Ex_D}{\sum Ex_{in}} \quad (1.12)$$

1.4.8 Outils d'analyse exergetique

De nombreuses méthodes d'analyse exergetique appliquées aux procédés ont émergé et différents outils d'analyse exergetique, intégrés ou non à des simulateurs de procédés, ont été développés. Une revue de différents outils permettant de réaliser des analyses exergetiques a été réalisée par Ghannadzadeh et al. (2012). Parmi ces outils, le logiciel commercial *ExerCom*, utilisé entre autres par

Fu et Gundersen (2010) pour réaliser l'analyse exergetique d'un procédé de captage du CO₂ par oxy-combustion, a été retenu du fait de sa compatibilité avec le logiciel de simulation de procédés utilisé.

ExerCom est un logiciel permettant l'obtention de l'exergie comme paramètre de sortie dans les logiciels de simulation de procédés commerciaux *Aspen Plus* et *Pro/II*. Il a été développé par *Jacobs Consultancy* à partir des travaux de Hinderink et al. (1996). L'environnement de référence proposé par Szargut est adopté. L'exergie est ici considérée comme étant composée de trois termes : l'exergie chimique, l'exergie physique et l'exergie de mélange. En effet, ici, outre l'exergie chimique qui est calculée suivant la méthode décrite dans la partie 1.4.3, l'exergie physique est calculée comme la somme des exergies physiques contenues dans chaque espèce pure présente dans un mélange à la température et à la pression du système, sans prendre en compte les effets de mélange. Ainsi, le terme d'exergie de mélange, négatif, représentant l'énergie nécessaire à la séparation des différentes espèces du mélange, est ajouté pour déterminer l'exergie d'un flux de matière. Ghannadzadeh et al. (2012) ont souligné la dépendance du terme de mélange au choix du modèle thermodynamique employé.

1.5 Objectifs de la thèse et plan du manuscrit

1.5.1 Objectifs de la thèse

Le principal verrou au développement du captage du CO₂ par oxy-combustion sur les centrales à charbon pulvérisé est la pénalité énergétique élevée, principalement due à la consommation énergétique de l'ASU et dans une moindre mesure de la CPU. Ainsi, pour un schéma de procédé conventionnel, avec une ASU double colonne et une CPU double flash sans intégration thermique, la pénalité énergétique liée au captage s'élève à environ 10 %-pts, soit une diminution de la production électrique d'environ 21 % qui se traduit par une augmentation du coût de l'électricité produite d'environ 55 %. L'objectif de cette thèse est d'élaborer une méthodologie d'optimisation, sous contraintes technologiques et économiques, permettant d'évaluer le potentiel de gain d'un procédé industriel complexe et de l'appliquer à une centrale à charbon pulvérisé fonctionnant en oxy-combustion. Ainsi, outre l'optimisation des variables opératoires à architecture de procédé fixée, des alternatives structurelles sont identifiées et leurs performances comparées.

1.5.2 Plan du manuscrit

Ce manuscrit décrit les différentes étapes qui ont permis l'évaluation du potentiel d'amélioration du procédé de captage du CO₂ par oxy-combustion. Il s'articule de la manière suivante.

Le chapitre 2 est dédié à la description de l'approche adoptée pour identifier la configuration optimale du procédé. Tout d'abord, le périmètre de l'étude est défini afin de restreindre le champ des options technologiques à investiguer. Ensuite, une analyse exergétique à l'échelle de l'opération unitaire est mise en œuvre sur un procédé dit de base afin d'identifier les principales sources de pertes intervenant au sein du procédé. Le procédé de base se caractérise par le recours à des technologies conventionnelles et un schéma d'intégration thermique minimal afin que la cartographie des pertes exergétiques réalisée soit la plus précise possible. A l'issue de cette étape, les informations obtenues par l'analyse exergétique sont exploitées afin d'établir les voies d'amélioration des performances du système, aussi bien en termes de valorisation de sources d'exergie détruite que de modifications structurelles du procédé permettant de réduire les irréversibilités. Une fois les améliorations potentielles identifiées, les performances relatives aux différentes configurations de procédé sont estimées et comparées. L'optimisation du schéma d'intégration thermique est réalisée pour chaque configuration de procédé. Un soin particulier est accordé à la prise en compte des effets de couplage éventuels. De cette manière, le procédé optimal d'un point de vue énergétique et éventuellement technico-économique suivant le critère de performance choisi peut être déterminé.

Le chapitre 3 est consacré à la description du système étudié. Après une brève description du principe de fonctionnement d'une centrale thermique, les différents îlots composant une centrale à charbon pulvérisé (chaudière, cycle électrogène et traitement des fumées) sont décrits tour à tour. Lorsque les performances d'un procédé de captage de CO_2 sont étudiées, il est nécessaire d'établir une centrale aéro-combustion classique afin d'estimer la perte de production entraînée. Ainsi, la description de la centrale oxy-combustion de base est précédée de la description de la centrale aéro-combustion dite de référence, pour laquelle des spécifications et des hypothèses de modélisation cohérentes sont adoptées. Les performances énergétiques relatives à la centrale aéro-combustion de référence et à la centrale oxy-combustion de base sont données à la fin de ce chapitre.

Le chapitre 4 présente l'application de la méthodologie décrite dans le chapitre 2 afin de déterminer les performances énergétiques optimales d'une centrale oxy-combustion implantée en Europe avec des technologies à l'état de l'art actuellement disponibles. Quatre modifications structurelles de procédé permettant de réduire les pertes thermodynamiques identifiées à l'aide des informations fournies par l'analyse exergétique sont étudiées : le recours à des unités de séparation d'air cryogéniques avancées, la déviation d'une portion des fumées en amont de l'échangeur rotatif, la modification de la localisation du recyclage des fumées et la substitution des compressions étagées avec refroidissement intermédiaire par des compressions mono-étagées. Les gains de performance associés à chacune de ces modifications sont déterminés en réalisant une intégration thermique optimale et en tenant compte des effets de couplage. Concernant l'étape d'intégration thermique, la méthodologie originale basée sur

le recours systématique au poste d'eau du cycle vapeur, développée et adoptée dans le cadre de cette étude, est également décrite dans ce chapitre.

Après avoir identifié la configuration d'une centrale oxy-combustion à l'état de l'art optimale d'un point de vue énergétique, la prise en compte d'un critère économique est traitée dans le chapitre 5. En effet, les modifications de procédé considérées dans le chapitre 4 entraînant pour la plupart une augmentation du coût d'investissement, il est nécessaire d'étudier la rentabilité des options envisagées. Ce chapitre introduit d'abord l'approche d'estimation des coûts d'investissements retenue dans ce travail de thèse, une méthode dite factorielle. Puis les coûts d'investissements de l'unité de séparation d'air, de l'unité de compression et de purification du CO₂ et enfin des équipements différant entre une centrale aéro-combustion et une centrale oxy-combustion sont successivement évalués. L'évaluation des coûts d'investissements entraînés par chaque modification de procédé est ensuite conduite puis la rentabilité de ces dernières est établie suivant un critère associé au coût actualisé de l'électricité. Ainsi, la configuration optimale d'un point de vue technico-économique est identifiée par substitutions successives.

Le chapitre 6 aborde les différentes voies d'amélioration de l'oxy-combustion lorsque le périmètre de l'étude est étendu à des procédés plus innovants. La méthode est alors appliquée à un concept particulièrement prometteur : l'oxy-combustion pressurisée. Au regard du faible niveau de maturité des technologies impliquées ainsi que des grandes incertitudes sur les coûts, cette étude se restreint à l'évaluation suivant un critère énergétique.

Enfin, ce manuscrit s'achève par une dernière partie incluant une synthèse méthodologique, une synthèse des résultats de l'étude et enfin les perspectives pour la poursuite de travaux futurs.

Ainsi, le chapitre suivant présente la méthodologie retenue dans le cadre de cette étude.

Chapitre 2

Méthodologie

Dans ce deuxième chapitre, la procédure adoptée dans le cadre de la thèse pour identifier et implémenter les modifications de procédé menant à des performances énergétiques globales accrues est décrite et illustrée par quelques exemples permettant de faciliter la compréhension du lecteur. Après avoir déterminé le périmètre de l'étude, les étapes du procédé induisant les irréversibilités les plus importantes sont identifiées à l'aide d'une analyse exergetique à l'échelle de l'opération unitaire sur un modèle de centrale oxy-combustion conventionnelle faisant intervenir un minimum d'intégration énergétique. Ensuite, cette cartographie des pertes exergetiques est exploitée pour identifier les sources d'irréversibilités les plus importantes et déterminer celles qui présentent un potentiel de réduction des pertes. Après avoir mis en évidence les puits et sources de chaleur du procédé, une intégration thermique optimale à architecture de procédé fixée est menée. Les modifications structurelles pouvant mener à une amélioration des performances sont ensuite étudiées une à une et classées suivant les gains apportés. Une fois ce classement établi, les modifications pour lesquelles le gain est supérieur à un critère de sélection défini, de nature soit purement énergétique soit technico-économique, sont retenues. Enfin, après l'analyse des synergies éventuelles entre les modifications identifiées, le procédé optimal au regard du critère de sélection et du périmètre d'étude choisi peut être déterminé.

2.1 Détermination du périmètre de l'étude

2.1.1 Enjeux liés à la définition du périmètre de l'étude

La définition d'un périmètre d'étude est primordiale avant toute étude d'intégration énergétique de procédé, qu'il s'agisse de l'amélioration d'un procédé existant ou de la comparaison de différentes configurations de procédé lors d'une étape de conception. En effet, outre le critère de rentabilité économique qui conditionnera le choix final, le critère portant sur la maturité technologique des sous-éléments intervenant dans le procédé, le TRL (Technology Readiness Level [Annexe 2.1]), a une forte importance lors d'une étude d'intégration de procédé. Ainsi, un cadre d'étude précis doit être fixé au regard de l'objectif visé. La prise en considération de procédés à faible niveau de maturité ($TRL < 4$) augmente considérablement les possibilités d'intégrations thermiques, et donc le potentiel d'amélioration des performances offert par le système. Cependant, les résultats obtenus à l'issue de cette étude seront entachés d'incertitudes relativement grandes, tant sur la faisabilité technologique que sur les aspects d'évaluation de coût. Au contraire, une étude considérant uniquement des procédés industriellement éprouvés ($TRL \geq 9$) mènera à des résultats plus fiables mais avec un champ d'investigation significativement réduit.

2.1.2 Influence du périmètre défini sur la nature de l'étude

A l'échelle système, une technologie peut généralement être associée à une performance (rendement isentropique pour les machines tournantes, taux de conversion pour un réacteur, etc.), une plage opératoire (pression, température) ainsi que des contraintes technologiques (température d'approche pour les échangeurs de chaleur, pertes de charge, fuites internes ou externes, etc.). Ainsi, suivant l'horizon de temps envisagé, et donc le périmètre d'étude qui en découle, les performances individuelles des sous-éléments du système, mais aussi la structure générale de celui-ci, peuvent grandement varier. Par conséquent, il est primordial de définir précisément le périmètre considéré au début de chaque étude de procédé à l'échelle système, ce qui se traduit par une revue bibliographique permettant de discriminer les technologies à considérer pour chaque sous-élément du système. Cette étape est particulièrement importante pour les études de conception de procédés. En effet, cela permet de limiter le nombre de cas à considérer dans l'optimisation et d'aboutir à un résultat final correspondant à l'objectif de l'étude fixé initialement et ce dans un laps de temps raisonnable.

Une fois le périmètre d'étude défini, une configuration typique du système étudié dans laquelle les intégrations thermiques sont minimales est établie. Ce système que nous qualifierons « de base » est établi pour réaliser un constat exhaustif des causes entraînant les sources d'inefficacités du système.

2.2 Identification des voies d'amélioration par analyse exergetique

Comme décrit dans le paragraphe 1.4, le contenu exergetique des flux de matière et d'énergie (thermique, mécanique et électrique) peut être calculé par rapport à un environnement de référence. A partir de ces informations, il est possible de déterminer les pertes exergetiques intervenant dans un sous-élément du système par bilan sur cette enceinte. L'exergie détruite dans le sous-élément est déterminée en soustrayant l'exergie des flux sortants à l'exergie des flux entrants (voir équation (1.10)). Or, suivant l'échelle de modélisation adoptée pour décrire le système, les informations qui peuvent être tirées de l'analyse exergetique sont différentes.

Un schéma de procédé d'une unité de séparation d'air par distillation cryogénique (ASU, Air Separation Unit) est présenté (Figure 2.1) pour illustrer les propos précédents. Si une approche de type « boîte noire » du procédé est adoptée (cadre grisé), la seule information qui peut être obtenue à l'issue de l'analyse exergetique est le rendement exergetique global du système (paragraphe 1.4.7). Bien qu'utile, cette information n'est pas suffisante dans une optique d'amélioration des performances car elle ne permet pas d'identifier de manière précise la répartition de la destruction d'exergie au sein du système. Ainsi, en sous-divisant le modèle de procédé en sous-modèles agrégeant plusieurs opérations unitaires (cadres rouges par exemple) ou encore à l'échelle de l'opération unitaire suivant le niveau de détail désiré, il est possible d'obtenir des informations plus complètes et précises dans l'optique d'identifier les sources des irréversibilités. C'est cette dernière approche qui est adoptée.

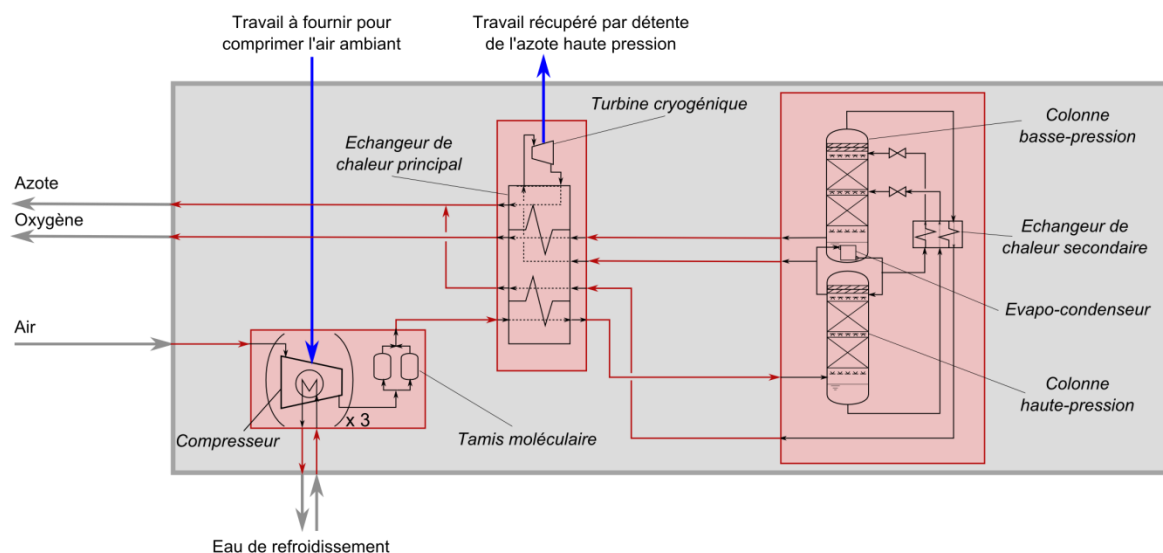


Figure 2.1 Illustration de différentes échelles de modélisation envisageables suivant le niveau de détail désiré

La centrale oxy-combustion de base est donc modélisée à l'aide du logiciel de simulation de procédé séquentiel modulaire commercial *Aspen Plus* [AspenTech, 2000]. *ExerCom* [JACOBS Consultancy, 2009], un module additionnel d'*Aspen Plus*, est utilisé pour les calculs de contenu exergétique des flux de matière permettant l'établissement de la destruction d'exergie pour chaque opération unitaire par bilan exergétique sur le volume de contrôle. Ainsi, après simulation, une cartographie des pertes exergétiques donnant accès à l'importance et à la localisation des irréversibilités est obtenue.

2.3 Exploitation des informations obtenues par l'analyse exergétique

2.3.1 Classement des pertes exergétiques

Une fois la cartographie des pertes exergétiques établie, ces dernières sont classées par ordre d'importance, indépendamment de la localisation au sein du système. De cette manière, les points du procédé devant faire l'objet d'une attention particulière sont hiérarchisés. Les pertes exergétiques de l'unité de séparation d'air illustrée dans la Figure 2.1 sont présentées dans la Figure 2.2, classées par ordre d'importance décroissant.

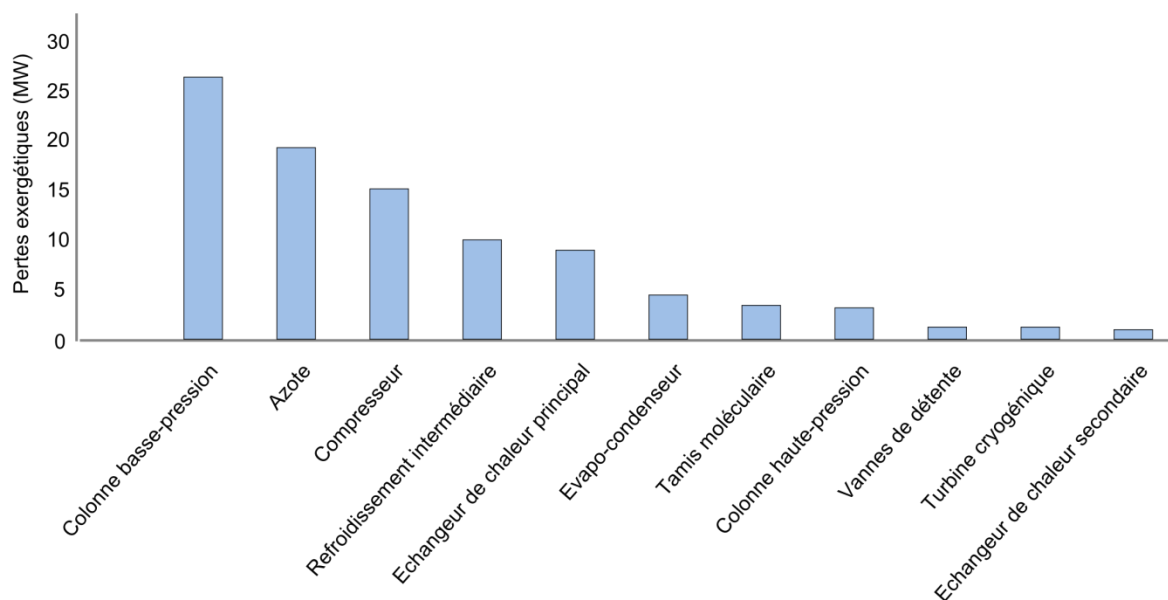


Figure 2.2 Pertes exergétiques intervenant dans l'ASU décrite Figure 2.1, classées par ordre d'importance

2.3.2 Pertes évitables et non évitables et identification du potentiel de réduction des pertes par analyse exergetique détaillée

Le classement des pertes exergetiques intervenant dans le système permet d'identifier les points du procédé où les irréversibilités sont les plus importantes, et donc où le potentiel de réduction des pertes est, *a priori*, plus élevé. Cependant, l'analyse exergetique simple comme celle décrite précédemment, bien que fournissant des informations intéressantes, n'est pas suffisante car elle ne permet pas de déterminer si ces pertes sont évitables ou non, et le gain que l'on peut escompter le cas échéant.

En effet, dans certains cas, les pertes exergetiques sont inévitables au regard du périmètre d'étude fixé. C'est par exemple le cas pour les irréversibilités générées dans le compresseur d'air de l'exemple précédent, qui sont dues aux rendements de conversion (isentropique, électromécanique) associés aux technologies de compresseurs rotatifs axiaux de grande puissance utilisées dans l'industrie. Pour obtenir des informations complémentaires sur le caractère évitable ou non des pertes, une analyse exergetique détaillée différenciant les contributions de l'exergie des flux de matière, que sont l'exergie physique, chimique et de mélange, doit être réalisée.

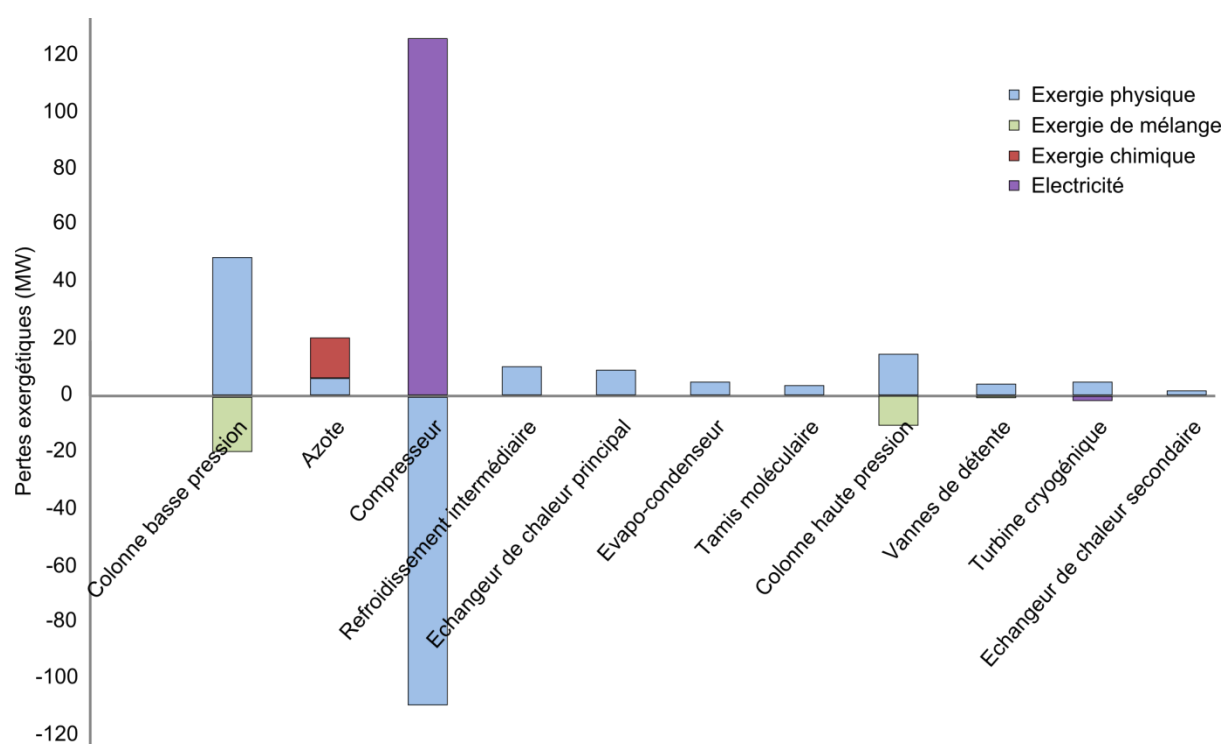


Figure 2.3 Analyse exergetique détaillée de l'ASU décrite dans la Figure 2.1

La Figure 2.3 met en évidence que, suivant les postes de pertes, les transformations ayant lieu sont de différentes natures. Ainsi, une compression permet d'augmenter le contenu exergetique (physique) via une introduction d'exergie pure sous forme de travail mécanique moyennant une perte inévitable

due aux rendements de conversion non idéaux. Une séparation (colonnes basse et haute-pression) consiste à modifier la composition chimique d'un flux de matière par l'apport d'une force motrice thermique, influençant les potentiels chimiques des espèces en présence. A partir de ce type d'analyse, il est possible d'identifier les postes où une réduction des pertes est possible. Dans l'exemple de l'ASU, il est possible de réduire les irréversibilités intervenant dans la colonne basse-pression en répartissant davantage les forces motrices thermiques (introduction d'évapo-condenseurs additionnels) et en réduisant les pertes de potentiel chimique, liées au mélange de flux de composition et de température différentes, en réalisant des injections multiples dont la localisation est ajustée selon leur composition et leur état. D'autre part, la réduction de la pression opératoire de la colonne haute-pression permettrait de réduire les pertes liées à l'étape de compression. L'exergie détruite lors des étapes de refroidissement intermédiaire peut être valorisée, si des puits de chaleur compatibles sont par ailleurs disponibles dans le système.

2.4 Intégration thermique optimale à architecture de procédé fixée

2.4.1 Sources et puits de chaleur du procédé

Dans le cadre d'une étude d'intégration énergétique de procédé, il est nécessaire d'identifier les sources de chaleur disponibles dans le procédé, ce qui est réalisé dans la méthodologie retenue par une analyse exergétique détaillée. Or, pour améliorer les performances du système, l'exergie excédentaire doit être effectivement valorisée en un autre point du procédé. Voici quelques-uns des cas de figure que l'on peut rencontrer :

- substitution d'un flux thermique à haut contenu exergétique prenant part dans un échange de chaleur par un flux thermique mieux adapté afin de minimiser les pertes dans cet élément ;
- apport de chaleur à un flux de matière permettant d'augmenter la production du système ;
- introduction d'un moyen additionnel de valorisation de la source de chaleur, tel qu'un cycle de Rankine organique (ORC, Organic Rankine Cycle).

2.4.2 Méthodologie d'intégration thermique optimale

Une fois que les puits de chaleur disponibles dans le procédé ont été identifiés, il est nécessaire d'identifier ceux qui, pour chaque niveau de température, permettent de maximiser le gain de performance globale du système pour une quantité de chaleur intégrée donnée. Ainsi, pour chaque

puits de chaleur préalablement identifié, l'effet de l'introduction d'une quantité de chaleur donnée est étudié afin d'identifier les puits permettant de valoriser au mieux les sources de chaleur disponibles.

Ensuite, l'intégration de chaque source de chaleur disponible à différents niveaux de température doit être réalisée de manière à limiter au maximum la destruction d'exergie engendrée par l'intégration thermique. La minimisation de la destruction d'entropie, et donc d'exergie, est obtenue en minimisant, pour chaque puits de chaleur, l'écart de température entre la source chaude et la source froide le long de l'échange de chaleur. Par exemple, l'apport de chaleur à un flux qui doit être chauffé de 20 à 40 °C par une source de chaleur à 60 °C entraînera moins de pertes que si cette dernière avait une température de 200 °C, du fait d'une différence de température moindre. De même, plus les profils de température dans les échangeurs intervenant dans les intégrations thermiques sont parallèles, moins il y aura de pertes. Il faut donc veiller à ce qu'il y ait une compatibilité maximale en termes de température et de quantité de chaleur mises en jeu pour chaque échange de chaleur. Des techniques éprouvées, basées sur le principe de l'analyse du pincement, permettent de résoudre efficacement ce type de problème.

A l'issue de cette étape, une intégration thermique optimale à architecture de procédé fixée est réalisée et les gains globaux à l'échelle système ainsi que la contribution de chaque intégration sont identifiés.

2.5 Minimisation des pertes par modifications structurelles du procédé

2.5.1 Une source de perte exergétique, plusieurs stratégies de valorisation

Suivant les situations, les informations fournies par l'analyse exergétique détaillée (paragraphe 2.3.2) permettent d'identifier des modifications structurelles de procédé qui, *a priori*, permettraient de réduire la quantité d'exergie détruite dans certaines parties du procédé. Or, ces changements ciblés apportés au procédé peuvent entraîner des modifications de conditions opératoires (débits, températures, pressions) conséquentes et donc conduire à des pertes exergétiques réduites ou accrues dans d'autres parties du système. Par conséquent, il est nécessaire de répéter l'étape d'intégration thermique afin de pouvoir comparer les performances globales du système pour chaque configuration.

Ainsi, en commençant par la modification de procédé visant à minimiser les pertes intervenant dans le poste où elles sont les plus importantes, les gains apportés par les modifications en termes de

rendement global du système sont évalués indépendamment. Cette étape est répétée jusqu'à ce que le gain observé par une modification de procédé soit inférieur à un critère purement énergétique, ou à la fois énergétique et économique.

2.6 Etude des effets de couplage

Enfin dans une dernière étape, l'identification des effets synergétiques entre les modifications est réalisée. En particulier lors de l'étude de systèmes complexes, il est nécessaire de veiller aux interactions potentielles - positives ou négatives du point de vue du système - qui pourraient intervenir lors de la mise en œuvre simultanée de plusieurs modifications de procédé. Les plans d'expérience exhaustifs, les matrices d'expériences optimisées ou encore les études de sensibilité sont autant d'approches permettant d'étudier ces effets. La méthode à employer pour réaliser l'étude des effets de couplage est à adapter suivant la nature du système étudié, le niveau de modélisation adopté ou encore le nombre de paramètres mis en jeu.

2.7 Procédé optimal et contribution des différentes modifications de procédé suggérées

C'est à l'issue de cette dernière étape, consistant à vérifier les effets de couplage entre les différentes modifications de procédé retenues, que les performances optimales réelles du procédé peuvent être déterminées. L'identification des pistes d'amélioration les plus rationnelles via l'analyse exergétique à l'échelle de l'opération unitaire, le recours à une méthodologie d'intégration thermique minimisant les pertes d'exergie tout en maximisant le gain énergétique, et les modifications structurelles visant à maximiser la récupération de l'exergie en tenant compte des effets synergétiques sont autant de paramètres considérés dans le processus d'optimisation.

Afin de s'assurer de la viabilité industrielle de l'architecture finale obtenue, présentant des performances énergétiques accrues, il est nécessaire d'établir un critère de sélection relatif aux modifications envisagées. Ce dernier peut être uniquement énergétique ou technico-économique. Bien que chronophage et sujet à discussion du fait des hypothèses et corrélations utilisées, l'introduction d'un critère économique explicite pour la comparaison des modifications de procédé identifiées lors de l'analyse exergétique permet d'obtenir un indicateur plus objectif qu'un critère de gain énergétique. En ayant recours à une analyse technico-économique à l'échelle de l'équipement, il est possible de déterminer le surcoût associé à une modification de procédé, pouvant aller de la mise en place d'échangeurs additionnels à la modification de la taille des équipements composant le système. Ainsi,

l'amélioration de l'efficacité du système apportée par une modification est comparée à la variation de coût engendrée. Le critère de sélection de la procédure est alors tout simplement le coût associé à l'utilité non consommée. Lorsque le produit du système est de l'électricité, comme c'est le cas pour une centrale thermique, alors le critère de sélection est le coût de l'électricité produite : si l'électricité supplémentaire produite par l'intégration thermique a un coût inférieur au coût de l'électricité produite par la centrale initiale, alors cette modification de procédé est rentable, donc justifiée.

La méthodologie retenue a, en outre, l'avantage de mettre en avant les gains apportés par chaque modification de procédé. Par conséquent, elle offre la possibilité de choisir de ne réaliser qu'une partie des améliorations mises en évidence par la méthodologie suivant les hypothèses considérées. Il est important de noter que le terme « optimisation » utilisé dans ce chapitre, et plus généralement dans l'ensemble de cette étude, se réfère à une procédure visant à améliorer les performances d'un système par une approche rationnelle (minimisation des pertes exergétiques), basée sur des heuristiques du génie des procédés et des études de sensibilité permettant de tenir compte des effets de couplage du premier ordre. Ainsi, il ne s'agit pas d'une optimisation au sens mathématique du terme, et il est par conséquent fortement probable que la structure de procédé obtenue à l'issue de procédure décrite dans ce chapitre ne corresponde pas à un minimum global. Ce choix a été fait au regard de l'objectif de cette étude, qui est d'explorer un nombre important d'alternatives du point de vue structurel avec une modélisation détaillée des procédés intervenant au sein du système. En effet, les méthodes d'optimisation rigoureuses ne sont pas encore adaptées pour l'étude de procédés industriels réels complexes et fortement interconnectés, en témoignent les travaux dirigés par Biegler dont l'objet d'étude se restreint à une unité de séparation d'air à double-colonne simplifiée [Dowling & Biegler, 2014]. Ainsi, le recours à une telle approche n'a pas été souhaité dans le cadre de cette étude visant à identifier le potentiel de la voie de captage du CO₂ par oxy-combustion.

Les objectifs du travail de thèse et la méthodologie retenue pour mener à bien cette étude ayant été détaillés, il convient à présent de décrire le système étudié. Ainsi, les spécificités liées au captage du CO₂ sur une centrale à charbon pulvérisé par oxy-combustion ainsi que les hypothèses de modélisation retenues sont décrites dans le chapitre suivant.

Chapitre 3

Description du système étudié

Ce troisième chapitre est dédié à la description du système étudié et en particulier de la centrale oxy-combustion dite de base qui a été considérée. Dans un premier temps, le fonctionnement général d'une centrale à charbon pulvérisé aéro-combustion classique est décrit. En effet, pour déterminer l'impact de la mise en place d'un procédé de captage du CO_2 sur une centrale, il est nécessaire de comparer les performances de la centrale avec captage à celles d'une centrale similaire sans captage. Ensuite, les spécificités liées au fonctionnement en oxy-combustion sont détaillées et enfin, les choix technologiques retenus pour le modèle de base sont exposés. Cette centrale de base est modélisée, sauf indication contraire, avec les mêmes hypothèses que la centrale aéro-combustion.

3.1 La centrale à charbon pulvérisé aéro-combustion

Les centrales utilisées pour la production électrique de forte puissance (supérieure à 200 MW_e) à partir de charbon sont de trois types :

- A charbon pulvérisé, dans lesquelles le charbon est réduit en poudre de très faible granulométrie ($< 100 \mu\text{m}$) dans des broyeurs et injecté dans le foyer de la chaudière ;
- A lit fluidisé circulant où le charbon grossièrement broyé ($< 5 \text{ mm}$) est envoyé dans le foyer dans lequel un matériau inerte est mis en suspension par de l'air ;

- A cycle combiné à gazéification intégrée (IGCC, Integrated Gasification Combined Cycle) dans lesquelles le charbon est converti dans un gazogène en gaz de synthèse qui alimente un cycle combiné.

Parmi les types de centrales électriques qui viennent d'être décrits, ce sont les centrales à charbon pulvérisé qui sont les plus répandues à ce jour. Elles représentent plus de 80 % des moyens de production existants. Ainsi, ce sont elles qui sont considérées dans le cadre de cette thèse.

3.1.1 Principe de fonctionnement

Les centrales à charbon pulvérisé fonctionnent sur le principe du Cycle de Rankine (voir Figure 3.1, gauche). Une compression isentropique de l'eau du cycle entre les points 1 et 2 porte l'eau à l'état liquide à la pression maximale du cycle. Cette eau sous pression est envoyée dans le bloc chaudière dans lequel la chaleur dégagée par la combustion du charbon est transférée à l'eau de cycle de manière isobare (entre les points 2 et 3), jusqu'à évaporation de l'eau. La vapeur sous pression et à haute température subit ensuite une détente isentropique dans la turbine (entre les points 3 et 4). C'est cette étape qui permet de produire du travail mécanique, qui est ensuite transformé en électricité par un alternateur. Au point 4, la vapeur est à une pression à laquelle elle peut être condensée par la source froide disponible dans le système. Enfin, l'eau condensée est renvoyée à la pompe pour fermer le cycle.

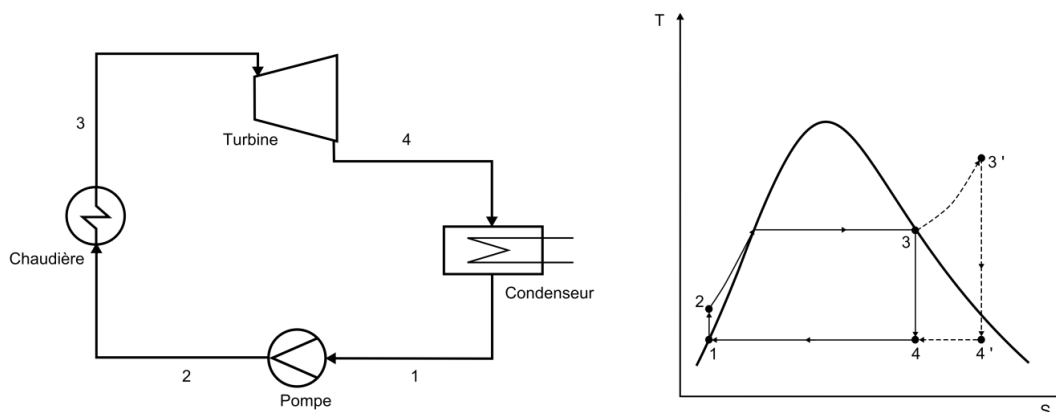


Figure 3.1 Schéma de principe d'un cycle de Rankine (gauche) et diagramme T-S d'un cycle de Rankine idéal (droite, trait plein) et d'un cycle de Hirn idéal (droite, pointillés)

Le diagramme température-entropie (T-S) (Figure 3.1, droite) met en évidence que le travail fourni par le cycle, représenté par l'aire délimitée par le cycle, augmente lorsque la vapeur est surchauffée (point 3'). Ce sont ces cycles de Rankine avec surchauffe de la vapeur, aussi appelés cycles de Hirn, qui sont utilisés dans les centrales à charbon.

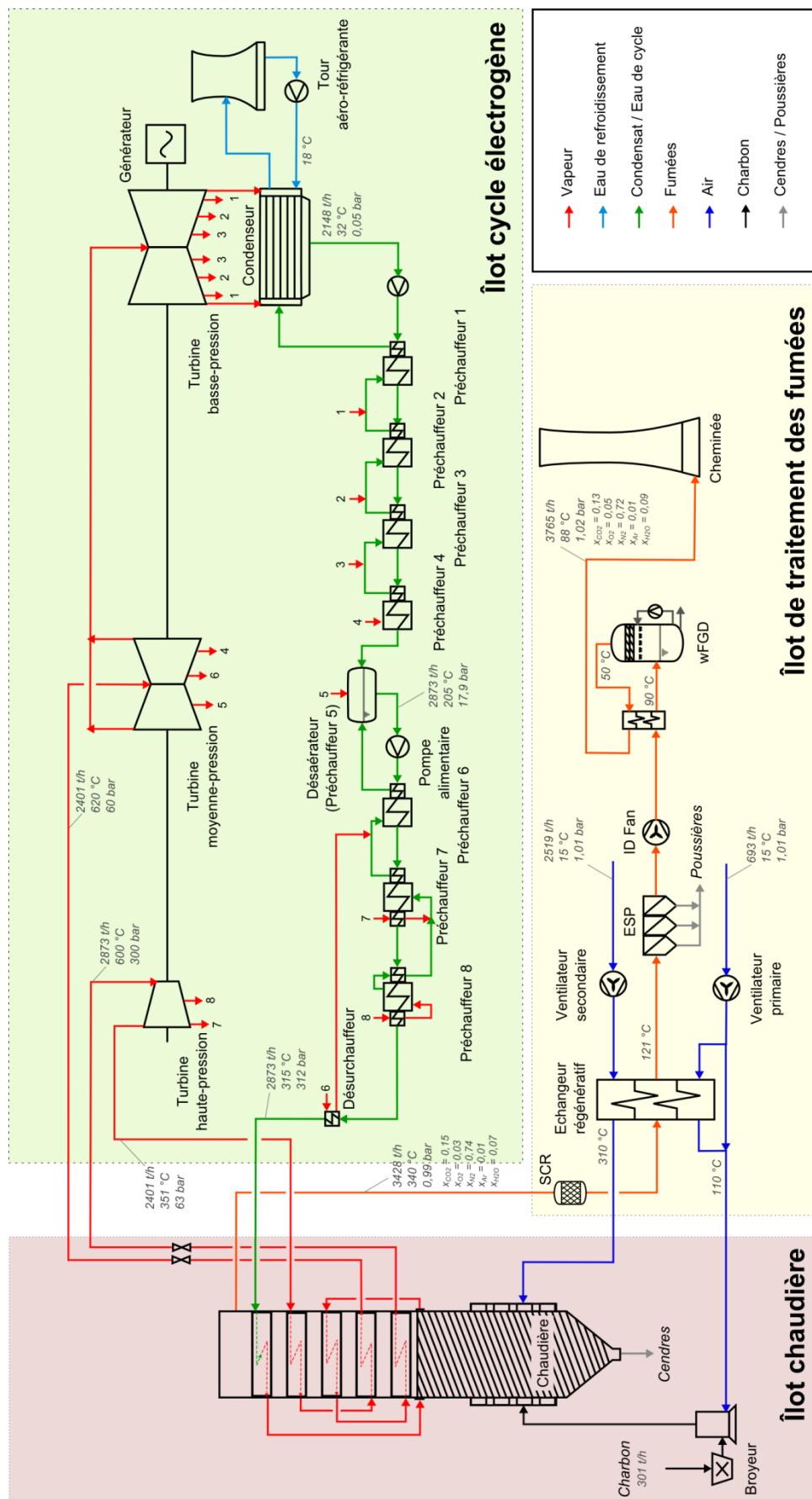


Figure 3.2 Schéma simplifié d'une centrale à charbon pulvérisé classique

3.1.2 Description du système réel et de son fonctionnement

Une centrale à charbon pulvérisé est composée de trois éléments principaux :

- l'îlot chaudière ;
- l'îlot cycle électrogène ;
- l'îlot de traitement des fumées.

Le schéma d'une centrale typique est donné Figure 3.2. La description des équipements, leur rôle au sein du système ainsi que leurs principales spécificités sont détaillés dans les paragraphes suivants.

3.1.2.1 Îlot chaudière

Le charbon est broyé, séché puis acheminé vers la chaudière par un flux d'air dit primaire dont la température doit être contrôlée pour des raisons de sécurité liées à des risques d'ignition et pour éviter la dévolatilisation précoce du charbon. Un flux d'air dit secondaire, dont le débit est ajusté pour assurer une combustion la plus complète possible, est directement envoyé aux distributeurs d'air de la chaudière. La fraction radiative du flux de chaleur dégagée par la réaction est absorbée par l'eau du cycle vapeur transitant dans des faisceaux de tubes, appelés tubes-écran, tapissant les murs de la chaudière. Par ailleurs, la chaudière opère sous léger vide afin d'éviter tout risque de départ de flamme. Ce système permet de valoriser efficacement une quantité de chaleur représentant près de la moitié de l'énergie thermique totale dégagée par la combustion du charbon, tout en réduisant considérablement les besoins d'isolation thermique (réfractorisation). Les fumées issues de la combustion sortant du foyer cèdent leur chaleur à l'eau du cycle vapeur dans une succession de cinq échangeurs de chaleur placés dans la chaudière : deux surchauffeurs, deux resurchauffeurs et un économiseur.

3.1.2.2 Îlot cycle électrogène

La conversion de l'énergie thermique dégagée par la combustion du charbon en énergie électrique est réalisée, conformément à ce qui a été exposé dans le paragraphe 3.1.1, sur le principe du cycle de Hirn. Or, bien que fonctionnant sur ce principe, les cycles vapeur à l'état de l'art présentent un certain nombre d'améliorations permettant d'augmenter leur rendement : le fonctionnement au-dessus du point critique, la resurchauffe de la vapeur après détente partielle à une température égale ou supérieure à la température de surchauffe, et le préchauffage du condensat par des prélèvements vapeur au niveau des turbines.

Comme en témoigne le rendement de Carnot, les performances d'un cycle électrogène sont largement dépendantes de la température de la source froide considérée. La source froide utilisée pour les centrales électriques de grande taille est de l'eau dite de refroidissement, dont la température diffère suivant le cas de figure considéré. Lorsque le site de construction de la centrale est situé en bord de mer ou au bord d'un fleuve à grand débit, il est possible de prélever directement le débit d'eau nécessaire au refroidissement puis de le rejeter après utilisation. On parle alors de circuit ouvert. Dans le cas où l'eau du circuit de refroidissement est prélevée dans un fleuve à faible débit, le recours à une tour aéro-réfrigérante est nécessaire. Dans ce type d'équipement, de l'air acheminé par convection naturelle ou forcée permet d'assurer le refroidissement de l'eau chaude par évaporation partielle. L'eau refroidie, complétée par un appoint, peut alors être renvoyée vers le condenseur. Quel que soit le cas de figure, la température de la source froide dépend donc de la localisation géographique de la centrale considérée.

3.1.2.3 Îlot de traitement des fumées

Bien que différant suivant les pays, des limitations d'émission des espèces polluantes issues de la combustion du charbon sont imposées par des réglementations (quel que soit le lieu de construction de la centrale considérée). Ainsi, une série d'équipements dédiés au traitement des polluants sujets aux réglementations en vigueur doit être installée. Dans le cas de la France, le Schéma National de Réduction des émissions a fixé en 2008 des limites quantitatives d'émissions instantanées et annuelles de trois polluants majeurs issus de la combustion du charbon : les poussières, les oxydes d'azote (NO_x) et les oxydes de soufre (SO_x). Les poussières, particules solides composées de charbon non converti et d'éléments non combustibles, élément majeur de la pollution de l'air extérieur, peuvent également représenter des risques sanitaires lorsqu'elles sont de faible taille ($< 2,5 \mu\text{m}$, dites $\text{PM}_{2,5}$). Les NO_x issus de la combustion du charbon, responsables de pluies acides, de problèmes respiratoires ou encore précurseurs de l'ozone troposphérique, sont de deux origines distinctes : les NO_x thermiques, issus de l'oxydation de l'azote de l'air à des températures excédant 1400°C , et les NO_x combustibles, issus quant à eux de l'oxydation des atomes d'azote combinés au combustible. Enfin, les SO_x , provenant (à l'image des NO_x combustibles) de l'oxydation du soufre contenu dans le charbon, provoquent également des problèmes respiratoires et des pluies acides par association avec l'eau.

Ainsi, les centrales à charbon pulvérisé nécessitent l'installation d'équipements permettant de réduire les émissions des trois polluants précédemment cités. Or, les choix technologiques dépendent des spécificités du charbon considéré, des réglementations en vigueur en termes de limites d'émissions instantanées ainsi que de considérations économiques. Dans le cadre de la thèse, les technologies employées par *EDF* sur ces tranches Q600 sont considérées, à savoir une unité de

réduction catalytique des oxydes d'azote (SCR, Selective Catalytic Reduction), une unité de dépoussiérage électrostatique (ESP, ElectroStatic Precipitator) et une unité de désulfuration humide (wFGD, wet Flue Gas Desulfurization unit).

Outre les équipements de dépollution, cette partie du procédé fait intervenir un échangeur thermique régénératif de type Ljungström [ASME, 1995] permettant la valorisation de la chaleur résiduelle des fumées en sortie de SCR pour préchauffer l'air de combustion. Deux ventilateurs de soufflage (forced draft Fan) acheminent l'air primaire et secondaire dans la chaudière. Enfin, un ventilateur de tirage (ID fan, Induced Draft Fan) est placé entre l'ESP et la wFGD afin de maintenir le vide de la chaudière, de vaincre les pertes de charge induites par les différents équipements composant le train de traitement des fumées et d'assurer la dispersion des fumées dans la cheminée. Concernant ce dernier point, un échangeur thermique régénératif est placé en amont de la wFGD pour réchauffer les fumées désulfurées avant de les envoyer vers la cheminée, afin d'assurer une dispersion efficace de celles-ci dans l'atmosphère.

3.1.3 Modélisation de la centrale à charbon pulvérisé

Dans ce paragraphe sont décrits les choix de modélisation adoptés pour obtenir une représentation de la réalité correspondant aux besoins de l'étude, ainsi que les hypothèses relatives aux performances des équipements y intervenant.

3.1.3.1 Hypothèses générales de modélisation

Lors de l'étude d'un procédé de captage du CO₂, il est primordial d'apporter un soin particulier à la modélisation d'une centrale aéro-combustion à laquelle on peut se référer pour déterminer la perte de rendement et le surcoût engendrés par l'implémentation du système de captage. Ainsi, dans une optique de comparabilité avec d'autres études européennes sur le captage du CO₂, les hypothèses de modélisation adoptées, pour la centrale avec et sans captage, sont en accord (dans la mesure du possible) avec les recommandations fixées par le groupe de travail sur l'évaluation de la performance et les coûts formé pour les projets européens CAESAR, CESAR et DECARBit [EBTF, 2011].

La centrale à charbon pulvérisé modélisée dans le cadre de ces travaux est une centrale haute performance standard de 1000 MW_e. Le modèle considéré est générique et ne se réfère donc ni à une unité existante ni à un projet particulier. Cependant, une attention particulière a été apportée au choix des hypothèses de modélisation et à la conformité des performances du système global et des sous-systèmes impliqués avec la littérature ouverte, les annonces des fournisseurs de technologie et l'expérience interne d'EDF. L'hypothèse d'un fonctionnement en charge nominale et en régime permanent est faite. Ainsi, les équipements relatifs aux phases de démarrage ainsi qu'au

fonctionnement en régime transitoire ne sont pas considérés dans cette étude. Le charbon considéré est un charbon bitumineux de qualité internationale, le Douglas Premium, dont le PCI est de 25,2 MJ/kg. Les analyses immédiates et élémentaires de ce charbon de référence de l'EBTF sont données dans l'Annexe 3.1. Par ailleurs, les conditions ISO relatives à une construction dans les terres sont adoptées pour la température, la pression et l'humidité de l'air ambiant (1,013 bar, 15 °C et 60 % d'humidité relative).

Enfin, afin de représenter au mieux les phénomènes prenant part dans un système, il est nécessaire d'accorder un soin tout particulier au choix du modèle thermodynamique utilisé au regard des conditions opératoires ainsi que de la composition des flux mis en jeu. Ainsi, dans le cas de la centrale aéro-combustion, nous pouvons distinguer deux sous-systèmes distincts : la partie cycle vapeur où un modèle permettant de prédire avec précision les propriétés du corps pur H_2O sur une large gamme de température et de pression est nécessaire ; et le reste du procédé, à savoir la partie chaudière et traitement des fumées, où il est nécessaire de représenter des interactions majoritairement en phase gazeuse, mais également liquide, de mélanges faiblement polaires sur une large gamme de température et à pression atmosphérique.

Ainsi, pour la partie cycle vapeur, le modèle Steam-NBS est retenu. Ce modèle est basé sur les corrélations des tables de l'eau NBS/NRS 1984 [Von L. Haar et al., 1984] pour les propriétés thermodynamiques et les corrélations de l'International Association for Properties of Steam (IAPS) pour les propriétés de transport. Une équation d'état cubique, Redlich Kwong-Soave (RK-Soave), est retenue pour représenter la partie chaudière et traitement des fumées.

3.1.3.2 Îlot chaudière

Commençons tout d'abord par la représentation de la partie chaudière, et en particulier la combustion du charbon. Suivant l'objectif de l'étude, trois approches de modélisation radicalement différentes peuvent être adoptées pour représenter une chaudière de centrale thermique à flamme : la mécanique des fluides numérique, les modèles dits de zones, comme celui de Hottel [Hottel and Sarofim, 1967] et enfin la modélisation de la combustion comme un réacteur chimique. La première, la mécanique des fluides numérique, permet de prédire précisément des grandeurs telles que le carbone imbrûlé ou encore les teneurs en espèces minoritaires. Cette approche est adaptée pour réaliser l'optimisation des paramètres de combustion pour un design de chaudière donné. Les modèles de zones, quant à eux, consistent à représenter la chaudière en termes de volume et de surface finis. Ainsi, en réalisant des bilans d'énergie incluant des termes radiatifs pour chacune de ces zones, la distribution de température dans la chaudière est obtenue de manière précise par itération. Cette approche est utilisée pour le dimensionnement des chaudières. Dans le cadre du travail de thèse, dont l'objectif est de déterminer et de comparer les performances énergétiques de différentes configurations

de centrale, les deux approches précédemment décrites ne sont donc pas adaptées. Ainsi, l'approche consistant à représenter la chaudière comme un réacteur calculant les équilibres chimiques et de phases par minimisation de l'énergie de Gibbs du système à la température moyenne de sortie du foyer de la chaudière est utilisée. C'est cette approche qui est suggérée par *AspenTech* pour la modélisation de la combustion du charbon [Aspen Plus, 2009].

Ainsi, dans l'approche retenue, le charbon est représenté par une espèce non conventionnelle décrite par sa capacité calorifique ainsi que par sa composition (analyses immédiate et élémentaire). La décomposition de cette espèce en ses constituants, réalisée dans un réacteur à taux de conversion fixé (RYield), est suivie d'un réacteur de Gibbs (RGibbs) qui permet d'obtenir une représentation satisfaisante : une quantité de chaleur positive représentant la chaleur radiative transférée à l'eau de cycle dans les tubes-écrans ainsi qu'un débit de fumées à 1250 °C dont la composition est, mis à part pour les espèces à l'état de traces, représentative de la réalité. La représentation schématique du modèle de chaudière implémenté sous Aspen Plus est donnée Figure 3.3.

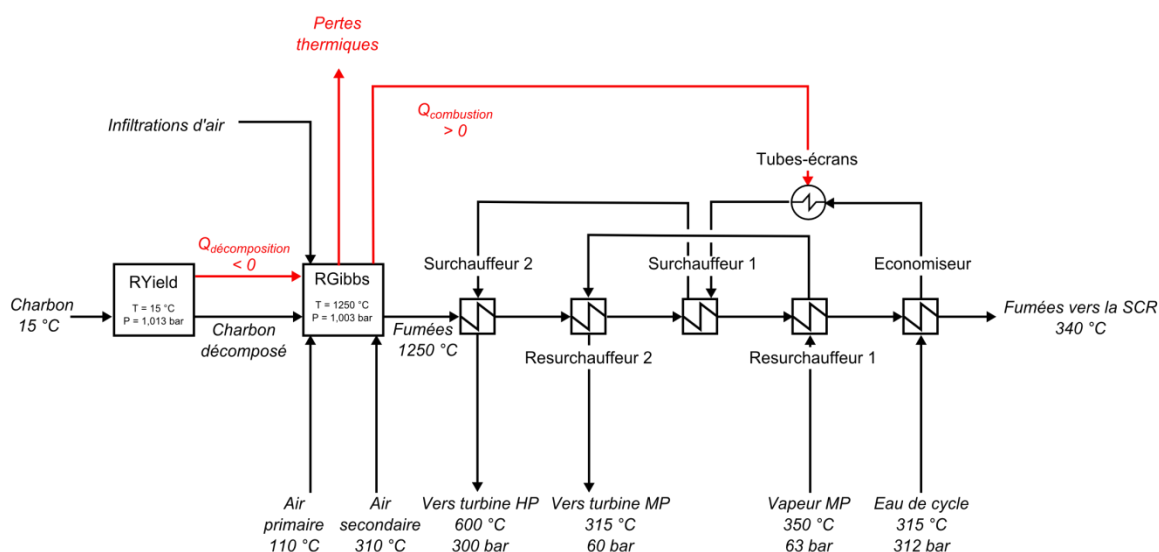


Figure 3.3 Représentation schématique du modèle de chaudière implémenté sous Aspen Plus

Le débit d'air secondaire est ajusté de telle sorte qu'il y ait une teneur en oxygène dans les fumées en sortie de chaudière de 3,2 %_{mol}, afin de s'assurer d'un taux de conversion du carbone de 99 %. Le débit d'air primaire est, quant à lui, fixé par le débit du charbon à transporter (2,3 fois le débit de charbon en masse [DOE, 2008]) et sa température est limitée à 110 °C. Le mode de régulation de cette température est détaillé dans la partie 3.1.3.3. L'opération en légère dépression de la chaudière entraîne des infiltrations d'air, qui sont de l'ordre de 1,5 %_{mass} du débit des fumées en sortie de la chaudière. Malgré la présence des tubes-écrans et de la réfractorisation, une fraction de la chaleur, représentant 0,25 % de l'énergie thermique contenue dans le charbon (sur base PCI), est perdue au

niveau de la chaudière. Enfin, une consommation électrique auxiliaire de 15 kWh/t_{charbon} a été allouée à la préparation et à la manutention du charbon (concassage, transport, broyage).

3.1.3.3 Îlot traitement des fumées

À la sortie de l'économiseur, les fumées sont envoyées vers l'unité de réduction catalytique sélective, modélisée par un réacteur isotherme convertissant les oxydes d'azote en azote par ajout d'ammoniac. La consommation énergétique de cette unité, pour un taux de conversion de 90 %, a été fixée à 1 kWh par tonne de charbon introduite dans la chaudière.

Ensuite, les fumées dénitrifiées sont envoyées vers l'échangeur régénératif. Dans cet échangeur, particulièrement adapté à des échanges de chaleur entre deux gaz lorsque des débits importants sont mis en jeu, les fumées sortant de l'économiseur cèdent de l'énergie thermique pour préchauffer l'air de combustion. Cet équipement est modélisé par un échangeur de chaleur multi-flux (voir Figure 3.4) avec une température d'approche de 30 K. Or, la température de l'air primaire étant limitée à 110 °C pour des raisons de sécurité, il est nécessaire de réaliser une dérivation du débit d'air primaire froid afin de contrôler cette température par refroidissement à contact direct.

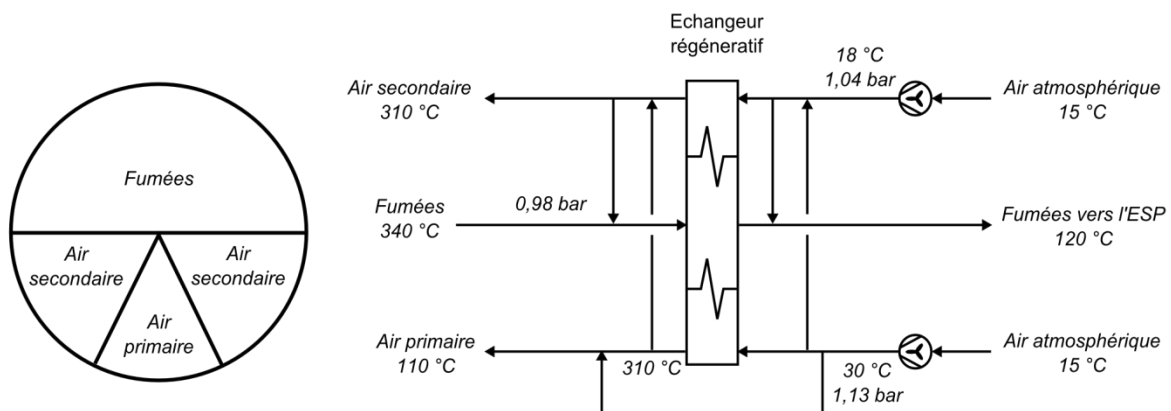


Figure 3.4 Représentation schématique de l'échangeur régénératif, vue de face (gauche) et de profil (droite)

Par ailleurs, de par la nature de l'échangeur et la différence de pression entre les différents flux, des fuites sont observées de part et d'autre de celui-ci. L'arrangement des flux visibles sur la vue de face de la Figure 3.4, dit quadri-secteur, est considéré afin de minimiser les pertes en limitant au maximum les gradients de pression y intervenant ($P_{AP} > P_{AS} > P_{fumées}$). Ainsi, une fuite d'air primaire vers l'air secondaire de 10 %_{mass} du flux d'air primaire et une fuite d'air secondaire vers les fumées de 5 %_{mass} du flux d'air secondaire, intervenant pour 70 % côté chaud de l'échangeur, sont supposées.

Les fumées sont alors envoyées vers le précipitateur électrostatique, modélisé par un bloc séparateur abattant 99,9 % des particules, auquel a été associée une consommation énergétique de 6,6 kWh par tonne de charbon brûlé.

En sortie d'ESP, les fumées sont légèrement pressurisées par le ventilateur de tirage (ID fan, Induced Draft fan) caractérisé par un rendement isentropique de 80 %. L'entrée de l'ID fan étant le point de la gaine des fumées où la pression est minimale, une infiltration d'air représentant 5 %_{mass} du débit total de fumée en sortie de chaudière a été modélisée. Une consommation liée à la manutention des cendres de 16 kWh/t_{charbon} est supposée.

Enfin, les fumées sont désulfurées dans l'unité de désulfuration humide. Ce procédé complexe d'absorption mettant en œuvre des interactions entre phases liquides, gazeuses et solides ainsi qu'une chimie complexe a été représenté par un modèle simplifié dans cette étude (voir Figure 3.5).

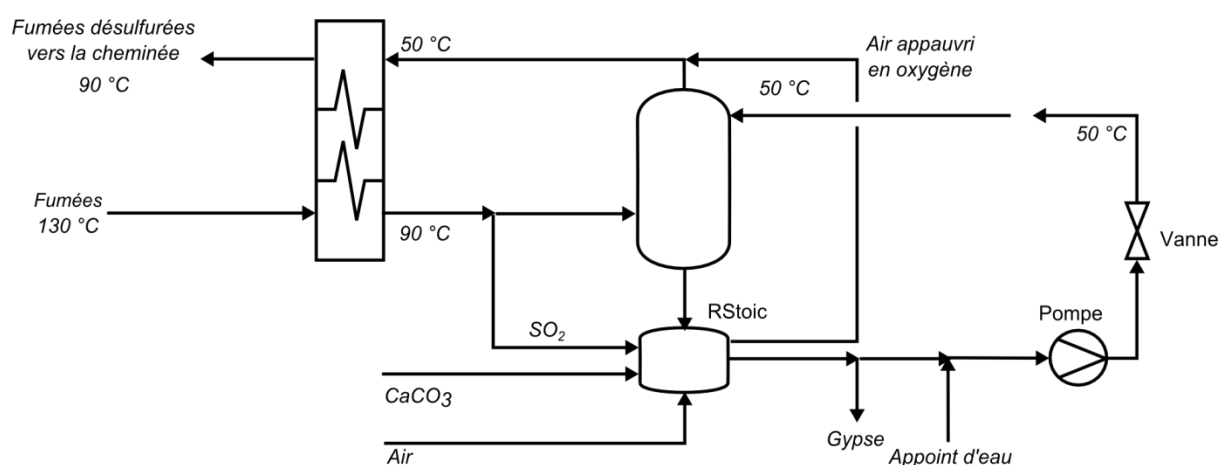


Figure 3.5 Représentation schématique du modèle simplifié de l'unité de désulfuration humide

Dans le modèle établi, un séparateur permet de dériver un débit de SO_x correspondant à un taux de récupération nécessaire pour atteindre la concentration en sortie désirée. Ce débit est alors envoyé vers un réacteur (RStoic) dans lequel a lieu la réaction de formation du gypse. Le débit liquide est ajusté pour que sa température en entrée de la colonne soit égale à celle des fumées dépolluées saturées sortant en tête de celle-ci. La pression à laquelle le liquide doit être pompé dans la boucle de circulation est donnée par la hauteur de la colonne et les pertes de charge liées aux tuyauteries et aux buses d'admission. Sachant cela, on peut déterminer la consommation du système de pompage de la wFGD. Ainsi, en supposant des consommations liées à la préparation et à la manutention du lait calcaire (3,6 kWh/t_{charbon}) et à la manutention et la purification du gypse produit (24 kWh/t_{charbon}), ce

modèle simplifié permet d'obtenir une représentation satisfaisante de la consommation énergétique de l'unité. Les fumées ainsi obtenues sont réchauffées dans un échangeur régénératif avant d'être envoyées vers la cheminée. Les risques de condensation acide dans cet échangeur étant importants, une température d'approche de 40 K est adoptée.

3.1.3.4 Îlot cycle électrogène

La Figure 3.6 présente le cycle vapeur considéré dans le modèle de centrale à charbon pulvérisé. Qualifié de supercritrique avancé, il s'agit d'un cycle de Hirn avec simple resurchauffe avec des conditions vapeur de 300 bar / 600 °C / 620 °C. Les rendements isentropiques des turbines, prenant en compte les pertes liées aux fuites, sont différenciés suivant le corps de turbine considéré : 92 % pour le corps haute-pression, 94 % pour le corps moyenne-pression, 90 % pour le corps basse-pression pour la partie sans condensation et 88 % pour les derniers étages où de la condensation est observée. Un rendement électromécanique de 98 % est adopté. Le titre vapeur en sortie du corps de turbine basse-pression est de 89 %, conformément à ce que préconise la littérature [Moran & Shapiro, 2006], afin de limiter les phénomènes d'érosion sur les aubages provoqués par la projection de gouttelettes d'eau à grande vitesse. Une tour aéro-réfrigérante à convection naturelle est considérée pour le refroidissement de la source froide. La température de celle-ci, de 18,2 °C, est obtenue en appliquant les conditions ISO relatives à une construction dans les terres. Le vide au condenseur obtenu est alors de 48 mbar.

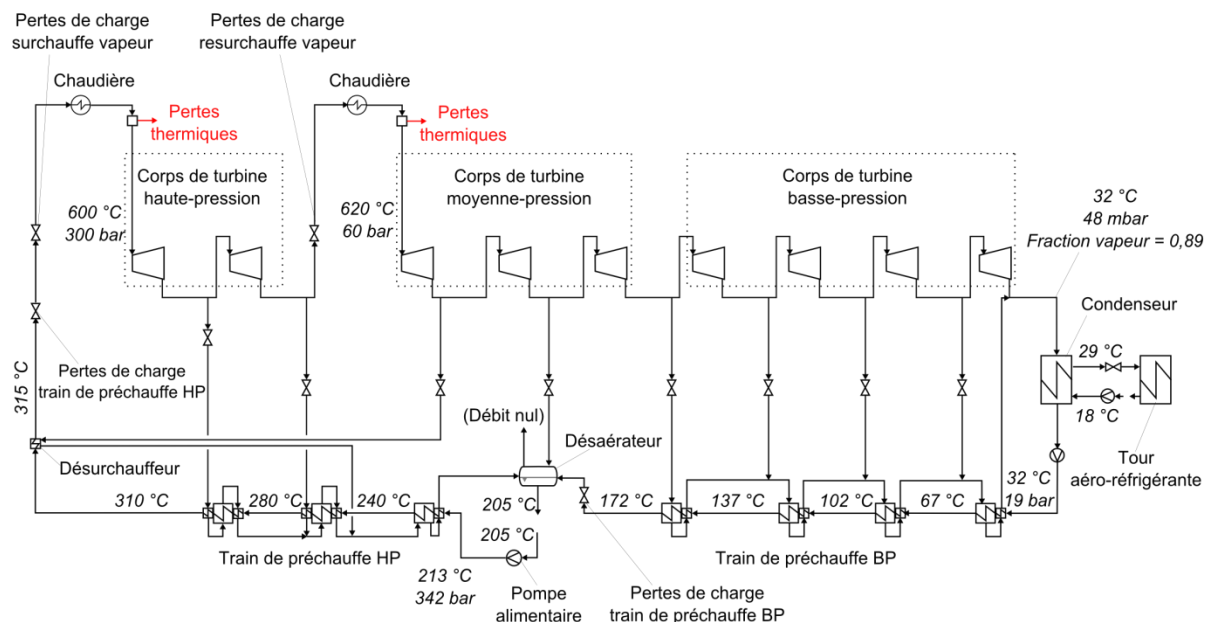


Figure 3.6 Représentation schématique du modèle de cycle vapeur modélisé sous Aspen Plus

Le condensat est préchauffé dans une série de huit échangeurs de chaleur (sept échangeurs de chaleur à contact indirect et un échangeur à contact direct remplissant le rôle de désaérateur) avec désurchauffe de la vapeur en tête de train de préchauffe. Ces échangeurs sont appelés préchauffeurs d'eau de cycle (FWH, FeedWater Heater). Une température d'approche à saturation (ΔT_{sat} , voir Figure 3.7) de 5 K est considérée pour les sept échangeurs à contact indirect. La différence de température entre l'eau de cycle entrante et celle de la vapeur condensée et sous-refroidie sortant du préchauffeur est également de 5 K. Notons également que c'est la température en fin de train de préchauffe qui conditionne la température des fumées en sortie de chaudière.

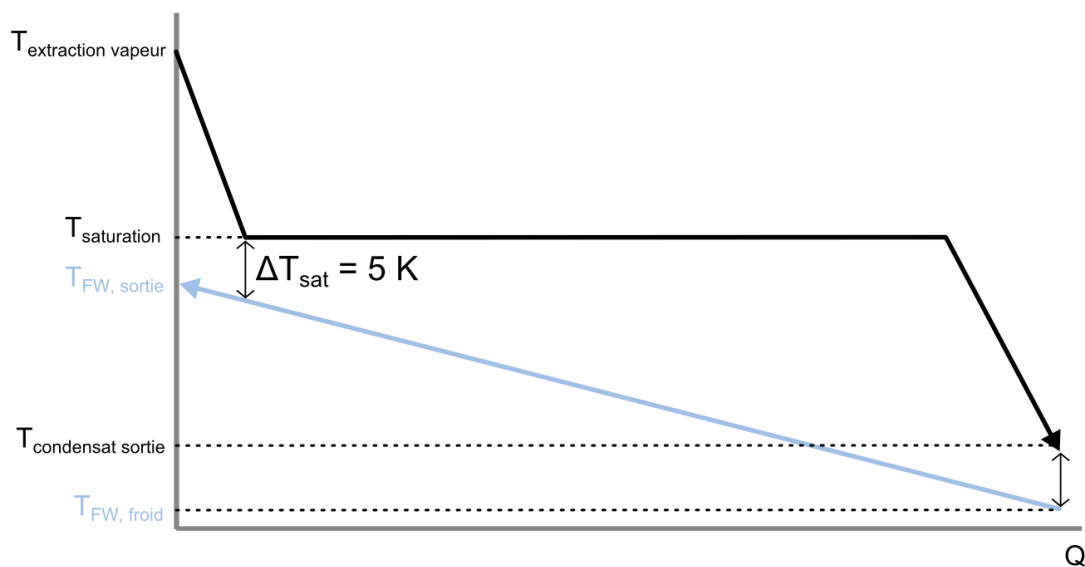


Figure 3.7 Profils de température typique dans un préchauffeur d'eau de cycle

La température de l'eau de cycle à la sortie du train de préchauffe, se dirigeant vers l'économiseur de la chaudière, est de 315 °C. Sachant que le pincement dans cet échangeur, intervenant côté froid, est de 25 K, nous retrouvons bien la température des fumées en sortie de chaudière de 340 °C présentée dans la Figure 3.3. Par ailleurs, les pertes de charge dans les lignes d'extraction de vapeur sont de 3 %, celles du train de préchauffe du condensat sont de 5 % pour le train basse-pression et de 5 % également pour la partie haute-pression. Des pertes de charge de 7 et 8 % et des pertes thermiques, traduites par une réduction de température de 2 °C, ont été supposées pour la vapeur se dirigeant respectivement vers la surchauffe et la resurchauffe.

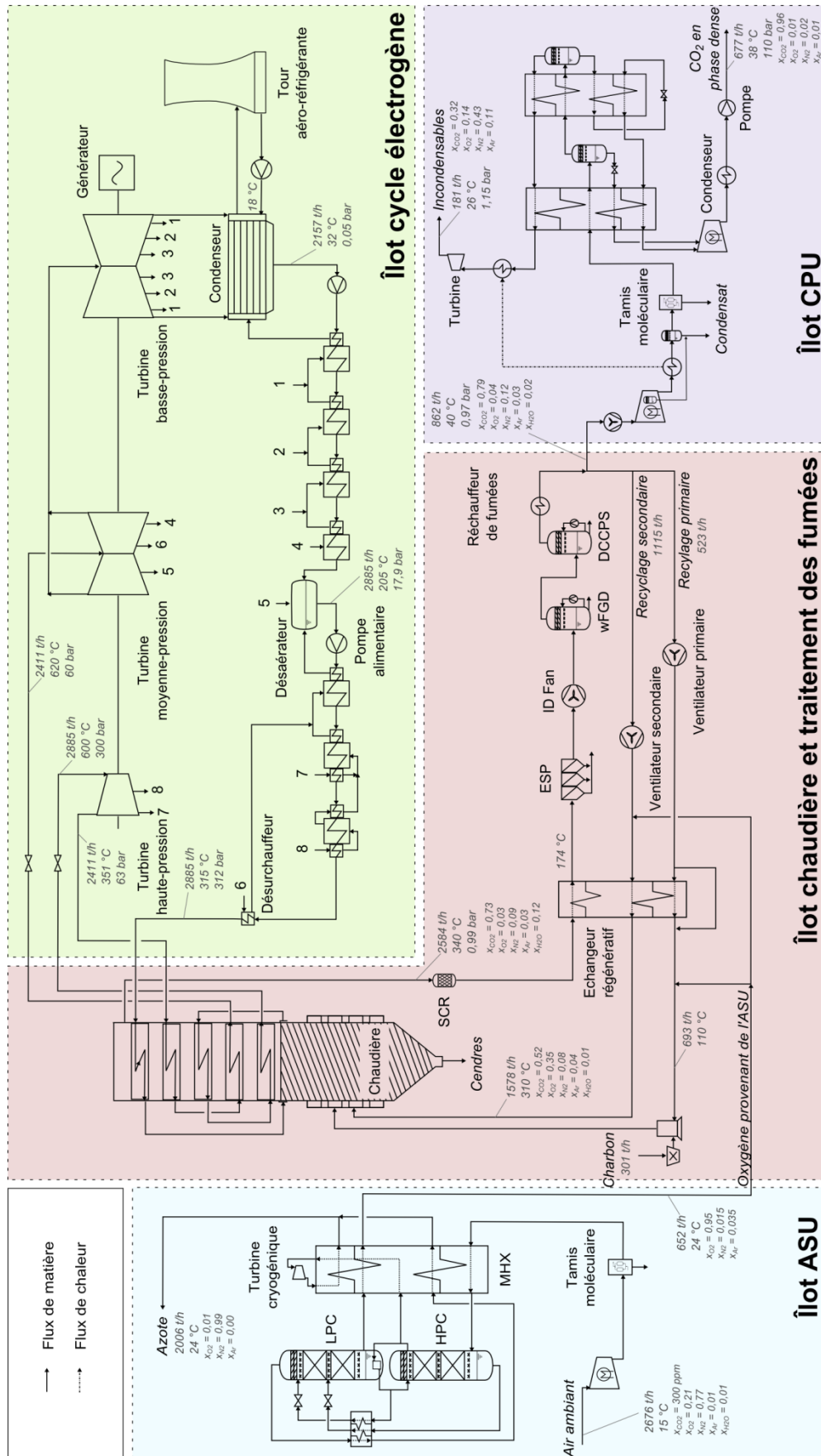


Figure 3.8 Schéma simplifié de la centrale oxy-combustion de base

3.1.3.5 Autres hypothèses

Afin de déterminer le rendement du système global, il est nécessaire de prendre en compte les rendements de conversion liés à la mise sur le réseau de l'électricité. Ainsi, un rendement électromécanique de l'alternateur et un rendement électrique du transformateur, respectivement de 98,5 et de 99,6 %, ont été pris en compte. Par ailleurs, les consommations liées aux éléments secondaires tels que les pompes auxiliaires du circuit de refroidissement, le traitement des effluents, les éclairages ont été supposées proportionnelles à la production électrique brute de la centrale (0,5 %). L'ensemble des hypothèses de modélisation adoptées, notamment celles concernant les pertes de charge supposées, ainsi que les caractéristiques du charbon employé, ont été rapportées dans l'Annexe 3.1.

3.2 Centrale oxy-combustion de base

Comme présenté dans le chapitre 1, le principe de l'oxy-combustion est de réaliser la combustion du charbon dans un environnement exempt d'azote afin d'obtenir des fumées enrichies en CO_2 et ainsi permettre un captage facilité. Ainsi, les différences principales entre une centrale oxy-combustion et la centrale aéro-combustion décrite précédemment sont la présence de deux procédés additionnels, l'unité de séparation d'air et l'unité de compression et de purification des fumées, ainsi que le recyclage d'une partie des fumées pour contrôler la combustion. L'objet de ce paragraphe est de décrire la centrale à charbon pulvérisé fonctionnant en oxy-combustion qui a été utilisée comme cas de base dans ce travail de thèse afin d'évaluer le potentiel d'amélioration de cette voie de captage. Le schéma de procédé simplifié de la centrale oxy-combustion de base est présenté Figure 3.8. Il s'agit d'une centrale faisant intervenir des procédés conventionnels et où les intégrations thermiques sont minimales. Afin de pouvoir déterminer la perte de rendement due au captage du CO_2 , un soin particulier a été apporté à la cohérence entre les hypothèses de modélisation adoptées pour ce modèle et celles utilisées pour la centrale aéro-combustion décrite dans la Partie 3.1.3. Ainsi, l'approche adoptée pour modéliser l'îlot chaudière décrit dans le paragraphe 3.1.2.1 est conservée et un cycle supercritique avancé est également utilisé pour la centrale oxy-combustion. Dans les paragraphes qui suivent, les spécificités liées à ce système ainsi que les hypothèses retenues sont décrites (voir également Annexe 3.2).

3.2.1 Îlot chaudière et traitement des fumées

3.2.1.1 Chaudière et recyclage des fumées

La Figure 3.8 met en évidence que, outre la nécessité d'introduire deux procédés supplémentaires pour produire de l'oxygène et purifier le CO_2 , le fonctionnement en oxy-combustion nécessite le recyclage d'une partie des fumées pour diluer l'oxygène entrant dans la chaudière. En effet, en l'absence de la dilution par l'azote, la combustion à l'oxygène pur induirait une augmentation significative de la température de flamme comparée à une combustion à l'air. D'autre part, les propriétés radiatives du milieu résultant sont significativement différentes de celles observées en aéro-combustion. Ainsi, la pression partielle de l'oxygène en entrée de chaudière doit être ajustée par le biais du recyclage d'une partie des fumées jouant le rôle de diluant, afin d'obtenir des conditions de combustion similaires à une combustion à l'air (température de flamme et stabilité de flamme, propriétés rayonnantes des fumées), bien mieux connues et maîtrisées. Cependant, suivant la localisation de ce recyclage, la composition des fumées recyclées et en particulier leur taux d'humidité varie, ce qui influe également sur la combustion. Ce point précis, important dans la mesure où la localisation du recyclage conditionne le débit de fumées à dépolluer, et donc la taille et le coût des équipements, sera étudié en détail dans la partie 4.5.3. Dans la centrale de base, le cas le plus conservatif valable pour tout type de charbon et entraînant le moins de problèmes opératoires éventuels, à savoir le recyclage des fumées après dépollution complète et déshumidification de ces dernières par saturation à basse température dans un échangeur à contact direct (DCCPS, Direct Contact Cooler Polishing Scrubber), est considéré. On appellera cette configuration de recyclage « recyclage froid » par la suite. Ainsi, pour un schéma « recyclage froid », il a été établi que la teneur en oxygène en entrée de chaudière permettant de s'approcher des conditions aéro-combustion se situe autour de 35 %_{mol} [Wall et al., 2009]. Le fait que cette valeur soit supérieure à celle de la combustion à l'air (21 %_{mol}) peut être expliqué par une capacité calorifique molaire du CO_2 supérieure à celle de l'azote et par la différence de propriétés radiatives entre un environnement $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}$ et CO_2/N_2 . Le taux de recyclage, défini comme le rapport massique du débit de fumées recyclé total (primaire et secondaire) sur le débit de fumées en sortie de chaudière, nécessaire pour obtenir cette concentration, varie suivant les infiltrations d'air considérées, mais se situe généralement autour de 70 % [Scheffknecht et al., 2011 ; Xiong et al., 2011] pour un excès d'oxygène en sortie de chaudière fixé à 3,3 %_{mol} [Wall et al., 2009].

Lors du fonctionnement d'une centrale en aéro-combustion, l'influence des infiltrations d'air sur les performances du système n'est pas critique. Or, l'objectif de l'oxy-combustion étant d'obtenir des fumées concentrées en CO_2 afin de faciliter la séparation en aval, la limitation des infiltrations d'air dans le système est primordiale. Ainsi, avec des systèmes d'isolation plus efficaces, les infiltrations

d'air peuvent être réduites à 1 % et 2 % respectivement au niveau de la chaudière et de l'ESP [Dillon et al., 2005], contre 1,5 et 5 % pour l'aéro-combustion.

Enfin, à l'image de l'aéro-combustion, la température du flux d'oxydant dédié à la préparation et au transport du charbon dans la chaudière (oxydant primaire) doit être contrôlée. Une température de 110 °C a été retenue, pour les mêmes raisons que pour le cas aéro-combustion évoquées dans le paragraphe 3.1.3.3 (risques d'ignition, d'explosion ainsi que de dévolatilisation précoce).

3.2.1.2 Dépollution des fumées

Le fonctionnement en oxy-combustion entraîne de nombreuses modifications sur la dépollution des fumées. Tout d'abord, contrairement au cas aéro-combustion où le train de dépollution a pour unique rôle de contrôler les émissions atmosphériques au niveau de la cheminée, celui-ci doit également assurer l'absence de risque de corrosion dans la chaudière. Ce phénomène pourrait être causé par une trop grande concentration en SO_2 [Stein-Brzozowska et al., 2011] due au recyclage des fumées. En effet, la présence d'une recirculation interne (recyclage) des fumées à laquelle s'ajoute une réduction de débit entraîne une augmentation de la concentration des différents polluants. Par exemple, la concentration en SO_2 en sortie de chaudière peut être, suivant la configuration de recyclage choisie, augmentée d'un facteur 5 par rapport à celle obtenue lors d'une combustion à l'air [Faber et al., 2011]. De plus, la présence d'une unité de purification et de compression du CO_2 (CPU), permettant d'assurer l'abattement d'un certain nombre de polluants, entre en ligne de compte dans les rendements de dépollution souhaitables que doivent assurer les différentes unités.

Le modèle de chaudière adopté dans le cadre de notre étude, décrit dans la partie précédente, ne permet pas de prédire précisément les concentrations des polluants ainsi que leur spéciation. De ce fait, de nombreuses hypothèses simplificatrices, basées sur les éléments fournis par la littérature, seront émises dans la modélisation de cette partie de la centrale. Ainsi, les appareils de dépollution mis en œuvre, avec leurs spécificités liées au fonctionnement en oxy-combustion, sont présentés ci-dessous.

- Dénitrification (SCR) : par la nature même de l'oxy-combustion, la formation de NO_x thermiques est significativement réduite par rapport à l'aéro-combustion. Ainsi, il a été montré expérimentalement [Châtel-Pélage et al. 2003] que la concentration en NO_x des fumées en sortie de chaudière issues d'une combustion à l'oxygène (sans SCR) était, malgré la réduction du débit volumique, de l'ordre de 200 - 300 mg/Nm³. Elle est donc comparable à celle des fumées aéro en sortie de SCR. Cependant, le choix a été fait de conserver cet équipement dans le modèle oxy-combustion de base retenu dans le cadre de notre étude, à l'image de l'installation pilote de Schwarze Pumpe [Faber et al., 2011], afin

d'être conservatif sur les performances finales obtenues. Néanmoins, il convient de noter que de nombreuses études suggèrent que l'unité de dénitrification n'est pas nécessaire en fonctionnement oxy-combustion [Dillon et al., 2005 ; McDonald et al., 2013].

- Dépoussiérage (ESP) : La nature des particules émises lors d'une combustion à l'oxygène [Wall et al., 2013a] ainsi que les changements de propriétés des fumées dus à une modification de la composition [Kim, 2013] sont deux paramètres influençant les performances de l'ESP lorsque la centrale est opérée en oxy-combustion. Cependant, en regard du faible impact qu'à l'ESP sur la centrale en termes de consommation énergétique, le choix a été fait de conserver les hypothèses adoptées pour l'aéro-combustion.
- Désulfuration (wFGD) : il a été expérimentalement démontré au pilote de Schwarze Pumpe [Yan et al., 2013] que l'opération de désulfuration par voie humide pour le traitement des fumées issues d'une combustion à l'oxygène ne posait pas de problèmes techniques majeurs, mais que celle-ci présentait toutefois certaines spécificités. D'une part, la composition des fumées à traiter dans l'unité diffère en oxy-combustion, où la teneur en eau et en CO₂ est significativement augmentée. D'autre part, la teneur en SO₂ plus élevée en entrée implique, malgré une cible de pureté moins contraignante (200 mg/Nm³) du fait de la présence de la colonne à contact direct en aval, un taux de récupération plus élevé. Ce dernier point est à considérer avec attention dans le cadre d'une étude d'évaluation énergétique car le taux de récupération est corrélé au premier ordre au ratio L/G [Neveux & Le Moullec, 2011], et donc à la consommation électrique des pompes de circulation. Cette valeur est de 16 kg/Nm³ pour le cas de base. Ainsi, en prenant en compte une augmentation de la quantité de chaleur dégagée par la réaction de formation du gypse et la modification de la nature des fumées en entrée, une température d'équilibre de la suspension calcaire plus élevée que dans le cas du traitement des fumées issues de la combustion à l'air est obtenue par le modèle (61 °C contre 50 °C dans le cas de la combustion à l'air). Notons enfin que structurellement parlant, malgré l'absence de conséquence du point de vue de la modélisation, le réacteur d'oxydation de la wFGD doit être séparé de la colonne pour une application oxy-combustion, afin d'éviter la dilution des fumées par de l'azote.
- Dépollution poussée et déshumidification (DCCPS) : enfin, afin de limiter les risques liés à la condensation acide en aval du procédé, une colonne de lavage à contact direct (DCC, Direct Contact Cooler), saturant les fumées à une température avoisinant 20 °C, est installée. Cette opération permet de réduire la teneur en eau des fumées à 1,5 %_{vol}. Cette unité a également pour rôle de pousser la désulfuration des fumées en utilisant une solution

à la soude pour les laver. Ainsi cette unité est appelée DCCPS (PS pour Polishing Scrubber). Cette colonne est suivie d'un réchauffeur de fumées portant la température à 40 °C afin de s'éloigner du point de rosée.

Concernant l'échangeur régénératif, une précaution particulière doit être portée à cet équipement pour une centrale oxy-combustion. Contrairement au cas de l'aéro-combustion, où les fuites d'air vers les fumées n'influaient que peu sur les performances énergétiques du système, elles doivent être minimisées en oxy-combustion. En effet, elles entraînent une double pénalité dans le cas de l'oxy-combustion : une consommation liée à la séparation d'oxygène supplémentaire dans l'unité de séparation d'air et une surconsommation de l'unité de compression et de purification des fumées via la diminution de la concentration en CO₂ des fumées en entrée de ce procédé et une augmentation du débit à traiter. Ainsi, une solution permettant de limiter au maximum les fuites d'oxygène vers les fumées est d'avoir recours à un échangeur régénératif quadri-secteur (voir Figure 3.9).

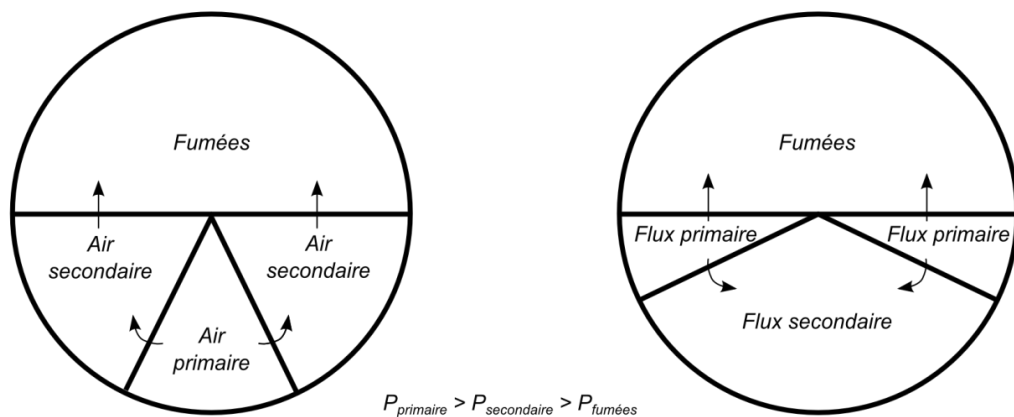


Figure 3.9 Arrangement de l'échangeur régénératif pour une combustion à l'air (gauche) et à l'oxygène (droite)

En sachant que la température du flux secondaire en entrée de chaudière conditionne grandement les performances thermiques du système, le mélange de l'oxygène provenant de l'ASU au flux de fumées recyclé en aval de l'échangeur rotatif n'est pas souhaitable car un refroidissement interviendrait. L'oxygène est donc mélangé au flux secondaire en amont de cet échangeur afin de maximiser la température de ce flux en sortie d'échangeur. Ainsi, en ne réalisant le mélange de l'oxygène primaire qu'en aval de celui-ci, il est possible de réaliser l'échange thermique sans perte d'oxygène vers les fumées car la pression du flux primaire, sans oxygène, est supérieure à celle des deux autres flux.

D'autre part, une autre singularité de l'échangeur régénératif en oxy-combustion concerne la température des fumées en sortie de l'échangeur. L'augmentation des températures d'entrée des flux primaire et secondaire à réchauffer (respectivement 56 °C et 40 °C contre 28 °C et 18 °C en aéro-combustion) et la réduction de leur capacité thermique massique (environ 900 J.kg⁻¹.K⁻¹ pour l'oxy-combustion en entrée d'échangeur contre 1010 J.kg⁻¹.K⁻¹ en aéro-combustion¹), dues au fait qu'il s'agisse de fumées recyclées ainsi qu'à l'augmentation du ratio de débit massique chaud/froid (1,5 contre 1,2) conduisent à une température de sortie des fumées plus élevée dans le cas oxy-combustion (172 °C comparé à 120 °C). Dans le cas de base, les fumées sont refroidies par de l'eau de refroidissement jusqu'à 130 °C avant d'être envoyées vers l'ESP.

3.2.2 Unité de séparation d'air

Les procédés permettant la séparation de l'oxygène de l'azote de l'air sont nombreux : les procédés basés sur l'adsorption (PSA, Pressure Swing Adsorption ; VSA, Vacuum Swing Adsorption ; VPSA, Vacuum Pressure Swing Adsorption), les procédés chimiques basés sur des espèces capables d'absorber et de désorber l'oxygène, les procédés membranaires (polymère ou transporteur d'ions) et les procédés de distillation cryogénique. Or, à chacun de ces procédés sont associées une pureté maximale atteignable et une taille d'unité pour laquelle le procédé est économiquement rentable. Ainsi, les procédés d'adsorption sont adaptés aux faibles tonnages de par leur faible extrapolabilité en taille et les membranes polymères, quant à elles, ne permettent pas d'atteindre des puretés élevées [Belaissaoui et al., 2014]. Concernant les procédés basés sur l'absorption chimique ou les membranes avancées dites transporteuses d'ions, bien que prometteurs d'un point de vue énergétique et économique [Hashim et al., 2011 ; Allam, 2009], n'ont pas une maturité technologique suffisante pour être considérés dans les études de faisabilité. La seule technologie permettant de satisfaire à la fois les contraintes de maturité, de pureté et les demandes en oxygène d'une centrale oxy-combustion est la distillation cryogénique [Smith & Klosek, 2001]. Ainsi, le terme unité de séparation d'air ou ASU employé par la suite se référera aux procédés de distillation cryogénique.

Il existe de nombreuses architectures d'ASU différant par les choix de pressions opératoires, de mode de réfrigération et de pressurisation ou encore par la configuration des colonnes. Le choix de l'architecture se fait suivant les spécifications des produits désirées. En oxy-combustion, malgré les efforts considérables portant sur l'étanchéité du système, l'existence d'infiltrations d'air dans l'îlot chaudière et de traitement de fumées et la nécessité de respecter un excès d'oxygène dans la chaudière

¹ Les valeurs de capacités thermiques massiques des fumées, pour le cas aéro-combustion et le cas oxy-combustion, sont issues de simulations sous Aspen Plus.

conduisent à une réduction de la concentration en CO_2 dans les fumées. Ainsi, pour obtenir une pureté en CO_2 conforme aux spécifications pour le transport et le stockage, une unité de purification des fumées (CPU). Par la présence de cette unité, la contrainte sur la pureté de l'oxygène fournie par l'ASU peut être relâchée et une pureté autour de 95 %_{mol} a été suggérée dans la littérature comme étant optimale en considérant la consommation énergétique cumulée de l'ASU et de la CPU [Wilkinson et al., 2001]. Contrairement aux applications IGCC, aucune contrainte n'est imposée pour la pureté de l'azote et la pression de fourniture est de 1,2 bar (afin de vaincre les pertes de charge relatives au transport et à la pulvérisation du charbon).

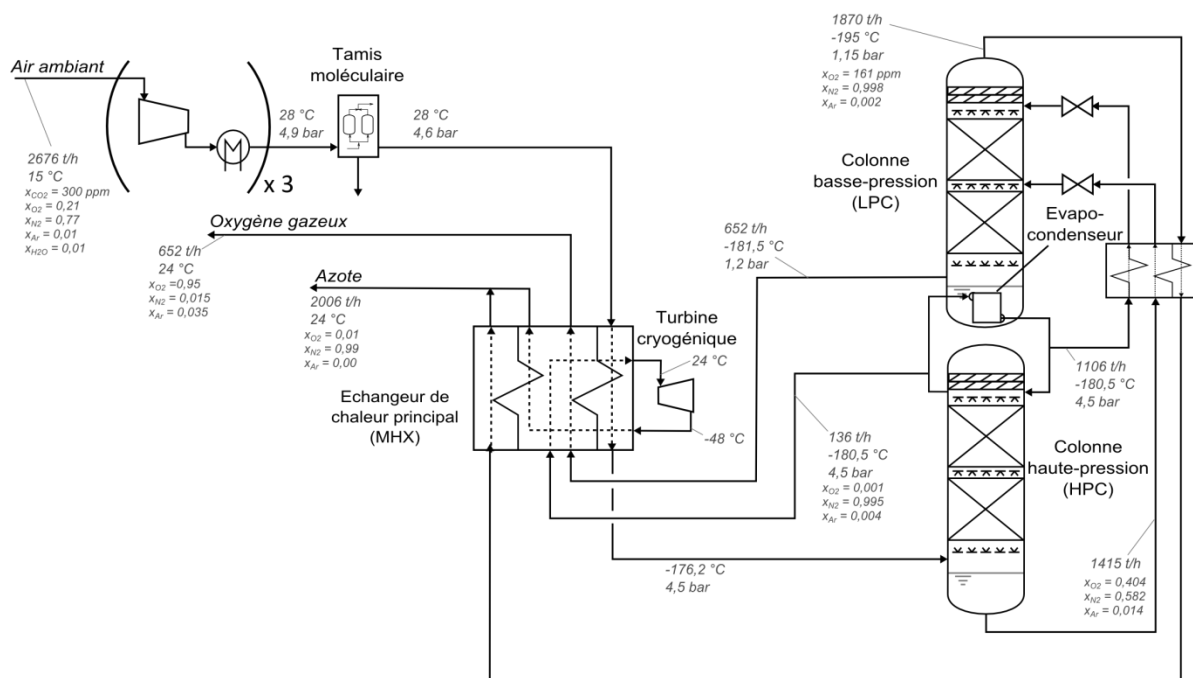


Figure 3.10 Schéma simplifié de l'ASU double-colonne

Amélioration du procédé historique dit à « simple colonne » de Karl van Linde [Hands, 1986], le procédé « double colonne » (Figure 3.10) est le procédé conventionnel employé comme référence dans la plupart des études portant sur l'oxy-combustion [Allam, 2009 ; Higginbotham et al., 2011, Fu & Gundersen, 2012]. Ce procédé exploite la différence entre la température d'évaporation de l'oxygène et la température de condensation de l'azote pour un couple de pression donné. Ainsi, en couplant thermiquement une colonne basse-pression avec une colonne haute-pression, il est possible d'évaporer l'oxygène liquide accumulé en pied de colonne basse-pression en exploitant l'enthalpie de condensation de l'azote gazeux en tête de colonne haute-pression. Un tel système, appelé évapo-condenseur, permet de fournir le reflux nécessaire à la séparation de l'oxygène. L'air atmosphérique

est comprimé à 4,9 bar dans un compresseur étagé avec refroidissement intermédiaire (3 étages de compression) appelé compresseur d'air principal (MAC, Main Air Compressor) et envoyé vers un tamis moléculaire pour être débarrassé du CO₂ et de l'eau afin d'éviter tout risque de formation de solide dans la partie cryogénique du procédé. L'air sec comprimé est ensuite envoyé vers un échangeur à plaque en aluminium brasé appelé échangeur de chaleur principal (MHX, Main Heat Exchanger) où le flux est refroidi à -176,2 °C et envoyé vers la colonne haute-pression (HPC, High Pressure Column) opérant à une pression de 4,5 bar. La HPC est couplée thermiquement à la colonne basse-pression (LPC, Low Pressure Column) par un système d'évapo-condenseur, comme évoqué précédemment. Les températures de pincement dans l'évapo-condenseur et dans le MHX sont respectivement de 1 K [Schmidt, 2006] et 1,5 K [Kuppan, 2000]. Le flux en pied de la colonne HPC a une concentration en oxygène de 40,4 %_{mol} et le flux de tête est de l'azote à une pureté de 99,5 %_{mol}. Une portion de ce flux riche en azote est envoyée vers le MHX, réchauffée jusqu'à 23,5 °C, détendue dans une turbine cryogénique pour récupérer du travail et fournir l'énergie thermique nécessaire au bouclage du bilan thermique du procédé, puis est rejetée à l'atmosphère. Le produit de pied de la HPC, enrichi en oxygène, ainsi qu'une partie du flux liquide sortant de l'évapo-condenseur, enrichi en azote, sont refroidis par le flux d'azote gazeux basse-pression obtenu en tête de la LPC, détendus à 1,2 bar dans des vannes et introduits dans la LPC. Le flux d'azote gazeux basse-pression est ensuite envoyé au MHX, réchauffé à 23,5 °C et rejeté à l'atmosphère. Le produit liquide obtenu en pied de la LPC, de l'oxygène à 95 %_{mol}, est également envoyé dans le MHX pour être réchauffé, évaporé, et est envoyé vers l'îlot chaudière à une pression de 1,2 bar. La consommation spécifique de l'ASU, définie dans cette étude comme l'énergie nécessaire à la production d'une tonne d'oxygène pur à la pression désirée, à savoir 1,2 bar, est de 202 kWh/t_{O₂}.

3.2.3 Unité de purification et de compression du CO₂

La concentration en CO₂ des fumées en sortie de l'îlot de traitement des fumées d'une centrale oxy-combustion est typiquement de l'ordre de 75 à 85 %_{mol} [Berstad et al, 2013], les espèces restantes étant de la vapeur d'eau, de l'oxygène, résultat de la sur-stœchiométrie nécessaire pour assurer la combustion complète du charbon, de l'azote et de l'argon provenant de l'ASU et des infiltrations d'air. De plus, malgré les différentes unités de dépollution, des traces de NO_x et de SO_x ainsi que des polluants tels que le mercure peuvent subsister. Afin de garantir la sûreté du transport et du stockage géologique, le CO₂ produit en phase dense (état supercritique) doit avoir une pureté supérieure à 95 %_{mol} et être totalement déshydraté [De Visser et al., 2008]. Le procédé dédié à la purification et à la compression du CO₂ est appelé CPU.

La condensation successive de l'eau à différentes pressions ne permettant pas d'atteindre la pureté désirée, le recours à un procédé permettant la liquéfaction du CO₂ pour le séparer des espèces plus

volatiles (azote, argon, oxygène) est nécessaire. Ainsi, de nombreuses configurations de procédés cryogéniques, exploitant l'effet Joule-Thomson (cycles auto-réfrigérés) ou ayant recours à des cycles frigorifiques (cycles à réfrigération externe) ont été proposées dans la littérature. Les cycles à réfrigération externe mènent toutefois à des performances légèrement moins intéressantes et à une surface d'échange plus grande que les procédés auto-réfrigérés [Mirza et al., 2013]. Notons que pour tous ces procédés, la température doit rester supérieure à $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ afin que le CO_2 ne cristallise pas (point triple). Différents concepts de CPU ont été proposés dans la littérature, différant uniquement sur leur partie cryogénique. Les étapes de compression des fumées avec séparation des condensats, de déshumidification dans des tamis moléculaires, et de compression du CO_2 purifié jusqu'à la pression permettant sa condensation et son pompage jusqu'à la pression de spécification sont communes à toutes les CPU cryogéniques.

Parmi les procédés décrits dans la littérature, deux procédés majeurs semblent avoir pris le pas : le procédé double flash pour des puretés allant de $95\text{ }\%_{\text{mol}}$ à $99\text{ }\%_{\text{mol}}$ (pour le stockage géologique) et le procédé faisant intervenir une colonne de distillation pour atteindre les très hautes puretés nécessaires aux applications de récupération assistée du pétrole (EOR, Enhanced Oil Recovery). Pour la centrale oxy-combustion de base, le procédé double flash auto-réfrigéré est adopté (Figure 3.11). En accord avec les recommandations de l'EBTF, le CO_2 est produit en phase dense à 110 bar. Une pureté de $96\text{ }\%_{\text{mol}}$ et un taux de récupération de $90\text{ }\%$ sont également fixés.

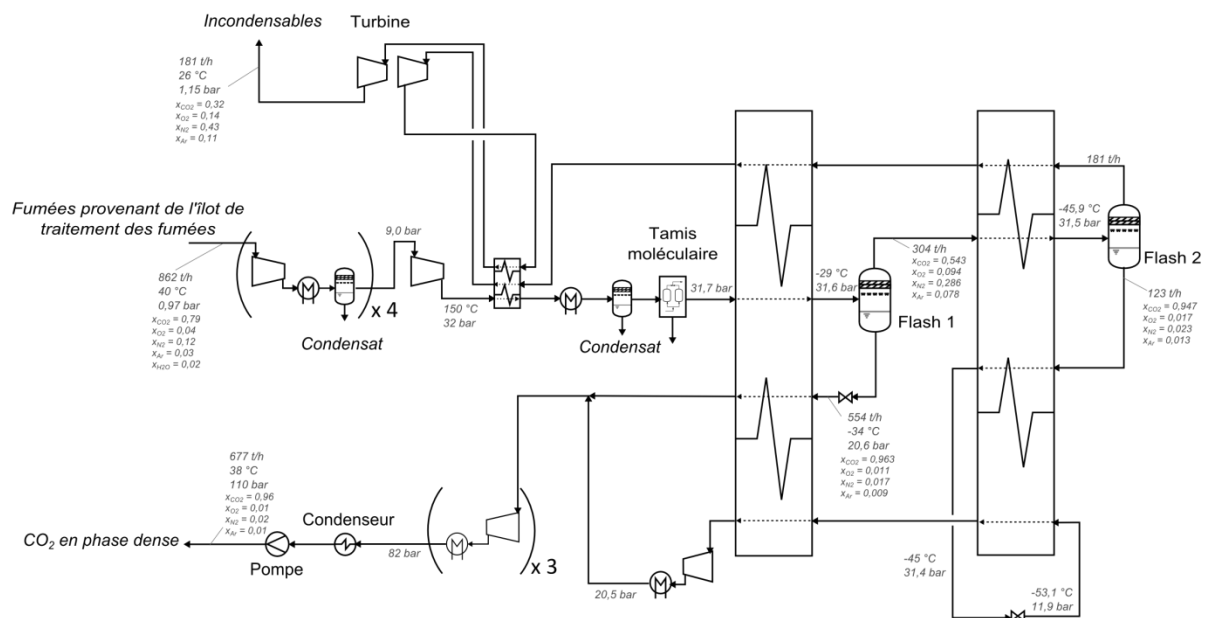


Figure 3.11 Schéma simplifié d'une CPU double flash

Le procédé double flash consiste à séparer le CO_2 des autres espèces gazeuses présentes par séparation de phase à deux températures différentes pour obtenir un produit à la pureté désirée avec un taux de récupération élevé. Les paramètres opératoires choisis dépendent à la fois du couple pureté – taux de récupération désiré mais également de la concentration en CO_2 à l'entrée du procédé.

Ainsi, les fumées provenant de l'îlot traitement des fumées, dont la teneur en CO_2 est de 79 %_{mol} en base humide, sont acheminées vers la CPU par le biais d'un ventilateur, puis comprimées jusqu'à 32 bar dans un compresseur multi-étagé (5 étages) avec refroidissement intermédiaire et soutirage du condensat. Les fumées sont débarrassées de l'eau résiduelle dans un tamis moléculaire et envoyées vers un échangeur de chaleur où elles sont refroidies jusqu'à -29 °C. Les phases liquide et vapeur sont alors séparées dans un premier ballon de séparation (Flash 1). Le flux liquide enrichi en CO_2 est détendu dans une vanne jusqu'à une pression de 20,6 bar et réchauffé par le flux de fumées entrant. La phase vapeur est, quant à elle, refroidie à une température de -45,9 °C et envoyée vers un second ballon de séparation (Flash 2). La phase vapeur obtenue de cette seconde séparation est utilisée pour refroidir les flux chauds alors que le produit obtenu en pied du Flash 2 est réchauffé jusqu'à -45,0 °C, et détendu jusqu'à une pression de 11,9 bar (-53,1 °C) afin d'assurer le bouclage thermique du procédé. Ce flux est alors recomprimé jusqu'à 20,5 bar, mélangé au flux de pied du Flash 1, et envoyé vers la compression finale. Le flux de CO_2 d'une pureté de 96 %_{mol} est comprimé à une pression de 82 bar dans un compresseur multi-étagé (3 étages), condensé par de l'eau de refroidissement, et pompé à 110 bar. Le flux gazeux d'incondensables pressurisé provenant du second flash est réchauffé jusqu'à 18,0 °C puis 111 °C par la chaleur de compression des fumées, et détendu dans une turbine avec réchauffage intermédiaire à 100 °C pour éviter tout risque de formation de solide. La consommation spécifique associée à cette CPU est de 113 kWh/t_{CO2}.

Un modèle thermodynamique différent de celui de l'îlot chaudière a été employé pour les parties cryogéniques du système (ASU et CPU) : l'équation d'état cubique de Peng-Robinson avec la fonction alpha de Boston-Mathias.

3.3 Critères de performances d'une centrale oxy-combustion

A l'image des autres voies de captage du CO_2 , l'opération de captage entraîne à la fois un surcoût lié aux équipements additionnels par rapport à la même centrale sans captage, mais également un surcoût lié à la perte de rendement (iso-service). De ce fait, les performances associées à une centrale avec captage du CO_2 doivent être déterminées par rapport à une centrale sans captage du CO_2 équivalente. Dans ce paragraphe, les performances énergétiques de la centrale aéro-combustion de référence et celles de la centrale oxy-combustion de base seront détaillées.

3.3.1 Performances de la centrale aéro-combustion de référence

Les performances énergétiques de la centrale aéro-combustion décrite dans la partie 3.1.3 sont résumées dans le Tableau 3.1.

Le critère de performance énergétique principal d'une centrale électrique est le rendement énergétique net de la centrale (NPE, Net Plant Efficiency), défini comme suit :

$$NPE(\%) = \frac{W_{brut} - W_{aux}}{Q_{th}} \cdot 100 \quad (3.1)$$

avec W_{brut} la puissance produite brute de la centrale exprimée en MW_e , W_{aux} la consommation des auxiliaires en MW_e et Q_{th} la puissance thermique en entrée du procédé en MW_{th} , obtenue en multipliant le débit de charbon par son pouvoir calorifique supérieur (PCS) ou inférieur (PCI).

Tableau 3.1 Performances de la centrale aéro-combustion de référence

Puissance produite brute	MW_e	1082,1
Auxiliaires	MW_e	107,3
Puissance produite nette	MW_e	974,8
Puissance thermique entrante	MW_{th} (PCI)	2112,7
Rendement de la chaudière	%_{PCI}	98,6
Rendement du cycle vapeur	%_{PCI}	52,0
Rendement centrale brut	%_{PCI}	51,2
Rendement centrale net	%_{PCI}	46,1
Emissions de CO₂	t/h	730

Suivant le référentiel de puissance thermique choisi, on parle soit de rendement PCI (exprimé en %_{PCI}) soit de rendement PCS (%_{PCS}). En France et plus généralement en Europe, le rendement est généralement défini sur base PCI et c'est donc la définition que nous retenons dans le cadre de cette étude. Ainsi, le rendement net de la centrale de référence est de 46,1 %_{PCI}, valeur conforme aux performances annoncées par les constructeurs pour une centrale supercritique avancée.

La puissance produite brute de la centrale est la puissance électrique totale en sortie d'alternateur. Elle est obtenue en appliquant le rendement de l'alternateur, 98,5 %, au travail mécanique produit par les turbines. La puissance produite nette est obtenue en soustrayant à la puissance produite brute la consommation des auxiliaires nécessaire au fonctionnement de la centrale et les pertes du transformateur (0,4 % de la puissance produite brute).

Bien que secondaires dans la caractérisation des performances de la centrale, les rendements de la chaudière et du cycle vapeur ont été également reportés. Le rendement chaudière est défini comme la fraction de la puissance thermique entrante effectivement transmise au fluide de travail et le rendement du cycle vapeur donne la fraction de l'énergie thermique transformée en énergie mécanique.

3.3.2 Performances de la centrale oxy-combustion de base

Les performances relatives à la centrale oxy-combustion de base sont présentées dans le Tableau 3.2.

Tableau 3.2 Performances de la centrale oxy-combustion de base

Puissance produite brute	MW _e	1086,4
Auxiliaires	MW _e	118,5
Consommation ASU	MW _e	124,4
Consommation CPU	MW _e	74,3
Puissance produite nette (hors ASU&CPU)	MW _e	967,9
Puissance produite nette totale	MW _e	769,2
Puissance thermique entrante	MW _{th} (PCI)	2112,7
Rendement de la chaudière	%_{PCI}	99,0
Rendement du cycle vapeur	%_{PCI}	52,0
Rendement centrale brut	%_{PCI}	51,4
Rendement centrale net	%_{PCI}	36,4
Emissions de CO₂	t/h	73

Comme détaillé dans la partie 3.2, le captage par oxy-combustion nécessite deux procédés additionnels par rapport à la centrale aéro-combustion : l'unité de séparation d'air et l'unité de compression et de purification du CO₂, entraînant une réduction de la puissance produite nette et donc du rendement net de la centrale. Or, outre ces procédés additionnels, l'oxy-combustion implique des modifications de la centrale qui ont des répercussions sur les performances énergétiques de celle-ci. En effet, la réduction du débit de flux oxydant en oxy-combustion entraîne une augmentation du rendement chaudière, principalement due à la réduction du besoin de préchauffage du comburant dans la chaudière. L'augmentation du rendement chaudière entraîne à son tour une augmentation de la puissance brute produite pour un débit de charbon donné. Concernant la consommation des auxiliaires, la réduction du débit de fumées et des infiltrations d'air en oxy-combustion entraîne une

consommation des ventilateurs significativement réduite (-7,2 MW_e). Or, la présence du réchauffeur de fumées électrique, de la colonne à contact direct et l'augmentation du besoin en eau de refroidissement entraînent, *in fine*, des consommations énergétiques additionnelles. Cette augmentation de la consommation des auxiliaires est de 11,2 MW_e. Ainsi, la puissance produite brute et la consommation des auxiliaires en oxy-combustion diffèrent du cas aéro-combustion. Le rendement net de centrale avec captage du CO₂ est donc défini comme suit :

$$NPE(\%) = \frac{W_{brut,oxy} - W_{aux,oxy} - W_{ASU} - W_{CPU}}{Q_{th}} \cdot 100 \quad (3.2)$$

avec $W_{brut,oxy}$ la puissance produite brute en MW_e, $W_{aux,oxy}$ la consommation des auxiliaires dans une centrale oxy-combustion en MW_e, W_{ASU} et W_{CPU} la consommation respective de l'unité de séparation d'air et de l'unité de compression et de purification du CO₂ en MW_e et enfin Q_{th} la puissance thermique de la centrale oxy-combustion en MW_{th}. Le rendement ainsi obtenu pour la centrale oxy-combustion de base est de 36,4 %_{PCI}. Ainsi, La pénalité énergétique relative à la centrale oxy-combustion de base est de 9,7 %-pts. Les contributions respectives de l'écart de production lié au fonctionnement en oxy-combustion, de la surconsommation de l'ASU et de la CPU dans la pénalité énergétique sont illustrées dans la Figure 3.12.

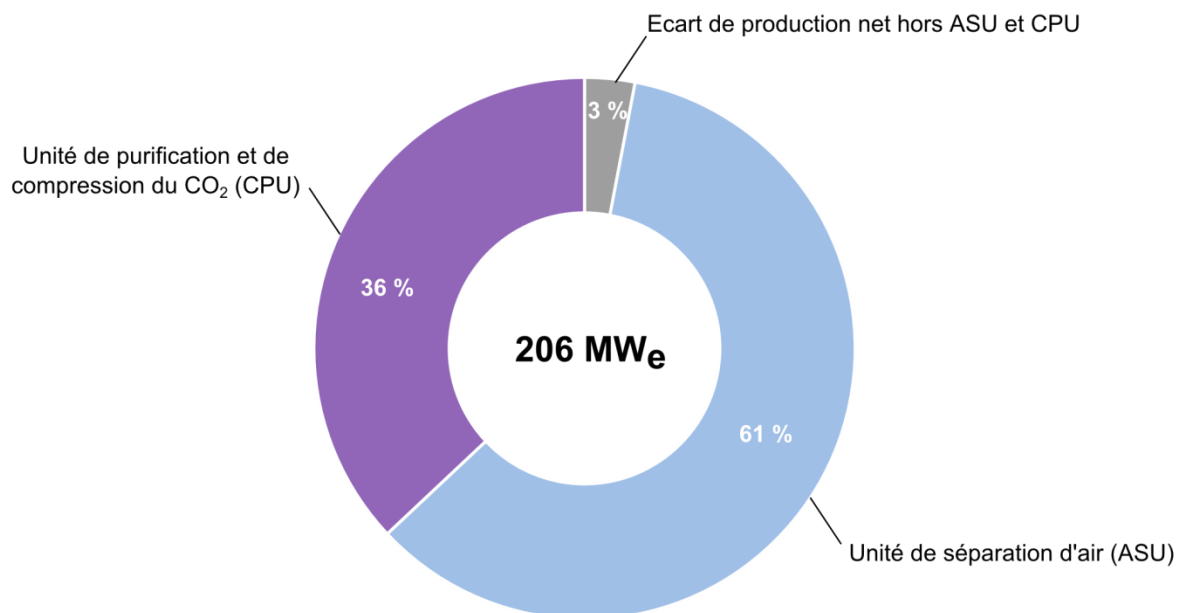


Figure 3.12 Répartition de la pénalité énergétique pour la centrale oxy-combustion de base

Ainsi, le captage par oxy-combustion entraîne une réduction de près de 21 % du rendement de la centrale ainsi que des investissements supplémentaires conséquents, ce qui conduit à une augmentation considérable du coût de l'électricité produite. Cependant, cette approche purement énergétique permet uniquement de constater la répartition de la perte d'efficacité du système due au captage mais ne donne pas d'information sur les pistes d'amélioration possibles, si ce n'est la réduction de la consommation de l'ASU et de la CPU. Or, la présence d'un recyclage des fumées laisse entrevoir la possibilité d'augmenter la production brute de manière considérable au moyen d'intégrations thermiques et de configurations de procédé alternatives exploitant au mieux le concept de l'oxy-combustion. Ainsi, la méthodologie détaillée dans le chapitre 2 est mise en application dans le chapitre suivant afin d'estimer le potentiel d'amélioration de la technologie de captage du CO₂ par oxy-combustion.

Chapitre 4

Optimisation énergétique d'une centrale oxy-combustion à l'état de l'art

L'objectif de ce chapitre est d'appliquer la méthodologie d'optimisation de procédé détaillée dans le chapitre 2, pour estimer les performances énergétiques que pourrait atteindre une centrale oxy-combustion, implantée en Europe, avec les technologies à l'état de l'art actuellement disponibles. Les performances de la centrale ainsi obtenue, que l'on qualifie de première génération, pourront être mises en regard des procédés de captage disponibles aujourd'hui pour déterminer la compétitivité de cette voie de captage dans un futur proche.

Dans un premier temps, le périmètre de l'étude est établi afin d'identifier les modifications de procédé et les technologies visant à améliorer les performances de la centrale oxy-combustion de base qui seront examinées dans cette étude (paragraphe 4.1). Ensuite, dans les paragraphes 4.2 et 4.3, une analyse exergetique détaillée à l'échelle de l'opération unitaire est réalisée sur la centrale de base décrite dans le chapitre 3. Celle-ci permettra de déterminer des sources d'irrégibilités intervenant au sein du système et ainsi d'identifier et de classer les modifications permettant, *a priori*, d'améliorer les performances associées au captage par oxy-combustion. S'en suit l'intégration énergétique du système, à architecture fixée (paragraphe 4.4) puis pour différentes configurations (paragraphe 4.5), pour identifier le schéma de procédé maximisant le rendement énergétique de la centrale. Les effets de couplage entre modifications sont traités dans le paragraphe 4.6. Notons que, de par la complexité du

système étudié, une approche simplifiée a été adoptée pour l'identification du schéma d'intégration thermique optimal et l'étude des effets de couplage. Les singularités de l'approche retenue seront détaillées au début du paragraphe 4.4. Enfin, les conclusions de cette étude ainsi que les discussions s'y référant sont exposées dans le paragraphe 4.7.

4.1 Détermination du périmètre de l'étude

Dans ce paragraphe, les spécificités liées à une centrale que l'on qualifiera de première génération – c'est-à-dire les technologies concernées ainsi que les performances associées – sont décrites.

4.1.1 Îlot chaudière

Malgré des études théoriques et expérimentales menées sur les chaudières spécifiquement dédiées à l'oxy-combustion, comme celles recourant à une combustion étagée avec des brûleurs non-stœchiométriques afin de pouvoir augmenter la teneur en oxygène du flux oxydant tout en contrôlant la température [Bohn et al, 2011 ; Blume, 2012, Bohn, 2013] ou encore les chaudières pressurisées permettant une récupération efficace de l'enthalpie de condensation des fumées tout en supprimant les infiltrations d'air [Zebian, 2012 ; Benelli, 2013], ces technologies sont aujourd'hui encore en cours de développement. Ainsi, dans le cadre de cette étude, on se limitera aux cas où le recyclage des fumées est ajusté afin de s'approcher des conditions de combustion bien maîtrisées de la combustion à l'air. Une température des fumées en sortie de chaudière identique à celle obtenue en aéro-combustion est adoptée.

4.1.2 Îlot cycle électrogène

Le cycle électrogène décrit dans le paragraphe 3.1.3.4 – cycle vapeur supercritique avancé avec simple resurchauffe, des conditions vapeur de 300 bar / 600 °C / 620 °C et une température de préchauffe de l'eau de cycle de 315 °C – est la technologie à l'état de l'art pour la production électrogène des centrales à charbon pulvérisé. L'augmentation des conditions opératoires nécessite un changement de gamme de matériaux qui sont actuellement en cours de développement pour les cycles dits ultra-supercritiques (350 bar / 760 °C) [EPRI, 2011a]. Ainsi, les conditions opératoires dites supercritiques avancées, y compris la température de préchauffe de l'eau de cycle, seront conservées dans cette étude.

4.1.3 Îlot traitement des fumées

La dépollution des fumées est l'un des points singuliers de l'oxy-combustion par rapport à la combustion à l'air. En effet, la modification des conditions de combustion influe sur la nature des espèces formées à traiter, et la présence d'une unité de purification et de compression du CO₂ en aval du procédé permet d'envisager le traitement de certains des polluants dans ce procédé.

Dans cette étude, un train de dépollution complet – dénitrification, dépoussiérage, désulfuration – est conservé. Aussi, concernant les technologies associées à ces opérations, celles employées par *EDF* sur ses centrales thermiques ont été retenues : une unité de dénitrification catalytique employant un catalyseur résistant aux poussières, une unité de dépoussiérage électrostatique et enfin une unité de désulfuration humide. Les autres technologies telles que les filtres à manche pour le dépoussiérage ou les unités de désulfuration sèche ne sont pas considérées car elles ne permettent pas d'obtenir une qualité de sous-produits suffisante pour leur valorisation, condition nécessaire pour une exploitation en Europe. Enfin, les technologies de dépollution dédiées à l'oxy-combustion comme le procédé « sour compression » proposé par *Air Products* [White et al., 2011], permettant la dénitrification et la désulfuration intégrée à la compression des fumées dans la CPU, ne sont pas considérées, ici encore pour des raisons de maturité technologique.

4.1.4 Unité de séparation d'air

La seule technologie mature de production d'oxygène capable de répondre au cahier des charges fixé par l'oxy-combustion (pureté de l'ordre de 95 %_{mol}, débit de l'ordre de 15 000 tonnes par jour) est la distillation cryogénique. Ainsi, seront considérés pour la production d'oxygène les procédés de distillation cryogénique de l'air, à l'exception des colonnes thermiquement couplées, les *HIDiC* (Heat-Integrated Distillation Columns), dont la maturité n'est pas encore suffisante pour être considérée dans cette étude. Les membranes céramiques transporteuses d'ions [Repasky et al., 2012 ; Christie, 2012] ainsi que les procédés basés sur des boucles chimiques comme le *CLAS* (Chemical Looping Air Separation) [Moghtaderi & Wall, 2013], bien que prometteurs, ne sont pas inclus dans le périmètre de cette étude.

4.1.5 Unité de purification et de compression du CO₂

Enfin, concernant le procédé de purification du CO₂ par condensation partielle, seuls les procédés auto-réfrigérés seront traités. En effet, des études ayant montré que les procédés faisant intervenir des cycles frigorifiques externes menaient à des performances énergétiques et économiques moins intéressantes [Mirza et al., 2013], cette option a été écartée. Par ailleurs, les stratégies de valorisation

de l'oxygène et/ou du CO₂ présent dans le flux d'incondensables par l'intermédiaire de membranes [Leclerc et al., 2013 ; White et al., 2011] ou par adsorption [Dickmeis & Kather, 2013] ne sont pas non plus considérées, une nouvelle fois pour des raisons de maturité technologique.

4.1.6 Intégration thermique

La superposition des gammes de température intervenant dans les deux procédés cryogéniques suggère la possibilité d'une intégration thermique, permettant un gain de rendement de 0,2 %-pts d'après Fu et Gundersen (2010). Cependant, outre les problèmes liés à la réalisation concrète de cette intégration en termes de pertes thermiques, qui pourraient réduire le gain escompté, les difficultés opératoires liées à une telle intégration pourraient être considérables, en particulier vis-à-vis des phases de démarrage ou lors des phases transitoires. Par conséquent, l'intégration thermique de l'ASU et de la CPU est écartée du périmètre de cette étude.

Ainsi, dès lors que le périmètre d'étude a été précisément défini, une analyse exergétique est réalisée sur la centrale oxy-combustion de base afin d'identifier la localisation et l'importance des irréversibilités intervenant au sein du système.

4.2 Analyse exergétique

La Figure 4.1 présente le bilan exergétique du système et la répartition des principaux postes de pertes intervenant au sein des quatre grands sous-systèmes composant la centrale oxy-combustion. Le contenu exergétique du charbon est estimé à l'aide d'une corrélation basée sur la capacité calorifique de ce dernier (Szargut & Stryliska, 1964) et les différentes pertes exergétiques sont calculées en effectuant un bilan exergétique sur chacune des enceintes considérées.

L'exergie introduite dans le système, celle du charbon, se retrouve à hauteur de 34,4 % dans l'électricité nette produite et de 5,5 % dans le flux de CO₂ purifié et pressurisé, ce qui mène à un rendement exergétique total de 39,9 %. Ainsi, le système étudié conduit à la destruction de 60,1 % de l'exergie introduite dans celui-ci. Ces pertes interviennent majoritairement dans la partie « Chaudière et train de dépollution des fumées » (74,4 %). Cependant le cycle vapeur et l'ASU sont également responsables de pertes conséquentes, avec respectivement 12,0 % et 7,6 % des pertes totales.

Lorsque l'on étudie l'origine des pertes au sein des différents sous-systèmes, on peut observer que la partie chaudière est à elle seule responsable de 37,2 % des pertes, suivie par la section de surchauffage et resurchauffage de l'eau du cycle vapeur, entraînant 28,9 % de la destruction d'exergie totale introduite. Viennent ensuite les turbines à vapeur du cycle électrogène, la section de distillation

de l'unité de séparation d'air, le condenseur du cycle vapeur et l'échangeur rotatif préchauffant les fumées recyclées se dirigeant vers la chaudière.

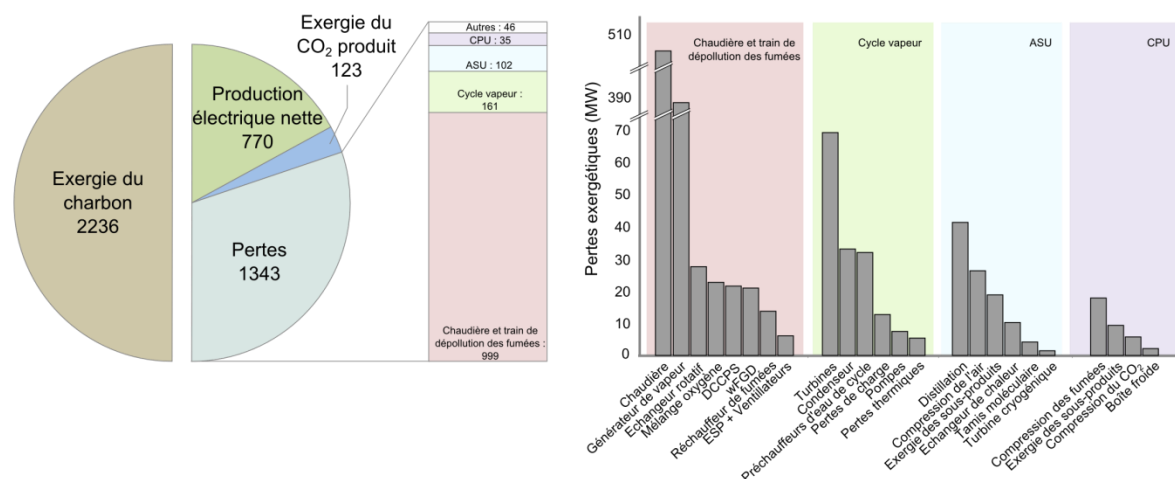


Figure 4.1 Bilan exergetique du systeme en MW (à gauche) et localisation des principaux postes de pertes (à droite)

Cependant, une telle approche permet uniquement de faire un constat sur l'efficacité globale du système et de mettre en exergue les parties du procédé entraînant des irréversibilités. Ainsi, afin d'identifier les pistes d'amélioration en vue de réduire les irréversibilités, une analyse exergetique à l'échelle de l'opération unitaire est nécessaire pour mieux comprendre la nature des pertes.

4.3 Exploitation des informations obtenues par l'analyse exergetique

Dans le but d'obtenir des informations plus précises sur la localisation et sur les causes des pertes, l'échelle à laquelle est réalisée l'analyse exergetique a été modifiée, passant d'une analyse à l'échelle de blocs fonctionnels à une analyse à l'échelle de l'opération unitaire. Ainsi, il est possible de classer les pertes exergetiques liées à chaque opération unitaire par ordre d'importance et par grandes familles pour identifier celles qui sont *a priori* évitables.

4.3.1 Classement des pertes exergetiques

En premier lieu, une analyse exergetique a été réalisée à l'échelle de l'opération unitaire. Pour la chaudière, source de pertes la plus importante du système, les pertes dues au préchauffage des gaz ont été dissociées des pertes dues à la conversion de l'exergie chimique en exergie thermique. Les pertes

principales ($> 3\text{MW}$) ainsi déterminées ont ensuite été classées par importance décroissante et réparties dans six catégories différentes suivant leur nature (voir Figure 4.2) :

- **Pertes dues à des limitations thermodynamiques** : il s'agit des pertes qui sont intrinsèquement liées à la transformation mise en œuvre à travers le système. Pour pouvoir produire de l'électricité, l'exergie contenue dans le charbon doit être transformée en exergie thermique pour alimenter un cycle électrogène. Par ailleurs, dans un cycle moteur, une source froide est nécessaire pour évacuer de la chaleur au niveau du condenseur. Ces pertes sont des pertes inévitables au regard de la nature de la transformation mise en jeu.
- **Pertes dues aux limitations opératoires liées à la combustion** : comme évoqué plus haut, la combustion du charbon est nécessaire à la production électrique. De par la manière dont cette transformation est mise en œuvre, un certain nombre de pertes sont induites. En effet, l'évacuation de la chaleur radiative émise par la combustion par l'eau circulant dans les tubes-écrans, la conversion incomplète du charbon, la séparation des cendres volantes ainsi que les infiltrations d'air dues à une opération sous léger vide sont des irréversibilités dues à des contraintes liées aux choix technologiques et opératoires adoptés pour réaliser la combustion du charbon.
- **Pertes dues aux limitations liées à la sécurité et aux matériaux** : pour des raisons techniques, des limitations en termes de température opératoire maximale sont fixées. C'est le cas pour les échanges thermiques réalisés dans les différents échangeurs permettant la surchauffe et la resurchauffe de l'eau du cycle. En effet, les matériaux utilisés pour ces parties doivent satisfaire différentes contraintes comme la tenue mécanique, la corrosion et la dilatation thermique auxquelles viennent s'ajouter des contraintes en termes d'usage. Ainsi, les matériaux à l'état de l'art ne permettent pas d'augmenter les conditions vapeur au-delà de $620\text{ }^{\circ}\text{C}$, entraînant ainsi des écarts de température entre la source chaude et la froide pouvant avoisiner les 650 K (surchauffeur 3). Malgré le préchauffage des fumées dans l'échangeur rotatif, les flux d'oxydants entrants dans la chaudière sont chauffés dans celui-ci par la chaleur dégagée par la réaction de combustion. En sus du fait que la température est limitée par les matériaux disponibles, la température de préchauffe est contrainte par la température des fumées en sortie de chaudière. Or, celle-ci étant fixée égale à celle observée en aéro-combustion dans le périmètre d'étude considéré, cette source de pertes est également classée comme inévitable.

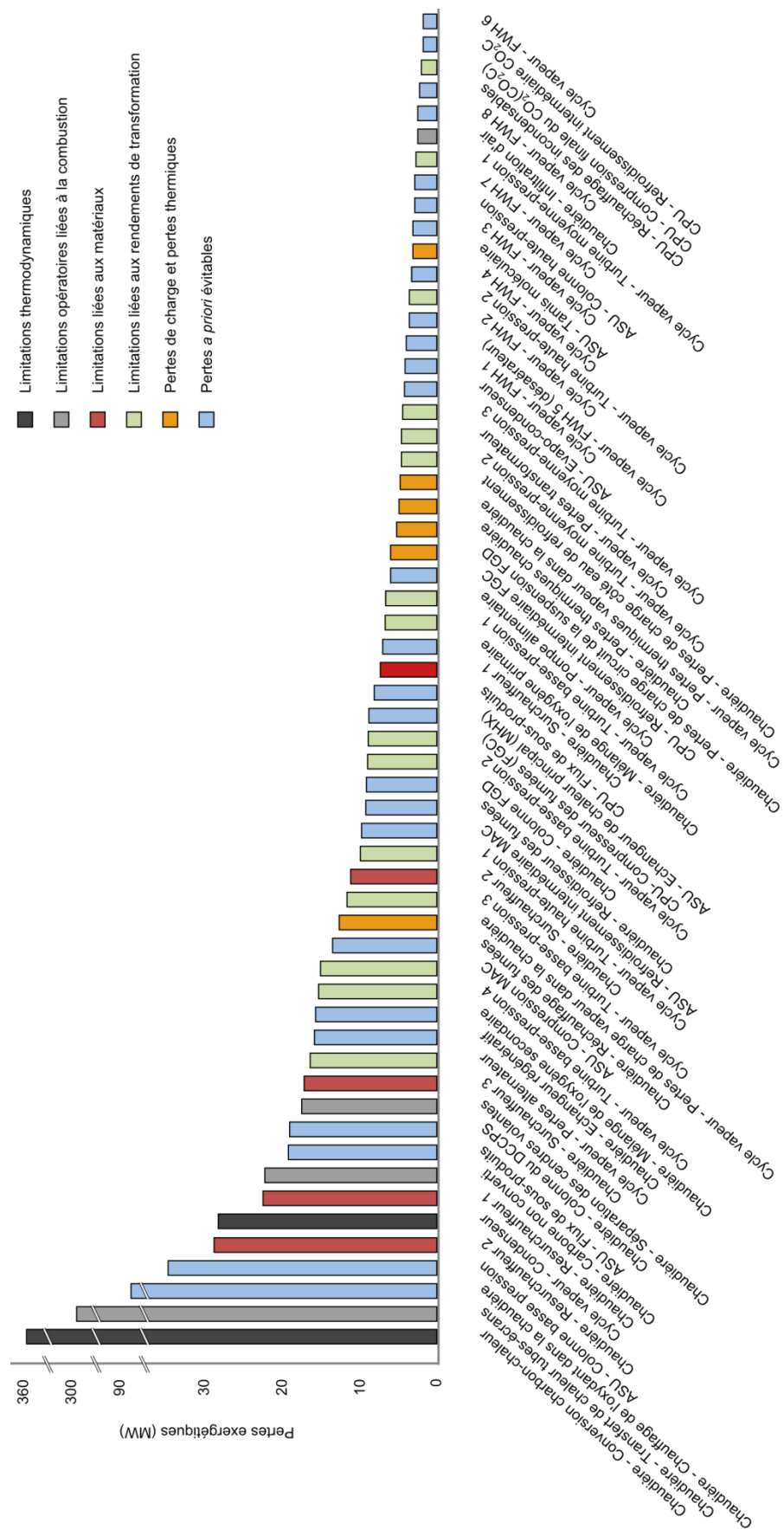


Figure 4.2 Pertes exergetiques principales classées par ordre décroissant et suivant leur nature

- **Pertes dues aux rendements de conversion de l'énergie** : l'analyse exergetique à l'échelle des blocs fonctionnels avait mis en évidence l'importance des pertes intervenant au niveau des turbines et des compresseurs. Celles-ci sont dues au fait que les rendements isentropique et électromécanique pour les turbomachines et ceux associés à l'alternateur et au transformateur sont, bien qu'élevés, non idéaux. Les rendements considérés étant les rendements associés à des équipements à l'état de l'art, les pertes induites par ce biais ne sont pas évitables dans le périmètre d'étude considéré.
- **Pertes dues aux pertes de charge et pertes thermiques** : les pertes thermiques considérées dans cette étude sont situées au niveau des conduits réacheminant le fluide de travail vers les turbines et au niveau des tubes-écrans de la chaudière. Ces pertes ne sont pas évitables. Les pertes de charge entraînant des pertes exergetiques significatives se situent au niveau du surchauffage et resurchauffage de l'eau du cycle, du train de préchauffe de l'eau de cycle, du tamis moléculaire de l'ASU et enfin de la boucle de recirculation de la wFGD. Les deux premières résultent d'une optimisation technico-économique des échangeurs de chaleur et ont été modélisées comme un pourcentage de la pression du flux en accord avec des données fournies par des fournisseurs de technologie [Palkes et al., 2004]. Ces valeurs sont considérées comme constantes dans notre étude. Le modèle utilisé pour le tamis moléculaire ne permettant pas de déterminer précisément la perte de charge, une valeur fournie par la littérature a été employée et de ce fait, on considèrera que les pertes engendrées par ce biais sont inévitables. Enfin, les pertes de charge entraînées par la hauteur d'eau à vaincre de la boucle de recirculation de la suspension de la wFGD ainsi que celles liées aux injecteurs sont, quant à elles, fonction du débit de recirculation. Ce débit est lui-même lié à la concentration en oxydes de soufre dans les fumées à traiter et du débit mis en jeu. Ainsi, ces irréversibilités pourraient être réduites si l'architecture du système était modifiée, mais elles sont inévitables à architecture fixée.

Les pertes ne faisant pas partie des catégories précédemment définies sont celles qui sont, *a priori*, en partie évitables. Ces pertes sont en grande majorité dues au refroidissement de sources de chaleur par de l'eau de refroidissement, à des écarts de température importants dans des échangeurs de chaleur, à des mélanges de deux flux à des températures différentes, à la mauvaise répartition de forces motrices ou encore à des flux de sous-produits sortants du système.

Or, afin de déterminer précisément si les pertes exergetiques ainsi identifiées sont évitables ou non, le recours à un niveau de détail plus important sur les pertes exergetiques est nécessaire. Ainsi, une analyse exergetique détaillée discriminant les différents composants de l'exergie totale contenue dans chaque flux doit être réalisée.

4.3.2 Pertes évitables et pertes non évitables – identification du potentiel de réduction des pertes par analyse exergetique détaillée

A l'issue de l'étape précédente consistant à déterminer les pertes exergetiques *a priori* évitables, une analyse exergetique approfondie a été réalisée sur les opérations unitaires ainsi mises en évidence. Comme détaillé dans le paragraphe 1.4.3 et 1.4.4 les flux exergetiques peuvent être de différentes natures : thermique, électrique, et l'exergie contenue dans un flux de matière se décompose en exergie physique, chimique et de mélange. Ainsi, lorsque l'on réalise un bilan exergetique sur une enceinte, on peut considérer indépendamment chacune de ces contributions pour tirer des informations complémentaires quant à la nature des pertes y intervenant et ainsi, par suite, définir la fraction de la perte d'exergie qui pourrait être évitée. La Figure 4.3 présente le résultat de l'analyse exergetique détaillée réalisée sur les opérations unitaires entraînant des pertes *a priori* évitables.

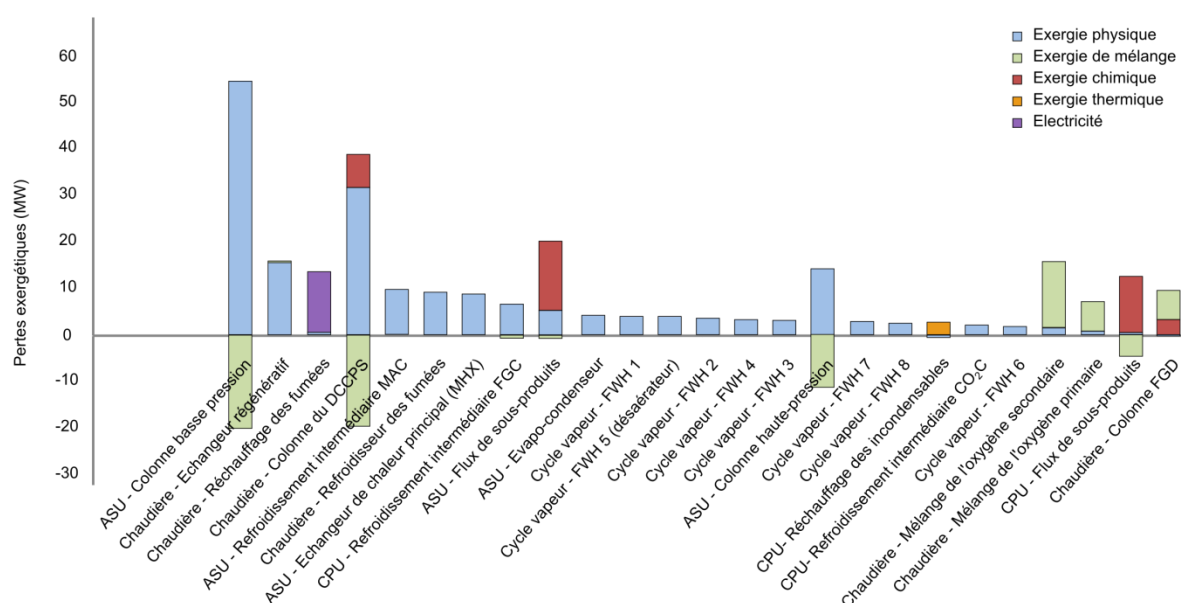


Figure 4.3 Pertes exergetiques détaillées des sources de pertes identifiées comme *a priori* évitables

Les composantes d'exergie chimique ne sont pas évitables dans le sens où il s'agit de modifications de composition suite à un contact direct avec de l'eau dans la DCCPS et dans la colonne de la wFGD ou de rejet d'un flux de sous-produit non valorisable. Concernant les composantes d'exergie de mélange, deux cas sont à distinguer suivant la nature de l'opération unitaire. Dans le cas d'un mélange, que la composante de mélange soit positive ou négative, celle-ci est la conséquence d'une opération nécessaire au bon fonctionnement du système (dépollution dans la wFGD, saturation en eau dans la DCCPS, dilution de l'oxygène se dirigeant vers la chaudière). Lorsqu'il s'agit d'une séparation, celle-ci doit être interprétée comme un gain d'exergie chimique obtenu au prix de l'apport

d'une force motrice. Par conséquent, la partie évitable de la destruction d'exergie dans ce genre d'opération unitaire sera la perte exergetique de nature physique à laquelle on retranchera la composante de mélange. Ainsi, il est possible de classer les pertes par potentiel de gain décroissant suivant le critère :

$$Ex_{D_phy} + Ex_{D_e} + Ex_{D_th} \quad (-\Delta Ex_{mélange} \text{ pour le cas d'une séparation}) \quad (4.1)$$

avec Ex_{D_phy} la destruction d'exergie physique, Ex_{D_e} la destruction d'exergie électrique et Ex_{D_th} la composante thermique de la destruction d'exergie.

A l'issue de l'analyse exergetique détaillée, les sources de pertes majeures ayant les plus grands potentiels de gain ont été identifiées. Parmi elles, deux catégories peuvent être mises en évidence : la rationalisation des échanges thermiques à architecture de procédé fixée et l'amélioration des performances via des modifications structurelles du système.

La partie suivante consistera à caractériser les sources et puits de chaleur disponibles au sein du procédé et à expliciter la méthodologie appliquée pour parvenir à l'utilisation la plus rationnelle possible de l'exergie en vue d'améliorer les performances énergétiques du système global.

4.4 Intégration thermique optimale à architecture de procédé fixée

4.4.1 Sources et puits de chaleur du procédé

Un certain nombre de sources et de puits de chaleur potentiels ont pu être identifiés à l'issue de l'analyse exergetique détaillée. Ces derniers ont été répertoriés dans le Tableau 4.1, avec les températures minimales et maximales ainsi que la quantité de chaleur mise en jeu et la nature de la chaleur associée. La considération de la nature de la chaleur est importante dans les études d'intégration thermique car elle permet de s'assurer qu'il n'y ait pas de croisement de température lors de la réalisation d'échanges thermiques.

Tableau 4.1 Sources et puits de chaleur disponibles identifiés au sein du système

	T_{chaud} °C	T_{froid} °C	Q MW_{th}	Nature -
Sources de chaleur				
Refroidisseur de fumées	173,7	130,0	31,4	Sensible
FG_{wFGD}	138,5	54,6	59,1	Sensible
FG_{DCCPS}	61,5	18,5	183,9	Sensible + latente
$ASU_{\text{MAC_intercooler_1}}$	68,7	28,2	30,5	Sensible
$ASU_{\text{MAC_intercooler_2}}$	83,7	28,2	42,4	Sensible
$ASU_{\text{MAC_intercooler_3}}$	83,7	28,2	46,4	Sensible
$CPU_{\text{FGC_intercooler_1}}$	92,9	28,2	14,0	Sensible
$CPU_{\text{FGC_intercooler_2}}$	75,6	28,2	11,5	Sensible + latente
$CPU_{\text{FGC_intercooler_3}}$	75,8	28,2	11,5	Sensible + latente
$CPU_{\text{FGC_intercooler_4}}$	76,1	28,2	10,5	Sensible + latente
$CPU_{\text{FGC_intercooler_5}}$	150,2	28,2	29,8	Sensible
$CPU_{\text{CO2C_intercooler_1}}$	59,7	28,2	6,3	Sensible
$CPU_{\text{CO2C_intercooler_2}}$	69,7	28,2	10,1	Sensible
$CPU_{\text{CO2C_intercooler_3}}$	69,7	28,2	28,0	Sensible + latente
Puits de chaleur				
Réchauffeur de fumées	40,0	18,5	13,0	Sensible
O ₂ primaire	110,0	23,1	4,4	Sensible
O ₂ secondaire	47,1	23,1	2,7	Sensible
Réchauffeur des sous-produits 1	111,0	18,0	4,5	Sensible
Réchauffeur des sous-produits 2	100,0	-51,0	6,8	Sensible
HI-0	67,0	32,5	71,5	Sensible
HI-1	67,0	32,5	71,5	Sensible
HI-2	102,0	67,0	77,4	Sensible
HI-3	137,0	102,0	83,3	Sensible
HI-4	172,0	137,0	90,2	Sensible
HI-5	205,0	172,0	82,2	Sensible
HI-6	240,0	205,0	79,4	Sensible
HI-7	280,0	240,0	132,5	Sensible
HI-8	310,0	280,0	156,0	Sensible

La Figure 4.4 donne une représentation graphique de la répartition des sources de chaleur valorisables disponibles dans le système. Appelée courbe composite, elle représente, par niveau de température, la quantité de chaleur cumulée de toutes les sources disponibles pour l'intégration. Cette figure met en évidence de manière visuelle que dans la configuration initiale de centrale oxy-combustion considérée (cas de base), une quantité de chaleur totale de 515 MW_{th} est disponible dont plus de 80 % à des températures inférieures à 80 °C, et donc de faible contenu exergetique.

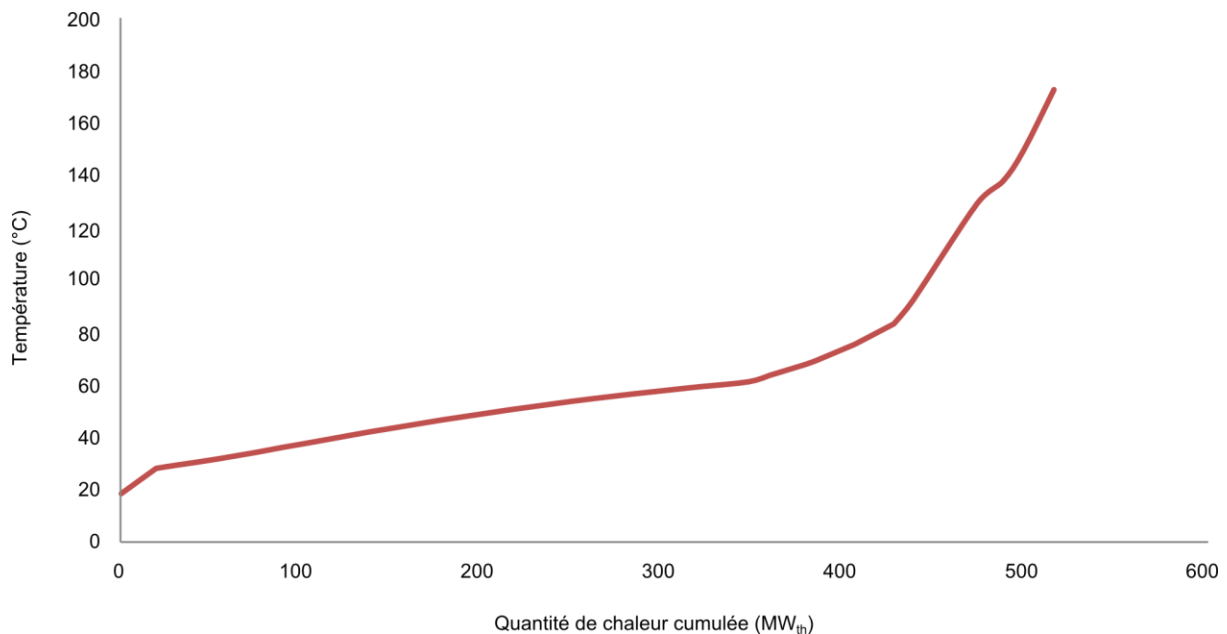


Figure 4.4 Diagramme température-quantité de chaleur répertoriant les sources de chaleur disponibles au sein du procédé

Notons enfin que, outre les sources de chaleur dont la valorisation entraîne un gain énergétique net (car l'exergie thermique valorisée était au préalable évacuée par de l'eau de refroidissement), d'autres sources de chaleur induisant une perte de production électrique lorsqu'on y a recours, sont disponibles (voir Tableau 4.2). Il s'agit de débits d'eau provenant du train de préchauffe du cycle vapeur ou d'extraction vapeur au niveau des turbines toujours en provenance du cycle électrogène. A chacune de ces sources de chaleur est associée une perte de production électrique, à l'image d'un coefficient de performance associé à une pompe à chaleur. A la vue de la grande quantité de chaleur disponible en regard des puits de chaleur identifiés au sein du système, les quantités de chaleur maximales disponibles n'ont pas été explicitées dans ce tableau.

Tableau 4.2 Sources de chaleur dont l'utilisation entraîne une perte de production électrique

	T_{chaud}	T_{froid}	Q/W	Nature
	°C	°C	MW _{th} / MW	-
HI-1	67,0	32,5	11,0	Sensible
HI-2	102,0	67,0	6,2	Sensible
HI-3	137,0	102,0	4,4	Sensible
HI-4	172,0	137,0	3,6	Sensible
HI-5	205,0	172,0	3,0	Sensible
HI-6	240,0	205,0	2,8	Sensible
HI-7	280,0	240,0	2,5	Sensible
HI-8	310,0	280,0	2,3	Sensible
Extraction_ vapeur_1	72,7	72,7	12,3	Latente
Extraction_ vapeur_2	129,0	108,0	6,6	Sensible + latente
Extraction_ vapeur_3	232,0	142,9	4,6	Sensible + latente
Extraction_ vapeur_4	321,6	173,3	3,7	Sensible + latente
Extraction_ vapeur_5	427,9	208,5	3,1	Sensible + latente
Extraction_ vapeur_6	544,8	248,8	3,1	Sensible + latente
Extraction_ vapeur_7	353,9	282,0	3,0	Sensible + latente
Extraction_ vapeur_8	420,1	314,3	2,8	Sensible + latente

Une fois que les sources et les puits de chaleur disponibles au sein du procédé ont été mis en évidence, il est nécessaire d'adopter une méthodologie d'intégration thermique visant à optimiser le gain énergétique. Quand des sources et des puits de chaleur sont disponibles au sein d'un procédé donné, la manière dont ceux-ci sont intégrés a un impact direct sur le gain que l'on peut obtenir. En effet, un échange de chaleur entre deux flux entraînant inévitablement des pertes exergetiques causées par une différence de température finie, une méthodologie d'intégration thermique rationnelle permet de minimiser ces irréversibilités et ainsi de maximiser le bénéfice que l'on peut tirer de l'intégration thermique. Une des méthodes les plus répandues pour résoudre ce type de problème est l'analyse du pincement, initialement développée par Linnhoff et Flower (1978). Or, cette approche a été développée pour minimiser les besoins en utilités froides et chaudes, et ne permet pas d'identifier d'éventuelles possibilités de gains de performances intrinsèques (augmentation de la production nette), et n'est par conséquent pas adaptée à l'optimisation d'un procédé de production électrique qui est, de plus, déjà fortement intégré.

4.4.2 Méthodologie d'intégration thermique optimale

Ainsi, afin d'identifier la stratégie optimale de valorisation des sources de chaleur disponibles au sein du procédé, une étude de sensibilité sur l'ensemble du système a été réalisée sur la centrale de base afin d'évaluer le gain direct en termes de production électrique induit par l'intégration d'une quantité de chaleur donnée. A l'issue de cette étape, les puits de chaleur ont pu être classés au regard d'un critère que l'on qualifiera de rendement marginal ($\eta_{\text{marg},i}$), défini comme suit :

$$\eta_{\text{marg},i} = \frac{W_{\text{récupéré}}}{Q_{\text{intégrée}}} \quad (4.2)$$

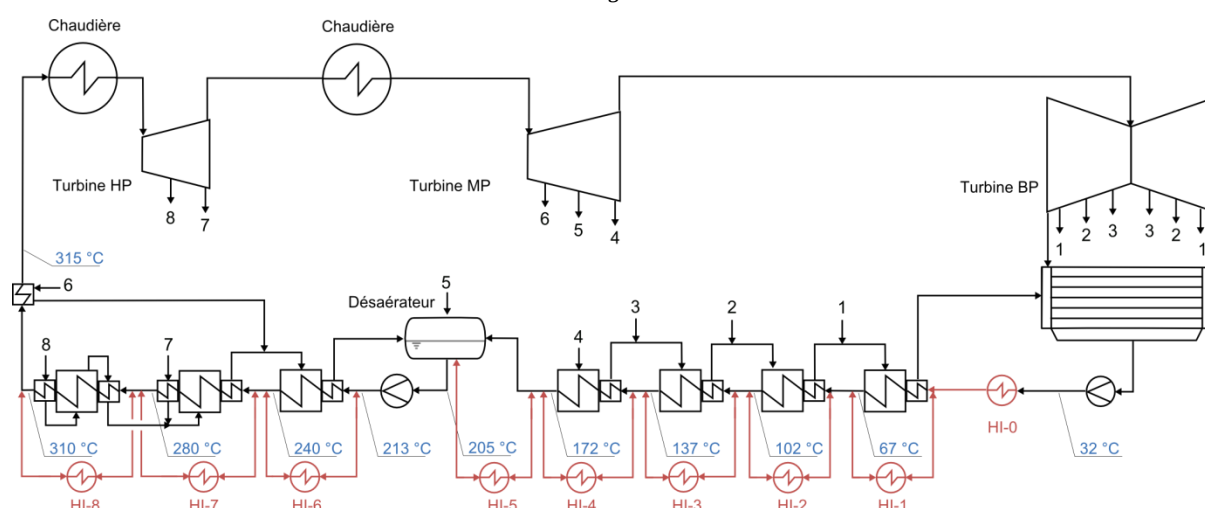


Figure 4.5 Schéma du cycle vapeur avec les échangeurs de chaleur dédiés à l'intégration thermique, notés HI-i

La Figure 4.5 présente une vue simplifiée du cycle vapeur de la centrale considérée. Sur le train de préchauffe de l'eau de cycle, neuf échangeurs de chaleur ont été matérialisés en rouge, permettant l'intégration de sources de chaleur disponibles et menant à une augmentation de la production électrique nette de la centrale.

En effet, dans le cas de base, l'eau de cycle provenant du condenseur à l'état liquide est préchauffée jusqu'à une température de 315 °C dans des échangeurs de chaleur par huit extractions de vapeur provenant des turbines de détente. Or, dans le cas où une source de chaleur est disponible à une température donnée supérieure à 77 °C (on suppose un pincement de 10 K), il est possible de dévier une fraction du débit se dirigeant vers le préchauffeur associé pour le chauffer avec celle-ci. Par cette opération, le débit de vapeur nécessaire au préchauffage est diminué. Ce débit peut alors être envoyé vers la turbine en aval pour augmenter la production électrique. Le débit dévié est ajusté suivant la quantité de chaleur disponible, de telle sorte que la différence de température dans l'échangeur HI-i mise en jeu soit constante et égale à la différence de température minimale dans celui-ci dans l'optique de minimiser les pertes exergétiques entraînées. Ainsi, à chaque échangeur HI-i est associée une

gamme de température ($T_{\text{chaud}, i}$, $T_{\text{froid}, i}$), un rendement marginal et une quantité de chaleur maximale intégrable $Q_{\text{max}, i}$. Cette dernière correspond au cas limite où le débit du prélèvement vapeur est nul. Ainsi, $Q_{\text{max}, i}$ correspond à la quantité de chaleur égale à celle mise en jeu dans le préchauffeur d'eau i dans le cas de base, à laquelle est retranchée la quantité de chaleur nécessaire au refroidissement du condensat provenant du préchauffeur $i+1$. Les températures associées aux échangeurs HI- i , ainsi que les rendements marginaux et les quantités de chaleur maximales intégrables associés, ont été reportés dans le Tableau 4.3.

Outre ces huit échangeurs, un dernier échangeur, noté HI-0, a été considéré. Celui-ci, placé en tête du train de préchauffe de l'eau de cycle, en série avec les autres préchauffeurs, permet la valorisation de sources de chaleur disponibles à des températures comprises entre 42 et 77 °C. Notons toutefois qu'une intégration thermique sur l'échangeur HI-0 a une influence directe sur les caractéristiques associées à l'échangeur HI-1. En effet, contrairement aux autres échangeurs HI- i qui sont placés en parallèle, HI-0 est placé en série. De ce fait, la température obtenue en sortie de cet échangeur est dépendante de la quantité de chaleur intégrée, ce qui impacte le rendement marginal associé à l'échangeur HI-0 mais également celui de HI-1 de par le fait que sa température d'entrée ($T_{\text{froid}, 1}$) est modifiée.

Enfin, la quantité de chaleur maximale intégrable pour ces deux échangeurs est également directement liée. Le rendement marginal associé à HI-1 étant plus élevé que celui associé à HI-0, ce dernier ne sera utilisé que lorsque HI-1 n'est pas saturé ($Q_{\text{HI-1}} < Q_{\text{max}, \text{HI-1}}$).

Tableau 4.3 Températures, quantités de chaleur maximales intégrables et rendements marginaux des 9 échangeurs de chaleur du train de préchauffe de l'eau du cycle

	$T_{\text{chaud}, i}$ °C	$T_{\text{froid}, i}$ °C	$Q_{\text{max}, i}$ MW _{th}	$\eta_{\text{marg}, i}$ -
HI-0	$32,5 + 0,4 \cdot Q_{\text{HI-0}}$	32,5	$71,5 - Q_{\text{HI-1}}$	$0,0694 + 6 \cdot 10^{-5} \cdot Q_{\text{HI-0}}$
HI-1	67,0	$32,5 + 0,4 \cdot Q_{\text{HI-0}}$	$71,5 - Q_{\text{HI-0}}$	$0,0913 + 7 \cdot 10^{-5} \cdot Q_{\text{HI-0}}$
HI-2	102,0	67,0	77,4	0,161
HI-3	137,0	102,0	83,3	0,225
HI-4	172,0	137,0	90,2	0,277
HI-5	205,0	172,0	82,2	0,330
HI-6	240,0	205,0	79,4	0,363
HI-7	280,0	240,0	132,5	0,403
HI-8	310,0	280,0	116,0	0,439

De la même manière, les rendements marginaux associés aux puits de chaleur identifiés dans le système ont été déterminés (voir Tableau 4.4). Ce tableau met en évidence que le réchauffeur de fumées et le réchauffeur des sous-produits de la CPU ont des rendements marginaux supplantant ceux associés aux préchauffeurs d'eau de cycle HI-i pour une même gamme de température. L'intégration des sources de chaleur commencera par ces puits de chaleur valorisant le mieux la chaleur disponible. Notons toutefois que ces puits de chaleur ont des quantités de chaleur maximales intégrables significativement inférieures à celles relatives aux échangeurs HI-i. Concernant le préchauffage des flux d'oxygène, qu'il s'agisse de l'oxygène primaire ou secondaire, cette opération ne conduit pas à sur une augmentation directe de la production électrique, ce qui est caractérisé par un rendement marginal associé de 0. Il conviendra d'étudier l'intérêt de cette modification lors de l'étude des effets de couplage qui sera abordée dans le paragraphe 4.6.1.

Tableau 4.4 Températures, quantités de chaleur maximales intégrables et rendements marginaux associés aux puits de chaleur identifiés dans le système

	T_{chaud} °C	T_{froid} °C	Q_{max} MW _{th}	η_{marg} -
Réchauffeur de fumées	40,0	18,5	13,0	1
O ₂ primaire	110,0	23,1	4,4	0
O ₂ secondaire	47,1	23,1	2,7	0
Réchauffeur des sous-produits de la CPU	40,0	18,0	2,1	0,942
	60,0	40,0	1,9	0,697
	80,0	60,0	1,9	0,326
	100,0	80,0	1,9	0,317
	120,0	100,0	1,9	0,313
	140,0	120,0	1,9	0,318
	160,0	140,0	1,7	0,361
	180,0	160,0	1,3	0,488
	200,0	180,0	1,3	0,465
	220,0	200,0	1,3	0,461
	240,0	220,0	1,3	0,477
	260,0	240,0	1,3	0,461
	280,0	260,0	1,3	0,465
	300,0	280,0	1,3	0,457
	320,0	300,0	1,3	0,462

Enfin, l'objectif étant de valoriser au mieux les sources de chaleur disponibles au sein du système, les rendements marginaux présentés précédemment sont à mettre en regard d'autres moyens de valorisation de la chaleur. Parmi les éléments technologiques permettant la récupération de la chaleur, les cycles électrogènes externes fonctionnant avec des fluides organiques (cycles ORC, Organic Rankine Cycle) sont ceux qui sont aujourd'hui les plus employés. Dans la même optique, les cycles Kalina, dans lesquels le fluide de travail est un mélange de deux fluides avec des points de bulle différents (typiquement un mélange eau-ammoniac) sont pressentis, de même que les cycles transcritiques au CO₂. Concernant les ORC, Larsen et al (2014) ont établi les meilleurs fluides de travail du point de vue des performances énergétiques pour différentes températures de sources chaudes, allant de 80 à 360 °C, ainsi que les rendements maximaux atteignables associés pour un rendement isentropique de turbine de 0,7, une température de condensation de 25 °C et un pincement de 5 K. Les cycles Kalina, quant à eux, sont des cycles permettant d'obtenir des rendements plus élevés que les ORC pour des températures de sources chaudes faibles [Victor et al., 2013 ; Matsuda, 2013]. Enfin, les cycles transcritiques au CO₂ ont des performances similaires aux ORC, avec l'inconvénient de nécessiter une température de condensation significativement faible du fait de la température critique du CO₂ (31,1 °C). Une valeur de 15 °C a par exemple été retenue par Cayer et al. (2010).

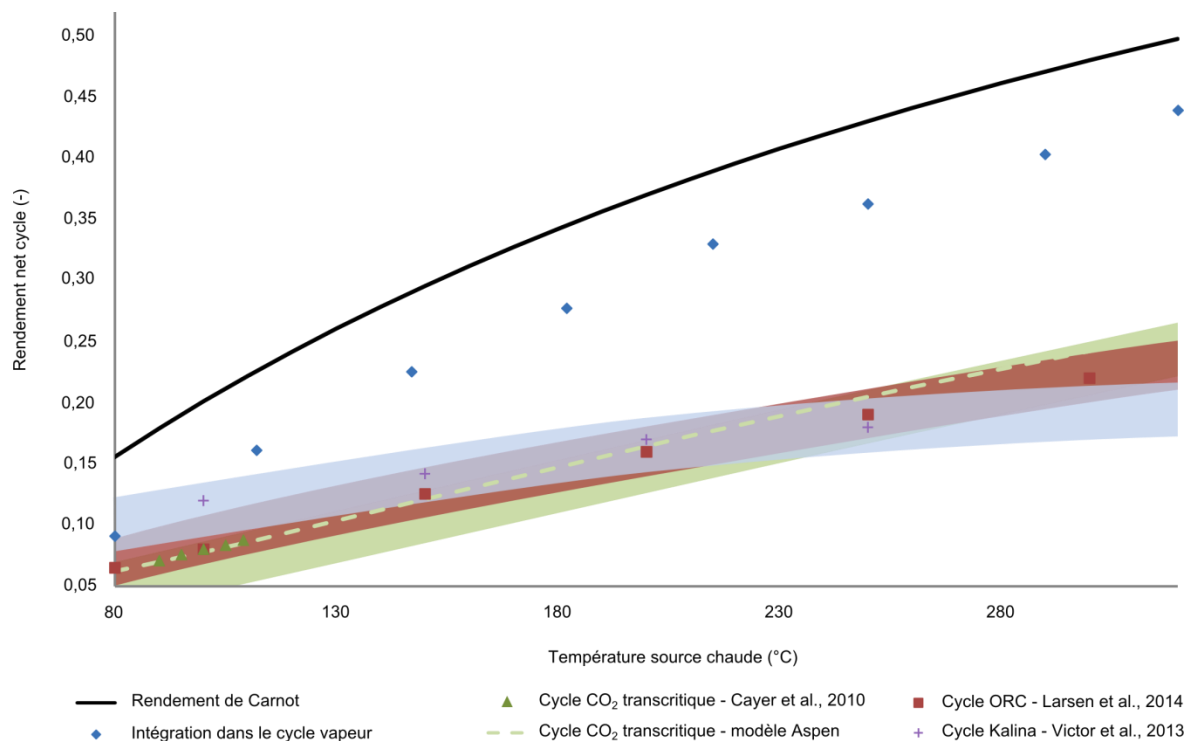


Figure 4.6 Ordres de grandeur de rendements associés aux différents moyens de valorisation de chaleur identifiés

La Figure 4.6 regroupe les performances associées aux différents moyens de valorisation de la chaleur en surplus évoqués précédemment. Le rendement de Carnot, calculé en prenant 18 °C comme température de source froide, a été tracé à titre de comparaison. L'absence de cohérence dans les hypothèses de modélisation (température de source froide, rendements isentropiques des turbomachines) adoptées dans les différentes études desquelles ont été extraites ces performances rend la comparaison entre les cycles ORC, Kalina et au CO₂ transcritique difficile. Cependant, les températures de sources froides adoptées dans ces études étant inférieures à celle qui est considérée dans notre étude (18 °C), la comparaison avec l'intégration dans les échangeurs en parallèle du train de préchauffe de l'eau du cycle (HI-i) leur est favorable. Concernant les rendements adoptés, les systèmes considérés étant de taille très modeste comparée aux turbines à vapeur du cycle vapeur, l'hypothèse d'un rendement inférieur (de l'ordre de 0,7 à 0,8 contre environ 0,9 pour les turbines à vapeur du cycle) est totalement justifiée. Ainsi, cette comparaison montre que les cycles externes mènent à des rendements inférieurs aux rendements marginaux associés à l'intégration de sources de chaleur dans les préchauffeurs d'eau du cycle (HI-i) pour toute la gamme de température de source chaude considérée. La seule exception est pour les très faibles températures (< 90 °C) où les cycles Kalina pourraient avoir un intérêt. En considérant les surcoûts associés au recours à un cycle externe de valorisation de chaleur et les nombreuses problématiques opératoires telles que la corrosion, le recours à des fluides à haut potentiel de réchauffement global et/ou nécessitant des précautions particulières en termes de sûreté (toxicité, inflammabilité) pour des gains de performance non significatifs dans le meilleur des cas, ces technologies ont été écartées de l'étude au profit de l'intégration dans le train de préchauffe de l'eau de cycle. Sur la base des rendements marginaux déterminés précédemment, il est possible de réaliser un classement des puits de chaleur suivant leur potentiel de récupération d'énergie. Dans notre cas, le réchauffage des fumées avec un rendement marginal unitaire sera réalisé en premier, suivi par le réchauffage des flux de sous-produits pressurisés de la CPU jusqu'à une température de 320 °C, et enfin par les échangeurs parallèles du train de préchauffe de l'eau du cycle.

Une fois les sources de chaleur répertoriées, la quantité de chaleur totale disponible pour différentes gammes de température peut être déterminée en décomposant artificiellement chaque source de chaleur suivant une discrétisation en température. Il conviendra de porter une attention particulière aux changements d'état éventuels. Suite à cette étape, les puits de chaleur sont comblés par ordre décroissant de rendement marginal en utilisant de la chaleur à la température la plus adaptée possible afin de minimiser les pertes exergetiques liées à l'échange thermique. Par exemple, le réchauffage des fumées de 18,5 °C à 40 °C sera réalisé par une source de chaleur dont la température maximale est au plus proche de 50 °C pour un flux chaud à l'état liquide (10 K de pincement thermique) ou de 60 °C pour un flux à l'état gazeux (20 K de pincement thermique).

4.4.3 Résultat de l'intégration sur la centrale de base

La démarche détaillée dans le paragraphe précédent a été appliquée à la centrale oxy-combustion de base afin d'identifier les performances de la centrale intégrée. Le Tableau 4.5 présente ces sources de chaleur avec leurs températures maximales et minimales ainsi que la répartition des quantités de chaleur suivant la gamme de température considérée pour chacune d'entre elles. Le puits de chaleur de plus faible température disponible dans le système étant à 18 °C, les sources de chaleur en-deçà de 28 °C n'ont pas été considérées.

Les intégrations thermiques réalisées sont :

- Une quantité de chaleur de 13,0 MW_{th} de chaleur disponible entre 60 et 40 °C (échange gaz-gaz ; pincement de 20 K) parmi les 185,4 MW_{th} disponibles à ce niveau de température est utilisée pour le préchauffeur de fumées. Le rendement marginal associé étant de 1, cette modification entraîne un gain de 13,0 MW_e, soit 19,8 kWh/t_{CO2}.
- Une quantité de chaleur de 13,2 MW_{th} entre 174 °C et 43 °C est prélevée des sources de chaleur pour chauffer les flux de sous-produits pressurisés de la CPU jusqu'à une température de 154 °C (échange gaz-gaz ; pincement de 20 K). Aucune source de chaleur fatale n'étant disponible à des températures au-delà de 174 °C, une quantité de chaleur de 11,4 MW_{th} est prélevée du cycle vapeur afin de porter la température de ce flux à 300 °C, soit via de l'eau du cycle, soit via un prélèvement vapeur. Ainsi, un gain de 10,6 MW_e a été calculé avec les valeurs de rendements marginaux présentés dans le Tableau 4.4. Le gain net apporté par cette modification est obtenu en retranchant la perte de production due à l'utilisation de chaleur en provenance du cycle vapeur (Tableau 4.2). Ainsi, dans le cas où de l'eau de cycle est utilisée, la perte de production est de 4,2 MW_e contre 4,1 MW_e pour l'extraction vapeur. Ainsi, un gain net de 6,5 MW_e, soit 9,9 kWh/t_{CO2}, est obtenu par cette modification.
- Enfin, la chaleur fatale restante est intégrée dans les échangeurs HI-i idoines dans la limite des quantités de chaleur maximales intégrables associées à chacun d'entre eux. Le rendement associé au préchauffeur HI-0 étant moins important que celui associé à HI-1, la valorisation de chaleur est réalisée en priorité dans ce dernier. Ainsi, l'intégration de la chaleur fatale sur les échangeurs HI-1, HI-2 et HI-3 permet de récupérer au total 22,7 MW_e, soit 34,6 kWh/t_{CO2}.

Tableau 4.5 Intégrations thermiques de la centrale de base

	T_{chaud}	T_{froid}	Q_{tot}	$Q_{<43\text{ }^{\circ}\text{C}}$ $T<43$	$Q_{\text{HI-0}}$ [43;T<77]	$Q_{\text{HI-1}}$ [43;77]	$Q_{\text{HI-2}}$ [77;112]	$Q_{\text{HI-3}}$ [112;147]	$Q_{\text{HI-4}}$ [147;182]	$Q_{\text{HI-5}}$ [182;215]	$Q_{\text{HI-6}}$ [215;250]	$Q_{\text{HI-7}}$ [250;290]	$Q_{\text{HI-8}}$ [290;320]
	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	MW_{th}	MW_{th}	MW_{th}	MW_{th}	MW_{th}	MW_{th}	MW_{th}	MW_{th}	MW_{th}	MW_{th}	MW_{th}
Refroidisseur des fumées	174	130	31,4	-	-	-	-	31,4	-	-	-	-	-
FG_{wFGD}	139	55	59,1	-	-	15,6	43,5	-	-	-	-	-	-
FG_{DCCPS}	62	28	184,2	57,2	126,9	-	-	-	-	-	-	-	-
$\text{ASU}_{\text{MAC_intercooler_1}}$	68	28	30,1	10,7	19,8	-	-	-	-	-	-	-	-
$\text{ASU}_{\text{MAC_intercooler_2}}$	84	28	41,9	10,7	0	31,7	-	-	-	-	-	-	-
$\text{ASU}_{\text{MAC_intercooler_3}}$	84	28	45,9	11,7	0	34,7	-	-	-	-	-	-	-
$\text{CPU}_{\text{FGC_intercooler_1}}$	93	28	14,0	3,1	0	10,9	-	-	-	-	-	-	-
$\text{CPU}_{\text{FGC_intercooler_2}}$	76	28	11,5	6,1	5,4	-	-	-	-	-	-	-	-
$\text{CPU}_{\text{FGC_intercooler_3}}$	76	28	11,5	5,0	6,5	-	-	-	-	-	-	-	-
$\text{CPU}_{\text{FGC_intercooler_4}}$	76	28	11,2	4,1	7,1	-	-	-	-	-	-	-	-
$\text{CPU}_{\text{FGC_intercooler_5}}$	150	28	29,8	3,5	0	8,5	8,5	9,3	-	-	-	-	-
$\text{CPU}_{\text{CO2C_intercooler_1}}$	60	28	6,3	2,8	3,46	-	-	-	-	-	-	-	-
$\text{CPU}_{\text{CO2C_intercooler_2}}$	70	28	10,1	3,5	6,6	-	-	-	-	-	-	-	-
$\text{CPU}_{\text{CO2C_intercooler_3}}$	70	28	28,0	18,0	10,0	-	-	-	-	-	-	-	-
$Q_{\text{total disponible}}$				132,9	185,8	101,4	52,0	40,7	0	0	0	0	0
Réchauffeur de fumées					-13,0	0	0	0	0	0	0	0	0
Réchauffeur des sous-produits de la CPU					0	-3,7	-3,3	-4,0	-2,4	-2,1	-2,3	-2,6	-2,0
$Q_{\text{intégrable dans les HI-i}}$					172,8	97,7	48,7	36,7	-2,4	-2,1	-2,3	-2,6	-2,0
$Q_{\text{max, HI-i}}$					71,5	71,5	77,4	83,3	90,2	82,2	79,4	132,5	116,0
$Q_{\text{intégrée dans les HI-i}}$					0	71,5	48,7	36,7	-2,4	-2,1	-2,3	-2,6	-2,0

En sommant la surproduction obtenue suite aux modifications présentées ci-dessus à la puissance brute produite dans le cas de base sans intégration (voir paragraphe 3.2.2), on obtient une production brute de 1119,0 MW_e, ce qui mène à un rendement de 37,9 %_{PCI}, soit un gain de 1,5 %-pts. Notons que les intégrations thermiques réalisées réduisent les besoins de refroidissement, et donc la consommation de la pompe est diminuée (-0,5 MW_e). Or, dans la configuration considérée, la saturation de l'échangeur HI-1 mène à des pertes exergetiques certes diminuées par rapport au cas sans intégration, mais restant conséquentes. En effet 26,2 MW_{th} de chaleur valorisable dans l'échangeur HI-1 ainsi que 172 MW_{th} qui auraient pu être intégrés dans l'échangeur HI-0 sont perdus dans cette configuration. Ainsi, des modifications structurelles du système doivent être envisagées dans l'optique d'obtenir des gains de rendement plus importants.

4.5 Minimisation des pertes par modifications structurelles du procédé

Dans ce paragraphe, la minimisation des pertes par modifications structurelles du procédé est étudiée. D'après l'analyse exergétique détaillée présentée dans la Figure 4.3, les modifications structurelles ayant les plus grands potentiels de gain sont dans l'ordre :

- Substitution de l'ASU double-colonne par une ASU avancée. Cette modification permet de réduire principalement les pertes exergétiques intervenant dans la colonne basse-pression via une meilleure répartition des charges thermiques. Elle permet également la réduction des pertes relatives à la compression et au refroidissement intermédiaire de par une pression opératoire réduite. Ainsi, la quantité de chaleur à intégrer dans l'échangeur HI-1 est réduite, offrant la possibilité d'intégrer d'autres sources de chaleur à ce niveau de température, qui ne pouvaient pas être intégrées au préalable du fait de la saturation de HI-1.
- Installation d'un échangeur de récupération en parallèle de l'échangeur rotatif pour homogénéiser les profils de température dans ce dernier et ainsi réduire les pertes exergétiques y intervenant. Cette modification permet en outre de rehausser le niveau de température à laquelle peut être intégrée la chaleur récupérée dans le refroidisseur des fumées, et ainsi de profiter d'un rendement marginal plus élevé lors de l'intégration thermique.
- Modification de la localisation du recyclage secondaire, permettant d'augmenter la température à laquelle ce flux entre dans l'échangeur rotatif et de réduire les pertes intervenant dans cet échangeur. De plus, la réduction du débit de fumées se dirigeant vers les équipements situés en aval du recyclage entraîne une réduction des pertes exergétiques intervenant dans ces équipements.
- Enfin, le problème de saturation de l'échangeur HI-1 peut également être traité en substituant la compression étagée avec refroidissement de l'ASU et de la CPU par une compression mono-étagée. Cette option est certes plus énergivore, mais elle permet d'obtenir une source de chaleur à plus haute température, et donc valorisable avec un rendement marginal plus élevé, tout en réduisant significativement la quantité de chaleur à basse température à intégrer.

L'impact des modifications de procédé décrites précédemment, suggérées par l'analyse exergétique, sur les performances énergétiques de la centrale oxy-combustion est présenté dans les paragraphes suivants. Dans une première étape, le gain apporté par chaque modification structurelle est évalué indépendamment, par rapport à la centrale de base, afin de déterminer l'ordre dans lequel les modifications seront implémentées. Dans une seconde étape, le gain cumulé obtenu sera déterminé.

4.5.1 ASU avancées

L'analyse exergétique a révélé que l'une des pertes exergétiques les plus importantes dans le système se situe au niveau de la colonne basse-pression de l'unité de séparation d'air. Plus généralement, l'ASU est responsable d'environ 60 % de la pénalité énergétique due au captage par oxy-combustion. Ce constat a conduit les fournisseurs de technologie et dans une moindre mesure, les chercheurs académiques, à apporter de nombreuses modifications au procédé cryogénique conventionnel à double-colonne. Parmi celles-ci, l'introduction d'un évapo-condenseur additionnel, d'une troisième colonne de distillation et/ou d'un compresseur à air additionnel (dit booster air compressor ou BAC) permettent de réduire drastiquement la consommation spécifique relative à l'ASU.

Trois ASU alternatives ont été modélisées avec un ensemble d'hypothèses de modélisation cohérentes avec l'ASU double colonne conventionnelle afin de comparer leurs performances intrinsèques ainsi que le gain qu'elles apportent en termes de rendement de centrale (voir Figure 4.7). Les ASU-1 et ASU-2 sont des procédés proposés respectivement par *Air Liquide* [Davidian, 2012] et *Air Products* [Dillon et al., 2005]. Elles intègrent les modifications de procédé décrites plus haut afin de réduire la pression opératoire de la colonne haute-pression ainsi que d'optimiser les profils thermiques dans l'échangeur cryogénique via l'introduction du BAC, dont une partie est couplée à une turbine cryogénique pour l'ASU-2. L'ASU-3 est une architecture proposée par les chercheurs du *NTNU* [Fu & Gundersen, 2013]. Cette architecture, significativement différente de l'architecture conventionnelle, vise à réduire les pertes exergétiques intervenant au niveau du compresseur d'air principal (MAC) en opérant une colonne de distillation unique à une pression proche de l'atmosphère, avec un évapo-condenseur additionnel en milieu de colonne. Dans ce procédé, le rebouillage du liquide dans la colonne est assuré par la recompression de l'azote obtenu en tête de colonne à la pression idoine au regard du pincement de température considéré dans les échangeurs.

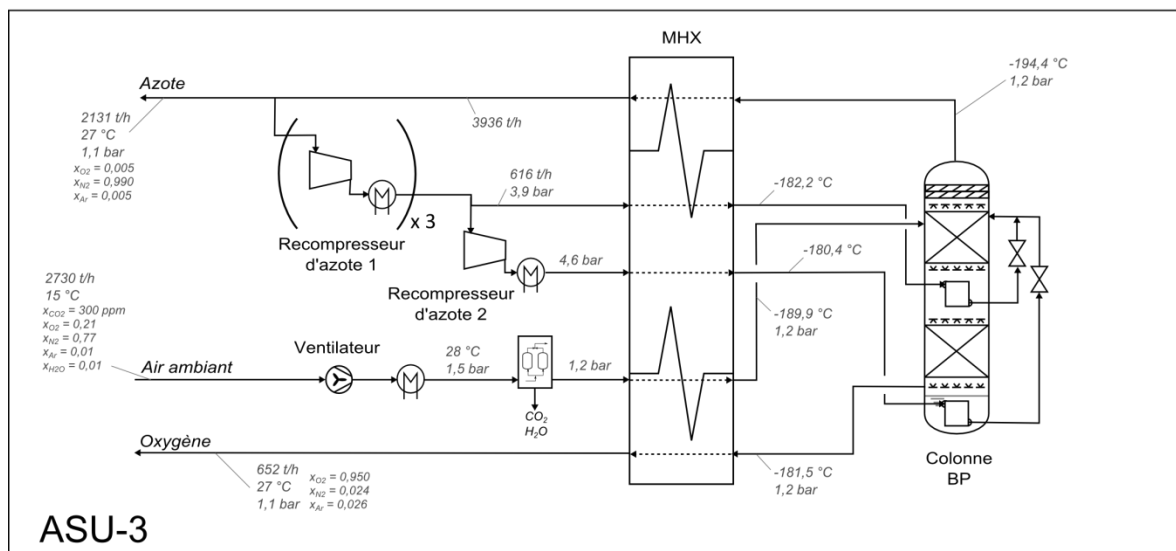
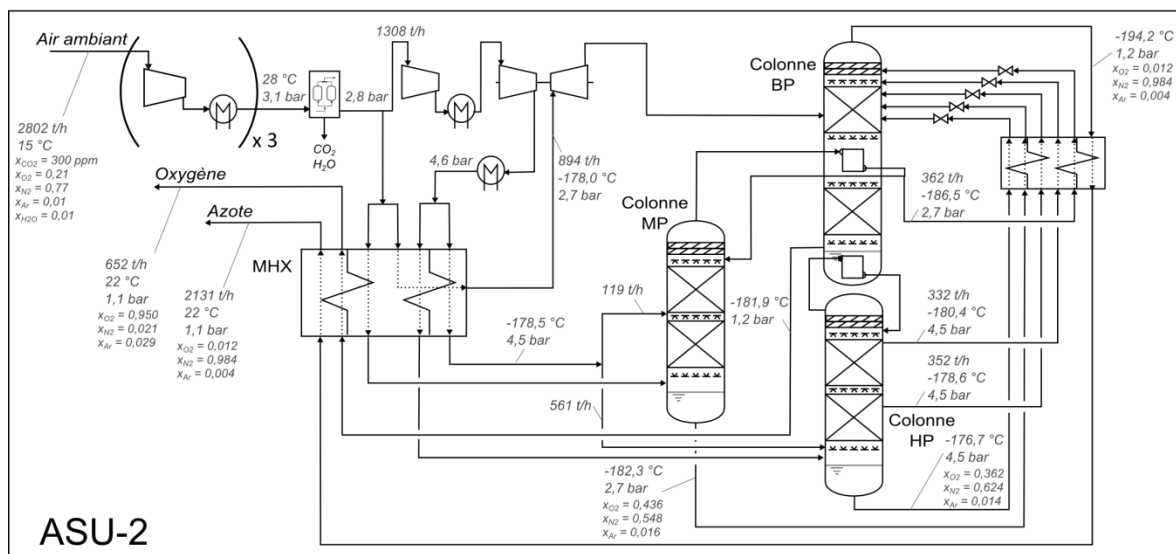
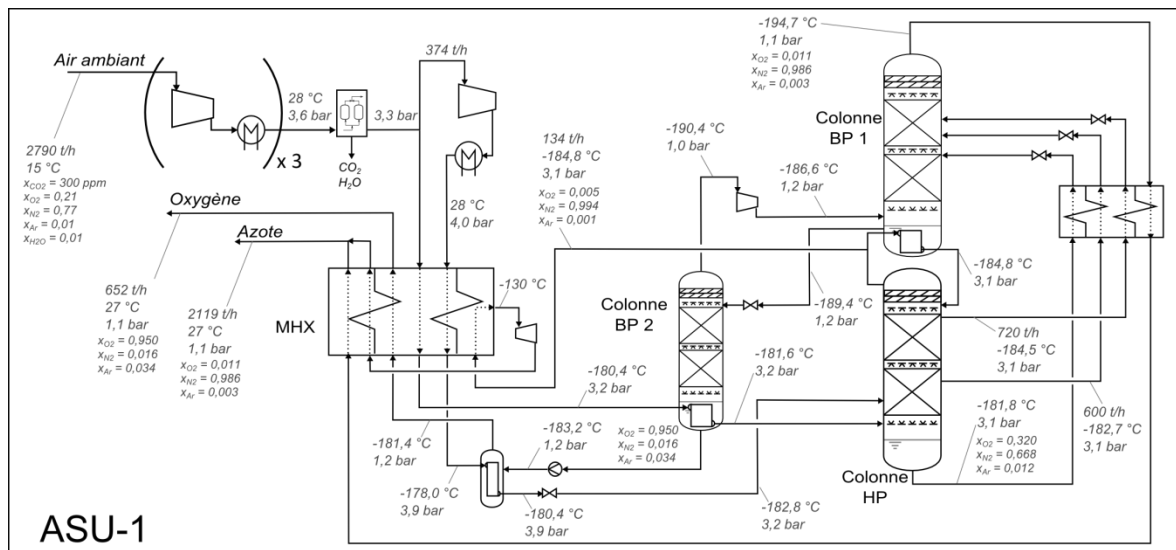


Figure 4.7 Schéma de procédé simplifié des trois ASU alternatives considérées

Tableau 4.6 Performances énergétiques des ASU alternatives ainsi que leur impact sur celles de la centrale

		ASU double colonne	ASU-1 (Air Liquide)	ASU-2 (Air Products)	ASU-3 (NTNU)
ΔW_{ASU}	MW_e	n/a	-17,4	-17,4	-13,1
Consommation spécifique (sans intégration)	kWh/t_{O_2}	202,2	174,7	174,7	181,0
Gain énergétique direct	kWh/t_{CO_2}	n/a	27,2	29,5	19,9
$Q_{intégréable}$	MW_{th}	66,4	57,7	52,7	58,8
$Q_{intégrée}$	MW_{th}	53,3	40,2	40,2	40,2
$T_{Q_{intégrée}}$	°C	84	72	67	70
Gain net de production	MW_e	4,9	2,9	2,9	2,9
Gain énergétique indirect	kWh/t_{CO_2}	7,5	31,7	33,9	24,4

La comparaison des performances énergétiques des ASU alternatives à celles de l'ASU conventionnelle double colonne est présentée dans le Tableau 4.6. Parmi les procédés de séparation d'air alternatifs envisagés, ce sont les ASU-1 et ASU-2 qui apportent les gains les plus intéressants. En termes de consommation spécifique sans intégration, les gains pour ces derniers sont très similaires (de l'ordre de 14 %), contre 10 % pour l'ASU-3. Lorsque l'on considère l'intégration de la chaleur récupérable au niveau des refroidisseurs intermédiaires des compresseurs étagés, les faibles niveaux de température auxquels les sources de chaleur sont disponibles ne permettent pas leur intégration dans l'échangeur HI-1. Ainsi, ce dernier n'étant pas saturé, de la chaleur de compression est intégrée dans l'échangeur HI-0, avec un rendement marginal associé de 0,072. L'intégration thermique ne modifie en rien la tendance observée pour le cas sans intégration, l'ASU-3 conduisant à des performances moindres que les deux autres procédés.

4.5.2 Dérivation d'une portion des fumées en amont de l'échangeur rotatif

Une autre modification structurelle envisageable est la déviation d'une partie des fumées en amont de l'échangeur rotatif (voir Figure 4.8). Dans le cas de l'aéro-combustion, la faible température des flux froids (air primaire et secondaire) à préchauffer dans l'échangeur rotatif (RH) ne permet pas de valoriser la chaleur des fumées. En effet, il est nécessaire de veiller à ce que la température des fumées en sortie du RH soit telle qu'il n'y ait pas de risques de condensation acide dans les équipements en aval. Par conséquent, en considérant une marge opératoire, une température des fumées en sortie de l'échangeur rotatif de 120 °C est typiquement retenue. Concernant cette contrainte opératoire, une

marge supplémentaire est appliquée pour les cas oxy-combustion afin de tenir compte de la teneur en vapeur d'eau plus importante des fumées (130 °C). Dans le cas oxy-combustion, les fumées sortent du RH à une température plus élevée (174 °C), permettant ainsi la valorisation de cette source de chaleur dans le cycle vapeur. La chaleur est récupérée dans le refroidisseur de fumées dans le cas de base. Or, en dérivant une partie du débit de fumées à 340 °C en amont de cet échangeur, débit régulé pour que la température du fluide chaud en sortie du RH soit de 130 °C, il est possible de réduire significativement les pertes exergetiques dues au transfert thermique.

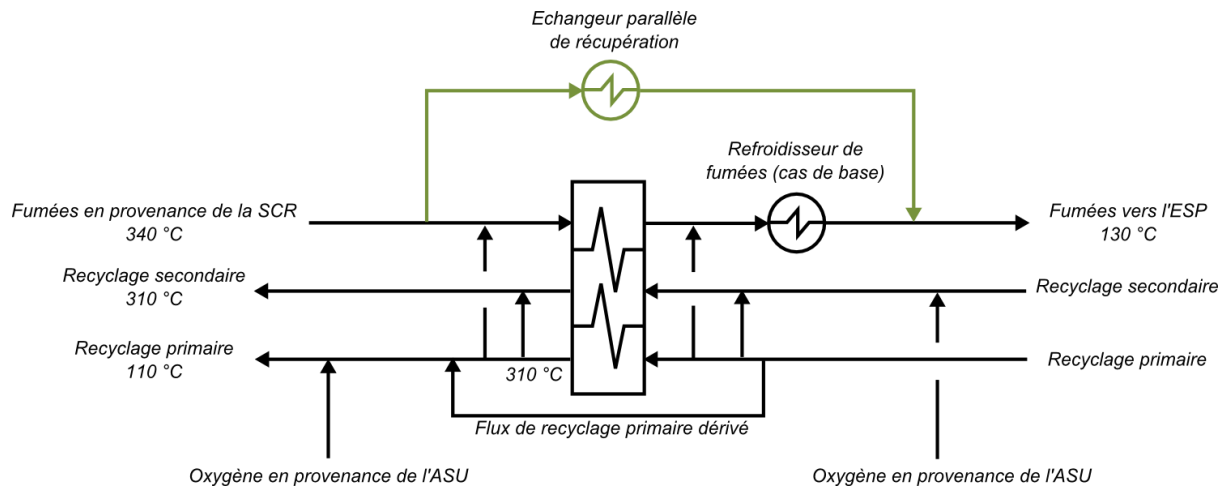


Figure 4.8 Schéma illustrant l'échangeur parallèle de récupération

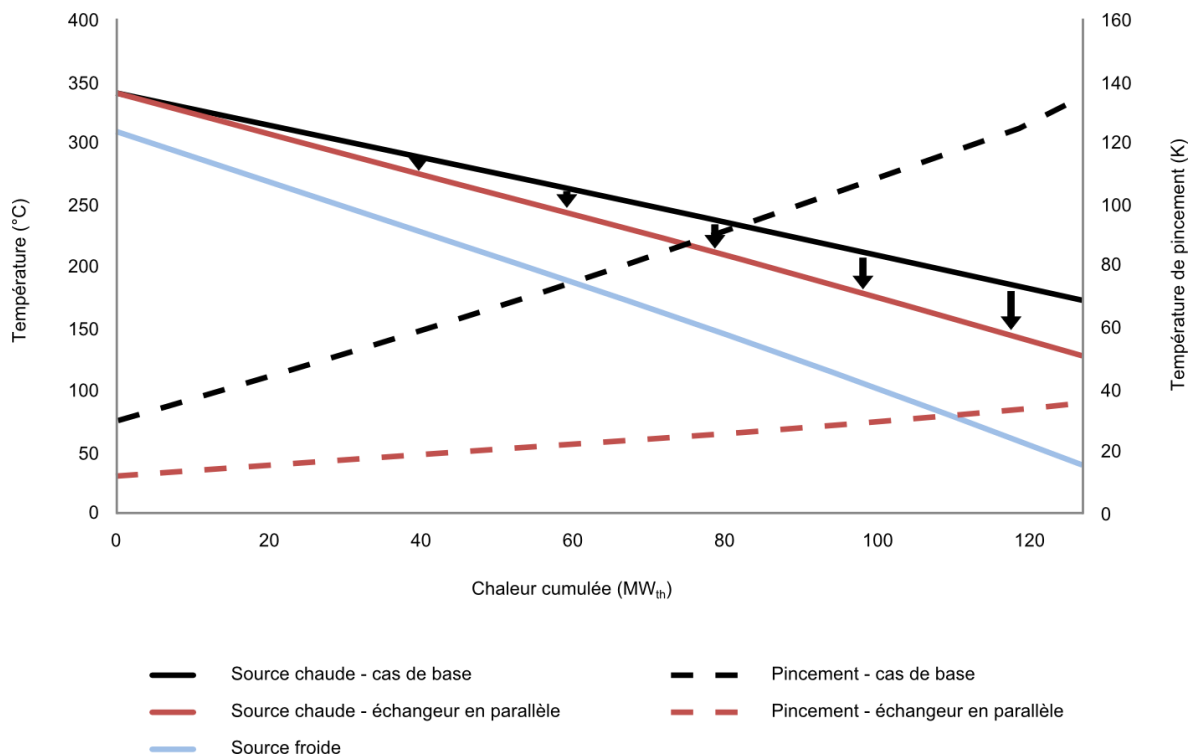


Figure 4.9 Profils de température dans l'échangeur rotatif avec et sans déviation d'une fraction des fumées

La Figure 4.9 présente les profils de température pour le cas de base et le cas alternatif où une partie des fumées est dirigée vers un échangeur de chaleur, appelé échangeur parallèle de récupération (PHX), permettant la récupération de chaleur à haute température. Cet échangeur substitue le refroidisseur de fumées en place dans le cas de base. Notons que malgré cette modification, la contrainte opératoire sur la température de sortie des fumées ne permet pas d'obtenir des profils de température parallèles. Cette modification ne permet pas d'obtenir de gain de production électrique de façon directe (voir Tableau 4.7). En effet, dans le cas où aucune intégration thermique n'est considérée, cette modification consiste uniquement à déplacer la destruction d'exergie intervenant dans l'échangeur rotatif dans l'échangeur parallèle de récupération.

Tableau 4.7 Gains énergétiques apportés par l'échangeur parallèle de récupération

Echangeur parallèle de récupération		
$\Delta W_{Q_{\text{fumées}}}$	MW_e	0
Gain énergétique direct	kWh/t_{CO2}	0
Q_{PHX}	MW_{th}	31,4
$T_{\text{max_PHX}}$	°C	340
Gain net de production	MW_e	4,3
Gain énergétique indirect	kWh/t_{CO2}	6,5

Cependant, lorsque l'on considère l'intégration thermique avec le reste de la centrale, cette modification aboutit à l'obtention d'une source de chaleur à haute température, permettant de valoriser une fraction de l'exergie qui était perdue dans l'échangeur rotatif. Ainsi, cette source de chaleur peut être valorisée dans le cycle vapeur avec des rendements marginaux élevés. Le gain énergétique obtenu à l'issue de l'intégration est de 6,5 kWh/t_{CO2}.

4.5.3 Stratégies de recyclage

Une des spécificités de l'oxy-combustion est la nécessité de recycler une partie des fumées pour diluer l'oxygène provenant de l'ASU afin de contrôler la température de flamme dans la chaudière. Dans le cas de base, il a été considéré que ce recyclage de fumées était réalisé après dépollution totale, hypothèse permettant de réduire au maximum les risques opératoires liés à la combustion, et en particulier l'accumulation d'oxydes de soufre dans la boucle de recyclage entraînant de la corrosion à haute température dans la chaudière. Or, d'après la littérature [DOE, 2008], l'utilisation de charbons peu soufrés (< 1 %) permet de réaliser le recyclage des fumées non désulfurées. Les perspectives

offertes par cette solution sont de réduire la taille des équipements de dépollution en aval du recyclage, et par voie de conséquence leur coût. Cela permet également d'augmenter la température du recyclage des fumées, ce qui offrirait la possibilité, suivant le schéma de recyclage adopté, de réduire les pertes exergetiques intervenant dans l'échangeur rotatif et/ou dans la chaudière. Le charbon considéré dans le cadre de notre étude ayant un contenu en soufre de 0,5 %_{mass}, de telles solutions sont envisageables mais il est important de souligner que les schémas de procédé adoptés pourraient ne pas être directement applicables aux charbons dont le contenu en soufre dépasse les 1 %_{mass}. D'autre part, il est également à noter que ces modifications concernent uniquement le recyclage secondaire. En effet, le flux primaire, dont le rôle est de préparer et transporter le charbon dans la chaudière, doit dans tous les cas être totalement déshumidifié pour pouvoir assurer le séchage du charbon, et dépollué afin d'éviter d'éventuels problèmes opératoires liés à la corrosion. Ainsi, l'impact d'une modification de schéma de recyclage à débit de charbon fixé sur les performances énergétiques de la centrale oxy-combustion est étudié dans ce paragraphe.

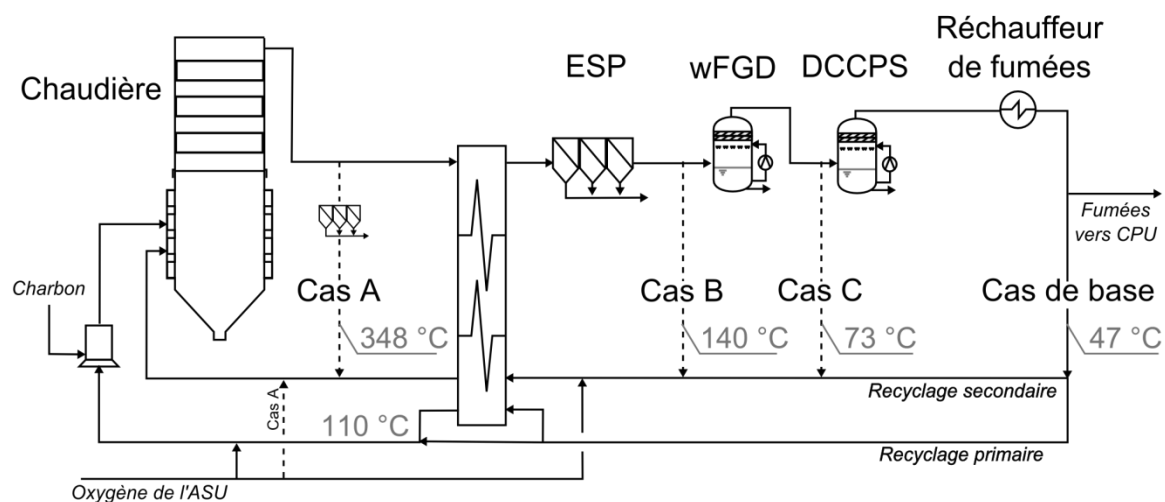


Figure 4.10 Schéma présentant les trois cas de recyclage des fumées alternatifs étudiés

Dans le cas de base, le recyclage secondaire est débarrassé des particules dans l'ESP, traverse une unité de désulfuration humide (wFGD) et est déshumidifié par saturation à basse température dans la DCCPS avant d'être redirigé vers l'échangeur rotatif puis enfin vers la chaudière. La Figure 4.10 présente les cas alternatifs de recyclage des fumées envisagés dans le cadre de notre étude. Ceux-ci sont au nombre de trois et sont brièvement décrits ci-dessous :

- **Cas A** : le recyclage est réalisé en amont de l'échangeur rotatif afin de maximiser la température à laquelle les fumées sont retournées à la chaudière. Pour cette configuration, un ESP additionnel opérant à haute température est nécessaire afin de prévenir une éventuelle

accumulation excessive de poussière dans la chaudière et les risques d'érosion du ventilateur à convection forcée permettant de vaincre les pertes de charge en aval.

- **Cas B** : le recyclage est réalisé après le dépoussiérage des fumées. Le flux recyclé est légèrement comprimé dans le ventilateur à convection forcée, mélangé à l'oxygène provenant de l'ASU, réchauffé dans l'échangeur rotatif jusqu'à 310 °C et envoyé vers la chaudière.
- **Cas C** : dans cette configuration, le recyclage secondaire est réalisé après désulfuration, mais avant la DCCPS. Ainsi, la température à laquelle les fumées sont recyclées est plus élevée que dans le cas de base (73 °C contre 47 °C).

Tableau 4.8 Caractéristiques principales relatives aux différentes stratégies de recyclage des fumées

		Cas de base	Cas A	Cas B	Cas C
Concentration en oxygène en entrée de chaudière	% _{mol}	35	28	28	24
Débit oxygène	t/h	615	618	618	612
Débit de fumées en sortie chaudière	t/h	2551	2999	3091	3520
Débit de fumées vers CPU	t/h	865	884	884	892
Débit recyclage secondaire	t/h	1119	1482	1600	1936
Débit recyclage primaire	t/h	511	599	564	632
Ratio de recyclage	% _{mass}	64	69	70	73
Composition molaire du recyclage secondaire					
CO ₂	-	0,899	0,678	0,678	0,572
H ₂ O	-	0,015	0,183	0,180	0,255
N ₂	-	0,119	0,074	0,078	0,113
O ₂	-	0,042	0,033	0,033	0,034
Ar	-	0,035	0,030	0,030	0,026
Composition molaire des fumées après la DCCPS					
CO ₂	-	0,788	0,769	0,764	0,756
H ₂ O	-	0,015	0,015	0,015	0,015
N ₂	-	0,199	0,131	0,136	0,149
O ₂	-	0,042	0,050	0,050	0,045
Ar	-	0,042	0,035	0,035	0,034

Cependant, outre les aspects purement thermiques, la modification de la localisation du recyclage de fumées secondaires a une influence sur sa composition. En particulier, le taux d'humidité a des conséquences d'un point de vue opératoire. En effet, la concentration en oxygène dans le flux en entrée de brûleur nécessaire à l'obtention d'une température de flamme équivalente à une combustion à l'air diffère suivant la concentration en vapeur d'eau dans celui-ci : plus la concentration en vapeur d'eau est élevée, moins la concentration en oxygène sera élevée. Cet effet, peu intuitif, décrit par Wall et al. (2009) et démontré expérimentalement par Marek et Swiatkowski (2014), provient des différences de propriétés physiques entre l'eau et le CO₂ (capacité calorifique, conductivité thermique, ...) et de l'endothermicité moindre de la réaction d'hydro-oxydation du carbone par l'eau comparée à l'équilibre de Boudouard [Boudet et al., 2009]. Ainsi, une concentration en oxygène de

28 %_{mol} a été retenue pour les cas A et B, en accord avec Wall et al. (2009), et une concentration de 24 %_{mol} a été retenue pour le cas C, par extrapolation par rapport à la teneur en eau de ce dernier cas. Afin de satisfaire à cette contrainte de concentration en oxygène en entrée de brûleur tout en veillant à respecter l'excès d'oxygène de 3,3 %_{mol} en sortie de chaudière, le débit d'oxygène produit par l'ASU ainsi que le ratio de recyclage (voir paragraphe 3.2.1.1) doivent être ajustés pour chaque stratégie de recyclage. Enfin, notons que malgré l'influence certaine de la teneur en eau sur les propriétés radiatives des fumées, cet effet n'a pas pu être pris en compte du fait du modèle de chaudière adopté dans ce travail (voir paragraphe 3.1.3.2). Les caractéristiques principales relatives aux différentes stratégies de recyclage ont été rassemblées dans le Tableau 4.8.

Par ailleurs, la modification de la localisation du recyclage a deux effets majeurs sur les oxydes de soufre (SO₂ et SO₃) qui doivent être considérés avec attention dans la modélisation. D'une part, l'augmentation de la teneur en eau entraîne une modification de la température de rosée acide des fumées, point crucial quant au choix des températures opératoires, ainsi que des matériaux à considérer lors de la prise en compte de l'aspect économique. En effet, Kather et Kownatzki (2011) ont mis en évidence que l'oxy-combustion mène à des températures de rosée acide de 20 à 40 °C supérieures à l'aéro-combustion du fait de la teneur en eau plus élevée. Ainsi, il est primordial de veiller à ce que, pour les différents cas considérés, la température des fumées en sortie d'échangeur rotatif soit supérieure à la température de rosée acide associée. Cette température a été estimée par la corrélation proposée par Okkes et Badger (1987) pour les différents cas et elle est de 127 °C pour les cas A et B et de 126 °C pour le cas C. Enfin, les schémas de recyclage pour lesquels le recyclage secondaire n'est pas désulfuré entraînent une augmentation de la concentration en SO₂. Ainsi, le taux de récupération de SO₂ nécessaire, pour atteindre une même concentration en sortie de wFGD, est différent pour chaque cas de recyclage. En supposant un comportement analogue au fonctionnement d'une wFGD en aéro-combustion¹, le taux de récupération ainsi que le rapport L/G permettant d'obtenir cette valeur ont été évalués. Ainsi, les taux de récupération pour les cas A, B et C sont respectivement de 0,964, 0,966 et 0,967 contre 0,945 pour le cas de base avec les rapports L/G associés de 27 kg/Nm³, 29 kg/Nm³ et 30 kg/Nm³ contre 16,5 kg/Nm³ pour le cas de base (et 10 kg/Nm³ pour l'aéro-combustion à titre de comparaison). Ainsi, malgré la réduction considérable du débit de fumées à traiter dans l'unité de désulfuration, la réduction de la consommation liée aux pompes de circulation est négligeable (l'écart absolu maximal est inférieur à 1 %).

¹ Hypothèse forte du fait de l'influence certaine de la modification de la composition du gaz traité sur les mécanismes réactionnels intervenant dans l'unité. Cependant, en l'absence de modèles phénoménologiques dans la littérature, cette approche permettant d'obtenir un ordre de grandeur du rapport L/G, et donc de la consommation des pompes de recirculation de la wFGD, a été jugée acceptable dans le cadre d'une étude à l'échelle système.

Tableau 4.9 Performances énergétiques relatives aux différents cas de recyclage des fumées, sans et avec intégration

		Cas de base	Cas A	Cas B	Cas C
$\Delta W_{\text{recyclage}}$	MW_e	n/a	-8,0	0,3	-7,5
Gain énergétique direct	kWh/t_{CO2}	n/a	-12,2	0,5	-11,4
$Q_{\text{refroidisseur de fumées intégrée}}$	MW_{th}	31,4	85,1	64,8	37,7
$T_{\text{Qrefroidisseur de fumées}}$	°C	174	314	136	168
Gain net de production	MW_e	32,6	47,4	35,1	23,5
Gain net supplémentaire	MW_e	n/a	14,8	2,5	-9,1
Gain énergétique indirect	kWh/t_{CO2}	n/a	22,5	3,8	-13,9

Ainsi, pour chacun des cas de recyclage, l'écart de production entre la centrale sans intégration et la centrale de base a été déterminé (voir Tableau 4.9). Au regard de ce critère, les gains escomptés par l'augmentation de la température de recyclage ne sont pas observés : le cas B mène à des performances semblables au cas de base, alors que les cas A et C mènent à des baisses de production considérables. Concernant le cas A, il convient de souligner que le préchauffage de l'oxygène apporte un gain direct, contrairement aux autres cas. Dans les cas de base, cas B et cas C, l'oxygène secondaire est mélangé au recyclage secondaire en amont de l'échangeur rotatif, et de ce fait, le flux secondaire se dirigeant vers la chaudière est préchauffé à 310 °C par les fumées sortant de celle-ci. En revanche, le recyclage dans le cas A étant réalisé en aval de l'échangeur rotatif, le mélange de ce flux avec l'oxygène à 23 °C provenant de l'ASU fait chuter la température en entrée de chaudière à 290 °C. Ainsi, le bénéfice de réaliser le recyclage à haute température est perdu et conduit même à des performances dégradées du fait de la réduction de la température en entrée de chaudière comparé au cas de base. Par conséquent, le préchauffage de l'oxygène par de l'eau de cycle jusqu'à la température de 300 °C permet d'augmenter la température d'entrée de chaudière à une température supérieure aux 310 °C des autres cas, entraînant une hausse de la production électrique. Le préchauffage de l'oxygène permet dans le cas A un gain de production net de 10 MW_e , augmentant ainsi le rendement net relatif à cette configuration à hauteur de celui des cas de base et du cas B sans intégration.

Cependant, il est important de souligner que le potentiel d'intégration thermique relatif aux options de recyclage alternatives est bien supérieur au cas de base. En effet, l'augmentation de la température de recyclage, et donc de la température en entrée de l'échangeur rotatif, engendre une augmentation significative de la quantité de chaleur disponible au niveau du refroidisseur des fumées. Ceci est particulièrement vrai pour le cas A, où le recyclage du flux secondaire est réalisé avant l'échangeur rotatif. L'unique flux froid dans celui-ci sera le recyclage primaire, dont le débit est significativement plus faible que le recyclage secondaire.

Par conséquent, la quantité de chaleur cédée par les fumées pour assurer la préchauffe du recyclage est largement réduite, ce qui conduit à une quantité de chaleur intégrable très importante. Les valeurs de rendement obtenues après intégration témoignent des remarques précédentes (voir Tableau 4.9). Le cas A est la configuration menant au gain le plus important : 22,5 kWh/t_{CO2}, soit une augmentation de 45 % du travail supplémentaire apporté par l'intégration comparé au cas de base intégré ($\Delta W_{\text{cas A}} = 47,7 \text{ MW}_e$ contre $\Delta W_{\text{cas de base}} = 32,6 \text{ MW}_e$). Le cas B mène également à un gain énergétique après intégration (3,8 kWh/t_{CO2}). En revanche, le cas C mène à des performances énergétiques dégradées par rapport au cas de base. Ceci peut être imputé au fait que la diminution considérable de la production électrique, due à la nécessité de recycler une grande quantité de fumées (et donc de subir d'importantes pertes exergetiques dans la chaudière), n'est pas compensée par le gain de production supplémentaire, trop modeste, apporté par la valorisation de la chaleur des fumées.

4.5.4 Compressions adiabatiques

Dans la centrale oxy-combustion de base, les étapes de compression de l'ASU et de la CPU sont étagées avec refroidissement intermédiaire afin de minimiser la consommation énergétique des compresseurs. Ainsi une quantité importante d'exergie thermique potentiellement valorisable est disponible au niveau des refroidisseurs. Cependant, comme nous l'avons constaté dans la partie précédente, la quantité de chaleur mise en jeu à des niveaux de température faibles n'est pas compatible avec les puits de chaleur disponibles au sein du procédé, entraînant la destruction d'une partie de l'exergie thermique disponible.

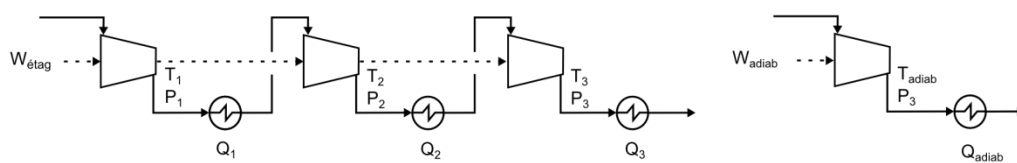


Figure 4.11 Représentation schématique de la compression étagée avec refroidissement intermédiaire (à gauche) et de la compression dite adiabatique (à droite)

Une solution pour éviter cette source de perte est de réaliser une compression mono-étagée avec récupération de la chaleur de compression en aval (voir Figure 4.11). Lorsque l'on se réfèrera à cette solution par la suite, le terme compression adiabatique sera utilisé, par opposition à la compression étagée qui tend à se rapprocher d'une compression isotherme. La compression adiabatique permet, au prix d'un travail de compression plus élevé ($W_{\text{adiab}} > W_{\text{étag}}$), d'obtenir une source de chaleur à plus

haute température ($T_{adiab} \gg T_1 \approx T_2 \approx T_3$) et donc potentiellement valorisable dans son intégralité. Bien que la quantité de chaleur obtenue à la suite d'une compression adiabatique soit plus importante que pour le cas multi-étagé ($Q_{adiab} > Q_1 + Q_2 + Q_3$), celle-ci est répartie sur une plus grande gamme de température, laissant ainsi la possibilité d'intégrer d'autres sources de chaleur de faible température.

Le recours à cette solution est profitable d'un point de vue énergétique si le travail supplémentaire récupéré suite à l'intégration de la chaleur de compression est strictement supérieur à la surconsommation entraînée par la compression adiabatique ($W_{adiab} - W_{étag}$). Ainsi, l'intérêt de cette modification dépend fortement du système considéré, et en particulier des rendements marginaux associés à la valorisation des sources de chaleur à haute température.

Dans le cas de notre système, trois compressions étagées avec refroidissement intermédiaire interviennent : le compresseur d'air principal de l'ASU, le compresseur des fumées en entrée de la CPU et le compresseur de CO₂ en sortie de celle-ci. Les performances énergétiques relatives à chacun de ces compresseurs sont estimées ci-dessous.

a) Compresseur d'air principal de l'ASU

Le Tableau 4.10 montre que la compression adiabatique de l'air (compresseur d'air principal de l'ASU) entraîne une surconsommation de 17,4 MW_e, menant ainsi à une perte énergétique si la valorisation de la chaleur de compression n'est pas réalisée.

Tableau 4.10 Performances obtenues avec une compression adiabatique de l'air (ASU)

ΔW_{ASU}	MW _e	+17,4
$Q_{ASU \text{ intégrable}}$	MW _{th}	125,6
$T_{\max_QASU}$	°C	202
Gain énergétique direct	kWh/t_{CO2}	-26,5
Gain net de production	MW _e	7,8
Gain énergétique indirect	kWh/t_{CO2}	11,9

Cependant, lorsque l'intégration de la chaleur de compression est considérée, l'augmentation de la température à laquelle celle-ci est disponible permet de valoriser cette chaleur avec un rendement marginal plus élevé. La Figure 4.12 illustre que pour le cas où la compression de l'air est réalisée adiabatiquement, les quantités de chaleur intégrées dans les échangeurs HI-2, 3 et 4 sont augmentées alors que celle intégrée dans l'échangeur HI-1 est significativement réduite. En effet, par rapport au cas de base dans lequel la chaleur de compression du MAC contribuait à hauteur de 66 MW_{th} (parmi les 119 MW_{th} de chaleur disponible sur les gammes de température correspondant à l'échangeur

HI-1), celle-ci n'est plus que de 27,5 MW_{th} dans le cas adiabatique. La quantité de chaleur maximale intégrable dans le HI-1 étant de 71,5 MW_{th}, une quantité de chaleur de 9,0 MW_{th}, disponible à une plus faible température, peut être intégrée dans l'échangeur HI-0, ce qui était impossible dans le cas de base du fait de la saturation de l'échangeur HI-1.

Le travail récupéré par l'intégration thermique est de 25,2 MW_e, menant ainsi à un gain net de production de 7,8 MW_e en considérant la surconsommation liée à la compression.

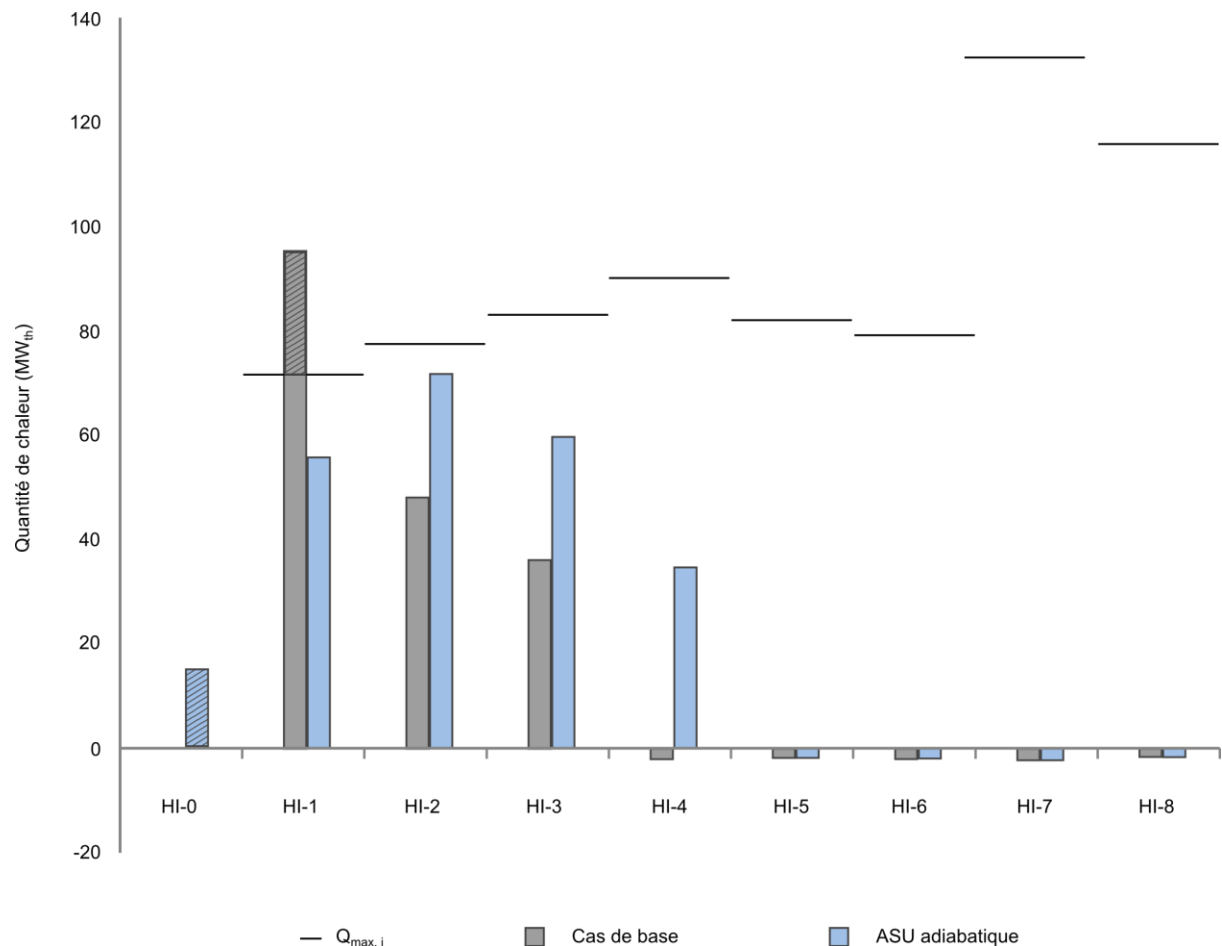


Figure 4.12 Quantité de chaleur intégrée sur les différents échangeurs HI-i pour le cas de base et pour le cas ASU adiabatique, et quantité de chaleur maximale intégrable dans chacun des échangeurs HI-i, notée Q_{max, i}

b) Compresseur des fumées en entrée de la CPU

Contrairement aux deux autres compressions, pour lesquelles les ratios de compression mis en jeu sont respectivement de 5 et de 4, la compression des fumées implique un ratio de compression de près de 30. Ainsi, trois cas distincts ont été comparés :

- Cas 1 : une compression adiabatique¹ ;
- Cas 2 : une compression en 2 étages avec refroidissement à l'eau de refroidissement en entrée du second compresseur (température en entrée du second compresseur = 28 °C) ;
- Cas 3 : une compression en 2 étages sans refroidissement intermédiaire à l'eau de refroidissement (température en entrée du second compresseur = 42 °C).

Tableau 4.11 Performances relatives aux trois cas de compression adiabatique considérés des fumées (CPU)

		Cas 1	Cas 2	Cas 3
ΔW_{FGC}	MW_e	+28,6	+9,0	+10,9
Gain énergétique direct	kWh/t_{CO2}	-43,5	-13,7	-16,6
Q_{CPU_FGC1}	MW_{th}	106,0	37,4	40,0
$T_{max_QCPU_FGC1}$	°C	430	204	213
Q_{CPU_FGC2}	MW_{th}	n/a	40,5	44,8
$T_{max_QCPU_FGC2}$	°C	n/a	204	213
Gain net de production	MW_e	5,6	5,3	5,4
Gain énergétique indirect	kWh/t_{CO2}	8,5	8,1	8,2

Encore une fois, la substitution de la compression étagée avec refroidissement intermédiaire par une compression adiabatique entraîne une augmentation du travail de compression à fournir (Tableau 4.11). Ainsi, les gains de performance obtenus après intégration thermique ont été comparés. Malgré une surconsommation plus importante, c'est le cas 1 qui permet d'obtenir le gain énergétique le plus important parmi les options envisagées. Notons toutefois que le gain net de production obtenu pour les différents cas est du même ordre de grandeur (écart de 5 %).

c) Compresseur de CO₂ en sortie de la CPU

Pour le compresseur de CO₂ en sortie de la CPU, la valorisation de la chaleur de compression dans le cas de base n'était pas réalisable du fait de la faible température des sources de chaleur. Ainsi, en substituant la compression étagée par une compression adiabatique, la valorisation de l'exergie détruite dans les refroidisseurs intermédiaires est rendue possible. Cependant, de par la saturation de l'échangeur HI-1, la valorisation de la température en deçà de 77 °C est impossible. Ainsi, des 47,4 MW_{th} de chaleur de compression disponibles, seules 41,5 MW_{th} peuvent être valorisés. Malgré cette limitation, l'intégration de la chaleur permet d'obtenir une augmentation de la production électrique de 6,6 MW_e, soit un gain net de 5,3 MW_e (voir Tableau 4.12).

¹ Les compresseurs de turbines à combustion à l'état de l'art opérant avec des ratios de compression de cet ordre de grandeur, cette solution est technologiquement faisable (Turbines à combustion GT24 et GT26 d'Alstom).

Tableau 4.12 Performances obtenues avec une compression du CO₂ adiabatique (CPU)

ΔW_{CO2C}	MW_e	+3,1
Q_{CPU_CO2C}	MW_{th}	47,4
$T_{max_QCPU_CO2C}$	°C	149
Gain énergétique direct	kWh/t_{CO2}	-4,7
Gain net de production	MW_e	3,5
Gain énergétique indirect	kWh/t_{CO2}	5,3

Enfin, notons que du point de vue des performances associées à l'ASU et à la CPU, la consommation spécifique avec intégration est déterminée par la formule suivante :

$$Consommation\ spécifique\ (kWh/t_{produit}) = \frac{W_{adiab} + W_{aux} - W_{add}}{\dot{m}_{produit}} \quad (4.3)$$

avec W_{adiab} le travail de compression adiabatique, W_{aux} le travail des auxiliaires (y compris les turbines de récupération d'énergie), W_{add} le travail additionnel obtenu via l'intégration des sources de chaleur et $\dot{m}$ le débit massique du produit considéré (O₂ pour l'ASU, CO₂ pour la CPU). Notons que le travail récupéré est dépendant du système considéré puisque, suivant le système, la quantité de chaleur intégrable et les gammes de température associées seront différentes.

Le Tableau 4.13 présente les consommations spécifiques de l'ASU et de la CPU ainsi que les principales informations nécessaires à leur calcul. Lorsque le travail récupéré via l'intégration de la chaleur de compression est supérieur à la surconsommation liée à la compression adiabatique, la consommation spécifique de l'unité est réduite. Cependant, suivant les configurations, la saturation de certains échangeurs HI-i ne permet pas d'intégrer la totalité de la chaleur de compression. Ceci est particulièrement vrai pour le cas de base intégré dans lequel une grande quantité de chaleur est disponible à une température de l'ordre de 80 °C, menant ainsi à la saturation de l'échangeur HI-1. De ce fait, malgré une consommation spécifique liée à l'ASU significativement réduite, l'impossibilité de valoriser la totalité de la chaleur de compression de la CPU, conjuguée à la nécessité de prélever de l'eau de cycle à haute température pour préchauffer le flux de sous-produit pressurisé mène à une consommation spécifique relative à la CPU significativement dégradée. Celle-ci mène par suite à une consommation spécifique totale (ASU + CPU) qui n'est que très peu différente du cas sans intégration. Pour les autres cas faisant intervenir des compressions adiabatiques, la possibilité de valoriser une grande partie de la chaleur de compression permet d'obtenir des gains, en termes de consommation spécifique avec intégration, plus intéressants. Ainsi, c'est le cas 1, dans lequel sont considérées des

compressions adiabatiques pour l'air (ASU), pour le CO₂ (CPU) mais également pour les fumées (CPU), qui permet d'obtenir les meilleures performances d'un point de vue énergétique.

Tableau 4.13 Consommations spécifiques de l'ASU et de la CPU pour les différents cas avec intégration

		Cas de base non intégré	Cas de base intégré	Cas 1	Cas 2	Cas 3
ASU						
W _{compression}	MW _e	127,1	127,1	144,5	144,5	144,5
W _{aux}	MW _e	-2,8	-2,8	-2,8	-2,8	-2,8
Q _{compression}	MW _{th}	117,9	117,9	136,6	136,6	136,6
Q _{intégrée}	MW _{th}	n/a	65,4	125,6	123,2	121,6
Gain net de production	MW _e	n/a	4,8	7,0	7,0	6,8
Débit	t _{O2} /h	615				
Consommation spécifique	kWh/t _{O2}	202,2	194,3	190,9	190,9	191,2
CPU						
W _{compression}	MW _e	80,8	80,8	112,6	92,9	94,8
W _{aux}	MW _e	-6,5	-7,0	-7,0	-7,0	-7,0
Q _{compression}	MW _{th}	122,4	122,4	153,4	125,3	132,2
Q _{intégrée}	MW _{th}	n/a	24,1	143,6	93,7	102,9
Gain net de production	MW _e	n/a	-1,9	1,5	-1,0	-0,8
Débit	t _{CO2} /h	657				
Consommation spécifique	kWh/t _{CO2}	113,2	115,3	110,9	114,7	114,4
ASU + CPU						
Consommation spécifique	kWh/ t _{CO2}	302,5	297,2	289,5	293,4	293,4

4.5.5 Effet de la pureté de l'oxygène sur les performances globales

La valeur de pureté d'oxygène de 95 %_{mol} en sortie d'ASU est le fruit d'un compromis entre le travail de séparation de l'oxygène de l'air et le travail de séparation du CO₂ des fumées, montré par Wilkinson et al. (2011). Cependant, plusieurs travaux [EPRI, 2011b ; Pourchot et al., 2013] suggèrent que la pureté permettant de minimiser la pénalité énergétique totale se situe autour de 96,5 %_{mol}, pureté à partir de laquelle la séparation de l'argon, plus énergivore, doit être réalisée. De plus, le travail de séparation étant dépendant des hypothèses concernant l'excès d'oxygène dans la chaudière ou encore les infiltrations d'air, il est important d'étudier l'impact de la modification de la cible de pureté de l'ASU sur les performances globales du système.

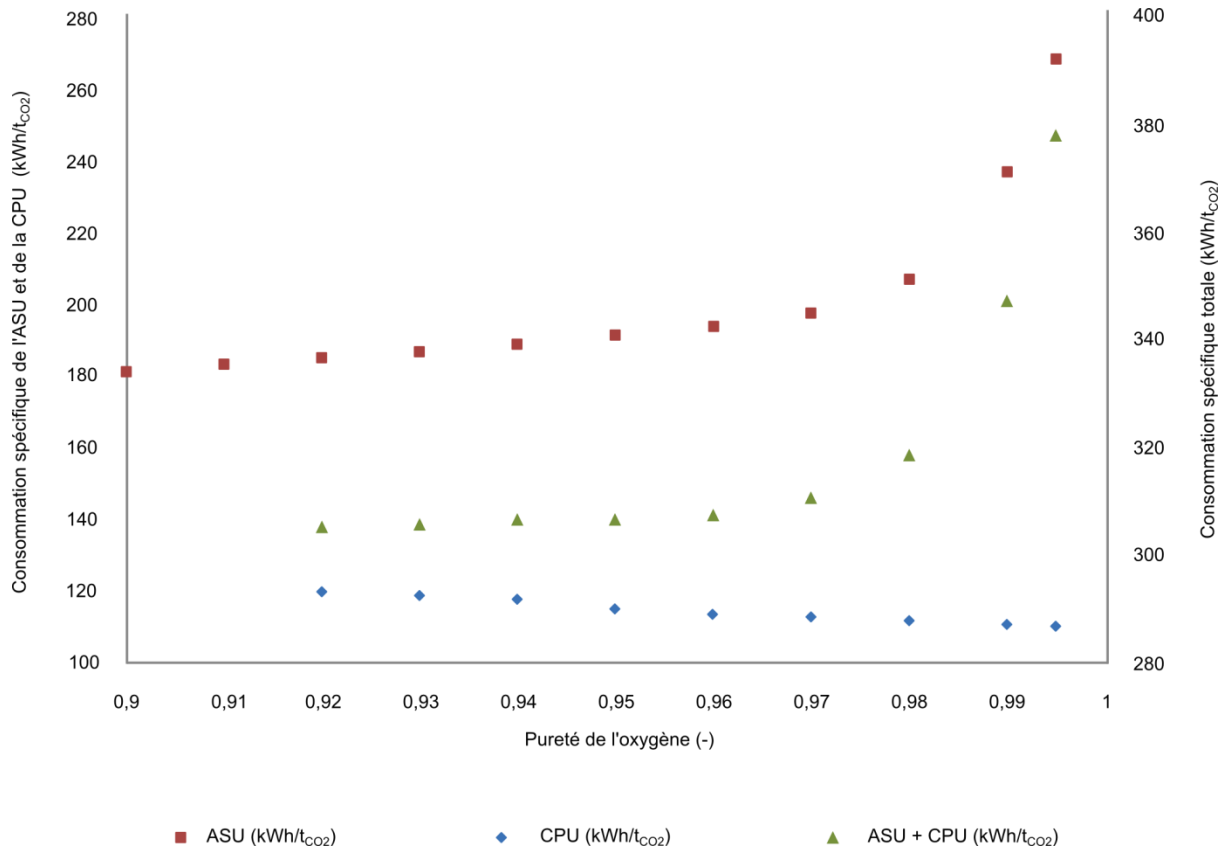


Figure 4.13 Consommations spécifiques de l'ASU, de la CPU et cumulée exprimées en kWh/t_{CO2} en fonction de la pureté de l'oxygène produit par l'ASU pour une infiltration d'air de 3 %

Par conséquent, les conditions opératoires permettant d'obtenir des consommations spécifiques optimales à pureté et taux de récupération fixés respectivement à 96 %_{mol} et 90 %_{mass} ont été déterminées pour différentes compositions de fumées en entrée, correspondant à différentes puretés d'oxygène produit par l'ASU. La Figure 4.13 présente les consommations spécifiques de l'ASU et de la CPU, et la consommation cumulée de ces unités pour différentes puretés d'oxygène produit par l'ASU. Ces valeurs ont été obtenues pour une infiltration d'air de 3 %_{mass} en considérant la différence de consommation des auxiliaires relative à la modification du débit des fumées. Cette dernière valeur, décroissante avec la pureté d'oxygène, est de l'ordre de 0,5 kWh/t_{CO2} et est donc négligeable en regard des consommations relatives à la CPU et surtout à l'ASU. Ensuite, notons que l'absence de points relatifs à la CPU pour des puretés inférieures à 92 %_{mol} traduit le fait que les spécifications fixées ne peuvent pas être atteintes. On observe que la consommation spécifique cumulée est relativement constante sur toute la gamme de pureté en oxygène allant de 92 à 96 %_{mol} avant d'augmenter exponentiellement en suivant la tendance imposée par la consommation spécifique de l'ASU.

D'un point de vue énergétique, il n'y a pas de différence majeure entre l'hypothèse adoptée (95 %_{mol}) et la valeur avancée par les auteurs cités précédemment. Cependant, l'adoption de la valeur de pureté la plus élevée possible à consommation égale peut devenir intéressante si des critères de coût sont pris en compte, puisqu'elle permet de réduire sensiblement la taille des équipements.

4.5.6 Conclusion sur les modifications structurelles de procédé étudiées

Les gains relatifs aux modifications structurelles de procédé les plus prometteuses, identifiées par l'analyse exergétique, ont été quantifiés dans les paragraphes précédents. Ainsi, un classement de ces modifications, sur la base du gain énergétique avec intégration thermique et exprimé en kWh/t_{CO2}, a pu être établi (voir Figure 4.14).

Pour certaines de ces modifications, plusieurs alternatives menant à des gains relativement similaires ont été identifiées. C'est par exemple le cas pour les ASU 1 et 2 ou encore les trois cas d'intégration de la chaleur de compression des fumées. Ainsi, ces différentes options seront comparées lors de l'étape suivante consistant à étudier les effets de couplage, afin de ne pas omettre d'éventuelles synergies menant éventuellement à la modification des tendances observées pour des intégrations individuelles.

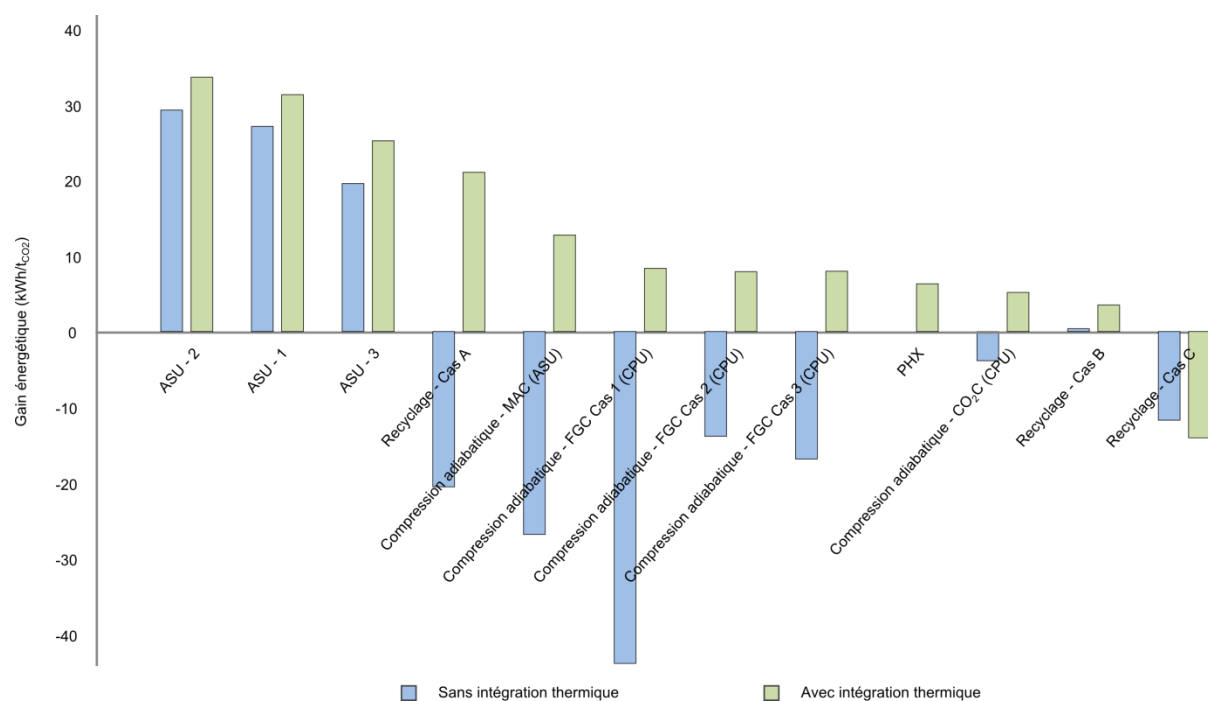


Figure 4.14 Classement des modifications structurelles de procédé selon leur gain énergétique avec intégration

4.6 Etude des effets de couplage

Il est nécessaire de vérifier les effets synergétiques qu'ont chacune des modifications de procédé examinées précédemment. En effet, la valorisation de chaleur en un point du procédé peut entraîner des modifications des quantités de chaleur des autres sources et puits disponibles au sein du système ainsi que des changements de leurs niveaux de température. La démarche retenue dans le cadre de cette étude pour la prise en compte des effets de couplage est détaillée ci-après. Au regard de l'échelle de modélisation retenue, du grand nombre de paramètres manipulés, ainsi que de la nécessité de ré-optimiser le schéma d'intégration thermique pour chaque cas, la réalisation d'un plan d'expérience complet a été exclue. Ainsi, une étude de sensibilité a été menée pour étudier l'influence des paramètres clés, identifiés sur la base des phénomènes physiques mis en jeu, sur le reste du procédé.

4.6.1 Effet de l'intégration de chaleur sur les échangeurs HI-i

La méthodologie d'intégration énergétique adoptée dans le cadre de cette étude, faisant intervenir des échangeurs placés en parallèle des préchauffeurs d'eau, a été décrite dans le paragraphe 4.4.2. Dans ce paragraphe, les rendements marginaux associés aux différents échangeurs HI-i, mis à part pour $i=0$ et $i=1$, avaient été supposés constant suivant la quantité de chaleur intégrée. De plus, l'impact éventuel de l'intégration d'une certaine quantité de chaleur dans un échangeur sur la quantité de chaleur maximale intégrable dans les autres échangeurs avait été négligé.

Ainsi, une analyse de sensibilité a été menée pour étudier l'impact de la quantité de chaleur intégrée dans un échangeur HI-i sur son rendement marginal. L'écart moyen absolu relatif ainsi obtenu est inférieur à 0,1 % pour les échangeurs HI-1 à HI-5, et respectivement égal à 0,4, 0,7 et 1,7 % pour les échangeurs HI-6, 7 et 8. Ces écarts sensiblement plus importants pour ces trois échangeurs peuvent être expliqués par les raisons suivantes :

- HI-6 : la présence d'un échangeur de désurchauffage du prélèvement vapeur en tête du train de préchauffe entraîne une réduction de la température à laquelle l'eau de cycle est introduite dans l'économiseur de la chaudière. Cette température est d'autant plus faible (tout en restant supérieure à 310 °C, température à laquelle l'eau est préchauffée dans FWH-8) que le prélèvement vapeur est réduit. Ainsi, à débit de charbon fixé, une réduction du débit d'eau total circulant est nécessaire pour maintenir les conditions vapeur en entrée de turbine ;

- HI-7 et HI-8 : de par le positionnement des préchauffeurs FWH-7 et 8, la réduction du débit de vapeur consécutive à l'intégration de chaleur dans les échangeurs HI-7 et 8 entraîne une augmentation du débit de vapeur renvoyé vers la chaudière pour être resurchauffé. Ainsi, une réduction du débit d'eau de cycle est encore une fois nécessaire.

Cependant, à la vue des écarts, les rendements marginaux seront considérés constants.

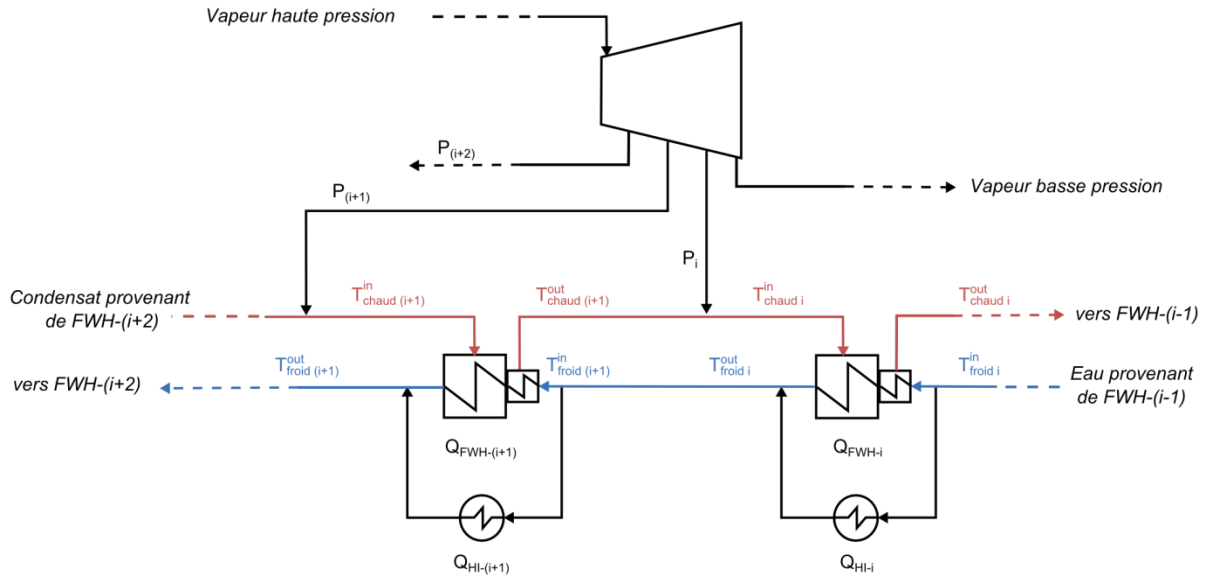


Figure 4.15 Schéma illustrant le préchauffage par prélèvement vapeur et les échangeurs de valorisation de chaleur

L'intégration de la chaleur dans un échangeur HI- i a en revanche une influence plus importante sur la quantité de chaleur maximale intégrable dans les autres échangeurs. La Figure 4.15 présente deux des huit préchauffeurs d'eau du cycle vapeur (FWH, FeedWater Heater) et les flux chauds et froids associés. Le flux provenant du FWH-($i-1$) est préchauffé dans FWH- i par le mélange du prélèvement vapeur P_i et du condensat provenant du préchauffeur FWH-($i+1$), d'une température $T_{froid\ i}^{in}$ à une température $T_{froid\ i}^{out}$. Comme expliqué dans le paragraphe 4.4.2, la quantité de chaleur maximale intégrable dans l'échangeur HI- i dépend du débit de condensat provenant de l'échangeur FWH-($i+1$). Ainsi, lorsqu'une certaine quantité de chaleur est intégrée dans l'échangeur HI-($i+1$), la réduction du prélèvement vapeur de la turbine $P_{(i+1)}$ entraîne une diminution du débit de condensat se dirigeant vers l'échangeur FWH- i , ce qui conduit à une augmentation de la quantité de chaleur maximale intégrable dans l'échangeur HI- i . Par conséquent, la quantité de chaleur maximale intégrable associée à chaque échangeur de chaleur HI- i est dépendante des échangeurs de chaleur HI- j avec $j > i$.

Tout comme pour les rendements marginaux, les quantités de chaleur maximales intégrables relatives aux échangeurs HI-6, 7 et 8 présentent une singularité par rapport aux autres. En effet, l'intégration de chaleur dans les échangeurs 6 et 7 entraînant une réduction du débit d'eau de cycle, la quantité de chaleur intégrée dans les échangeurs HI-6 et 7 a une influence sur les échangeurs HI- i placés en aval. Cet effet est donc à considérer en plus de l'influence de la réduction des débits de

condensat provenant des échangeurs FWH en aval. Ainsi, pour chaque échangeur de chaleur HI-i, la quantité de chaleur maximale intégrable $Q_{\max i}$ peut être déterminée comme suit :

$$Q_{\max i} = Q_{\max,i}^0 + \sum_{j \neq i} a_j \cdot Q_{HI-j} \quad (4.4)$$

Dans cette équation, $Q_{\max,i}^0$ est la quantité de chaleur maximale intégrable dans l'échangeur HI-i lorsque la quantité de chaleur intégrée dans les autres échangeurs HI-j $\neq$ i est nulle ; a_j étant un coefficient permettant de tenir compte de l'influence de l'intégration d'une quantité de chaleur Q_{HI-j} dans l'échangeur j . Les valeurs $Q_{\max,i}^0$ et les coefficients a_j obtenus par simulation ont été regroupés dans le Tableau 4.14.

Au regard des coefficients établis et de la répartition des sources de chaleur disponibles dans notre cas d'étude, on peut anticiper principalement une augmentation de la quantité de chaleur maximale intégrable dans les échangeurs de valorisation de chaleur de basse température. Par conséquent, une réduction de la quantité de chaleur non intégrable dans l'échangeur HI-1, et éventuellement la possibilité de valoriser de la chaleur dans l'échangeur HI-0, est attendue.

Tableau 4.14 Valeurs des coefficients a_j permettant de déterminer la quantité maximale de chaleur intégrable dans les échangeurs HI-i en fonction des quantités de chaleur intégrées dans les autres échangeurs

	$Q_{\max,i}^0$	a_1 (-)	a_2 (-)	a_3 (-)	a_4 (-)	a_5 (-)	a_6 (-)	a_7 (-)	a_8 (-)
HI-1	71,5		0,060	0,055	0,051	0,046	0,044	0,041	0,039
HI-2	77,4			0,059	0,055	0,050	0,048	0,045	0,042
HI-3	83,3				0,060	0,054	0,051	0,048	0,045
HI-4	90,2					0,059	0,056	0,052	0,049
HI-5	82,2						0,088	0,084	0,079
HI-6	79,4							0,052	0,048
HI-7	132,5						-0,016		0,084
HI-8	116,0						-0,014	-0,015	

4.6.2 Chaleur fatale en amont de la wFGD et de la DCCPS

Dans le paragraphe 4.4.1, l'identification des sources de chaleur avait été réalisée séquentiellement en négligeant l'impact que pouvait avoir l'intégration de l'une sur la disponibilité des autres. Cette hypothèse était valable pour la plupart des sources de chaleur prises en compte, dans

la mesure où les intégrations consistaient à valoriser de la chaleur évacuée par de l'eau de refroidissement. De ce fait, la valorisation de ces sources de chaleur n'entraînait pas de modifications des flux se trouvant en aval de ces dernières. Or, l'intégration de chaleur en amont de la wFGD, menant à une réduction de la température en entrée de cette unité, a une influence directe sur les procédés placés en aval : on assiste en particulier à une réduction sensible de la température en sortie de la wFGD, et donc de la chaleur récupérable dans l'échangeur placé en amont de la DCCPS. La Figure 4.16 reporte les tendances observées.

Ainsi, plus la quantité de chaleur valorisée dans l'échangeur de récupération en amont de la wFGD est importante, plus la quantité de chaleur disponible dans l'échangeur de récupération de la DCCPS ainsi que la température à laquelle celle-ci est disponible sont réduites. Notons d'autre part que la variation de la capacité calorifique des fumées sur la gamme de température 60 – 130 °C étant négligeable, la température de sortie de l'échangeur de récupération en amont de la wFGD dépend linéairement de la quantité de chaleur intégrée dans l'échangeur.

Par ailleurs, suivant le cas de recyclage secondaire adopté, le débit de fumées traité par la wFGD et/ou la DCCPS ainsi que la teneur en vapeur d'eau des fumées sont modifiés. Ainsi, les quantités de chaleur valorisables et les températures associées sont dépendantes des cas d'intégration considérés.

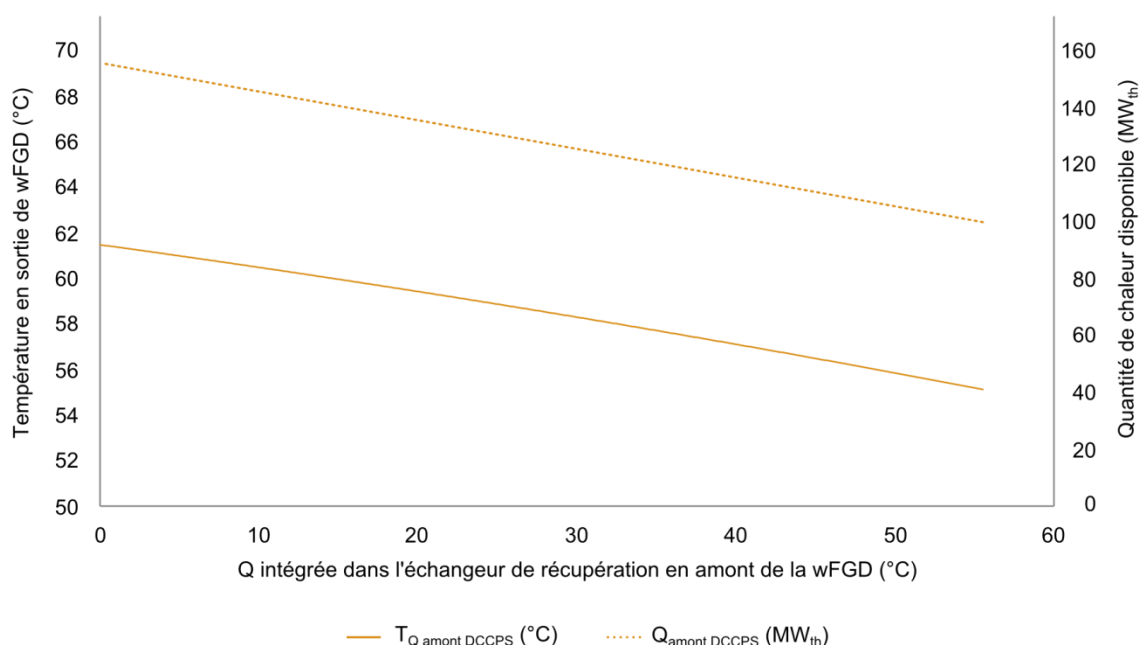


Figure 4.16 Température et quantité de chaleur intégrable associées à l'échangeur placé en amont de la DCCPS en fonction de la quantité de chaleur intégrée dans l'échangeur en amont de la wFGD pour le cas de base

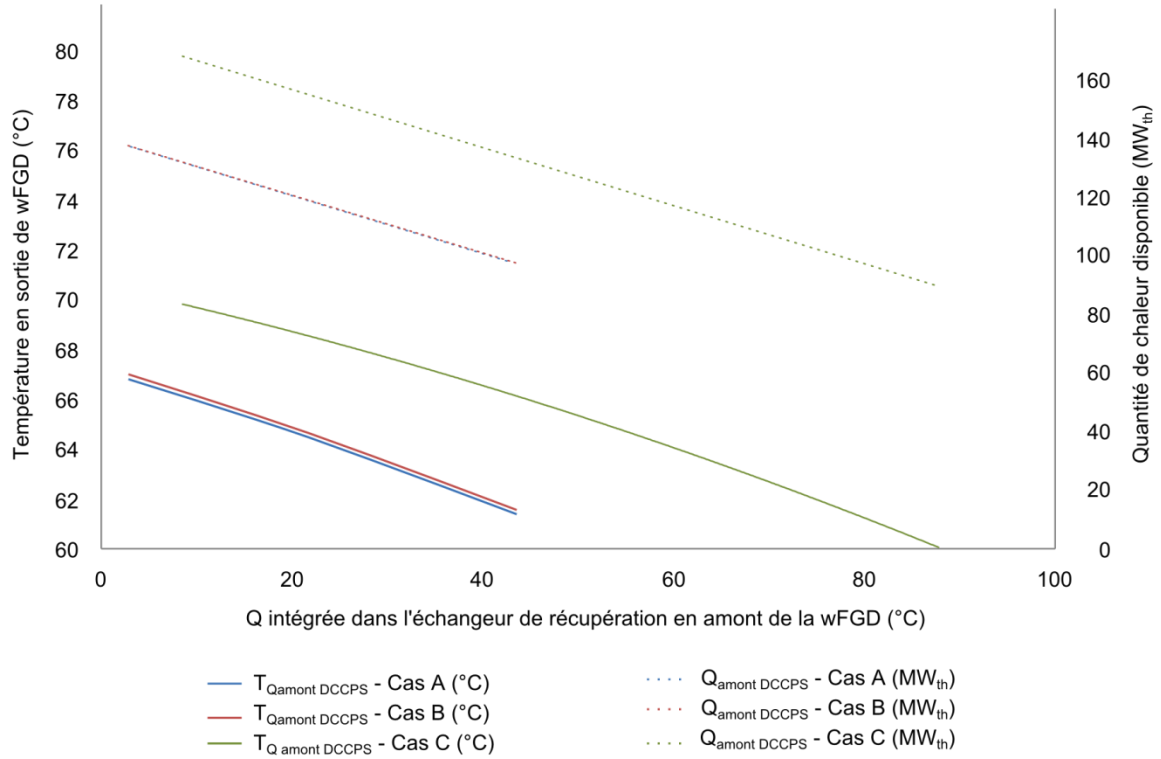


Figure 4.17 Température et quantité de chaleur intégrable associées à l'échangeur placé en amont de la DCCPS en fonction de la quantité de chaleur intégrée dans l'échangeur en amont de la wFGD (cas de recyclage A, B et C)

La Figure 4.17 illustre le fait que les quantités de chaleur intégrables dans l'échangeur en amont de la wFGD sont réduites dans les cas A et B par rapport au cas de base présenté dans la Figure 4.16 (environ 43 MW_{th} contre 55 MW_{th}). Concernant le cas C, la quantité de chaleur intégrable est environ deux fois supérieure aux cas A et B (88 MW_{th}), avec une température de sortie de wFGD légèrement plus élevée. Ainsi, l'impact de l'intégration de chaleur provenant de l'échangeur de récupération en amont de la wFGD sur la température et sur la quantité de chaleur associées à la source de chaleur placée en amont du DCCPS est pris en compte.

4.6.3 Effet du préchauffage de l'oxygène

L'étude de l'influence du préchauffage de l'oxygène réalisée dans le paragraphe 4.4.1 a montré que cette intégration thermique ne permettait pas d'augmenter la production électrique du système de base, et ce, malgré le fait que les pertes exergetiques liées au mélange de l'oxygène aux flux de fumées recyclées soient réduites. Ce constat a conduit à l'examen des effets indirects que pourrait avoir cette modification.

Commençons tout d'abord par l'étude de l'impact du préchauffage de l'oxygène primaire. Le préchauffage du recyclage primaire dans l'échangeur rotatif (RH) est réalisé de telle sorte que la température du flux primaire, après mélange avec l'oxygène, soit à 110 °C pour limiter les risques liés à la préparation et au transport du charbon. Ainsi, une fraction du débit de recyclage primaire froid en amont du RH est déviée pour refroidir la fraction chauffée à 310 °C par les fumées chaudes par contact direct. Le débit de fumées dérivé est réglé pour que la température du flux primaire, après mélange à l'oxygène, soit de 110 °C. Par conséquent, la température du recyclage primaire avant mélange est supérieure à 110 °C. Dans le cas où l'oxygène primaire est préchauffé, la fraction dérivée est augmentée, menant ainsi à une diminution du besoin de chaleur dans le RH. Par suite, la température et la quantité de chaleur disponible dans le refroidisseur de fumées en aval du RH sont augmentées. Concernant le cas de l'oxygène secondaire, le mélange de l'oxygène au flux de recyclage, réalisé en amont du RH, entraîne une diminution de la température du flux secondaire froid entrant dans l'échangeur. De ce fait, le préchauffage de l'oxygène à la température du recyclage permet de réduire l'énergie thermique nécessaire pour porter le flux secondaire à 310 °C et entraîne par conséquent une augmentation de la température et de la quantité de chaleur disponible au niveau du refroidisseur de fumées. Il est important de noter que la température à laquelle doit être réchauffé l'oxygène dépend de la stratégie de recyclage des fumées secondaire adoptée (voir paragraphe 4.5.3).

Tableau 4.15 Influence du préchauffage de l'oxygène sur la quantité de chaleur et la température associées à la chaleur des fumées (pour le cas du refroidisseur de fumées et de l'échangeur parallèle de récupération)

		Cas de base		Cas A		Cas B		Cas C	
Préchauffage		Sans	Avec	Sans	Avec	Sans	Avec	Sans	Avec
Sans échangeur parallèle de récupération									
$T_{\text{Préchauffe primaire}}$	°C	n/a	110	n/a	110	n/a	110	n/a	110
$Q_{\text{Préchauffe primaire}}$	MW _{th}	n/a	4,4	n/a	4,3	n/a	3,3	n/a	3,4
$T_{\text{Préchauffe secondaire}}$	°C	n/a	47	n/a	300	n/a	140	n/a	72
$Q_{\text{Préchauffe secondaire}}$	MW _{th}	n/a	2,7	n/a	33,1	n/a	15,1	n/a	6,1
$Q_{\text{Refroidisseur de fumées}}$	MW_{th}	31,4	38,7	80,8	85,1	64,8	83,3	33,2	42,6
$T_{\text{Refroidisseur de fumées}}$	°C	174	184	306	315	202	221	162	171
ΔW	MW_e	0	0	0	20,5	0	0	0	0
Avec échangeur parallèle de récupération									
$Q_{\text{Echangeur de récupération}}$	MW_{th}	31,4	38,7	80,8	85,1	55,6	57,9	37,7	42,5
$T_{\text{Echangeur de récupération}}$	°C	340	340	340	340	340	340	340	340
$Q_{\text{Refroidisseur de fumées}}$	MW_{th}	n/a	n/a	n/a	n/a	9,2	25,4	n/a	n/a
$T_{\text{Refroidisseur de fumées}}$	°C	n/a	n/a	n/a	n/a	144	170	n/a	n/a
ΔW	MW_e	0	0	0	20,5	0	0	0	0

Le Tableau 4.15 présente l'influence du préchauffage des flux d'oxygène sur la quantité de chaleur intégrable dans le cycle vapeur, pour le cas sans et avec l'échangeur parallèle de récupération (PHX, voir paragraphe 4.5.2). Il est à souligner que pour le cas A, comme évoqué dans le paragraphe 4.5.3, le préchauffage de l'oxygène permet d'augmenter directement la production électrique. Le cas B, quant à lui, présente une spécificité liée à la localisation du recyclage dans le cas avec l'échangeur parallèle de récupération. En effet, pour les autres configurations, la température du flux secondaire froid en entrée du RH est assez faible en regard du pincement fixé par la technologie d'échangeur (30 K) pour permettre à la fumée de sortir de l'échangeur à 130 °C. Or, pour le cas B, le recyclage est situé juste en aval de l'ESP, pour lequel une température opératoire de 130 °C est fixée. Ainsi, en considérant la hausse de température engendrée par le ventilateur, le flux secondaire retournant vers le RH est à 114 °C pour le cas sans préchauffe de l'oxygène et à 140 °C dans le cas avec préchauffe. Ainsi, afin de respecter la température d'approche du RH, la température des fumées en sortie de celui-ci est nécessairement supérieure à respectivement 144 et 170 °C. C'est pourquoi, en plus de l'échangeur parallèle de récupération, un refroidisseur de fumées est nécessaire.

Pour tous les cas, on peut observer que la quantité de chaleur intégrable à haute température au niveau du refroidisseur des fumées est augmentée, au prix d'une même quantité de chaleur utilisée pour préchauffer l'oxygène, mais à plus basse température. Cette tendance est également observée pour le cas avec l'échangeur parallèle de récupération, avec des niveaux de température auxquels la source de chaleur est disponible pour l'intégration encore plus élevés. Le préchauffage de l'oxygène permet donc de rehausser la qualité de la chaleur. Les sources de chaleur ainsi obtenues, dont la quantité de chaleur est augmentée, peuvent alors être intégrées au cycle vapeur avec des rendements marginaux potentiellement plus importants suivant les cas. Cette modification est particulièrement intéressante pour les cas de recyclage à haute température (cas A et B). Ainsi, malgré les gains par intégration relativement faibles observés initialement dans le paragraphe 4.5.3 (dans lequel le préchauffage de l'oxygène et l'échangeur parallèle de récupération n'étaient pas considérés), le cas B mène à des performances intéressantes après prise en compte des effets de synergie. Par conséquent, cette option sera considérée lors de la détermination des performances finales.

4.6.4 Effet du recours à des ASU alternatives sur la compression adiabatique

D'une part, le paragraphe 4.5.4 a mis en exergue l'intérêt de la substitution de la compression étagée avec refroidissement intermédiaire par une compression adiabatique avec valorisation de la chaleur de compression, alors obtenue à haute température. D'autre part, le paragraphe 4.5.1 a montré que l'adoption d'ASU avancée, intégrant des améliorations telles que des compresseurs booster, des colonnes additionnelles ou encore des évapo-condenseurs multiples, permet de réduire considérablement la destruction d'exergie dans cette unité. Or, il est important de réévaluer les gains

apportés par la compression adiabatique sur ces ASU alternatives dont la pression opératoire est moins élevée que l'ASU double colonne considérée dans le cas de base. En effet, ces gains seront moins importants du fait de la réduction du taux de compression (et donc de la température à laquelle la chaleur de compression est valorisée).

Tableau 4.16 Impact de la compression adiabatique sur la consommation spécifique des ASU

		ASU double colonne	ASU-1	ASU-2	ASU-3
$W_{ASU_étage}$	MW_e	127,1	107,2	105,0	111,3
ΔW_{adiab}	MW_e	17,4	10,2	7,7	8,5
$Q_{intégrée}^1$	MW_{th}	122,0	90,4	73,8	67,7
$T_{Q_{intégrée}}$	°C	202	157	139	167
Consommation spécifique (étagé sans intégration)	kWh/t_{O_2}	202,2	174,7	174,7	181,0
Consommation spécifique (adiabatique avec intégration)	kWh/t_{O_2}	189,8	168,4	171,5	176,1

Le Tableau 4.16 présente les principales caractéristiques relatives à la substitution des compressions étagées avec refroidissement intermédiaire par des compressions adiabatiques. Ainsi, nous pouvons observer que par rapport au cas double colonne, le travail de compression additionnel induit par la compression adiabatique est considérablement réduit du fait d'un taux de compression plus faible. Pour la même raison, la hausse de température des flux en sortie de compresseurs est moins marquée pour les cas alternatifs, particulièrement pour l'ASU-2 dans laquelle le taux de compression du MAC est de 3,1, contre 3,6 pour l'ASU-1 et 3,9 pour l'ASU-3. La faible quantité de chaleur intégrée pour l'ASU-2 est liée au choix de réaliser un couplage entre la turbine cryogénique et une partie du BAC. En effet, ce choix entraîne la nécessité d'avoir deux compresseurs distincts : un premier compresseur BAC porte le gaz à une pression telle que le travail fourni par la turbine permette de porter l'air à la pression finale. Ce compresseur est suivi d'un échangeur pour refroidir le gaz de 72 °C à 28 °C, puis le gaz est porté à 4,7 bar par le second compresseur BAC entraîné par la turbine cryogénique. Ainsi, le potentiel de gain par intégration de l'ASU-2 est relativement faible de par l'architecture adoptée visant à minimiser la consommation énergétique de l'unité. Concernant l'ASU-1, le ratio de compression plus important permet d'obtenir une source de chaleur conséquente à une température relativement élevée (157 °C). La chaleur de compression du BAC n'est, quant à elle,

¹ Quantité de chaleur entre $T_{Q_{compression_intégrée}}$ et 42 °C

pas valorisable dans la mesure où elle est disponible à 48 °C. Enfin, l'ASU-3, qui a une architecture significativement éloignée des autres ASU considérées, a quant à elle une quantité de chaleur intégrable relativement faible mais à une température plus élevée que les deux autres cas alternatifs. Ceci vient du fait que, dans cette ASU, seule une partie du flux d'azote obtenu en tête de colonne de distillation est comprimée et non la totalité du débit d'air. Ainsi, le taux de compression nécessaire pour assurer le bouclage thermique est plus élevé, menant à une température plus importante. Il est à signaler que le ventilateur substituant le MAC, permettant au gaz de vaincre les pertes de charge à travers le tamis moléculaire et l'échangeur de chaleur cryogénique pour parvenir jusqu'à la colonne de distillation, entraîne également une hausse de température. Cependant, cette dernière étant de 68 °C, la valorisation de cette source de chaleur est difficile.

Enfin, les consommations spécifiques des différentes ASU, pour le cas sans intégration (compression étagée) et avec intégration (compression adiabatique) ont été calculées pour le cas de base. Les valeurs pour la compression adiabatique ont été calculées en supposant que toute la chaleur de compression au-dessus de 42 °C pouvait être valorisée dans le cycle vapeur. Ainsi, on observe qu'en termes de consommation spécifique avec intégration de la chaleur de compression adiabatique, l'ASU-1 présente des performances supérieures à l'ASU-2, pour laquelle le gain par intégration est plus faible. Ainsi, dans le cas où l'architecture globale du système permet la valorisation de la chaleur de compression, le recours à l'ASU-1 mènerait aux rendements de centrale les plus élevés, et donc à une pénalité énergétique minimale.

4.7 Performances après prise en compte des effets de couplage

Ce paragraphe présente les performances énergétiques relatives aux configurations de centrale avec les modifications de procédé identifiées et en prenant en compte les effets de couplage lors de l'intégration thermique. Les performances associées aux cas d'intégration retenus ont été comparées à celles obtenues d'une part pour le cas de base sans intégration, et d'autre part pour le cas de base avec intégration thermique à architecture de procédé fixée, présenté dans le paragraphe 4.4.

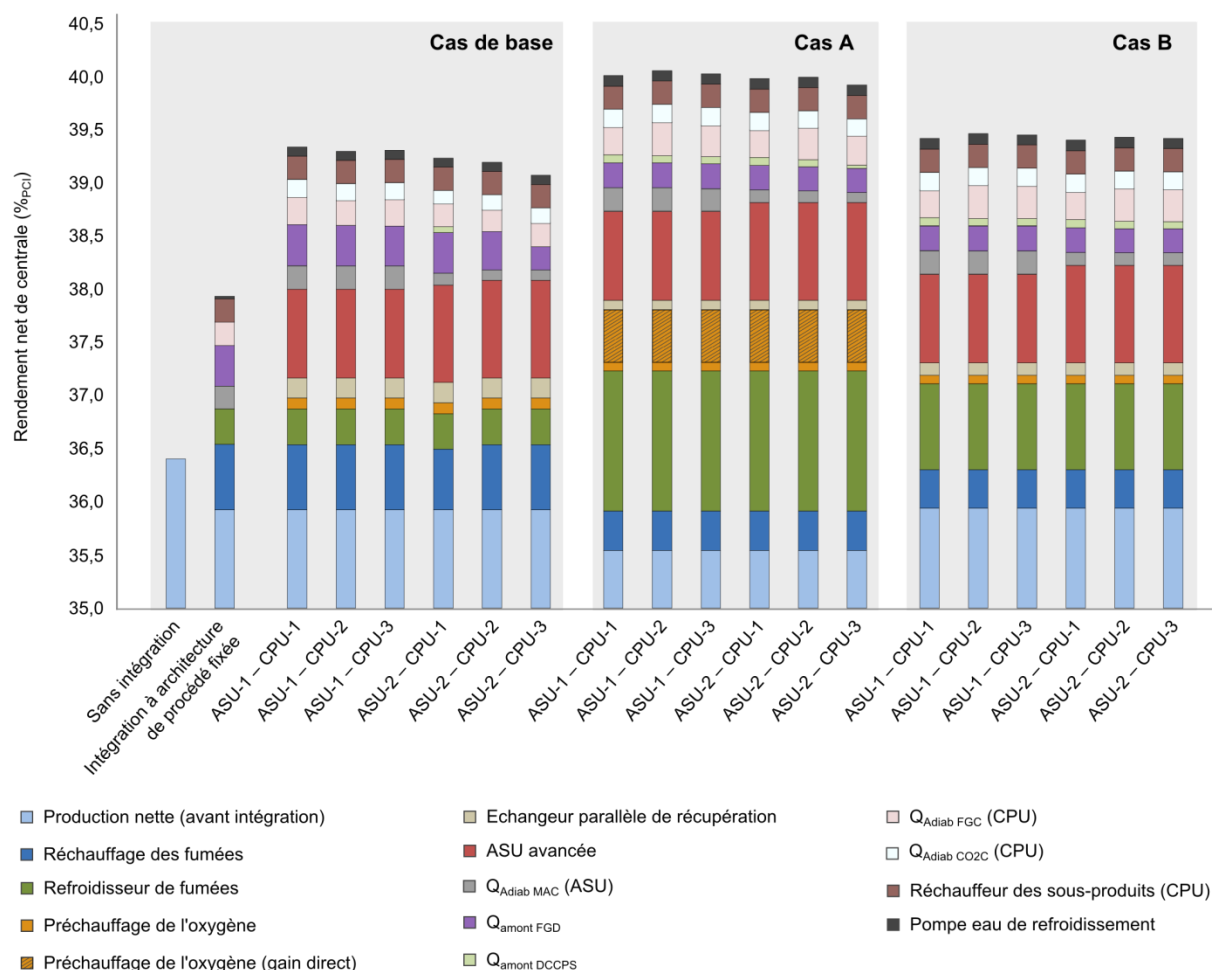


Figure 4.18 Rendements associés aux différents cas d'intégration avec prise en compte des effets de couplage

La Figure 4.18 montre que la configuration conduisant au rendement le plus élevé est le cas A avec l'ASU-1, présentant un rendement de 40,1 %_{PCL}, soit une pénalité énergétique de 6,0 %-pts. L'influence des différents cas d'intégration de la chaleur de compression des fumées en entrée de la CPU est minime dans la mesure où l'écart maximal parmi les cas étudiés est de 0,3 %. La seule configuration pour laquelle la compression des fumées adiabatique est profitable du point de vue des performances globales du système est le cas de base avec l'ASU-2. Dans cette configuration, la répartition de la chaleur de compression sur une grande gamme de température permet l'intégration de chaleur dans l'échangeur HI-0 ($Q_{amiot\ DCCPS}$). L'écart d'environ 10 MW_e observé entre « la production nette du cas de base sans intégrations » et la « production nette avant intégration » pour les autres configurations du cas de base est dû à l'impossibilité de valoriser l'exergie des sous-produits pressurisés de la CPU lorsque la chaleur de compression des fumées est valorisée par ailleurs.

Concernant les gains obtenus par la substitution du réchauffeur électrique par un échangeur multi-flux dans lequel la température du fluide chaud est adaptée à l'opération (~ 60 °C), ceux-ci sont proportionnels au débit de fumées mis en jeu. Ainsi, le gain est plus important pour le cas de base que pour les cas A et B, le gain pour ces deux derniers étant du même ordre de grandeur. Cette tendance est également observable pour l'échangeur de chaleur placé en amont de la wFGD.

C'est sur la valorisation de la chaleur des fumées que les différences de gain dues à la stratégie de recyclage des fumées sont les plus marquées. Le gain total résultant de la valorisation de cette source de chaleur, avec les effets de couplage, est obtenu en sommant les contributions du refroidisseur de fumées, du préchauffage d'oxygène et de l'échangeur parallèle de récupération. Pour le cas A, le préchauffage de l'oxygène provenant de l'ASU entraîne un gain de production électrique, comme évoqué dans le paragraphe 4.5.3. En effet, la faible valeur de production électrique nette sans intégration associée au cas A est due au refroidissement par mélange des fumées secondaires recyclées par l'oxygène provenant de l'ASU, conduisant à une température en entrée de chaudière plus faible que pour les autres cas. En préchauffant l'oxygène, cette température devient supérieure à celle des autres cas de recyclage, conduisant ainsi à une production brute augmentée.

Concernant les ASU avancées, la tendance observée dans le paragraphe 4.6.4 est vérifiée : l'ASU-2, bien qu'entraînant un gain de performance intrinsèque équivalent à l'ASU-1, a un potentiel d'intégration thermique moindre. Ainsi, en considérant les gains énergétiques relatifs à l'intégration de la chaleur de compression adiabatique du compresseur d'air principal, ce sont les configurations dans lesquelles l'oxygène est fourni par l'ASU-1 qui mènent aux performances énergétiques globales les plus intéressantes. De plus, comme la chaleur de compression adiabatique de l'ASU-2 est disponible à plus faible température (139 °C), l'intégration de celle-ci est répartie sur les deux premiers échangeurs HI-1 et HI-2, contrairement à l'ASU-1 pour laquelle la chaleur de compression est répartie sur un échangeur supplémentaire (HI-1, HI-2 et HI-3). Ceci entraîne une saturation de l'échangeur HI-2, et donc une valorisation d'une partie de la chaleur avec un rendement marginal moins important.

Comme évoqué plus haut, les trois configurations retenues pour la compression adiabatique des fumées en entrée de la CPU conduisent à des performances similaires. En effet, bien que la quantité de chaleur intégrée en amont de la DCCPS soit augmentée lorsque le schéma CPU-1 est adopté, la surconsommation engendrée contrebalance complètement ce gain. Pour le cas de base, la quantité de chaleur à intégrer dans l'échangeur HI-1 étant plus importante que pour les autres cas de recyclage, l'intégration de la chaleur disponible en amont de la DCCPS n'est pas réalisable. Quant à l'intégration de la chaleur de compression du CO₂, alors que celle-ci était impossible dans l'intégration à architecture de procédé fixée (faible température liée à la compression étagée et saturation de

l'échangeur HI-1), tous les cas d'intégration considérés permettent sa valorisation. En effet, d'une part, la compression adiabatique permet de rehausser la qualité de cette source de chaleur et offre ainsi la possibilité de l'intégrer au niveau des échangeurs HI-1, HI-2 et HI-3. D'autre part, les autres modifications considérées permettent de réduire la quantité de chaleur totale intégrée dans les préchauffeurs de plus basse température et permettent donc la valorisation de la chaleur disponible.

Enfin, l'intégration de chaleur permettant de réduire le besoin en eau de refroidissement, la consommation liée à la pompe permettant son acheminement est réduite dans les cas avec intégration.

4.8 Conclusion sur l'optimisation énergétique

La méthodologie d'intégration énergétique détaillée dans le chapitre 2 a été appliquée à une centrale oxy-combustion de première génération. Ainsi, après avoir défini le périmètre de l'étude et établi un modèle du système de base considéré, une analyse exergetique a été menée à l'échelle de l'opération unitaire afin d'identifier la localisation et l'importance des irréversibilités principales intervenant dans une centrale oxy-combustion. A l'issue de cette étape, les modifications permettant *a priori* la réduction de ces pertes ont été identifiées et un inventaire des sources et puits de chaleur disponibles au sein du système a été réalisé. Dans l'optique de maximiser la récupération d'exergie sous forme électrique, une étude de sensibilité a été menée afin d'identifier le rendement marginal – défini comme le rapport de la quantité d'électricité additionnelle récupérée sur la quantité de chaleur intégrée – associé à chaque puits de chaleur disponible dans le système. Les gains individuels apportés par les modifications considérées ont pu être établis et l'optimisation du système à architecture fixée a été mise en œuvre. Le rendement net associé au système intégré ainsi obtenu est de 37,9 %_{PCI}, soit un gain de 1,5 %-pts par rapport à la centrale de base initiale.

Une fois l'optimisation à architecture de procédé fixée achevée, les gains associés aux modifications structurelles du procédé (identifiées lors de l'analyse exergetique) les plus prometteuses ont été évalués. Les modifications structurelles qui ont été envisagées sont les suivantes :

- Substituer l'ASU double colonne par une ASU avancée fonctionnant à plus faible pression ;
- Dévier une partie des fumées en amont de l'échangeur rotatif afin de minimiser les pertes dans ce dernier tout en rehaussant la qualité de la chaleur intégrable ;
- Modifier la localisation du recyclage secondaire afin d'augmenter la température à laquelle ce flux est recyclé ;
- Substituer la compression étagée avec refroidissement intermédiaire par une compression adiabatique permettant une meilleure valorisation de la chaleur de compression.

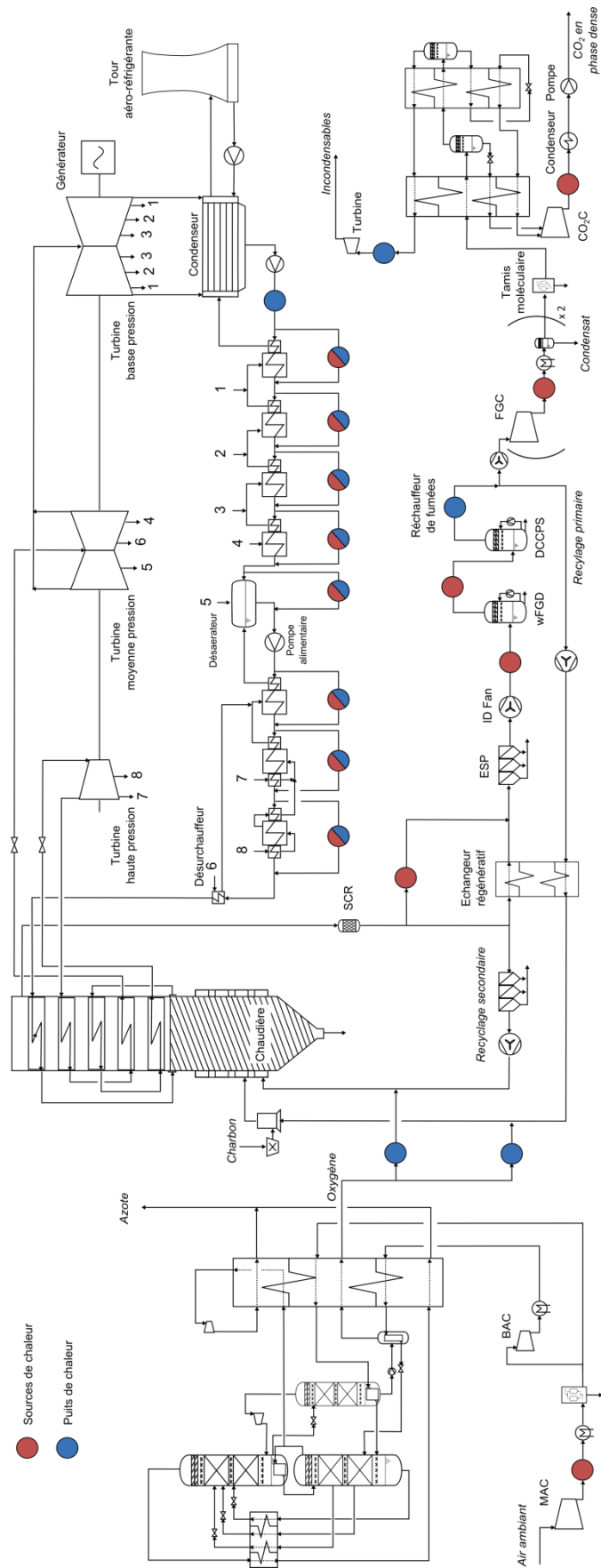


Figure 4.19 Schéma simplifié de la centrale optimisée avec les intégrations thermiques

Enfin, les interactions, positives et négatives, intervenant lors de la prise en compte simultanée de plusieurs modifications structurelles et/ou intégrations thermiques ont été établies. Les performances des cas les plus favorables ont alors pu être déterminées. Dans la configuration conduisant au rendement le plus élevé, le recyclage des fumées est réalisé à chaud en amont de l'échangeur rotatif (cas A) car cette solution permet une récupération d'exergie maximale lorsque le préchauffage de l'oxygène est réalisé. L'unité de séparation d'air retenue est l'ASU-1, une architecture d'ASU avancée conduisant à une faible consommation énergétique tout en permettant une valorisation efficace de la chaleur de compression. Concernant la CPU, un schéma de compression des fumées en deux étages avec récupération de la chaleur de compression adiabatique (CPU-2) est adopté. Enfin, dans la configuration retenue, la chaleur en amont de la wFGD et une partie de celle en amont de la DCCPS est également valorisée dans le cycle vapeur. Cette configuration mène à un gain de rendement de 3,7 %-pts par rapport à la centrale de base, soit un rendement de 40,1 %_{PCI}. La pénalité énergétique associée est alors de 6,0 %-pts. La Figure 4.19 présente une vue schématique de la configuration de centrale retenue.

En s'appuyant sur des heuristiques basées sur des critères exergetiques, la méthodologie développée a permis d'obtenir des gains de performance substantiels, soit une réduction de 38 % de la pénalité énergétique, en restant dans le périmètre d'étude fixé initialement, à savoir des technologies à l'état de l'art. Ainsi, les performances maximales atteignables pour le captage du CO₂ par oxy-combustion de première génération ont pu être évaluées.

Cependant, bien que la configuration obtenue présente des performances attrayantes, la prise en compte d'un critère faisant intervenir des aspects de coût est nécessaire pour que la solution obtenue soit viable d'un point de vue industriel. En effet, les coûts d'investissement relatifs à certaines intégrations thermiques envisagées dans ce chapitre ont de grandes chances d'être trop importants en regard des gains énergétiques apportés. Ainsi, le chapitre suivant traite de la prise en compte des aspects économiques pour établir la rentabilité associée aux différentes modifications de procédé identifiées dans ce chapitre.

Chapitre 5

Optimisation technico-économique d'une centrale oxy-combustion à l'état de l'art

L'approche adoptée dans le chapitre 4, basée uniquement sur des aspects énergétiques, a permis d'améliorer le rendement de la centrale oxy-combustion, et donc de réduire la pénalité énergétique liée au captage du CO₂. Celle-ci est passée de 9,7 %-pts à 6,0 %-pts, soit un gain de 38 %. Cependant, il va de soi que la plupart des améliorations proposées dans ce précédent chapitre entraînent des coûts d'investissement supplémentaires et ceux-ci doivent être mis en regard des gains énergétiques qu'elles apportent afin de déterminer si elles sont, *in fine*, profitables du point de vue industriel. Ce chapitre a pour objet la détermination de la centrale oxy-combustion optimale, dans le périmètre d'étude défini dans le chapitre précédent, en se basant sur un critère prenant en compte à la fois les aspects énergétique et économique. La grandeur la plus largement employée pour comparer différents moyens de production dans l'industrie électrogène est le coût actualisé de production d'électricité (LCOE, Levelized Cost Of Electricity). Cette grandeur représente le coût de l'électricité produite par un moyen de production, comprenant les investissements relatifs à sa construction ainsi que les dépenses liées à son opération, sur l'ensemble de sa durée d'exploitation supposée et pour un facteur de charge donné. Pour les procédés de captage du CO₂, une grandeur équivalente, permettant de quantifier le surcoût de l'électricité induit par le captage, est utilisée : le coût du CO₂ évité.

Quelle que soit la grandeur retenue parmi les deux précédemment citées, l'estimation du coût d'investissement relatif à chacune des configurations du procédé considérées est nécessaire afin de

pouvoir les inter-comparer. De nombreuses méthodes ont été développées à cet effet et nombre d'ouvrages traitant en détail des problématiques liées à l'évaluation technico-économique [Garrett, 1989 ; Perry & Green, 1997 ; Chauvel et al., 2001 ; Ulrich & Vasudevan, 2004 ; Sinnott 2005 ; Turton et al., 2012], celles-ci ne seront pas présentées exhaustivement dans ce travail de thèse. Toutefois, le choix de la méthode d'estimation des coûts d'investissement revêtant une importance capitale, une brève description des différentes catégories de méthodes disponibles dans la littérature est proposée afin que le lecteur puisse appréhender au mieux la procédure adoptée à *EDF R&D* pour l'étude des procédés de captage du CO₂.

Ensuite, la démarche adoptée pour réaliser l'optimisation de la centrale oxy-combustion, basée sur un critère technico-économique, est exposée. Tout d'abord, le coût d'investissement de la centrale oxy-combustion de base est déterminé. L'estimation de ce coût est réalisée à partir du coût de la centrale aéro-combustion de référence, auquel ont été ajoutés les coûts relatifs à l'unité de séparation d'air (ASU) et de l'unité de purification et de compression du CO₂ (CPU) mais également l'écart de coût d'investissement lié à la modification de l'îlot chaudière et train de dépollution des fumées lors d'un fonctionnement en oxy-combustion. A partir du coût de la centrale oxy-combustion de base, le seuil de rentabilité du procédé, défini comme le coût spécifique de l'électricité produite, est calculé. C'est cette grandeur qui est utilisée pour déterminer si une modification de procédé est rentable du point de vue économique. Le coût marginal, défini comme le coût d'investissement supplémentaire associé à une modification de procédé rapporté à la puissance électrique supplémentaire produite, est systématiquement mis en regard du coût spécifique de la centrale avant la mise en place de la modification : si le coût marginal de la modification est inférieur au seuil de rentabilité, alors celle-ci mène à une réduction du LCOE de la centrale et est, par conséquent, rentable. Ainsi, la configuration la plus rentable, écartant les modifications dont le gain énergétique ne justifie pas le surcoût entraîné, peut être identifiée.

5.1 L'analyse technico-économique

5.1.1 Les méthodes d'évaluation des coûts d'investissement

L'estimation des coûts d'investissement relatifs à un procédé est d'une importance cruciale dans l'optique d'évaluer sa pertinence économique et de nombreuses méthodes ont été développées à cet effet. Cependant, aucune d'entre elles n'est intrinsèquement plus performante que les autres dans la mesure où de très nombreux paramètres rentrent en compte lors d'une évaluation économique : l'état d'avancement du projet dans lequel l'évaluation économique du procédé est requise, le niveau de

maturité de celui-ci, le délai disponible, du budget alloué pour réaliser l'analyse de coût, ou encore la précision des résultats recherchée. Ainsi, il convient d'accorder un soin particulier au choix de la méthode la plus adaptée aux objectifs et aux contraintes propres au contexte dans lequel l'évaluation économique est menée (voir Tableau 5.1).

Les méthodes dites exponentielles, parmi lesquelles peuvent être citées les méthodes du « facteur d'extrapolation », d'Allen et Page, de Zevnick et Buchanan ou encore de Viola, permettent d'obtenir des ordres de grandeur de coût relatif à un procédé avec une faible quantité d'informations. Ces méthodes ont l'avantage d'être très peu chronophages et de permettre de juger la viabilité globale d'un procédé. A l'autre extrémité du spectre existent des méthodes permettant d'obtenir des estimations de coût précises, utilisées par exemple lors d'une évaluation préliminaire d'un procédé donné. Celles-ci sont notamment utilisées dans le cadre d'études pour décider d'un potentiel investissement ou encore lors de la réalisation de contrats d'avant-projet détaillé (FEED, Front End Engineering Design). Cependant, ces méthodes nécessitent des moyens financiers et humains ainsi que des données d'entrée considérablement plus importants.

Tableau 5.1 Types d'évaluation de coût, inspiré de [AACE, 2011]

Type	Etude de faisabilité	Etude de conception	Evaluation préliminaire	Définitive	Commerciale
Précision	> 50 %	30-40 %	15-20 %	5-10 %	5-10 %
Rôle	faisabilité	choix de procédé	décision d'investir	contrôle des dépenses	validation finale
Avancement	0-2 %	1-15 %	10-40 %	30-70 %	60-100 %
Temps	0-2 mois	1-6 mois	6-12 mois	12 mois et +	12 mois et +
Coût	< 10 k€	40 k€	100 k€	200 k€	500 k€
Données	projet similaire	PFD, dimensionnement sommaire	PFD-PID, dimensionnement détaillé	PFD-PID, plan complet	contrat
Méthode	exponentielle	factorielle	ingénierie	consultation	contrat

Entre ces deux extrémités, des méthodes permettent d'obtenir une évaluation de coût de l'ordre de 30 % à 40 % avec des données d'entrée accessibles à l'issue de dimensionnements sommaires. Il s'agit des méthodes d'évaluation dites factorielles. Ces méthodes consistent à décomposer le coût de chaque équipement intervenant au sein du procédé, appelé coût des équipements productifs (CEP) ou également investissement en limites d'unités de production ou de fabrication (ISBL, In Site Battery Limits), en un certain nombre de postes distincts. Les postes les plus couramment considérés sont le coût du matériel principal, le coût du matériel secondaire (tuyauteries, vannes, génie civil, structures,

instrumentation, installation électrique, isolation thermique, peinture, etc.), le coût de montage (préparation du site, ouvriers, etc.), les frais indirects de chantier et les coûts de transport associés au procédé (dépenses liées à la location et à l'installation des matériels de levage et des bâtiments provisoires, aux taxes et assurances ou encore au fret des équipements) et les imprévus - ou contingences - correspondant aux marges prises pour d'éventuels frais engendrés par des retards dus à des aléas climatiques ou à des mouvements de grèves éventuels, des ajustements techniques de dernière minute ou encore des révisions de prix. Ainsi, à partir du coût du matériel principal associé à chaque équipement, calculé à l'aide de corrélations faisant intervenir une ou plusieurs grandeurs caractéristiques, le coût de ces équipements après montage sur site peut être déterminé. Ce dernier est obtenu en appliquant des facteurs multiplicatifs à chacun des équipements qui sont suivant les méthodes, constants – comme dans les méthodes du facteur de Lang, du facteur de Bach ou du facteur de Hand – ou variables selon l'équipement considéré. Les méthodes à facteurs variables permettent également la prise en compte de la capacité de production des équipements ; de la sévérité des conditions opératoires (pression, température, fluides corrosifs), influant principalement sur l'épaisseur des parois et les matériaux considérés ; de l'influence du type d'équipement sur la répartition des coûts du matériel secondaire, de montage et des frais indirects, ou encore de l'influence du type de technologie employé. Parmi les méthodes à facteurs variables peuvent être citées la méthode de Hirsch et Glazier, la méthode de Miller, la méthode de Guthrie, la méthode Pré-Estime de l'IFP, la méthode de Klumpar et Slavsky et la méthode du SRI (Stanford Research Institute). L'identification de ces facteurs dans les différentes méthodes, qu'ils soient constants ou variables, est réalisée par la collecte, le dépouillement et l'analyse statistique de données de coût relatives à des équipements existants.

5.1.2 Approche adoptée à EDF R&D pour les procédés de captage du CO₂

L'objectif étant l'évaluation et la comparaison de différentes configurations de procédés de captage, parmi lesquelles certaines sont relativement proches, une méthode à facteurs variables est retenue pour déterminer les coûts d'investissement de chaque équipement intervenant dans le procédé.

a. Coût du matériel principal

Ainsi, la première étape consiste à dimensionner les équipements simulés afin d'obtenir les grandeurs physiques nécessaires à l'établissement de leur coût de base, établi à l'aide de corrélations de coût disponibles dans la littérature. Ce coût de base est le coût de l'équipement en question lorsqu'il fonctionne dans une plage de conditions opératoires typique et est généralement en acier ordinaire. A ce coût de base est appliqué un ensemble de facteurs correctifs permettant la prise en compte de diverses spécificités liées à l'équipement en question telles que le matériau utilisé, le type

de technologie ou encore les conditions opératoires. Le coût du matériel principal relatif à un équipement k est donc donné par la relation suivante :

$$C_k[M\text{€}_{2011}] = C_{k,base} \prod_l f_l \quad (5.1)$$

où C_k est le coût du matériel principal de l'équipement k exprimé en $M\text{€}_{2011}$ et f_l le facteur correctif relatif aux l variables identifiées comme ayant un impact sur le coût de l'équipement. Les valeurs de f_l ainsi que le nombre de variables l dépendent de l'équipement considéré mais également de la corrélation de coût employée.

Les corrélations fournissant des coûts à des horizons de temps différents, la parité temporelle est prise en compte en utilisant les indices fournis par le *Chemical Engineering* (CEPCI, Chemical Engineering Plant Cost Index). Concernant la parité monétaire, des taux de change assurant la parité des pouvoirs d'achat sont employés. Ces taux de change virtuels présentent l'avantage de ne pas être sujets à des fluctuations circonstancielles et d'être de ce fait plus adaptés à la comparaison de coûts à différents horizons de temps. Ainsi, les coûts établis sont exprimés en euro 2011 constants (€_{2011}).

Soulignons que les éventuelles décisions concernant la mise en redondance de certains équipements pour des raisons de flexibilité de fonctionnement de l'unité ou bien de capacité maximale associée à un équipement, pouvant mener à la nécessiter de considérer plusieurs trains en parallèle, ont une influence sur les coûts d'investissement obtenus et qu'il convient de les considérer lors de cette étape. Les corrélations de coût utilisées pour chaque type d'équipement considéré et les facteurs correctifs associés ainsi que les règles de redondance sont détaillés dans l'annexe 5.2.

b. Coût des équipements productifs

Le coût des équipements productifs se calcule à partir des coûts individuels des équipements intervenant au sein du procédé et de leur facteur d'installation par la relation suivante :

$$CEP[M\text{€}_{2011}] = \sum_k f_{inst,k} C_k \quad (5.2)$$

où CEP est le coût des équipements productifs exprimé en $M\text{€}_{2011}$, $f_{inst,k}$ le facteur d'installation de l'équipement k et C_k le coût du matériel principal de l'équipement en question.

Le facteur d'installation, dépendant de chaque équipement, est obtenu par la multiplication des différents facteurs permettant de tenir compte des coûts relatifs aux équipements secondaires, au montage et à l'installation.

c. Coût d'investissement

Bien que primordiales dans l'évaluation finale d'un procédé, les études technico-économiques présentent le désavantage d'être largement tributaires des hypothèses économiques employées. Par ailleurs, l'inter-comparaison d'études provenant d'institutions différentes est parfois difficile du fait de l'hétérogénéité des termes économiques et plus généralement des structures de coût utilisées. Les études liées aux procédés de captage du CO₂ et notamment la définition des coûts d'investissement (CAPEX, CAPital EXpenditure) relatifs à ces procédés ne dérogent pas à cette observation [Rubin et al., 2013a]. Ainsi, dans l'optique d'apporter une meilleure transparence méthodologique et un vocabulaire partagé, Rubin et al. (2013b) du *Global CCS Institute* ont produit un livre blanc offrant une série de recommandations d'ordre méthodologique et une proposition concernant les informations minimales à communiquer.

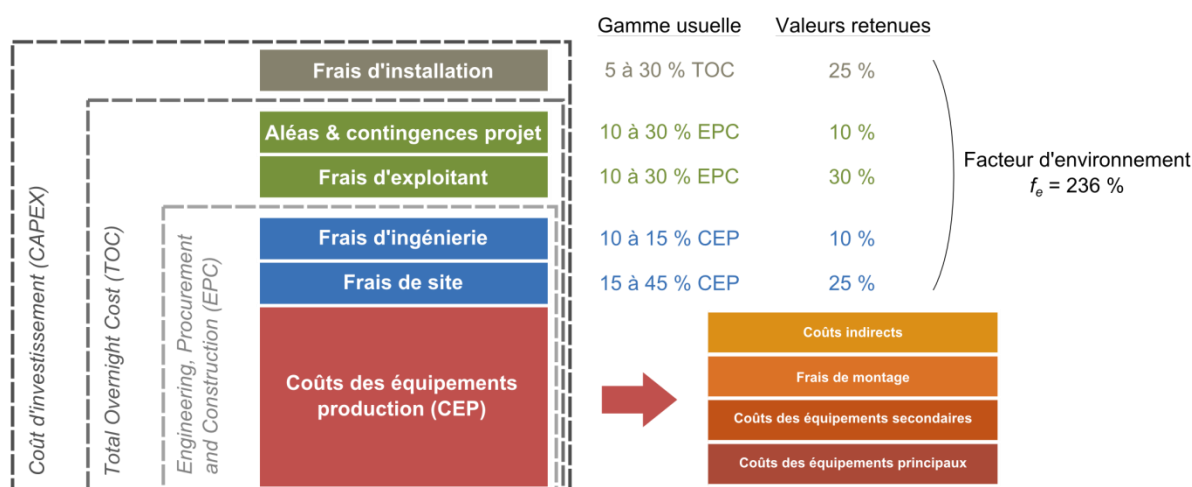


Figure 5.1 Structure du coût d'investissement total d'un procédé

Le coût des équipements productifs défini précédemment ne constitue qu'une partie du coût d'investissement d'un procédé et diverses charges doivent être prises en considération. La structure de coût retenue à *EDF R&D*, conforme aux préconisations du livre blanc du *Global CCS*, est illustrée dans la Figure 5.1. Elle permet l'estimation du CAPEX à partir du coût des équipements productifs. Ainsi, au coût des équipements productifs, doivent être ajoutées les dépenses suivantes :

- Frais de site comprenant les services généraux (aménagement du site, accès, bâtiments, etc.) et le stockage des produits et des réactifs. Ce poste dépend de la localisation du site considéré : site vierge (Greenfield) ou site industriel requalifié (Brownfield). Selon les cas, ce poste représente entre 15 et 45 % du coût des équipements productifs ;

- Frais d'ingénierie liés au projet comprenant la réalisation de l'avant-projet sommaire et détaillé, l'ingénierie de détail, et la rédaction des manuels opératoires (Process book). Ce poste prend également en compte le paiement des licences de brevet et est évalué à 10 à 15 % du coût des équipements productifs ;
- Les frais de l'exploitant (owner's cost) incluant les frais liés à l'installation du site (étude de faisabilité, contre-expertise, consultations, permis, assurances, transactions financières, etc.). Le cumul de ces frais est estimé à environ 10 à 30 % du coût EPC (Engineering, Procurement and Construction), ce dernier étant obtenu en ajoutant les frais de site et les frais d'ingénierie au coût des équipements productifs ;
- Les frais des aléas et contingences liés au projet, correspondant aux marges prises afin de pouvoir faire face aux impondérables liés au déroulement d'un projet (différents des contingences décrites au paragraphe 5.1.1, qui sont relatives à chaque procédé). Les marges prises à cet effet peuvent aller de 10 à 30 % du coût EPC. La prise en compte des frais de l'exploitant et des frais de contingences en plus du coût EPC donne le coût total « overnight » (TOC, Total Overnight Cost), correspondant au coût du projet si l'ensemble des investissements était réalisé à la construction ;
- A cela, il faut encore ajouter des frais d'installation, comprenant les frais financiers dus aux intérêts intercalaires et aux frais de démarrage, estimés respectivement à 5 à 30 % et 2 à 5 % du coût « overnight ».

La Figure 5.1 présente les facteurs retenus à *EDF R&D* pour une centrale de série (NOAK, Nth-Of-A-Kind), fonctionnant en base. Ainsi, le CAPEX du procédé peut être calculé à partir du coût des équipements productifs en appliquant à ce dernier un facteur multiplicatif appelé facteur d'environnement (f_e), englobant les différents frais évoqués précédemment.

$$CAPEX[M\text{€}_{2011}] = f_e CEP \quad (5.3)$$

où le facteur d'environnement f_e est de 2,36 pour les hypothèses considérées.

d. Coûts opératoires

Outre les coûts d'investissement, dont la prise en compte est évidemment nécessaire lors de l'évaluation économique d'un procédé, les diverses dépenses relatives aux frais entraînés lors du fonctionnement de l'unité doivent également être considérées. Ces coûts, annualisés, sont agrégés sous le terme de coûts opératoires (OPEX, Operational EXpenditure). Les différentes composantes de l'OPEX qui sont considérées dans les études à *EDF R&D* sont les suivantes :

- Le coût fixe ($OPEX_{fixe}$) correspondant aux frais de personnel, de maintenance et de services généraux. Ce coût est généralement compris entre 2 et 4 % du coût EPC du procédé et dépend directement de l'application. Pour les centrales à charbon, la valeur de 3 % est retenue ;
- Le coût variable ($OPEX_{var}$), correspondant quant à lui aux frais relatifs aux consommables (hors combustible) de la centrale, et aux frais de licence et taxes. L'estimation de ce coût est complexe et nécessite en général un retour d'expérience. Une valeur de 3,5 €/2011/MWh est supposée ;
- Enfin, le coût du combustible ($OPEX_{comb}$), inversement proportionnel au rendement de la centrale, doit être pris en compte. Une valeur de 10 €/2011/MWh, incluant les frais de logistique, est retenue. Rapporté au débit de charbon, cela correspond à un coût d'environ 55 €/2011 par tonne.

Ainsi, on a :

$$OPEX[M€/_{2011}/an] = OPEX_{fixe} + OPEX_{var} + OPEX_{comb} \quad (5.4)$$

avec

$$OPEX_{fixe} = 0,03 \times EPC \quad (5.5)$$

$$OPEX_{var} = 3,5 \cdot 10^{-6} \times P_{ref} h + C_{CCS} \quad (5.6)$$

$$OPEX_{comb} = 10^{-5} \times P/NPE \quad (5.7)$$

où P est la puissance électrique nette de la centrale, exprimée en mégawatt ; h la durée de fonctionnement annuel de la centrale en heures et NPE le rendement net de la centrale calculé par la relation (3.1) pour une centrale sans captage et (3.2) pour une centrale avec captage. Pour une centrale à charbon, une durée d'appel théorique de 8400 heures et une disponibilité de 90 % sont supposées, donnant un temps de fonctionnement annuel effectif de 7560 heures. Enfin, pour le cas d'une centrale avec captage, un coût de consommable lié au fonctionnement des procédés additionnels de 1 €/2011/tCO₂ (correspondant au frais relatifs au tamis, à l'huile pour les compresseurs, au traitement des effluents de la DCCPS, etc.) est supposé.

e. Coût de l'électricité

Les grandeurs définies précédemment permettent de calculer le coût actualisé de production d'électricité (LCOE, Levelized Cost Of Electricity). Cette grandeur reflète le coût en euro par mégawatt-heure de l'électricité produite, comprenant les investissements relatifs à la construction du moyen de production ainsi que les dépenses liées à son opération sur l'ensemble de sa durée d'exploitation supposée et pour un facteur de charge donné. Elle s'exprime sous la forme suivante :

$$LCOE [€/_{2011}/MWh] = \frac{CAPEX \cdot f_a + OPEX}{P \times h} \quad (5.8)$$

où f_a est le facteur d'actualisation permettant de tenir compte de l'aversion au risque de l'investisseur ainsi que de la répartition de l'investissement sur la durée de vie de la centrale. Cette grandeur dépend du taux d'actualisation a et de la durée de vie n de la centrale par la relation suivante :

$$f_a[an^{-1}] = \frac{a(1+a)^{n-1}}{(1+a)^n - 1} \quad (5.9)$$

Le taux d'actualisation a reflète la préférence pour le court terme ou le long terme de l'investisseur, différant grandement suivant le secteur d'activité ou encore la conjoncture économique. Une valeur de taux d'actualisation comprise entre 15 et 18 % est adoptée pour assurer une rentabilité à court terme, alors que ce taux sera compris entre 8 et 10 % pour un investisseur pouvant se permettre une vision à plus long terme. Pour les centrales électriques dont la durée de vie est estimée à 40 ans et pour lesquelles un fonctionnement en base est supposé, un taux de 8 % est adopté. Ainsi, le facteur d'actualisation résultat est de $0,0776 \text{ an}^{-1}$, soit une durée de vie actualisée du projet d'environ 13 ans.

f. Coût associé au captage du CO₂

Outre la comparaison des LCOE de la centrale sans captage ($LCOE_{ref}$) et avec captage ($LCOE_{CCS}$), il existe une grandeur permettant de quantifier le coût associé à l'opération de captage du CO₂ : le coût du CO₂ évité. Ce coût est différent du coût de la tonne de CO₂ captée qui est exprimé dans la même unité. La Figure 5.2 illustre la différence entre ces deux notions.

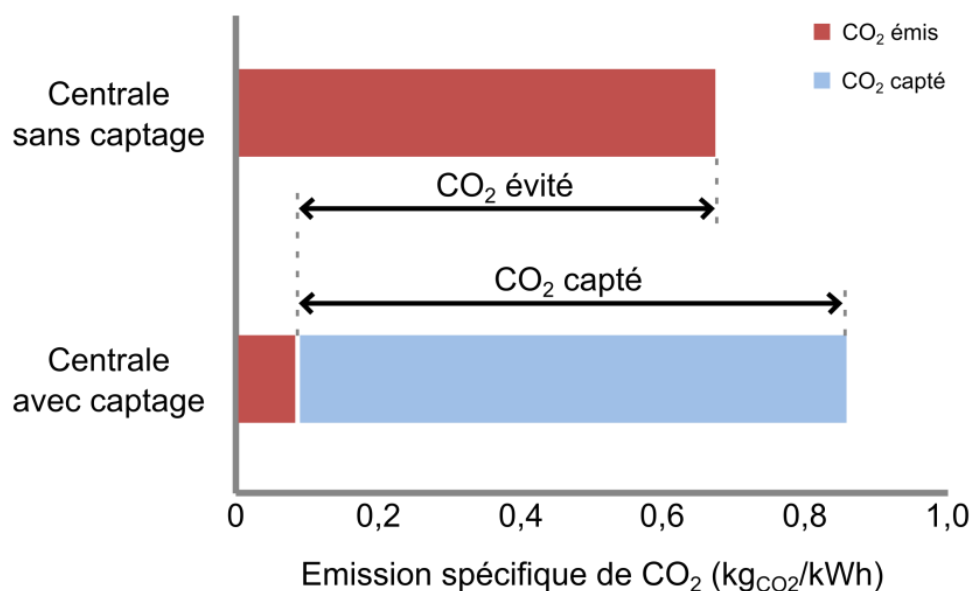


Figure 5.2 Schéma illustrant la différence entre les notions de CO₂ évité et CO₂ capté

Cette différence illustre le fait que pour produire une même puissance électrique nette, une consommation supplémentaire de charbon est nécessaire, entraînant mécaniquement une augmentation de la quantité de CO₂ à capter. Ainsi, la quantité de CO₂ évitée est toujours inférieure à la quantité de CO₂ captée, et donc le coût rapporté à la tonne de CO₂ évitée est toujours supérieur à celui rapporté à la tonne de CO₂ captée. En effet, ce dernier ne tient compte ni des coûts d'investissements et opératoires supplémentaires relatifs à la centrale hors captage, nécessaires à la compensation de la perte de rendement de la centrale ($CAPEX_{pen}$ et $OPEX_{pen}$), ni du coût du combustible supplémentaire nécessaire ($OPEX_{comb_pen}$).

Le coût de la tonne de CO₂ évitée est donné par la relation suivante:

$$C_{CO_2_évité}[\text{€}_{2011}/t] = \frac{LCOE_{CCS} - LCOE_{ref}}{E_{CO_2_ref} - E_{CO_2_CCS}} \quad (5.10)$$

où $LCOE_{CCS}$ est le coût de l'électricité avec captage obtenu par la relation (5.8) pour la centrale oxy-combustion ; $LCOE_{ref}$ le coût de l'électricité de la centrale de référence et $E_{CO_2_ref}$ et $E_{CO_2_CCS}$ les émissions spécifiques de CO₂ respectivement pour la centrale sans captage et avec captage. L'émission spécifique de la centrale avec captage est définie comme suit :

$$E_{CO_2_CCS}[t/MWh] = \frac{(1 - \tau_{CO_2}) \times \dot{m}_{CO_2}}{P_{ref}} \frac{NPE_{ref}}{NPE_{CCS}} \quad (5.11)$$

où τ_{CO_2} est le taux de récupération massique de la centrale avec captage, $\dot{m}$ le débit massique de CO₂ total produit par la centrale de référence, P_{ref} la puissance électrique nette de la centrale de référence, et NPE_{ref} et NPE_{CCS} respectivement les rendements nets de la centrale aéro-combustion de référence et de la centrale avec captage.

5.1.3 Cas du captage par oxy-combustion

Contrairement au captage par post-combustion, pour lequel le coût d'investissement peut être établi en sommant le coût EPC de la centrale de référence et celui du procédé de captage, le cas du captage par oxy-combustion présente une spécificité qui doit être prise en compte. En effet, en plus de l'unité de compression et de purification du CO₂ (CPU), les coûts d'investissement liés à l'unité de séparation d'air (ASU) et ceux relatifs aux modifications de l'îlot de dépollution des fumées (voir paragraphe 3.2.1.2) doivent être considérés. Ainsi, le coût d'investissement d'une centrale oxy-combustion, $CAPEX_{CCS}$, est donné par la relation suivante :

$$CAPEX_{CCS}[M\text{€}_{2011}] = CAPEX_{ref} + CAPEX_{ASU} + CAPEX_{CPU} + \Delta CAPEX_{oxy} \quad (5.12)$$

où $CAPEX_{ref}$ est le coût d'investissement de la centrale aéro-combustion de référence, $CAPEX_{ASU}$ et $CAPEX_{CPU}$ respectivement les coûts d'investissement relatifs à l'ASU et à la CPU et $\Delta CAPEX_{oxy}$ l'écart de coût d'investissement entre la centrale de référence et la centrale oxy-combustion. Ce dernier peut être positif ou négatif. On suppose une structure des coûts identique à celle décrite dans le paragraphe 5.1.2c, et ce pour les différentes composantes du coût d'investissement. On peut ainsi déterminer le $LCOE_{CCS}$ avec la relation (5.8) et le coût de la tonne de CO_2 évitée avec la relation (5.10). Le paragraphe suivant présente l'étude de coût de la centrale oxy-combustion de référence.

5.2 Analyse technico-économique de la centrale oxy-combustion de base

Dans ce paragraphe, l'évaluation des coûts relatifs à la centrale oxy-combustion de référence est présentée. Dans un premier temps, les équipements à prendre en compte ainsi que les détails de leur dimensionnement sont donnés. Ensuite, à partir du coût des équipements productifs (CEP) calculé par le biais des grandeurs dimensionnantes précédemment établies, le coût d'investissement (CAPEX), le coût de l'électricité et le coût du CO_2 évité de la centrale oxy-combustion de base sont tour à tour déterminés.

5.2.1 Dimensionnement des équipements et détermination de leur coût

Les unités de séparation d'air cryogéniques pressenties pour les centrales oxy-combustion ont une capacité par train de production ne pouvant excéder 7000 tonnes par jour d'oxygène, soit environ 290 tonnes par heure [White et al., 2009]. Ainsi, pour satisfaire la demande en oxygène qui est, dans notre cas, pour une centrale de 1100 MW_e brute, de 615 tonnes par heure, trois trains d'ASU fonctionnant en parallèle doivent être considérés. La limitation technologique concernant la capacité unitaire n'est *a priori* pas due aux diamètres de colonnes de distillation mais davantage aux compresseurs [Beysel & Schueler, 2010]. Ceci est en ligne avec les offres commerciales des fournisseurs de technologie, indiquant par ailleurs que deux trains de CPU sont nécessaires pour des raisons analogues [Paufique et al., 2013].

L'inventaire des équipements ainsi que les principales hypothèses quant à leur dimensionnement sont donnés dans le paragraphe ci-dessous successivement pour l'ASU, la CPU et pour les équipements de la centrale oxy-combustion différant de la centrale de référence. Les hypothèses ainsi que les grandeurs dimensionnantes détaillées et les corrélations de coût utilisées sont jointes en Annexe 5.2.

a. Unité de séparation d'air

L'oxygène nécessaire au fonctionnement en oxy-combustion dans le cas de base est fourni par trois trains de l'ASU double colonne décrite dans le paragraphe 3.2.2. Ainsi, chaque train est composé d'un compresseur d'air principal (MAC, Main Air Compressor) multi-étagé (3 étages), avec refroidissements intermédiaires par de l'eau de refroidissement dans des échangeurs tubes-calandre ; de deux tamis moléculaires fonctionnant alternativement ; d'un échangeur de chaleur cryogénique principal (MHX, Main Heat Exchanger) à plaques en aluminium brasé ; de deux colonnes de distillation cryogénique, fonctionnant à deux pressions différentes et couplées thermiquement par un système d'évapo-condenseur ; d'un échangeur à plaques en aluminium brasé assurant le sous-refroidissement des produits de la colonne haute-pression (HPC, High Pressure Column) avant qu'ils soient envoyés vers la colonne basse-pression (LPC, Low Pressure Column) ; et enfin d'une turbine cryogénique. Un garnissage structuré de type Mellapak 500 Y, permettant d'obtenir une bonne surface spécifique avec une perte de charge acceptable, est utilisé dans les colonnes de distillation.

D'après David (2003), les équipements cryogéniques autres que les échangeurs de chaleur, qui sont en aluminium, sont en acier inoxydable 304 (9 % de nickel). Ainsi, ce matériau est choisi pour les colonnes et les garnissages. Concernant le prix de ces derniers, la corrélation de coût proposée par Tsai (2010), établie à partir de données constructeurs, est utilisée. Le coût du garnissage pour du Mellapak 500 Y calculé est de 2760 €/m³. Pour le dimensionnement de la colonne de distillation, le diamètre est calculé de façon à assurer une opération à 80 % de l'engorgement au sein de la colonne en pleine charge alors que les hauteurs des colonnes sont déterminées par la simulation. Outre la hauteur de garnissage nécessaire pour réaliser la séparation désirée, il faut également prendre en compte la hauteur de la garde hydraulique et la hauteur relative aux internes de la colonne (grilles de support des collecteurs de liquide, plateaux distributeurs de liquide, zones d'injection de liquide et de gaz, zone de désengagement du gaz, dévésiculeur, etc.). Ainsi, la hauteur de la colonne sera prise égale à 150 % de la hauteur de garnissage. Pour la colonne basse-pression, pour laquelle le système d'évapo-condenseur doit être placé dans la garde hydraulique, la hauteur de colonne est prise à 175 % de la hauteur de garnissage.

Tableau 5.2 Prix par m³ des modules d'échangeurs à plaques en aluminium brasé suivant la taille des modules, obtenus à partir des données de Fu & Gundersen (2012)

Volume par module (m ³)	1	5	8	9	10	11
Coût (€/m ³)	6650	2750	2170	2020	1950	1880

Concernant l'évaluation du coût des échangeurs à plaques en aluminium brasé, Fu et al. (2012) fournissent des coûts de module brasé par mètre-cube pour différentes taille de module allant de 1 m³ à 11 m³, qui est la taille maximale réalisable du fait de la taille des fours de brasage (voir Tableau 5.2). Ainsi, à partir de la surface d'échange calculée, on peut déterminer le volume d'échangeur grâce à sa densité. Celle-ci est comprise entre 300 et 1400 m².m⁻³ d'après Thulukkanam (2013). Pour l'application présente, la minimisation de la perte de charge des fluides étant cruciale, la valeur de 300 m².m⁻³ est retenue. Ainsi, en appliquant un facteur de matériau de 2,0 du fait de l'opération à des températures cryogéniques (Fu & Gundersen, 2012), le coût des équipements productifs des échangeurs cryogéniques est obtenu.

Enfin, le coût de la boîte froide en elle-même, qui comprend l'isolation thermique, les structures métalliques et les appareillages permettant la minimisation des déperditions thermiques, est supposé négligeable.

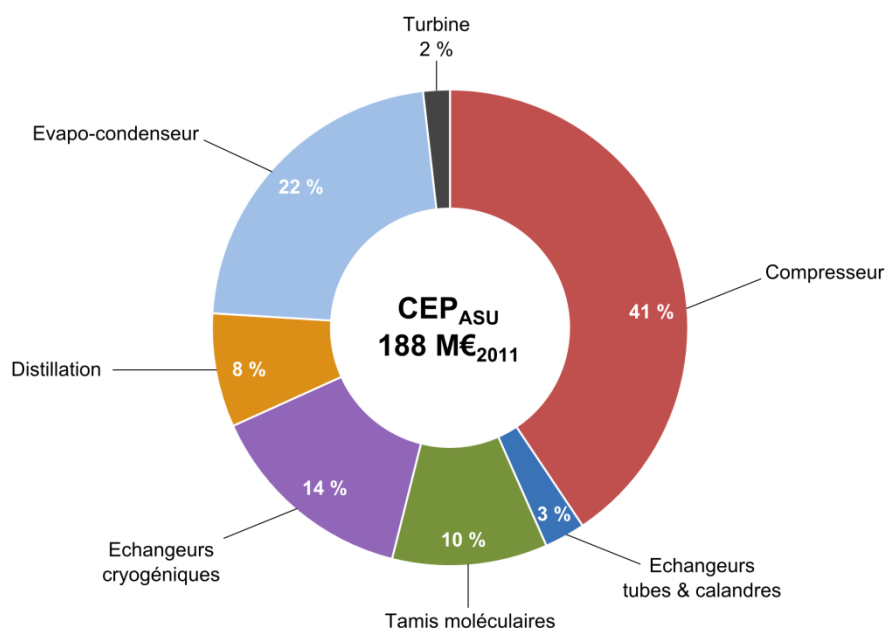


Figure 5.3 Répartition du coût des équipements productifs de l'ASU double colonne

La Figure 5.3 donne la répartition du coût des équipements productifs constituant l'ASU, pour une valeur totale de 188 M€₂₀₁₁. L'étape de compression (compresseur + échangeurs tubes-calandre assurant le refroidissement intermédiaire) est le poste de coût principal, représentant près de la moitié du coût de l'ASU (44 %), suivie de la section de distillation qui, tout cumulé, contribue à hauteur de 30 % au coût total de l'unité. En ce qui concerne la répartition entre matériel et main d'œuvre, le coût du matériel (principal et secondaire) représente 56 % du coût total, ce qui est cohérent avec ce qui est avancé par *Air Liquide* dans un rapport pour le DOE [DOE-NETL, 2010]. Le coût EPC de l'ASU est de 253 M€₂₀₁₁.

b. Unité de compression et de purification de CO₂

La fraction de fumées non recyclées produites par la centrale oxy-combustion est traitée par deux trains de CPU distincts, dont le fonctionnement est détaillé dans le paragraphe 3.2.3. Chaque train est composé des équipements suivants : un ventilateur de tirage permettant d'acheminer les fumées vers la CPU ; un compresseur des fumées multi-étagé (5 étages) avec refroidissement intermédiaire dans des échangeurs tubes-calandre dans lesquels les condensats sont éliminés (FGC) ; deux tamis moléculaires éliminant les traces d'eau ; deux échangeurs cryogéniques à plaques en aluminium brasé ; deux ballons de séparation gaz-liquide (Flash 1 et Flash 2) ; une turbine ; un recompresseur du flux de pied du second ballon de séparation, détendu en amont pour procurer la réfrigération nécessaire au procédé ; un compresseur de CO₂ multi-étagé (3 étages) avec refroidissement intermédiaire (CO₂C) ; un condenseur de CO₂ tubes-calandre et enfin une pompe portant le CO₂, en phase dense, à 110 bar.

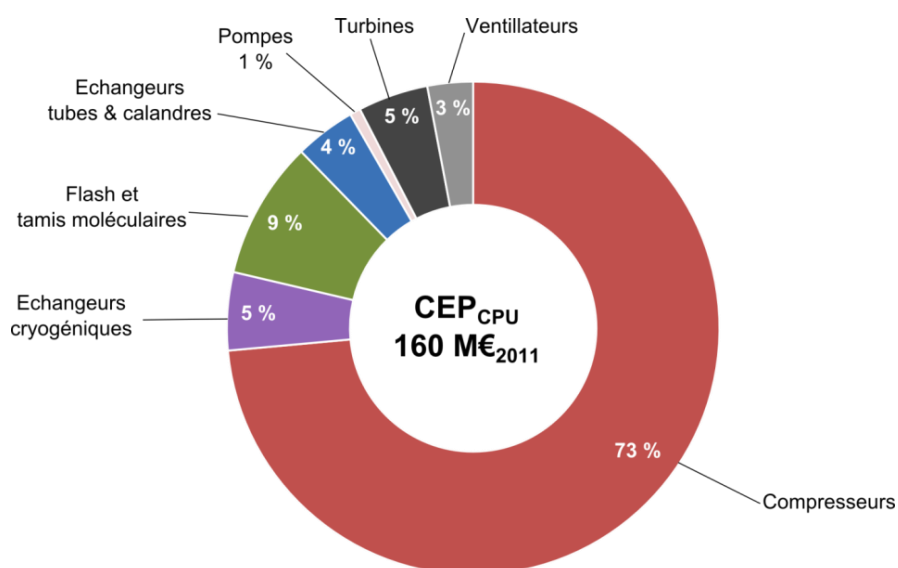


Figure 5.4 Répartition du coût des équipements productifs de la CPU double flash

Le coût des échangeurs à plaques en aluminium brasé est déterminé de la même manière que pour celui de l'ASU. Concernant les équipements situés avant le tamis moléculaire, un matériau résistant à la corrosion est utilisé afin de s'affranchir des problèmes liés à l'éventuelle présence d'espèces corrosives. Ces espèces sont principalement l'acide sulfurique et l'acide nitrique, dont la formation est favorisée lors des phases d'arrêt où le refroidissement mène à la condensation de la vapeur d'eau contenue dans les fumées, réagissant alors avec les traces de SO₃ et de NO₂ et formant ainsi des espèces pouvant nuire à l'intégrité des matériaux classiques. Ainsi, le ventilateur et le compresseur de fumées (FGC) sont en acier inoxydable 316.

Le coût de la CPU (Figure 5.4) est essentiellement imputable aux compresseurs, représentant à eux seuls plus de trois quarts du prix de ce procédé. Le compresseur des fumées, portant les fumées

potentiellement corrosives à 32 bar avant que celles-ci soient envoyées vers la boîte froide, coûte à lui seul 103 M€₂₀₁₁, soit 64 % du coût CEP total. Ainsi, en considérant les frais de site, d'ingénierie et les contingences, le coût de l'unité (EPC) est de 217 M€₂₀₁₁.

c. Écart de coût entre les centrales aéro-combustion et oxy-combustion

Dans ce paragraphe, deux grands types d'équipements sont décrits. D'une part, ceux qui sont présents à la fois pour un fonctionnement aéro-combustion et oxy-combustion, mais dont les dimensions sont différentes principalement du fait de la modification du débit de fumées (échangeur régénératif, dépoussiéreur électrostatique, ventilateurs, unité de désulfuration, tour de refroidissement principale, cheminée). D'autre part, ceux qui sont nécessaires lors d'un fonctionnement en oxy-combustion (refroidisseur de fumées, DCCPS et sa tour de refroidissement dédiée, réchauffeur des fumées, tuyauterie et interconnexions supplémentaires). Comme il a été dit dans le paragraphe 3.2.1.2, l'unité de dénitrification est conservée pour la centrale oxy-combustion afin d'obtenir un résultat conservateur.

Tableau 5.3 CEP, en M€₂₀₁₁, associés aux équipements pour lesquels les dimensions sont différentes suivant le fonctionnement en aéro ou en oxy-combustion et pour ceux intervenant uniquement en oxy-combustion

	Aéro-combustion	Oxy-combustion
Echangeur régénératif	1,2	0,8
Refroidisseur des fumées	-	0,1
Ventilateur PA	3,2	2,3
Ventilateur SA	7,6	3,8
Ventilateur tirage	12,3	8,3
Echangeur régénératif wFGD	0,3	-
wFGD train 1	9,3	11,1
wFGD train 2	9,3	-
Pompes wFGD	8,4	6,9
DCCPS	-	6,5
Pompes DCCPS	-	4,9
Tour refroidissement DCCPS	-	4,5
Réchauffeur de fumées	-	0,9
Tour de refroidissement	11,2	14,4
Cheminée	0,1	0,0
Autres coûts divers	-	33,6
CEP Total	63,0	98,1

L'augmentation de la température à laquelle les fumées recyclées entrent dans l'échangeur régénératif, comparé au cas aéro-combustion où elles entrent autour de la température ambiante, induit une réduction de la quantité de chaleur à fournir pour les préchauffer à 310 °C. Ainsi, la surface d'échange nécessaire, et donc le coût, sont réduits pour l'oxy-combustion. Le coût donné dans le Tableau 5.3 correspond au coût lié aux modules d'échangeurs, appelés paniers, qui s'apparentent à du garnissage structuré dont la surface spécifique est environ de 300 m².m⁻³. Le coefficient de transfert thermique global dans ce type d'échangeur est de l'ordre de 70 W.m².K⁻¹ [Rayaprolu, 2009]. La réduction des débits de fumées entraîne quant à elle une réduction de la consommation des ventilateurs, et ce malgré une augmentation des températures en entrée de ces équipements.

Le dimensionnement de l'unité de désulfuration humide fonctionnant en oxy-combustion est réalisé en supposant une vitesse de gaz en fût vide équivalente à celle relative au traitement de fumées issues d'une centrale aéro-combustion. Pour la centrale thermique de Cordemais, une valeur de 2,3 m/s¹ a été adoptée lors du dimensionnement. Ainsi, pour la centrale aéro-combustion de référence, pour laquelle le débit de fumées à traiter est de 816 Nm³.s⁻¹, le diamètre de colonne nécessaire pour préserver la même vitesse en fût vide est de 21,3 m. Or, le diamètre maximal admissible pour une colonne étant d'environ 18 m [Reddy & Gilmartin, 2008], deux trains sont nécessaires. Le diamètre de chacune des colonnes traitant la moitié du débit de fumées est alors de 15 m. Le débit de fumées à traiter en oxy-combustion, dans le cas de base, est de 445 Nm³.s⁻¹. Le diamètre nécessaire étant de 15,7 m, le traitement des fumées peut être réalisé en un seul train, ce qui permet de réduire considérablement le coût lié à l'équipement de désulfuration. Un chemisage en matériau polymère de 50 mm est considéré pour les colonnes de wFGD pour minimiser les risques de corrosion. De plus, l'échangeur régénératif permettant de réchauffer les fumées en sortie de wFGD pour assurer une bonne dispersion des fumées dans le cas aéro-combustion n'est pas nécessaire en oxy-combustion, ce qui entraîne une réduction de coût supplémentaire. La circulation de la suspension est assurée par trois pompes en acier inoxydable (316) en parallèle dimensionnées chacune pour traiter 50 % du débit nécessaire à un train. Concernant la DCCPS qui met en œuvre un mélange eau / soude / gaz acide, la colonne et les pompes de circulation de liquide (3 x 50 %) sont en acier inoxydable 316 afin de résister à la corrosion. Enfin, il convient également de tenir compte des coûts suivants :

- surcoût sur le bâtiment chaudière ;
- tuyauteries d'interconnexion entre l'ASU et l'îlot chaudière ;
- tuyauteries d'interconnexion entre l'îlot traitement des fumées et la CPU ;
- transformateurs électriques dédiés à l'ASU et à la CPU.

¹ Débit gaz = 500 Nm³.s⁻¹, diamètre de colonne = 16,8 m

Ces coûts, agrégés sous le terme « Coûts divers » dans le Tableau 5.3, ont été évalués en se basant sur les estimations de coût données par l'EPRI (2011). De par l'approche de modélisation adoptée (paragraphe 3.1.3.2), le dimensionnement, et donc l'estimation du coût de la chaudière, ne sont pas réalisables. Il est donc supposé qu'il n'y a pas d'écart de coût entre la chaudière aéro-combustion et la chaudière employée en oxy-combustion. Ainsi, l'écart du coût des équipements productifs, nommé ΔCEP_{oxy} , est de 35 M€₂₀₁₁. Cela représente un écart en termes de coût EPC de 47 M€₂₀₁₁.

5.2.2 Calcul des indicateurs économiques

a. Coût d'investissement (CAPEX)

En supposant un même facteur d'environnement ($f_e = 2,36$) on peut alors déterminer le coût d'investissement de la centrale oxy-combustion de base $CAPEX_{CSC_base}$ à l'aide des relations (5.3) et (5.12) :

$$CAPEX_{CSC} [M€_{2011}] = f_e (CEP_{ref} + CEP_{ASU} + CEP_{CPU} + \Delta CEP_{oxy}) \quad (5.13)$$

Le coût des équipements productifs de la centrale de référence (CEP_{ref}) étant de 1011 M€₂₀₁₁, le $CAPEX_{CSC_base}$ est de 3294 M€₂₀₁₁. La Figure 5.5 met en évidence la répartition du CAPEX de la centrale oxy-combustion de base.

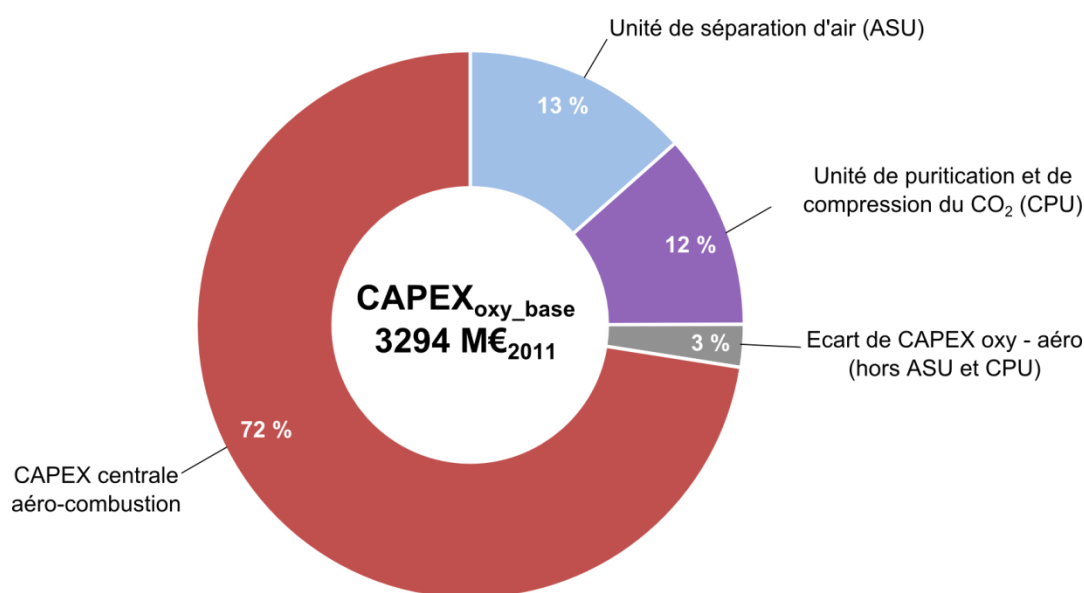


Figure 5.5 Répartition du coût d'investissement de la centrale oxy-combustion de base

Le captage du CO₂ entraîne une augmentation de 27,5 % du CAPEX de la centrale et l'ASU représente la plus grande contribution à ce surcoût (13,5 %). Suit de près la CPU qui est responsable quant à elle de 11,5 % du CAPEX total. Cependant, il est important de noter que ces pourcentages ne

tiennent pas compte du fait que la centrale avec captage conduit à une production électrique réduite (du fait de la pénalité énergétique), qui doit être compensée pour rendre le même service que la centrale sans captage. Ceci sera explicité dans le paragraphe 5.2.2.c.

b. OPEX

Le calcul des coûts opératoires est réalisé à l'aide des relations (5.5), (5.6) et (5.7) respectivement pour les coûts opératoires fixes ($OPEX_{fixe}$), variables ($OPEX_{var}$) et le coût du combustible ($OPEX_{comb}$). On a alors : $OPEX_{fixe} = 56,5 \text{ M€}_{2011}/\text{an}$, $OPEX_{var} = 27,1 \text{ M€}_{2011}/\text{an}$ et $OPEX_{comb} = 159,7 \text{ M€}_{2011}/\text{an}$.

Le coût opératoire total de la centrale oxy-combustion de base, $OPEX_{CCS_base}$ calculé avec la relation (5.4), est alors de $243,3 \text{ M€}_{2011}/\text{an}$.

c. Coût de l'électricité et coût du CO₂ évité

Les grandeurs nécessaires au calcul du coût de l'électricité de la centrale oxy-combustion de base $LCOE_{CCS_base}$ et au coût de la tonne de CO₂ évitée $C_{CO2_évit\acute{e}_CSC_base}$, calculés précédemment, ont été rassemblées dans le Tableau 5.4. Celles-ci ont été mises en regard des valeurs relatives à la centrale aéro-combustion de référence.

Tableau 5.4 Comparaison des coûts de la centrale de référence et de la centrale oxy-combustion de base et calcul du coût du CO₂ évité

		Aéro- combustion référence	Oxy- combustion base
CAPEX	M€ ₂₀₁₁	2389	3294
f_a	an ⁻¹	0,0776	
OPEX	M€ ₂₀₁₁ /an	222,8	243,1
NPE	% _{PCI}	46,1	36,4
Puissance électrique nette (P)	MW _e	974,8	769,2
Nombre d'heures de fonctionnement annuel (h)	h.an ⁻¹	7560	
LCOE	€₂₀₁₁/MWh	55,4	85,8
Débit massique CO ₂	t.h ⁻¹	730,3	73,3
Taux de captage	(-)	n/a	0,9
Emission spécifique	t.MWh ⁻¹	0,749	0,095
C_{CO2_évit\acute{e}_CCS_base}	€₂₀₁₁/t_{CO2}	n/a	46,5

Ainsi, le captage par oxy-combustion, pour le cas de base, mène à un surcoût de l'électricité de 55 % par rapport à la centrale aéro-combustion de référence, et ce sans considérer les coûts relatifs au transport et au stockage du CO₂. Ce coût est évalué en interne à environ 20 €/2011/t_{CO2} transporté et stocké.

A partir de ces grandeurs, il est possible d'évaluer le poids relatif du CAPEX et de l'OPEX sur le LCOE mais également de déterminer la contribution du captage, de la pénalité énergétique et du charbon supplémentaire nécessaire pour fournir la même puissance (iso-service). La Figure 5.6 présente ces résultats, obtenus à l'aide des équations fournies dans l'Annexe 5.3.

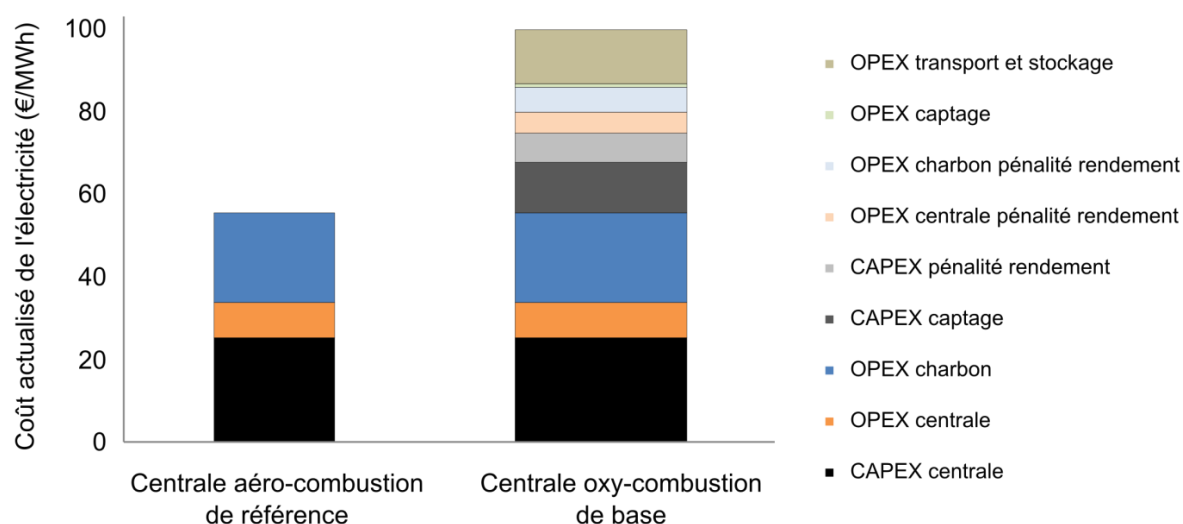


Figure 5.6 Répartition du LCOE pour la centrale de référence et la centrale oxy-combustion de base

5.3 Détermination du seuil de rentabilité d'une modification

5.3.1 Définition du seuil de rentabilité et du coût marginal de l'électricité

D'après les relations établies dans les paragraphes précédents, le coût de l'électricité est une fonction croissante du CAPEX et décroissante de la puissance nette produite (voir relation (5.8)). Ainsi, l'augmentation du rendement de la centrale mène à une réduction du coût de l'électricité. De ce fait, une modification de procédé menant à une augmentation du rendement de la centrale ne se justifie que si la hausse du CAPEX associée à cette modification permet d'obtenir une diminution du LCOE.

Il est alors possible de déterminer un coût exprimé en €/2011/kW représentant le seuil de rentabilité d'une modification de procédé. Si le coût d'investissement associé à une modification rapporté à la

puissance supplémentaire produite est supérieur au seuil de rentabilité de la centrale avant la mise en place de cette supposée amélioration, alors celle-ci entraîne une augmentation du LCOE et n'est, par conséquent, pas bénéfique d'un point de vue économique. Les propos précédents sont illustrés dans la Figure 5.7 (gauche). Sur cette figure, la verticale représente le LCOE de la centrale avant modification, matérialisant la limite supérieure de LCOE permettant à une modification d'être rentable. Ainsi, un investissement de 20 M€ n'est rentable que s'il entraîne une augmentation de la production nette de plus de 3,0 MW_e, alors qu'un coût d'investissement de 100 MW_e n'est quant à lui justifié que si le gain est supérieur à 14 MW_e.

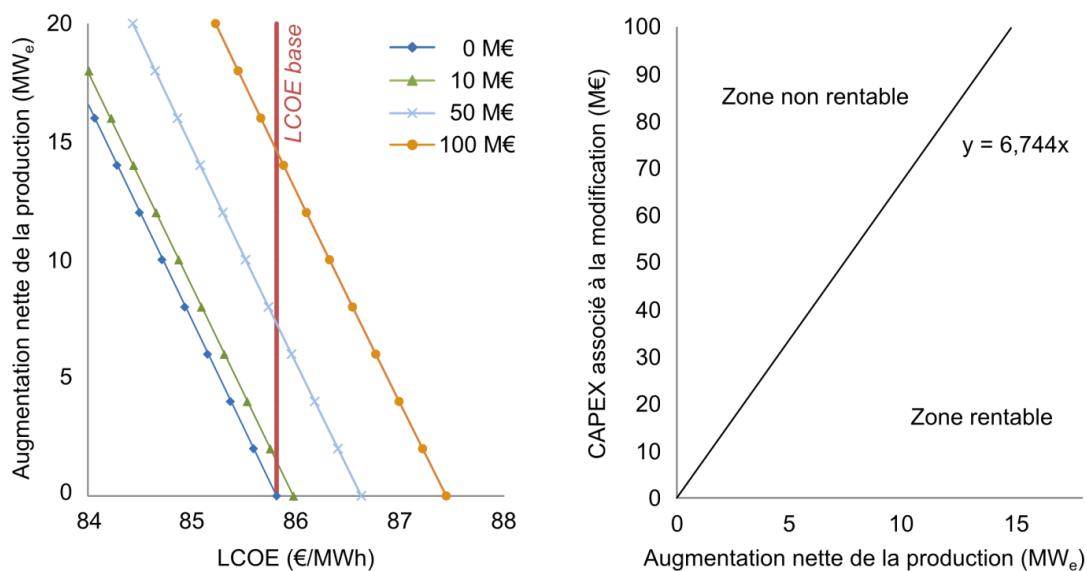


Figure 5.7 Figures illustrant la dépendance entre le gain de production et l'investissement associé à une modification de procédé en termes de rentabilité

La Figure 5.7 (droite) illustre les notions de seuil de rentabilité et de coût marginal de l'électricité décrites plus haut. Chaque point de la droite tracée sur cette figure correspond à la valeur du coût d'investissement (CAPEX) relatif à une modification de procédé apportant un certain gain de production net tel que le LCOE de la centrale soit égal avant et après la mise en place de cette modification. Ainsi, la pente de cette droite, correspondant au seuil de rentabilité, est égale à 6744 €₂₀₁₁/kW pour la centrale oxy-combustion de base. A titre de comparaison, cette valeur pour la centrale aéro-combustion de référence est de 4177 €₂₀₁₁/kW, illustrant ainsi que le compromis CAPEX-OPEX de la centrale oxy-combustion est davantage orienté vers une minimisation du l'OPEX. Il est important de noter que cette valeur, bien que s'exprimant dans la même unité, est différente de la grandeur fréquemment employée pour décrire une centrale qu'est l'investissement spécifique, qui est obtenu en rapportant le CAPEX de la centrale à sa production électrique nette. En effet, cette valeur ne tient compte ni de l'OPEX, ni de la durée de vie économique de la centrale. A

titre de comparaison, les investissements spécifiques de la centrale oxy-combustion de base et de la centrale aéro-combustion de référence sont respectivement de 4283 €/2011/kW et de 2450 €/2011/kW. Ainsi, pour la centrale oxy-combustion de base, pour laquelle l'investissement spécifique est de 4283 €/2011/kW, une modification apportée sur celle-ci permettant de produire un kilowatt supplémentaire est rentable (réduction du LCOE) tant que le surcoût associé ne dépasse pas 6744 €/2011.

Or, lorsqu'une modification de procédé jugée rentable au regard du coût marginal de l'électricité produite est retenue, le LCOE résultant étant réduit, la valeur du seuil de rentabilité à adopter pour les modifications à venir est elle aussi diminuée. Ainsi, lorsque plusieurs modifications de procédé dont les coûts marginaux sont inférieurs au seuil de rentabilité initial sont identifiées, il est important de recalculer le seuil de rentabilité après chaque modification afin de s'assurer de la rentabilité de cette dernière.

5.3.2 Détermination du coût d'investissement associé à une modification

Lors du calcul du coût d'investissement relatif à une modification de procédé, il est nécessaire de prendre en compte à la fois les équipements directement impliqués, comme les échangeurs de chaleur pour le cas d'une intégration thermique, mais également les modifications annexes à apporter à la centrale pour que celle-ci puisse fonctionner avec et sans l'intégration thermique. En effet, une des problématiques majeures liées à l'intégration thermique est la potentielle perte de disponibilité du système due à l'introduction de cette modification. Ainsi, il est nécessaire de dimensionner les équipements de la centrale de telle sorte que cette dernière puisse fonctionner avec et sans intégration thermique, ce dernier cas entraînant une diminution des performances de l'unité mais lui permettant toutefois de continuer à fonctionner.

a. Turbines à vapeur

La valorisation de puits de chaleur au niveau des préchauffeurs d'eau de cycle entraîne une augmentation de la production électrique résultant d'une réduction du débit de vapeur soutiré (voir paragraphe 4.2.2.). Ainsi, lorsqu'une quantité de chaleur est intégrée dans un des échangeurs parallèles de préchauffe de l'eau de cycle, il est nécessaire de tenir compte de l'augmentation de la taille des turbines nécessaire pour pouvoir traiter le débit de vapeur supplémentaire :

- les intégrations thermiques impliquant les échangeurs parallèles de préchauffe de l'eau de cycle 1, 2, 3 et 4 (HI-1 à HI-4) modifient le débit du corps de turbine basse-pression ;
- celles impliquant les préchauffeurs 5, 6 et 7 (HI-5 à HI-7) modifient quant à elles le corps moyenne-pression et le corps basse-pression ;

- et enfin l'intégration dans le dernier échangeur parallèle (HI-8) entraîne la modification des corps de turbine haute-pression, moyenne-pression et basse-pression.

Le surcoût associé à la nécessité de redimensionner les turbines peut être déterminé en fonction de la quantité de chaleur intégrée dans chaque échangeur parallèle en utilisant la corrélation de coût de turbine donnée par Garrett (1989), explicitée dans l'Annexe 5.1. Les surcoûts relatifs aux intégrations dans les préchauffeurs HI-1 à 4 (noté ΔC_{BP}^{integ}), HI-5 à 7 (noté ΔC_{MP}^{integ}) et HI-8 (noté ΔC_{HP}^{integ}), sont calculés par les relations suivantes :

$$\Delta C_{BP}^{integ} = a \left(P_{BP}^0 + \sum_{j=1}^4 \eta_j Q_{HI-j} \right)^b - C_{BP}^0 \quad (5.14)$$

$$\Delta C_{MP}^{integ} = a \left\{ \left(P_{MP}^0 + \frac{P_{MP}^0}{P_{MP}^0 + P_{BP}^0} \sum_{j=5}^7 \eta_j Q_{HI-j} \right)^b + \left(P_{BP}^0 + \frac{P_{BP}^0}{P_{MP}^0 + P_{BP}^0} \sum_{j=5}^7 \eta_j Q_{HI-j} \right)^b \right\} - C_{MP}^0 - C_{BP}^0 \quad (5.15)$$

$$\Delta C_{HP}^{integ} = a \left\{ \left(P_{HP}^0 + \frac{P_{HP}^0}{P_{Tot}^0} \eta_8 Q_{HI-8} \right)^b + \left(P_{MP}^0 + \frac{P_{MP}^0}{P_{Tot}^0} \eta_8 Q_{HI-8} \right)^b + \left(P_{BP}^0 + \frac{P_{BP}^0}{P_{Tot}^0} \eta_8 Q_{HI-8} \right)^b \right\} - C_{HP}^0 - C_{MP}^0 - C_{BP}^0 \quad (5.16)$$

où P_{HP}^0 , P_{MP}^0 et P_{BP}^0 sont les puissances produites par les corps de turbines HP, MP et BP dans le cas de base en kW ; C_{HP}^0 , C_{MP}^0 et C_{BP}^0 sont les coûts du matériel principal associés à ces corps de turbines en €₂₀₁₁ ; et η_j et Q_j sont respectivement le rendement marginal et la quantité de chaleur intégrée au niveau de l'échangeur parallèle j . a est le coût de base considéré pour une turbine alors que b est le facteur d'extrapolation. Les valeurs numériques de a et b sont respectivement de 209721 et 0,40461. La valeur du facteur d'extrapolation, faible comparée à la valeur typique de 0,8 que l'on rencontre communément pour les machines tournantes, s'explique par la gamme de validité de la corrélation considérée. Valable pour les turbines à vapeur axiales de grande puissance (plusieurs centaines de mégawatts), cette corrélation traduit la faible variation de coût associée à ce type d'équipement une fois une taille critique atteinte.

Ainsi, à partir de ces coûts, en appliquant le facteur d'installation ($f_{inst,turb}$) et le facteur d'environnement (f_e), l'écart de coût d'investissement relatif à l'augmentation de la taille des corps de turbines due aux intégrations thermiques $\Delta CAPEX_{Turb}$, exprimé en €₂₀₁₁, peut être déterminé.

$$\Delta CAPEX_{Turb}[\text{€}_{2011}] = f_e f_{inst,turb} (\Delta C_{HP}^{integ} + \Delta C_{MP}^{integ} + \Delta C_{BP}^{integ}) \quad (5.17)$$

b. Condenseur

L'utilisation de sources de chaleur pour préchauffer l'eau de cycle a également pour conséquence d'augmenter le besoin de refroidissement du cycle vapeur. En effet, l'augmentation du débit de vapeur à condenser, sortant du corps de turbine BP, entraîne directement une augmentation de la surface d'échange nécessaire au condenseur pour préserver la température d'approche adoptée pour celui-ci. Toutefois, les écarts de coût d'investissement relatif à l'augmentation de la quantité de chaleur à évacuer au condenseur n'étant pas significatifs en regard des autres postes de dépense (de l'ordre de 10 % du surcoût lié à la modification des tailles de turbines), le choix a été fait de négliger ce poste dans cette étude.

c. Préchauffeurs d'eau de cycle et échangeurs parallèles

La réduction du débit de vapeur extraite des turbines pour préchauffer l'eau de cycle entraînée par la valorisation de sources de chaleur dans le cycle vapeur est accompagnée de fait d'une réduction de la quantité de chaleur échangée dans les préchauffeurs d'eau de cycle. Il est donc *a priori* possible de réduire la surface d'échange de certains préchauffeurs pour diminuer le CAPEX de la centrale. Or, si une telle solution était adoptée, certaines situations, comme lors du fonctionnement en charge partielle ou lorsque l'une ou plusieurs des sources de chaleur viendraient à ne pas être disponibles, mèneraient à des pertes de production importantes. De ce fait, le choix a été fait de conserver le train de préchauffe d'eau de cycle initial.

Les échangeurs parallèles HI-i ont été introduits conceptuellement afin d'évaluer les gains de rendement apportés par l'intégration de sources de chaleur disponibles à différentes températures. Cependant, en réalité, la valorisation des sources de chaleur est réalisée par l'acheminement de l'eau de cycle au niveau de leur localisation. En effet, la totalité des flux identifiés comme étant des sources de chaleur étant en phase gazeuse, leur acheminement et leur retour vers le cycle vapeur entraînerait des tailles de conduites et des pertes de charge inacceptables. Il est également envisageable d'avoir recours à un circuit intermédiaire d'eau glycolée pressurisée pour les échanges de chaleur à température modérée. Cette option, qui peut être intéressante voire nécessaire d'un point de vue opératoire, présente cependant l'inconvénient d'introduire un échangeur de chaleur et donc un pincement de température supplémentaire. Les aspects opératoires n'étant pas pris en compte dans le cadre de cette étude, le recours à des circuits indirects, menant systématiquement à des performances énergétiques et économiques amoindries, a été écarté. Ainsi, les coûts relatifs aux intégrations thermiques ont été déterminés en considérant des échangeurs tubes-calandre dans lesquels l'eau de cycle circule côté tubes et en supposant un coefficient de transfert thermique global de $300 \text{ W.m}^2.\text{K}^{-1}$, sauf pour les échangeurs de récupération de la chaleur avant la wFGD et avant la DCCPS. Ces deux cas doivent être traités spécifiquement car le refroidissement des fumées aux températures auxquelles

ces sources de chaleur sont disponibles est propice à des phénomènes de corrosion sévères dus à la condensation de composés acides. Ainsi, pour ces deux échangeurs, le recours à un revêtement téflon a été supposé, réduisant considérablement le coefficient de transfert thermique global ($100 \text{ W.m}^2.\text{K}^{-1}$) et entraînant un surcoût considérable (facteur de matériau de 6,0) [Smith, 2005]. Enfin, la corrélation de coût employée (Pré-estime) tenant compte de l'effet de la pression opératoire, elle a été prise en compte lorsque les sources de chaleur à intégrer étaient à une température supérieure à 250°C . Cette température correspond à la limite au-dessus de laquelle l'eau de cycle employée pour valoriser la chaleur a été comprimée par la pompe alimentaire, portant la pression de l'eau à 342 bar.

d. Stratégies de recyclage

Lorsque les modifications structurelles du procédé sont considérées, de nombreux facteurs rentrent en compte lors de la détermination du coût d'investissement de la centrale oxy-combustion. C'est particulièrement le cas pour les différentes stratégies de recyclage des fumées (voir paragraphe 4.5.3). En effet, suivant la configuration considérée, la nécessité de redimensionner de nombreux équipements suivant les conditions opératoires et les débits traités influe sur le coût d'investissement de la centrale. Les éléments pris en compte sont présentés dans le Tableau 5.5.

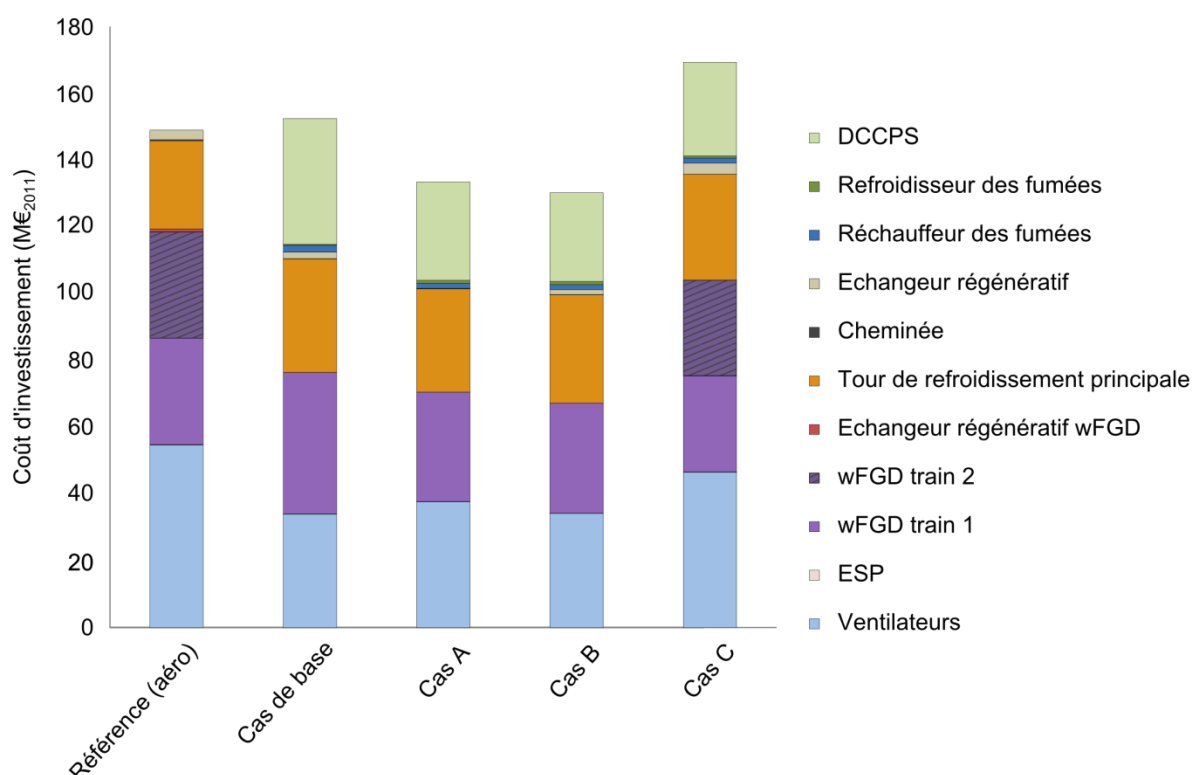


Figure 5.8 Répartition des coûts d'investissement pour les équipements nécessitant un dimensionnement spécifique suivant la stratégie de recyclage considérée

La prise en compte de ces modifications mène à un écart de CAPEX de -19,1 M€₂₀₁₁, -22,2 M€₂₀₁₁ et 16,8 M€₂₀₁₁ respectivement pour les stratégies de recyclage A, B et C définies dans le paragraphe 4.5.3. La Figure 5.8 présente la répartition des coûts d'investissement menant à ces valeurs, les grandeurs pour la centrale oxy-combustion de base ayant été présentées à titre de comparaison. Ainsi, pour les cas de recyclage A et B, le coût d'investissement est réduit par rapport à la configuration de base. Cette réduction provient principalement de la réduction du débit de fumées à traiter dans la wFGD et la DCCPS. Alors que pour les cas de base et le cas C, pour lesquels le recyclage est réalisé après désulfuration dans la wFGD, deux trains en parallèle doivent être installés pour traiter la totalité du débit de fumées, pour les cas A et B, seul un train est nécessaire. De plus, l'augmentation du débit de recyclage nécessaire pour compenser le taux d'humidité des fumées en entrée de chaudière entraîne, pour le cas C, des coûts relatifs aux ventilateurs plus élevés que pour les autres cas de recyclage. Ainsi, le cas C présente non seulement des performances énergétiques moins intéressantes que les autres cas, sans et avec intégrations thermiques (voir paragraphe 4.5.3, Tableau 4.9), mais également un coût d'investissement plus élevé. De ce fait, cette configuration a été écartée dans la suite de l'étude.

Tableau 5.5 Grandeurs dimensionnantes des équipements pour les différentes stratégies de recyclage des fumées

		Base	Cas A	Cas B	Cas C
RH					
▪ Q	MW _{th}	126,0	12,6	131,7	193,3
▪ Δ T _{ML} (no O ₂ PH, no PHX)	K	67	225	90	60
Refroidisseur de fumées					
▪ quantité de chaleur	MW _{th}	31,4	80,9	64,8	33,2
ESP					
▪ débit volumique (ESP principal)	m ³ .s ⁻¹	640	396	802	940
▪ débit volumique (ESP additionnel)	m ³ .s ⁻¹	n/a	540	n/a	n/a
Ventilateurs					
▪ ID fan débit	m ³ .s ⁻¹	653	413	391	960
▪ débit recyclage primaire	m ³ .s ⁻¹	95	109	105	116
▪ débit recyclage secondaire	m ³ .s ⁻¹	202	540	413	427
wFGD					
▪ débit volumique	Nm ³ .s ⁻¹	445	292	288	874
▪ nombre de trains	(-)	1	1	1	2
▪ diamètre colonne	m	15,7	12,7	12,6	13,7
DCCPS					
▪ diamètre colonne	m	15,7	12,7	12,6	13,9
Q _{FG reheater}	MW _{th}	13,0	7,8	7,6	8,0
Tour de refroidissement principale					
▪ débit volumique	m ³ .s ⁻¹	27,7	26,9	28,6	27,7

e. Échangeur parallèle de récupération et préchauffage de l'oxygène

Plusieurs configurations permettant la valorisation de l'exergie thermique contenue dans les fumées en sortie de chaudière ont été considérées lors de l'analyse basée sur un critère de sélection énergétique :

- valorisation de la chaleur initialement évacuée par de l'eau de refroidissement dans le refroidisseur de fumées, situé en aval de l'échangeur régénératif ;
- dérivation d'un débit de fumées de l'échangeur rotatif permettant à la fois de réduire les destructions d'exergie dans l'échangeur rotatif et d'augmenter la quantité et la qualité de chaleur valorisée. La chaleur est valorisée dans l'échangeur parallèle de récupération ;
- configuration identique à la précédente mais avec un préchauffage des flux d'oxygène provenant de l'ASU à la température idoine. Cette option permet de réduire les pertes d'exergie thermique dues au mélange de flux à des températures différentes tout en réduisant davantage les destructions d'exergie dans l'échangeur régénératif et en augmentant la quantité de chaleur à haute température à valoriser dans le cycle vapeur.

Tableau 5.6 Impact de la stratégie de recyclage sur le coût de l'échangeur régénératif

		Base	Cas A	Cas B
Sans préchauffe de l'oxygène, sans échangeur parallèle de récupération				
▪ Quantité de chaleur échangée	MW _{th}	126,0	12,6	131,7
▪ ΔT_{ML}	K	67	225	90
▪ Surface d'échange	m ²	88499	2635	68596
▪ Coût	M€ ₂₀₁₁	0,8	0,2	0,6
Sans préchauffe de l'oxygène, avec échangeur parallèle de récupération				
▪ ΔT_{ML}	K	53	119	32
▪ Surface d'échange	m ²	111876	4983	193676
▪ Coût	M€ ₂₀₁₁	1,0	0,5	1,8
Avec préchauffe de l'oxygène, avec échangeur parallèle de récupération				
▪ ΔT_{ML}	K	51	119	33
▪ Surface d'échange	m ²	116263	4983	187807
▪ Coût	M€ ₂₀₁₁	1,1	0,5	1,7

Ainsi, suivant la configuration adoptée, les éléments à prendre en compte pour l'évaluation du coût d'investissement lié à l'intégration de la chaleur des fumées sont différents. Pour la première configuration (sans préchauffe de l'oxygène, et sans échangeur parallèle de récupération), seul le coût

de l'échangeur tubes-calandre de refroidissement des fumées est à considérer. Pour la seconde, il faut à la fois tenir compte du coût de l'échangeur parallèle de récupération et de l'augmentation du coût de l'échangeur régénératif due à la réduction de l'écart de température dans ce dernier. Les éléments permettant le calcul du coût de l'échangeur régénératif pour les différentes stratégies de recyclage sont décrits dans le Tableau 5.6. Enfin, dans la dernière configuration, il faut ajouter le coût relatif aux échangeurs permettant le préchauffage des flux d'oxygène. Bien entendu, dans tous les cas, l'augmentation du coût des turbines à vapeur (paragraphe 5.3.2.a) est prise en compte.

Maintenant que la méthode employée ainsi que les hypothèses portant sur l'évaluation des coûts d'investissement relatifs aux modifications de procédé ont été détaillées, l'optimisation selon un critère de performance technico-économique est réalisée.

5.4 Optimisation du procédé de captage par oxy-combustion selon un critère de performance technico-économique

Une fois que le calcul du coût d'investissement relatif à chacune des modifications de procédé est réalisé, qu'il s'agisse d'intégration thermique à architecture de procédé fixée ou de modification structurelle, le classement des modifications de procédé selon le critère de rentabilité défini dans le paragraphe 5.3.1 peut être réalisé. Pour rappel, lorsqu'une modification de procédé dont le coût marginal de l'électricité supplémentaire produite (exprimé en €/kW), est inférieur au seuil de rentabilité associé à la centrale avant la mise en place de cette modification (aussi exprimé en €/kW), cette dernière est rentable. Ceci se traduit par une diminution du LCOE de la centrale, et par conséquent par la réduction de la valeur du seuil de rentabilité à considérer pour les autres modifications de procédé présentant un potentiel d'amélioration. Ainsi, l'ordre dans lequel sont prises en compte les modifications de procédé est important. En effet, une modification dont le coût marginal de l'électricité est inférieur, mais de peu, au seuil de rentabilité de la centrale de base a de grandes chances de ne pas, *in fine*, mener à une augmentation du LCOE après intégration. Afin d'éviter cette situation, les modifications de procédé sont classées par coût marginal croissant. Ainsi, en établissant les modifications de procédé une à une jusqu'à ce que le coût marginal de la *n*-ième modification soit supérieur au seuil de rentabilité associé à la centrale intégrant les *n* premières modifications, le LCOE de la centrale peut être minimisé.

Cependant, parmi les modifications structurelles identifiées dans le chapitre 4, la modification de la localisation du recyclage secondaire présente une spécificité qui doit être prise en compte dans la procédure d'optimisation technico-économique. En effet, lorsque ces modifications structurelles avaient été étudiées dans le paragraphe 4.5.3, elles avaient été évaluées selon les gains de performance

qu'elles apportaient, en tenant compte des autres intégrations thermiques, en particulier suite à l'intégration de la chaleur des fumées. Or, dans la démarche décrite précédemment, la rentabilité des modifications est évaluée de manière individuelle selon le critère de coût marginal. Par conséquent, il est nécessaire de mener la procédure d'optimisation indépendamment pour chacune des stratégies de recyclage afin de pouvoir évaluer leur intérêt. Ainsi, ces modifications seront réalisées en premier lieu, même si, selon les cas, le coût marginal associé est supérieur au LCOE de la centrale sans intégration. Par ailleurs, certaines modifications comme la valorisation de la chaleur des fumées dans un échangeur parallèle de récupération (paragraphe 4.5.2), ou encore le préchauffage de l'oxygène, ne peuvent être évaluées de manière satisfaisante que lorsqu'une autre modification a été prise en compte au préalable. En effet, si la chaleur des fumées n'est pas intégrée, le préchauffage de l'oxygène n'apporte pas de gains énergétiques. Ainsi, pour prendre en compte certains effets de couplages mis en évidence dans le paragraphe 4.6, la priorisation des modifications selon leur coût marginal a été adaptée au cas par cas.

La Figure 5.9 illustre la procédure utilisée sur le cas de recyclage A (recyclage à chaud avant l'échangeur régénératif), avec l'ASU-1 (*Air Liquide*) pour les trois cas de valorisation de la chaleur de compression de la CPU (paragraphe 4.5.4). Tout d'abord, remarquons que le seuil de rentabilité relatif à la centrale sans intégration est légèrement supérieur à la valeur déterminée dans le paragraphe 5.3.1 (6806 €₂₀₁₁/kW contre 6744 €₂₀₁₁/kW). Ceci vient du fait que, contrairement à la centrale oxy-combustion de base, le réchauffage des sous-produits de la CPU n'est pas réalisé dans la centrale dite « sans intégration ». Par conséquent, la production électrique nette de cette dernière est plus faible que celle de la centrale de base, entraînant un LCOE plus élevé et donc un seuil de rentabilité légèrement plus élevé. L'ordre selon lequel les modifications sont adoptées est matérialisé dans la Figure 5.9 par la flèche grisée, de gauche à droite. Comme évoqué précédemment, la modification de la localisation du recyclage secondaire peut mener à une augmentation du LCOE (coût marginal > seuil de rentabilité). Or, cette perte apparente est compensée par des gains importants apportés par le « préchauffage de l'oxygène », le « refroidissement des fumées » et de « l'échangeur parallèle de récupération », qui sont plus importants que dans les autres cas de recyclage des fumées. Ainsi, nous pouvons observer que, outre la modification « Recyclage A », les autres modifications de procédé et intégrations thermiques permettent de réduire le LCOE de la valeur initiale de 86,6 €₂₀₁₁/MWh à 81,4 €₂₀₁₁/MWh, soit une réduction de 6 %. Cette valeur est obtenue après l'intégration de la chaleur de compression de l'ASU ($Q_{\text{adiab MAC}}$). Les modifications dont le coût marginal est plus élevé mènent à une dégradation des performances économiques, malgré un gain énergétique mis en évidence dans le chapitre 4. Le gain énergétique net qu'elles apportent ne justifie pas l'augmentation du coût d'investissement leur étant associé. Ainsi, pour cette configuration, l'intégration de la chaleur de compression de la CPU n'est rentable dans aucun des cas, que ce soit pour les fumées à l'entrée de la CPU ($Q_{\text{adiab FGC}}$) ou pour le flux purifié en sortie de la boîte froide ($Q_{\text{adiab CO2C}}$).

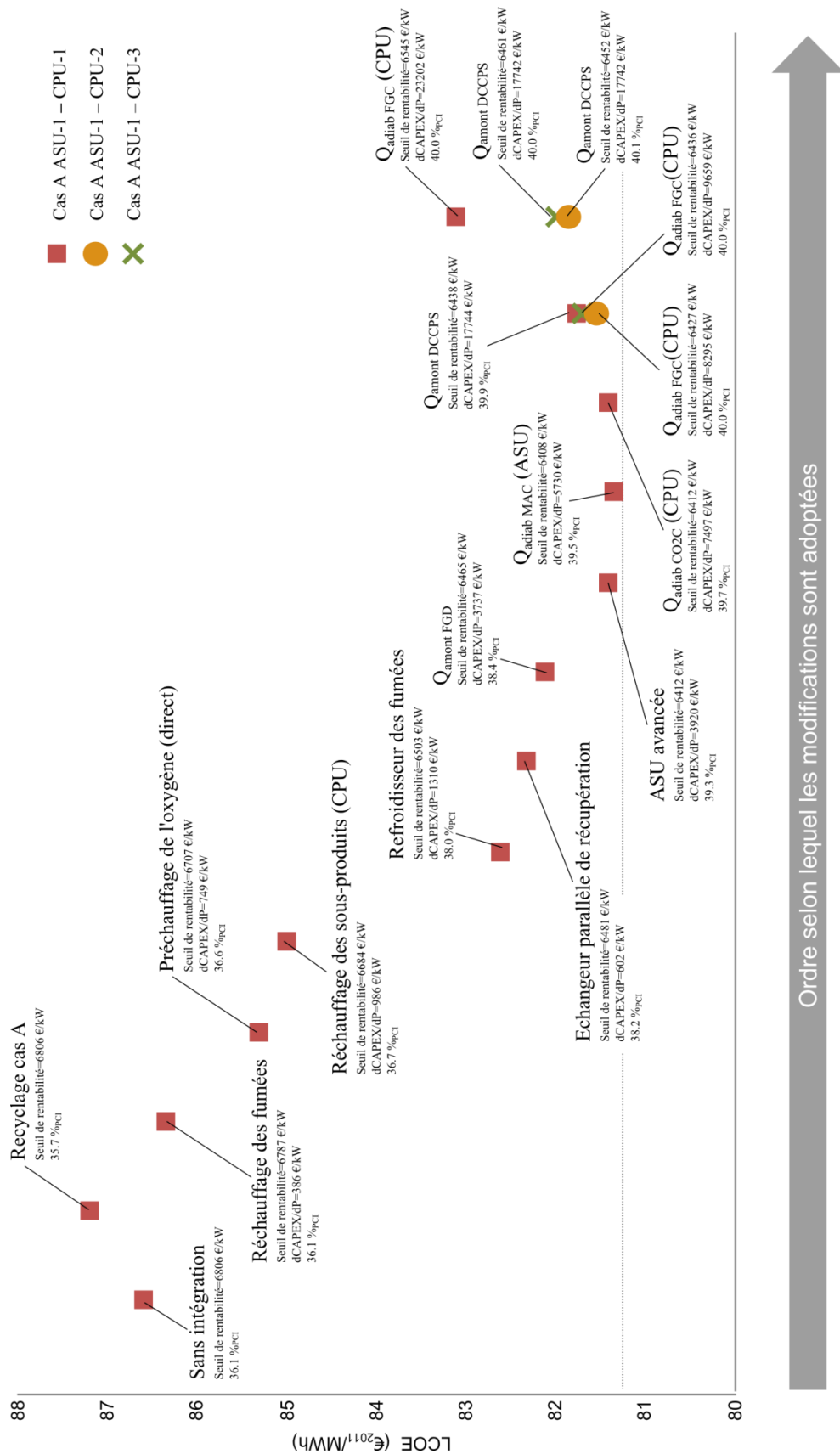


Figure 5.9 Illustration de la procédure d'optimisation basée sur le critère technico-économique

Ceci peut être expliqué par le fait que, de par la présence de traces d'espèces acides dans les fumées, le recours à de l'acier inoxydable a été considéré pour le compresseur des fumées. La compression adiabatique, entraînant une augmentation de la puissance électrique, conduit à une augmentation du coût du compresseur. Cette augmentation de coût est d'autant plus importante du fait de la noblesse du matériau employé. Les trois cas d'intégration de la chaleur de compression des fumées (CPU-1, 2 et 3) témoignent de cet effet : malgré le fait que les trois cas ne soient pas rentables, le cas CPU-2, pour lequel le travail de compression est le moins important, conduit au coût marginal le plus réduit. Le cas CPU-1 menant à un coût marginal particulièrement élevé, celui-ci devient supérieur au coût marginal relatif à l'intégration de la chaleur en amont de la DCCPS, modifiant ainsi l'ordre dans lequel les modifications doivent être considérées par rapport aux deux autres cas. Notons enfin que la non-rentabilité de l'intégration de la chaleur de compression du CO_2 ($Q_{\text{adiab CO}_2\text{C}}$) s'explique par un gain énergétique insuffisant puisque le matériau employé pour ce compresseur est l'acier ordinaire.

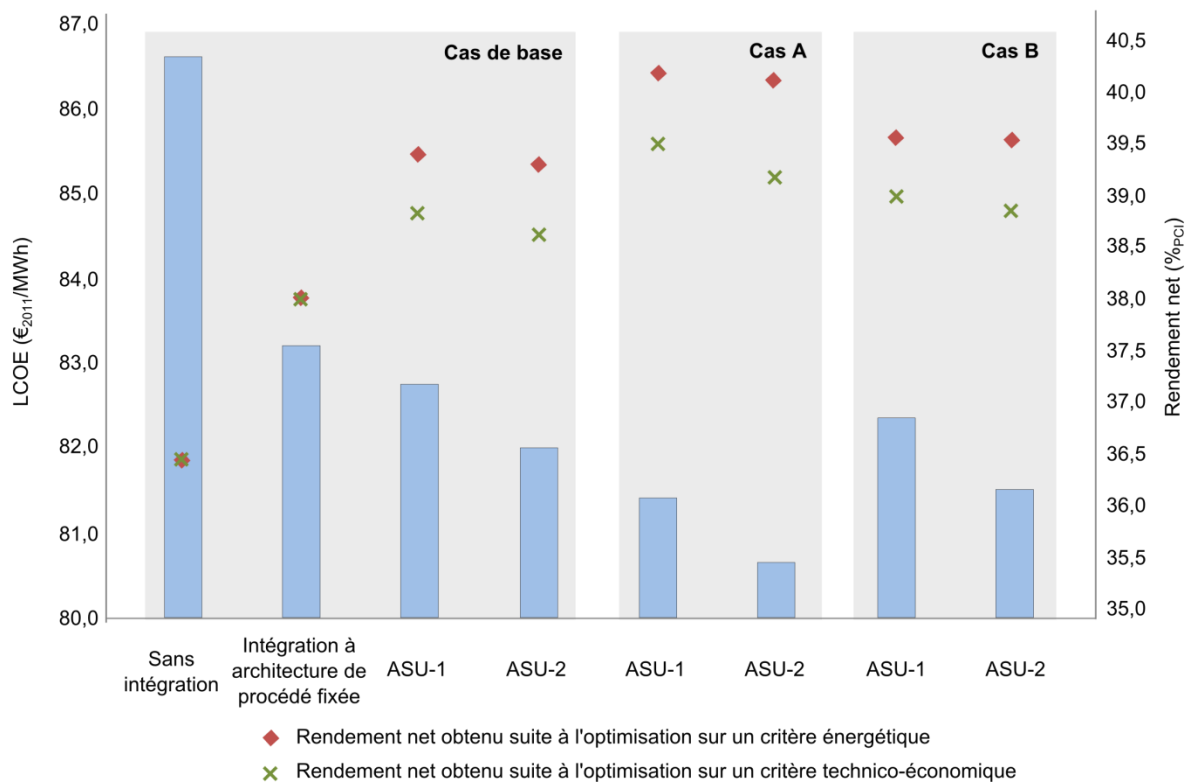


Figure 5.10 Résultats de l'optimisation technico-économique

La Figure 5.10 présente les LCOE minimaux obtenus pour chaque cas, ainsi que les rendements associés à ces configurations. Ces rendements ont été mis en regard des rendements maximaux obtenus par l'approche basée uniquement sur un critère énergétique (paragraphe 4.7). Le cas de recyclage C a été écarté de l'étude technico-économique car il a été montré que ce cas ne présentait

pas d'intérêt, ni d'un point de vue énergétique (chapitre 4), ni d'un point de vue économique (paragraphe 5.3.2 d). Ainsi, l'optimisation technico-économique a porté sur trois cas de recyclage (cas de base : recyclage après dépollution totale, cas A : recyclage à chaud avant l'échangeur régénératif et cas B : recyclage à chaud avant la désulfuration), pour lesquels deux technologies d'ASU (ASU-1: *Air Liquide*, ASU-2 : *Air Products*) ont été considérées, et enfin sur les trois configurations d'intégration de la chaleur de compression des fumées en entrée de la CPU (CPU-1 : compression mono-étagée, CPU-2 : compression bi-étagée avec refroidissement à 28 °C et CPU-3 : compression bi-étagée sans refroidissement à 28 °C).

On peut observer que, pour le cas à architecture de procédé fixée, le rendement net optimal d'un point de vue technico-économique est identique à celui obtenu avec l'approche énergétique. En effet, pour ce cas précis, toutes les modifications envisagées à architecture de procédé fixée ont un coût marginal inférieur au seuil de rentabilité. Cependant, dans cette configuration, de nombreuses sources de chaleur ne peuvent être valorisées, à cause de la saturation de l'échangeur HI-1 et de la faible température à laquelle elles sont disponibles. De ce fait, le potentiel d'amélioration des performances est relativement réduit. A l'issue de la procédure d'optimisation, le seuil de rentabilité de la centrale est réduit à 6547 €/2011/kW avec un LCOE de 83,2 €/2011/MWh.

Pour tous les autres cas, on peut remarquer que le rendement associé à la configuration optimale d'un point de vue technico-économique est inférieur au rendement maximisé obtenu suite à l'optimisation énergétique. Ceci traduit le fait que certaines des modifications identifiées dans le chapitre 4 ne sont pas rentables. L'écart plus important entre les rendements pour les cas ASU-2 comparé aux cas ASU-1 est dû au fait que, pour l'ASU-2, l'intégration de la chaleur de compression n'est pas rentable (coût marginal = 7694 €/2011/kW). Notons par ailleurs que, pour tous les cas considérés, la valorisation de la chaleur de compression de la CPU, qu'il s'agisse de la compression des fumées ou du CO₂, s'est révélée être non rentable. La valorisation de la chaleur en amont du DCCPS, quand celle-ci est possible, n'est également pas rentable. En effet, d'une part, la température à laquelle cette source de chaleur est disponible entraîne un gain énergétique relativement modeste (< 2 MW_e). D'autre part, le revêtement anticorrosion nécessaire pour cet échangeur (paragraphe 5.3.2 c) a un double effet pénalisant : il réduit le coefficient de transfert thermique global et augmente par conséquent la surface d'échange à déployer, et le revêtement en lui-même entraîne un surcoût lors de l'estimation du coût de l'échangeur. Le constat réalisé dans le paragraphe 4.7 concernant les performances associées aux différents cas de recyclage des fumées secondaire, à savoir que le cas A conduit à des rendements plus faibles que le cas B, qui est lui-même plus intéressant que la configuration de base, est confirmé par l'approche technico-économique.

Un schéma de recyclage des fumées à chaud (cas A) avec une ASU avancée (ASU-2), où l'intégration des chaleurs de compression (ASU et CPU) et de celle en amont de la DCCPS n'est pas réalisée, permet d'aboutir au LCOE le plus faible, avec une valeur de 80,6 €/2011/MWh, soit une réduction de 7 % comparé au cas de base sans intégration. En termes de coût du CO₂ évité, il s'agit d'une réduction d'une valeur initiale de 47,8 €/2011/tCO₂ à 38,2 €/2011/tCO₂, soit une réduction de 20 %.

5.5 Conclusion sur l'optimisation technico-économique

Dans ce chapitre, la validation de l'hypothèse initiale adoptée dans le chapitre 4, selon laquelle toutes les modifications de procédé permettant d'améliorer le rendement de la centrale oxy-combustion de base sont rentables, a été étudiée. Cette hypothèse était basée sur le fait que les investissements supplémentaires relatifs aux modifications apportées au procédé seraient négligeables en regard du CAPEX important de la centrale avec captage.

Ainsi, il a été montré que, malgré un seuil de rentabilité associé à la centrale oxy-combustion largement supérieur à celui d'une centrale aéro-combustion (6744 €/2011/kW contre 4177 €/2011/kW), cette hypothèse n'était pas applicable pour toutes les modifications. La configuration de centrale menant au LCOE le moins élevé est obtenue en adoptant les modifications suivantes :

- Réaliser le recyclage secondaire à haute température, en amont de l'échangeur rotatif (cas de recyclage A) ;
- Dévier une partie des fumées en amont de l'échangeur rotatif afin de minimiser les pertes dans ce dernier tout en rehaussant la qualité de la chaleur intégrable. Cette chaleur est intégrée dans l'échangeur parallèle de récupération ;
- Préchauffer l'oxygène provenant de l'ASU à une température adaptée afin de réduire la destruction d'exergie intervenant dans la chaudière (gains directs) et d'augmenter l'exergie des fumées valorisable dans l'échangeur parallèle de récupération ;
- Valoriser la chaleur des fumées en amont de l'unité de désulfuration humide ;
- Réchauffer les fumées en aval du DCCPS avec de l'eau de cycle à basse température.

Considérée dans le chapitre 4, la valorisation de la chaleur de compression adiabatique, à la fois pour l'ASU et la CPU, n'est pas rentable dans la configuration retenue. Il en est de même pour la chaleur disponible en amont de la DCCPS. Notons cependant que l'intégration de la chaleur de compression adiabatique de l'ASU est rentable dans le cas où l'ASU considérée est l'ASU-1, cas menant à un coût actualisé de l'électricité relativement proche (81,2 €/2011/MWh) au regard des incertitudes liées à l'évaluation technico-économique.

Ainsi, les performances optimales, d'un point de vue technico-économique, d'une centrale oxy-combustion de première génération ont pu être déterminées suivant une méthodologie basée à la fois sur des critères exergétiques et économiques. Les modifications de procédé et les intégrations thermiques ont été établies de sorte à minimiser les pertes exergétiques intervenant dans le système, et ces améliorations ont ensuite été mises en regard des surcoûts qu'elles entraînent. En introduisant la notion de coût marginal, défini comme l'investissement supplémentaire par unité de puissance supplémentaire produite induit par une modification, et en comparant systématiquement cette valeur au seuil de rentabilité de la centrale évaluée, les performances réalistes du captage par oxy-combustion ont pu être évaluées. La centrale ainsi obtenue présente un LCOE de 80,6 €/2011/MWh et un coût du CO₂ évité de 38,2 €/2011/tCO₂. Le rendement net de cette centrale est de 39,2 %_{PCI}, soit une pénalité énergétique de 6,9 %-pts.

Chapitre 6

Discussions sur le potentiel à long terme du captage par oxy-combustion

Dans les chapitres précédents, il a été montré que, pour des applications de type « centrale neuve », l'oxy-combustion est aujourd'hui une voie de captage alternative capable de concurrencer sérieusement la meilleure technologie disponible qu'est la post-combustion par absorption chimique. En effet, l'oxy-combustion présente un potentiel de réduction de la pénalité énergétique considérable. Il a été montré dans le chapitre 4 qu'une pénalité énergétique de 6,0 %-pts pouvait être atteinte avec des technologies à l'état de l'art disponibles actuellement, ce qui correspond à environ 0,6 %-pts de moins que les performances qui sont pressenties pour les procédés de post-combustion par absorption chimique avec une intégration thermique avancée [Hagi et al., Under review]. Par ailleurs, l'analyse technico-économique du procédé a montré que certaines modifications envisagées lors de l'optimisation énergétique n'étaient pas rentables du point de vue du LCOE de la centrale (chapitre 5). Ainsi, avec les technologies considérées dans les chapitres précédents, le captage par oxy-combustion conduit à une augmentation du coût de l'électricité produite, sans considérer le transport et le stockage, de 45 %. Le rendement net de centrale avec captage associé est de 6,9 %-pts. Ces performances placent l'oxy-combustion sur un pied d'égalité avec la post-combustion en termes de rendement, avec un léger avantage en termes de coût, mais non significatif.

Toutefois l'oxy-combustion présente un inconvénient de taille par rapport à la post-combustion du point de vue d'un électricien : la modification conséquente du cœur de la centrale. En effet, la modification de la chaudière et du train de dépollution soulève des incertitudes du point de vue

opérateur, notamment en termes de flexibilité de la production. Ainsi, pour obtenir les faveurs des producteurs d'électricité, et plus généralement pour la viabilité du captage du CO₂, des ruptures technologiques permettant de réduire significativement la pénalité énergétique et le coût du captage sont nécessaires.

Dans ce chapitre, les principales technologies identifiées dans la littérature permettant d'améliorer les performances du captage du CO₂ par oxy-combustion sont présentées. Une attention toute particulière a été portée à la combustion pressurisée qui semble être une voie particulièrement intéressante pour exploiter au mieux le concept de l'oxy-combustion.

6.1 Les procédés de séparation d'air

Malgré la réduction considérable (~17 %) de la pénalité énergétique apportée par les ASU cryogéniques avancées (paragraphe 4.5.1), la production d'oxygène reste le poste de consommation le plus important dans la centrale oxy-combustion (~12 % de l'électricité produite). Il est ainsi naturel d'investiguer les procédés alternatifs permettant de réduire cette consommation. Ainsi, l'intérêt des procédés énumérés dans le paragraphe 4.1.4, et écartés dans le cadre de l'étude réalisée dans les chapitres 4 et 5 du fait de leur niveau de maturité technologique insuffisant, est discuté.

6.1.1 Améliorations de la distillation cryogénique

Outre les améliorations incrémentales futures sur les architectures d'ASU cryogéniques, qui permettraient de produire l'oxygène avec une consommation spécifique d'environ 150 kWh/t_{O₂} selon les annonces des fournisseurs de technologie [Paufique, 2013], des configurations en rupture sont à l'étude, qui pourraient permettre de réduire au maximum les dégradations d'entropie dues aux transferts thermiques entre deux colonnes. Il s'agit des colonnes dites diabatiques et des colonnes de distillation thermiquement intégrées (HIDiC), dans lesquelles les échanges thermiques sont répartis sur toute la hauteur de la colonne. La distillation diabatique consiste à répartir les échanges de chaleur sur toute la hauteur de la colonne afin de maximiser l'efficacité thermodynamique du système. Une manière de s'approcher d'un fonctionnement diabatique est l'installation d'une série d'échangeurs séquentiels tout au long de la colonne de distillation. Cependant, le développement de ce concept, trop complexe et impliquant un trop grand nombre d'échangeurs de chaleur, n'a pas vu le jour à l'échelle industrielle [Kane, 2010]. Par ailleurs, le concept de HIDiC consiste à placer deux colonnes opérant à deux pressions différentes l'une contre l'autre afin de répartir les transferts de chaleur tout au long de la colonne à travers leur paroi commune. Ce concept, qui consiste en pratique soit à placer une colonne cylindrique à l'intérieur d'une autre colonne en anneau, soit à adopter une structure en

plaques, a été étudié et mis en place à l'échelle laboratoire [Naikawa et al., 2003 ; Van der Ham, 2011]. Ainsi, les HIDiC pourraient, du moins théoriquement, mener à une diminution de la consommation spécifique pouvant atteindre 46 % comparée à un système double colonne conventionnel [Chang, 2012], soit une consommation spécifique de l'ordre de 110 kWh/t_{O₂}.

Notons toutefois qu'un tel procédé, outre les problématiques opératoires évidentes liées au pilotage de la température, offre un potentiel de gain par intégration réduit. En effet, basée sur la distillation cryogénique, la réduction de la consommation énergétique dans ce concept étant obtenue en minimisant la pression opératoire de la colonne haute-pression, la température en sortie du compresseur d'air principal, et donc le contenu exergétique du flux, sont largement diminués.

6.1.2 Procédés de séparation d'air non cryogéniques

Outre les membranes polymères et les procédés d'adsorption de type PSA/TSA/VPSA qui ne sont pas adaptés à une application telle que l'oxy-combustion (paragraphe 3.2.2), d'autres procédés non cryogéniques permettant la séparation d'air sont actuellement à l'étude : les membranes céramiques haute-température dites ITM (Ion Transport Membranes), aussi appelées OTM (Oxygen Transport Membranes) ainsi que les procédés basés sur des boucles chimiques comme le CLAS (Chemical Looping Air Separation).

Les membranes transporteuses d'ions composées d'oxydes inorganiques solides (céramique), permettent la séparation de l'oxygène. Ce sont les céramiques de type pérovskite et fluorine qui sont les plus adaptées pour la séparation de l'oxygène [Hashim et al., 2010]. Ces membranes dites « à conduction mixte » (MIEC, Mixed Ionic and Electric Conductivity membranes), emploient des matériaux composés d'électrolytes solides qui ont la propriété de diffuser les ions O₂⁻ et les électrons au sein de leur réseau cristallin à des températures supérieures à 600 °C. Les molécules de dioxygène sont dissociées à la surface de la membrane, les ions sont transportés à travers celle-ci sous l'effet d'une force motrice et les molécules d'oxygène sont reformées à l'autre extrémité de la membrane. La force motrice employée est la différence de pression partielle en oxygène de part et d'autre de la membrane. Celle-ci est mise en œuvre soit en comprimant l'air en amont et en tirant sous vide l'oxygène haute pureté (99,9 %) obtenu côté perméat [Repasky et al., 2013], soit en ayant recours à un gaz vecteur pour réduire la pression partielle en oxygène côté perméat [Castillo, 2011]. Ces deux modes de fonctionnement sont souvent décrits sous les termes « three-end » et « four-end ». D'après Stadler et al. (2011), ce sont ces derniers qui permettent d'obtenir les meilleures performances énergétiques. Cependant, des problèmes liés à la stabilité chimique des membranes au regard du gaz vecteur (CO₂) et/ou des impuretés qu'elles contiennent (SO₂), menant à une réduction considérable de la perméabilité à l'oxygène, ont été soulevés [Yi et al., 2010]. Les solutions permettant d'assurer la

stabilité du matériau tout en préservant une perméabilité élevée sont encore en cours d'étude [Zheng et al., 2013 ; Wei et al., 2013]. Enfin, la manufacture délicate, notamment pour le scellage, ainsi que le caractère modulaire de la technologie sont des aspects à prendre en compte lors de l'évaluation technico-économique.

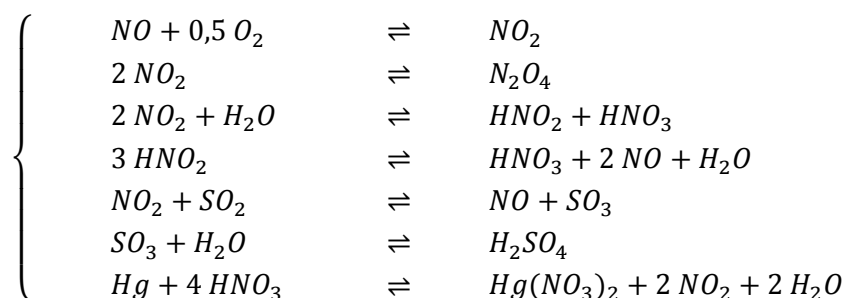
Enfin, certains concepts basés sur des boucles chimiques permettent la séparation de l'oxygène par cyclage thermique. Ces procédés fonctionnent sur le principe de l'oxydation réversible d'un matériau métallique dans deux réacteurs opérant à des températures différentes : le métal est oxydé dans un premier réacteur fonctionnant à une température T_1 puis réduit dans un second réacteur opérant quant à lui à une température T_2 . Les températures T_1 et T_2 dépendent du média porteur d'oxygène employé mais dans tous les cas, T_1 est inférieure à T_2 . La première mise en œuvre industrielle de ce type de procédé fut réalisée en utilisant l'oxyde de baryum en 1884 par les frères Arthur et Léon Brin, qui ont créé en 1886 l'entreprise *Brin's Oxygen Company*, renommée *British Oxygen Company (BOC)*, qui fut rachetée par la suite par *Linde* (2006). Le procédé Brin a toutefois été rapidement éclipsé par l'émergence des procédés de distillation cryogénique au début du XX^e siècle sous l'impulsion de Carl von Linde et Georges Claude, qui ont fondé respectivement les entreprises *Linde* et *Air Liquide*. Cependant, un regain d'intérêt envers ces procédés a été observé suite au développement de l'oxy-combustion, système présentant un fort potentiel d'intégration thermique avec ces procédés basés sur les boucles chimiques. Ces procédés sont appelés CLAS (Chemical Looping Air Separation). Ainsi, des travaux, principalement menés par l'Université de Newcastle (Australie) portent actuellement sur l'identification d'un matériau porteur d'oxygène satisfaisant plusieurs contraintes. En effet, la température à laquelle la réaction d'oxydoréduction a lieu doit être raisonnable (< 1000 °C) afin de minimiser la consommation énergétique du procédé, mais avec des cinétiques assez élevées pour obtenir une unité compacte, sans oublier le coût du matériau, sa tenue mécanique (érosion) tout en ne soulevant pas de risques opératoires et environnementaux majeurs [Shah et al., 2012, Wang et al., 2012]. Des études conceptuelles, comparant différentes options d'intégration thermique et d'hybridation pour apporter la chaleur nécessaire à la réduction des oxydes métalliques, ont été réalisées pour les principaux candidats identifiés : le manganèse ($\text{MnO}_2/\text{Mn}_2\text{O}_3$ et $\text{Mn}_2\text{O}_3/\text{Mn}_3\text{O}_4$), le cobalt ($\text{CoO}/\text{Co}_3\text{O}_4$) et le cuivre ($\text{CuO}/\text{Cu}_2\text{O}$) [Shah et al., 2013b]. D'après les auteurs, suivant la configuration considérée, le procédé CLAS permettrait, théoriquement, de réduire de 40 à 80 % la consommation spécifique comparée aux ASU cryogéniques [Wall et al., 2013b]. Cependant, les incertitudes sont encore nombreuses autour de ce concept qui fait actuellement l'objet d'une validation simultanée des performances à l'échelle 5 kW_{th} et de l'hydrodynamique à l'échelle 500 kW_{th}. Les verrous relatifs à ce procédé sont la stabilité cyclique du porteur d'oxygène, l'effet de la pression partielle en oxygène (O_2 présent dans les fumées recyclées, éventuelle décomposition catalytique de NO en N_2 et O_2) sur la capacité du métal à libérer l'oxygène ou encore l'effet des

impuretés présentes dans les fumées sur le média métallique (formation de sulfates) [Shah et al., 2013a].

Ainsi, les procédés de séparation d'air en cours de développement permettraient de réduire considérablement la pénalité énergétique liée au captage du CO₂ par oxy-combustion. Cependant, que ce soit pour les procédés cryogéniques ou non cryogéniques, des verrous technologiques importants doivent encore être levés et l'opérabilité de ces procédés sera certainement un critère primordial pour que ces derniers puissent concurrencer les ASU cryogéniques conventionnelles avancées.

6.2 La dépollution intégrée des fumées

L'oxy-combustion offre l'opportunité de réaliser la dépollution simultanée des oxydes de soufre et d'azote à haute pression. Une telle solution, basée sur le procédé des chambres de plomb¹, permettrait de se passer des équipements de dépollution classique (SCR et wFGD). Le développement de ce procédé, démontré au pilote de *Schwarze Pumpe* en Allemagne, est principalement porté par *Air Products* sous le nom de « sour compression » [White et al., 2011]. Bien que le mécanisme réactionnel complet soit encore en cours de détermination, les résultats expérimentaux ont montré que, sous réserve d'une pression opératoire et d'un temps de séjour suffisants, des taux de conversion du SO₂ en acide sulfurique et des NO_x en acide nitrique de respectivement ~100 % et 80 % pouvaient être obtenus. L'ajout d'un second réacteur, opérant à plus haute pression, permet d'assurer la conversion des oxydes d'azote restants en acide nitrique. Les pressions opératoires avancées par *Air Products* sont de 15 et 30 bar. Par ailleurs, ce procédé permet également l'élimination du mercure au pied du premier réacteur, sous forme de dinitrate de mercure (Hg(NO₃)₂) par réaction avec l'acide nitrique. Les réactions mises en jeu sont les suivantes :



¹ Réaction catalysée par des oxydes d'azote produisant de l'acide sulfurique dilué à partir d'oxydes de soufre en présence d'eau et d'oxygène.

Ainsi, ce procédé, s'inscrivant parfaitement au sein du train de compression des fumées en entrée de la CPU, permettrait de réduire à la fois les coûts opératoires associés à la dépollution (consommation énergétique des pompes de la wFGD, ammoniacque pour la SCR, manutention et préparation du calcaire et manutention et traitement du gypse) et les coûts d'investissement. Cependant, l'adoption d'une telle solution priverait définitivement l'opérateur de la centrale de la possibilité de fonctionner en aéro-combustion. Par ailleurs, il est important de noter que les conditions limites fixées par *Air Products* pour ce procédé sont différentes de celles considérées pour les équipements de dépollution classique, notamment pour la wFGD. En effet, les paramètres opératoires des wFGD sur les centrales à charbon sont choisis de telle sorte que le sous-produit du procédé, le gypse, ait une qualité permettant sa valorisation directe. Or, un des sous-produits du procédé « sour compression » est un mélange dilué d'acide sulfurique, d'acide nitrique et de dinitrate de mercure ($\text{Hg}(\text{NO}_3)_2$), qui ne peut être valorisé en l'état. Ainsi, le coût énergétique des traitements en aval ainsi que l'investissement supplémentaire associé à ces équipements doivent être pris en compte pour évaluer pleinement l'intérêt de ce procédé.

6.3 Valorisation des sous-produits de la CPU

Dans le procédé de purification et de compression du CO_2 , le flux appauvri en CO_2 disponible à haute pression est valorisé par détente dans une turbine après préchauffage afin de maximiser la récupération de travail mécanique (paragraphe 3.2.3). Ce flux est alors rejeté à l'atmosphère à pression atmosphérique et à température ambiante. Cependant, malgré le fait que cette opération permette de valoriser une grande partie de l'exergie contenue dans ce flux, l'analyse exergétique montre que son contenu exergétique, non valorisé, reste relativement important (paragraphe 4.2). La Figure 4.3 met en évidence que le contenu exergétique de ce flux, composé d'azote (43 %_{mol}), d'argon (11 %_{mol}) mais également d'oxygène (14 %_{mol}) et de CO_2 (32 %_{mol}), est exclusivement de nature chimique. Ainsi, on remarque que dans ce flux rejeté à l'atmosphère, deux des quatre composés présentent un intérêt dans le système : d'une part l'oxygène pourrait être recyclé vers la chaudière, permettant ainsi de réduire la quantité d'oxygène à produire par séparation d'air, et d'autre part la récupération du CO_2 permettrait d'augmenter le taux de captage de l'unité.

De nombreux industriels et chercheurs académiques ont travaillé sur le sujet de la valorisation de ce flux et en particulier de l'augmentation du taux de captage dans l'optique de s'approcher d'un concept « zéro émission ». Différentes stratégies ont été proposées. La solution proposée par *Air Products* consiste à utiliser une membrane sélective à la fois au CO_2 et à l' O_2 , et à renvoyer le perméat vers la chaudière. Cette solution permettrait d'obtenir un taux de captage supérieur à 97 %_{mass} tout en réduisant la taille et la demande énergétique de l'ASU d'environ 5 % [White et al., 2011]. *Air Liquide*

propose quant à elle une membrane sélective au CO_2 permettant d'atteindre un taux de récupération de 98 %_{mass} en réintroduisant le perméat enrichi en CO_2 en amont des compresseurs des fumées de la CPU [Leclerc et al., 2013]. *Linde* suggérait une opération similaire mais en utilisant un procédé d'adsorption (PSA) [Ritter et al., 2009]. Des chercheurs de l'Université de Hambourg étudient particulièrement ce sujet, comparant différentes configurations de PSA et de membranes polymères pour augmenter le taux de récupération [Dickmeis & Kather, 2013] et évaluer la possibilité de valoriser l'oxygène en réintroduisant le flux appauvri en CO_2 dans l'unité de séparation d'air [Dickmeis & Kather, 2014].

La faisabilité technologique de la séparation du CO_2 des sous-produits pressurisés semble aujourd'hui être démontrée. Cependant, toutes les solutions entraînent une augmentation de la consommation énergétique de la CPU et il est bien évidemment nécessaire de tenir également compte des coûts d'investissement. En effet, la faible durée de vie des procédés membranaires, leur coût unitaire relativement élevé ainsi que leur caractère modulaire (donc faible extrapolabilité en taille) sont des éléments critiques à considérer.

6.4 L'oxy-combustion pressurisée

Ainsi, plusieurs voies d'amélioration ayant un fort potentiel d'amélioration des performances énergétiques et économiques de l'oxy-combustion ont été présentées dans les paragraphes précédents. Cependant, une modification particulièrement prometteuse, tant d'un point de vue énergétique qu'économique, n'a pas encore été décrite. Il s'agit de l'opération pressurisée de la chaudière oxy-combustion. L'oxy-combustion pressurisée est attractive pour différentes raisons. Tout d'abord, l'opération de la chaudière à une pression supérieure à la pression atmosphérique permet de supprimer les infiltrations d'air, entraînant ainsi une augmentation de la pureté des fumées à traiter dans la CPU et donc une dépense énergétique réduite pour atteindre une cible de pureté fixée. Par ailleurs, l'augmentation de la pression des fumées conduit à une augmentation de leur température de rosée, offrant ainsi la possibilité de valoriser l'enthalpie de condensation dans le cycle vapeur, et ainsi d'augmenter la production électrique. Cet effet est d'autant plus intéressant du fait de la teneur élevée en vapeur d'eau dans les fumées issues d'une combustion à l'oxygène. Enfin, le débit volumique réduit ainsi que l'augmentation des coefficients de transfert thermique côté gaz conduisent à une réduction de la taille des équipements, et potentiellement des coûts d'investissement. Ainsi, l'opération pressurisée, rendue possible par le faible volume de gaz à comprimer en amont de la chaudière du fait de la séparation préalable de l'azote, permet de tirer pleinement avantage du fonctionnement en oxy-combustion. Plusieurs auteurs [Hong et al., 2009 ; Zebian et al., 2012 ; Soundararajan & Gundersen, 2013] ont évalué les performances d'un concept de centrale oxy-

combustion pressurisée – le procédé « ISOTHERM » breveté par l'ITEA [Malvasi & Rosetti, 2005] – et des améliorations conséquentes du rendement net comparé à l'oxy-combustion atmosphérique ont été reportées. Récemment, un concept alternatif d'oxy-combustion pressurisée basée sur l'étagement de la combustion (SPOC, Staged Pressurized Oxy-Combustion) a été publié par une équipe de l'Université de Washington à Saint Louis, conjointement avec l'Electric Power Research Institute (EPRI) [Gopan et al., 2014]. Ce concept permet, d'après les auteurs, d'obtenir des performances significativement meilleures que le procédé ISOTHERM. Un gain de rendement d'environ 6 %-pts a été reporté pour ce procédé contre 1,7 %-pts pour le concept ISOTHERM [Soundararajan & Gundersen, 2013].

Ainsi, au regard des gains substantiels que permettrait l'oxy-combustion pressurisée et de l'écart conséquent de performance entre les deux concepts décrits dans la littérature, une étude conceptuelle a été conduite afin de comparer les performances sur une base commune.

6.4.1 Hypothèses communes aux deux concepts d'oxy-combustion pressurisée

Dans ce paragraphe, la description des équipements communs aux deux centrales est exposée. Les hypothèses de modélisation adoptées, sauf mention contraire, sont identiques à celles utilisées pour l'oxy-combustion atmosphérique étudiée dans les chapitres précédents.

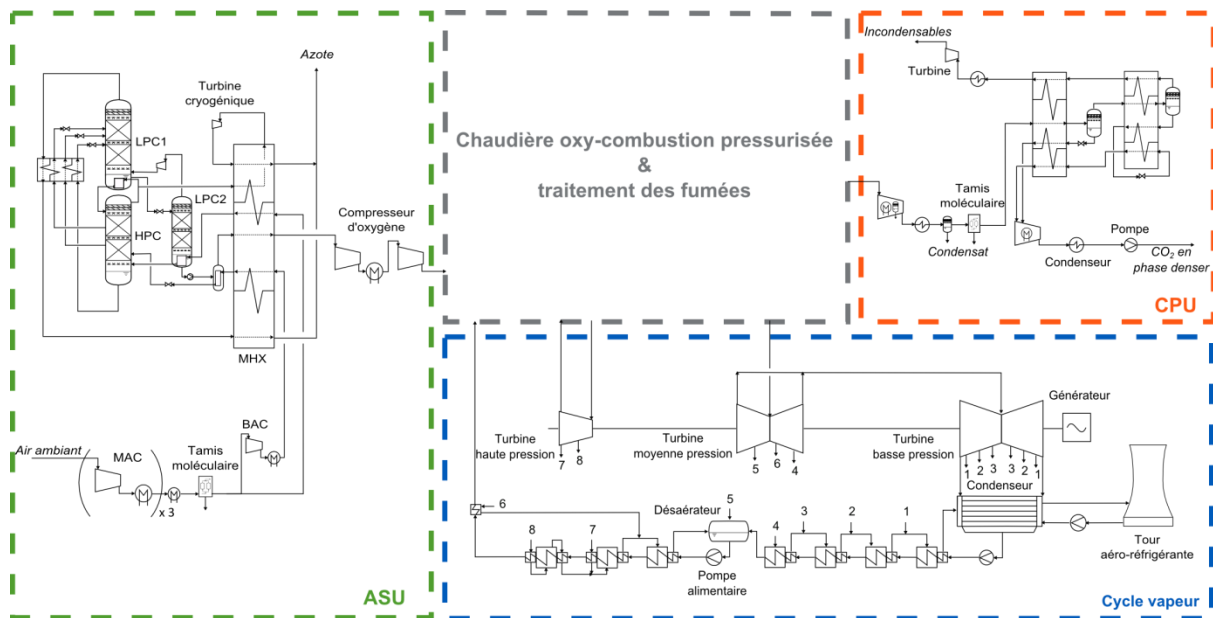


Figure 6.1 Schéma simplifié des éléments communs aux deux concepts de centrale oxy-combustion pressurisée

La Figure 6.1 présente l'ASU, la CPU et le cycle vapeur considérés pour l'évaluation des deux procédés d'oxy-combustion pressurisée. L'ASU considérée est le procédé avancé à l'état de l'art

ASU-1 décrit dans le paragraphe 4.5.1. Un procédé double flash conventionnel a été retenu pour la CPU, similaire à celle employée pour la centrale non pressurisée, mais toutefois avec des ajustements des conditions opératoires pour prendre en compte la modification de la composition des fumées en entrée de l'unité. Le cycle vapeur est, quant à lui, identique au cas atmosphérique. Bien que l'obtention d'oxygène pressurisé soit également réalisable dans la partie cryogénique du procédé par pompage de l'oxygène liquide en pied de la colonne basse-pression, Higginbotham & White (2013) ont montré que la compression de l'oxygène gazeux en aval de l'ASU conduisait à des performances énergétiques similaires. Ainsi, cette solution, qui permet dans le même temps de profiter de l'augmentation de température liée à la compression isentropique du gaz pour préchauffer le flux se dirigeant vers la chaudière, a été retenue. Pour les deux concepts d'oxy-combustion pressurisée, la récupération de l'enthalpie de condensation des fumées est réalisée dans un échangeur à contact indirect permettant de préchauffer de l'eau de cycle.

Concernant la dépollution, elle est assurée, pour les oxydes d'azote et les oxydes de soufre, par le procédé de dépollution intégrée décrit dans le paragraphe 6.2. Pour les deux cas, il est supposé qu'un réacteur unique opérant à 15 bar permet d'obtenir le taux d'abattement requis. D'après Gopan et al. (2014), l'addition d'un second réacteur n'entraîne qu'une faible augmentation de la consommation des auxiliaires.

L'îlot chaudière et traitement des fumées, propre à chacun des deux concepts d'oxy-combustion pressurisée, est successivement décrit pour les deux procédés considérés dans les paragraphes suivants.

6.4.2 Concept ISOTHERM

Le schéma de procédé considéré pour le concept appelé ISOTHERM, très semblable à celui décrit par Zebian et al. (2012), est présenté Figure 6.2. Le charbon est introduit dans un réacteur pressurisé réfractorisé dans lequel il est brûlé par une combustion sans flamme (flameless combustion). Ensuite, les fumées obtenues sont envoyées vers une chaudière de récupération de chaleur similaire aux HRSG (Heat Recovery Steam Generator) de centrales électriques à cycles combinés gaz assurant le transfert de chaleur convectif de l'enthalpie des fumées vers l'eau du cycle vapeur. Dans ce concept, il n'y a pas de transfert de chaleur par radiation dans le réacteur. L'effet de la pression opératoire sur les performances de ce système a été traité par Hong et al. (2013) et une pression de 10 bar a été identifiée comme étant optimale. Par la suite, Zebian et al. (2012) ont réalisé une étude en prenant mieux en compte les pertes de charge intervenant dans le HRSG et les gaines des fumées et ont établi qu'une pression opératoire plus faible, dans la gamme de 3,75 à 6,25 bar, était plus adaptée. Dans cette étude préliminaire, la valeur plus conventionnelle de 10 bar a été retenue.

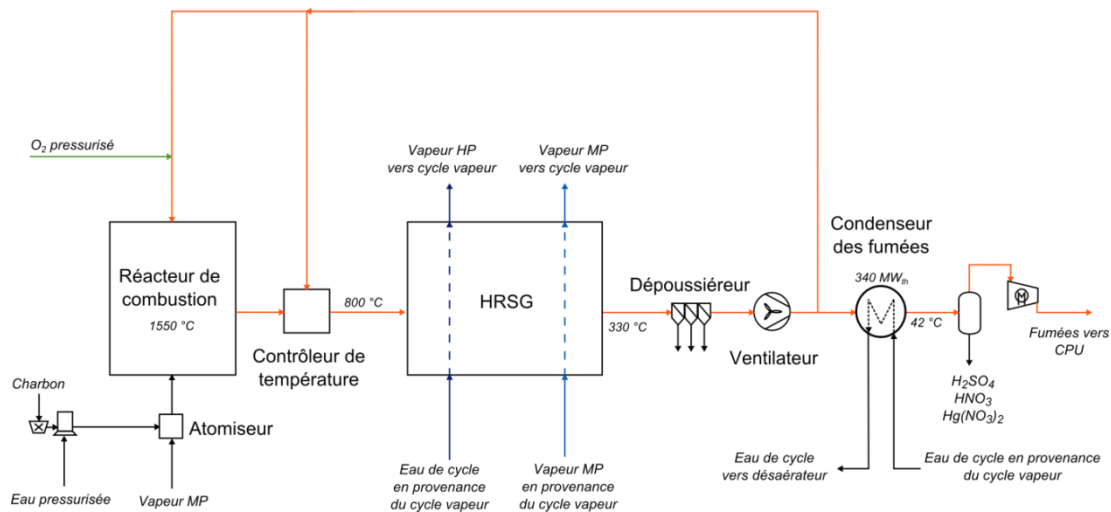


Figure 6.2 Schéma simplifié du concept d'oxy-combustion pressurisée ISOTHERM

Afin de contrôler la température dans le réacteur de combustion autour de 1550 °C et une température d'entrée dans le HRSG de 800 °C, une fraction importante des fumées en sortie du HRSG, à 330 °C, doit être recyclée. Cette température est fixée par l'écart de température admissible dans cet échangeur, où le flux froid (l'eau de cycle préchauffée) entre à 315 °C. Il a été supposé que cet écart de température de 15 K, inférieur à la valeur retenue pour le cas atmosphérique (25 K), était viable d'un point de vue technico-économique du coefficient de transfert thermique côté gaz plus élevé dû à la pressurisation des fumées. L'acheminement du charbon vers le réacteur pressurisé est réalisé en mélangeant le charbon finement broyé à de l'eau pressurisée, mélange ensuite atomisé par un faible débit de vapeur. Cette addition d'eau contribue également à tempérer la température dans le réacteur de combustion.

Dans ce concept, de par la teneur en eau élevée des fumées, une grande quantité de chaleur est récupérée au niveau de l'échangeur de condensation des fumées. La quantité de chaleur disponible est de 340 MW_{th}, ce qui correspond exactement à l'enthalpie nécessaire à la préchauffe de la totalité du débit d'eau de cycle de 32 °C (sortie de condenseur) à la température du désaérateur (172 °C). Enfin, les fumées en sortie de l'unité de dépollution sont comprimées dans un compresseur bi-étagé avec refroidissement intermédiaire.

6.4.3 Concept SPOC

Le principe du concept SPOC, présenté Figure 6.3, est de mettre en œuvre la combustion pressurisée avec un recyclage de fumées le plus réduit possible afin de minimiser la taille et la consommation des auxiliaires. Dans cette optique, ce concept exploite la dépendance de la température de combustion à la stœchiométrie oxygène-charbon en étagant la combustion dans

plusieurs chaudières. Dans la première chaudière, un large excès d'oxygène permet de limiter la température alors que dans les chaudières suivantes, l'effet lié à la sur-stœchiométrie est assisté par le refroidissement des fumées issues des chaudières en amont à une température de 700 °C. Ainsi, l'enthalpie libérée par la combustion est transférée au cycle vapeur dans chacune des chaudières. D'après les auteurs [Axelbaum et al., 2012], une combustion en quatre étages permet d'obtenir des températures acceptables dans les chaudières. La pression opératoire des chaudières est de 16 bar. A la sortie de la dernière chaudière, un économiseur permet de valoriser la chaleur jusqu'à 330 °C.

Contrairement au concept ISOTHERM, dans lequel le transfert de chaleur est exclusivement de nature convective, la nature majoritairement radiative du transfert de chaleur dans le concept SPOC mène à une réduction significative des pertes de charge (0,1 bar contre 0,5 bar). Enfin, un système de pressurisation pneumatique du charbon similaire à celui utilisé pour les centrales IGCC, dit sec, est utilisé. Dans cette technologie, le charbon préalablement finement broyé est comprimé en présence d'un faible débit de gaz (ratio de débit massique gaz sur charbon de 0,14). De par la pression opératoire plus élevée que pour le concept ISOTHERM, la compression des fumées en entrée de CPU est réalisée en un étage.

Dans ce concept, l'enthalpie disponible dans l'échangeur de condensation des fumées est significativement plus faible que pour le concept ISOTHERM (175 MW_{th}). Ainsi, seul 48 %_{mass} du débit d'eau de cycle peut être préchauffé à 172 °C, le reste du débit étant préchauffé conventionnellement par des extractions vapeur dans les préchauffeurs basse-pression.

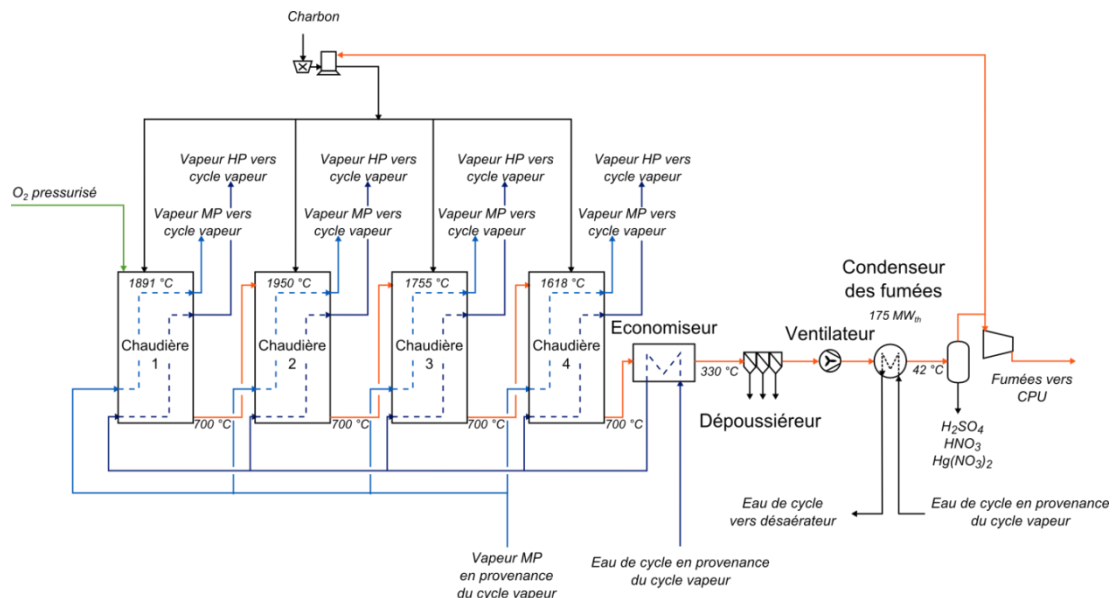


Figure 6.3 Schéma simplifié du concept d'oxy-combustion pressurisé SPOC

6.4.4 Comparaison des performances

La Figure 6.4 présente les performances énergétiques relatives aux deux concepts d'oxy-combustion pressurisée décrits précédemment. Celles-ci ont été mises en regard de la centrale aéro-combustion de référence (paragraphe 3.3.1), de la centrale oxy-combustion atmosphérique de base (paragraphe 3.3.2), appelée « conservative », et de la centrale oxy-combustion atmosphérique optimisée d'un point de vue technico-économique (paragraphe 5.4), appelée « optimisée ». Il est important de noter que le taux de récupération de CO₂ retenu pour les cas pressurisés est plus élevé que pour le cas atmosphérique. En effet, l'absence d'infiltrations d'air conduit à une concentration en CO₂ augmentée en entrée de CPU, respectivement 88 %_{mol, sec} et 89 %_{mol, sec} pour les concepts ISOTHERM et SPOC, comparé à 78 %_{mol, sec} pour le cas atmosphérique. Par conséquent, les spécifications de sortie usuellement adoptées (96 %_{mol} de pureté, 90 %_{mass} de taux de récupération) sont systématiquement dépassées. Malgré le fait que l'augmentation du taux de récupération ne se traduise pas par une amélioration des performances en termes de rendement de centrale, elle permet une réduction des émissions spécifiques et du coût de la tonne de CO₂ évité. Ainsi, au lieu de dégrader sciemment le taux de récupération à 90 %_{mass}, une valeur arbitraire de 95 %_{mass}, qui peut être atteinte sans augmentation significative de la consommation énergétique, a été retenue pour les deux concepts pressurisés.

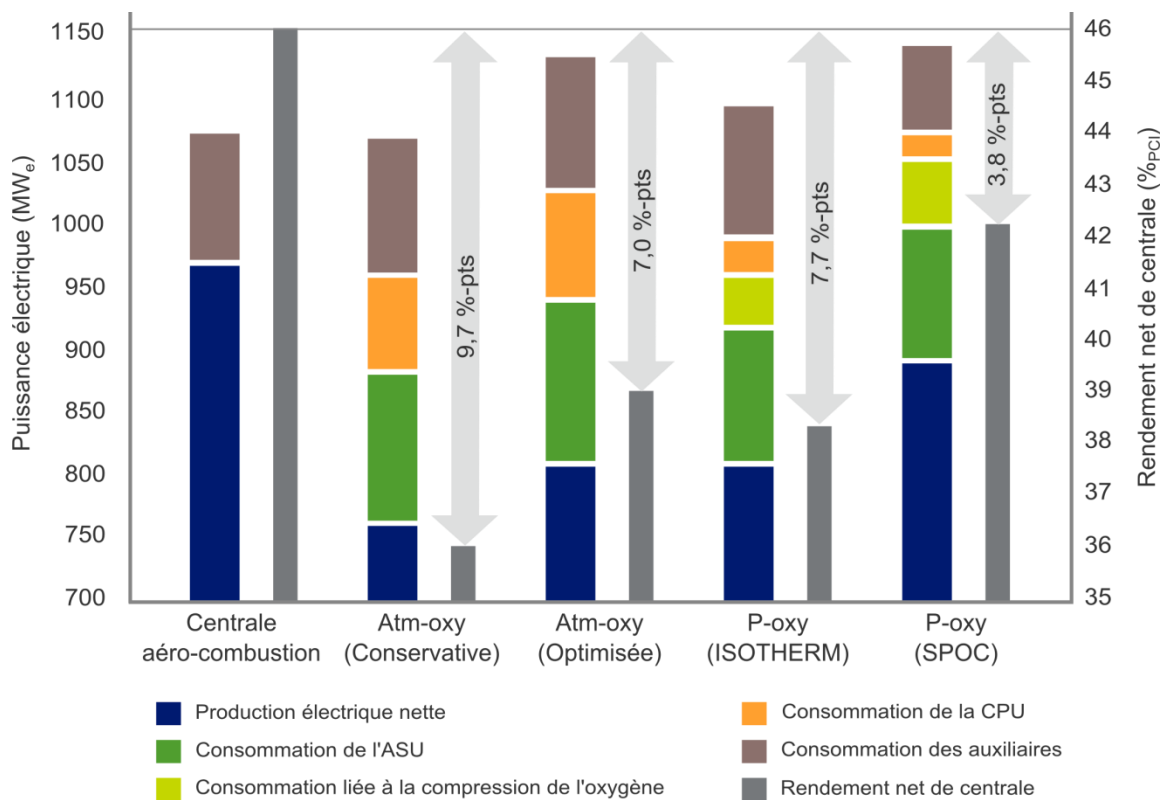


Figure 6.4 Comparaison des performances énergétiques relatives aux concepts oxy-combustion pressurisée avec la centrale aéro-combustion de référence, la centrale oxy-combustion conservative et optimisée

Les résultats mettent en évidence que, malgré un rendement supérieur au cas atmosphérique conservatif, seul le concept d'oxy-combustion pressurisée SPOC permet d'obtenir des performances meilleures que celles relatives au cas atmosphérique optimisé. Ce constat est vérifié même lorsque la différence de taux de récupération est prise en compte (235 kWh/t_{CO2} pour le concept ISOTHERM, contre 227 kWh/t_{CO2} pour le cas atmosphérique optimisé). Le concept SPOC permet, quant à lui, d'obtenir un gain important en termes de rendement net, grâce à une réduction significative de la consommation des auxiliaires (ventilateurs principalement, -35 % comparé au cas atmosphérique optimisé) et à une production brute plus importante. En effet, le rendement obtenu est supérieur de 3,2 %-pts par rapport au cas atmosphérique optimisé, soit une pénalité énergétique liée au captage de 3,8 %-pts. Ainsi, ce concept permettrait de passer sous la barre symbolique des 5 points de perte, et ce sans considérer les éventuels gains apportés par des intégrations thermiques, notamment la chaleur de compression de l'ASU. Enfin, comme les performances mitigées obtenues pour le concept ISOTHERM pourraient être attribuées au fait qu'une pression opératoire de 10 bar ait été choisie (avec des pertes de charge conséquentes), l'effet de la perte de charge sur le rendement de la centrale a brièvement été étudié. Ainsi, en considérant une perte de charge équivalente à celle du concept SPOC (0,1 bar), ce qui est une hypothèse très optimiste au regard de la différence du mode de transfert de chaleur entre les deux concepts, la pénalité énergétique obtenue est de 6,4 %-pts. Bien que meilleure que le cas atmosphérique optimisé, cette valeur est bien loin des performances du concept SPOC. Ainsi, une analyse exergetique a été réalisée afin de comprendre les raisons de cette différence relativement marquée.

6.4.5 Analyse exergetique

Les résultats de l'analyse exergetique réalisée sur les deux concepts d'oxy-combustion pressurisée sont présentés sur la Figure 6.5. Ainsi, outre la différence importante de la consommation des auxiliaires observable sur la Figure 6.4, d'autres raisons permettent d'expliquer les différences entre ces deux procédés.

Tout d'abord, il est intéressant de noter que la distribution des pertes exergetiques intervenant dans l'îlot chaudière et traitement des fumées est très différente pour les deux concepts. L'opération de refroidissement des fumées sortant de la chaudière à 1550 °C par mélange avec le flux de recyclage à 330 °C pour obtenir une température en entrée de HRSG à 800 °C (« Contrôleur de température ») entraîne des pertes importantes dans le concept ISOTHERM. Or, cette opération permet de réaliser l'échange de chaleur dans le HRSG (« Générateur de vapeur ») avec une différence de température significativement réduite comparée au cas SPOC, ce qui conduit à des pertes exergetiques significativement plus faibles pour ce poste. Ainsi, le cumul des pertes intervenant dans le « Générateur de vapeur » et le « Contrôleur de température » est en faveur du concept ISOTHERM.

Cependant, les pertes importantes dues au mélange de l'oxygène avec les fumées recyclées et celles intervenant dans le réacteur de combustion, causées par la quantité importante de fumées recyclées et d'eau nécessaire pour assurer le contrôle de la température, mènent à une perte exergétique totale plus importante pour le concept ISOTHERM. En effet, en agrégeant ces quatre sources de perte, les pertes exergétiques relatives au concept SPOC sont inférieures d'environ 9 % par rapport au concept ISOTHERM (respectivement 862 MW et 950 MW). Par ailleurs, la différence de pertes intervenant dans le « Condenseur des fumées » est due à une différence de quantité de chaleur, et donc d'exergie transférée dans cet échangeur au cycle vapeur. En effet, en considérant la différence de pertes observées pour le poste « Total cycle vapeur », les deux concepts sont sur un pied d'égalité (1,7 % d'écart).

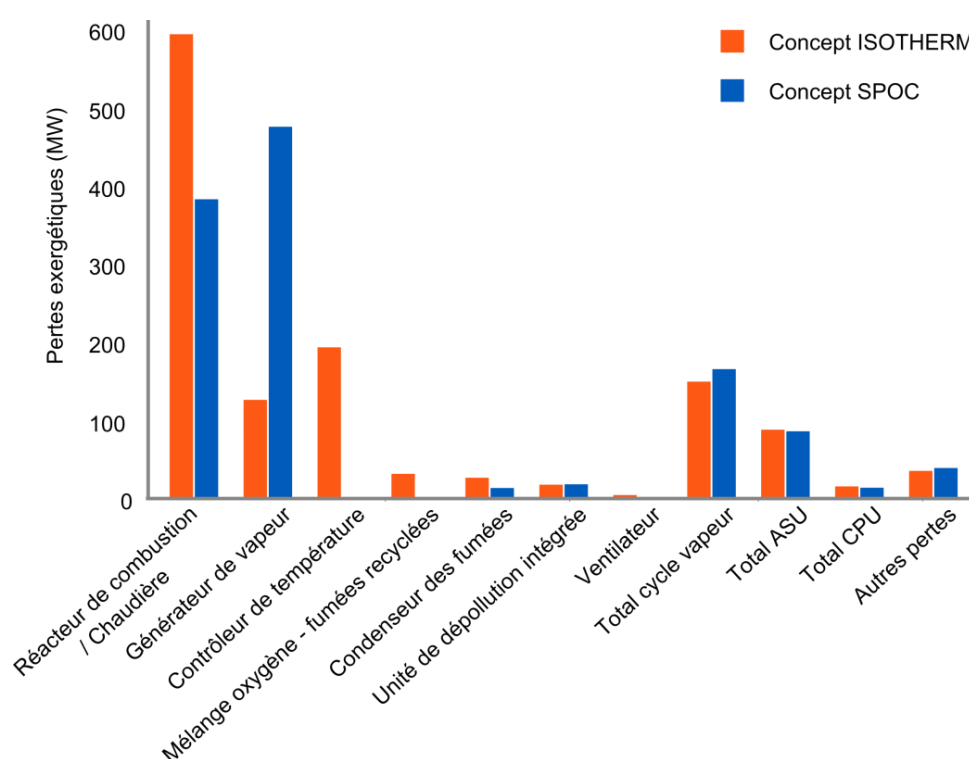


Figure 6.5 Comparaison des pertes exergétiques intervenant dans les procédés ISOTHERM et SPOC

On remarque alors que la différence de pertes exergétiques qui a été observée correspond à la différence d'exergie transférée au cycle vapeur. Alors qu'au premier abord, en se basant sur les quantités de chaleur disponibles au niveau du « Condenseur des fumées », le potentiel de récupération d'énergie semble significatif, le potentiel de gain réel, en termes d'exergie, est beaucoup moins important (67 MW pour le concept ISOTHERM et 35 MW pour le concept SPOC). Par conséquent, l'exergie cumulée transférée au cycle vapeur (« Générateur de vapeur » + « Condenseur des fumées ») est plus importante pour le concept SPOC (1283 MW) que pour le concept ISOTHERM (1234 MW), ce qui permet d'expliquer l'écart, à la fois en termes de production électrique brute et de rendement net, entre les deux cas qui ont été observés dans le paragraphe 6.5.1.

6.5 Conclusion sur le potentiel à long terme de l'oxy-combustion

Dans ce dernier chapitre, un panorama des améliorations pressenties pour le captage du CO₂ par oxy-combustion sur une centrale à charbon pulvérisé a été réalisé, en portant une attention particulière à une solution prometteuse permettant d'exploiter au mieux le principe de cette voie de captage : l'oxy-combustion pressurisée. Le panorama ainsi réalisé dépeint les voies d'amélioration qui ont été jugées intéressantes par l'auteur, et ne se veut en aucun cas une liste exhaustive des technologies en cours de développement pour l'oxy-combustion de deuxième génération.

Ainsi, de nombreuses solutions technologiques visant à réduire la pénalité énergétique et les coûts relatifs au captage par oxy-combustion sont en cours de développement. Les unités de séparation d'air cryogéniques et non cryogéniques permettent de réduire, du moins théoriquement, de 40 à 80 % la consommation électrique liée à la production d'oxygène. Ceci conduirait à un gain de rendement pouvant atteindre 4,9 %-pts. Il est intéressant de souligner le fait que les procédés non cryogéniques disposent de meilleurs leviers de couplage thermique avec la centrale que les procédés cryogéniques décrits dans ce chapitre. En effet, la diminution de la consommation spécifique pour ces derniers est obtenue en minimisant la pression opératoire à laquelle la distillation est réalisée, réduisant de fait les possibilités d'intégrations thermiques. Les procédés non cryogéniques offrent quant à eux des perspectives de gains très importants, notamment en recourant à des stratégies d'hybridation. Les procédés de dépollution intégrée offriraient quant à eux la possibilité de s'affranchir des équipements de dépollution classique (SCR, wFGD) et ainsi de réduire la consommation des auxiliaires (pompes de la wFGD) ainsi que les coûts de la centrale. Un tel système permettrait le traitement simultané du mercure. Cependant, une attention particulière doit être portée aux conditions aux limites lors de l'évaluation précise de ce procédé. Par ailleurs, l'oxy-combustion offre la possibilité de se rapprocher d'une centrale « zéro émission » par le biais du recyclage du CO₂ contenu dans le flux de sous-produits. Enfin, malgré les verrous technologiques certains que soulève le concept de combustion pressurisée étagée du charbon (concept SPOC), notamment concernant la gestion des flux radiatifs, cette voie semble particulièrement prometteuse. En effet, elle permet d'obtenir une pénalité énergétique inférieure au seuil symbolique des 5 %-pts, tout en laissant entrevoir un potentiel de réduction des coûts.

Conclusion générale et perspectives

L'objectif de cette thèse est l'évaluation du procédé de captage du CO_2 par oxy-combustion, considéré aujourd'hui comme la principale alternative au procédé de captage par absorption chimique pour les centrales à charbon pulvérisé neuves. Le principal verrou au développement de l'oxy-combustion étant sa pénalité énergétique élevée, l'enjeu principal a été de développer une approche permettant d'évaluer le potentiel de gain relatif à ce système industriel. La complexité et la nature fortement interconnectée du procédé ne permettant pas le recours à une approche d'optimisation systématique, une méthodologie rationnelle sous contraintes technologique et économique visant à minimiser les pertes exergétiques intervenant dans le système a été retenue. Les simulations ont été réalisées avec le logiciel *Aspen Plus* et la détermination des contenus exergétiques des flux de matière a été réalisée avec *ExerCom*, un module additionnel d'*Aspen Plus*.

Synthèse méthodologique

Une centrale oxy-combustion, dite de base, est modélisée afin de réaliser une cartographie des irréversibilités à l'œuvre au sein de ce système. Dans cette centrale de base, modélisée avec des hypothèses conservatives, des procédés conventionnels et un schéma d'intégration thermique réduit sont considérés, permettant ainsi un diagnostic initial du procédé avec le moins de biais possible. Le rendement net relatif à cette centrale est de 36,4 %_{PCI}, soit une pénalité énergétique de 9,7 %-pts par rapport à une centrale aéro-combustion modélisée avec les mêmes hypothèses. L'analyse exergétique de cette centrale à l'échelle de l'opération unitaire a permis de déterminer la localisation et l'importance des pertes thermodynamiques qui y interviennent. A partir de ces informations, les principales modifications permettant d'améliorer l'efficacité de ce système ont été identifiées.

Celles-ci sont de deux natures : les intégrations thermiques à architecture de procédé fixée et les modifications structurelles du système. Concernant l'évaluation des gains par intégration thermique, celle-ci a été réalisée au moyen d'une méthodologie établie dans le cadre de cette thèse, basée sur l'utilisation systématique de l'eau du cycle vapeur, permettant de maximiser la récupération d'énergie tout en minimisant les pertes exergetiques.

Dans un deuxième temps, l'optimisation des performances énergétiques de la centrale oxy-combustion a été réalisée en restreignant le périmètre d'étude aux technologies à l'état de l'art. Ainsi, l'objectif de cette partie a été la minimisation de la pénalité énergétique, en s'affranchissant de toute considération économique, afin d'évaluer le potentiel d'amélioration qu'offre le système. L'hypothèse sous-jacente à cette approche est que, du fait du coût d'investissement conséquent d'une centrale à charbon avec captage du CO₂, les investissements supplémentaires entraînés par les modifications de procédé et les intégrations thermiques seraient négligeables. Ainsi, les performances énergétiques de différentes configurations de centrale ont été établies. Une réduction potentielle de la pénalité énergétique de 3,7 %-pts, soit une diminution de 38 % par rapport à la centrale oxy-combustion de base, a ainsi été démontrée. Une centrale oxy-combustion à l'état de l'art, avec un schéma d'intégration thermique avancé, permet donc d'obtenir une pénalité énergétique de 6,0 %-pts.

Dans un dernier temps, une approche tenant compte des aspects économiques a été mise en œuvre afin de vérifier l'hypothèse selon laquelle les surcoûts entraînés par les modifications de procédé étaient négligeables en regard du coût d'investissement total de l'unité. Dans cette partie, les modifications de procédé identifiées précédemment, permettant d'améliorer les performances énergétiques de la centrale, ont été caractérisées par une grandeur appelée coût marginal. Ce coût correspond au surinvestissement entraîné par une modification pour produire une unité de puissance électrique supplémentaire. Par ailleurs, le seuil de rentabilité, défini comme l'investissement maximal rapporté à la puissance supplémentaire produite par une modification permettant de maintenir un coût actualisé de l'électricité (LCOE) constant, est déterminé. En mettant en regard ces deux grandeurs, il est possible de déterminer si une modification de procédé est bénéfique d'un point de vue économique ou non. Or, la mise en place d'une modification rentable conduisant mécaniquement à la réduction du seuil de rentabilité, il est important de réaliser les modifications par rendement marginal croissant. En effet, cette mesure permet de ne pas aboutir à des situations dans lesquelles une modification de procédé, initialement identifiée comme rentable, entraîne, *in fine*, une augmentation du LCOE de la centrale.

De cette manière, il a été mis en évidence que l'hypothèse initialement adoptée, bien que valide pour une grande partie des modifications, ne pouvait être généralisée. En effet, la substitution des compresseurs multi-étagés de la CPU par des compresseurs adiabatiques, qui permettait d'obtenir des

gains énergétiques grâce à l'augmentation de la température à laquelle la chaleur de compression était intégrée, n'est rentable dans aucune des configurations investiguées. De même, la valorisation de la chaleur basse-température en amont de la DCCPS n'est également pas profitable d'un point de vue économique. Ainsi, les modifications de procédé adoptées dans la centrale oxy-combustion permettant de minimiser le LCOE de la centrale, et donc optimales d'un point de vue technico-économique, sont les suivantes :

- Réaliser le recyclage secondaire à haute température, en amont de l'échangeur rotatif (cas de recyclage A) ;
- Dévier une partie des fumées en amont de l'échangeur rotatif afin de minimiser les pertes dans ce dernier tout en rehaussant la qualité de la chaleur intégrable. Cette chaleur est intégrée dans l'échangeur parallèle de récupération ;
- Préchauffer l'oxygène provenant de l'ASU à une température adaptée afin de réduire la destruction d'exergie intervenant dans la chaudière (gains directs) et d'augmenter l'exergie des fumées valorisable dans l'échangeur parallèle de récupération ;
- Valoriser la chaleur des fumées en amont de l'unité de désulfuration humide ;
- Réchauffer les fumées en aval du DCCPS avec de l'eau de cycle à basse-température.

Ainsi, l'implémentation de la méthodologie d'optimisation technico-économique a permis d'identifier une configuration de centrale oxy-combustion dont le LCOE est 7 % moins important que celui associé à la centrale de base.

Synthèse des résultats

La centrale ainsi obtenue présente un LCOE de 80,6 €/2011/MWh et un rendement net de 39,2 %_{PCI}, soit une pénalité énergétique de 6,9 points de rendement. Le coût du CO₂ évité, toujours sans prendre en considération les coûts liés au transport et au stockage, est de 38,2 €/2011/t_{CO2}. Ainsi, la viabilité du captage du CO₂ par oxy-combustion face au captage par absorption chimique, pour des applications de type « centrale neuve » avec des technologies à l'état de l'art, a été démontrée par cette étude.

Enfin, après avoir étudié le potentiel de l'oxy-combustion avec des technologies à l'état de l'art, les développements technologiques actuels laissant pressentir des gains substantiels en termes de performances énergétiques et de coût ont été identifiés. Lorsque le périmètre d'étude est élargi aux procédés à faible niveau de maturité, le nombre de solutions technologiques à considérer croît significativement et il devient difficile de réaliser une revue exhaustive de ces dernières. Ainsi, un panorama des voies d'amélioration qui, de notre point de vue, semblent avoir le plus de potentiel, ont été investiguées.

Parmi celles-ci, l'oxy-combustion pressurisée semble être une des solutions les plus prometteuses de par le fait qu'elle permette de tirer pleinement profit du principe du fonctionnement en oxy-combustion. Une étude conceptuelle a montré que cette solution permettrait d'obtenir une pénalité énergétique sous le seuil symbolique des 5 points de perte de rendement tout en laissant entrevoir un certain potentiel de réduction de coût de par la réduction de la taille des équipements qu'entraîne l'opération pressurisée. Ainsi, la pénalité énergétique relative au concept d'oxy-combustion pressurisée avec étagement de la combustion a été estimée à 3,8 points de rendement, sans tenir compte des gains potentiels qui pourraient être apportés par des intégrations thermiques, notamment la chaleur de compression de l'ASU.

Discussions et perspectives

L'approche holistique adoptée dans ce travail de thèse a pour objectif d'évaluer un potentiel de gain réaliste en adoptant une démarche d'utilisation rationnelle de l'énergie. Ainsi, bien que cette étude soit adaptée pour comparer différentes configurations entre elles, les performances en valeurs absolues obtenues peuvent globalement s'avérer légèrement optimistes. En effet, selon les hypothèses employées, les pertes thermiques et les pertes de charge induites par les intégrations thermiques, bien que considérées à travers les heuristiques du génie des procédés, n'ont pas été évaluées individuellement. La prise en compte d'un critère de distance lors de l'intégration thermique entre la source de chaleur et le puits de chaleur permettrait de tenir compte de ces effets et ainsi d'obtenir un schéma d'intégration thermique plus réaliste. Par ailleurs, l'établissement d'un réseau d'échangeurs de chaleur optimal d'un point de vue technico-économique n'a pas fait non plus l'objet de cette étude. Concernant l'impact des modifications de procédé sur le fonctionnement de la centrale, il convient de souligner que la stratégie d'intégration thermique adoptée permet de prévenir au maximum les éventuelles pertes de disponibilité de la centrale. Les extractions vapeur de chaque préchauffeur d'eau de cycle s'ajustent de manière passive grâce à la tension de vapeur saturante si une source de chaleur intégrée venait à ne pas être disponible temporairement, minimisant ainsi l'impact sur le fonctionnement de la centrale. La disponibilité de la centrale sera toutefois légèrement réduite du fait de l'augmentation du nombre d'équipements. L'hypothèse de fonctionnement en base et en régime permanent réalisée dans cette étude ne permet pas non plus de tenir compte de la perte de flexibilité du système. Une analyse RAM (Reliability Availability and Maintainability) pourrait permettre d'affiner les stratégies de redondances, basées sur le retour d'expérience, qui ont été retenues dans cette étude, et de quantifier l'impact des modifications implémentées sur la durée de fonctionnement annuelle effective de la centrale. Cependant, la prise en compte de ces aspects, nécessitant une étude dédiée, a été écartée dans le cadre de cette thèse. Par conséquent, la configuration optimale obtenue dans cette étude risque d'être différente du procédé optimal du point de vue de son opération réelle. Les réponses à la plupart des questions soulevées précédemment peuvent être apportées par une étude d'ingénierie

détaillée. Ainsi, la mise en lumière des solutions les plus prometteuses par la méthodologie développée dans le cadre de cette thèse permet de restreindre le champ d'investigation devant faire l'objet d'études approfondies, qui nécessitent des ressources importantes.

Par ailleurs, il est important de souligner que l'architecture obtenue à l'issue de la procédure d'optimisation est fortement dépendante du périmètre d'étude envisagé. De ce fait, lorsque l'étude d'un nouveau procédé est souhaitée, il est nécessaire de ré-optimiser le système afin de tenir compte des interactions qui pourraient intervenir entre ce procédé et les autres éléments, et des problématiques liées à l'intégration thermique, notamment l'éventuelle saturation d'un des préchauffeurs d'eau de cycle.

Dans le cas où le périmètre d'étude englobe des technologies à faible niveau de maturité, il convient de mettre en exergue la difficulté de mener à bien l'optimisation technico-économique. En effet, de manière générale, l'estimation du coût d'une technologie est de plus en plus délicate à mesure que sa maturité technologique décroît. Bien qu'il soit possible d'obtenir des ordres de grandeur de coût pour des technologies innovantes par analogie, la nécessité de recourir à des hypothèses de dimensionnement moins consolidées peut mener à des incertitudes telles que, *in fine*, l'étude ne soit pas conclusive. Ainsi, lors de l'évaluation des performances d'un procédé innovant, il semble préférable de restreindre l'étude à l'optimisation énergétique.

De manière générale, les résultats d'une évaluation technico-économique de procédé sont à la fois sujets aux hypothèses macro-économiques adoptées (durée de vie, facteur d'actualisation, contingences, coût des intrants, ...) et à la précision des corrélations de coût permettant l'estimation du coût des équipements intervenant dans le système. Outre la précision intrinsèque des méthodes factorielles, le fait que les corrélations de coût disponibles dans la littérature aient été établies à partir de valeurs tirées d'équipements provenant de l'industrie pétrochimique ou de la chimie lourde entraîne un biais supplémentaire lors de l'évaluation des centrales électriques. En effet, de par la taille des équipements intervenant dans les applications électrogènes, certaines corrélations ont été utilisées en dehors de leur domaine de validité. Ainsi, malgré l'attention particulière portée à l'utilisation de corrélations dont la forme mathématique permet l'extrapolation, celles relatives à certains équipements n'offrent pas entière satisfaction, notamment lorsque le facteur d'extrapolation est appliqué à une grandeur qui n'est pas une grandeur dimensionnante de l'équipement. C'est notamment le cas des corrélations disponibles pour l'évaluation du coût des compresseurs, qui sont uniquement dépendantes de la puissance. Ainsi, les aspects concernant le rendement isentropique ou encore le débit traité ne sont pas pris en compte, rendant difficile la comparaison de plusieurs configurations proches comme c'est le cas pour la comparaison des unités de séparation d'air. De par l'importance de ce poste dans l'estimation du coût de la centrale, les ordres de grandeur de coût ont été validés auprès de

fournisseurs de technologies. Dans l'optique d'affiner l'estimation des coûts relatifs à l'oxy-combustion, l'établissement d'une corrélation tenant compte de ces aspects paraît important. Toutefois, l'approche adoptée dans ce travail de thèse, consistant à déterminer le coût d'investissement de la centrale oxy-combustion à partir de celui d'une centrale aéro-combustion (paragraphe 5.1.3), ayant fait l'objet d'une validation en interne à *EDF*, permet de minimiser les incertitudes de l'évaluation économique. En effet, le CAPEX de la centrale aéro-combustion représentant près des trois-quarts du CAPEX de la centrale oxy-combustion (paragraphe 5.2.2), l'effet des incertitudes portant sur l'évaluation du coût des équipements propres à l'oxy-combustion est minimisé.

Enfin, le développement d'un modèle de zone pour représenter la chaudière permettrait d'obtenir une représentation plus fidèle des échanges thermiques dans la chaudière. Ainsi, cela permettrait de valider la faisabilité technologique et économique de configurations dans lesquelles les propriétés radiatives dans la chaudière sont modifiées. De plus, la chaudière représentant près d'un tiers du coût d'une centrale à charbon, un tel modèle permettrait d'estimer l'écart de coût relatif à cet équipement entre le cas aéro-combustion et le cas oxy-combustion.

Parmi les perspectives plus larges, il semble important de signaler qu'il existe des technologies prometteuses mettant en œuvre le principe de l'oxy-combustion sur des systèmes autres que les centrales à charbon pulvérisé. Parmi celles-ci, citons la technologie de chaudière à lit fluidisé circulant, principalement portée par *Foster Wheeler*, qui est actuellement en cours de démonstration sur la plateforme de test du CIUDEN (*Fundación Ciudad de la Energía*) à Ponferrada, en Espagne, à l'échelle de 30 MW_{th}. Cette technologie a comme principaux avantages de présenter une grande flexibilité en termes de combustible (possibilité d'utiliser du charbon de basse qualité ou de faire de la co-combustion biomasse), de permettre le traitement *in-situ* des oxydes de soufre dans la chaudière par addition de calcaire et enfin d'augmenter la concentration en oxygène en entrée de chaudière. Ce dernier point permet de réduire le flux de fumées recyclé, réduisant ainsi la taille des équipements ainsi que la consommation des auxiliaires. La combustion en boucle chimique, également appelée CLC (Chemical Looping Combustion), est réalisée dans un procédé semblable au procédé de séparation d'air CLAS décrit dans le chapitre 6. Un média solide transite alternativement entre un réacteur à température modérée et un second réacteur à haute température. Les matériaux employés classiquement sont le cuivre, le nickel, l'ilménite (TiFeO₃) et le manganèse. Dans ce procédé, le premier réacteur est le siège de l'oxydation du métal, qui permet la séparation de l'oxygène de l'air. Dans le second réacteur, le métal-oxyde formé dans le premier réacteur est réduit sous l'effet de la chaleur, fournie par l'oxy-combustion du charbon, pour produire un flux de CO₂ d'une pureté compatible avec le stockage géologique. Le matériau ainsi régénéré est renvoyé vers le réacteur de carbonatation. Les principaux inconvénients de cette technologie résident dans la complexité de la gestion des écoulements solide-gaz, la tenue mécanique du matériau ou encore la flexibilité limitée du

système. Principalement développée par *Alstom* et *Total/IFPEN*, cette technologie est en cours de démonstration à l'échelle du pilote de laboratoire à Darmstadt en Allemagne (1 MW_{th}). Des configurations avancées permettraient d'obtenir une pénalité énergétique de l'ordre de 4,5 %-pts [Authier & Le Moullec, 2013].

Pour conclure, le principe de l'oxy-combustion présente un potentiel d'amélioration intéressant comparé aux autres voies de captage du CO₂. La diversité des options en cours de développement, ainsi que les opportunités d'intégration thermique considérables qu'elle offre, font de l'oxy-combustion une technologie particulièrement prometteuse pour contribuer à façonner le paysage énergétique de demain.

Bibliographie

- [AACE, 2011] : AACE International Recommended Practice No.18R-97, Cost estimate classification system – as applied in engineering, procurement, and construction for the process industries. TCM Framework: 7.3 – Cost Estimation and Budgeting; 2011.
- [AIE, 2013a] : *CO₂ emissions from fuel combustion Highlights* 2013, 2013 edition, Paris, France.
- [AIE, 2013b] : *Key World Energy Statistics* 2013, Paris, France.
- [Allam, 2009] : Allam R J, 2009, Improved oxygen production technologies, *Energy Procedia*: 1: 461-470.
- [Alves, 1999] : Alves J, 1999, Analysis and design of refinery hydrogen distribution systems, PhD thesis, UMIST, Manchester, U.K.
- [ASME, 1995] : American Society of Mechanical Engineers, The Ljungström Air Preheater 1920, An International historic Mechanical Engineering Landmark, June 21 1995, Stockholm, Sweden.
- [Aspen Plus, 2009] : Aspen Plus – Getting Started Modeling processes with Solids; 2009.
- [Aspen Tech, 2000] : Aspen Tech, Aspen Plus User Guide version 10.2 ; 2000.
- [Authier & Le Moullec, 2013] : Authier O, Le Moullec Y, 2013, Coal Chemical-Looping Combustion for Electricity Generation: Investigation for a 250 MW_e Power Plant, *Energy Procedia* 37: 588-597.
- [Axelbaum et al., 2012] : Axelbaum R, Kumfer B, Phillips J, 2012, Staged, Pressurized Oxy-Combustion (SPOC), Kickoff Meeting, NETL, 24 October 2012, Morgantown, WV, USA.
- [Azapagic, 1999] : Azapagic A, 1999, Life cycle assessment and its application to process selection, design and optimization, *Chemical Engineering Journal* 73 (1): 1-21.
- [Belaissaoui et al., 2014] : Belaissaoui B, Le Moullec Y, Hagi H, Favre E, 2014, Energy Efficiency of Oxygen Enriched Air Production Technologies : Cryogeny vs Membranes, *Separation and Purification Technology* 125 : 142-150.
- [Benelmir et al., 2002] : Benelmir R, Lallemand A, Feidt M, 2002, Analyse exergétique, *Les techniques de l'ingénieur*, BE8015.
- [Berstad et al., 2013] : Berstad D, Anantharaman R, Neksa P 2013, Review – Low-temperature CO₂ capture technologies – Applications and potential, *International Journal of Refrigeration* 36: 1403-1416.
- [Beysel & Schueler, 2010] : Beysel G, Schueler T, 2010, The proven cryogenic Air Separation Process adapted to the needs of CCS (IGCC & Oxyfuel), 6 October 2010, Amsterdam, The Netherlands.
- [Boudet et al., 2009] : Boudet N, Marion P, Roy-Auberger M, 2009, Gazéification du charbon, *Techniques de l'ingénieur*, Référence J5200.
- [Brodyansky et al., 1994] : Brodyansky V M, Sorin M V, Le Goff P, 1994, The efficiency of industrial processes: exergy analysis and optimization, Elsevier Science B.V., Amsterdam, The Netherlands.
- [Castillo, 2011] : Castillo R, 2011, Thermodynamic Evaluation of Membrane Based Oxyfuel power Plants with 700 °C Technology, *Energy Procedia* 4: 1026-1034.

- [Chang, 2012] : Chang L, Liu X, Dai L, Sun Y, 2012, Modeling, Characteristic Analysis, and Optimization of Ideal Internal Thermally Coupled Air Separation Columns, *Industrial & Engineering Chemistry Research* 51: 14517-14524.
- [Châtel-Pélage et al., 2003] : Châtel-Pélage F, Marin O, Perrin N, Carty R, Philo G R, Farzan H, Vecci S J, A pilot-scale demonstration of oxy-combustion with flue gas recirculation in a pulverized coal-fired boiler, The 28th International Technical Conference on Coal Utilization & Fuel Systems, 10-13 March 2003 ; Clearwater, FL, USA.
- [Chauvel et al., 2001] : Chauvel A, Fournier G, Raimbault C, 2001, *Manuel d'évaluation économique des procédés*, Editions Technip, Paris, France.
- [Chevalier, 1999] : Chevalier J, 1999, Elaboration d'un protocole d'analyse de cycle de vie des procédés – Applications aux traitements des fumées d'incinération des déchets ménagers, mémoire de thèse INSA Lyon, Lyon, France.
- [Christie, 2012] : Christie M, 2012, Recovery Act: Oxy-combustion, Oxygen Transport Membrane Development, NETL CO₂ Capture Technology Meeting, 9 – 12 July 2012, , Pittsburgh, Pa., U.S.A.
- [Cook et al., 2013] : Cook J, Nuccitelli D, Green S A, Richardson M, Winkler B, Painting R, Way R, Jacobs P, Skuce A, 2013, Quantifying the consensus on anthropogenic global warming in the scientific literature, *Environmental Research Letters* 8: 024024-024031.
- [Cornelissen, 1997] : Cornelissen R L, 1997, Thermodynamics and sustainable development , The use of exergy analysis and the reduction of irreversibility, PhD Thesis, University of Twente, The Netherlands.
- [David, 2003] : David E, Materials for cryogenic applications, 12th International scientific conference on achievements in mechanical and materials engineering, AMME'2003, 7th-10th December 2003, Gliwice – Zakopane, Poland.
- [Davidian, 2012] : Davidian B, Process and unit for the separation of air by cryogenic distillation.US2012/0285197 A1.
- [De Visser et al., 2008] : De Visser E, Hendriks C, Barrio M, Molnvik M J, Koeijer G de, Liljemark S, Le Gallo Y 2008, Dynamis CO₂ quality recommendations. *International Journal of Greenhouse Gas Control* ; 2: 478-484.
- [Dickmeis & Kather, 2013] : Dickmeis J, Kather A, 2013, Offgas Treatment Downstream the Gas Processing Unit of a Pulverised Coal-fired Oxyfuel Power Plant with Polymeric Membranes and Pressure Swing Adsorption, *Energy Procedia* ; 37: 1301-1311.
- [Dickmeis & Kather, 2014] : Dickmeis J, Kather A, 2014, Integration of Oxygen-containing Exhaust Gas into the Air Separation Unit of an oxyfuel Power Plant, *Energy Procedia* 51: 99-108.
- [Dillon et al., 2005] : Dillon D J, White V, Allam R J, Wall R A, Gibbins J, 2005, Oxy-combustion processes for CO₂ capture from power plant. IEA Report No: E/04/031 Issue 1.
- [DOE, 2008] : Pulverized Coal Oxycombustion Power Plants, DOE/NETL-2007/1291, Volume 1: Bituminous Coal to Electricity, Final Report, Revision 2, August 2008.
- [DOE-NETL, 2010] : Cost and Performance for Low-rank PC Oxycombustion Energy plants. Final Report, U.S. DOE/NETL – 401-093010, September 2010.
- [Dowling & Biegler, 2014] : Dowling A W, Biegler L T, 2014, A framework for Efficient Large Scale Equation-Oriented Flowsheet Optimization, *Computers & Chemical Engineering*, In Press, Corrected Proof, Available online 27 May 2014.
- [EBTF, 2011] : European Benchmarking Task Force. European best practice guidelines for assessment of CO₂ capture technologies, public report from CAESAR. Brussels, Belgium: CESAR and DECARBit European Union Projects ; 2011.

- [El-Halwagi & Manousiouthakis, 1989] : El-Halwagi M, Manousiouthakis V, 1989, Synthesis of mass exchange networks. *AIChE Journal*, 35 (8):1233-1244.
- [EPRI, 2011a] : U.S. Department of Energy and Ohio Coal Development Office Advanced Ultra-Supercritical Materials Project for Boilers and Steam Turbines - Summary of Results, EPRI, Palo Alto, CA: 1022770.
- [EPRI, 2011b] : Engineering and Economic Evaluation of Oxy-Fired 1100 °F (593 °C) Ultra-Supercritical Pulverized Coal Power Plant with CO₂ Capture, EPRI, Palo Alto, CA: 1021782.
- [Faber et al., 2011] : Faber R, Yan J, Stark F, Priesnitz S, 2011, Flue gas desulphurization for hot recycle Oxyfuel combustion : Experiences from the 30 MWth Oxyfuel pilot plant in Schwarze Pumpe, *International Journal of Greenhouse Gas Control* ; 5S : S210-S223.
- [Reddy & Gilmartin, 2008] : Reddy S, Gilmartin J, 2008, Fluor's Econoamine FG Plus Technology for Post-Combustion CO₂ Capture, GPA Gas Treatment Conference, 20-22 February 2008, Amsterdam, The Netherlands.
<http://www.fluor.com/SiteCollectionDocuments/FluorEFG_forPost-CombustionCO2CaptureGPAConf_Feb2008.pdf> (dernier accès : 25 septembre 2014)
- [Fu & Gundersen, 2010] : Fu C, Gundersen T, 2010, Heat Integration of an Oxy-Combustion process for Coal-Fired Power Plants with CO₂ capture by Pinch Analysis, *Chemical Engineering Transactions* ; 21: 181 – 186.
- [Fu & Gundersen, 2012a] : Fu C, Gundersen T, 2012, Using exergy analysis to reduce power consumption in air separation units for oxy-combustion processes, *Energy* 44: 60-68.
- [Fu & Gundersen, 2012b] : Fu C, Gundersen T, 2012, Techno-economic analysis of CO₂ conditioning processes in a coal based oxy-combustion power plant, *International Journal of Greenhouse Gas Control* 9: 419-427.
- [Fu & Gundersen, 2013] : Fu C, Gundersen T, Air separation. WO2013/014252A2.
- [Garrett, 1989] : Garrett D E, 1989, *Chemical Engineering Economics*, Van Nostrand Reinhold , New York, USA.
- [Gopan et al., 2014] : Gopan A, Kumfer B M, Phillips J, Thimsen D, Smith R, Axelbaum R L, Process design and performance analysis of a Staged, Pressurized Oxy-Combustion (SPOC) power plant for carbon capture, *Applied Energy* 125: 179-188.
- [Ghannadzadeh et al., 2012] : Ghannadzadeh A, Thery-Hetreux R, Baudouin O, Baudet P, Floquet P, Joulia X, 2012, General methodology for exergy balance in ProSimPlus® process simulator, *Energy* 44(1) : 38-59.
- [Gundersen, 2000] : Gundersen T, 2000, A Process Integration PRIMER, International Energy Agency - Implementing Agreement on Process Integration, Annex I (Survey and Strategy).
- [Hagi et al., under review] : Hagi H, Neveux T, Le Moullec Y, Under review (*Applied Energy*), Efficiency evaluation procedure of coal-fired power plants with CO₂ capture, cogeneration and hybridization.
- [Hands, 1986] : Hands B A, 1986, *Cryogenic engineering*, Academic press Inc., London, UK.
- [Hashim et al., 2010] : Hashim S S, Mohamed A R, Bhatia S, 2010, Current status of ceramic-based membranes for oxygen separation from air, *Advances in Colloid and interface Science* 160: 88-100.
- [Hashim et al., 2011] : Hashim SS, Mohamed A R, Bhatia S, 2011, Oxygen separation from air using ceramic-based membrane technology for sustainable fuel production and power generation, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15: 1284-1293.

- [Higginbotham & White, 2013] : Higginbotham P, White V, Pressurized Oxygen Supply for CO₂ Capture Applications, The 3rd Oxyfuel Combustion Conference, 9 – 13 September 2013 ; Ponferrada, Spain.
- [Higginbotham et al., 2011] : Higginbotham P, White V, Fogash K, Guvelioglu, 2011, Oxygen supply for oxyfuel CO₂ capture, *International Journal of Greenhouse Gas Control* 5(S1): 194-203.
- [Hinderink et al., 1996] : Hinderink A P, Kerkhof F P J M, Lie A B K, De Swann Arons J, Van der Kooi H J, 1996, Exergy analysis with a flowsheeting simulator – I. Theory ; Calculating exergies of material streams, *Chemical Engineering Science* 51 (20): 4693-4700.
- [Hofstetter, 1998] : Hofstetter P, 1998, Perspectives in life cycle impact assessment – A structured Approach to Combine models of the technosphere, ecosphere and valuesphere, Kluwer Academic Publishers, Norwell, Massachusetts, USA.
- [Hohmann, 1971] : Hohmann E C, 1971 ; Optimum network for heat exchange. PhD Thesis, University of Southern California, Los Angeles.
- [Hong et al., 2009] : Hong J, Chaudhry G, Brisson J B, Field R, Gazzino M, Ghoniem A F, 2009, Analysis of oxy-fuel combustion power cycle utilizing a pressurized coal combustor, *Energy* 34: 1332-1340.
- [Hong et al., 2013] : Hong J, Field R, Gazzino M, Ghoniem A F, 2010, Operating pressure dependence of the pressurized oxy-fuel combustion power cycle, *Energy* 35: 5391-5399.
- [Hottel and Sarofim, 1967] : Hottel H C, Sarofim A F, Radiative Transfer, Mc Graw-Hill, 1967.
- [IPCC, 2014a] : Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.
- [IPCC, 2014b] : Summary for Policymakers In: Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.
- [JACOBS Consultancy, 2009] : JACOBS Consultancy. ExerCom v2.2 manual for AspenPlus version 2006 & 2006.5 (local PC version). The Netherlands ; 2009.
- [Kane, 2010] : Kane A, 2010, Conception et caractérisation d'un microcontacteur à film tombant : concept de distillation microstructuré, Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine, Nancy, France.
- [Kanniche et al., 2010] : Kanniche M, Gros-Bonnivard R, Jaud P, Valle-Marcos J, Amann J-M, Bouallou C, 2010, Pre-combustion, post-combustion and oxy-combustion in thermal power plant for CO₂ capture. *Applied Thermal Engineering* 30: 53-62.
- [Kather & Kownatzki, 2011] : Kather A, Kownatzki S, 2011, Assessment of the different parameters affecting the CO₂ purity from coal fired oxyfuel process, *International Journal of Greenhouse Gas Control* ; 5S: S204-S209.
- [Kim, 2013] : Kim Y J, 2013, Particulate matter and SO_x control by Dry/Wet Electrostatic Precipitators for Oxygen Pulverized Coal Combustion System, EEWS workshop, 2013.
- [Kotas, 1980] : Kotas T K, 1980, Exergy criteria of performance for thermal power plant, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 2(4): 147-163.
- [Kuppan, 2000] : Kuppan T, Heat exchanger design handbook. Marcel Dekker Inc ; New York, USA, 2000 (p. 171).

- [Lallemand, 2007] : Lallemand A, 2007, Energie, Exergie, Thermo-économie, Journées internationales de Thermiques, Albi.
- [Larsen et al., 2014] : Larsen U, Pierobon L, Wronski J, Haglind F, 2014, Multiple regression models for the prediction of the maximum obtainable thermal efficiency of organic Rankine cycles, *Energy* ; 65: 503-510.
- [Le Goff, 1979] : Le Goff P, 1979, Energétique industrielle, Tome 1 : Analyse thermodynamique et mécanique des économies d'énergie, Technique et documentation-Lavoisier, Paris, France.
- [Leclerc et al., 2013] : Leclerc M, Dubettier R, Lockwood F, 2013, High Recovery Near-Zero Emissions CPU, The 3rd Oxyfuel Conference, 9-13 September 2013 ; Ponferrada, Spain.
- [Linnhoff & Vredevel, 1984] : Linnhoff B, Vredevel D R, 1984, Pinch technology has come of age, *Chemical Engineering Progress* 80(7): 33-40.
- [Linnhoff & Flower, 1978] : Linnhoff B, Flower J R, 1978, Synthesis of heat exchanger networks: I. Systematic generation of energy optimal networks. *AIChE Journal* 24(4): 633-642.
- [Linnhoff & Hindmarsh, 1983] : Linnhoff B, Hindmarsh E, 1983, The pinch design method for heat exchanger networks, *Chemical Engineering Science* 38(5): 745-763.
- [Linnhoff March, 1998] : Linnhoff March, 1998, Introduction to Pinch technology
<<http://www.ou.edu/class/che-design/a-design/Introduction%20to%20Pinch%20Technology-LinhoffMarch.pdf>> (dernier accès 16.07.2014).
- [Lockwood, 2014] : Lockwood T, The international status of oxycoal for CCS, 41th Topical Oriented Technical Meeting, 10 – 11 June 2014 ; Warsaw, Poland.
- [Malvasi & Rosetti, 2005] : Malvasi M, Rosetti E, 2005, High-efficiency combustors with reduced environmental impact and processes for power generation derivable there from, International Patent WO 2005/108867.
- [Marek & Swiatkowski, 2014] : Marek E, Swiatkowski B, 2014, Reprint of « Experimental studies of single particle combustion in air and different oxy-fuel atmospheres », *Applied Thermal Engineering* 66: 35-42.
- [Matsuda, 2013] : Matsuda K 2013, Low heat power generation system, *Chemical engineering transaction* ; 3: 223-228.
- [McDonald et al., 2013] : McDonald D K, Falla L, MacInnis J, FutureGen 2.0: Power Block Design and Integration, The 3rd Oxyfuel Combustion Conference, 9 – 13 September 2013 ; Ponferrada, Spain.
- [Mirza et al., 2013] : Mirza N R, Kröner A, Alekseev A, 2013, Technological evaluation of cryogenic CO₂ purification units (CPU), The 3rd Oxyfuel Combustion Conference, 9 – 13 September 2013 ; Ponferrada, Spain.
- [Moghtaderi & Wall, 2013] : Moghtaderi B, Wall T, Integrated chemical looping air separation in large-scale oxy-fuel plants, Patent WO2013040645A1.
- [Moran & Shapiro, 2006] : Moran M J, Shapiro H N, 2006, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 5th Edition, John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex, England. (p.340).
- [Naikawa et al., 2003] : Nakaiwa M, Huang K, Endo A, Ohmori T, Akiya T, Takamatsu T, 2003, Internally Heat-Integrated Distillation Columns: A Review, *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 81, issue 1, pp. 162-177.
- [Neveux & Le Moullec, 2011] : Neveux T, Le Moullec Y, 2011, Wet industrial flue gas desulfurization unit: model development and validation on industrial data, *Industrial & Engineering Chemistry Research* 50(12): 7579-7592.

- [Neveux, 2013] : Neveux T, 2013, Modélisation et optimization des procédés de captage de CO₂ par absorption chimique, Thèse de doctorat, Université de Lorraine, Nancy, France.
- [Okkes & Badger, 1987] : Okkes A G, Badger B V 1987. Get acid dew point of flue gas, *Hydrocarbon Processing* ; 66(7): 53-55.
- [Palkes et al., 2004] : Palkes M, Warzasz R E, Liljedahl G N, 2004, Economics and feasibility of rankine cycle improvements for coal fired power plants, Report for the NETL.
- [Paufique et al., 2013] : Paufique C, Bourhy-Weber C, Tranier J-P, 2013, Future oxycombustionsystems, The 3rd Oxyfuel Combustion Conference, 9-13 September 2013 ; Ponferrada, Spain.
- [Perry & Green, 1997] : Perry R J, Green J H, 1997, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 7th edition, McGraw-Hill, New York, USA.
- [Polasek, 1989] : Polasek JC, Donnelly ST, Bullin JA, Process simulation and optimization of cryogenic operations using multi-stream brazed aluminum exchangers, Proceedings of the 68th GPA annual convention, Tulsa, OK: Gas Processors Association 1989, 100-106.
- [Pourchot et al., 2013] : Pourchot T, Prodhomme B, Granier F, Mönckert P, Stallmann O 2013, Integration of Oxy Combustion in a Large Size USC PC Plant for a Competitive Solution, , The 3rd Oxyfuel Conference, 9-13 September 2013 ; Ponferrada, Spain.
- [Prosser & Shah, 2011] : Prosser N, Shah M, 2011, Air Separation Units for Oxy-coal Power Plants, 2nd Oxyfuel Combustion Conference, 12-16 September ; Yeppoon, Australia.
- [Rayaprolu, 2009] : Rayaprolu K, Boilers : A Practical Reference (Industrial Combustion), CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, FL, USA. (p.8).
- [Repasky et al., 2012] : Repasky J M, Anderson L L, Stein V E E, Armstrong P A, Foster E P, ITM Oxygen technology: scale-up toward clean energy applications, International Pittsburgh Coal Conference 2012, 15 – 18 October 2012 ; Pittsburgh, Pa., USA.
- [Repasky et al., 2013] : Repasky J M, Stein V E E, Armstrong P A, Quintrell M S, Maxson A, Bartone L M, Ceramic and Coal: ITM Oxygen Power Generation with Reduced CO₂-Emissions, Detailed Engineering Study Results, AIChE Spring National Meeting, 28th April – 2nd May 2013, San Antonio, TX, USA.
- [Ritter et al., 2009] : Ritter R, Kutzschbach A, Stoffregen T, 2009, Energetic evaluation of a CO₂ purification and compression plant for the Oxyfuel process, 1st Oxyfuel Combustion Conference, 7-10 September ; Cottbus, Germany.
- [Rosen & Bulucea, 2009] : Rosen M A, Bulucea C A, 2009, Using Exergy to Understand and Improve the Efficiency of Electrical Power Technologies, *Entropy* 11: 820-835.
- [Rousseaux & Apostol, 2000] : Rousseaux P, Apostol T, 2000, Environmental value of energy. 1st ed. Lausanne, Presses polytechniques et universitaires romandes, ISBN 2-88074-437-7.
- [Rousseaux, 2005] : Rousseaux P, 2005, Analyse du Cycle de Vie (ACV), *Les techniques de l'ingénieur*, G5500.
- [Rubin et al., 2013a] : Rubin E S, Short C, Booras G, Davison J, Ekstrom C, Matuszewski M, McCoy S, 2013, A proposed methodology for CO₂ capture and storage cost estimates, *International Journal of Greenhouse Gas Control* 17:488-503.
- [Rubin et al., 2013b] : Rubin, E, Booras G, Davison J, Estrom C, Matuszewski M, McMoy S, Short C, 2013, Toward a common method of cost estimation for CO₂ capture and storage at fossil fuel power plants. Rapport technique, Global CCS Institute, Mars 2013.

- [Scheffknecht et al., 2011] : Scheffknecht G, Al-Makhadmeh L, Schnell U, Maier J, 2011, Oxy-fuel coal combustion – A review of the current state-of-the-art, *International Journal of Greenhouse Gas Control* 5(S1) ; 16-35.
- [Schmidt, 2006] : Schmidt W. ASU Reboiler/condenser safety, European Industrial Gas Association Production Safety Seminar, 2nd February 2006.
<<http://www.airproducts.com/~media/downloads/white-papers/a/en-air-separation-unit-reboiler-condenser-safety-whitepaper.pdf>> (dernier accès 25 septembre 2014)
- [Shah et al., 2012] : Shah K, Moghtaderi B, Wall T, 2012, Selection of Suitable Oxygen Carriers for Chemical Looping Air Separation: A thermodynamic Approach, *Energy&Fuels* 26: 2038-2045.
- [Shah et al., 2013a] : Shah K, Moghtaderi B, Wall T, 2013, Effect of flue gas impurities on the performance of a chemical looping based air separation process for oxy-fuel combustion, *Fuel* 103: 932-942.
- [Shah et al., 2013b] : Shah K, Moghtaderi B, Zanganeh J, Wall T, 2013, Integration options for novel chemical looping air separation (ICLAS) process for oxygen production in oxy-fuel coal fired power plants, *Fuel* ; 107 : 356-370.
- [Sinnott 2005] : Sinnott R K, 2005, *Chemical Engineering Design*, Coulson & Richardson's Chemical Engineering Volume 6, Fourth Edition, Elsevier Butterworth-Heinemann, Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP, 30 Corporate Drive, MA 01803.
- [Smith & Klosek, 2001] : Smith A R, Klosek J, 2001, A review of air separation technologies and their integration with energy conversion processes, *Fuel Processing Technology* 70 : 115-134.
- [Smith, 2005] : Smith R, *Chemical process design and integration*, John Wiley & Sons Ltd, the Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ, England.
- [Soundararajan & Gundersen, 2013] : Soundararajan R, Gundersen T, 2012, Coal based power plants using oxy-combustion for CO₂ capture: Pressurized coal combustion to reduce capture penalty, *Applied Thermal Engineering* 61: 115-122.
- [Spath et al. , 1999] : Spath P L, Mann M K, Kerr D R, 1999, Life Cycle Assessment of Coal-fired Power Production, Technical Report NREL/TP-570-25119, National Renewable Energy Laboratory, Golden, Colorado.
- [Spliethoff, 2010] : Spliethoff H, 2010, *Power Generation from Solid Fuels*, Spingler Heidelberg Dordrecht, London, New York.
- [Staine , 1995] : Staine F, 1995, Intégration Energétique des Procédés Industriels Par la Méthode du Pincement Etendue aux Facteurs Exergétiques, Thèse de doctorat N° 1318, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne, Suisse.
- [Stein-Brzozowska et al., 2011] : Stein-Brzozowska G, Maier J, Scheffknecht G, 2011, Impact of the oxy-fuel combustion on the corrosion behavior of advanced austenitic superheater materials, *Energy Procedia* 4: 2035-2042.
- [Szargut et al., 1988] : Szargut J, Morris D R, Stewart F R, 1988, Exergy Analysis of Thermal Chemical and Metallurgical Processes, Hemisphere Publ. Corp., New York, United States.
- [Szargut & Stryrlyska, 1964] : Szargut J, Stryrlyska T., 1964, Approximate determination of the exergy of fuels. *Brennstoff-Warme Kraft*; 16: 589 - 596.
- [Szargut, 2001] : Szargut J, 2001, Theory and Practices for Energy education, training, regulation and standards – Exergy Analysis of Thermal Processes and Systems with Ecological Applications.
- [Tan & Foo, 2007] : Tan R R, Foo D C Y, 2007, Pinch analysis approach to carbon-constrained energy sector planning, *Energy* 32 (8): 1422-1429.

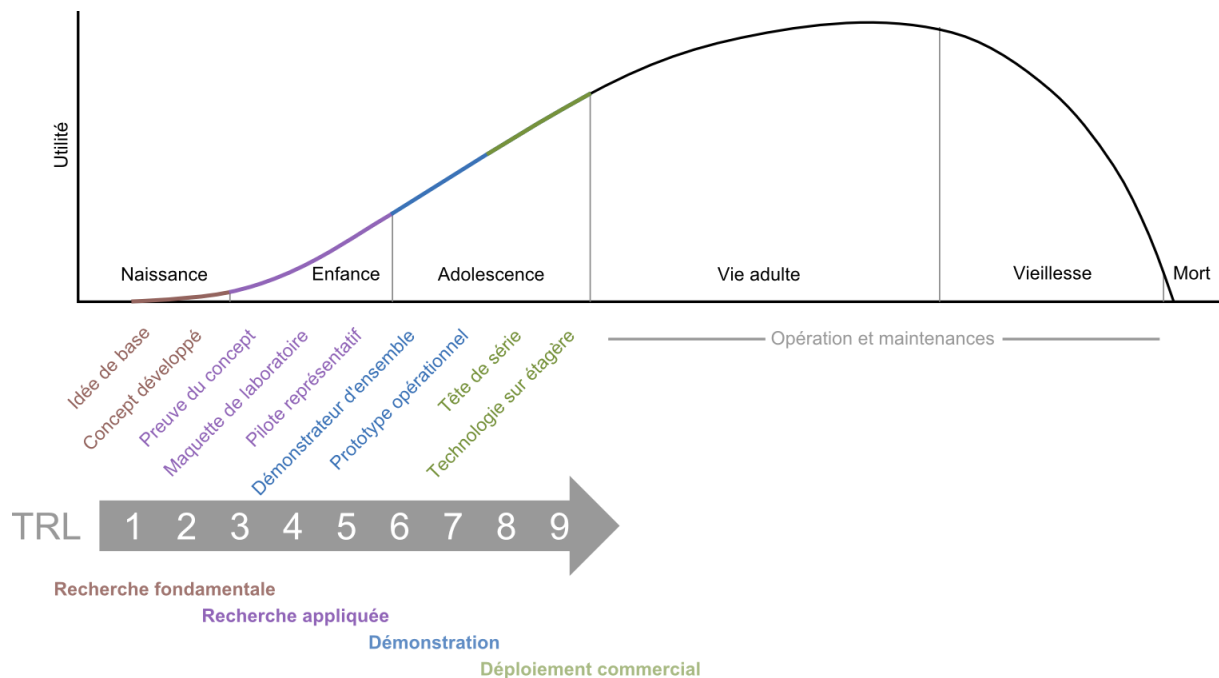
- [Thulukkanam, 2013] : Thulukkanam K, Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition, CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, FL, USA. (p. 175).
- [Tranier et al., 2009] : Tranier J-P, Dubettier R, Perrin N, 2009, Air Separation Unit for Oxy-Coal Combustion Systems, 1st International Oxyfuel Combustion Conference, 8-11 September ; Cottbus, Germany.
- [Tsai, 2010] : Tsai R E, 2010, Mass Transfer area of Structured Packing, PhD Thesis, The University of Texas at Austin, USA. (p.259).
- [Tsatsaronis, 1993] : Tsatsaronis G, 1993, Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems, *Progress in Energy and Combustion Science* 19(3): 227-257.
- [Turton et al., 2012] : Turton R, Bailie R C, Whiting W B, Shaeiwitz J A, Bhattacharyya D, Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes, Fourth Edition, Prentice Hall. July 2012.
- [Ulrich & Vasudevan, 2004] : Ulrich G D, Vasudevan P T, Chemical Engineering Process Design and Economics, Second Edition, Process Publishing, Durham, NH, USA. June 2004.
- [Umeda et al., 1978] : Umeda T, Itoh J, Shiroko K, 1978, Heat-Exchanger System Synthesis, *Chemical Engineering Progress* 74(7): 70-76.
- [Umeda et al., 1979] : Umeda T, Harada T, Shiroko K, 1979, Thermodynamic approach to the synthesis of heat integration systems in chemical processes. *Computers & Chemical Engineering* 3(1-4): 273-282.
- [Van der Ham & Kjelstrup, 2011] : Van der Ham L V, Kjelstrup S, 2011, Improving the Heat integration of Distillation Columns in a Cryogenic Air Separation Unit, *Industrial & Engineering Chemistry Research* 50: 9324-9338.
- [Van der Ham, 2011] : Van der Ham L, 2011, Improving the second law efficiency of a cryogenic air separation unit, PhD Thesis, NTNU, Trondheim, Norway.
- [Viebahn, 2007] : Viebahn P, Nitsch J, Fishedick M, Esken Andrea, Schüwer D, Supersberger N, Zuberhühler U, Edenhofer O, 2007, Comparison of carbon capture and storage with renewable energy technologies regarding structural, economic, and ecological aspects in Germany, *International Journal of Greenhouse Gas Control* 1(1):121-133.
- [Von L. Haar et al., 1984] : Von L. Haar, Gallagher J S, Kell G S, 1984, NBS/NRC steam tables 1984, Hemisphere Publishing Corp., Washington – New York – London.
- [Wall et al., 2013a] : Wall T, Stanger R, Liu Y, 2013, Gas cleaning challenges for coal-fired oxy-fuel technology with carbon capture and storage, *Fuel* 108 :85-90.
- [Wall et al., 2013b] : Wall T, Shah K, Song H, Monghtaderi B, Stanger R, Integrated Chemical Looping Air Separation (ICLAS), The 3rd Oxyfuel Combustion Conference, 9 – 13 September 2013 ; Ponferrada, Spain.
- [Wall et al., 2009] : Wall T, Liu Y, Spero C, Elliott L, Khare S, Rathnam R, et al., 2009, An overview on oxyfuel coal combustion – State of the art research and technology, *Chemical Engineering Research and Design* ; 87: 1003-1016.
- [Wan Alwi et al., 2012] : Wan Alwi S R, Mohammad Rozali N E, Abdul-Manan Z, Klemes J J, 2012, A process integration targeting method for hybrid power systems, *Energy* 44 (1): 6-10.
- [Wang & Smith, 1994] : Wang Y P, Smith R, 1994, Wastewater minimization. *Chemical Engineering Science*, 49 (7): 981-1006.
- [Wang et al., 2012] : Wang K, Yu Q, Qin Q, 2012, Thermodynamic method for selecting oxygen carriers used for chemical looping air separation, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*: 1-7.

- [Wei et al., 2013] : Wei Y, Liao Q, Xue J, Li Z, Wang H, 2013, Influence of SO₂ on the phase structure, oxygen permeation and microstructure of K₂NiF₄-type hollow fiber membranes, *Chemical Engineering Journal* 217: 34-40.
- [White et al., 2011] : White V, Fogash K, Petrocelli F, Air Products Oxyfuel CO₂ Compression and Purification developments, 2nd Oxyfuel Combustion Conference, 12-16 September 2011, Yeppoon, Queensland, Australia.
- [White et al., 2009] : White V, Armstrong P, Fogash K, 2009, Oxygen Supply for Oxyfuel CO₂ Capture, 1st Oxyfuel Combustion Conference, 8-11th September 2009, Cottbus, Germany.
- [Widder et al., 2011] : Widder S H, Butner R S, Elliott M L, Freeman C J, 2011, Sustainability Assessment of Coal-Fired Power Plants with Carbon Capture and Storage, Technical Report PNNL-20933, Pacific Northwest National Laboratory, Richland, Washington.
- [Wilkinson, 2001] : Wilkinson M B, Panesar R S, Allam R K, 2001, CO₂ capture via oxyfuel firing - Optimization of a retrofit design Concept for a Refinery power station Boiler, First National Conference on Carbon Sequestration, 15-17 May 2001 ; Washington DC, United States.
- [Xiong et al., 2011a] : Xiong J, Zhao M, Chen M, Zheng C, 2011, Simulation Study of an 800 MWe Oxy-combustion Pulverized-Coal-Fired Power Plant, *Energy Fuels* 25: 2405-2415.
- [Yan et al., 2013] : Yan J, Giering R, Faber R, Burchhardt U, Zennegg M, Schmidt T, Performance and System Optimisation of Flue Gas Desulphurisation for Oxy-coal Combustion, The 3rd Oxyfuel Combustion Conference, 9 – 13 September 2013 ; Ponferrada, Spain.
- [Yi et al., 2010] : Yi J, Schroeder M, Weirich T, Meyer J, 2010, Behaviour of Ba(Co, Fe, Nb)O_{3-δ} perovskite in CO₂-containing atmospheres: degradation mechanism and materials design, *Chemistry of Materials* 22 (23) ; 6246-6253.
- [Zebian et al., 2012] : Zebian H, Gazzino M, Mitsos A, 2012, Multi-variable optimization of pressurized oxy-coal combustion, *Energy* 38: 37-57.
- [Zhang et al., 2014] : Zhang X, Singh B, He X, Gundersen T, Deng L, Zhang S, 2014, Post-combustion capture technologies: Energetic analysis and life cycle assessment, *International Journal of Greenhouse Gas Control* 27: 289-298.
- [Zhelev & Ntlhakana, 1999] : Zhelev T K, Ntlhakana L, 1999, Energy-environment closed loop through oxygen pinch. *Computers & Chemical Engineering*, 23 (S): 79-83.
- [Zheng et al., 2013] : Zheng Q, Xue J, Liao Q, Wei Y, Zhong L, Wang H, 2013, CO₂-tolerant alkaline-earth metal-free single phase membrane for oxygen separation, *Chemical Engineering Science* 101: 240-247.

Annexes

Annexe 2.1

L'échelle TRL (Technology Readiness Level) est un outil dédié à l'évaluation du niveau de maturité d'un élément technologique initialement développé par la NASA dans les années 1980 pour des applications spatiales. Depuis, cet outil a été adopté par diverses agences gouvernementales américaines et entreprises dans le but principal de limiter les risques lors du développement commercial d'une technologie. Il a été normalisé ISO en 2013 (ISO 16290).



Le cycle de vie d'une technologie est communément représenté par un diagramme en forme de « baleine ». Les différentes étapes de ce cycle, présentées en abscisse, sont assimilées aux étapes d'une vie humaine, depuis la naissance à la mort. L'utilité de la technologie est, quant à elle, placée en ordonnée. L'échelle TRL concernant uniquement les étapes de naissance, d'enfance et d'adolescence consiste à associer une valeur allant de 1 à 9 à une technologie. Le TRL 1 correspond à la première idée d'une technologie et le TRL 9 correspond à une technologie mature et commerciale ayant d'ores et déjà fait l'objet de plusieurs réalisations industrielles. Entre ces deux extrêmes, le TRL 4 marque la démonstration de la technologie en laboratoire et le TRL 7 la démonstration d'un prototype de taille représentative en environnement opérationnel. Le tableau décrivant les définitions et les caractéristiques de chaque niveau de TRL issu de la norme ISO 16290, associées aux applications spatiales mais transposables pour les études de procédés, est donné ci-dessous pour plus de détails.

Tableau extrait de la norme ISO 16290 présentant les définitions et les caractéristiques associées à chaque niveau de l'échelle TRL (appliquée aux applications spatiales).

Niveau de maturité technologique	Jalon atteint pour l'élément	Réalisation des travaux (documentée)
TRL 1 : Principes de base	Les applications potentielles sont identifiées suite à des observations de base mais le concept de l'élément n'est pas encore formulé.	Expression des principes de base prévus pour l'utilisation. Identification d'applications potentielles.
TRL 2 : Concept technologique et/ou application formulé	Formulation d'applications potentielles et concept de l'élément préliminaire. Pas encore de preuve du concept.	Formulation d'applications potentielles. Plans de conception préliminaires de l'élément, permettant de comprendre comment utiliser les principes de base.
TRL 3 : Preuve du concept analytique et expérimentale de la fonction et/ou de la caractéristique critique	Le concept de l'élément est élaboré et la performance attendue est démontrée au moyen de modèles analytiques étayés par des données/caractéristiques expérimentales.	Les exigences de performance préliminaire (peuvent cibler plusieurs missions) y compris la définition des exigences de performance fonctionnelle. Plans de conception de l'élément. Données d'entrée relatives à l'expérimentation, définition et résultats des expériences en laboratoire. Modèles analytiques de l'élément pour preuve de concept.
TRL 4 : Vérification fonctionnelle en environnement de laboratoire au niveau composant et/ou maquette	La performance fonctionnelle de l'élément est démontrée en soumettant la maquette à test en environnement de laboratoire.	Les exigences préliminaires de performance (peuvent cibler plusieurs missions) y compris la définition des exigences de performance fonctionnelle. Plans de conception de l'élément. Plans de test de performance fonctionnelle. Définition de la maquette pour la vérification de la performance fonctionnelle. Rapports de test concernant la maquette.
TRL 5 : Vérification en environnement représentatif de la fonction critique au niveau composant et/ou maquette	Les fonctions critiques des éléments identifiées et l'environnement représentatif associé est défini. Des maquettes à l'échelle réduite sont construites pour vérifier la performance en réalisant des tests dans un environnement représentatif, tributaires des effets liés au facteur d'échelle	Définition préliminaire des exigences de performance et de l'environnement représentatif. Identification et analyse des fonctions critiques de l'élément. Conception préliminaire de l'élément étayée par les modèles appropriés pour la vérification des fonctions critiques. Plan de test des fonctions. Analyse des effets liés au facteur d'échelle. Définition de la maquette pour vérification de la fonction critique. Rapports de test concernant la maquette.
TRL 6 : Démonstration en environnement représentatif des fonctions critiques de l'élément au niveau modèle	Les fonctions critiques des éléments sont vérifiées, la performance est démontrée dans l'environnement représentatif et le/les modèles sont représentatifs du point de vue de la forme, de la taille et de la fonction.	Définition des exigences de performance et de l'environnement représentatif. Identification et analyse des fonctions critiques de l'élément. Conception de l'élément, étayée par des modèles appropriés pour la vérification des fonctions critiques. Plan de test des fonctions critiques. Définition du modèle pour les vérifications des fonctions critiques. Rapports des modèles de test.

TRL 7 : Démonstration en environnement opérationnel de la performance de l'élément au niveau modèle	La performance est démontrée pour l'environnement opérationnel, au sol et si nécessaire dans l'espace. Un modèle représentatif, reflétant intégralement tous les aspects de la conception du modèle de vol, est construit et soumis à test avec les marges adéquates pour démontrer la performance dans l'environnement opérationnel.	Définition des exigences de performance, y compris définition de l'environnement opérationnel. Définition et réalisation du modèle. Plan de test du modèle. Résultats de test du modèle.
TRL 8 : Système réel développé et accepté pour le vol (« qualifié vol »)	Le modèle de vol est qualifié et intégré dans le système final prêt pour le vol.	Le modèle de vol est construit et intégré dans le système final. Acceptation de l'aptitude au vol du système final.
TRL 9 : Système réel « démontré en vol » par mission opérationnelle réussie	La technologie est sous sa forme finale. L'élément fonctionne de manière satisfaisante pour la mission confiée dans l'environnement opérationnel réel.	Mise en service en phase d'opérations initiales. Rapport d'exploitation en orbite.

Annexe 3.1

Hypothèses pour la centrale à charbon pulvérisé de référence

Hypothèses de modélisation des équipements de la centrale à charbon pulvérisé de référence

Chaudière	Pertes radiatives	% _{charbon} (PCI)	0,25 ¹
	Imbrûlés	%	1
	Pression	bar	1,0035
	Pertes canalisations (surchauffe/resurchauffe)	°C	2 / 2
Pompes	Rendement électro-mécanique	%	95
	Rendement isentropique (> 10MW)	%	80
	Rendement isentropique (< 10MW)	%	75
	Rendement isentropique (pompe à vide)	%	65
Ventilateurs	Rendement électro-mécanique	%	95
	Rendement isentropique (soufflage)	%	70
	Rendement isentropique (tirage)	%	80
Turbines	Rendement mécanique	%	99,5
	Rendement isentropique (> 50 bar)	%	92
	Rendement isentropique (> 5 bar)	%	94
	Rendement isentropique (< 5 bar)	%	90
	Rendement isentropique (< 5 bar, condensation)	%	88
	Rendement électro-mécanique de l'alternateur	%	98,5
	Rendement électrique du transformateur	%	99,6
Pertes de charge	Soutirage vapeur BP / HP	%	3 / 3
	Train de préchauffe BP / HP	%	5 / 5
	Chauffe principale / resurchauffe	%	7 / 8
	Circuit de l'eau de refroidissement	bar	2.3
	Circuit de l'air primaire	mbar	120
	Circuit de l'air secondaire	mbar	25
	Circuit des fumées	mbar	100
	Circuit de la suspension de la désulfuration	bar	8 ²
Pincements	Economiseur	K	25
	Préchauffeur d'eau (au point de rosée)	K	5
	Préchauffeur d'air	K	30
	Echangeur gaz-gaz de la désulfuration	K	40 ³

Auxiliaires divers	Transport et préparation du combustible	kWh/t _{charbon}	15
	Transport et manutention des cendres	kWh/t _{charbon}	16 ⁴
	Transport et préparation du calcaire	kWh/t _{charbon}	3,6 ¹
	Transport et manutention du gypse	kWh/t _{charbon}	24 ¹
	SCR	kWh/t _{charbon}	1
	ESP	kWh/t _{charbon}	6,6 ¹
	Auxiliaires et consommations diverses	%P _{brut, élec}	0,5
Fuites	Infiltrations d'air de la chaudière	% _{fumée} (m)	1,5
	Infiltrations d'air de l'ESP	% _{fumée} (m)	5
	Fuite de l'AP vers AS (Ljungström)	% _{AP} (m)	10
	Fuite de l'AS vers les fumées (Ljungström)	% _{AS} (m)	5
	Répartition des fuites du préchauffeur d'air	côté chaud/froid	70/30 ⁵

Caractéristiques du charbon Douglas Premium

Analyse immédiate %		Analyse élémentaire %	
Humidité	8,0	Carbone	66,52
Cendre	14,2	Azote	1,56
Volatiles	22,9	Hydrogène	3,78
Carbone fixe	54,9	Soufre	0,52
		Cendre	14,15
		Chlore	0,01
		Humidité	8,00
		Oxygène	5,46
PCS	26230 kJ/kg		
PCI	25242 kJ/kg		

¹ Parisot J, Conception et calcul des chaudières - généralités et bilans, 1993, page 14

² Pression débitante des buses = 3 bar, hauteur de la colonne ~40 m = 4 bar, perte de charge = 1 bar

³ De façon à en réduire le coût, augmenté du fait de la condensation acide

⁴ Valeur pour 16,65 % de cendre et 1 % de soufre dans le charbon

⁵ http://www.coalpowermag.com/ops_and_maintenance/Power-101-Improving-the-Performance-of-Boiler-Auxiliaries-Part-I_293.html

Annexe 3.2

Hypothèses pour la modélisation d'une centrale oxy-combustion

Hypothèses de modélisation spécifiques à l'oxy-combustion

Pompes	Rendement électro-mécanique	%	95
	Rendement isentropique	%	70
Compresseurs	Rendement électro-mécanique	%	98
	Rendement isentropique (air)	%	87
	Rendement isentropique (CO ₂)	%	85
Turbines	Rendement couplage	%	99,5
	Turbine à gaz (< 20 MW)	%	85
	Turbine à gaz (cryogénique, < 20 MW)	%	75
Ventilateurs	Rendement électro-mécanique	%	95
	Rendement isentropique (Aspiration)	%	80
Pertes de charge	Garnissage des colonnes d'absorption	mbar/m	3
	Distributeur des colonnes d'absorption	mbar	50
	Colonne de distillation cryogénique (HP&BP)	mbar	70
	Echangeur à plaques	bar	1
	Echangeur à plaques (ASU)	bar	0,1
	Echangeur tubes et calandre (côté tubes)	bar	0,2
	Echangeur tubes et calandre (côté calandre)	bar	1
	Tamis moléculaire	bar	0,3
Pincement	Echangeur à plaque cryogénique	K	1,5
	Evapo-condenseur (ASU)	K	1
	Autres échangeurs	K	10

Annexe 5.1

Corrélations de coût

Dans cette annexe, les corrélations de coût employées pour l'analyse technico-économique, ainsi que les hypothèses associées, sont détaillées. Pour rappel, un taux de change eurodollar assurant la parité du pouvoir d'achat est employé. Une conversion eurodollar de 1,24\$/€ est retenue. Enfin, les corrélations de coût des différents ouvrages utilisés étant données à des horizons de temps différents, les indices du CEPCI sont utilisés pour prendre en compte la parité temporelle. Les corrélations de Perry & Green (1997) sont données en \$₁₉₉₀, celles de Garrett en \$₁₉₈₉ et celles de Chauvel en €₂₀₀₁.

Corrélations de coût utilisées

Pompe [Perry & Green, 1997]

$$C_{pompe} [\text{€}_{2011}] = f_m \cdot (323 \cdot W_{[kW]}^{0,67} + 121 \cdot W_{[kW]}^{0,77})$$

Facteur de matériau : f_m

- acier ordinaire = 1,0
- acier inoxydable 316 = 1,2

Facteur d'assemblage : $f_{assemblage} = 4,0$

Ventilateur [Perry & Green, 1997]

$$C_{ventilateur} [\text{€}_{2011}] = 34799 \cdot f_m \cdot D_v [m3.s^{-1}]^{0,6} + 9260 \cdot D_v [m3.s^{-1}]^{0,77}$$

Facteur de matériau : f_m

- acier ordinaire = 1,0
- acier inoxydable 316 = 2,4

Facteur d'assemblage : $f_{assemblage} = 4,0$

Compresseur [Garrett, 1989]

$$C_{ESP} [\text{€}2011] = 1726 \cdot f_{ent} \cdot f_p \cdot f_m \cdot W_{[kW]}^{0,7956}$$

Facteur correctif pour l'entraînement : f_{ent}

- moteur = 1
- turbine = 1,1

Facteur de pression : f_p

- $P_s < 75 \text{ bar} = 1$
- $P_s < 100 \text{ bar} = 1,16$

Facteur de matériau : f_m

- acier ordinaire = 1,0
- acier inoxydable = 2,5

Facteur d'assemblage : $f_{assemblage} = 2,6$

Turbine à gaz axiale [Garrett, 1989]

$$C_{\text{turbine gaz}} [\text{€}2011] = 1979 \cdot W_{[kW]}^{0,7567}$$

Facteur d'assemblage : $f_{assemblage} = 3,5$

Turbine à vapeur axiale [Garrett, 1989]

$$C_{\text{turbine vap}} [\text{€}2011] = 54014 \cdot W_{[kW]}^{0,40461}$$

Facteur d'assemblage : $f_{assemblage} = 3,5$

Echangeur tubes-calandre [Chauvel et al., 2001]

Pour une température opératoire $< 350 \text{ °C}$ et des surfaces d'échange supérieures à 1000 m^2 , le coût d'un échangeur de chaleur tubes-calandres à tête flottantes avec deux passes de tubes de 7 mètres peut être estimé par la relation suivante:

$$C_{\text{tubes-calandre}} [\text{€}2011] = 2457 \cdot f_p \cdot f_m \cdot A_{[m^2]}^{0,6057}$$

Facteur de pression : f_p

- $P[\text{bar}] < 10 = 1$;
- $10 < P [\text{bar}] < 20 = 1,12$;
- $20 < P [\text{bar}] < 30 = 1,29$;
- $30 < P [\text{bar}] < 40 = 1,48$;
- $40 < P [\text{bar}] < 65 = 1,81$;
- $65 < P [\text{bar}] < 85 = 2,85$;
- $P [\text{bar}] > 130 = 3,25$.

Facteur de matériau : f_m (matériau côté tubes / matériau côté calandre)

- f_m (acier ordinaire / acier ordinaire) = 1
- f_m (acier ordinaire / acier inoxydable) = 2,2

- f_m (acier inoxydable / acier ordinaire) = 2,0
- f_m (acier inoxydable / acier inox) = 3,5

Facteur d'assemblage : $f_{assemblage} = 1 + 2,22/(f_p \cdot f_m \cdot 0,9)$

Coefficient de transfert thermique global :

- $U_{\text{tubes-calandre}} = 300 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
- $U_{\text{tubes-calandre_cond.CO2}} = 4000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

Echangeur à plaques [Chauvel et al., 2001]

Le coût d'un échangeur à plaques, pour une température opératoire inférieure à 300 °C, une pression inférieure à 10 bar et une surface d'échange supérieure à 500 m² est estimé à l'aide de la corrélation suivante :

$$C_{\text{échangeur plaque}} [\text{€2011}] = 10846 \cdot f_m \cdot f_p \cdot A_{[m^2]}^{0,6028}$$

Facteur de matériau : f_m

- f_m (acier ordinaire) = 1,0
- f_m (acier inox 316) = 2,5
- f_m (aluminium) = 2,2

Facteur de pression : $f_p = 0,7918 \cdot P_{[\text{bar}]}^{0,1007}$

Facteur d'assemblage : $f_{assemblage} = 1 + 2,22/f_p$

Coefficient de transfert thermique global : $U_{\text{évapo-condenseur}} = 6000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

Echangeur à plaques en aluminium brasé [Fu & Gunsersen, 2012 ; Thulukkanam, 2013]

Le coût des échangeurs à plaques en aluminium brasé (BAHX) est estimé à partir de la surface d'échange par la relation suivante :

$$C_{BAHX} [\text{€2011}] = f_m \cdot f_p \cdot C_{\text{module}} [\text{€/m}^3] \cdot A_{[m^2]} / d_{BAHX} [m^2/m^3]$$

Coût par module en fonction du volume unitaire : $C_{\text{module}} [\text{€/m}^3]$

$V_{\text{module}} (\text{m}^3)$	1	5	8	9	10	11
$C_{\text{module}} (\text{€}_{2011}/\text{m}^3)$	6650	2750	2170	2020	1950	1880

Densité de l'échangeur de chaleur : $d_{BAHX} = 300 \text{ m}^2.\text{m}^{-3}$

Facteur de matériau : $f_m = 2$ (procédé cryogénique)

Facteur de pression : f_p

- $P_{[bar]} < 25 = 1$
- $25 < P_{[bar]} < 40 = 1,1$

Facteur d'assemblage : $f_{assemblage} = 1$

Coefficient de transfert thermique global :

- $U_{BAHX_ASU} = 1000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ [Polasek, 1989]
- $U_{BAHX_CPU} = 1200 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ [Fu & Gundersen, 2012b]

Précipitateur électrostatique (ESP) [Garrett, 1989]

$$C_{ESP} [€2011] = 178.D_v [m3.h^{-1}]^{0.637}$$

Facteur d'assemblage : $f_{assemblage} = 2,3$

Colonne de distillation et ballons [Chauvel et al., 2001]

La corrélation suivante permet d'estimer le coût d'une colonne de distillation et d'un ballon :

$$C_{col/bal} [€2011] = 6,7.f_b.f_m.f_{ep}.f_t((m_v + 1,5m_F)/D^{0,214}) + C_{acc, col/bal}$$

Facteur de procédé : f_b

- pour une colonne = 1
- pour un ballon = 0,95

Facteur de matériau pour le cas d'une colonne de distillation : f_m

- acier ordinaire = 1
- acier inoxydable 304 = 2,3
- acier inoxydable 316 = 3

Facteur correctif pour l'épaisseur : f_{ep}

$$f_{ep} = \frac{6694}{ep_{[mm]}^4} - \frac{2715}{ep_{[mm]}^3} + \frac{396}{ep_{[mm]}^2} - \frac{21}{ep_{[mm]}} + 1,173$$

où ep est l'épaisseur de la paroi nécessaire pour satisfaire les contraintes mécaniques. Elle dépend de la pression opératoire mais aussi du rayon de l'enveloppe (r) et de la contrainte maximale admissible du matériau considéré (σ_m). Elle est donnée par la relation suivante :

$$ep_{[mm]} = \max \left(2 + \frac{r_{[mm]}P_{[bar]}}{\sigma_{m[bar]} - 0,6P_{[bar]}} ; 8 \right)$$

Facteur correctif pour la taille : f_t

- $2 < D_{[m]} < 6 = 1$
- $D_{[m]} > 6 = 2$

Masse des viroles : $m_V = 24,7 \cdot ep_{[mm]} \cdot D_{[m]} \cdot H_{[m]}$

Masse des fonds : $m_F = (19,324 \cdot D_{[m]}^2 - 2,8079 \cdot D_{[m]}) \cdot ep_{[mm]}$

Coût des accessoires : C_{acc} ,

- pour une colonne : $C_{acc, col} = 2110 \cdot f_{m, acc} \cdot (m_V + m_F)^{0,3225}$
- pour un ballon : $C_{acc, bal} = 505 \cdot f_{m, acc} \cdot (m_V + m_F)^{0,4193}$

avec $f_{m, acc}$ (acier ordinaire) = 1 ; $f_{m, acc}$ (acier inox 304) = 1,7 ; $f_{m, acc}$ (acier inox 316) = 2,1.

Facteur d'assemblage : $f_{assemblage} = 1 + 3,05 / (f_m f_{ep} f_t)$

Garnissage structuré

Le coût du garnissage est calculé à partir des coûts par unité de volume suivants et en appliquant un facteur d'installation f_{inst} de 1,1 [Chauvel et al., 2001].

- Coût zéolite (3A, 4A) = $500 \text{ €}_{2011} \cdot \text{m}^{-3}$
- Coût garnissage structuré Mellapak 500 Y = $2754 \text{ €}_{2011} \cdot \text{m}^{-3}$ [Tsai, 2010]
- Coût garnissage DCCPS : $800 \text{ €}_{2011} \cdot \text{m}^{-3}$
- Coût « paniers » échangeur régénératif = $1710 \text{ €}_{2011} \cdot \text{m}^{-3}$
-

Coefficient de transfert thermique global : $U_{\text{échangeur régénératif}} = 70 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

Densité du garnissage : $d_{panier} = 300 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$

Tour de refroidissement [Garrett, 1989]

$$C_{tour \text{ de refr}} [\text{€}_{2011}] = 141 \cdot T_{[^\circ\text{C}]}^{1,3193} \cdot \Delta T_{[K]}^{-0,98} \cdot D_{v[m3.h-1]}^{0,7794}$$

Facteur d'assemblage : $f_{assemblage} = 1,7$

Annexe 5.2

Équipement		Type d'équipement	Nombre d'équipements par train	Grandeurs dimensionnantes
ASU				
	Compresseur d'air principal (MAC)	Compresseur	1	$W = 42,8 \text{ MW}_e$; $p_s = 4,9 \text{ bar}$
	Refroidisseur intermédiaire MAC	Échangeur tubes-calandre	3	$A_1 = 1596 \text{ m}^2$; $A_2 = 1801 \text{ m}^2$ et $A_3 = 2200 \text{ m}^2$
	Tamis moléculaire	Ballon + matériau adsorbant	2	$D = 4 \text{ m}$, $H = 20 \text{ m}$ / zéolite 4A
	MHX	Échangeur à plaques	1	$A = 19240 \text{ m}^2$ (aluminium brasé)
	HPC	Colonne	1	$D = 7,5 \text{ m}$, $H = 6,3 \text{ m}$ / $4,2 \text{ m}$ de Mellapak 500 Y (inox 304)
	LPC	Colonne	1	$D = 7,5 \text{ m}$, $H = 10,5 \text{ m}$ / 6 m de Mellapak 500 Y (inox 304)
	Évapo-condenseur	Échangeur à plaques	1	$A = 5795 \text{ m}^2$ (aluminium brasé)
	Sous-refroidisseur	Échangeur à plaques	1	$A = 566 \text{ m}^2$ (aluminium brasé)
	Turbine cryogénique	Turbine	1	$W = 1,7 \text{ MW}_e$
CPU				
	Ventilateur CPU	Ventilateur	1	$D_v = 78,2 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; $\Delta P = 4 \text{ kPa}$ (inox 316)
	Compresseur des fumées (FGC)	Compresseur	1	$W = 32,9 \text{ MW}_e$ / $p_s = 32 \text{ bar}$ (inox316)
	Refroidisseur intermédiaire FGC	Échangeur tubes-calandre	5	$A_1 = 795 \text{ m}^2$; $A_2 = 905 \text{ m}^2$, $A_3 = 874 \text{ m}^2$, $A_4 = 809 \text{ m}^2$ et $A_5 = 1036 \text{ m}^2$ (inox 316)
	Tamis moléculaire	Ballon + matériau adsorbant	2	$D = 4 \text{ m}$, $H = 20 \text{ m}$ / zéolite 3A
	Échangeur cryogénique 1	Échangeur à plaques	1	$A = 6924 \text{ m}^2$ (aluminium brasé)
	Flash 1	Ballon de séparation gaz-liquide	1	$D = 2 \text{ m}$, $H = 11 \text{ m}$ (vertical)
	Échangeur cryogénique 2	Échangeur à plaques	1	$A = 1528 \text{ m}^2$ (aluminium brasé)
	Flash 2	Ballon de séparation gaz-liquide	1	$D = 1,4 \text{ m}$, $H = 8 \text{ m}$ (vertical)
	Recompresseur du CO_2 (pied du Flash 2)	Compresseur	1	$W = 0,6 \text{ MW}_e$ / $p_s = 19,5 \text{ bar}$
	Compresseur de CO_2 (CO_2C)	Compresseur	1	$W = 7,5 \text{ MW}_e$ / $p_s = 82 \text{ bar}$
	Refroidisseur intermédiaire CO_2C	Échangeur tubes-calandre	3	$A_1 = 520 \text{ m}^2$; $A_2 = 771 \text{ m}^2$; $A_3 = 3400 \text{ m}^2$
	Condenseur de CO_2	Échangeur tubes-calandre	1	250 m^2
	Pompe CO_2	Pompe	1	$D_v = 610 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; 1460 kW ; $p_s = 110 \text{ bar}$

Δ Oxy-Aéro				
	Échangeur régénératif (aéro)	Garnissage	1	D = 15,7 m ; H = 2,2 m ; structuré ; 1710 €/m ³
	Échangeur régénératif (oxy)	Garnissage	1	D = 12,9 m ; H = 2,2 m ; structuré ; 1710 €/m ³
	Refroidisseur des fumées (oxy)	Échangeur tubes-calandre	1	A = 495 m ²
	Ventilateur PA (aéro)	Ventilateur	1	D _v = 158 m ³ .s ⁻¹ ; Δ P = 12 kPa
	Ventilateur PA (oxy)	Ventilateur	1	D _v = 94,4 m ³ .s ⁻¹ ; Δ P = 16 kPa
	Ventilateur SA (aéro)	Ventilateur	1	D _v = 573 m ³ .s ⁻¹ ; Δ P = 3 kPa
	Ventilateur SA (oxy)	Ventilateur	1	D _v = 202 m ³ .s ⁻¹ ; Δ P = 7 kPa
	ESP (aéro)	Précipitateur électrostatique	1	D _v = 1200 m ³ .s ⁻¹
	ESP (oxy)	Précipitateur électrostatique	1	D _v = 650 m ³ .s ⁻¹
	Ventilateur tirage (aéro)	Ventilateur	1	D _v = 1200 m ³ .s ⁻¹ ; Δ P = 10 kPa
	Ventilateur tirage (oxy)	Ventilateur	1	D _v = 650 m ³ .s ⁻¹ ; Δ P = 10 kPa
	Echangeur régénératif wFGD (aéro)	Échangeur à plaques	1	D = 12,3 m ; H = 1 m ; structuré ; 1710 €/m ³
	wFGD (aéro)	Colonne	2	D = 15 m ; H = 35 m ; P = 1,5 bar ; T = 130 °C ; acier 304 ; marge corrosion = 2 mm ; e _{chemisage} = 50 mm (polymère)
	wFGD (oxy)	Colonne	1	D = 16,7 m ; H = 35 m ; P = 1,5 bar ; T = 130 °C ; acier 304 ; marge corrosion = 2 mm ; e _{chemisage} = 50 mm (polymère).
	Pompes wFGD (aéro)	Pompe	6	D _v = 2 m ³ .s ⁻¹ ; W = 2520 kW ; p _s = 10 bar
	Pompes wFGD (oxy)	Pompe	3	D _v = 4 m ³ .s ⁻¹ ; W = 4820 kW ; p _s = 10 bar
	DCCPS (oxy)	Colonne	1	D = D _{wFGD} ; 3 m / 2 m de garnissage structuré
	Pompes DCCPS (oxy)	Pompe	3	D _v = 3,4 m ³ .s ⁻¹ ; W = 1900 kW ; p _s = 5 bar
	Tour refroidissement DCCPS (oxy)	Tour de refroidissement	1	Δ T = 7,4 K ; D _v = 6,9 m ³ .s ⁻¹ ; T _{cible} = 18 °C
	Réchauffeur de fumées (oxy)	Échangeur tubes-calandre	1	A = 1707 m ²
	Tour de refroidissement (aéro)	Tour de refroidissement	1	Δ T = 7,4 K ; D _v = 22,0 m ³ .s ⁻¹ ; T _{cible} = 18 °C
	Tour de refroidissement (oxy)	Tour de refroidissement	1	Δ T = 7,4 K ; D _v = 27,7 m ³ .s ⁻¹ ; T _{cible} = 18 °C
	Cheminée	Cheminée	1	H = 240 m ; D = 9 m
	Tuyauterie, interconnexion, ... ¹ (oxy)	n/a	n/a	n/a

¹ Source : EPRI, 2011

Annexe 5.3

Relations définissant les différentes composantes du LCOE

$$LCOE_{CAPEX_Centrale} = \frac{CAPEX_{ref} f_a}{P_{ref} \cdot H}$$

$$LCOE_{CAPEX_CCS} = \frac{CAPEX_{CCS} - CAPEX_{ref}}{P_{CCS} \cdot H}$$

$$LCOE_{CAPEX_pen} = \frac{CAPEX_{CCS} f_a}{P_{CCS} \cdot H} - LCOE_{CAPEX_Centrale} - LCOE_{CAPEX_CCS}$$

$$LCOE_{OPEX_Centrale} = \frac{OPEX_{fixe} + OPEX_{var}}{P_{ref} \cdot H}$$

$$LCOE_{OPEX_CCS} = \frac{C_{CCS}}{P_{CCS} \cdot H}$$

$$LCOE_{OPEX_pen} = \frac{OPEX_{fixe} + OPEX_{var}}{P_{CCS} \cdot H} - LCOE_{OPEX_Centrale} - LCOE_{OPEX_CCS}$$

$$LCOE_{OPEX_comb} = \frac{OPEX_{comb}}{P_{ref} \cdot H}$$

$$LCOE_{OPEX_comb_pen} = \frac{OPEX_{comb}}{P_{CCS} \cdot H} - LCOE_{OPEX_comb}$$

Liste de communications

Publications dans des revues internationales avec comité de lecture

Hagi H, Neveux T, Le Moullec Y, Efficiency evaluation procedure of coal-fired power plants with CO₂ capture, cogeneration and hybridization, *Applied Energy* (under review)

Hagi H, Nemer M, Le Moullec Y, Bouallou C, 2014, Performance Assessment of First Generation Oxy-Coal Power Plants through an Exergy-based Process Integration Methodology, *Energy* 69 : 272-284.

Belaissaoui B, Le Moullec Y, Hagi H, Favre E, 2014, Energy Efficiency of Oxygen Enriched Air Production Technologies: Cryogeny vs Membranes, *Separation and Purification Technology* 125 : 142-150.

Communications dans des congrès internationaux avec comité de sélection

Hagi H, Nemer M, le Moullec Y, Bouallou C, Towards Second Generation Oxy-Pulverized Coal Power Plant: Energy Penalty Reduction Potential of Pressurized Oxy-Combustion Systems. Poster présenté au congrès International Conference on Greenhouse Gas Technologies (GHGT-12), 6-9 octobre 2014, Austin (États-Unis).

Hagi H, Nemer M, le Moullec Y, Bouallou C, Optimal Integration of the Flue Gas Heat for the Minimization of the Energy Penalty of Oxy-fired Power Plants. Poster présenté au congrès International Conference on Greenhouse Gas Technologies (GHGT-12), 6-9 octobre 2014, Austin (États-Unis).

Neveux T, Hagi H, Le Moullec Y, Performance Simulation of Full-Scale Wet Flue Gas Desulfurization for Oxy-Coal Combustion. Conférence orale présentée au congrès International Conference on Greenhouse Gas Technologies (GHGT-12), 6-9 octobre 2014, Austin (États-Unis).

Hagi H, Nemer M, le Moullec Y, Bouallou C, Exergy-based methodology for the minimization of the energy penalty of oxy-pulverized coal power plants with CCS. Conférence orale présentée au congrès 41th Topical Oriented Technical Meeting (TOTeM 41), 10-11 Juin 2014, Varsovie (Pologne).

Hagi H, Nemer M, le Moullec Y, Bouallou C, 2013, Assessment of the Flue Gas Recycle Strategies on Oxy-Coal Power Plants using an Exergy-based methodology. Poster présenté au congrès 16th Conference Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction (PRES'13), 29 septembre - 2 octobre 2013, Rhodes (Grèce). Prix du meilleur poster. Acte de congrès publié dans *Chemical Engineering Transactions* 35 : 343-348.

Hagi H, Nemer M, le Moullec Y, Bouallou C, Exergy-based methodology for the minimization of the energy penalty of oxy-pulverized coal power plants with CCS. Conférence orale présentée au congrès 3rd Oxyfuel Combustion Conference (OCC3), 9-13 septembre 2013, Ponderrada (Espagne).

Hagi H, Nemer M, le Moullec Y, Bouallou C, Comparison of cryogenic air separation processes based on energetic and exergetic criteria. Poster présenté au congrès 3rd Oxyfuel Combustion Conference (OCC3), 9-13 septembre 2013, Ponderrada (Espagne).

Hagi H, Nemer M, le Moullec Y, Bouallou C, 2013, Pathway for advanced architectures of oxy-pulverized coal power plants: minimization of the global system exergy losses. Poster présenté au congrès International Conference on Greenhouse Gas Technologies (GHGT-11), 18-22 novembre 2012, Kyoto (Japon). Acte de congrès publié dans *Energy Procedia* 37 : 1331-1340.

Communications dans des congrès nationaux avec comité de sélection

Hagi H, Nemer M, le Moullec Y, Bouallou C, Conception et analyse à l'échelle système de différentes configurations de centrales à charbon pulvérisé avec captage du CO₂ par oxy-combustion. Conférence orale au congrès Journée nationale pour la modélisation et la simulation 0D/1D (LMCS 2014), 4 avril 2014, Chatou.

Hagi H, Nemer M, le Moullec Y, Bouallou C, 2013, Optimisation rationnelle d'une centrale à charbon pulvérisé fonctionnant en oxy-combustion pour le captage du CO₂. Conférence orale au congrès 14e congrès de la Société Française de Génie des Procédés (SFGP), 8-10 octobre 2013, Lyon. Acte de congrès publié dans *Récents progrès en génie des procédés* 104 Ed. SFGP, Paris, France.

Livrables de projet

Le Moullec Y, Kanniche M, Authier O, Hagi H, Bontemps D, Neveux T, Synthèse des performances des filières de captage du CO₂, 28 novembre 2013. Livrable interne EDF SA, H-I87-2013-03992-FR.

Hagi H, Le Moullec Y, Engineering and Economic Evaluation of 1300°F (700 °C) Series Oxy-PC Plant. Electric Power Research Institute (EPRI), Palo Alto, CA: 2012. Product ID: 1023870.

Optimisation rationnelle des performances énergétiques et environnementales d'une centrale à charbon pulvérisé fonctionnant en oxy-combustion

RESUME Une réduction significative des émissions de gaz à effet de serre anthropogéniques est nécessaire afin de limiter les effets du réchauffement climatique. Dans ce contexte, le captage du CO₂ sur les centrales à charbon est une option particulièrement intéressante. L'objectif de cette thèse est d'évaluer le potentiel du procédé de captage par oxy-combustion, alternative la plus crédible au procédé par absorption chimique actuellement pressenti. Un des verrous technologiques majeurs au développement de cette voie de captage est l'importance de la pénalité énergétique qu'elle entraîne sur la production électrique. La complexité et la nature fortement interconnectée du procédé ne permettant pas le recours à une approche d'optimisation mathématique rigoureuse, une méthodologie d'optimisation rationnelle sous contraintes technologique et économique visant à minimiser les irréversibilités thermodynamiques dans le système a été retenue. L'identification des voies d'amélioration, comprenant les possibilités d'intégration thermique et les modifications structurelles du procédé, a été réalisée via une analyse exergetique à l'échelle de l'opération unitaire. Cette dernière a été conduite sur une centrale modélisée avec des procédés conventionnels et un schéma d'intégration thermique conservatif afin d'obtenir un diagnostic initial avec le moins de biais possible. Les gains apportés par intégration thermique ont été évalués au moyen d'une méthodologie, développée dans le cadre de cette thèse, dans laquelle les sources de chaleur sont systématiquement valorisées au niveau du cycle vapeur pour maximiser la récupération d'énergie tout en minimisant les pertes exergetiques. Cette méthodologie a été appliquée à chacune des architectures de procédé identifiées comme potentiellement intéressantes. Ainsi, une configuration permettant de réduire la pénalité énergétique de 9,4 %-pts à 6,0 %-pts a été obtenue. Enfin, une optimisation technico-économique a été conduite afin de déterminer si toutes les modifications envisagées lors de l'optimisation énergétique étaient rentables et, dans le cas contraire, d'identifier la configuration minimisant le coût de l'électricité. La centrale optimisée ainsi obtenue, dont la pénalité énergétique est de 6,9 %-pts, permet de réduire le surcoût de l'électricité lié au captage du CO₂ de 19 %. La compétitivité du captage par oxy-combustion face à la post-combustion, sur les centrales à charbon pulvérisé nouvellement construites, a été démontrée.

Mots clés Captage CO₂, exergie, oxy-combustion, intégration thermique, procédés, analyse technico-économique

Rational optimization of the energetic and environmental performances of an oxy-fired pulverized-coal power plant

ABSTRACT A significant reduction of anthropogenic emissions of greenhouse gases is necessary in order to limit the effects of global warming. In this context, CO₂ capture on coal-fired power plants is a particularly promising option. The objective of this thesis is to assess the potential of CO₂ capture by oxy-combustion, the most credible alternative to currently foreseen chemical absorption process. One of the major bottlenecks towards the development of this capture route is the importance of its energy penalty. Due to the complexity and the strongly interconnected nature of the process, the resort to a rigorous mathematical optimization is impossible. Thus, a rational optimization methodology under technological and economical constraints aiming the minimization of the thermodynamic irreversibilities in the system has been established. The identification of the improvement paths, including thermal integration and structural modifications of the process, has been carried out by exergy analysis at unit operation level. The latter has been conducted on a power plant model with conventional processes and a conservative heat integration scheme in order to obtain an initial diagnosis with as little bias as possible. Gains brought by thermal integration have been assessed by a methodology, developed in the frame of this thesis, in which heat sources are systematically valorized in the steam cycle in order to maximize the energy recovery while minimizing the exergy losses. This methodology has been applied to each of the process architectures identified as promising and a configuration allowing the reduction of the energy penalty from 9.4 %-pts to 6.0 %-pts has been obtained. Finally, a techno-economic evaluation has been conducted in order to determine whether the considered modifications are profitable and, otherwise, identify a configuration minimizing the cost of electricity. The optimized power plant, exhibiting a 6.9 %-pts energy penalty, allows a 19 % reduction of the additional cost of electricity caused by CO₂ capture. The competitiveness of CO₂ capture by oxy-combustion over the post-combustion route, on new-built coal-fired power plants, has been demonstrated.

Keywords CO₂ capture, exergy, oxy-combustion, heat integration, process, techno-economic analysis