

Université de Technologie de Belfort-Montbéliard
École doctorale SPIM « Sciences pour l'ingénieur et microtechniques »

THESE

Présentée à

L'Université de Technologie de Belfort-Montbéliard
en vue de l'obtention du titre de
Docteur

par

BENJAMIN BLUNIER
Ingénieur de l'Université de Technologie de Belfort-Montbéliard
Département Génie Électrique et Systèmes de Commande

MODÉLISATION DE MOTO-COMPRESSEURS EN VUE DE LA GESTION DE L'AIR DANS LES SYSTÈMES PILE À COMBUSTIBLE — SIMULATION ET VALIDATION EXPÉRIMENTALE

le 7 décembre 2007

MEMBRES DU JURY :

M. STÉPHAN ASTIER	LAPLACE, ENPT, Toulouse
M. PIERRE BAURENS	CEA, Grenoble
M. GIAN SALVO CIRRINCIONE	Université de Picardie Jules Verne, Amiens
M. BERNARD DAVAT	GREEN INPL, Nancy (Rapporteur)
M. MOUAD DINY	PSA Peugeot Citroën
M. JEAN LEBRUN	Thermodynamics Lab., Université de Liège (Rapporteur)
M. ABDELLATIF MIRAOUI	UTBM, L2ES-SeT, Belfort
M. ALFRED RUFER	LEI, EPFL, Lausanne
M. MARCELO SIMOES	Colorado School of Mines, États-Unis

Benjamin Blunier : *Modélisation de moto-compresseurs en vue de la gestion de l'air dans les systèmes pile à combustible — Simulation et validation expérimentale*,
Thèse de Doctorat, le 7 décembre 2007

« Ne sais-tu pas, ne vous l'ai-je pas appris à tous que les hommes se perdirent justement parce qu'ils avaient voulu épargner leur peine ? Ils avaient fabriqué mille et mille sortes de machines. Chacune d'elles remplaçait un de leurs gestes, un de leur effort. Elles travaillaient, marchaient, regardaient, écoutaient pour eux. Ils ne savaient plus se servir de leurs mains. Ils ne savaient plus faire effort, plus voir, plus entendre. Autour de leurs os, leur chair inutile avait fondu. Dans leurs cerveaux, toute la connaissance du monde se réduisait à la conduite de ces machines. Quand elles s'arrêtèrent, toutes à la fois, par la volonté du Ciel, les hommes se trouvèrent comme des huîtres arrachées à leur coquilles. Il ne leur restait qu'à mourir... »

— François dit « le père », (*Ravage*, René Barjavel)

ABSTRACT

The improvement, the future and the commercialization of fuel cell systems are closely related to the optimization and design of the air system management and particularly to the compression system. The thesis deals with developing a positive displacement compressor model (scroll) and an air management oriented fuel cell model. Both of these models have been developed using the VHDL-AMS (Very High Speed Integrated Circuit Hardware Description Language, Analog and Mixed-Signal Extensions) language which is a multi-physic hardware description language standardized by IEEE.

The first part of the work consists in establishing a state-of-the-art of fuel cell systems (behaviour, constraints, requirements, etc.), air management and air compressors (behaviour, types of compressors, efficiency, etc.). An exhaustive research on the different kinds of compressors and compression systems has been carried out taking into account requirements and constraints of the fuel cell (flow rate, pressure ratio, presence of oil, etc.). This work has shown that two kinds of compressors can be used : the centrifugal compressor and the scroll compressor. An analytical modelling of the scroll compressor has been achieved taking into account :

- the equations of the contact points between the spirals and their existence conditions,
- the chamber volume variations as a function of the orbiting angle,
- the thermodynamic model of the control volumes for computing the pressures in the compressor chambers, the internal leakages and pressure ripples.

This analytical model will help, by means of constrained optimisation, to obtain several geometries fitting the requirements for a given application. An experimental rig has been set up to validate the model. This rig is completely automated thanks to a Dspace system for identifying and testing control laws of any compressor in fuel cell power ranges. Simulation results have been successfully compared to the experimental ones.

To determine the influence of the compressor on the air management of the system, a fuel cell stack has been modelled. This model has been built by using an original approach : each part of the cell is modelled separately including multi-physic phenomena inside the same component. This approach is called "structural approach" in opposition to the "functional approach" which is commonly used for modelling fuel cells. As a result, the total fuel cell voltage is not obtained by means of one single function taking into account all of the irreversible phenomena, but by plugging together in series the components, the associated voltage drops of which are computed. The model takes into account the pressure dynamics in the channels, the diffusion phenomena in the gas diffusion layers and the water transport inside the membrane, which

permit the influence of the different parameters to be observed on the water management inside the fuel cell. This model has been validated using the 1.2 kW Ballard Nexa module.

RESUMÉ

L'amélioration, l'avenir et la commercialisation des piles à combustible (PàC) reposent en grande partie sur l'optimisation et la conception du système de gestion de l'air et en particulier sur le système de compression. La thèse a donc porté sur la modélisation d'un compresseur volumétrique (scroll) et le développement d'un modèle de pile à combustible orienté « gestion de l'air ».

La première partie du travail a consisté en une recherche approfondie sur les piles à combustibles (fonctionnement, besoins, contraintes etc.), la gestion de l'air et sur les compresseurs (fonctionnement, types de compresseurs, efficacité etc.). Une analyse exhaustive des différents systèmes de compression a été faite en prenant en compte les besoins et contraintes de la PàC alimentant un véhicule (débit, rapport de compression, air exempt d'huile etc.). Cette recherche a montré que dans une première phase, deux types de compresseurs sont à privilégier : le compresseur centrifuge et le compresseur à spirales (scroll). Une modélisation analytique du compresseur à spirales a été réalisée et comprend :

- l'expression des points de contact entre les spirales avec leur condition d'existence,
- les lois d'évolution du volume en fonction du temps qui permettent de lier le modèle géométrique au modèle physique,
- la modélisation thermodynamique permettant de prédire les pressions dans les différentes chambres, les fuites internes et les ondulations de pression.

Le modèle étant analytique, il devra permettre par le moyen d'une optimisation sous contrainte d'obtenir différentes géométries qui seront adaptées aux objectifs visés. Tout le travail de modélisation a été accompagné par l'expérimentation. Cette dernière a permis de valider les outils et le modèle mis en place. Ainsi, un banc de test automatisé a été réalisé, dimensionné, instrumenté et équipé de capteurs. Il a également été pourvu d'un système d'acquisition et de commande (dSPACE) permettant, d'identifier le système et de prototyper des lois de commande en vue d'une commande optimale du compresseur. Les résultats comparés à l'expérimentation ont montré des résultats très satisfaisants.

Afin de contrôler le compresseur et de déterminer son influence dans la gestion de l'air de la pile, il a été nécessaire de modéliser la pile à combustible. Ce modèle a été réalisé en utilisant une approche originale : chaque partie de la pile est modélisée séparément en incluant les phénomènes multi-physiques au sein du même composant. Cette approche est appelée « approche structurelle » en opposition à l'« approche fonctionnelle » qui est la plus couramment utilisée. En effet, la tension totale de la pile n'est pas obtenue au moyen d'une

seule fonction combinant tous les phénomènes d'irréversibilités mais en mettant en série les divers composants dans lesquels la chute de tension associée est calculée. Le modèle prend en compte la dynamique des pressions dans les canaux cathodiques, les phénomènes de diffusion ainsi que les phénomènes de transferts d'eau dans la membrane permettant de voir l'influence des différents paramètres sur la gestion de l'eau dans la pile.

Cette modélisation a été développée dans un langage de description multi-phérique standardisé par IEEE : le VHDL-AMS (Very High Speed Integrated Circuit Hardware Description Language, Analog and Mixed-Signal Extensions).

Les résultats de modélisation et de simulation ont été validés expérimentalement sur le système PàC de type Nexa (1,2 kW) de Ballard.

TABLE DES MATIÈRES

ACRONYMES	xv
NOMENCLATURE	xv
REMERCIEMENTS	xvii
INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
REMERCIEMENTS	1
1 GESTION DE L'AIR DANS LES PILES À COMBUSTIBLE	5
1.1 Présentation de la pile à combustible	5
1.1.1 Principe de fonctionnement	5
1.1.2 Types de piles à combustible	6
1.1.3 Système pile à combustible	6
1.2 État de l'art et objectifs des systèmes PàC	9
1.3 Système d'alimentation d'air	11
1.3.1 Fonctions principales	11
1.3.2 Composants	12
1.3.3 Analyse des besoins et des contraintes	13
1.4 Système de compression	16
1.4.1 Haute ou basse pression ?	16
1.4.2 Choix du compresseur	22
1.4.3 Choix de la motorisation	31
1.4.4 Topologies envisageables pour le système de compression	35
1.4.5 Comment prédire les performances d'un système pile avec un compresseur donné	37
1.5 Système d'humidification	43
1.5.1 Phénomènes d'humidification et d'assèchement	43
1.5.2 Systèmes d'humidifications envisageables	44
1.6 Conclusion	47
2 MODÈLE ANALYTIQUE DU COMPRESSEUR SCROLL	49
2.1 Quel modèle de compresseur pour la pile à combustible ?	49
2.2 Présentation et modélisation du compresseur scroll	52
2.3 Description géométrique du compresseur scroll	55
2.3.1 Description de la spirale fixe	55
2.3.2 Description du cercle interpolant	56
2.3.3 Identification des paramètres géométriques du compresseur scroll testé	58
2.3.4 Description de la spirale mobile	58

2.3.5	Nouveau repère de référence	58
2.3.6	Expression des points de contact	60
2.4	Description du processus de compression	61
2.5	Description géométrique des volumes des chambres	67
2.5.1	Expression générale de l'aire d'une développante de cercle	67
2.5.2	Description de la région centrale	68
2.5.3	Volume de la chambre d'aspiration	69
2.5.4	Volume de la chambre de compression	70
2.5.5	Volume de la chambre de refoulement	70
2.6	Calcul de l'aire des sections de fuite	71
2.6.1	Fuites tangentielles	71
2.6.2	Fuites radiales	73
2.6.3	Orifice de refoulement	79
2.7	Modèle thermodynamique	81
2.7.1	Modèle du volume de contrôle	81
2.7.2	Modèle du composant de fuite	82
2.8	Simulation et comparaison expérimentale	83
2.8.1	Déroulement de la simulation	83
2.8.2	Comparaison entre la simulation et l'expérimentation	84
2.9	Résumé et conclusion	93
3	ESSAIS DU COMPRESSEUR SCROLL	95
3.1	Introduction	95
3.2	Présentation du banc de tests	95
3.2.1	Description du banc	95
3.2.2	Description des capteurs	97
3.3	Présentation de l'interface logicielle	100
3.3.1	Interface graphique	100
3.3.2	Automatisation de tests	100
3.4	Résultats des tests	106
3.4.1	Rappel des objectifs du banc de tests	106
3.4.2	Dépendance vitesse/débit	107
3.4.3	Cartes du compresseur	108
3.4.4	Essais dynamiques	111
3.4.5	Ondulations de pression	113
3.5	Résumé et conclusion	115
4	SIMULATION DE LA PILE INTÉGRANT LA GESTION DE L'AIR	119
4.1	Introduction	119
4.2	Les langages de description matériel	119
4.3	Présentation du VHDL-AMS	121
4.3.1	Aperçu général	121
4.3.2	Exemples de modèles	121
4.4	Modèle de la pile à combustible	125

4.4.1	Évaluation des différentes approches utilisées dans la littérature	125
4.4.2	Approche descendante	129
4.4.3	Modélisation des canaux d'alimentation en gaz	131
4.4.4	Modélisation de la vanne de contrôle ou de l'orifice de sortie des gaz	135
4.4.5	Modélisation des sites catalytiques	137
4.4.6	Modélisation des couches de diffusion	139
4.4.7	Cathode	141
4.4.8	Anode	142
4.4.9	Modélisation de la membrane	143
4.5	Simulation et validation expérimentale	147
4.5.1	Identification des paramètres empiriques du modèle	147
4.5.2	Comparaison des résultats expérimentaux et simulés	151
4.6	Conclusion	155
CONCLUSION GÉNÉRALE		157
A	ÉLÉMENTS DE CODE VHDL-AMS DU MODÈLE DE LA PÀC	161
A.1	Modèle complet des canaux cathodiques	161
A.2	Modèle complet de la couche de diffusion cathodique	167
A.3	Comment instancier des composants en VHDL-AMS ?	171
BIBLIOGRAPHIE		177

TABLE DES FIGURES

FIG. 1	Principe de fonctionnement d'une cellule de pile à combustible PEFC	5
FIG. 2	Schéma de principe d'un système pile à combustible alimenté en hydrogène pur sous pression	7
FIG. 3	Diagramme radar de l'état de l'art et des objectifs (2010) pour les systèmes pile à combustible (80 kW nette)	11
FIG. 4	Diagramme-radar de l'état de l'art et des objectifs (2010) du système de compression pour un système pile de 80 kW (puissance nette)	15
FIG. 5	Gain en tension du système en fonction du rapport de compression pour différentes valeurs de ν	19
FIG. 6	Gain en tension du système pour $C = 0,06$ (cas plus réaliste)	20
FIG. 7	Influence de la pression de fonctionnement sur la quantité d'eau nécessaire pour atteindre une humidité relative ϕ donnée (les courbes sont données pour une température de 80 °C)	21
FIG. 8	Classification des compresseurs	22
FIG. 9	Diagrammes de Clapeyron ($p - V$) pour différents types de compression	24
FIG. 10	Compresseur et soufflante dynamiques	25
FIG. 11	Carte d'un compresseur centrifuge [58]	26
FIG. 12	Compresseurs alternatif	27
FIG. 13	Compresseurs rotatifs	28
FIG. 14	Comparaison des différents types de compresseur	32
FIG. 15	Vue intérieure du compresseur TT-300 de la compagnie <i>Danfoss Turbocor</i> . Machine synchrone à aimants permanents (750 W) ; paliers magnétiques ; vitesse de rotation : 48 000 tr/min ; aimant au néodyme encastré dans le rotor [28]	34
FIG. 16	Turbocompresseur (compresseur et turbine) de la compagnie <i>Mohawk Innovative Technology</i> . Machine synchrone à aimants permanents 12 kW ; paliers à air ; vitesse de rotation : 20 000 – 120 000 tr/min [59]	35
FIG. 17	Rotor du turbocompresseur TT-300 de la compagnie <i>Danfoss Turbocor</i> [28]	36
FIG. 18	Trois topologies de systèmes de compression. M=Moteur, T=Turbine or Expanseur, C=Compresseur	38
FIG. 19	Puissance brute de la pile dans le plan débit-pression	40

FIG. 20	Prédiction des performances d'une pile à combustible : puissance du compresseur	41
FIG. 21	Prédiction des performances d'une pile à combustible : puissance nette de la pile	42
FIG. 22	Résistance spécifique de la membrane en fonction de la quantité d'eau (moyenne) de la membrane à 80 °C. L'activité de l'eau à l'anode et à la cathode sont égales (pas d'électro-osmose ni de diffusion)	43
FIG. 23	Compression et humidification	46
FIG. 24	Optimisation du groupe moto-compresseur	50
FIG. 25	Machine à réluctance variable optimisée pour un compresseur (3 Nm @ 14 000 tr/min, 4 kW)	51
FIG. 26	Vue schématique du compresseur scroll	53
FIG. 27	Géométrie d'une spirale du compresseur scroll	56
FIG. 28	Construction du cercle interpolant $C_{c,f}$	57
FIG. 29	Validation expérimentale de la géométrie du compresseur	59
FIG. 30	Repères de référence des spirales	60
FIG. 31	Description du processus de compression (1/2)	62
FIG. 32	Description du processus de compression (2/2)	63
FIG. 33	Zoom sur la zone de refoulement	64
FIG. 34	Modèle du compresseur à base de composants (représentation simplifiée)	66
FIG. 35	Volumes des chambres en fonction de l'angle de rotation	67
FIG. 36	Volume de la région centrale	68
FIG. 37	Calcul du volume d'aspiration	70
FIG. 38	Deux sortes de fuites : fuites tangentielle (indice T) et radiale (indice R)	72
FIG. 39	Aire de la section d'aspiration	72
FIG. 40	Aire des sections de fuites radiales en fonction de l'angle de rotation	75
FIG. 41	Fuites radiales (1/2)	77
FIG. 42	Fuites radiales (2/2)	78
FIG. 43	Description du processus de refoulement	80
FIG. 44	Comparaison des résultats simulés et expérimentaux de la dépendance entre la vitesse de rotation et le débit massique pour tous les points de fonctionnement (pressions)	85
FIG. 45	Cartes des iso-puissances expérimentale et simulée	86
FIG. 46	Pression de sortie inférieure au rapport de compression interne du compresseur	87
FIG. 47	Pression de sortie supérieure au rapport de compression interne du compresseur	88
FIG. 48	Diagrammes PV du compresseur	89

FIG. 49	Ondulations de pression en fonction de la vitesse de rotation pour une position de vanne fixe	91
FIG. 50	Processus d'aspiration pour différentes vitesses de rotation	92
FIG. 51	Banc de tests du compresseur scroll	96
FIG. 52	Photo du banc de tests	98
FIG. 53	Interface graphique du banc de test	101
FIG. 54	Algorithme d'un test automatisé	103
FIG. 55	Exemple d'un fichier .log (historique du test). (Le symbole [...] signifie que les données ont été enlevées pour l'exemple)	105
FIG. 56	Relation $q = f(N)$ entre la vitesse de rotation et le débit massique	107
FIG. 57	Relation $N = f(q)$ entre le débit massique et la vitesse de rotation	108
FIG. 58	Courbes des iso-vitesses dans le plan débit-pression	109
FIG. 59	Courbes des iso-puissances (moteur électrique) dans le plan débit-pression	110
FIG. 60	Courbes des iso-rendements adiabatiques (total) dans le plan débit-pression	111
FIG. 61	Courbes des iso-témpératures dans le plan débit-pression	112
FIG. 62	Réponse dynamique du compresseur (boucle fermée avec la commande d'origine)	112
FIG. 63	Ondulations de pression pour différentes positions de vannes	114
FIG. 64	Représentation graphique de l'entité de la résistance	122
FIG. 65	Représentation graphique de l'entité en VHDL-AMS de la machine à courant continu à aimants permanents	125
FIG. 66	Niveaux d'abstraction du modèle de la pile à combustible	130
FIG. 67	Canaux cathodiques	132
FIG. 68	Canaux anodiques	135
FIG. 69	Modèle de la vanne	136
FIG. 70	Couche catalytique	137
FIG. 71	Couches de diffusion et profils des concentrations en régime permanent	140
FIG. 72	Membrane	143
FIG. 73	Méthode d'identification des paramètres	148
FIG. 74	Analyse de sensibilité des paramètres (1/2)	149
FIG. 75	Analyse de sensibilité des paramètres (2/2)	150
FIG. 76	Courant délivré par la pile à combustible	152
FIG. 77	Tensions expérimentale et simulée	152
FIG. 78	Puissances expérimentale et simulée	153
FIG. 79	Température de la pile	154

FIG. 80	Contenu moyen d'eau dans la membrane et aux conditions limites	154
FIG. 81	Valeur de la résistance spécifique de la membrane comparée à celle donnée par Mann <i>et al.</i> [56], Farret et Simeoes [33]	155
FIG. 82	Plate-forme de conception de moto-compresseurs pour l'alimentation en air de piles à combustible PEM dédiée aux véhicules	158

LISTE DES TABLEAUX

TAB. 1	Description des composants du banc de test	99
TAB. 2	Résumé des tests du compresseur scroll	116
TAB. 3	Propriétés critiques des gaz	141
TAB. 4	Types membranes (fonction de l'épaisseur)	147

ACRONYMES

AFC	Alkaline Fuel Cell
EDA	Équations Différentielles et Algébriques
Fisypac	Fiabilité des systèmes pile à combustible
GDL	Gas Diffusion Layer
HIL	Hardware-In-the-Loop
MCFC	Moton Carbonate Fuel Cell
PaC	Pile à combustible
PAFC	Phosphoric Acid Fuel Cell
PEFC	Polymer Electrolyte Fuel Cell
PEMFC	Proton Exchange Membrane Fuel Cell
SOFC	Solide Oxyde Fuel Cell
UTBM	Université de Technologie de Belfort-Montbéliard
VHDL-AMS	IEEE Standard Very High Speep Integrated Circuit Hardware Description Language – Analog and Mixed-Signal Extensions

REMERCIEMENTS

Une thèse ne peut se résumer à ce rapport retracant de manière linéaire un cheminement de trois ans parfois sinueux et semé d'embûches, de joies et de déceptions. Une thèse est bien plus que cela. Elle correspond à un travail quotidien de lecture, d'écriture, de tests, de retour en arrière, de sauts en avant, d'échanges avec les collègues, avec les amis. Chacun a contribué à rendre passionnant ces trois années de recherche et j'adresse toute ma reconnaissance à tous ceux qui, de près ou de loin, ont permis l'aboutissement de ce travail.

Tout d'abord, ce travail a été financé par une allocation de la région Franche-Comté que je remercie vivement pour m'avoir permis de le réaliser dans les meilleures conditions financières possibles.

Je souhaite exprimer toute ma gratitude envers les membres du jury qui ont bien voulu consacrer à ma thèse une partie de leur temps très précieux.

Mes remerciements vont tout d'abord à Monsieur Stéphan Astier, Professeur au Laboratoire Plasma et Conversion d'Énergie (Laplace) à l'Institut National Polytechnique de Toulouse (INPT) pour m'avoir fait l'honneur de présider ce jury.

Je remercie en particulier ceux qui ont accepté la lourde charge d'être les rapporteurs de ce travail et pour l'intérêt qu'ils y ont porté :

- Monsieur Jean Lebrun, Professeur au Laboratoire de Thermodynamique à l'Université de Liège.
- Monsieur Bernard Davat, Professeur au Laboratoire Groupe de Recherche en Électrotechnique et Électronique de Nancy (GREEN) à l'École Nationale Supérieure d'Électricité et de Mécanique (ENSEM)

Je tiens également à exprimer mes plus vifs remerciements à :

- Monsieur Marcelo Simoes, *Associate Professor* à la Colorado School of Mines – Engineering Division d'avoir effectué le déplacement depuis les Etats-Unis pour examiner mon travail ;
- Monsieur Alfred Rufer, Professeur au Laboratoire d'Électronique Industrielle (LEI) à l'École Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL), d'avoir accepté de prendre part au jury ;
- Monsieur Mouad Diny, Docteur-Ingénieur PSA d'avoir apporté le « regard de l'industriel » sur mon travail et particulièrement sur la partie compresseur ;
- Monsieur Pierre Baurens, Ingénieur au Laboratoire Hydrogène et pile à combustible du Commissariat à l'Énergie Atomique (CEA) pour avoir apporté son regard d'électrochimiste.

J'aimerais exprimer mes plus sincères remerciements et ma reconnaissance envers mon directeur de thèse, le Professeur Abdellatif Miraoui, tout d'abord, pour m'avoir accueilli et intégré dans son équipe de recherche. Je tiens à le remercier pour m'avoir très rapidement encouragé à participer à des échanges scientifiques en me mettant en avant lors des congrès, voyages et collaborations qui m'ont été très bénéfiques tant sur le plan scientifique que sur le plan humain. La pleine confiance qu'il m'a accordée m'a permis d'élaborer un plan de thèse personnel et propre à mes attentes. Tout en me laissant une grande liberté dans mes orientations et en me faisant l'honneur de me déléguer des responsabilités dont j'espère avoir été à la hauteur, il a su rester présent et parfois me convaincre de faire certains choix auxquels je ne croyais pas et qui ne plaisaient pas forcément a priori. Les gens qui me connaissent, savent que je suis, un peu est un euphémisme, opiniâtre. Il y est cependant parvenu et je l'en remercie car, finalement, il avait raison ! Enfin, sa disponibilité, ses qualités humaines, ses conseils qu'il m'a divulgués tout au long de la thèse et de la rédaction ont été pour moi des atouts non négligeables.

Enfin, j'aimerais remercier mon co-encadrant de thèse Giansalvo Cirrincione, Maître de conférences dans le laboratoire Modélisation, Information et Systèmes à l'Université de Picardie Jules Verne pour son extrême gentillesse ainsi que pour sa bonne humeur communicative. Je tiens vivement à le remercier pour son dévouement et son accueil lors de mes séjours de travail intensif à Palerme et Turin. Ses grandes connaissances scientifiques et plus particulièrement mathématiques m'ont beaucoup impressionné et apporté lors de l'élaboration de mes modèles.

Je ne saurais oublier dans mes remerciements mes collègues de travail pour leur aide pratique et scientifique :

- David Bouquain, le « Géotrouvetou » de l'équipe, pour toutes ses idées, son expérience et son ingéniosité dont j'ai pu bénéficier lors du montage du banc de tests du compresseur. Son dévouement, sa disponibilité et son amitié sont exemplaires ;
- Abdoul Ousman et Mariarosa Carmina qui m'ont aidé à monter le banc de tests et qui ont parfois su me débloquer d'une situation d'urgence lorsqu'il fallait faire des tests et qu'un composant du système était défectueux ;
- Damien Paire mon collègue de bureau pour avoir supporté mon humeur dans mes moments de frénésie et d'hyperactivité et dans mes moments où le moral était au plus bas. Merci aussi pour son amitié et pour son support dans les moments les plus difficiles ;
- Maurizio Cirrincione et Marcello Pucci (CNR, Palerme) pour leur aide et leurs compétences scientifiques et techniques lors de l'écriture des articles et du travail sur l'émulation du compresseur scroll sur le banc de test de Palerme.

Je tiens à remercier tous les amis qui m'ont soutenu durant ces travaux dans les bons et les mauvais moments et qui ont compris que j'étais occupé et ce n'était pas encore fini (l'ordre n'a pas d'importance !) : Belinda, Damien, Patrick, Andrès et Vicky, Maurizio, Dimitri, Giuseppe, François, Jérémy, Mariarosa, Stéphane et Lalia et les familles Nafziger, et Grosrenaud.

J'aimerais exprimer ma reconnaissance la plus profonde à celles qui m'ont accompagné durant mes années d'études et de thèse.

Merci Guyleine d'avoir cru en moi très tôt et de m'avoir encouragé à poursuivre. Merci pour toute la confiance que tu m'as accordée et le respect que tu as eu envers mes choix.

Merci Daniela pour m'avoir accompagné et supporté durant la dernière ligne droite qui, nul n'en doute, n'a pas été de tout repos pour toi. Merci pour ton soutien quotidien qui m'a beaucoup aidé lors du sprint final.

Enfin, ma plus grande reconnaissance s'adresse à ma grande famille et plus particulièrement à mes parents qui ont su me donner un environnement familial exceptionnel durant mon enfance. Les valeurs et l'éducation qu'ils m'ont communiquées, les possibilités d'épanouissement personnel (sport, musique) qu'ils m'ont offert sont sans aucun doute pour une grande part dans mon cheminement. Sachez que je vous en serai toujours reconnaissant. C'est à vous que je dédie cette thèse.

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Depuis la fin des années 90, on assiste à un tournant dans la façon dont la France, l'Europe, et plus largement la communauté internationale, appréhendent la question de l'énergie. L'efficacité, la maîtrise et l'indépendance énergétique sont désormais affichées comme une priorité. Ainsi, plusieurs directives et projets européens (livres blanc, vert, etc.) sur la production d'électricité à partir des énergies nouvelles et alternatives ont été adoptés ou sont en phase de l'être. Aujourd'hui, la pile à combustible est considérée parmi les solutions les plus prometteuses. On assiste, depuis quelques années, à une course effrénée générant ainsi des investissements humains et financiers colossaux de la part des pays industrialisés (France, USA, Japon, Allemagne, etc.).

Un générateur pile à combustible (PàC) est un système complexe. Il est régi par des phénomènes multi-physiques très différents : électriques, thermiques, fluidiques, électrochimiques, etc. La pile à combustible est en effet un réacteur ouvert. Pour une sollicitation électrique donnée, le combustible et le comburant doivent être introduits, en temps réel, et le résultat de la réaction doit être évacué. La chaleur, issue de la variation d'entropie de réaction et des sources d'irréversibilités associées, doit également être évacuée. Les gaz doivent être prétraités thermiquement et/ou hydrauliquement ce qui nécessite des récupérations d'eau et de chaleur en sortie du système. Ces phénomènes interagissent entre eux avec un couplage fort et souvent non linéaire. L'ensemble de ces conditionnements est réalisé par des interfaces et auxiliaires (humidificateur, compresseur, électrovannes, refroidisseurs, etc.) qui doivent être étudiés, conçus et optimisés si on veut faire évoluer tout le système pile à combustible. Dans ce contexte, la modélisation et l'expérimentation sont vitales et incontournables. De plus, l'expérimentation doit être réalisée dans des conditions représentatives de la réalité d'utilisation si on veut valider les modèles et effectuer un saut technologique.

Les travaux concernant les systèmes piles à combustible sont actuellement à un niveau de recherche et de développement industriel avancés. Tous les experts s'accordent sur l'imminence d'une industrialisation à l'échelle mondiale. Néanmoins, il reste encore bien des verrous à lever avant d'atteindre une technologie mûre et utilisable à grande échelle. Les objectifs à atteindre sont de plusieurs ordres : financier (coût des systèmes pile à combustible), politique (environnement, énergie, acceptation de l'hydrogène comme vecteur énergétique) et, bien sûr, scientifique et technologique. La durée de vie, l'efficacité et le contrôle du système pile à combustible sont, à ce jour, les principaux problèmes à résoudre. À ce titre, nous avons mené une étude exhaustive. Elle est synthétisée et présentée dans le chapitre 1.

Concernant l'efficacité du système pile à combustible, les auxiliaires grè-

vent le rendement d'un facteur avoisinant les 20 %. Parmi ces auxiliaires, le compresseur à air représente à lui seul environ 80 % de ces 20 %. Il constitue le cœur de la boucle de gestion de l'air du système. Tout gain de rendement réalisé sur ce composant est répercuté directement sur le système PàC dans son ensemble. Dès lors, la gestion de l'air des piles à combustible fait partie des défis à relever permettant à la technologie pile à combustible de devenir mûre, notamment pour le domaine automobile.

Si on exclut les aspects liés aux matériaux constituants le cœur de PàC (*stack*), l'amélioration, l'avenir et la commercialisation des piles reposent donc en grande partie sur l'optimisation et la conception du système de gestion de l'air et, plus précisément, sur le système de compression et d'humidification.

Il est proposé, dans cette thèse, d'apporter une contribution dans le domaine de la gestion de l'air des piles à combustible en apportant un regard particulier et novateur sur le système de moto-compresseur.

Comme le montrera l'étude présentée dans le chapitre 1, l'utilisation du compresseur centrifuge (haute vitesse), dans un système pile à combustible embarqué dans un véhicule, peut être bien adaptée, en termes de compacité et de poids, aux applications transports. Cependant, pour les applications pile à combustible dans les véhicules urbains, ces compresseurs posent des problèmes concernant un fonctionnement à pression constante mais également en raison de zones d'instabilité (limite de pompage) à bas débit. Ce point est particulièrement très critique pour des cycles urbains qui présentent des dynamiques (accélération, décélération) élevées et très fréquentes. En plus, le contrôle, le rendement et la conception mécanique (paliers à air, palier magnétiques, etc.), tendent encore à rendre les compresseurs centrifuges considérablement plus complexes. Ils posent techniquement des problèmes relativement importants pour un transfert industriel rapide (vers 2020–2030). La technologie centrifuge motorisée ne semble donc pas être satisfaisante, en termes de maturité. Elle n'est pas réalisable dans des délais acceptables industriellement.

Lors du projet ANR Fisypac (Fiabilité des systèmes pile à combustible), obtenu en 2005 à l'UTBM dans le cadre de l'Institut FCLab, il a été souligné que le rendement sur une plage de fonctionnement étendue répondant au cahier des charges automobile, constituait l'un des points les plus contraints concernant le compresseur. La demande industrielle est de plus en plus pressante concernant le compresseur : elle vise en effet le développement d'un prototype réaliste pour 2010.

Une étude fine, menée en collaboration avec plusieurs industriels impliqués dans le domaine de la pile à combustible et plus particulièrement ceux opérant dans les applications transport terrestre, a montré que les compresseurs pouvant répondre à ces contraintes sont les compresseurs volumétriques. Une étude bibliographique exhaustive a montré que parmi les compresseurs les plus adaptés le scroll (appelé également « à spirales ») est en bonne position. Ce dernier a, en effet, un très bon rendement, ne nécessite pas des vitesses de rotations élevées et possède un bon compromis entre l'encombrement, le

poids et le coût.

L'approche de conception du moto-compresseur doit être globale. Le compresseur doit être conçu avec sa machine d'entraînement. Il est donc nécessaire d'avoir un modèle de compresseur pouvant être, non seulement, couplé à un modèle de pile à combustible, mais également à sa machine électrique d'entraînement et à la commande de celle-ci.

Ainsi, nos travaux se sont naturellement portés sur la modélisation du compresseur scroll en vue de sa conception et de sa simulation. Et afin de pouvoir lier les nombreux paramètres géométriques et physiques de tous les composants (moteur d'entraînement, sa commande ainsi que la tête de compression), du système moto-compresseur, nous avons opté pour une modélisation analytique. En effet ce type de modélisation offre de la souplesse et de la rapidité et plus particulièrement lorsqu'il y a un besoin d'optimisation sous contraintes. Nous avons également veillé à ce que la démarche adoptée soit générique et ainsi transposable à la modélisation d'autres types de compresseurs volumétriques. L'objectif final visé est d'aboutir à la mise en place d'une plate-forme numérique de dimensionnement et de conception de moto-compresseurs pour piles à combustible. Cette plate-forme numérique est enrichie et validée par une autre plate-forme expérimentale. Cette dernière permettra d'une part de caractériser les prototypes et d'autre part de fournir les éléments nécessaires à la validation des modèles physiques.

Ce mémoire est organisée suivant le plan suivant :

Le chapitre 1 présente une vue globale de l'état de l'art des systèmes pile à combustible. Les objectifs à atteindre sont donnés afin de montrer l'ampleur du travail à réaliser permettant à la technologie d'émerger dans la vie quotidienne. Le regard se focalise ensuite sur la gestion de l'air en exposant l'état de l'art et les objectifs concernant cette partie du système. Les différentes solutions de compression (haute pression, basse pression, technologie de compresseur, architecture) et d'humidification sont données afin d'avoir un éventail de choix et des moyens de comparaison permettant au concepteur du système la pile à combustible de choisir l'une ou l'autre technologie/architecture suivant l'application (stationnaire, embarquée) et le niveau de puissance envisagés. Il montre, enfin, la nécessité de la modélisation du système dans son ensemble (la pile à combustible et le moto-compresseur).

Le chapitre 2 présente un modèle analytique complet d'un compresseur scroll. Ce modèle est basé principalement sur sa géométrie. Il permet de simuler et de prédire divers fonctionnement, notamment les ondulations de pression et la puissance consommée. À terme, couplé à un modèle de machine électrique, il permettra pour un cahier des charges donné, de dimensionner l'ensemble moteur et compresseur.

Le chapitre 3 présente une plate-forme modulaire pour les tests de moto-compresseurs mis en place à l'Institut FClab. Cette plate-forme a permis, non seulement, la validation du modèle, mais également, à des fins de comparaisons, le test, l'évaluation et la qualification d'autres types de compresseurs. Cette installation est entièrement automatisée. Elle permet de tester la plupart

des compresseurs volumétriques dans une gamme de puissance correspondants aux applications pile à combustible.

Le chapitre 4 présente la modélisation d'un cœur de pile à combustible « orienté gestion de l'air » prenant en compte les transferts d'eau à travers la membrane afin de prédire sa résistance. Ce modèle, couplé à un modèle de compresseur/humidificateur, permettra, dans une seconde étape, une simulation globale du système aidant à effectuer les choix nécessaires à la conception du système de gestion de l'air dans les piles à combustible.

Enfin, la conclusion, met en perspective les travaux réalisés et présentés dans cette thèse en les inscrivant dans les projets futurs du laboratoire. Elle montre que ces travaux convergeront, à terme, vers une plateforme virtuelle de tests et de conception de systèmes pile à combustible dédiée aux transports. Elle permettra aux concepteurs, de systèmes piles à combustible, d'évaluer différentes solutions technologiques présentes dans les bibliothèques de composants, de tester différentes architectures et, enfin, d'élaborer le contrôle adéquat du modèle ainsi réalisé.

GESTION DE L'AIR DANS LES PILES À COMBUSTIBLE

1.1 PRÉSENTATION DE LA PILE À COMBUSTIBLE

1.1.1 Principe de fonctionnement

Une pile à combustible est un générateur qui convertit directement et en continu l'énergie d'un combustible en électricité par réactions électrochimiques. On peut voir sur la figure 1 l'exemple d'une cellule d'une pile à membrane échangeuse de protons PEFC¹.

Le système le plus simple permet, à partir d'hydrogène et d'oxygène, de fournir de l'eau, de l'électricité et de la chaleur.

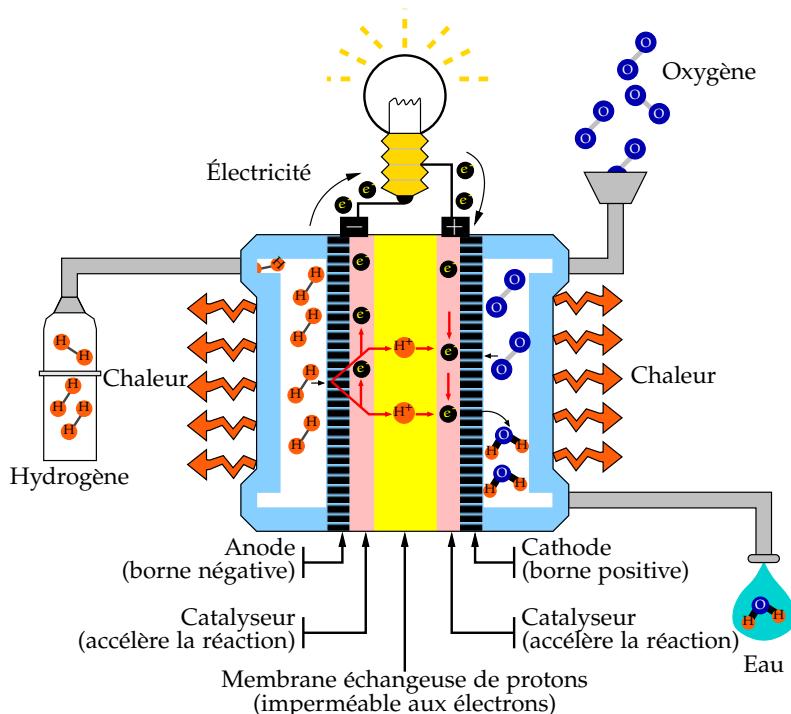


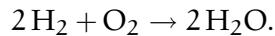
FIG. 1. Principe de fonctionnement d'une cellule de pile à combustible PEFC

Une pile à combustible est constituée des trois principaux éléments suivants :

¹ Polymer Electrolyte Fuel Cell ou PEMFC pour Proton Exchange Membrane Fuel Cell

- l'anode qui est alimentée par un combustible (hydrogène, méthanol, etc.);
- la cathode qui est alimentée par un comburant (oxygène);
- l'électrolyte, solide ou liquide, qui sépare les deux électrodes, assure la diffusion des ions intermédiaires de la réaction d'oxydation du combustible. L'électrolyte doit empêcher le passage des électrons qui passent à travers le circuit électrique.

La réaction produite est la réaction inverse de l'électrolyse de l'eau. La réaction globale est :



1.1.2 Types de piles à combustible

Une présentation plus détaillée des différents types de piles à combustible (réactions chimiques, caractéristiques, applications) est donnée dans la référence [15]

La classification des piles à combustible se fait généralement selon la nature de l'électrolyte. Le type d'électrolyte utilisé détermine la température à laquelle la pile va fonctionner. On trouve ainsi, les différentes piles à combustible suivantes :

- la pile à membrane échangeuse de protons (PEFC) (80 °C);
- la pile à combustible alcaline (AFC²) (100 °C);
- la pile à acide phosphorique (PAFC³) (200 °C);
- la pile à carbonates fondus (MCFC⁴) (700 °C);
- la pile à oxydes solides (SOFC⁵) (800 – 1 000 °C).

1.1.3 Système pile à combustible

Le fonctionnement d'un cœur de pile à combustible nécessite un grand nombre d'auxiliaires indispensables à son bon fonctionnement. Le système global (cœur de pile et auxiliaires) est appelé *système pile à combustible* (voir FIG. 2).

Un système pile à combustible est généralement constitué d'un cœur de pile, de l'alimentation en hydrogène, de l'alimentation en air (oxygène), d'un circuit de refroidissement, d'un circuit d'humidification, d'un ou plusieurs convertisseurs statiques et d'un système de contrôle. Ces différents sous-systèmes sont détaillés succinctement dans les paragraphes suivants.

Alimentation en hydrogène

Suivant l'application visée, le mode d'alimentation retenu peut différer. L'hydrogène peut être stocké tout simplement dans un réservoir ou être fabriqué à partir d'un hydrocarbure par un processus de reformage. Dans ce dernier cas, la complexité du système croît et la production d'hydrogène

² Alkaline fuel cell

³ Phosphoric acid fuel cell

⁴ Molten carbonate fuel cell

⁵ Solid oxyde fuel cell

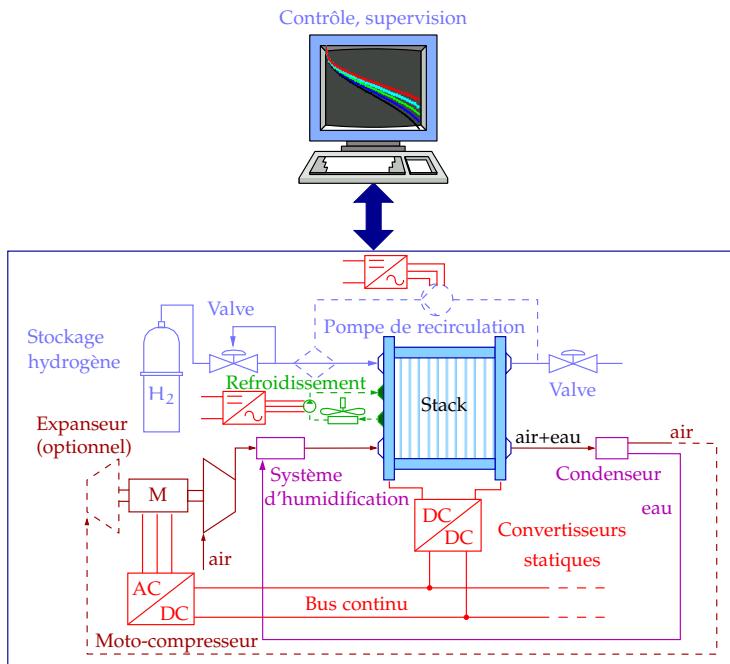


FIG. 2. Schéma de principe d'un système pile à combustible alimenté en hydrogène pur sous pression

dégage du dioxyde de carbone. Ce type d'alimentation sera certainement utilisé comme solution transitoire avant le « tout hydrogène » car le réseau de distribution des hydrocarbures est déjà présent.

Concernant le stockage de l'hydrogène, il existe plusieurs solutions. La première, consiste à stocker le gaz dans un réservoir à des pressions de l'ordre de 300 bar à 700 bar. Afin de satisfaire les conditions de pression en entrée de la pile (jusqu'à 3 bar), il est nécessaire d'ajouter entre le stockage et la pile, un détendeur permettant de réguler la pression d'hydrogène en entrée de la pile. L'inconvénient d'un tel mode de stockage est que l'énergie utilisée pour comprimer l'hydrogène représente 7% de l'énergie stockée si l'hydrogène est comprimé à 200 bars (et donc plus si la pression est plus élevée).

La deuxième solution consiste à liquéfier l'hydrogène. Cette liquéfaction implique des températures très basses et donc une énergie encore plus conséquente qu'un stockage sous pression. Avec les installations actuelles, l'énergie nécessaire à la liquéfaction représente 40 % de l'énergie contenue dans l'hydrogène.

La dernière solution consiste à stocker l'hydrogène à basse pression dans des hydrures métalliques. L'inconvénient d'un tel type de stockage est le temps de recharge du réservoir qui est assez long. D'autre part, la quantité d'hydrogène stockée ne dépasse pas 2 % du poids du réservoir.

La pile à combustible peut, dans certains cas, disposer d'une pompe de recirculation d'hydrogène (l'hydrogène non consommé sortant de la pile est

réinjecté en entrée) suivant le mode de fonctionnement de la pile. Dans tous les cas, la sortie anodique est équipée de purges permettant d'évacuer l'eau et autres composants tels que l'azote ayant migré de la cathode vers l'anode.

Alimentation en air

L'oxygène alimentant la pile à combustible est généralement prélevé dans l'air ambiant afin d'éviter le stockage de l'oxygène. Cependant, l'air ne contient que 21 % d'oxygène. Afin d'augmenter la concentration d'oxygène, il est parfois nécessaire (pour les puissances élevées) de comprimer l'air. Dans certains cas, l'énergie disponible dans les gaz de sortie (air appauvri en oxygène) de la pile peut être récupérée par une turbine. Pour les petites puissances, une soufflante peut suffire.

L'utilisation d'un compresseur n'est pas sans conséquences sur le rendement global du système. Celui-ci est alimenté par la pile à combustible et lui prélève une puissance non négligeable qui peut représenter jusqu'à 25 % de la puissance électrique délivrée par la pile. Le compresseur est donc un auxiliaire très important dans la pile et de nombreux verrous technologiques sont à lever dans ce domaine : il doit permettre l'alimentation en air, l'évacuation de l'eau produite sans assécher la membrane de la pile et assurer une bonne dynamique du système (c.-à-d., répondre en temps réel aux sollicitations du système).

Circuit de refroidissement

La conversion électrochimique de l'hydrogène et de l'oxygène en électricité produit également de la chaleur. Celle-ci doit être évacuée afin de maintenir la température de la pile constante. L'évacuation de cette chaleur, pour des petites puissances, peut être réalisée avec un ventilateur (convection forcée d'air) qui peut être le même que celui alimentant la pile en air.

Dans le cas des piles de plus fortes puissances, la convection forcée à air ne suffit plus à évacuer la chaleur. On a donc recours à d'autres types de refroidissement plus complexes tel que le refroidissement à eau. Ce système fonctionne en boucle fermée grâce à une pompe qui fait circuler de l'eau déminéralisée dans un circuit secondaire à l'intérieur de la pile. Cette eau est refroidie au moyen d'un échangeur air/eau (radiateur).

Circuit d'humidification

Généralement les piles de type PEFC requièrent un circuit d'humidification des gaz afin que la membrane ne soit pas déshydratée (augmentation de la résistance ionique de la membrane) ou que les électrodes ne soient pas noyées en raison d'un excédent d'eau. Ce circuit a donc pour rôle d'humidifier les gaz en entrée de la pile, généralement à partir de l'eau produite par la pile, récupérée au moyen d'un condenseur.

Le contrôle de l'humidification est très délicat. De plus en plus de recherches ont pour objectif de trouver des solutions permettant de s'affranchir

d'un tel circuit en augmentant, par exemple, la température de fonctionnement de la pile (membranes haute température) ou de regrouper dans un seul dispositif le compresseur et l'humidificateur (compresseur-humidificateur intégrés).

Convertisseur statique

Le convertisseur statique permet de mettre en forme l'énergie électrique produite par la pile à combustible. La tension de la pile, qui est relativement faible, n'est pas constante en fonction du courant délivré. Les convertisseurs sont de type continu-continu, élévateur de tension (faible tension, fort courant) et unidirectionnels en courants ; ils peuvent être réalisés en plusieurs étages. Le convertisseur statique permet généralement de faire l'interface entre la pile et un bus continu où sont connectés, suivant l'application, d'autres composants de stockage énergétique tels que les batteries ou les supercondensateurs et d'autres convertisseurs (DC/DC ou DC/AC) qui permettent de faire l'interface entre le bus continu et la charge (p.ex., moteur électrique).

Système de contrôle

Comme cela a été vu précédemment, le système dispose d'un grand nombre d'auxiliaires *interconnectés* et *interdépendants*. Afin d'assurer un bon fonctionnement du système (rendement global, sécurité de fonctionnement, prise en compte des contraintes), il est nécessaire d'avoir un système de contrôle global permettant d'agir sur les différents sous-systèmes (convertisseur statique, débit des gaz, contrôle du compresseur, pompe à eau nécessaire au refroidissement, température de l'humidificateur, etc.).

1.2 ÉTAT DE L'ART ET OBJECTIFS DES SYSTÈMES PÀC

La pile à membrane échangeuse de proton (PEMFC ou PEFC) semble être la plus adaptée pour les applications automobiles car ses conditions de fonctionnement à basse température lui confèrent l'avantage de démarrer plus rapidement que les autres technologies de piles. De plus, l'état solide de l'électrolyte (membrane polymère) ne pose pas de risques de corrosions et de fuites. La densité de puissance de cette pile, même si tous les objectifs ne sont pas encore atteints, la rend particulièrement adaptée aux applications transports. Enfin, elle offre une bonne efficacité du réservoir à la roue (*tank-to-wheel*) par rapport aux moteurs thermiques conventionnels [73]. Dans tous les cas, les PEFC ont besoin d'un grand nombre de systèmes auxiliaires présentés dans le paragraphe précédent (FIG. 2). Parmi eux, le compresseur d'air alimente la pile en oxygène, (pris dans l'air ambiant) pour l'oxydation de l'hydrogène en eau.

Avant que la pile à combustible ne devienne une technologie mûre pour l'automobile, de nombreux défis techniques restent encore à relever. Les objectifs, permettant à la pile à combustible de devenir compétitive par

rapport aux véhicules thermiques, ont été donnés par le département de l'énergie américain (DOE⁶) [31].

Les principaux défis concernent le coût et la durabilité du système. Pour devenir compétitif avec le coût des moteurs thermiques équipant les voitures aujourd'hui (20 – 25 EUR/kW), celui des piles, comprenant l'ensemble des sous-systèmes, doit être réduit autour de 25 EUR/kW d'ici 2015. Les objectifs pour 2010 sont de 35 EUR/kW.

La durée de vie, en incluant les cycles de fonctionnement représentatifs des véhicules, doit atteindre au moins celle des voitures actuelles, à savoir, 5 000 h⁷ représentant pas loin de 240 000 km. Elles doivent être capables de démarrer et fonctionner à des températures allant de -40 °C à +40 °C. À ces températures, le temps de démarrage nécessaire à un passage de 0 à 50 % de la puissance maximale (80 kW) doit être le plus petit possible : 30 s à -20 °C et 5 s à +20 °C.

L'encombrement et le poids des systèmes pile actuels doivent être considérablement réduits afin de satisfaire les contraintes automobiles. Ces contraintes s'appliquent aussi bien au cœur de pile qu'au système dans son ensemble, incluant les sous-systèmes tels que le compresseur, l'expansion (optionnel), l'humidificateur, les pompes, les capteurs, le stockage de l'hydrogène, etc. La densité de puissance massique et la densité de puissance volumique du système doivent être ainsi de 650 W/kg et 650 W/l respectivement et 2 000 W/kg et 2 000 W/l pour le cœur de pile.

Le temps de réponse du système est également un paramètre clé. Il dépend principalement de l'inertie du système d'alimentation en air. Le temps de réponse nécessaire à un passage de 10 % à 90 % de la puissance maximale doit être inférieur à 1 s.

Ces objectifs sont résumés et comparés à l'état de l'art sur le diagramme radar à la figure 3. Cette figure montre que de nombreux progrès ont été réalisés depuis 2003. Les principaux problèmes restent, cependant, la durée de vie et le coût du système. La durée de vie est principalement tributaire de la durée de vie du cœur de la pile, mais le coût du système concerne le système dans sa globalité et peut être diminué en travaillant sur l'intégration comme par exemple celle des fonctions de compression et d'humidification au sein d'un même composant (voir part.1.5) ou des différents convertisseurs statiques qui peuvent être regroupés dans un seul même module (p.ex., transformateur, convertisseur matriciel). De même que pour le coût, la réduction de la taille du système concerne aussi bien le cœur de pile que les sous-systèmes.

⁶ Department of Energy

⁷ 20 000 h en régime permanent

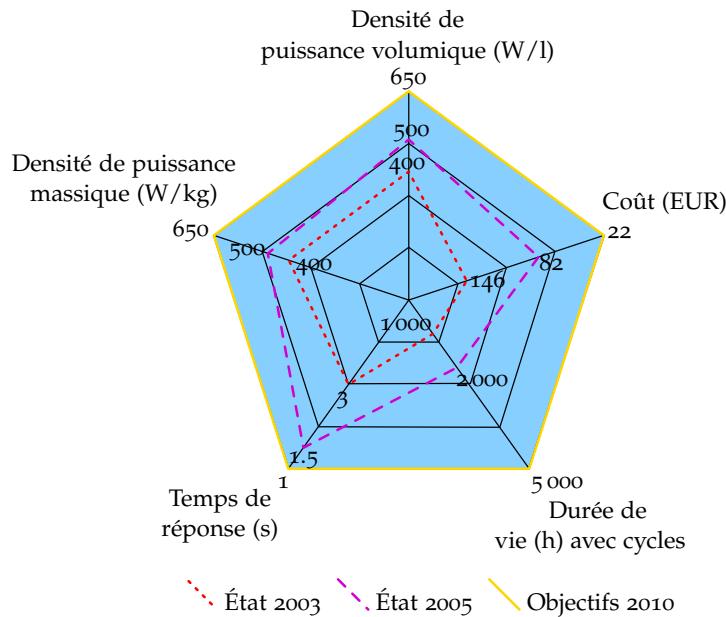


FIG. 3. Diagramme radar de l'état de l'art et des objectifs (2010) pour les systèmes pile à combustible (80 kW nette)

1.3 SYSTÈME D'ALIMENTATION D'AIR

1.3.1 Fonctions principales

Comme nous l'avons mentionné précédemment, l'alimentation en air de la pile à combustible joue un rôle clé dans les performances du système pile à combustible. Les principales fonctions du système de gestion d'air sont les suivantes [71] :

1. *Transport de l'air* : le système d'alimentation en air doit fournir assez de comburant sur toute la plage de puissance de la pile. Le débit d'air (q_{air}), le rapport à la stoechiométrie d'oxygène (ν), la puissance brute de la pile (P_{brute}) et la tension d'une cellule (V) sont liées par l'équation suivante :

$$q_{\text{air}} = 3,57 \cdot 10^{-7} \nu \frac{P_{\text{brute}}}{V}. \quad (1.1)$$

2. *Purification de l'air* : toute particule ou substance chimique (p. ex., monoxyde de carbone CO) peut être rédhibitoire pour le catalyseur et la membrane. L'air doit, par conséquent, être filtré et, dans certains cas, certaines substances chimiques comme le monoxyde de carbone doivent être supprimées ; c'est le cas par exemple quand l'hydrogène est produit par un processus de reformage.

La pression de fonctionnement est discutée plus en détail dans le paragraphe 1.4

3. *Mise sous pression du système* : dans tous les cas, l'air est fourni à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique à 2 – 4 bar suivant la conception de la pile. La pression optimale de fonctionnement se situe autour de 2 – 2,5 bar [11, 69].
4. *Humidification* : la membrane polymère doit être obligatoirement maintenue dans un état d'hydratation maximal afin d'avoir les conditions de fonctionnement optimales. Le système d'alimentation en air doit donc gérer la consommation, la production et la quantité d'eau injectée pour l'humidification.

Des dépendances complexes entre ces différentes fonctions doivent être prises en compte afin de contrôler de façon optimale le système d'alimentation en air. L'humidification dépend fortement de la pression de fonctionnement du système, du débit d'air, mais aussi, de la température de l'air et de la pile. Le contrôle joue, par conséquent, un rôle capital dans la gestion de l'air des systèmes pile à combustible. Il doit donc passer nécessairement par une compréhension détaillée des interactions et une modélisation du système pile.

1.3.2 Composants

Le système de gestion d'air est constitué d'un grand nombre de composants. Pour la purification de l'air, des filtres permettant d'éliminer les particules doivent être mis en place à l'entrée de la pile. Un compresseur (ou soufflante pour les piles atmosphériques), une électrovanne ou expulseur avec une soupape de décharge (optionnel) peuvent être utilisés pour la régulation en pression de la cathode.

Pour le système d'humidification, l'eau peut être récupérée à la sortie de la cathode au moyen d'un condenseur. L'humidificateur est généralement inséré entre la sortie d'air du compresseur et l'entrée cathodique de la pile. Un échangeur de chaleur peut être utilisé si la chaleur contenue dans l'air n'est pas suffisante pour évaporer l'eau [72].

Le contrôle du système d'alimentation en air requiert des capteurs. En effet, la pression et le débit doivent être contrôlés de manière à assurer les besoins de la pile. Dans un premier temps, des capteurs de pression et de température, un débitmètre massique, un capteur de vitesse de rotation de la machine doivent être utilisés afin de construire les cartes du compresseur. Dans un deuxième temps, le débitmètre peut être enlevé : le débit d'air peut être déduit à partir de la pression, de la vitesse de rotation et des cartes préalablement construites [17]. Des techniques, basées sur des observateurs constitués de réseaux de neurones, peuvent être utilisées afin de supprimer le capteur de vitesse de la machine électrique : cette technique a été testée avec succès pour une machine asynchrone sur toute la plage de variation de vitesse du compresseur pour un cycle routier européen [16]. Elle a permis de montrer une piste de réduction du coût du système en utilisant des machines asynchrones à cage « bon marché » à la place de machines synchrones à

Les cartes des compresseurs sont construites à partir du banc de tests automatisé présenté dans le chapitre 3

aimants permanents qui sont beaucoup plus chères. Cependant les inconvénients d'une telle solution sont à prendre en compte : une augmentation du volume occupé par le moteur, une réduction des ratios couple/volume et couple/masse. Cette solution est donc à relativiser puisque le volume augmente et que le rendement diminue.

Pour le contrôle de l'humidification, des capteurs hautes performances de point de rosée doivent être utilisés. Le temps de réponse est, en effet, critique et une réponse rapide permettra d'éviter le noyage des électrodes ou l'assèchement de la membrane [69].

1.3.3 Analyse des besoins et des contraintes

Comme pour les systèmes pile (voir part. 1.2), des défis concernant le système de gestion de l'air doivent être relevés [31]. Les besoins décrits ne tiennent pas compte du système d'humidification mais sont donnés pour deux configurations du système : avec ou sans expulseur (voir FIG. 4). Dans tous les cas de figure, le coût du système d'alimentation en air doit être inférieur à 400 \$ (≈ 300 EUR) pour une pile à combustible de 80 kW. L'encombrement et le poids doivent être le plus petit possible ; les objectifs sont de 15 l et de 15 kg, respectivement.

La puissance électrique consommée par le moteur électrique, à pleine puissance, ne doit pas dépasser 4,4 kW si le système est équipé d'un expulseur et 11,6 kW s'il n'y en a pas. L'efficacité du moto-compresseur incluant le convertisseur et le système de contrôle dépend du type de compresseur utilisé, du niveau de pression et de la vitesse de rotation : à pleine puissance, elle doit être supérieure à 80 % avec expulseur et 75 % sans expulseur. Aucune spécification n'est cependant donnée pour les autres points de fonctionnement mais l'efficacité doit être élevée sur une large plage de fonctionnement en débit et pression afin d'assurer une bonne efficacité du système pile. Comme nous le verrons dans la prochaine partie, les compresseurs centrifuges offrent une très grande efficacité mais uniquement sur une plage de fonctionnement (en débit et pression) très étroite alors que les compresseurs tels que le compresseur scroll ont une bonne efficacité sur une large plage de fonctionnement.

Comme nous l'avons vu dans le paragraphe 1.2, la dynamique d'un système pile à combustible doit être élevée. Le compresseur doit donc assurer un temps de réponse le plus faible possible : il doit répondre en moins d'une seconde à une sollicitation de 10 % à 90 % de la puissance maximale. La dynamique du système pile à combustible est directement limitée par celle du compresseur : l'inertie du compresseur doit donc être minimisée.

La température de sortie de l'air doit être en adéquation avec la température de fonctionnement du cœur de pile. Il est préférable d'avoir une température d'air légèrement inférieure à celle de la pile afin que l'eau contenue dans l'air ne condense pas dans les canaux de la pile et ne forme ainsi des gouttelettes risquant de bloquer l'accès des gaz aux sites réactifs. Une température d'air trop faible n'est pas non plus conseillée car l'air, même s'il est saturé avant

Les processus d'humidification et d'assèchement sont présentés dans le paragraphe 1.5. La modélisation de ces processus est présentée au chapitre 4 dans le paragraphe 4.4.9 (page 143).

de rentrer dans la pile, ne l'est plus à l'intérieur des canaux. En effet, la pression de saturation est plus élevée. L'air non saturé prélève alors l'eau contenue dans l'ensemble-électrode-membrane (EME) avec pour conséquence un assèchement de la membrane et une augmentation des pertes dans la pile (voir part. 1.5).

Parmi les autres contraintes qui doivent être prises en compte pour le choix et la conception d'un système d'alimentation en air, il y a les ondulation de pression. Celles-ci doivent être proscribes : une différence de pression de part et d'autre de la membrane pourrait lui être néfaste et l'endommagerait de façon irréversible. Une ouverture trop brusque de la chambre de compression, dans le cas d'un compresseur à compression interne (voir part. 1.4.2) et plus particulièrement dans le cas des compresseurs alternatifs (pistons, membrane) provoque des ondulations de pression créant par la même occasion des émissions sonores qui doivent être inférieures à 65 dB [31]. Enfin, le compresseur doit être totalement exempt d'huile et, par conséquent, l'utilisation d'un compresseur à air sec est préconisée.

Les objectifs, les contraintes et l'état de l'art sont résumés sur la figure 4. Comme pour le système pile à combustible, le coût du système d'alimentation en air doit être réduit de manière considérable. Les systèmes existants sont encore trois fois trop chers pour les applications automobiles. Des efforts sont également à fournir sur la conception d'un système compact. D'après les normes du département de l'énergie américain et le diagramme radar de la figure 4, l'efficacité du système ne semble plus être un problème : les concepteurs doivent toutefois prendre en considération les efficacités pour d'autres points de fonctionnement que celui à puissance maximale. Dans un cycle routier, contrairement aux applications stationnaires, le système pile travaille plus fréquemment sur d'autres points de fonctionnement que celui à pleine puissance. Il est ainsi possible de concevoir un compresseur ayant une très grande efficacité à pleine puissance mais une très mauvaise efficacité sur les autres points de fonctionnement. *La zone de rendement maximale doit être la plus large possible.*

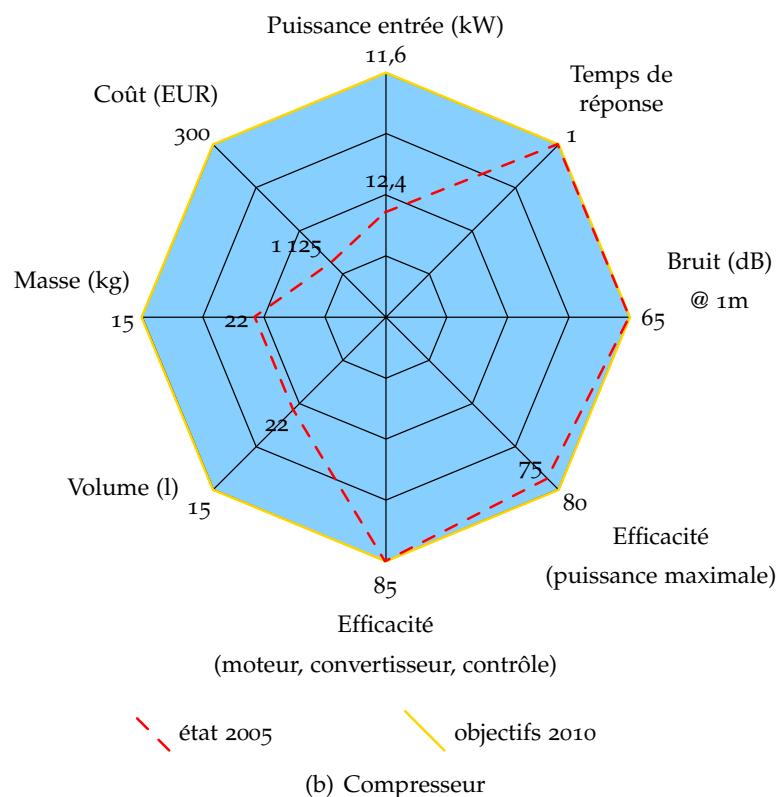
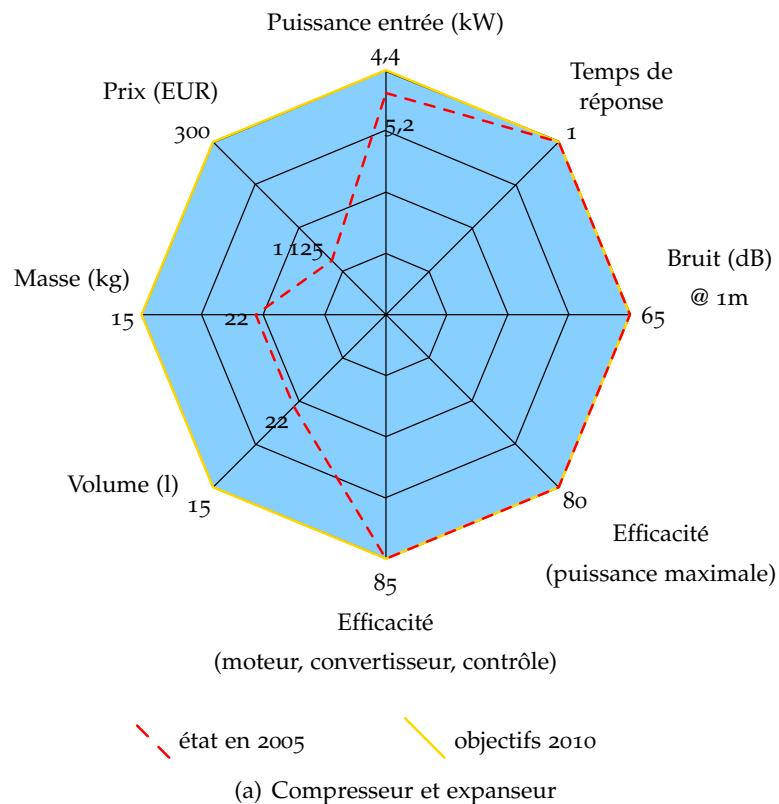


FIG. 4. Diagramme-radar de l'état de l'art et des objectifs (2010) du système de compression pour un système pile de 80 kW (puissance nette)

Pour plus de détails sur l'équation de Nernst et la tension de la pile à combustible se reporter au chapitre 4 « Simulation de la pile intégrant la gestion de l'air »

1.4 SYSTÈME DE COMPRESSION

1.4.1 Haute ou basse pression ?

La pression et la température de fonctionnement sont deux paramètres clés dans le fonctionnement d'une pile à combustible (PàC). L'augmentation de la pression et de la température de fonctionnement de la PàC ont tendance à augmenter les performances de la pile comme le prédit l'équation de Nernst⁸ ci-dessous [15]. Ces deux paramètres ont donc *a priori* une influence positive.

$$E = 1,229 - 0,85 \cdot 10^{-3} (T - 298,15) + 4,3085 \cdot 10^{-5} T \ln(p_{H_2} p_{O_2}^{1/2}) \quad (1.2)$$

où p_{H_2} et p_{O_2} sont respectivement les pressions partielles d'hydrogène et d'oxygène. La température T est donnée en kelvin (K).

Ces dernières années, des publications ont tenté de déterminer la pression optimale de fonctionnement d'une pile à combustible [11, 27, 37, 69, 71]. Ces travaux ont montré que pour les applications automobiles, la pression optimale de fonctionnement se situe autour de 2 à 3 bar. Cependant, la plupart des fabricants de piles à combustible, les *leaders* plus particulièrement, ont opté pour des systèmes (4 – 65 kW) fonctionnant à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique afin de compenser les pertes de charges dans les canaux de la pile. Les piles fonctionnant à basse pression ont l'inconvénient d'être plus lourdes et plus volumineuses que celles fonctionnant à haute pression mais elles ne nécessitent pas de compresseur, une soufflante, moins chère, plus compacte et moins consommatrice en énergie, est suffisante.

Afin de montrer par un calcul⁹ l'avantage d'un fonctionnement à pression élevée, on suppose par la suite, que la pile est alimentée par de l'hydrogène stocké sous pression et que la pression désirée est obtenue sans coût énergétique supplémentaire durant le fonctionnement. D'autre part, nous supposons que les pressions anodiques et cathodiques sont égales à la pression du système p_{syst} . En effet, il est préférable, pour des raisons évoquées dans la partie précédente, que ces pressions soient égales.

D'après l'équation de Nernst (1.2), un changement de pression du système p_{syst} de p_1 à p_2 induit un gain en tension égal à :

$$V_{gain} = \frac{RT}{4F} \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right). \quad (1.3)$$

Cette équation postule que les pressions totales des gaz à l'anode et à la cathode sont égales à la « pression système » appelée p_{syst} .

Les résultats prédits par cette équation ne sont pas tout à fait juste s'ils sont comparés à ceux obtenus expérimentalement. En effet, on remarque que le

⁸ L'équation de Nernst donne la valeur de la tension de la pile pour un courant nul (circuit ouvert)

⁹ Ce calcul est extrait d'un exercice du livre donné à la référence [15]

gain en tension est beaucoup plus élevé que celui prévu par l'équation (1.3). En réalité, le changement de pression a une influence (positive) sur d'autres paramètres et en particulier sur la densité de courant d'échange j_0 relatif aux pertes par activation [15]. L'équation (1.3) peut donc être réécrite de la façon suivante [49] :

$$V_{\text{gain}} = C \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right), \quad (1.4)$$

où C est un coefficient qui dépend d'une part de R , T et F (équation (1.3)) et, d'autre part, de l'influence de la pression sur la densité de courant d'échange j_0 . La valeur de ce coefficient n'est pas déterminée de façon très précise. Les valeurs trouvées dans la littérature montrent que la valeur de C peut varier entre 0,03 V et 0,06 V [49].

Pour calculer le gain en puissance réalisé, il suffit de multiplier V_{gain} par le courant I et le nombre de cellules n que contient la pile.

Mais un fonctionnement à pression élevée induit également des pertes auxiliaires élevées. À lui seul, le compresseur consomme jusqu'à 25 % de l'énergie fournie par la pile.

La puissance de compression est donnée par l'équation [15] :

$$P_{\text{comp}} = \frac{\dot{q}_{\text{air}} T_e c_p}{\eta_m \eta_c} \left(\left(\frac{p_s}{p_e} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (1.5)$$

avec, η_m rendement du moteur électrique

η_c rendement du compresseur

γ coefficient isentropique de l'air : $\gamma = 1,4$

\dot{q}_{air} débit massique d'air (kg/s)

p_e pression d'entrée du compresseur (atm)

p_s pression de sortie du compresseur (atm)

c_p capacité thermique de l'air $c_p = 1004 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$

T_e température d'entrée de l'air (K)

Le rapport p_s/p_e est appelé rapport de compression. La pression d'entrée du compresseur n'est pas nécessairement égale à la pression atmosphérique car un compresseur peut être composé de plusieurs compresseurs en cascade (étages). Dans ce cas, la pression d'entrée du compresseur est égale à la pression de sortie du compresseur qui le précède.

Le débit massique d'air \dot{q}_{air} est généralement fourni en excès. Le débit théorique (qui correspondrait exactement à la quantité de dioxygène à fournir) est généralement multiplié par un coefficient, appelé coefficient de rapport à la stoechiométrie ν , qui est habituellement proche de 2.

Le débit \dot{q}_{air} est donné par la formule suivante [15] :

$$\dot{q}_{\text{air}} = \nu \frac{I}{4F} n \frac{1}{\chi_{O_2}} \bar{M}_{\text{air}} \quad (1.6)$$

avec, γ rapport à la stoechiométrie du débit de d'air
 n nombre de cellules qui composent la pile
 χ_{O_2} fraction molaire de dioxygène dans l'air (0,21)
 I courant de la pile (A)
 F constante de Faraday 96 485 C/mol
 \bar{M}_{air} masse molaire de l'air, $\bar{M}_{\text{air}} = 28,85 \times 10^{-3}$ kg/mol

La puissance consommée par le compresseur peut être ramenée à une chute de tension sur une cellule élémentaire de la pile en divisant par le courant I et le nombre de cellules n l'expression (1.5) :

$$V_{\text{perte}} = \frac{\gamma}{4F} \cdot \frac{\bar{M}_{\text{air}}}{\chi_{O_2}} \cdot \frac{T_e c_p}{\eta_m \eta_c} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right). \quad (1.7)$$

Le bilan global d'un fonctionnement en pression est donc donné par le gain total :

$$\Delta V = V_{\text{gain,net}} = V_{\text{gain}} - V_{\text{perte}}. \quad (1.8)$$

La valeur de $V_{\text{gain,net}}$ peut tout aussi bien être positive que négative suivant que le gain, réalisé par l'augmentation de la pression, reste supérieur ou non à la chute de tension provoquée par le système de compression.

Exemple

L'expression du gain en tension du système est obtenue en calculant $\Delta V = V_{\text{gain}} - V_{\text{perte}}$ à l'aide de (1.4) et (1.7) :

$$\Delta V = C \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) - \frac{\gamma}{4F} \cdot \frac{\bar{M}_{\text{air}}}{\chi_{O_2}} \cdot \frac{T_e c_p}{\eta_m \eta_c} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (1.9)$$

On souhaite trouver le maximum de $V_{\text{gain}} - V_{\text{perte}}$ afin de fonctionner à une pression optimale.

Il suffit de dériver la fonction par rapport à $r_p = p_2/p_1$.

Le maximum de la fonction ΔV est donné par l'équation suivante :

$$\frac{d}{dr_p} (\Delta V) = 0 \quad (1.10)$$

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dr_p} \left[C \ln(r_p) - \frac{\gamma}{4F} \cdot \frac{\bar{M}_{\text{air}}}{\chi_{O_2}} \cdot \frac{T_e c_p}{\eta_m \eta_c} \cdot \left(r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \\ &= \frac{4CF\chi_{O_2}\eta_m\eta_c\gamma - \gamma\bar{M}_{\text{air}}T_e c_p r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}(1-\gamma)}{4r_p F\chi_{O_2}\eta_m\eta_c\gamma} \end{aligned} \quad (1.11)$$

La solution donnant le rapport de compression optimal est :

$$r_{p,\text{opt}} = \left(\frac{4 \mathcal{C} F \chi_{O_2} \eta_m \eta_c \gamma}{(\gamma - 1) \nu \bar{M}_{\text{air}} T_e c_p} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (1.12)$$

Exemple d'application numérique :

$$\begin{aligned} \eta_c &= 0,75 \\ \eta_m &= 0,95 \\ \gamma &= 1,4 \\ c_p &= 1004 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1} \\ T_e &= 288 \text{ K} \\ \chi_{O_2} &= 0,21 \\ F &= 96485 \text{ C/mol} \\ \bar{M}_{\text{air}} &= 28,85 \times 10^{-3} \text{ kg/mol} \\ \mathcal{C} &= 0,1 \text{ V} \end{aligned}$$

Le graphique donnant le gain en tension du système pour différentes valeurs de ν est donné sur FIG. 5.

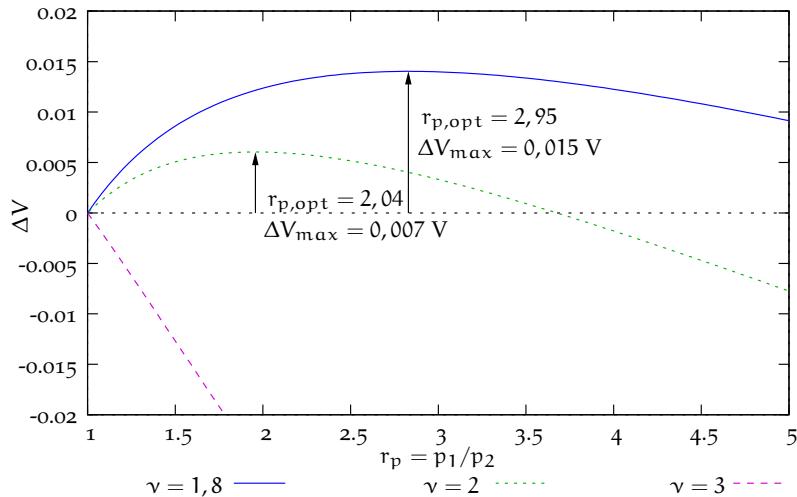
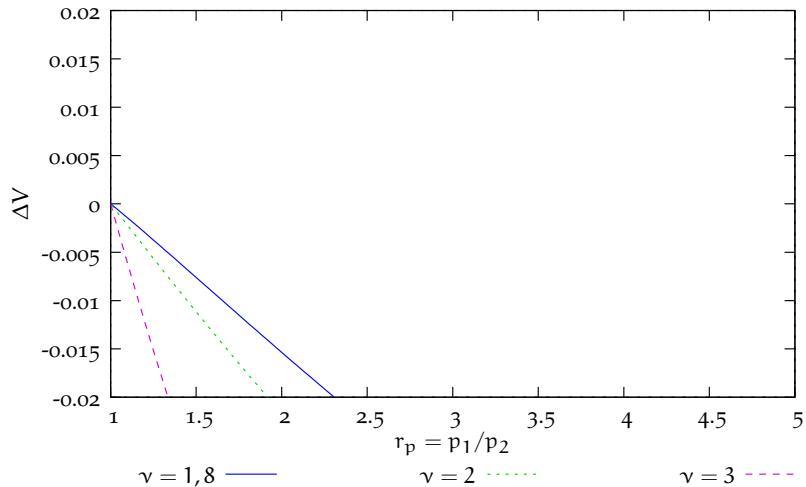


FIG. 5. Gain en tension du système en fonction du rapport de compression pour différentes valeurs de ν

On en conclut que le rapport de compression d'un compresseur de pile à combustible doit être *au maximum* égal à trois. Un rapport de compression plus élevé n'aurait aucun avantage de ce point de vue.

Plusieurs remarques sont cependant à faire pour éviter toute conclusion hâtive :

1. Le rapport à la stœchiométrie ν est rarement en dessous de 1,5–2 car sinon, les performances de la pile baissent en raison de l'augmentation

FIG. 6. Gain en tension du système pour $C = 0,06$ (cas plus réaliste)

des pertes par concentration. Nous avons tracé sur le graphique le gain en tension pour $\nu = 1,8$, il s'agit là d'un cas optimiste ;

2. Le coefficient C change d'une pile à l'autre et le cas $C = 0,1$ est un cas assez optimiste. Une valeur de $C = 0,06$ serait plus réaliste. Dans ce cas là, nous aurions obtenu les courbes données sur la figure 6. Sur ce graphique, le gain est négatif quel que soit le rapport à la stoechiométrie. Il est donc préférable de fonctionner à pression atmosphérique *de ce point de vue*.

D'autres facteurs influencent cependant le choix d'un fonctionnement en pression : la compacité du système et la gestion de l'eau dans la pile.

L'obtention d'une pile plus compacte avec une densité de puissance plus grande est très intéressante dans les applications embarquées. Si la pile est plus compacte, elle coûte moins chère en matériaux et est plus légère. Ce dernier point est loin d'être négligeable dans les applications transports (voiture, avion, aérospatial etc.). Des comparaisons ont été réalisées entre des systèmes haute pression et basse pression et elles ont montré des résultats très intéressants [27] : pour une pile à combustible d'une puissance de 86 kW, en tenant compte de la consommation du système de compression, la taille du cœur de pile peut être diminuée d'un facteur de 16,3 % en passant d'une pile basse pression (avec une soufflante) à une pile haute pression. Cependant cette étude a été faite sous l'hypothèse que la soufflante et le compresseur ont le même volume ce qui n'est pas évident.

Une pression plus élevée permet également d'améliorer la gestion de l'eau dans la pile. En effet, plus la pression est élevée, plus la quantité d'eau nécessaire à la saturation de l'air est faible [69, 71]. Il a été montré dans [71] que la quantité d'eau et l'énergie nécessaire pour chauffer et évaporer l'eau sont réduites de près d'un tiers si le niveau de pression passe de la pression

atmosphérique à 4 bar. Concernant la quantité d'eau nécessaire pour saturer l'air, il est facile de démontrer ce résultat par la formule suivante qui donne la quantité d'eau nécessaire pour atteindre une humidité relative ϕ à une pression p et à une température T :

$$m_{\text{grammes d'eau/kilogramme d'air sec}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \phi p_{\text{Sat}}(T)}{M_{\text{air}} \cdot (p - \phi p_{\text{Sat}}(T))} \cdot 1000 \quad (1.13)$$

où $M_{\text{H}_2\text{O}}$ et M_{air} sont respectivement les masses molaires de l'eau et de l'air. p_{Sat} représente la pression de saturation en Pa.

La figure 7 montre comment évolue la quantité d'eau par kilogramme d'air sec nécessaire pour atteindre un taux d'humidité ϕ donné. Les courbes ont été tracées pour une température de 80 °C et montrent que, effectivement, il n'est pas judicieux de travailler à pression atmosphérique car la quantité d'eau nécessaire à la saturation des gaz est beaucoup plus élevée (facteur de 3 en passant de 2,5 bar à 1 bar).

Finalement, la pression optimale en tenant compte de la consommation du compresseur et du niveau d'humidification se situe autour de 2 à 2,5 bar [11, 69].

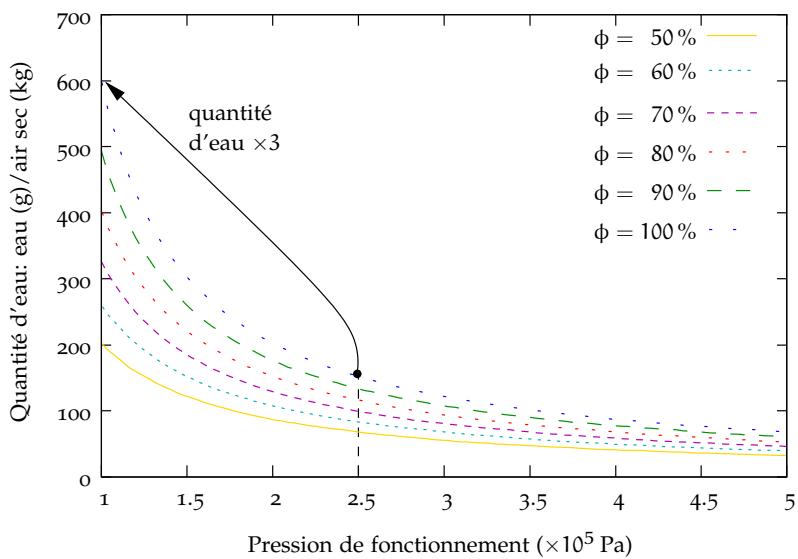


FIG. 7. Influence de la pression de fonctionnement sur la quantité d'eau nécessaire pour atteindre une humidité relative ϕ donnée (les courbes sont données pour une température de 80 °C)

1.4.2 Choix du compresseur

Généralités et principes

Le choix du compresseur pour un système pile est primordial. Plusieurs travaux de comparaison entre les différentes familles de compresseurs ont été présentés ces dernières années [49, 70, 94]. Ils ont montré que plusieurs types de compresseurs peuvent être utilisés. Parmi eux, on trouve le turbocompresseur (compresseur dynamique) et les compresseurs volumétriques (scroll, lobes, vis, etc.). Les différents types de compresseurs sont résumés sur la figure 8 et seront détaillés dans la partie suivante afin de montrer leurs avantages et leurs inconvénients dans un système pile à combustible.

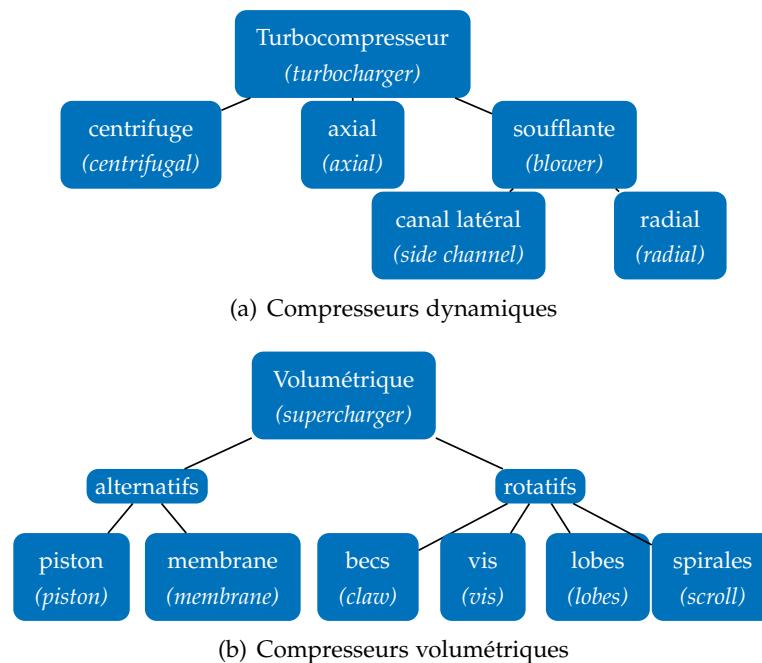


FIG. 8. Classification des compresseurs

Le principe d'un compresseur volumétrique est le suivant : à l'aspiration, une quantité de gaz est aspirée et isolée des orifices d'aspiration et de refoulement. Durant le processus, le gaz peut être enfermé dans un volume, qui, en diminuant, comprime le gaz (compression interne) ou peut être refoulé sans compression (compression externe).

Le principe du compresseur centrifuge est différent : l'énergie cinétique du flux d'air est convertie en une augmentation de pression.

Le choix du compresseur n'est pas une chose aisée pour le concepteur du système. Pour résumer, trois familles de compresseurs peuvent être utilisées :

1. *Les compresseurs centrifuges* qui ont l'avantage d'être, plus que n'importe

quel compresseur volumétrique, très compact et léger tant que la vitesse de rotation reste très élevée (100 000 tr/min). À ces vitesses de rotation, l'utilisation de paliers magnétiques ou à air et un contrôle adéquat s'avèrent indispensables. L'efficacité des compresseurs centrifuges est élevée mais seulement dans une zone étroite en débit et pression. Ils ne peuvent pas travailler à pression constante quel que soit le débit [49]. Pour des bas débits, la zone de pompage (*surge line*) rend le fonctionnement du compresseur instable. En plus, pour les faibles pressions, le rendement est très mauvais (voir FIG. 11). Plusieurs publications présentent l'étude du compresseur centrifuge et son contrôle dans un système pile (PEFC) [73, 83, 88] ;

2. *Les compresseurs volumétriques sans compression interne* où la compression est isochore¹⁰. Comme on peut le constater sur le diagramme de Clapeyron (pression en fonction du volume) de la figure 9, le travail pour réaliser un tel type de compression est assez élevé. Ceci rend donc le processus très inefficace pour des pressions élevées. Plus le niveau de pression est faible, plus son efficacité est élevée. Ces compresseurs sont dès lors très bien adaptés aux piles fonctionnant à basse pression ($\leq 1,5$ bar). Pour ces piles, les compresseurs à lobes, les soufflantes sont bien appropriés ;
3. *Les compresseurs volumétriques avec compression interne* sont plus efficaces que ceux sans compression interne. Ces compresseurs ont généralement un rapport de compression interne fixe¹¹. Ils doivent ainsi être adaptés à la pression de fonctionnement du système afin d'avoir la meilleure efficacité. Elle est obtenue pour des pressions légèrement supérieures à la pression interne du compresseur. Dans le cas contraire, si la pression à la sortie du compresseur est supérieure ou inférieure à la pression interne, le compresseur est inadapté (pertes énergétiques supplémentaires illustrées par le figure 9). Les compresseurs à vis, à palettes et à spirales (scroll) doivent donc être conçus avec un rapport de compression interne aussi proche que possible de la pression de fonctionnement optimale de la pile à combustible. Ce type de compresseurs permet aussi d'intégrer le processus d'humidification à l'intérieur même du compresseur [71, 100] donnant un système plus compact et plus efficace (la compression se rapproche d'une compression isotherme comme l'illustre la figure 9). Contrairement aux compresseurs centrifuges, ils permettent au système de travailler à pression constante sans zone de fonctionnement instable. Ils ont également une efficacité relativement élevée sur une grande plage de variation de débits.

Deux types de compresseur avec paliers magnétiques et à air sont détaillés dans le paragraphe 1.4.3 (page 31)

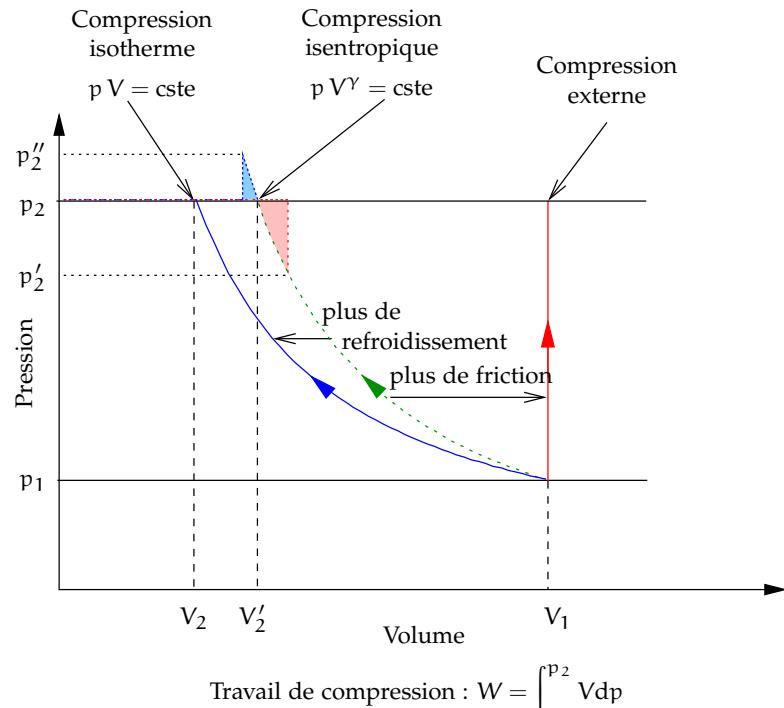
Les compresseurs sans compression interne sont adaptés aux piles basse pression ($\leq 1,5$ bar)

La simulation du compresseur scroll au chapitre 2 montre les fonctionnements inadaptés du compresseur sur la figure 48.

Les compresseurs avec compression interne doivent être conçus avec un rapport de compression interne égal à la pression de fonctionnement optimale de la pile à combustible.

¹⁰ Isochore : à volume constant. Le compresseur n'effectue dans ce cas qu'un travail de transvasement en « remplissant » un volume constant.

¹¹ Le rapport de compression interne est le rapport entre la pression d'entrée (atmosphérique s'il n'y a qu'un étage de compression) et la pression atteinte effectivement à l'intérieur du compresseur, sachant que la pression de sortie peut être plus faible ou plus élevée (compresseurs non adaptés).

FIG. 9. Diagrammes de Clapeyron ($p - V$) pour différents types de compression

Présentation des différents types de compresseur

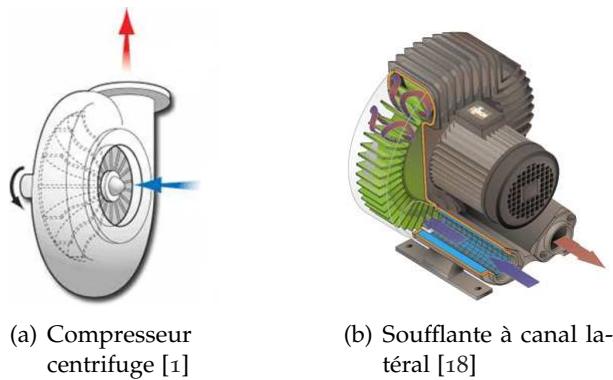


FIG. 10. Compresseur et soufflante dynamiques

TURBOCOMPRESSEURS : le terme « turbomachine » est l'expression la plus utilisée pour désigner un système de pâles entraînés en rotation autour d'un axe ayant pour rôle de transformer l'énergie mécanique en quantité de mouvement sur le fluide. L'énergie cinétique du gaz est transformée en énergie de pression.

Parmi les différents types de turbomachines, on distingue, suivant la forme géométrique [58] :

- les machines centrifuges (FIG. 10(a)) dans lesquelles le fluide rentre parallèlement (axialement) et ressort, avec une vitesse plus élevée, perpendiculairement (radialement). Les machines centrifuges sont utilisées dans des applications nécessitant des *débits faibles* et des *taux de compression élevés* (2 à 2,5 pour un étage de compression) ;
- les machines hélicocentrifuges dans lesquelles le fluide rentre parallèlement. Le fluide parcourt un chemin hélicoïdal ; les performances de ces machines se situent entre les machines centrifuges et axiales ;
- les machines axiales dans lesquelles l'écoulement reste parallèle entre l'entrée et la sortie. Les machines axiales sont utilisées dans des applications nécessitant des *débits élevés* et des *taux de compression faibles* (inférieurs à 1,25).

Un des principaux avantages des compresseurs centrifuges par rapport aux autres types de compresseur est leur compacité. Le rendement d'un tel type de compresseur est bon et comparable aux rendements des compresseurs volumétriques mais seulement dans une gamme de pressions et de débits bien définis comme le montre la carte du compresseur centrifuge sur la figure 11). Cependant, ils ne peuvent pas fonctionner correctement à faibles régimes à cause de la ligne de pompage (*surge line*) qui présente des fonctionnements instables et dommageables pour le compresseur.

Quand le débit augmente ou diminue, la pression varie aussi dans le même

sens. Pour la plupart des applications, cet aspect n'est pas un problème. Pour les piles à combustible, il en est de même : une pression moindre est satisfaisante à des faibles débits, mais les réactants dans la pile doivent être à la même pression et le contrôle utile pour garder ces deux pressions à la même valeur peut s'avérer très complexe (surtout si l'hydrogène est produit à partir d'un reformeur).

Les compresseurs centrifuges requièrent des vitesses de rotations très élevées qui sont souvent supérieures à 80 000 tr/min (les vitesses de rotation des compresseurs volumétriques ne dépassent guère les 15 000 tr/min) et nécessitent par conséquent des paliers fluides (problèmes de lubrifications), une motorisation et un contrôle adaptés.

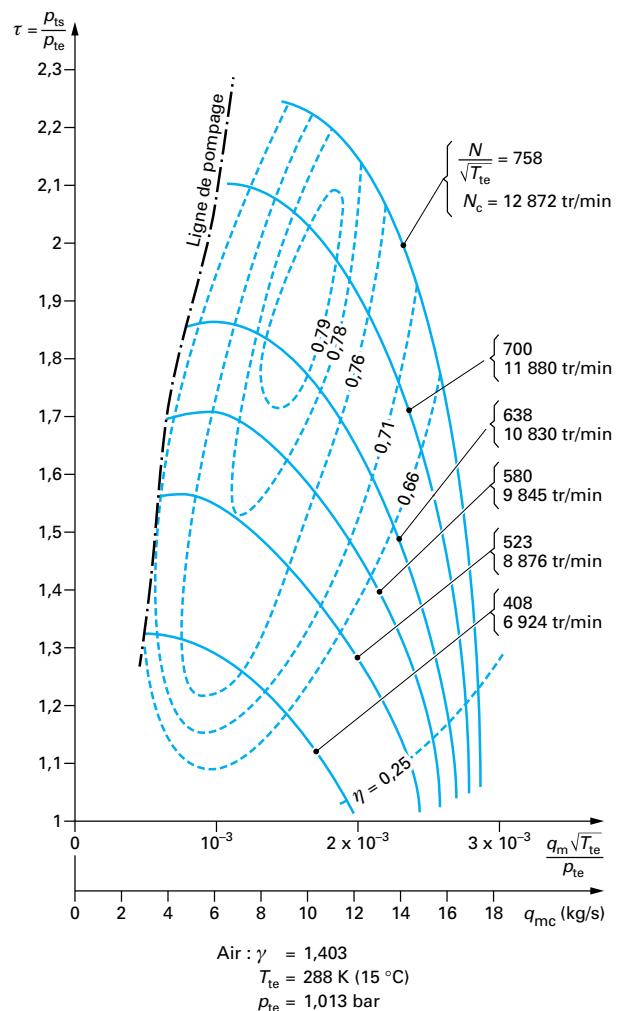


FIG. 11. Carte d'un compresseur centrifuge [58]

SOUFFLANTES : les soufflantes (*blower*) permettent d'obtenir des pressions relativement faibles et sont très bien adaptées aux systèmes de faible puissance où la pression nécessaire n'est pas forcément élevée. Les soufflantes radiales permettent d'obtenir des pressions inférieures à 1,2 bar pour des débits élevés pouvant satisfaire le cahier des charges d'une pile à combustible. La soufflante (ou compresseur) à canal latéral (*side-channel*), illustrée par la figure 10(b), permet d'obtenir des taux de compression plus élevés que la soufflante radiale. Dans les deux cas, pour atteindre une pression de sortie de 2,5 – 3 bar, il est nécessaire d'avoir plus d'un étage (p.ex., pour un compresseur à canal latéral, 4 étages sont nécessaires [84]).

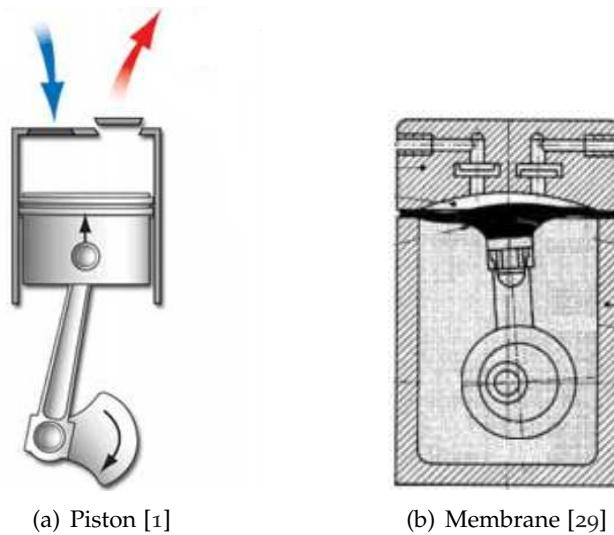


FIG. 12. Compresseurs alternatifs

COMPRESSEURS À PISTON : le compresseur à piston, illustré par la figure 12(a) fait partie de la famille des compresseurs volumétriques alternatifs. Il existe plusieurs types de compresseurs à piston : les pistons à simple effet, les pistons à double effet, les pistons étagés, et les pistons différentiels.

L'avantage de ce type de compresseurs réside dans la possibilité d'obtenir des taux de compression très élevés, bien supérieurs aux besoins d'une pile. De plus, la technologie de ce type de compresseurs est mûre et éprouvée.

Cependant, les compresseurs à piston sont très volumineux et très lourds (incompatibles avec les contraintes du transport). Il existe des compresseurs de ce type exempts d'huile. L'inconvénient majeur et éliminatoire est la pression saccadée de sortie qui le rend inadapté aux piles à combustible.

COMPRESSEURS À MEMBRANE : le compresseur à membrane, ou *diaphragm pumps*, illustré par la figure 12(b), fait partie de la famille des compresseurs volumétriques alternatifs. Ils sont généralement utilisés dans l'industrie

chimique où il est nécessaire d'avoir une compression exempte d'huile et des taux de compression relativement hauts. Il existe deux types de compresseurs à membranes : les compresseurs bielle-manivelle et les compresseurs équipés d'un électro-aimant (l'électro-aimant remplace la fonction bielle-manivelle). Ces compresseurs permettent d'atteindre des taux de compression élevés (15 bar pour un étage) et des débits¹² allant jusqu'à 2 m³/min (40 g/s) [29].

L'avantage de ces compresseurs est une compression totalement exempte d'huile mais comme pour le compresseur à piston, la pression saccadée est un paramètre éliminatoire¹³. D'autre part, la durée de vie des membranes est généralement limitée entre 1 000 et 1 500 heures (rappelons que la durée de vie du compresseur doit être supérieure à 5 000 heures).

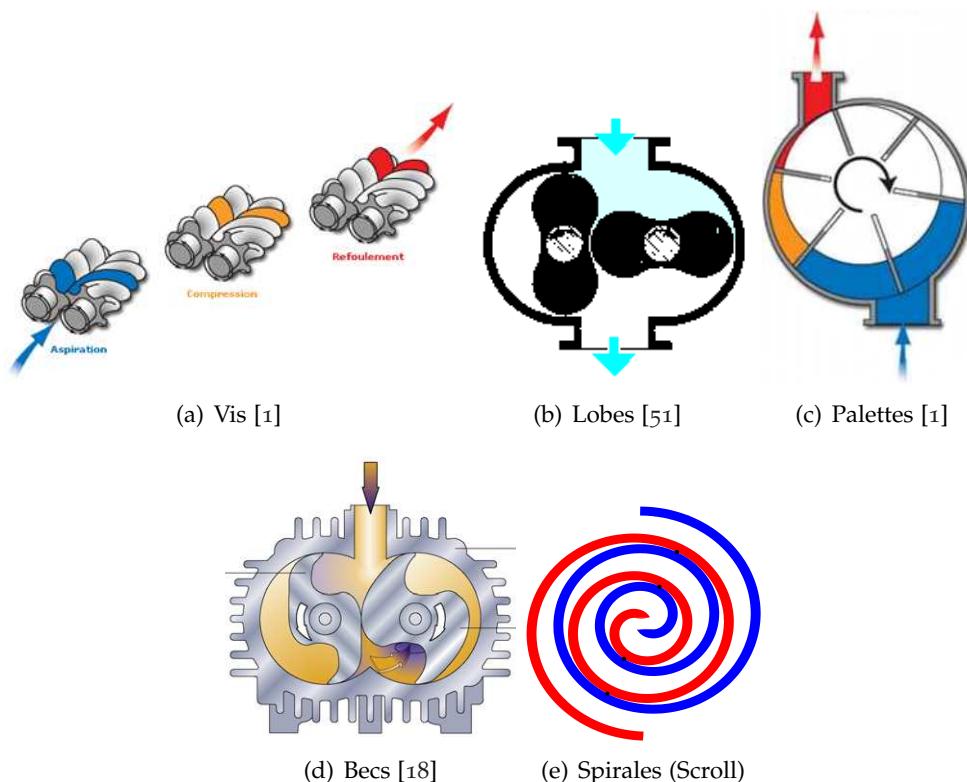


FIG. 13. Compresseurs rotatifs

COMPRESSEURS À VIS : le compresseur à vis, illustré par la figure 13(a), fait partie de la famille des compresseurs volumétriques rotatifs à compres-

¹² Les débits sont parfois donnés en m³/min. Pour obtenir le débit massique en kilogrammes par seconde, il suffit de multiplier le débit volumique par la masse volumique de l'air (1,2 kg/m³) et de diviser le résultat par 60.

¹³ On trouve cependant certains systèmes pile à combustible de faible puissance équipée d'un compresseur à membrane

sion interne. Il existe plusieurs types de compresseurs à vis que l'on peut séparer en deux familles [29] : les compresseurs monovis et les compresseurs double-vis. Les compresseurs à vis sont la plupart du temps lubrifiés avec de l'huile mais d'autres solutions, tels que la lubrification à l'eau ou avec la phase liquide des gaz, existent.

Le compresseur à vis se caractérise par deux rotors parallèles à profils hélicoïdaux. L'entrée d'air se fait axialement, à l'opposé de la transmission mécanique ; la sortie se fait latéralement près de la boîte à engrenages.

Globalement, le compresseur à vis présente des performances semblables au compresseur à lobes du point de vue de la vitesse de rotation. Par contre, il permet une compression interne et réalise une meilleure continuité de l'écoulement de l'air.

Un des avantages du compresseur à vis est qu'il peut être conçu pour obtenir des pressions élevées : jusqu'à 12 bars si le compresseur est lubrifié à l'eau. Les débits peuvent varier de 1 m³/min à 50 m³/min (de 20 g/s à 1 000 g/s) [29]. L'avantage résiden dans le fait qu'ils travaillent à haut rendement sur toute la plage de débit [49]. Ils sont cependant très chers à la fabrication (précision de fabrication des vis) [49].

Des compresseurs à double-vis haute-vitesse (16 000 tr/min) ont été réalisés pour des piles à combustible par le constructeur Lysholm (Opcon Autorotor AB).

COMPRESSEURS À LOBES : le compresseur à lobes (FIG. 13(b)) est classé dans la famille des compresseurs volumétriques rotatifs. Il est principalement utilisé dans les applications où il est impératif d'avoir une compression exempte d'huile (industrie du textile, chimique, alimentaire, installation médicales, etc.). Ce type de compresseur équipe parfois les moteurs thermiques pour les suralimenter (p. ex., Ford). La rotation des deux rotors est synchronisée au moyen d'un couple d'engrenages de façon qu'il n'y ait ni contact, ni frottement entre les profils. Le compresseur à lobes est une machine non compressive (pas de compression interne) ; c'est une soufflante qui procure un débit d'air directement lié à la vitesse de rotation. En sortie, ce débit est associé à une surpression (compression isochore).

Le compresseur à lobes le plus connu est le compresseur *roots*. Les pressions de refoulement de ces compresseurs peuvent aller jusqu'à 2 bar et les débits jusqu'à 15 m³/min (300 g/s).

Le compresseur à lobes est assez bon marché, permet d'avoir une grande plage de débit et peut fonctionner à des vitesses élevées (14 000 tr/min). Le rendement de ce type de compresseurs est relativement bon quand le taux de compression n'est pas trop élevé (fuites internes à pression élevées et bas régime dues au jeu entre les lobes). C'est un bon candidat aux applications PàC.

COMPRESSEUR À BECS ROTATIFS : le compresseur à becs rotatifs, ou *claw*, illustré par la figure 13(d), offre des taux de compression pouvant at-

teindre 2,2 et des débits jusqu'à $600 \text{ m}^3/\text{h}$ [84]. Il compresse sans lubrification et sans contact et donc ne s'use pas. À la différence des compresseurs à lobes standards, les compresseurs à becs rotatifs fonctionnent avec une compression interne [18].

Le compresseur à lobes ou *roots* est plus adapté pour des pressions inférieures à 1,6 – 2 bar mais au dessus de cette valeur, il devient plus intéressant d'utiliser un compresseur à becs rotatifs car la puissance consommée par celui-ci est plus faible.

Le compresseur à becs rotatifs sera donc plus adapté qu'un compresseur à lobes lorsque la pile à combustible nécessite des pressions supérieures à 2 bar.

COMPRESSEUR À PALETTES : le compresseur à palettes ou *rotary vane*, illustré par la figure 13(c), fait partie de la famille des compresseurs volumétriques rotatifs. Il permet d'obtenir des taux de compression inférieurs à 2 et des débits allant jusqu'à $610 \text{ m}^3/\text{min}$ ($12,2 \text{ kg/s}$) si le compresseur n'est pas lubrifié [29, 84].

Le compresseur à palettes permet de satisfaire le cahier des charges d'une pile à combustible (une pression légèrement plus élevée serait cependant souhaitable). Celui-ci, est caractérisé par une très grande étanchéité. Par contre, les forts frottements des palettes entraînent des pertes mécaniques élevées et réduisent le rendement par échauffement interne [9]. Une lubrification à l'huile est généralement nécessaire afin de les diminuer ; elle peut être évitée à condition que la vitesse périphérique soit réduite de 25 m/s à 12 m/s.

COMPRESSEUR À SPIRALES : le compresseur à spirale ou *scroll*, illustré par la figure 13(e) est un compresseur volumétrique rotatif à compression interne. Il permet d'obtenir des taux de compression supérieurs à 2 et présente de bons rendements sur toute la plage de fonctionnement. Il peut fonctionner à des vitesses de rotation élevées ($10\,000$ – $15\,000 \text{ tr/min}$), le niveau sonore est faible [54] et les frottements entre les spirales sont faibles [9, 98].

Il y a très peu de pièces en mouvement ce qui augmente sa fiabilité et sa durée de vie. Les spirales doivent cependant être usinées avec précision et le contrôle du mouvement du rotor par rapport au stator doit être le plus précis possible pour assurer une bonne étanchéité entre les spirales.

La modélisation du compresseur scroll est l'objet du chapitre 2.

Synthèse et recommandations

La figure 14 présente la synthèse des différents types de compresseur par rapport aux éléments présentés précédemment. Les critères de comparaison ont été choisis en fonction des besoins et des contraintes du système de compression dans un système PàC exposés dans les parties précédentes.

Le choix ne peut pas être fait uniquement à partir de ces graphiques car il est nécessaire de connaître auparavant le type de pile que le compresseur va alimenter. Les compresseurs alternatifs sont cependant à mettre de côté pour

leurs ondulations de pression, d'une part, et de leur poids, d'autre part. Ils ne sont pas adaptés aux piles à combustible.

Il en ressort, cependant, que quatre types de compresseurs sont *a priori* les mieux adaptés aux systèmes pile à combustible dans les transports (contraintes de poids et volume) :

- *Le compresseur centrifuge* présente l'avantage d'avoir une compacité inégalée par rapport aux compresseurs volumétriques. Le processus de compression est continu et ne présente aucune variation de pression. On veillera cependant à trouver des moyens de lubrification de l'arbre tournant au moyen d'une solution exempte d'huile. Les vitesses de rotation étant supérieures à 80 000 tr/min, la conception d'une machine électrique d'entraînement et de son contrôle sont indispensables. D'autre part, il faudra prendre garde à la zone de pompage (zone d'instabilité pour les faibles débits dans laquelle il est impossible de fonctionner à pression élevée) et du faible rendement du compresseur dans certaines zones de fonctionnement. *Ce type de compresseur ne peut pas fonctionner à pression constante sur toute la plage de débit d'une pile à combustible* et l'humidification ne peut être directement intégrée (injection d'eau) dans le processus de compression ;
- *Le compresseur à spirales (scroll)* a l'avantage de fonctionner à des rendements élevés sur toute la plage de débit pour des vitesses de rotations raisonnables (10 000 tr/min au maximum). Sur ce compresseur, il est envisageable d'intégrer le processus d'humidification. On pourra, ainsi, d'une part, contrôler précisément le taux d'humidité en sortie du compresseur et en entrée de la pile et, d'autre part, d'augmenter le rendement du compresseur (voir part. 1.5) ;
- *Le compresseur à lobes* est adapté aux piles basse pression dans lesquelles il n'est pas nécessaire de réguler la pression de fonctionnement. À la sortie de la cathode, une vanne de contre-pression n'est donc pas nécessaire ;
- *Le compresseur à becs rotatifs* présente les mêmes avantages que le compresseur à spirales. Ce type de compresseur est préférable au compresseur à lobes puisqu'il offre une compression interne qui augmente le rendement du compresseur : à partir de 2 bar, il est préférable d'utiliser le compresseur à becs.

1.4.3 Choix de la motorisation

Le choix de la motorisation du compresseur a une influence sur les performances et l'encombrement du système moto-compresseur. Suivant le type de compresseur utilisé, la vitesse de rotation diffère. Pour les compresseurs volumétriques, la vitesse n'est pas réellement un problème puisque les moteurs tournant à 15 000 tr/min peuvent être trouvés facilement dans le commerce. Un compresseur avec une machine asynchrone, achetée dans le commerce, tournant à une vitesse de 14 000 tr/min a été testée et cartographié avec succès sur le banc de tests mis en place au laboratoire.

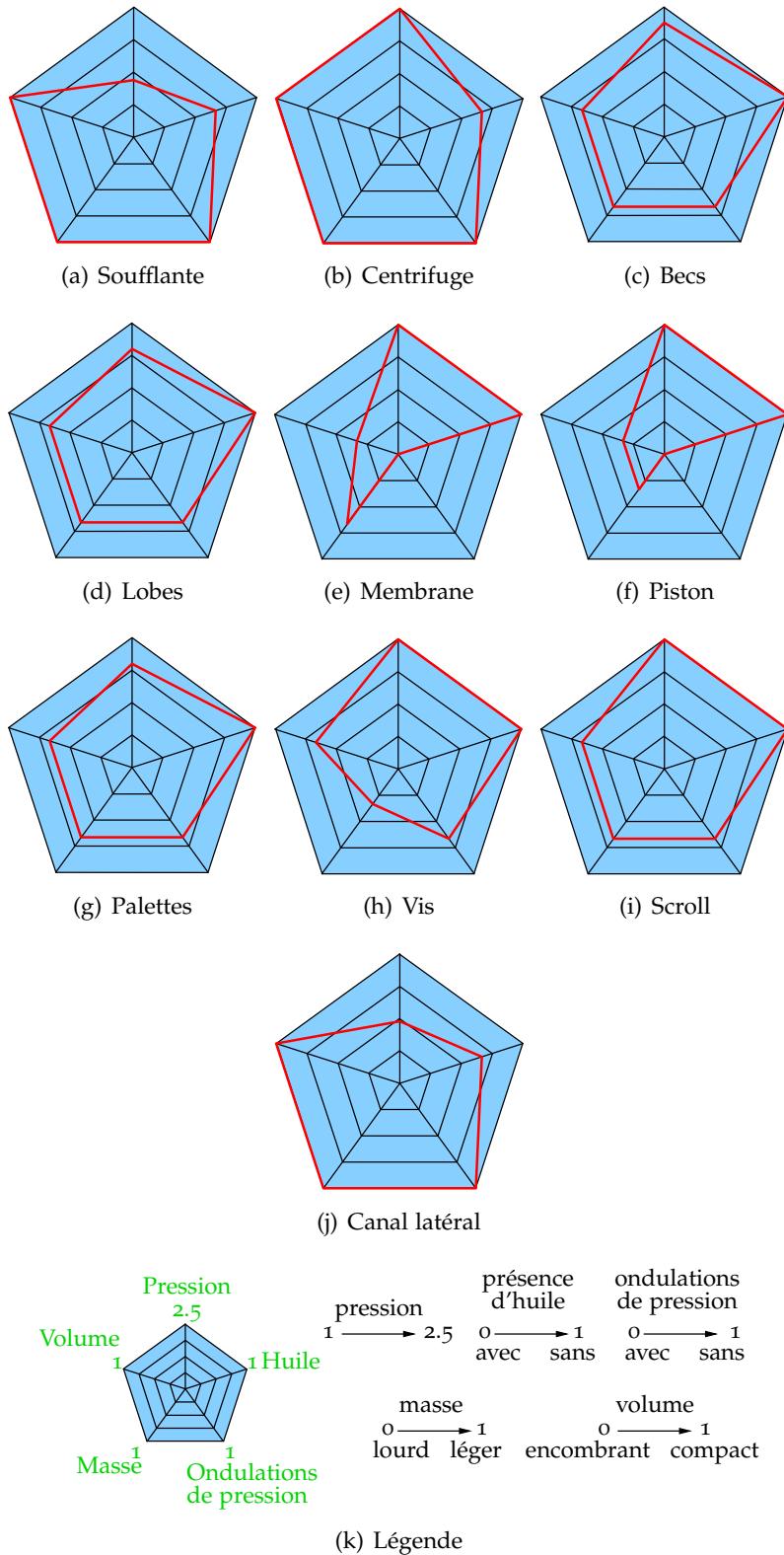


FIG. 14. Comparaison des différents types de compresseur

Par contre, pour les compresseurs centrifuges, des problèmes réels peuvent se poser. Les vitesses de rotation devant être atteintes sont de l'ordre de 100 000 tr/min. Cela ne pose pas seulement des problèmes électriques mais également mécaniques car les roulements à billes conventionnels ne peuvent plus être utilisés. Il faut alors avoir recours à des paliers magnétiques ou à air.

Plusieurs machines électriques sont envisageables pour l'entraînement des compresseurs :

LA MACHINE ASYNCHRONE présente l'avantage d'être très bon marché.

Les vitesses de rotation de ce type de machine sont compatibles avec les vitesses envisageables (14 000 tr/min) des compresseurs volumétriques.

Ces machines s'adaptent bien au contrôle des compresseurs comme il a été montré dans [16, 17] où le compresseur a été entraîné avec une machine asynchrone contrôlée sans capteur (observateurs à base de réseaux de neurones). Cependant, ces machines n'ont pas de bons rapports couple/volume et couple/masse ce qui rendrait le système, bien que moins cher, plus volumineux et plus lourd. Il faut donc évaluer, suivant le cahier des charges fixé, si l'augmentation du volume et de la masse est acceptable par rapport au gain sur le coût du système.

LA MACHINE SYNCHRONE À AIMANTS PERMANENTS est, semble-t-il, la machine privilégiée pour l'entraînement des compresseurs. Elle est donc adaptée aux compresseurs volumétriques (le compresseur scroll présenté au chapitre 3 est entraîné par une machine synchrone à aimants permanents) et aux compresseurs centrifuges. Elle offre un très bon facteur de puissance, de bons rendements et sa densité de puissance est plus élevée que les autres types de machine. À haute vitesse, les roulements à billes ne peuvent plus être utilisés et il faut avoir recours à des paliers magnétiques ou à air. Un tel type de compresseur (FIG. 15) a été développé par la compagnie *Danfoss Turbocor* (<http://www.turbocor.com>) : il s'agit d'un moto-compresseur centrifuge exempt d'huile pour des systèmes de climatisation. Le moteur a une puissance de 750 W et peut atteindre des vitesses de 46 000 tr/min ; il est cinq fois plus léger que les moteurs asynchrones et consomme 33 % moins d'électricité que ces derniers [47, 28].

L'entreprise *Mohawk Innovative Technology* (<http://www.miti.cc>) a également développé un turbocompresseur exempt d'huile (FIG. 16) pour piles à combustibles [90], entraîné par une machine à aimants permanents montée sur des paliers à air (*compliant air foil bearings*). La puissance du moteur est de 12 kW et peut atteindre des vitesses de l'ordre de 120 000 tr/min. Ce type de moteur, offre des rendements 30 à 35 % supérieurs aux moteurs haute vitesse avec des roulements à billes lubrifiés à l'huile [59].

LA MACHINE À RÉLUCTANCE VARIABLE semble en outre être une bonne candidate pour la haute vitesse. À ce jour, il n'existe pas d'applications de compresseur haute vitesse pour pile à combustible avec une machine de cette technologie. L'avantage de cette machine est son rotor

massif, saillant, constitué exclusivement de matériau ferromagnétique. Par rapport à la machine asynchrone, elle ne présente pas de pertes joules au rotor. Sa fabrication est bon marché car cette machine ne requiert pas d'aimants permanents. Cependant, les machines à réluctance variable ont un mauvais facteur de puissance et les courants sont relativement élevés. Le faible facteur de puissance a pour conséquence un surdimensionnement du convertisseur statique. Des travaux sur la machine à réluctance variable ont été entrepris à l'UTBM : un moteur a été dimensionné et optimisé par la méthode des algorithmes génétiques. La vitesse de rotation de la machine est de 14 000 tr/min pour une puissance de 4 kW et un couple de charge de 3 Nm. Elle sera alimentée par un bus continu de 270 V. Son encombrement maximal a été fixé en fonction de la taille du compresseur à entraîner : le diamètre de la machine est de 128 mm et la profondeur de 150 mm. La construction du prototype de cette machine à réluctance variable est en cours de réalisation.

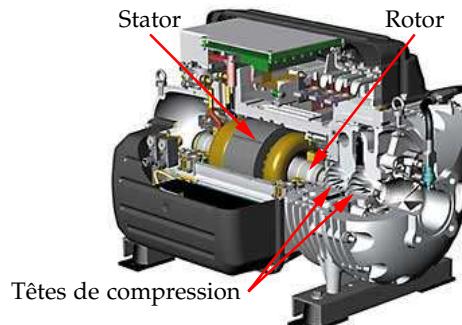


FIG. 15. Vue intérieure du compresseur TT-300 de la compagnie *Danfoss Turbocor*. Machine synchrone à aimants permanents (750 W) ; paliers magnétiques ; vitesse de rotation : 48 000 tr/min ; aimant au néodyme encastré dans le rotor [28]

L'utilisation de paliers magnétiques ou de paliers à air s'avère indispensable pour des hautes vitesses comme il l'a été vu pour les compresseurs des figures 15 et 16. Les paliers magnétiques, contrairement aux paliers à air, sont contrôlables et permettent au rotor d'être en lévitation même à basse vitesse. Pour le turbocompresseur de l'entreprise *Mohawk*, monté sur des paliers à air, la vitesse minimale est de 20 000 tr/min.

Le contrôle des paliers magnétiques est complexe : la figure 17 illustre leur principe de fonctionnement. Des paliers d'ajustement radial sont disposés à l'avant et à l'arrière du rotor et sont constitués chacun de quatre électro-aimants. Les portions du rotor qui passent à travers les paliers magnétiques sont faites en matériau magnétique de telle sorte que les électro-aimants peuvent les attirer. Des anneaux de capteurs sans contact permettent de mesurer la position du rotor, horizontalement et verticalement avec une précision

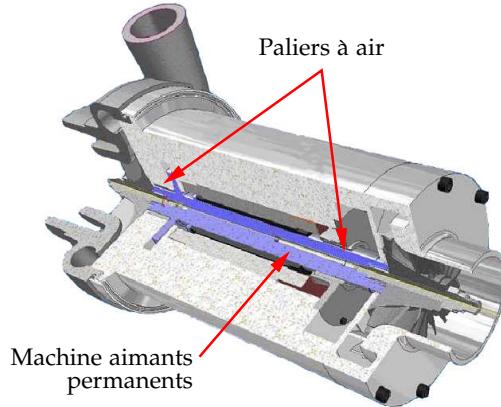


FIG. 16. Turbocompresseur (compresseur et turbine) de la compagnie *Mohawk Innovative Technology*. Machine synchrone à aimants permanents 12 kW ; paliers à air ; vitesse de rotation : 20 000 – 120 000 tr/min [59]

du millième de millimètre et de transmettre au contrôleur l'information sur la position qui pilote à une fréquence de 100 kHz les actionneurs électromagnétiques afin de maintenir le rotor centré [47]. Si le rotor est trop à droite, l'électro-aimant de gauche attire le rotor vers la gauche et s'il est trop bas, l'électro-aimant du haut l'attire vers le haut (il y a 4 électro-aimants par palier magnétique). Un système similaire ajuste la position axiale. En cas de coupure de courant, les paliers et l'électronique sont alimentés par des condensateurs, le temps que le moteur s'immobilise.

1.4.4 Topologies envisageables pour le système de compression

La topologie et l'architecture du système de compression sont essentiels. Dans [13], nous avons effectué un état de l'art exhaustif dans ce domaine.

Plusieurs configurations concernant le système de compression ont été étudiées et proposées dans de nombreux articles [3, 4, 13, 26, 66] mais aussi par des industriels [30, 57, 59]. Trois topologies sont envisagées, de la moins complexe à la plus complexe (voir FIG. 18) :

1. *Le compresseur seul* est la plus simple des architectures (FIG. 18(a)). Une vanne de contre-pression peut être utilisée pour réguler la pression dans les canaux de la pile afin que le compresseur travaille sur un point de fonctionnement optimal. Cette vanne de contre-pression ne devrait être utilisée que dans le cas où le compresseur dispose d'une compression interne afin que la pression dans les canaux de la pile soit égale à la pression interne du compresseur (efficacité maximale). Quand un compresseur sans compression interne est utilisé, la vanne de contre-pression n'est pas nécessaire car la meilleure efficacité est obtenue pour des pressions faibles. Dans ce cas, le compresseur doit

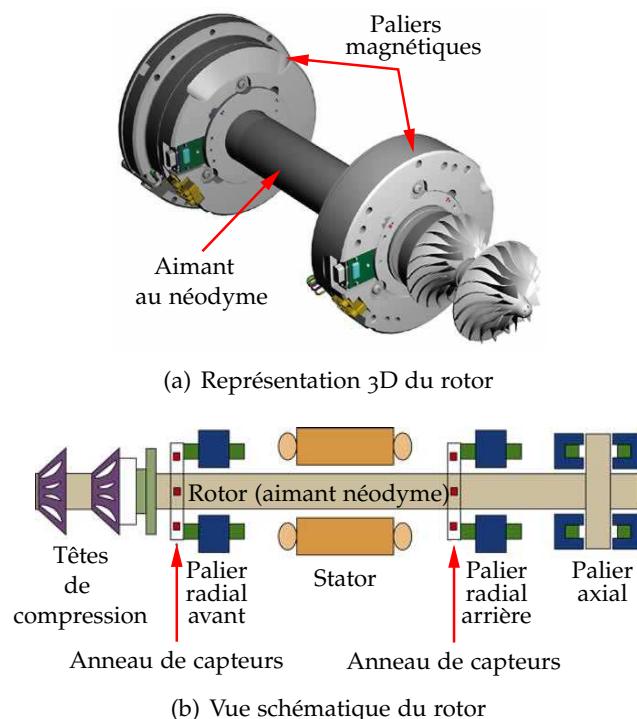


FIG. 17. Rotor du turbocompresseur TT-300 de la compagnie *Danfoss Turbocor* [28]

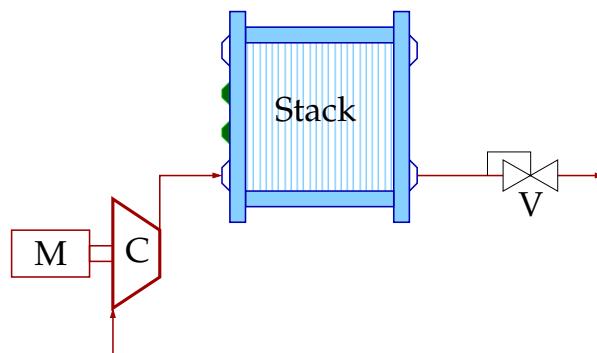
seulement vaincre la chute de pression dans les canaux de la pile (la pression augmente donc avec le débit).

2. *Le compresseur-expansor ou turbine* augmente considérablement la complexité du système (FIG. 18(b)). L’expansor est utilisé pour récupérer l’énergie contenue dans les gaz de sortie de la cathode et condenser une partie de la vapeur utilisée pour l’humidification. Cunningham *et al.* [26] ont montré que l’utilisation d’un expansor peut augmenter la puissance nette de 14 % et l’efficacité du système de 4 % à 5 % à la puissance maximale pour le même cœur de pile (c.-à-d., même encombrement, même masse). Pour la même puissance nette, la taille du cœur de pile peut être réduite de 13 %, diminuant l’efficacité de 1 % à 1,5 %. Néanmoins, pour les points de fonctionnement à faible puissance, l’avantage est moins significatif : on peut se demander s’il est vraiment utile de concevoir un système aussi complexe pour améliorer l’efficacité de 3 % à 5 % dans le meilleur des cas, c’est-à-dire au maximum de la puissance qui n’est pas le point de fonctionnement principal. De plus, l’augmentation de la complexité de l’architecture et du contrôle (variation de la vitesse, turbine à géométrie variable) est synonyme de coûts plus élevés et de moins de fiabilité pour le système.
3. *Le surpresseur série* est basé sur le même principe que la première topologie mais avec en plus, en série, une turbomachine (turbine et compresseur centrifuges) entraînée par les gaz de sortie de la cathode (FIG. 18(c)) qui permet d’en récupérer une partie de l’énergie. Le compresseur utilisé est un compresseur volumétrique qui impose le débit d’air ; la turbomachine a pour rôle d’elever le niveau de pression de l’air en entrée (ou sortie) du compresseur volumétrique. Il a été montré qu’une telle configuration permet d’augmenter de 3 % l’efficacité du système [4]. Ce système est encore plus complexe que le précédent et les mêmes critiques sont valables.

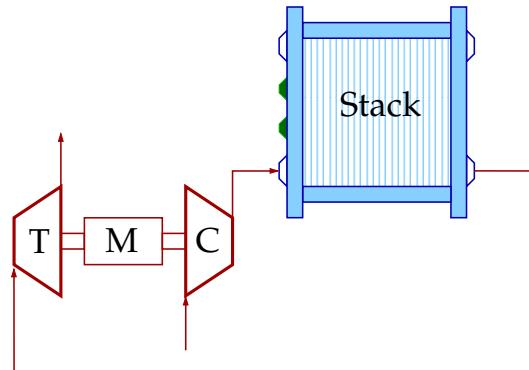
1.4.5 Comment prédire les performances d’un système pile avec un compresseur donné

Généralement, les performances des compresseurs sont données en fonction de leurs efficacités (adiabatique, isentropique, volumétrique, etc.) sous forme de cartes en fonction de la vitesse de rotation, du débit massique et des niveaux de pression. Ces cartes permettent de comparer les différents types de compresseur d’un point de vue thermodynamique et mécanique. Malheureusement, ces cartes ne permettent pas de prédire directement de manière quantitative les performances du système pile car ces rendements ne tiennent pas compte de la consommation électrique du moto-compresseur et de l’efficacité du convertisseur statique.

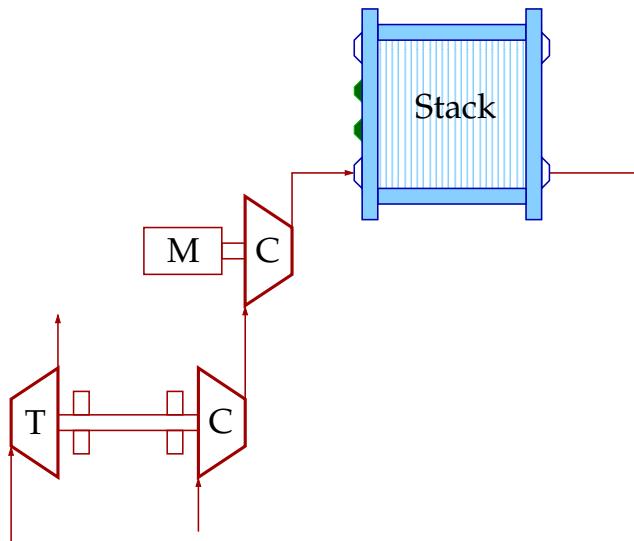
En effet, l’influence du compresseur sur le système pile est sa *consommation électrique* pour les différents points de fonctionnement. Comme nous le



(a) Compresseur seul (centrifuge ou volumétrique)



(b) Compresseur/expandeur volumétriques ou compresseur/turbine centrifuges



(c) Surpresseur série (compresseur volumétrique et turbomachine)

FIG. 18. Trois topologies de systèmes de compression. M=Moteur, T=Turbine or Expanseur, C=Compresseur

verrons dans le chapitre 3, un banc de tests automatisé a été mis en place à l'UTBM dans cette optique. Il permet de déterminer la consommation électrique du moto-compresseur sur toute sa plage de fonctionnement. Les compresseurs peuvent donc être comparés dans le plan débit-pression simplement en fonction de leur puissance électrique (FIG. 20(a) et 20(b)) qui représente la consommation réellement prélevée sur la pile.

Afin de prédire l'influence du compresseur sur le système, il est nécessaire de connaître pour les mêmes points de fonctionnement que le compresseur (c.-à-d., dans le plan débit pression), la puissance électrique brute (sans tenir compte de la consommation des auxiliaires) de la pile à combustible.

Cette caractéristique est obtenue grâce à la caractéristique statique de la pile tenant compte des irréversibilités [49] :

$$V_{\text{stack}} = E_0 - \mathcal{A} \ln(I) - R I - m \exp(n I) + C \ln(p_c) \quad (1.14)$$

où E_0 , \mathcal{A} , R , m et C sont des coefficients empiriques. p_c est la pression de fonctionnement du système (en bars) et I le courant délivré par la pile, lié au débit massique par la relation suivante :

$$q_{\text{air}} = 3,57 \cdot 10^{-7} \nu I. \quad (1.15)$$

Les paramètres empiriques de la caractéristique statique d'une cellule de pile ont été pris dans la littérature [50] : il s'agit des paramètres d'une pile Ballard MK5-E. Le nombre de cellules a été pris égal à 120 pour une puissance de 13 kW. La surface active totale ($25\,000\,\text{cm}^2$) a été calculée pour correspondre à la puissance donnée. Le coefficient de rapport à la stoechiométrie ν est fixe et égal à 2. À partir de (1.14) et (1.15) la carte de la puissance brute (FIG. 19) de la pile peut être déterminée en fonction de q_{air} et p_c .

La puissance nette (P_{nette}) de la pile peut donc être calculée en soustrayant la puissance électrique du compresseur (P_{comp}) à la puissance brute de la pile (P_{brute})

$$P_{\text{nette}} = P_{\text{brute}} - P_{\text{comp}}. \quad (1.16)$$

La puissance nette de la pile à la figure 21 a été calculée pour deux types de compresseur : le compresseur scroll qui dispose d'une compression interne et un autre type de compresseur (confidentiel) ne disposant pas de compression interne. On peut voir que d'une part, le compresseur scroll permet d'atteindre des niveaux de pression plus élevés et, d'autre part, que la consommation électrique est beaucoup plus faible que l'autre compresseur grâce à sa compression interne et les faibles fuites internes. Par exemple, pour le point de fonctionnement à 1,4 bar et un débit massique de 8 g/s, la consommation électrique du compresseur scroll est deux fois plus petite que celle de l'autre compresseur. De plus, la puissance nette maximale de la pile¹⁴ est la même dans les deux cas : pour le compresseur scroll, elle est atteinte

La caractéristique statique ainsi que l'origine des différentes pertes sont présentées plus en détail dans le chapitre 4 « Simulation de la pile intégrant la gestion de l'air »

*Un compresseur disposant d'une compression interne est plus efficace qu'un compresseur n'en n'ayant pas.
Voir FIG. 9 page 24*

¹⁴ La puissance brute est la même dans les deux cas

Le compresseur scroll permet d'avoir un système plus compact tout en réduisant la quantité d'eau nécessaire à l'humidification

pour une pression de 1,4 bar et pour l'autre pour une pression de 1,2 bar ; à ces points de fonctionnement les deux compresseurs consomment la même puissance. Il est donc préférable d'utiliser le compresseur scroll pour deux raisons principales (voir part. 1.4.1) :

1. le cœur de pile peut être plus compact,
2. la quantité d'eau utile à l'humidification des membranes est plus petite pour atteindre le niveau d'humidité désiré (voir FIG. 7 page 21)

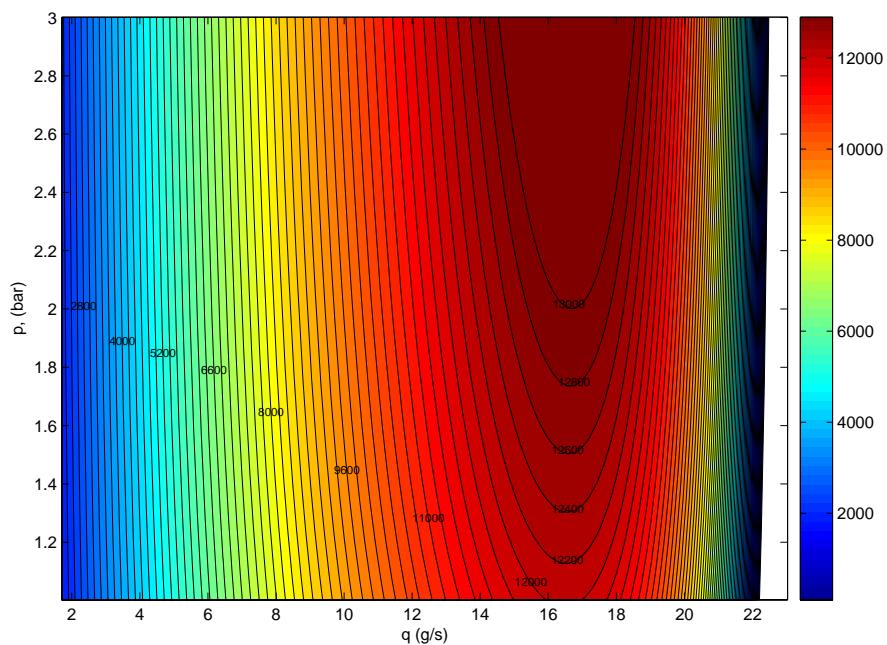
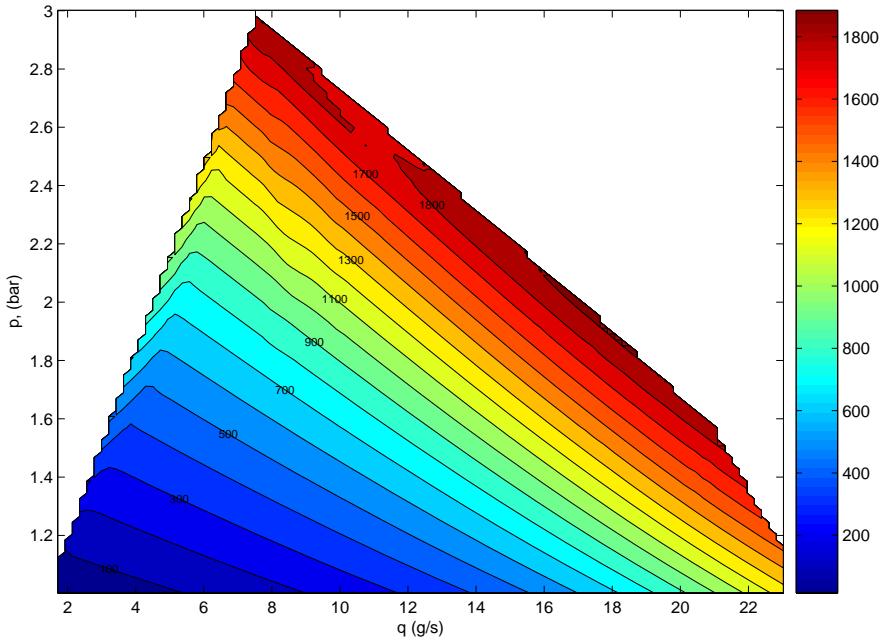
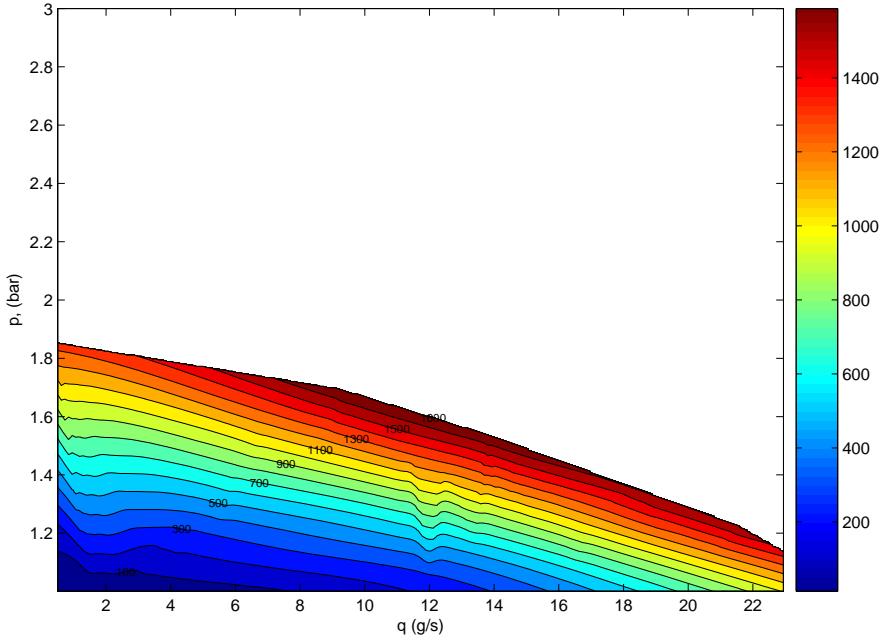


FIG. 19. Puissance brute de la pile dans le plan débit-pression

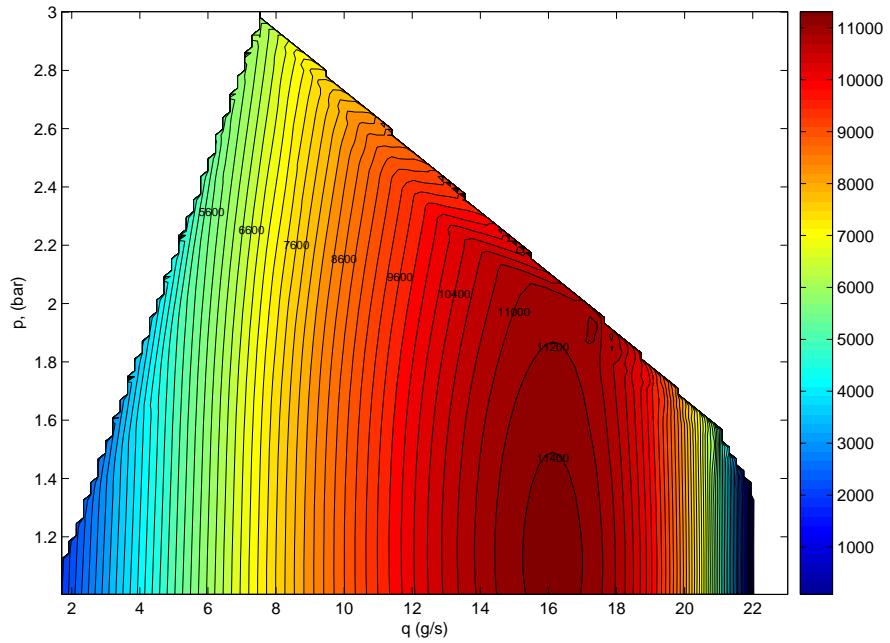


(a) Puissance électrique du compresseur scroll

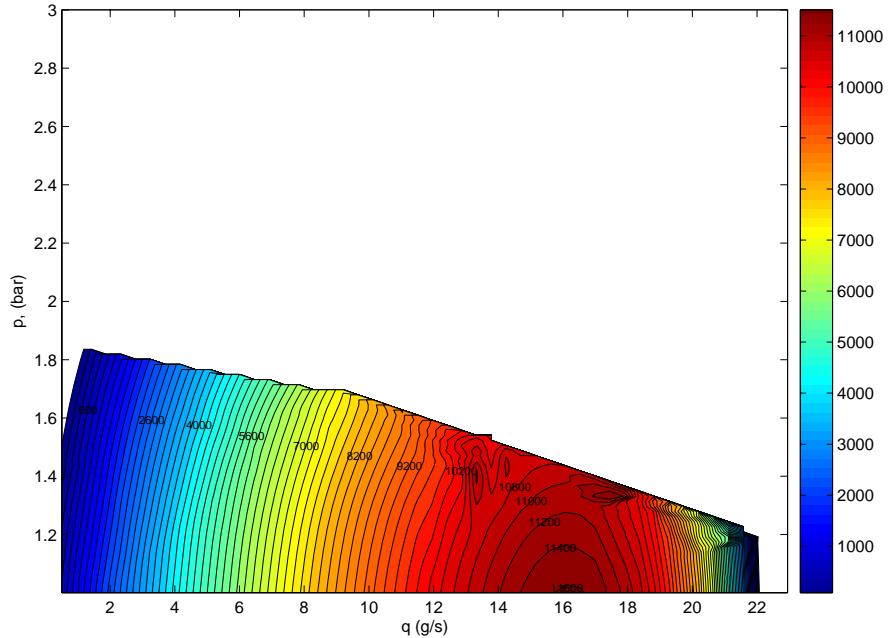


(b) Puissance électrique d'un compresseur (confidentiel) sans compression interne

FIG. 20. Prédiction des performances d'une pile à combustible : puissance du compresseur



(a) Puissance électrique nette de la pile à combustible avec un compresseur scroll



(b) Puissance électrique nette de la pile à combustible avec un compresseur (confidentiel) sans compression interne

FIG. 21. Prédiction des performances d'une pile à combustible : puissance nette de la pile

1.5 SYSTÈME D'HUMIDIFICATION

1.5.1 Phénomènes d'humidification et d'assèchement

La teneur en eau de la membrane (λ) est un paramètre très important dans une pile à combustible ; elle affecte directement la résistance de la membrane (conductivité protonique) comme le montre la figure 22. L'assèchement de la membrane tend à augmenter la résistance et donc à diminuer les performances du système, voire même, à dégrader de façon irréversible la membrane.

Les phénomènes d'électro-osmose et de diffusion sont décrits dans le chapitre 4 au paragraphe 4.4.9

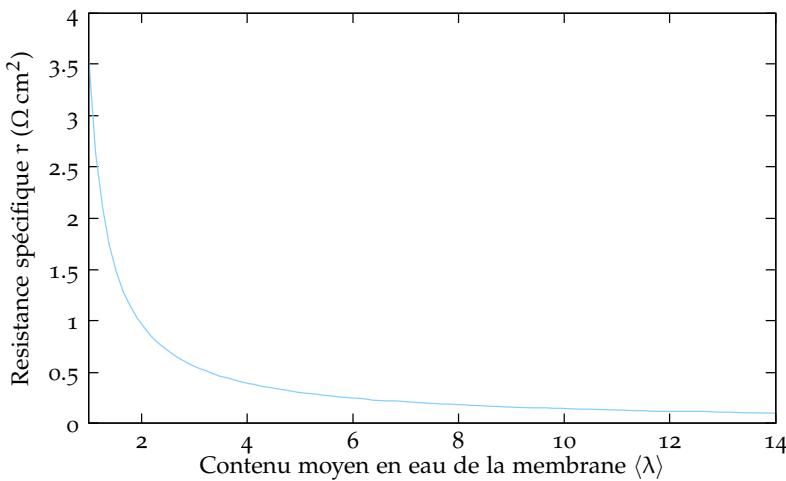


FIG. 22. Résistance spécifique de la membrane en fonction de la quantité d'eau (moyenne) de la membrane à 80 °C. L'activité de l'eau à l'anode et à la cathode sont égales (pas d'électro-osmose ni de diffusion)

Rodatz [76] ont montré que la constante de temps de l'humidification/assèchement de la membrane peut aller de quelques minutes à plus d'une demi-heure. Pendant ce temps, la tension d'une cellule peut changer de plus de 5 %. Pour cette raison, la courbe de polarisation (ou caractéristique statique : régime permanent) pour décrire l'évolution temporelle du système n'a plus de sens. Afin de contrôler le processus d'humidification, un modèle dynamique et précis doit être construit (objet du chapitre 4).

La caractéristique statique n'a pas de sens pour décrire et contrôler l'humidification.

Pour cette raison un modèle orienté « gestion de l'air » a été réalisé dans le chapitre 4

L'humidification et l'assèchement peuvent être provoqués par différents mécanismes :

- *Une augmentation du courant génère plus d'eau du côté cathodique ; dans le même temps, le phénomène d'électro-osmose va tendre à assécher la membrane du côté anodique à fort courants¹⁵. Un phénomène d'hystérésis a été étudié dans [76] : la tension de la pile, avec des incrément*

¹⁵ À fort courant, l'hydrogène devrait être humidifié car le phénomène d'électro-osmose qui « tire » l'eau de l'anode vers la cathode est prédominant par rapport au phénomène de diffusion qui est de sens contraire.

positifs de courant, est plus petite que celle obtenue avec des incrément négatifs de courant car dans le premier cas la membrane subit les conditions précédentes de faible hydratation (résistance plus élevée) et, dans le deuxième cas, la membrane profite des conditions précédentes de plus grande hydratation (résistance plus petite). La courbe de polarisation est donc biaisée par les effets dynamiques, qui, rappelons-le ont une constante de temps relativement grande. Ce point justifie la nécessité d'avoir un modèle dynamique de pile prenant en compte ce phénomène ;

- *Dans les zones de faible courant*, la pile produit plus d'eau qu'elle n'en extrait sous forme de vapeur. L'eau sous forme liquide, afin d'éviter son accumulation sur les sites catalytiques, doit donc être évacuée par l'air. Ce phénomène n'est cependant pas homogène dans la pile : l'air prend graduellement l'eau le long des canaux avec pour conséquence des conditions sèches en entrée et plus humides en sortie. Pour modéliser un tel phénomène, des modèles 2D doivent être réalisés ;
- *La pression cathodique* influence l'humidité relative contenue dans l'air comme cela a été présenté dans le paragraphe 1.4.1 et, plus particulièrement, illustré par la figure 7 : pour atteindre le niveau d'humidité désiré, la quantité d'eau nécessaire est plus petite si la pression est plus élevée.
- *Une augmentation du coefficient de rapport à la stœchiométrie* tend à assécher la membrane ;
- *Une augmentation de la température* change la pression de saturation ;
- *L'humidité de l'air entrant dans la pile* a un impact sur le contenu en eau de la membrane : plus l'air est sec à l'entrée de la pile, plus la quantité d'eau prélevée à la membrane sera importante. Ceci qui aura pour conséquence un assèchement de la membrane et une augmentation des pertes ohmiques ;
- *La température de l'air en entrée de la pile* peut être différente de celle du cœur de pile. Si l'air est saturé à une plus faible température que celle de la pile, alors l'air ne sera plus saturé dans les canaux et prélèvera de l'eau à la membrane. Au contraire, si la température de l'air est supérieure à celle de la pile et que l'air est saturé, alors, la vapeur d'eau va condensera dans les canaux avec un risque de noyages des électrodes¹⁶.

1.5.2 Systèmes d'humidifications envisageables

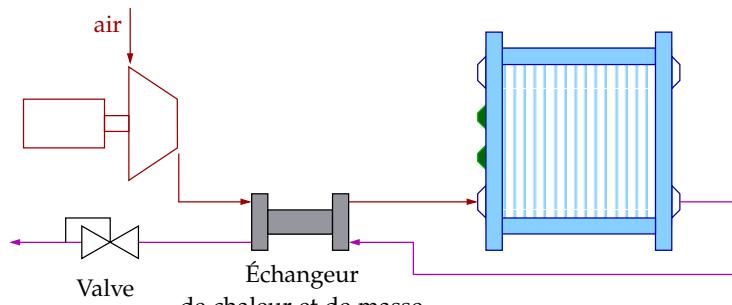
Plusieurs systèmes d'humidification sont envisageables pour l'air. Parmi ces systèmes, on trouve :

- *le « bulleur »* qui consiste à faire passer de l'air sous forme de bulles dans de l'eau. Ce système est généralement utilisé pour des petits débits (quelques cellules) mais pas pour des systèmes réels [5]. De plus, ce système est très consommateur d'énergie car la température de l'eau est contrôlée par une résistance électrique ;

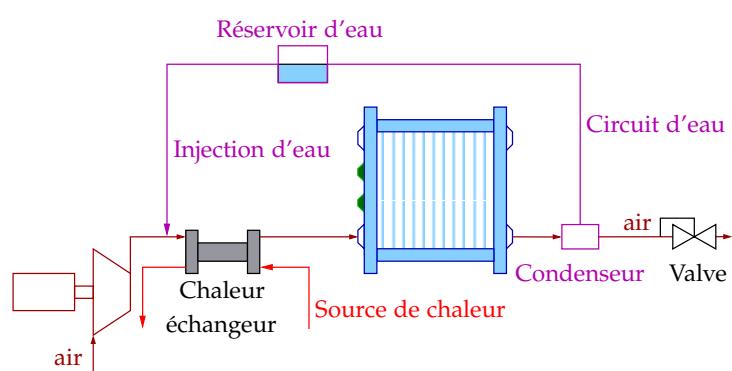
¹⁶ L'eau sous forme liquide ne permet plus l'arrivée des gaz sur les sites catalytiques et toutes les réactions possibles n'ont pas lieu (la surface active diminue) : la tension baisse.

- *l'échange d'eau et de chaleur* par adsorption (roue enthalpique par exemple) ou à travers un médium perméable à l'eau comme une membrane de type Nafion (FIG. 23(a)). Ces systèmes permettent d'échanger à la fois l'eau et la chaleur mais il n'est pas possible d'humidifier les gaz à 100 % à la température de la pile [5];
- *l'injection directe d'eau* illustrée par les figures 23(b) et 23(c) semble être l'une des solutions les plus prometteuses car elle offre des potentiels significatifs : masse faible, encombrement réduit, plus faible consommation énergétique. L'injection d'eau peut être réalisée par des valves électromagnétiques, technologie dérivé de l'industrie automobile. L'eau peut être injectée à l'entrée du compresseur [69, 76] ou dans le compresseur [100] (FIG. 23(c)). Cette dernière technique offre des avantages incontestables :
 1. le mélange air/eau est amélioré,
 2. la compression est « décalée » dans la direction d'une compression isotherme qui est plus efficace comme il l'a été déjà vu sur la figure 9 (page 24),
 3. la température en sortie du compresseur est plus faible et compatible avec les températures de la pile : un échangeur de chaleur n'est pas nécessaire pour refroidir l'air,
 4. la puissance pour comprimer l'air est diminuée de 3–5 % [71] avec une efficacité améliorée de 5 % [70],
 5. le contrôle est facilité car la quantité d'eau injectée est contrôlée de façon très précise et rapide.

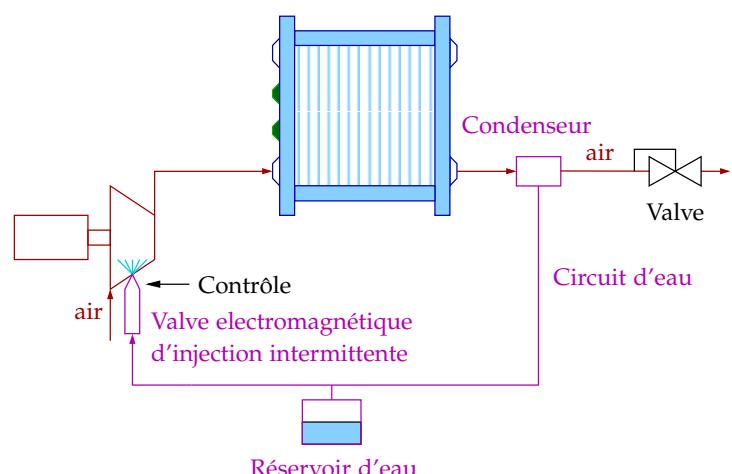
Cette solution est en phase d'étude dans notre laboratoire. Un prototype est en cours de réalisation.



(a) Humidificateur à membrane (transfert de masse et de chaleur)



(b) Injection d'eau en aval



(c) Compresseur-humidificateur intégrés

FIG. 23. Compression et humidification

1.6 CONCLUSION

L'état de l'art de la gestion de l'air dans les piles (PEFC) a été donné. Les objectifs ainsi que les besoins des sous-systèmes de compression et d'humidification ont été détaillés en montrant que ces deux système ne peuvent pas être découplés et étudiés séparément. Une pression de l'ordre de 2,5 bar est recommandée car elle permet à la pile d'avoir une meilleure efficacité énergétique et aussi une plus grande compacité qu'une pile de puissance équivalente travaillant à basse pression. Par ailleurs, la gestion de l'eau est facilitée par un fonctionnement à une pression plus élevée en réduisant l'eau nécessaire à l'humidification des membranes.

Pour les piles haute pression, les compresseurs centrifuges et les compresseurs volumétriques avec une compression interne sont à privilégier. Pour ces derniers, le rapport de compression interne doit être le plus proche possible de la pression de fonctionnement optimale de la pile à combustible afin d'avoir une efficacité énergétique du système maximale.

L'intégration de l'humidification par injection d'eau a montré de nombreux avantages par rapport aux autres méthodes car elle offre une meilleure contrôlabilité, une meilleure efficacité énergétique et, grâce à l'intégration de deux fonctions dans un seul composant, une plus grande compacité. Signalons qu'à ce sujet, un prototype est en cours de réalisation à l'UTBM.

La conception d'un moto-compresseur adapté à un système pile doit nécessairement passer par sa modélisation. Afin de prendre en compte le rapport de compression interne, les ondulations de pression et l'intégration du processus d'humidification, le compresseur doit être modélisé d'une façon très précise. Cette modélisation est l'objet du chapitre 2.

Pour le contrôle de ces auxiliaires, la caractéristique statique de la pile n'est pas suffisante et ne devrait pas être utilisée. Un modèle de pile considérant les effets dynamiques (incrément positifs et négatifs de courant) doit être développé et les effets bidimensionnels devrait également être considérés afin d'évaluer la quantité d'eau présente le long des canaux de la pile¹⁷. La modélisation de la pile à combustible est l'objet du chapitre 4.

¹⁷ Les effets bidimensionnels n'ont pas été pris en compte dans ce travail mais devraient être intégrés au modèle dans une prochaine étape.

2

MODÈLE ANALYTIQUE DU COMPRESSEUR SCROLL

2.1 QUEL MODÈLE DE COMPRESSEUR POUR LA PILE À COMBUSTIBLE ?

La modélisation du moto-compresseur pour la pile à combustible est importante à plusieurs niveaux. Premièrement, il n'existe, à l'heure actuelle, que très peu d'informations concernant ce sujet. Il serait donc intéressant d'avoir un modèle pouvant servir à la conception d'un moto-compresseur. Deuxièmement, l'influence du compresseur dans le *système pile à combustible* est important : un modèle permettant un couplage avec un cœur de pile à combustible permettrait d'avoir une approche plus globale plutôt qu'une approche par composants discrets et étudiés séparément. Enfin, le *contrôle* du compresseur en vue de la gestion de l'air est un aspect tout aussi important que sa conception : le modèle devrait idéalement pouvoir être couplé à un modèle de machine électrique pilotée par un convertisseur statique.

La conception d'un moto-compresseur nécessite une approche permettant une optimisation globale de la tête de compression, du moteur et de sa commande. La stratégie que nous avons adoptée pour atteindre ces objectifs est décrite dans la figure 24. Elle consiste, dans une première étape, en la modélisation de la tête de compression pour une optimisation sous contraintes. Les paramètres d'entrée sont la pression et le débit demandés par le système pile à combustible qui, à son tour, répond à la demande de la chaîne de traction du véhicule. En sortie, les grandeurs sont le couple et la vitesse, imposés par la tête de compression au moteur, constituant, à leur tour, le cahier des charges (paramètres d'entrée) du modèle du moteur d'entraînement. Dans une deuxième étape, l'association des deux modèles permettra une optimisation sous contraintes globale du système moto-compresseur. On pourra ainsi lier les paramètres géométriques et physiques dimensionnant les deux parties : tête de compression et moteur d'entraînement.

Des travaux ont été réalisés dans ce sens avec un compresseur (le type du compresseur est confidentiel) tournant à une vitesse de 14 000 tr/min avec un couple de 3 Nm (puissance de 4 kW) [68]. Le cahier des charges de la machine a été fixé pour ce compresseur. Une des contraintes d'optimisation de la machine était l'encombrement afin d'approcher au mieux les objectifs donnés dans le chapitre 1. La machine choisie est une machine à réluctance variable. Elle a été modélisée par éléments finis et optimisée par la méthode des algorithmes génétiques. Les résultats obtenus sont donnés sur la figure 25 : le diamètre de la machine est de 128 mm et la profondeur de 150 mm. Cette machine est en cours de fabrication afin de valider la pertinence de la méthode d'optimisation. Notons que la machine a légèrement été surdimensionnée en puissance afin de palier les divergences entre les prévisions du modèle

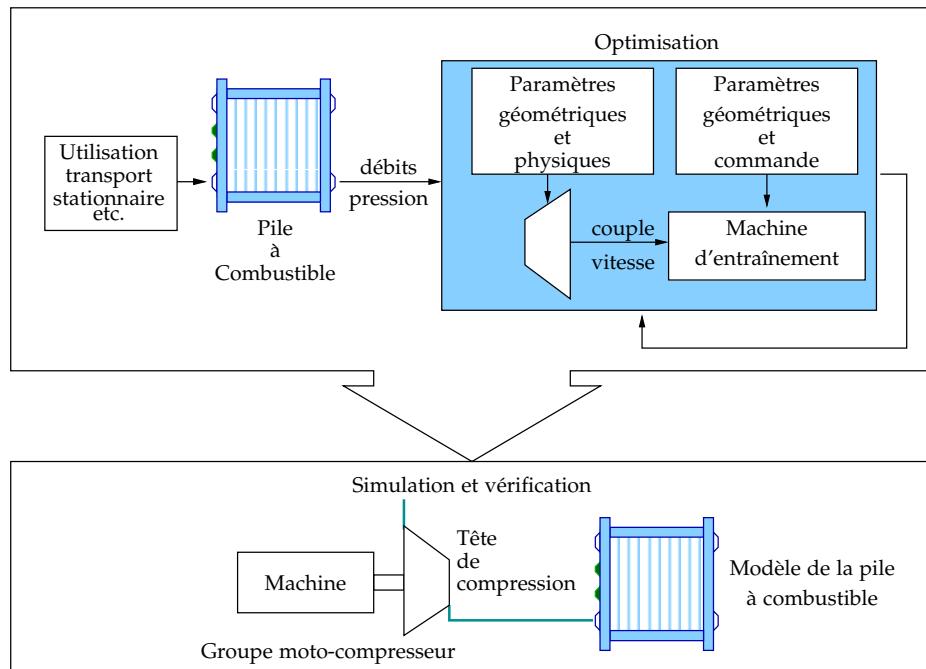


FIG. 24. Optimisation du groupe moto-compresseur

et la machine réalisée. Les tests de la machine, couplée au compresseur, permettront de déterminer si la taille de la machine peut être réduite ou non.

Il existe plusieurs niveaux de modèles pour modéliser le compresseur [95] :

LES MODÉLISATIONS DÉTERMINISTES dans lesquels les phénomènes sont décrits en détail. Ils ne font normalement pas appel à l'expérimentation pour la détermination de paramètres empiriques. Pour un compresseur, ce type de modèle a besoin d'un grand nombre de données géométriques en entrée ;

LES MODÉLISATIONS EMPIRIQUES sont basés uniquement sur des données expérimentales et généralement sur des techniques plus ou moins avancées d'interpolation [85, 86] : pour un compresseur, il s'agit généralement de cartes dans le plan débit-pression contenant les courbes d'iso-vitesses et d'iso-rendements. Ces cartes sont données par le fabricant au client permettant à ce dernier de choisir le compresseur suivant ses besoins ;

LES MODÉLISATIONS SEMI-EMPIRIQUES se situent entre les modèles deterministic et empirique. Ils sont basés sur des équations physiques faisant appel à des hypothèses simplificatrices. Il est toutefois nécessaire de réaliser des tests afin d'identifier certains paramètres empiriques du modèle.

La modélisation de trois types de compresseurs a été entreprise durant

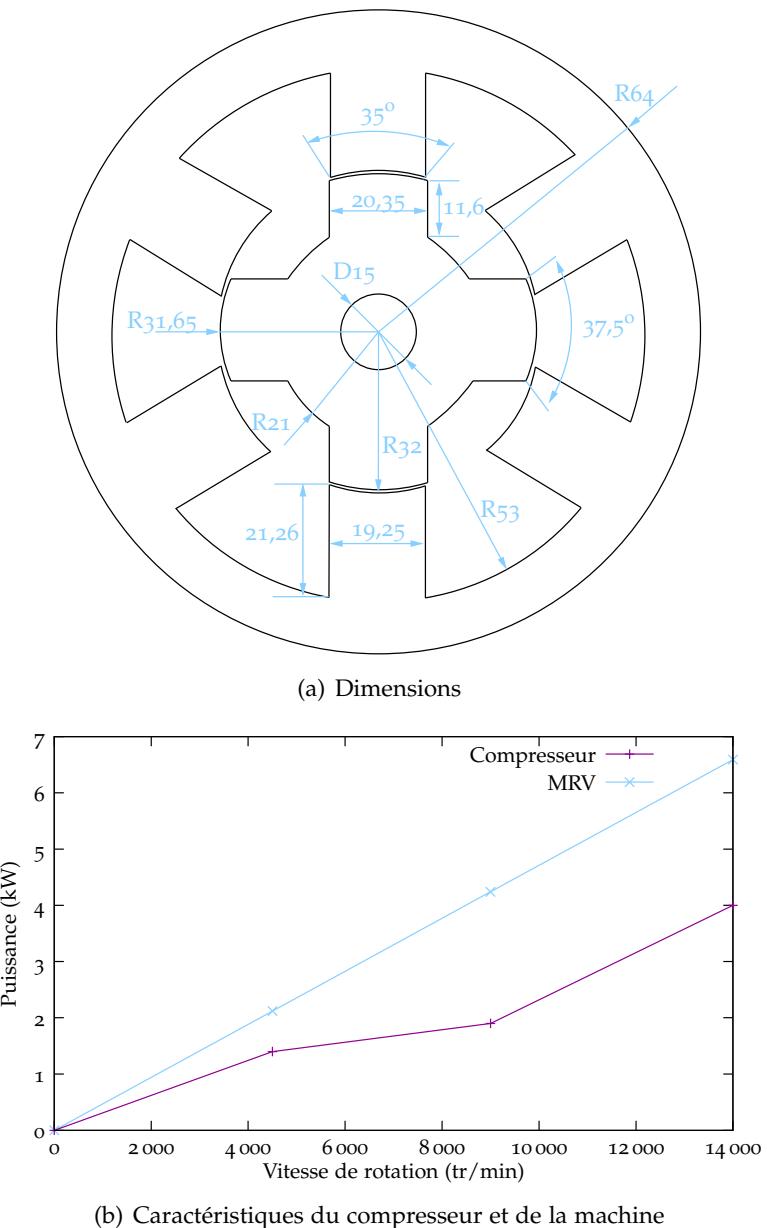


FIG. 25. Machine à réluctance variable optimisée pour un compresseur (3 Nm @ 14 000 tr/min, 4 kW)

cette thèse dont le compresseur scroll, le compresseur à palettes, le troisième étant confidentiel.

La méthodologie retenue et suivie est toujours la même. Elle peut être mise en œuvre pour n'importe quelle famille de compresseurs volumétriques car elle est basée sur la description géométrique du compresseur. Dans cette thèse, seul le modèle du compresseur scroll est présenté. En effet, il s'agit du compresseur retenu lors de l'étude présentée dans le chapitre 1 car il offre des avantages en termes d'efficacité, de fiabilité et d'émissions sonores par rapport aux autres familles de compresseurs. Cette méthodologie ne peut néanmoins pas être appliquée à la modélisation des compresseurs centrifuges car, dans ces derniers, la pression est obtenue grâce à l'énergie cinétique du gaz et non par variation du volume d'air dans une chambre de compression.

Le modèle du compresseur doit être le plus déterministe possible, donc relativement complexe, pour les raisons exposées ci-dessous :

1. le modèle doit prédire les ondulations de pression, contrainte qui doit être prise en compte lors du choix du compresseur pour une pile à combustible. Ce point exige une description géométrique relativement fine ;
2. les fuites doivent être prises en compte afin de prédire leur influence sur le rendement du compresseur et du système pile à combustible. Cette influence devrait permettre au concepteur du compresseur de donner les tolérances maximales (c.-à-d., le jeu entre les pièces mécaniques) acceptables pour la fabrication du compresseur ;
3. il a été vu dans le chapitre 1 que le processus d'humidification pouvait éventuellement être intégré au système de compression. Dans cet objectif, un modèle géométrique fin doit être réalisé afin d'intégrer, par la suite, l'injection d'eau dans le compresseur.

2.2 PRÉSENTATION ET MODÉLISATION DU COMPRESSEUR SCROLL

L'efficacité du compresseur scroll est très élevée, son niveau sonore est faible et il est le candidat idéal des pompes à chaleur. Il s'avère également très bien adapté aux piles à combustible.

Le compresseur scroll est un dispositif utilisé pour comprimer de l'air et des gaz réfrigérants ; il a été inventé par un ingénieur Français Léon Creux [25]. Ce compresseur, illustré par la figure 26, est constitué de deux spirales identiques, basées, dans la conception classique, sur des développantes de cercle. L'une des deux spirales, la spirale mobile, est déphasée d'un angle π par rapport à la spirale fixe. Elle est également excentrée de telle sorte que les spirales mobile et fixe ne se touchent que sur certains points, les points de contact, formant ainsi une suite de chambres de tailles différentes.

Les avantages du compresseur scroll sont le nombre réduit de parties mobiles, une efficacité élevée et un niveau sonore et des vibrations très faibles. Le problème principal du compresseur scroll se situe au niveau de la conception des spirales, paramètre clé, déterminant ses performances.

La plupart des modèles du compresseur scroll sont basés sur la description géométrique qui détermine, en fonction de l'angle de rotation, les volumes

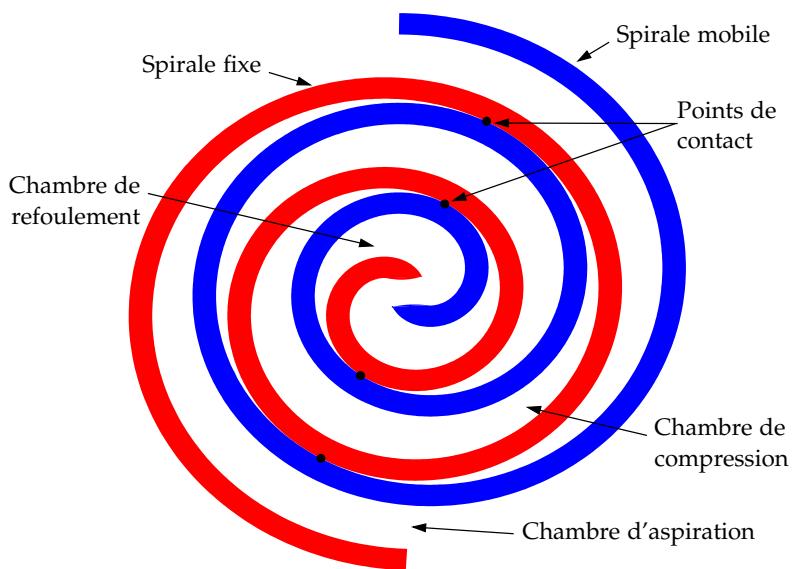


FIG. 26. Vue schématique du compresseur scroll

et les fuites des différentes chambres. La géométrie, couplée à un modèle thermodynamique, permet de déterminer la pression, la température et les débits (fuites) de chaque chambre (volume de contrôle) du compresseur.

Beaucoup de formes géométriques décrivant les spirales ont été envisagées dans un grand nombre d'articles et de brevets. La plupart des travaux ont porté principalement sur les développantes de cercle [23, 40, 44, 52]. Gravensen *et al.* [39], Gravensen et Henriksen [38] ont redéfini la géométrie complète du compresseur par l'intermédiaire d'une famille de courbes planes pour laquelle la développante de cercle n'est qu'un cas particulier.

La partie complémentaire (la « pointe de la spirale ») est étudiée dans un grand nombre d'articles [52, 55] afin d'avoir le profil géométrique idéal (*perfect meshing profile*) permettant d'avoir un espace mort *quasi* nul en vue d'optimiser le processus de refoulement. Liu *et al.* [55] ont proposé une méthode graphique et Lee et Wu [52] ont donné une méthode analytique permettant d'obtenir ce profil. L'ajout de la description géométrique de la partie complémentaire de la spirale rend le calcul du volume de la chambre de refoulement très complexe.

Morishita *et al.* [60] sont les premiers auteurs à avoir proposé une description analytique des chambres de compression et de refoulement. Nieter, par la suite, a décrit le processus d'aspiration [63] et le processus de refoulement [64] avec plus de précision. Dans ce dernier article, le refoulement n'est pas considéré comme symétrique (pressions égales dans les chambres de compression) car il considère la position, réelle et excentrée, de l'orifice de refoulement.

Yanagisawa *et al.* [96], à partir des travaux précédents, ont publié un mo-

dèle analytique complet d'un compresseur scroll donnant des résultats très proches de ceux obtenus expérimentalement.

Enfin, Chen *et al.* [23], en se basant sur les travaux de Yanagisawa *et al.*, ont réalisé un modèle d'un compresseur scroll incluant les fuites radiales et tangentielles mais aussi un modèle thermodynamique très complet.

Yanagisawa *et al.* et Chen *et al.* considèrent cependant un cas spécial de développantes de cercle pour lesquelles l'angle initial de la développante n'est pas un paramètre géométrique du modèle. Wang *et al.* [91] ont généralisé le modèle géométrique en incluant ce paramètre supplémentaire permettant ainsi d'avoir une famille contenant un plus grand nombre de géométries.

Cependant, tous ces auteurs, exceptés Nieter et Gagne [64] considèrent le processus de refoulement symétrique dans lequel l'orifice de refoulement est toujours situé au centre des deux spirales. Or, cette hypothèse n'est pas juste, car une des deux spirales effectue un mouvement excentré par rapport à l'autre alors que l'orifice de refoulement et l'autre spirale restent fixes. Cette hypothèse ne permet donc pas de modéliser la différence de pression existant entre les deux chambres de compression.

Dans ce chapitre, un modèle original est présenté pour décrire la géométrie du compresseur. Un modèle thermodynamique simplifié est couplé au modèle géométrique afin de prédire le débit, la pression et la température de l'air dans les différentes chambres. Ce modèle prend également en considération les fuites entre les chambres.

Les avantages de ce modèle sont :

1. la géométrie des chambres est décrite analytiquement, sans hypothèses simplificatrices sur l'angle initial de la développante du cercle,
2. les fuites radiales et tangentielles sont prises en compte,
3. le refoulement n'est pas considéré comme un processus symétrique, il permet donc de prédire la pression dans les chambres et les ondulations de pression de manière plus précise.

Cependant, la partie complémentaire du compresseur, comme nous le verrons plus loin, est simplement modélisé par un arc de cercle. Cette description est proposée dans la plupart des articles [12, 40, 91, 96] et reste cependant acceptable pour le compresseur étudié comme le montrera la validation géométrique (voir FIG. 29).

La présentation du modèle analytique du compresseur scroll est organisée suivant le plan suivant : une première partie est dédiée à la description géométrique complète et très détaillée du compresseur, suivie de sa validation avec le compresseur étudié. À partir des équations des spirales fixe et mobile, le calcul des points de contact en fonction de l'angle de rotation est donné. La partie suivante décrit en détail le processus de compression, permettant ainsi de donner la définition de chaque chambre et de construire le modèle du compresseur scroll dans le langage VHDL-AMS. À partir de la description du processus de compression et du modèle géométrique analytique, l'expression des volumes des différentes chambres et des sections de fuite sont déterminées en fonction de la position (angle) de la spirale mobile. Le processus

de refoulement est analysé en détail afin de modéliser les ondulations de pressions. Ensuite, les modèles thermodynamiques simples des chambres de compression et des sections de fuites sont présentés afin d'être couplés au modèle géométrique. Enfin, la dernière partie présente les résultats de simulation et expérimentaux du compresseur.

2.3 DESCRIPTION GÉOMÉTRIQUE DU COMPRESSEUR SCROLL

La forme géométrique du compresseur scroll est basée sur des développantes de cercle. Les spirales fixes et mobiles sont par conséquent décrites par deux développantes d'un cercle de rayon r_b et décalées d'une distance constante. Un nombre important d'auteurs utilisent l'équation intrinsèque (l'équation qui lie la longueur d'arc et la direction de la tangente) [19, 40] ou les équations paramétriques [12, 52, 91]. Dans cette thèse, une nouvelle approche, basée sur les travaux de Gravensen et Henriksen [38], est proposée. Le formalisme utilisé permet de faire apparaître très clairement, dans les équations, les propriétés géométriques des spirales (centre du rayon de courbure, rayon de courbure et excentricité). Chaque développante (voir FIG. 27) est définie à l'aide d'un repère orthonormé (\mathbf{t} , \mathbf{n}) connu généralement sous le nom de repère de Frenet :

$$\mathbf{t}(\varphi) = (\cos \varphi, \sin \varphi), \quad (2.1)$$

$$\mathbf{n}(\varphi) = (-\sin \varphi, \cos \varphi), \quad (2.2)$$

où $\mathbf{t}(\varphi)$ est le vecteur unitaire tangent et $\mathbf{n}(\varphi)$ le vecteur unitaire normal ainsi que le montre la figure 27.

La développante de cercle est donnée par :

$$\mathbf{S}_{xy}(\varphi) = \underbrace{r_b \mathbf{t}(\varphi)}_{\text{centre du rayon de courbure}} - \underbrace{r_b (\varphi - \varphi_{y0})}_{\text{rayon de courbure}} \mathbf{n}(\varphi) + \underbrace{\xi}_{\text{excentricité}} \quad (2.3)$$

où r_b est le rayon du cercle de base de la développante, φ est l'angle de la développante, φ_{y0} est l'angle initial interne (indice i) ou externe (indice e) de la développante. $x \in \{f, m\}$ et $y \in \{i, e\}$ où les indices f et m représentent respectivement la spirale fixe et la spirale mobile.

La longueur de l'arc l de la développante d'un cercle est donnée par son équation intrinsèque [38] :

$$\frac{d\ell}{d\varphi} = \rho(\varphi) = r_b (\varphi - \varphi_{y0}), \quad (2.4)$$

où $\rho(\varphi)$ est le rayon de courbure de la développante.

2.3.1 Description de la spirale fixe

À partir de l'équation (2.3), la représentation de la spirale fixe (f) peut être déterminée comme suit :

$$\forall \varphi \in \mathbf{I}_e = [\varphi_{es}, \varphi_{max}] \quad \mathbf{S}_{fe}(\varphi) = r_b \mathbf{t}(\varphi) - r_b (\varphi - \varphi_{e0}) \mathbf{n}(\varphi) \quad (2.5)$$

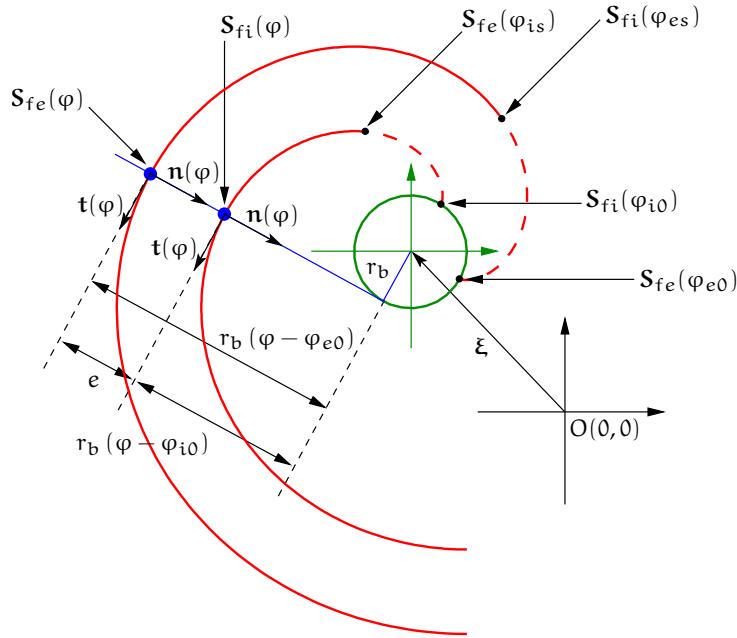


FIG. 27. Géométrie d'une spirale du compresseur scroll

et

$$\forall \varphi \in I_i = [\varphi_{is}, \varphi_{max}] \quad S_{fi}(\varphi) = r_b t(\varphi) - r_b (\varphi - \varphi_{i0}) n(\varphi), \quad (2.6)$$

où S_{fe} and S_{fi} sont, respectivement, les développantes externe (e) et interne (i). Les angles φ_{e0} et φ_{i0} sont les angles initiaux, φ_{max} est l'angle final, φ_{es} et φ_{is} les angles initiaux réels de la développante externe et interne comme le montre la figure 27. Les domaines de définition des développantes interne et externe sont, respectivement, I_i et I_e .

L'épaisseur de la spirale est donc donnée pour $\varphi \in I_e \cap I_i$:

$$e = \|S_{fi} - S_{fe}\| = r_b (\varphi_{i0} - \varphi_{e0}). \quad (2.7)$$

Par définition, $r_b > 0$ et $\varphi_{i0} > \varphi_{e0}$.

2.3.2 Description du cercle interpolant

Afin de compléter la représentation géométrique d'une spirale, les points $S_{fi}(\varphi_{is})$ et $S_{fe}(\varphi_{es})$ doivent être connectés (voir FIG. 27).

Plusieurs auteurs [23, 60, 91, 96] proposent une approche simple, sans pour autant l'expliquer. Elle consiste à relier ces points par un arc de cercle $C_{c,f}$ de rayon r_c .

D'autres auteurs [52, 53, 101] proposent une méthode (*Perfect Meshing Profile, PMP*) permettant de déterminer la forme optimale de cette partie

complémentaire afin de n'avoir aucun volume mort à la fin du processus de compression.

Pour des raisons de simplicité, mais aussi car elle convient très bien au compresseur étudié (voir FIG. 29), cette partie sera assimilée à un arc de cercle (voir FIG. 28). Ce cercle est décrit par l'équation suivante :

$$\mathbf{C}_{c,f}(\alpha) = \mathbf{o}_{c,f} - r_c \mathbf{n}(\alpha), \quad (2.8)$$

où $\mathbf{o}_{c,f}$ et r_c sont, respectivement, le centre et le rayon du cercle.

Les paramètres du cercle sont calculés suivant les contraintes suivantes :

1. le cercle $\mathbf{C}_{c,f}$ doit passer par $\mathbf{S}_{fi}(\varphi_{is})$ et $\mathbf{S}_{fe}(\varphi_{es})$;
2. la dérivée doit être continue au point $\mathbf{S}_{fi}(\varphi_{is})$ entre la spirale \mathbf{S}_{fi} et le cercle $\mathbf{C}_{c,f}$ (c.-à-d., mécaniquement, la surface doit être lisse).

La seconde contrainte implique (voir FIG. 28) :

$$\mathbf{t}(\alpha_i) = \mathbf{t}(\varphi_{is}) \Rightarrow \alpha_i \equiv \varphi_{is} \bmod(2\pi). \quad (2.9)$$

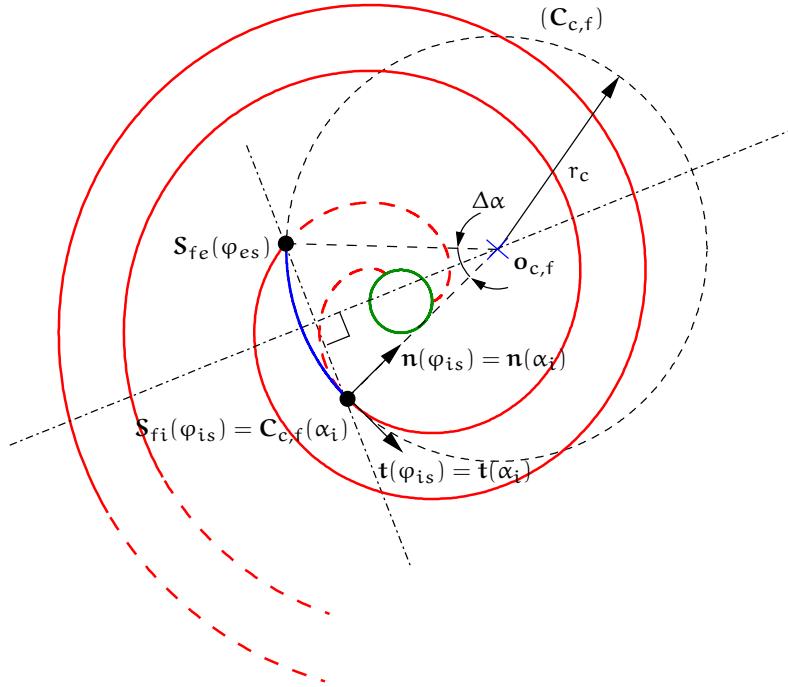


FIG. 28. Construction du cercle interpolant $\mathbf{C}_{c,f}$

En tenant compte des deux contraintes, l'expression du rayon du cercle interpolant est la suivante :

$$r_c = \frac{r_b (2 + \xi_1^2 + \xi_2^2 - 2(1 + \xi_1 \xi_2) \cos \xi_3 - 2(\xi_2 - \xi_1) \sin \xi_3)}{2(\xi_2 - \xi_1 \cos \xi_3 - \sin \xi_3)}, \quad (2.10)$$

où $\xi_1 = \varphi_{es} - \varphi_{e0}$, $\xi_2 = \varphi_{is} - \varphi_{i0}$ et $\xi_3 = \varphi_{is} - \varphi_{es}$.

Finalement $\mathbf{o}_{c,f}$ est déduit :

$$\mathbf{o}_{c,f} = r_b \mathbf{t}(\varphi_{is}) + (r_c - r_b (\varphi_{is} - \varphi_{i0})) \mathbf{n}(\varphi_{is}). \quad (2.11)$$

Le domaine de définition du cercle interpolant I_C est le suivant (FIG. 28) :

$$I_C = [\varphi_{is} - \Delta\alpha, \varphi_{is}], \quad (2.12)$$

où

$$\Delta\alpha = \arccos\left(\frac{1}{r_c^2} (\mathbf{S}_{fi}(\varphi_{is}) - \mathbf{o}_{c,f}) \cdot (\mathbf{S}_{fe}(\varphi_{es}) - \mathbf{o}_{c,f})\right) \quad (2.13)$$

$$= \arccos\left(1 - \frac{r_b}{r_c} (\xi_2 - \xi_1 \cos \xi_3 + \sin \xi_3)\right), \quad (2.14)$$

Le symbole \cdot indique le produit scalaire.

2.3.3 Identification des paramètres géométriques du compresseur scroll testé

La géométrie du compresseur a été validée sur le compresseur à air sec dont le banc de tests est présenté au chapitre 3. Les paramètres des expressions non-linéaires (2.5), (2.6) et (2.8) peuvent être identifiés en minimisant l'erreur sous contraintes par une méthode des moindres carrés telle que la méthode de Levenberg-Marquardt [41]. La figure 29 illustre les résultats obtenus. Les paramètres numériques du compresseur sont donc identifiés et validés.

2.3.4 Description de la spirale mobile

La géométrie de la spirale mobile est exactement la même que la spirale fixe mais celle-ci est déphasée d'un angle π (voir FIG. 26 page 53) et les deux spirales sont en contact.

En définissant θ comme l'angle de rotation de la spirale mobile (indice m),

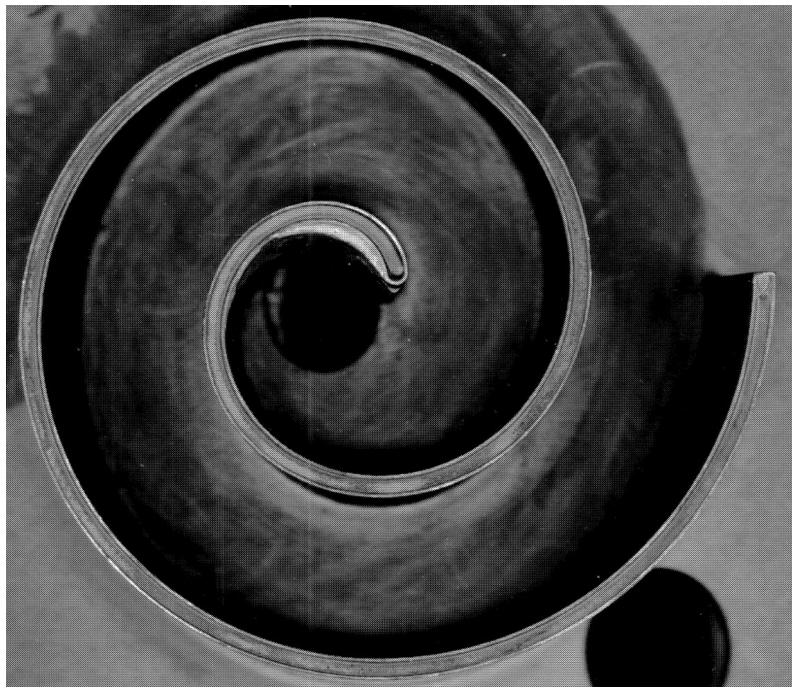
$$\mathbf{S}_{me}(\varphi) = -\mathbf{S}_{fe}(\varphi) - r_o \mathbf{n}(\theta) \quad \forall \varphi \in I_e = [\varphi_{es}, \varphi_{max}] \quad (2.15)$$

$$\mathbf{S}_{mi}(\varphi) = -\mathbf{S}_{fi}(\varphi) - r_o \mathbf{n}(\theta) \quad \forall \varphi \in I_i = [\varphi_{is}, \varphi_{max}] \quad (2.16)$$

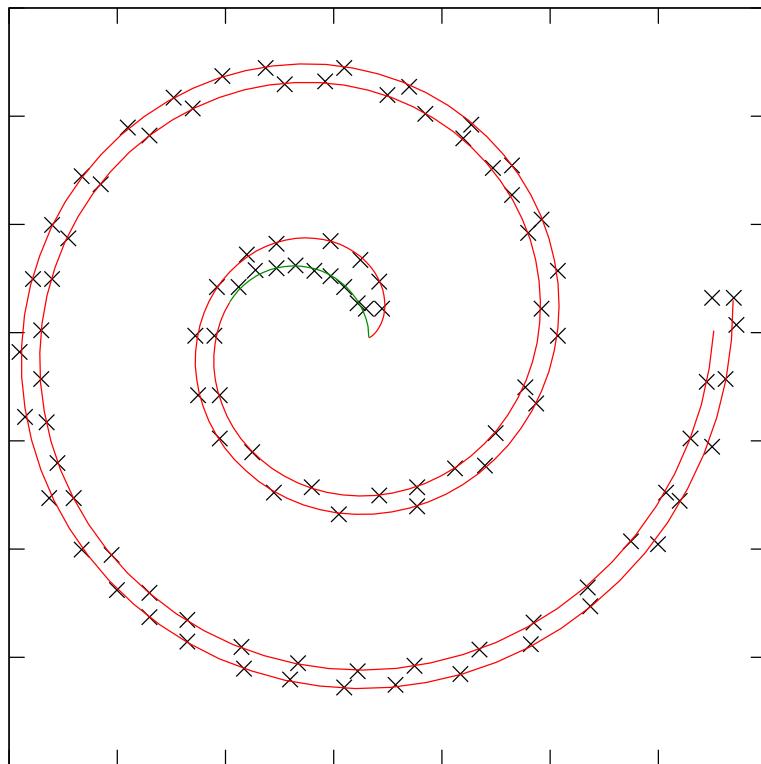
où $r_o = r_b (\varphi_{e0} - \varphi_{i0} + \pi)$ est l'excentricité.

2.3.5 Nouveau repère de référence

Dans la littérature, le repère de référence illustré par la figure 30(a) est utilisé. Il s'agit du repère réel dans lequel une spirale est fixe et l'autre est mobile. Dans cette partie, un nouveau repère est présenté (voir FIG. 30(b)) afin de pouvoir exploiter au mieux la symétrie existante entre les deux spirales. Dans ce nouveau repère, les deux spirales sont l'image l'une de l'autre par



(a) Photo d'une spirale du compresseur scroll étudié



(b) Modèle du scroll (points expérimentaux et identification)

$$\begin{aligned}
 r_b &= 0.51 \text{ cm} & \varphi_{\max} &= 14.15 \text{ rad} \\
 \varphi_{i0} &= 0.39 \text{ rad} & \varphi_{e0} &= -0.28 \text{ rad} \\
 \varphi_{is} &= 3.69 \text{ rad} & \varphi_{es} &= 0.55 \text{ rad}
 \end{aligned}$$

FIG. 29. Validation expérimentale de la géométrie du compresseur

symétrie centrale : par conséquence, dans le nouveau repère, les deux spirales sont animées d'un mouvement de rotation inverse. La description de la spirale fixe dans le nouveau repère (symbole \sim) est donc :

$$\tilde{\mathbf{S}}_{fi}(\varphi, \theta) = r_b \mathbf{t}(\varphi) - r_b (\varphi - \varphi_{i0}) \mathbf{n}(\varphi) + \frac{1}{2} r_o \mathbf{n}(\theta) \quad (2.17)$$

$$\tilde{\mathbf{S}}_{fe}(\varphi, \theta) = r_b \mathbf{t}(\varphi) - r_b (\varphi - \varphi_{e0}) \mathbf{n}(\varphi) + \frac{1}{2} r_o \mathbf{n}(\theta). \quad (2.18)$$

La description de la spirale mobile dans le nouveau repère est donnée par (symétrie centrale) :

$$\tilde{\mathbf{S}}_{mi}(\varphi, \theta) = -\tilde{\mathbf{S}}_{fi}(\varphi, \theta) \quad (2.19)$$

$$\tilde{\mathbf{S}}_{me}(\varphi, \theta) = -\tilde{\mathbf{S}}_{fe}(\varphi, \theta) \quad (2.20)$$

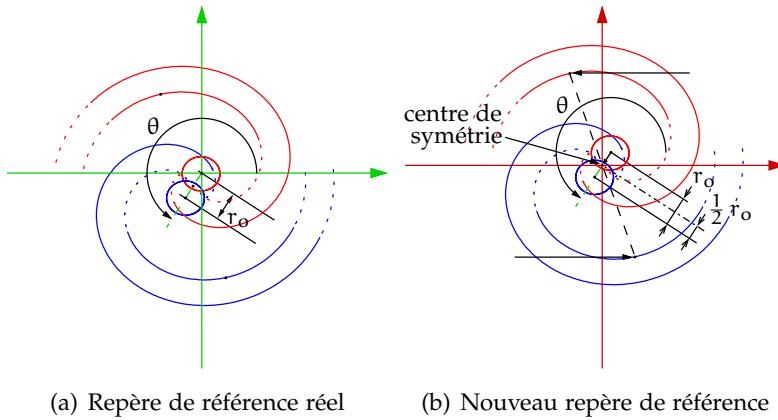


FIG. 30. Repères de référence des spirales

2.3.6 Expression des points de contact

Le k ième point de contact $\varphi_{ci,k}$ sur la développante interne (c.-à-d., sur la face intérieure d'une spirale) est déterminé par l'expression suivante :

$$\varphi_{ci,k} = \theta + 2(k-1)\pi \quad \forall k \in \{1..3\}. \quad (2.21)$$

De même, le k ième point de contact $\varphi_{ce,k}$ sur la développante externe est déterminé par l'expression suivante :

$$\varphi_{ce,k} = \theta - \pi + 2(k-1)\pi \quad \forall k \in \{1..3\}. \quad (2.22)$$

Ces points de contact existent si et seulement si $\varphi_{ci,k}$ et $\varphi_{ce,k}$ existent. Mathématiquement,

$$\exists \varphi_{ci,k} \Leftrightarrow \exists \varphi_{ce,k}. \quad (2.23)$$

Donc,

$$\exists \varphi_{ci,k} \wedge \exists \varphi_{ce,k} \Leftrightarrow (\varphi_{ci,k} \in I_i) \wedge (\varphi_{ce,k} \in I_e). \quad (2.24)$$

Finalement, après calculs, (2.23) est vérifié si et seulement si,

$$\max(\varphi_{is} - 2(k-1)\pi, \varphi_{es} + \pi - 2(k-1)\pi) \leq \theta \leq \varphi_{max} - 2(k-1)\pi. \quad (2.25)$$

Pour le compresseur réel, $k \in \{1..3\}$ et

$$\exists \varphi_{cx,1} \Leftrightarrow \theta \geq \theta^{\text{ref}} \quad \theta^{\text{ref}} = \max(\varphi_{is}, \varphi_{es} + \pi) \quad (2.26)$$

$$\exists \varphi_{cx,2} \Leftrightarrow \forall \theta \quad (2.27)$$

$$\exists \varphi_{cx,3} \Leftrightarrow \theta \leq \theta^{\text{asp}} \quad \theta^{\text{asp}} = \varphi_{max} - 4\pi \quad (2.28)$$

où θ^{ref} et θ^{asp} sont, respectivement, l'angle de refoulement (c.-à-d., l'angle pour lequel la chambre de compression s'ouvre dans la chambre de refoulement) et l'angle d'aspiration (c.-à-d., l'angle pour lequel la chambre d'aspiration se ferme).

2.4 DESCRIPTION DU PROCESSUS DE COMPRESSION

Pendant un cycle, l'angle θ varie de 2π à 0. À chaque instant, durant la compression, exactement six chambres peuvent être définies :

1. deux chambres d'aspiration,
2. deux chambres de compression,
3. deux chambres de refoulement.

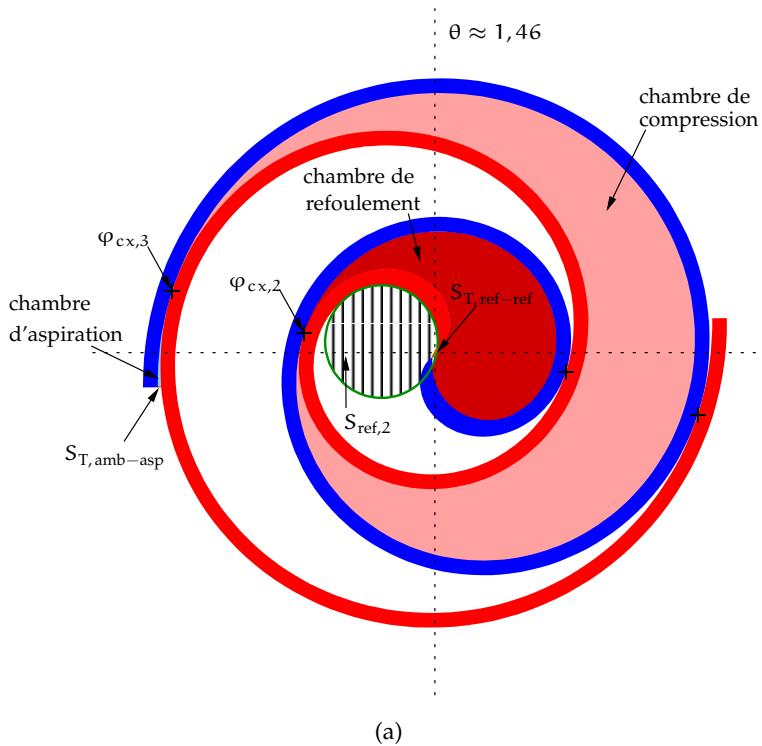
Grâce à la géométrie du compresseur, les paires des chambres d'aspiration, de compression et de refoulement ont le même volume. Ces chambres sont séparées soit par des points de contact ou des sections de fuite.

Comme le montrent les figures 31 et 32, même si les volumes géométriques de chaque paire de chambres sont les mêmes, le processus de compression ne peut être considéré comme symétrique car l'orifice de refoulement n'est pas positionné symétriquement. Par exemple, sur la figure 32(a), une des chambres de compression est connectée à l'orifice de refoulement et l'aire de la section de fuite entre l'orifice et la chambre de compression est donnée par $S_{ref,3}$. À l'inverse, l'autre chambre de compression n'est pas connectée à l'orifice de refoulement et, par conséquent, les pressions dans les deux chambres de compression peuvent ne pas être égales.

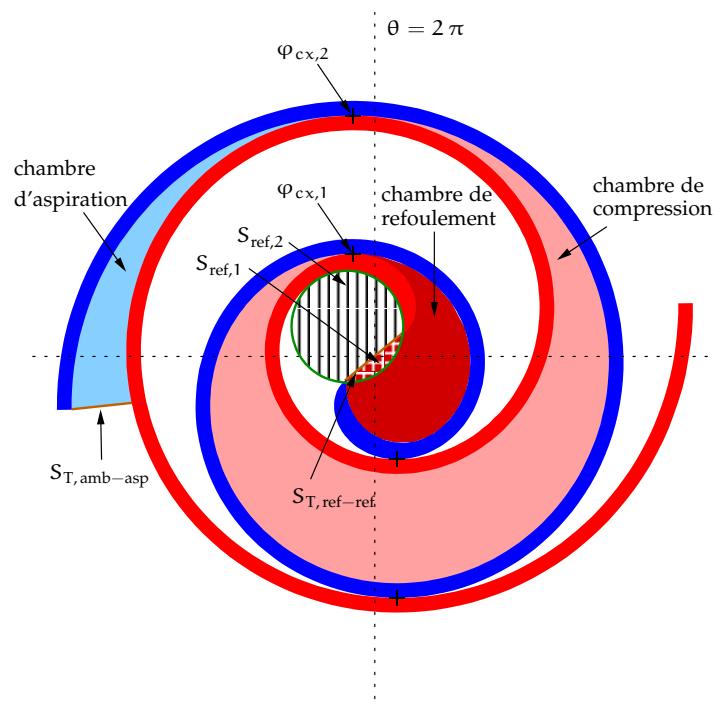
Halm [40], Chen *et al.* [23] considèrent le cas dans lequel les chambres de compression commencent à s'ouvrir dans la chambre de refoulement en traitant chaque région de pression différente comme un volume de contrôle indépendant. Quand les pressions des deux chambres de compression s'égalisent¹, la région formée par ces trois volumes est traitée comme un seul

La topologie du compresseur est fixe : le nombre de chambres dans le compresseur reste constant indépendamment des pressions dans les chambres.

¹ Les auteurs considèrent le processus comme étant symétrique) avec la pression de la chambre de refoulement (considérée comme un seul volume de contrôle).



(a)



(b)

FIG. 31. Description du processus de compression (1/2)

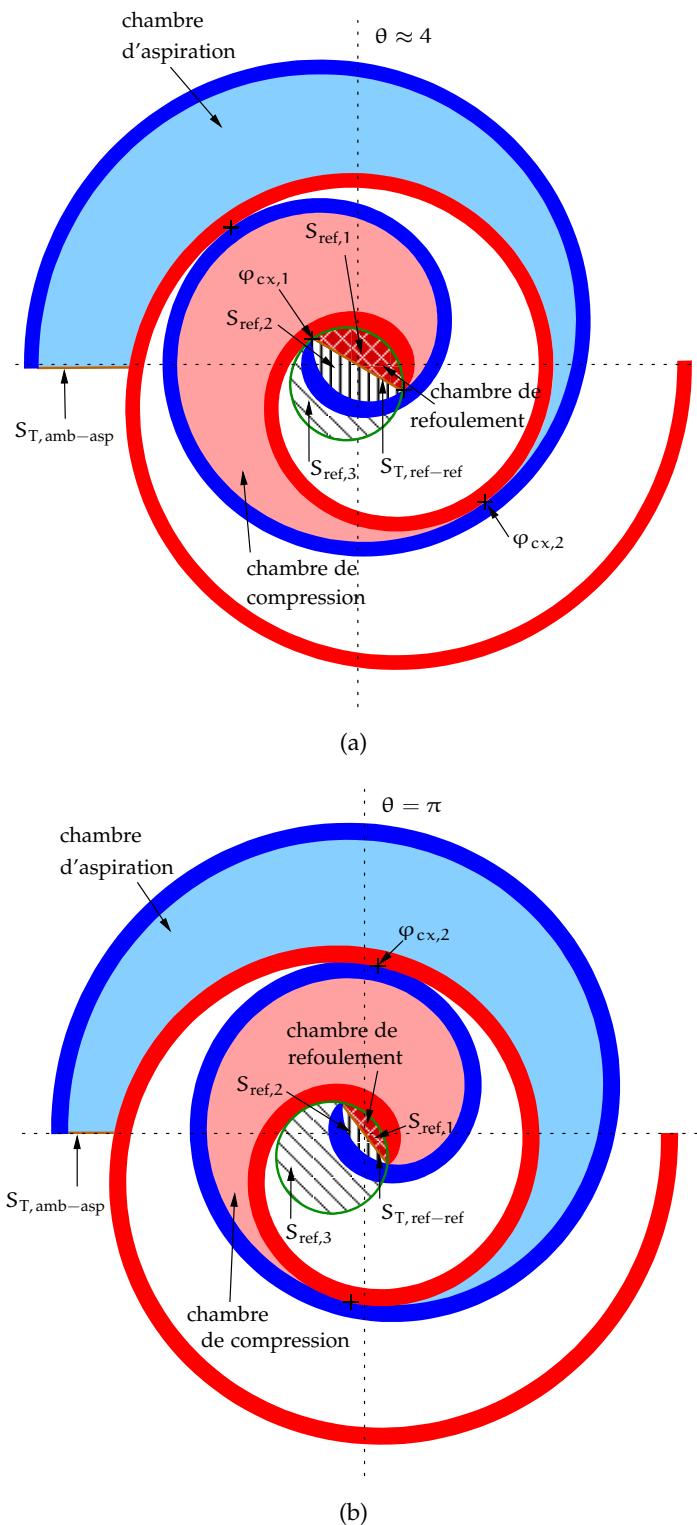


FIG. 32. Description du processus de compression (2/2)

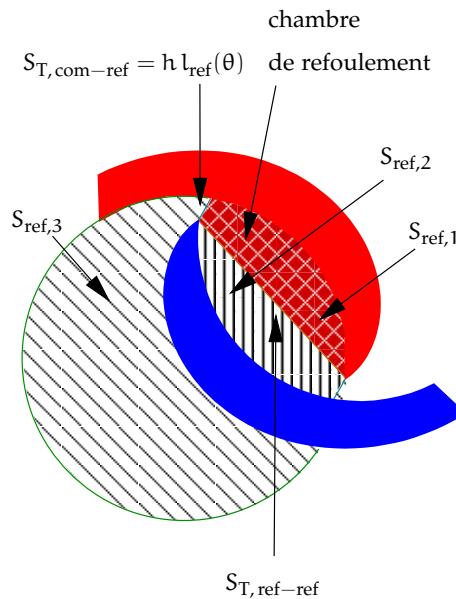


FIG. 33. Zoom sur la zone de refoulement

volume de contrôle. Cette description rend le processus très complexe car la topologie (c.-à-d., le nombre de volumes de contrôle) change en fonction des conditions physiques, non connues *a priori*.

Dans le modèle présenté dans cette thèse, le nombre de volumes de contrôle est considéré constant même si les pressions des chambres adjacentes sont les mêmes. Par exemple, même si les pressions des chambres de compression et de refoulement sont égales, les chambres restent indépendantes. Cette approche permet de rendre la description beaucoup plus simple pour la simulation du compresseur (topologie fixe).

Le processus de compression est périodique d'un point de vue géométrique. Il peut être décrit à partir des quatre positions représentatives de la spirale mobile illustrées par les figures 31 et 32. Une période ou un cycle peut être décrit par les étapes suivantes.

1. Au début de l'aspiration, le volume de la chambre d'aspiration est nul et le volume de la chambre de compression est à son maximum. L'aspiration commence pour $\theta = \theta^{\text{asp}}$ quand le point de contact $\varphi_{cx,3}$ apparaît. La position, un court instant après le début de l'aspiration, est donnée par la figure 31(a). Les fuites, qui seront présentées dans la suite du document, se situent à travers les sections de fuite suivantes :
 - $S_{T, \text{amb-asp}}$ entre l'environnement extérieur et la chambre d'aspiration,
 - $S_{T, \text{ref-ref}}$ entre les deux chambres de refoulement,
 - $S_{\text{ref},1}$ (non représenté sur la figure 31(a) car trop petit) et $S_{\text{ref},2}$ entre les chambres de refoulement et l'orifice de refoulement.
2. La chambre de compression est délimitée par les points de contact qui

Les expressions de l'aire des sections de fuites tangentielle et radiale sont détaillées dans le paragraphe 2.6 à la page 71.

dépendent de l'angle de rotation θ : $\varphi_{cx,3}$ et $\varphi_{cx,2}$ (voir FIG. 31(a)) ou $\varphi_{cx,2}$ et $\varphi_{cx,1}$ (voir FIG. 31(b)). Les fuites se situent à travers les sections de fuite suivantes :

- $S_{T, amb-asp}$ entre l'environnement extérieur et la chambre d'aspiration,
- $S_{T, ref-ref}$ entre les deux chambres de refoulement,
- $S_{ref,1}$ et $S_{ref,2}$ entre les chambres de refoulement et l'orifice de refoulement.

3. L'une des chambres de compression est connectée à l'orifice de refoulement et les fuites s'opèrent à travers $S_{ref,3}$ (voir FIG. 32(a)). À partir de ce moment, la compression devient asymétrique.
4. Les chambres de compression s'ouvrent dans la chambre de refoulement quand le point de contact $\varphi_{cx,1}$ disparaît pour $\theta = \theta^{ref}$, (début du refoulement). Des fuites tangentielles à travers la section de fuite $S_{T, com-ref}$ apparaissent entre les chambres de compression et les chambres de refoulement (FIG. 32(b) et FIG. 33).
5. Le cycle de compression recommence pour $\theta = \theta^{asp}$. À ce moment précis, la chambre d'aspiration devient la chambre de compression et la chambre de compression devient la chambre de refoulement. Les conditions finales (pression et température) de la chambre d'aspiration et de compression deviennent, respectivement, les conditions initiales des chambres de compression et de refoulement.

Finalement, à partir de la description donnée précédemment, une représentation du compresseur scroll à base de composants (voir FIG. 34) peut être déterminée. Cette représentation permettra par la suite de simuler le comportement dynamique du compresseur avec un logiciel de simulation. Comme cela l'a été expliqué auparavant, la topologie du circuit est fixe : le nombre de composants et les interconnections entre ces derniers ne changent pas pendant la simulation.

Le compresseur est représenté au moyen de deux composants élémentaires : les volumes de contrôle représentés par des « boîtes » rectangulaires dont le nombre de terminaux fluidiques peut varier suivant le nombre de conditions limites. Les fuites sont représentées par des fuites isentropiques.

Afin de compléter le modèle du compresseur, les lois géométriques de chaque composant doivent être données (les lois thermodynamiques seront présentées ultérieurement). Ces lois, décrites dans les prochaines parties, sont les suivantes :

- pour un composant représentant un volume de contrôle : $V = f(\theta)$ où V est son volume et θ l'angle de rotation de la spirale mobile ;
- pour un composant représentant une fuite : $S = g(\theta)$ où S est l'aire de la section de fuite.

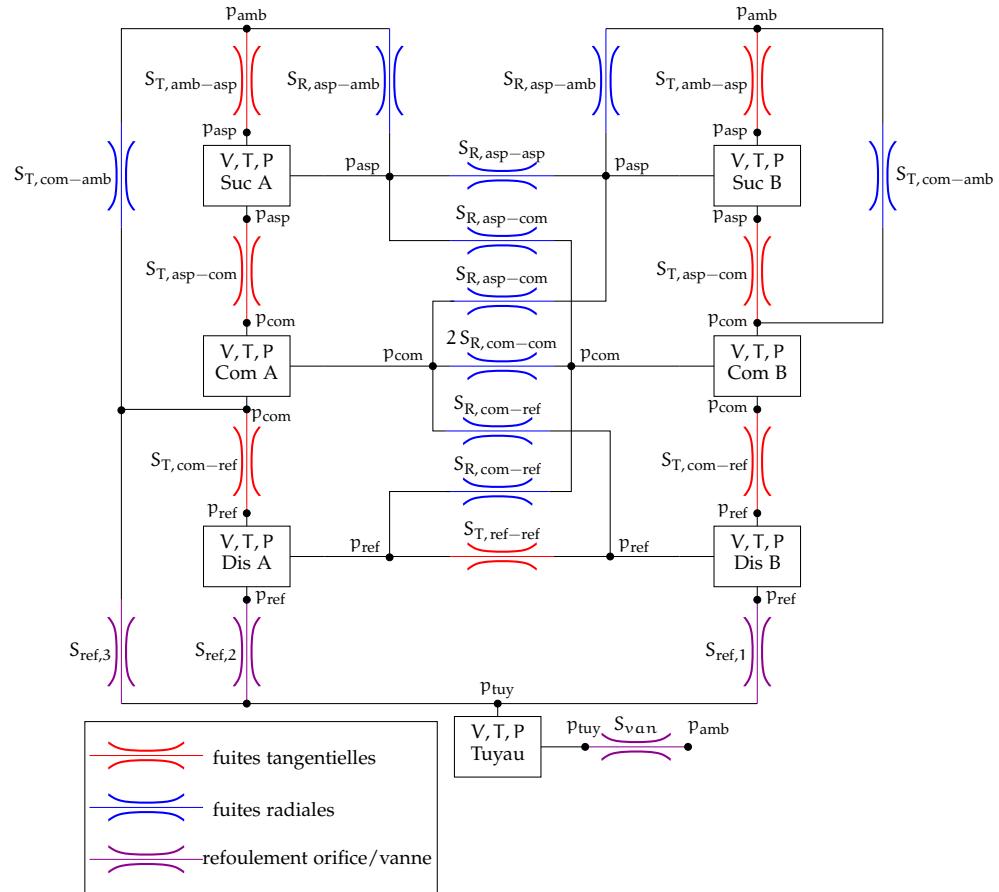


FIG. 34. Modèle du compresseur à base de composants (représentation simplifiée)

2.5 DESCRIPTION GÉOMÉTRIQUE DES VOLUMES DES CHAMBRES

Les volumes des chambres d'aspiration, de compression et de refoulement sont représentés sur la figure 35. Leur expression est donnée dans les paragraphes suivants : même si les fonctions représentant les volumes sont définies par morceaux et discontinues, le processus de compression n'en n'est pas pour le moins continu. En effet, il y a bien continuité du volume entre l'aspiration, la compression et le refoulement comme le montre la figure 35 : par exemple quand la chambre d'aspiration devient la chambre de compression, il y a bien continuité de volume, de pression et de température assurant ainsi un processus continu.

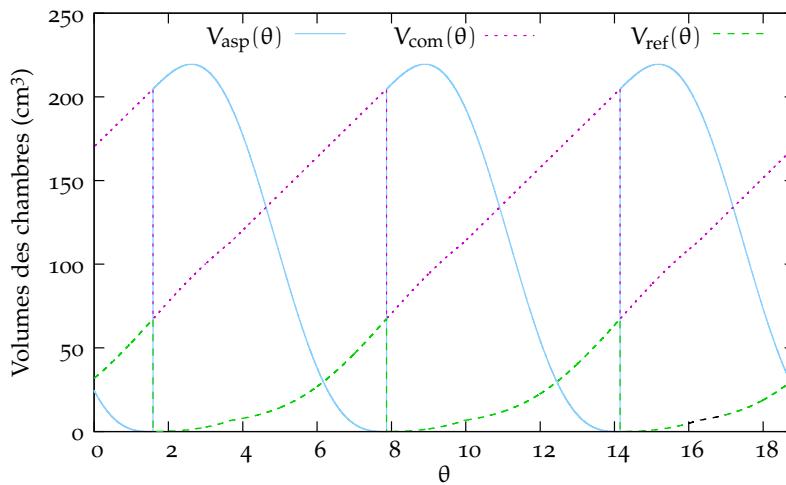


FIG. 35. Volumes des chambres en fonction de l'angle de rotation

2.5.1 Expression générale de l'aire d'une développante de cercle

L'expression analytique de l'aire comprise entre les angles φ_1 et φ_2 d'une développante de cercle, qui servira dans les calculs suivants, est obtenue en résolvant l'intégrale suivante :

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left\| \mathbf{S}_{xy} \times \frac{d \mathbf{S}_{xy}}{d \varphi} \right\| d \varphi = f(\varphi_{y0}, \varphi_1, \varphi_2, \theta) \quad (2.29)$$

où $x \in \{m, f\}$ et $y \in \{i, e\}$.

$$\begin{aligned}
f(\varphi_{y0}, \varphi_1, \varphi_2, \theta) = & \frac{r_b^2}{3} \left((\varphi_2 - \varphi_{y0})^3 - (\varphi_1 - \varphi_{y0})^3 \right) \\
& - \frac{r_b r_o}{2} \left[\cos(\theta - \varphi_2) - \cos(\theta - \varphi_1) \right. \\
& \quad \left. - (\varphi_2 - \varphi_{y0}) \sin(\theta - \varphi_2) \right. \\
& \quad \left. + (\varphi_1 - \varphi_{y0}) \sin(\theta - \varphi_1) \right]
\end{aligned} \tag{2.30}$$

2.5.2 Description de la région centrale

Le volume de la région centrale V_0 peut être divisé en trois volumes comme l'illustre la figure 36.

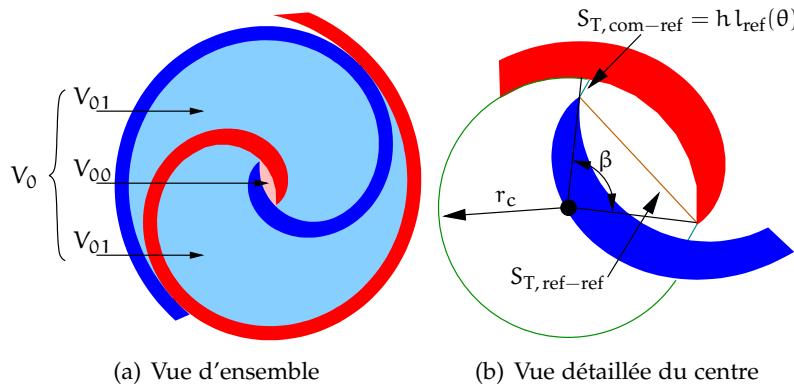


FIG. 36. Volume de la région centrale

Ces volumes sont calculés de la façon suivante :

$$V_0(\theta) = h \left(\int_{\varphi_{is}}^{\varphi_{ci,k}} \left\| \tilde{\mathbf{S}}_{fi} \times \frac{d \tilde{\mathbf{S}}_{fi}}{d \varphi} \right\| d \varphi - \int_{\varphi_{es}}^{\varphi_{ce,k}} \left\| \tilde{\mathbf{S}}_{me} \times \frac{d \tilde{\mathbf{S}}_{me}}{d \varphi} \right\| d \varphi \right) + V_{cl} \tag{2.31}$$

$$\begin{aligned}
\text{où } k = & \begin{cases} 1 & \text{si } \exists \varphi_{ci,1} \\ 2 & \text{sinon} \end{cases} \\
= & \begin{cases} h \left(f(\varphi_{i0}, \varphi_{is}, \theta, \theta) \right. \\ \quad \left. - f(\varphi_{e0}, \varphi_{es}, \theta - \pi, \theta) \right) + V_{cl} & \text{si } \theta \geq \theta^{\text{ref}} \\ h \left(f(\varphi_{i0}, \varphi_{is}, \theta + 2\pi, \theta) \right. \\ \quad \left. - f(\varphi_{e0}, \varphi_{es}, \theta + \pi, \theta) \right) + V_{cl} & \text{sinon} \end{cases}
\end{aligned}$$

$$V_{cl} = h r_c^2 \left(\pi - \arcsin \left(\frac{2 r_b}{r_c} \right) - \frac{2 r_b}{r_c} \right) \tag{2.32}$$

où V_{cl} est l'espace (volume) mort du compresseur donnée par Yanagisawa et al. [96].

De même, l'expression du volume V_{00} est donnée par Yanagisawa et al. [96] :

$$V_{00}(\theta) = h r_c [r_c \beta(\theta) - (r_c - l_{ref}(\theta)) \sin \beta] \quad (2.33)$$

$$\beta(\theta) = \pi - \arccos \left(\frac{r_c - r_o + r_o \cos(\theta - \theta^{ref})}{r_c - l_{ref}(\theta)} \right) - \arcsin \left(\frac{2 r_b}{r_c} \right) \quad (2.34)$$

$$\begin{aligned} l_{ref}(\theta) = & \delta_T + r_c - (r_o^2 + (r_c - r_o)^2 \\ & + 2 r_o (r_c - r_o) \cos(\theta - \theta^{ref}))^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (2.35)$$

La longueur $l_{ref}(\theta)$ et l'angle $\beta(\theta)$ sont représentés sur la figure 36(b). Ainsi,

$$V_{01}(\theta) = \frac{1}{2} (V_0(\theta) - V_{00}(\theta)). \quad (2.36)$$

2.5.3 Volume de la chambre d'aspiration

Le calcul du volume de la chambre d'aspiration est réalisé en ajoutant les deux volumes donnés par la figure 37. Il doit être noté que l'aire $A_{asp,b}$ peut être aussi bien positive que négative suivant la valeur de l'angle θ .

$$V_{asp}(\theta) = h A_{asp}(\theta) = h (A_{asp,a}(\theta) + A_{asp,b}(\theta)) \quad (2.37)$$

où (voir FIG. 37),

$$\begin{aligned} A_{asp,a}(\theta) = & \frac{1}{2} \int_{\varphi_{ci,k}}^{\varphi_{max}} \left\| \tilde{\mathbf{S}}_{fi} \times \frac{d \tilde{\mathbf{S}}_{fi}}{d \varphi} \right\| d \varphi \\ & - \frac{1}{2} \int_{\varphi_{ce,k}}^{\varphi_{max}-\pi} \left\| \tilde{\mathbf{S}}_{me} \times \frac{d \tilde{\mathbf{S}}_{me}}{d \varphi} \right\| d \varphi \end{aligned} \quad (2.38)$$

$$\begin{aligned} \text{avec } k = & \begin{cases} 3 & \text{si } \exists \varphi_{ci,3} \\ 2 & \text{sinon} \end{cases} \\ = & \begin{cases} \frac{1}{2} \left[f(\varphi_{i0}, \theta + 4\pi, \varphi_{max}, \theta) \right. \\ \left. - f(\varphi_{e0}, \theta + 3\pi, \varphi_{max} - \pi, \theta) \right] & \text{si } \theta \leq \theta^{asp} \\ \frac{1}{2} \left[f(\varphi_{i0}, \theta + 2\pi, \varphi_{max}, \theta) \right. \\ \left. - f(\varphi_{e0}, \theta + \pi, \varphi_{max} - \pi, \theta) \right] & \text{sinon} \end{cases} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{asp,b}(\theta) = & \frac{1}{2} \det (\tilde{\mathbf{S}}_{fi}(\varphi_{max}, \theta) \quad \tilde{\mathbf{S}}_{me}(\varphi_{max} - \pi, \theta)) \\ = & \frac{r_b r_o}{4} \left(2 - 2 \cos(\theta - \varphi_{max}) \right. \\ & \left. - (\varphi_{i0} + \varphi_{e0} + \pi - 2 \varphi_{max}) \sin(\theta - \varphi_{max}) \right) \end{aligned} \quad (2.39)$$

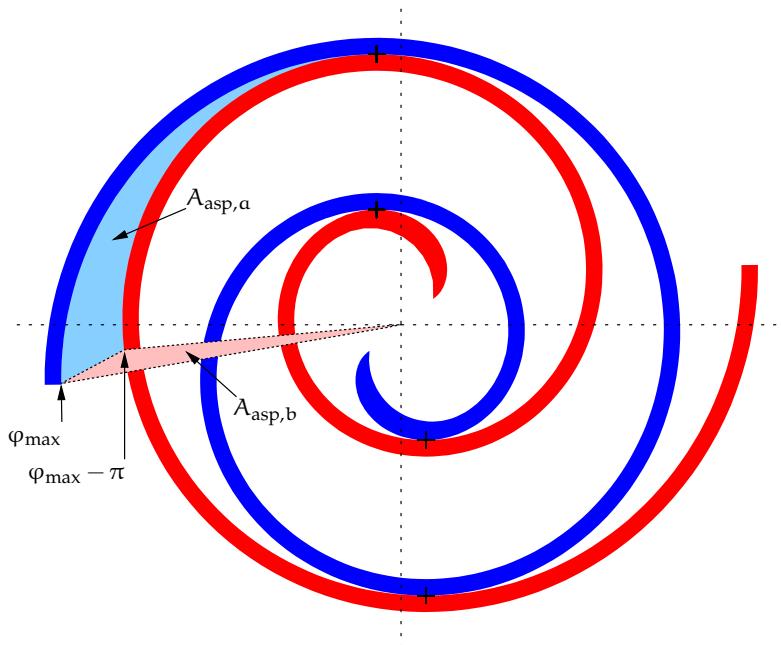


FIG. 37. Calcul du volume d'aspiration

2.5.4 Volume de la chambre de compression

Le volume de la chambre de compression est défini par l'aire comprise entre les développantes des spirales mobile et fixe entre deux points de contact, multiplié par la hauteur des spirales. La définition de la chambre de compression en fonction de l'angle de rotation θ a été donnée dans le paragraphe 2.4. Le volume est donc décrit par la fonction définie par morceaux suivante :

$$V_{\text{com}}(\theta) = \begin{cases} \frac{h}{2} \left(\int_{\varphi_{ci,k}}^{\varphi_{ci,k+1}} \left\| \tilde{\mathbf{s}}_{fi} \times \frac{d \tilde{\mathbf{s}}_{fi}}{d\varphi} \right\| d\varphi - \int_{\varphi_{ce,k}}^{\varphi_{ce,k+1}} \left\| \tilde{\mathbf{s}}_{me} \times \frac{d \tilde{\mathbf{s}}_{me}}{d\varphi} \right\| d\varphi \right) \\ \text{où } k = \begin{cases} 1 & \text{si } \exists \varphi_{ci,1} \\ 2 & \text{si } \exists \varphi_{ci,3} \end{cases} \\ V_{01}(\theta) \text{ sinon} \end{cases} \quad (2.40)$$

$$= \begin{cases} h r_b r_o \pi (2\theta - \varphi_{e0} - \varphi_{i0} + \pi) & \text{si } \theta \geq \theta^{\text{ref}} \\ h r_b r_o \pi (2\theta - \varphi_{e0} - \varphi_{i0} + 5\pi) & \text{si } \theta \leq \theta^{\text{asp}} \\ V_{01}(\theta) & \text{sinon} \end{cases}$$

2.5.5 Volume de la chambre de refoulement

La définition de la chambre de refoulement en fonction de l'angle de rotation θ a été donnée dans le paragraphe 2.4. Le calcul du volume donne

donc :

$$\begin{aligned} V_{\text{ref}}(\theta) &= \begin{cases} \frac{1}{2} V_0(\theta) & \text{si } \exists \varphi_{ci,1} \vee \exists \varphi_{ci,3} \\ \frac{1}{2} V_{00}(\theta) & \text{sinon} \end{cases} \\ &= \begin{cases} \frac{1}{2} V_0(\theta) & \text{si } (\theta \geq \theta^{\text{ref}}) \vee (\theta \leq \theta^{\text{asp}}) \\ \frac{1}{2} V_{00}(\theta) & \text{sinon} \end{cases} \end{aligned} \quad (2.41)$$

2.6 CALCUL DE L'aire des sections de fuite

Pour un compresseur réel, les pressions dans les différentes chambres diffèrent des pressions idéales car la chambre n'est pas complètement hermétique.

D'une part, ces fuites augmentent la consommation énergétique (travail) du compresseur. En effet, le gaz qui fuit de la chambre dans laquelle règne une pression élevée vers la chambre où règne une pression plus faible sera donc recompressé. D'autre part, les fuites font baisser le rendement volumétrique du compresseur.

Comme l'illustre la figure 38, deux sortes de fuites existent dans le compresseur scroll :

LES FUITES TANGENTIELLES : le gaz fuit à travers le jeu (δ_T) existant entre les deux spirales car le point de contact n'est pas parfait. Dans la suite l'aire d'une section de fuite tangentielle entre les chambres x et y sera notée $S_{T,x-y}$;

LES FUITES RADIALES : le gaz fuit à travers le jeu (δ_R) existant entre le joint le long d'une spirale et l'autre spirale. Dans la suite l'aire d'une section de fuite radiale entre les chambres x et y sera notée $S_{R,x-y}$.

2.6.1 Fuites tangentielles

L'aspiration et le refoulement sont traités comme des fuites tangentielles dans le modèle. Les modèles physiques des fuites étant les mêmes, cela n'a par ailleurs aucune influence sur le résultat de la simulation.

Quand un point de contact existe entre les chambres x et y , les fuites seront calculées de la façon suivante :

$$S_{T,x-y} = \delta_T h \quad (2.42)$$

où h représente la hauteur des spirales et δ_T , le jeu tangentiel entre les spirales.

L'aire de la section d'aspiration (voir FIG. 39) a été donnée par Tojo *et al.* [87] :

$$S_{T,\text{amb-asp}}(\theta) = h (r_o (1 - \cos(\theta - \theta^{\text{asp}}) + \delta_T), \quad (2.43)$$

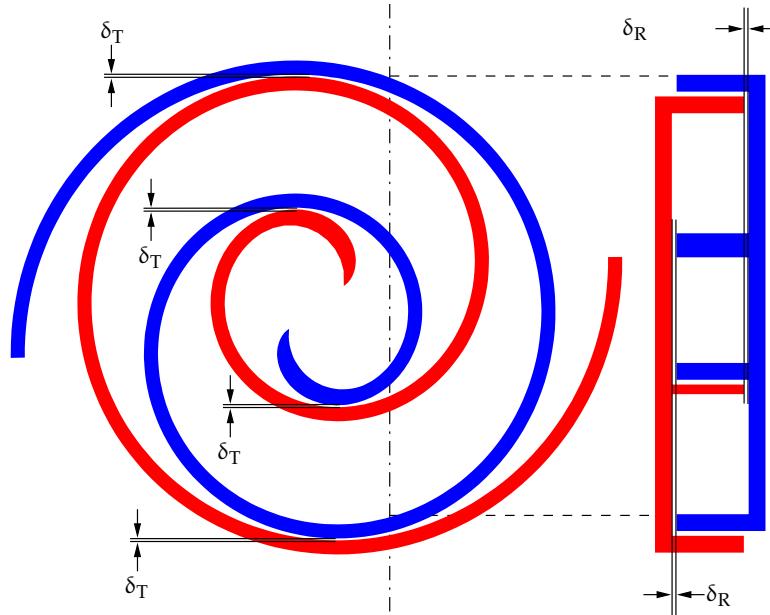


FIG. 38. Deux sortes de fuites : fuites tangentielle (indice T) et radiale (indice R)

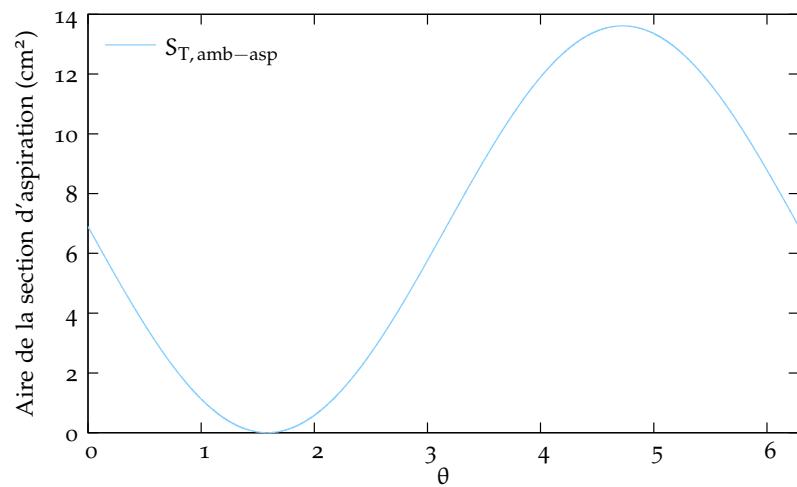


FIG. 39. Aire de la section d'aspiration

sous l'hypothèse que la courbure de la développante interne est négligée (c.-à-d., elle peut être représentée par une ligne droite).

Le calcul de l'aire de la section de fuite entre les chambres de compression et de refoulement (voir FIG. 33 page 64) est donné par Tojo *et al.* [87]. Cette fuite existe si et seulement si la chambre de compression est ouverte sur la chambre de refoulement (c.-à-d., s'il n'existe pas de point de contact entre ces deux chambres). Donc,

$$\begin{aligned} S_{T, \text{com-ref}} &= \begin{cases} \delta_T h & \text{si } \exists \varphi_{ci,1} \vee \exists \varphi_{ci,3} \\ h l_{ref}(\theta) & \text{sinon} \end{cases} \\ &= \begin{cases} \delta_T h & \text{si } (\theta \geq \theta^{\text{ref}}) \vee (\theta \leq \theta^{\text{asp}}) \\ h l_{ref}(\theta) & \text{sinon} \end{cases} \quad (2.44) \end{aligned}$$

où l'expression de $l_{ref}(\theta)$ est donnée par (2.35) (page 69) et représentée sur la figure 36(b) (page 68).

L'aire de la section de fuite existant entre les deux chambres de refoulement (voir FIG. 33 page 64) est donnée par la distance entre les pointes des deux spirales multipliée par la hauteur des spirales h . Son expression est la suivante :

$$\begin{aligned} S_{T, \text{ref-ref}} &= 2h \|\tilde{S}_{fe}(\varphi_{es})\| \\ &= h [4r_b^2 (\varphi_{es}^2 - 2\varphi_{es}\varphi_{e0} + \varphi_{e0}^2 + 1) \\ &\quad - 4r_b r_o ((\varphi_{es} - \varphi_{e0}) \cos(\theta - \varphi_{es}) \\ &\quad + \sin(\theta - \varphi_{es})) + r_o^2]^{1/2} \quad (2.45) \end{aligned}$$

2.6.2 Fuites radiales

Dans la plupart des références [40, 91], les auteurs font une hypothèse en supposant, *a priori*, quelle chambre a la pression la plus élevée. Par conséquent, ils calculent l'aire de la section de fuite en connaissant le sens du fluide (*entrant* ou *sortant* de la chambre). Pendant le refoulement, le sens du fluide échangé entre les chambres n'est pas forcément connu. Ceci est d'autant plus vrai si le processus n'est pas considéré comme symétrique : les pressions des chambres de compression ne sont pas égales.

Comme l'illustrent les figures 41 et 42 (page 77 et 78), la valeur numérique de l'aire des sections de fuite dépend du sens du gaz, si le gaz fuit de la chambre x vers la chambre y ou *vice versa*. Dans un cas, l'aire devrait être calculée à partir de la longueur d'arc de la développante interne et dans l'autre cas à partir de la longueur d'arc de la développante externe.

Afin de simplifier la description du problème, l'épaisseur de la spirale sera considéré comme étant assez petite pour ne pas distinguer les deux cas : l'aire de la section de fuite sera le même, que le gaz aille de la chambre x vers la chambre y ou de la chambre y vers la chambre x .

La longueur d'arc moyenne l_{moy} des spirales sera donc utilisée. L'expression de la développante médiane des développantes interne et externe, $\tilde{S}_{moy}(\varphi)$ est donnée par l'expression suivante :

$$\tilde{S}_{moy}(\varphi) = r_b t(\varphi) - r_b \left(\varphi - \frac{\varphi_{i0} + \varphi_{e0}}{2} \right) n(\varphi) + \frac{1}{2} r_o n(\theta) \quad (2.46)$$

Le calcul de la longueur d'arc est déduit de l'équation intrinsèque (2.4) de la développante :

$$\frac{d l_{moy}(\varphi)}{d \varphi} = r_b \left(\varphi - \frac{\varphi_{i0} + \varphi_{e0}}{2} \right) = \rho(\varphi) \quad (2.47)$$

où ρ est le rayon de courbure de la développante.

Ainsi, la longueur d'arc de la développante médiane entre les angles φ_1 et φ_2 est donnée par l'expression suivante :

$$\begin{aligned} l_{moy}(\varphi_1 \rightarrow \varphi_2) &= \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} r_b \left(\varphi - \frac{\varphi_{i0} + \varphi_{e0}}{2} \right) d\varphi \\ &= \frac{1}{2} r_b (\varphi_2 - \varphi_1) (\varphi_1 + \varphi_2 - \varphi_{e0} - \varphi_{i0}) \end{aligned} \quad (2.48)$$

D'après les figures 34, 41 et 42 (pages 66, 77 et 78), il existe six différentes fuites radiales.

Afin de calculer les aires de ces fuites, plusieurs cas doivent être distingués :

1. le premier point de contact $\varphi_{cx,1}$ existe (FIG. 41(a));
2. l'angle de rotation θ est plus petit que $\varphi_{max} - 3\pi$ (FIG. 41(b));
3. les deux chambres de compression s'ouvrent dans la chambre de refoulement : $\varphi_{cx,1}$ n'existe plus (FIG. 42(a));
4. le dernier point de contact $\varphi_{cx,3}$ existe (FIG. 42(b)).

Pour le second cas, d'une part, il n'y a plus de fuites entre la chambre de compression et l'extérieur du compresseur : les fuites ont lieu seulement entre la chambre de compression et la chambre d'aspiration ; d'autre part, des fuites entre les deux chambres d'aspiration apparaissent : elles ne seront pas considérées ici car les pressions des deux chambres sont très proches, voire égales.

Les différentes fuites sont tracées en fonction de l'angle de rotation θ sur la figure 40.

Fuites entre les chambres de refoulement et de compression

Les fuites radiales entre les chambres de refoulement et de compression sont calculées dans le cas où $\varphi_{cx,1}$ existe (voir FIG. 41(a)) ou $\varphi_{cx,3}$ existe

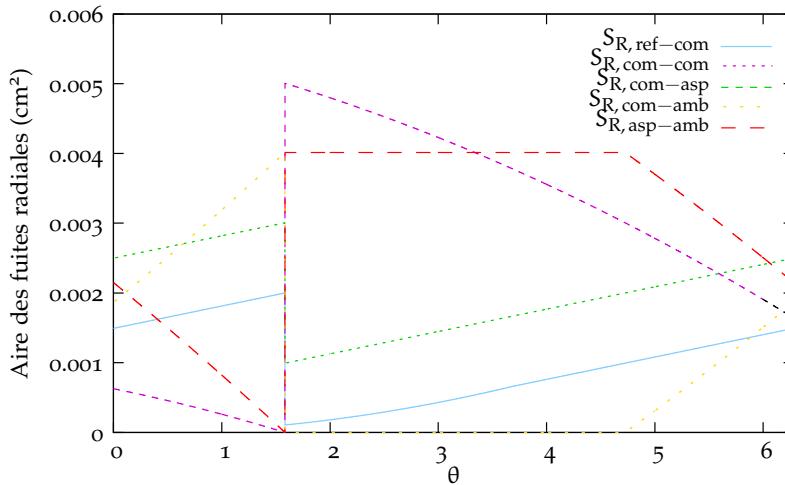


FIG. 40. Aire des sections de fuites radiales en fonction de l'angle de rotation

(voir FIG. 42(b)). Ainsi,

$$S_{R, \text{ref-com}} = \delta_R \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \rho(\varphi) d\varphi \quad (2.49)$$

avec

$$\begin{cases} \varphi_1 = \varphi_{ce,1} \text{ et } \varphi_2 = \varphi_{ci,1} & \text{si } \exists \varphi_{ce,1} \\ \varphi_1 = \varphi_{ce,2} \text{ et } \varphi_2 = \varphi_{ci,2} & \text{si } \exists \varphi_{ce,3} \\ \varphi_1 = \varphi_{es} \text{ et } \varphi_2 = \varphi_{ce,2} - \pi & \text{sinon} \end{cases}$$

$$= \begin{cases} \frac{\delta_R r_b \pi}{2} (2\theta - \varphi_{e0} - \varphi_{i0} - \pi) & \text{si } \theta \geq \theta^{\text{ref}} \\ \frac{\delta_R r_b \pi}{2} (2\theta + 3\pi - \varphi_{e0} - \varphi_{i0}) & \text{si } \theta \leq \theta^{\text{asp}} \\ \frac{\delta_R r_b \pi}{2} (\theta - \varphi_{es}) (\theta - \varphi_{e0} + \varphi_{es} - \varphi_{i0}) & \text{sinon} \end{cases}$$

Fuites entre les deux chambres de compression

Les fuites radiales entre les deux chambres de compression sont calculées dans le cas où $\varphi_{cx,3}$ existe (FIG. 42(b)). Ainsi,

$$S_{R, \text{com-com}} = \delta_R \int_{\varphi_{ce,k}-\pi}^{\varphi_{ce,k}} \rho(\varphi) d\varphi \quad \text{si } k = \begin{cases} 3 & \text{si } \exists \varphi_{ce,3} \\ 2 & \text{sinon} \end{cases} \quad (2.50)$$

$$= \begin{cases} \frac{\delta_R r_b \pi}{2} (2\theta - \varphi_{e0} - \varphi_{i0} + 5\pi) & \text{si } \theta \leq \theta^{\text{asp}} \\ \frac{\delta_R r_b \pi}{2} (2\theta - \varphi_{e0} - \varphi_{i0} + \pi) & \text{sinon} \end{cases}$$

Fuites entre les chambres de compression et d'aspiration

Les fuites radiales entre les chambres de compression et d'aspiration sont calculées dans le cas où $\varphi_{ce,3}$ existe (FIG. 42(b)). Ainsi,

$$S_{R, \text{com-asp}} = h \delta_R \int_{\varphi_{ce,k}}^{\varphi_{max}-\pi} \rho(\varphi) d\varphi \quad \text{avec } k = \begin{cases} 3 & \text{si } (\exists \varphi_{ce,3}) \\ 2 & \text{sinon} \end{cases}$$

$$= \begin{cases} \frac{\delta_R r_b}{2} (\varphi_{max} - 4\pi - \theta) \cdot \\ (\theta + 2\pi + \varphi_{max} - \varphi_{e0} - \varphi_{i0}) & \text{si } \theta \leq \theta^{asp} \\ \frac{\delta_R r_b}{2} (\varphi_{max} - 2\pi - \theta) \cdot \\ (\theta + \varphi_{max} - \varphi_{e0} - \varphi_{i0}) & \text{sinon} \end{cases}$$
(2.51)

Fuites entre les chambres de compression et l'environnement extérieur

Les fuites radiales entre les chambres de compression et l'environnement externe du compresseur sont calculées si les chambres de compression sont en contact avec l'extérieur *et* avec la chambre d'aspiration (FIG. 41(a)) ou si elles sont en contact uniquement avec la chambre d'aspiration, cas dans lequel (voir FIG. 41(b)) aucune fuite n'a lieu entre les chambres de compression et l'extérieur. Ainsi,

$$S_{R, \text{com-amb}} = \begin{cases} h \delta_R \int_{\varphi_{max}-\pi}^{\varphi_{ci,k}} \rho(\varphi) d\varphi \\ \text{avec } k = \begin{cases} 3 & \text{si } (\exists \varphi_{ce,3}) \wedge (\varphi_{max} - \pi \leq \varphi_{ci,3}) \\ 2 & \text{si } (\varphi_{max} - \pi \leq \varphi_{ci,2}) \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \end{cases}$$

$$= \begin{cases} \frac{\delta_R r_b}{2} (\theta + 5\pi - \varphi_{max}) \cdot (\theta + 3\pi + \varphi_{max} - \varphi_{e0} - \varphi_{i0}) \\ \text{si } (\theta \leq \theta^{asp}) \wedge (\varphi_{max} - 5\pi \leq \theta) \\ \frac{\delta_R r_b}{2} (\theta + 3\pi - \varphi_{max}) \cdot (\theta + \pi + \varphi_{max} - \varphi_{e0} - \varphi_{i0}) \\ \text{si } \varphi_{max} - 3\pi \leq \theta \\ 0 \quad \text{sinon} \end{cases}$$
(2.52)

Fuites entre les chambres d'aspiration et l'environnement extérieur

Les fuites radiales entre les chambres d'aspiration et l'environnement extérieur sont calculées suivant les mêmes conditions que les fuites entre les

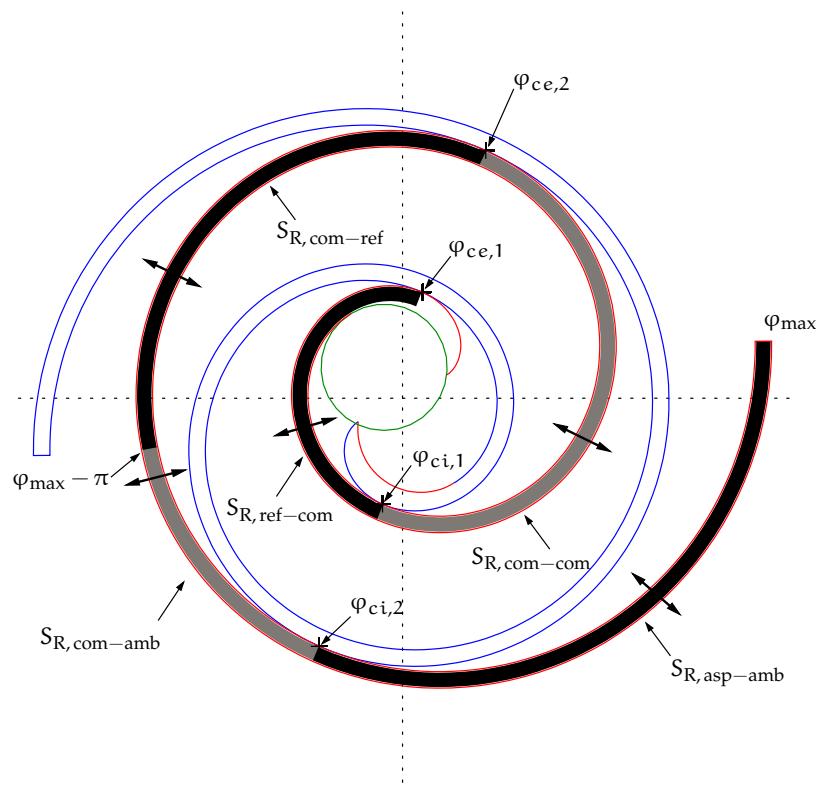
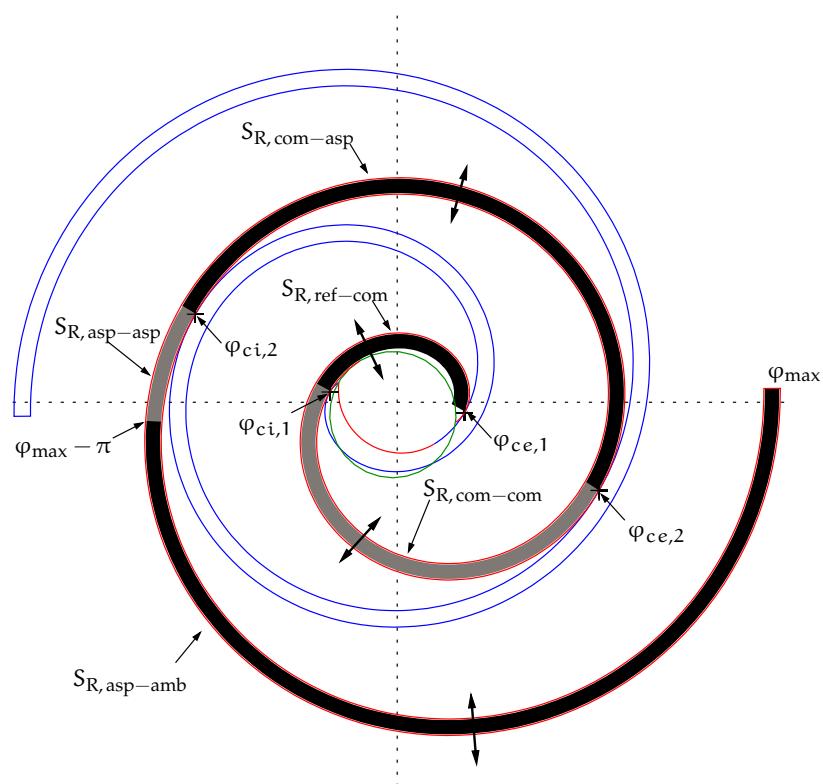

 (a) $\theta = 6.07, (\theta \geq \theta^{\text{asp}}) \wedge (\theta \geq \varphi_{\max} - 3\pi)$

 (b) $\theta = 4.4, \theta < \varphi_{\max} - 3\pi$

FIG. 41. Fuites radiales (1/2)

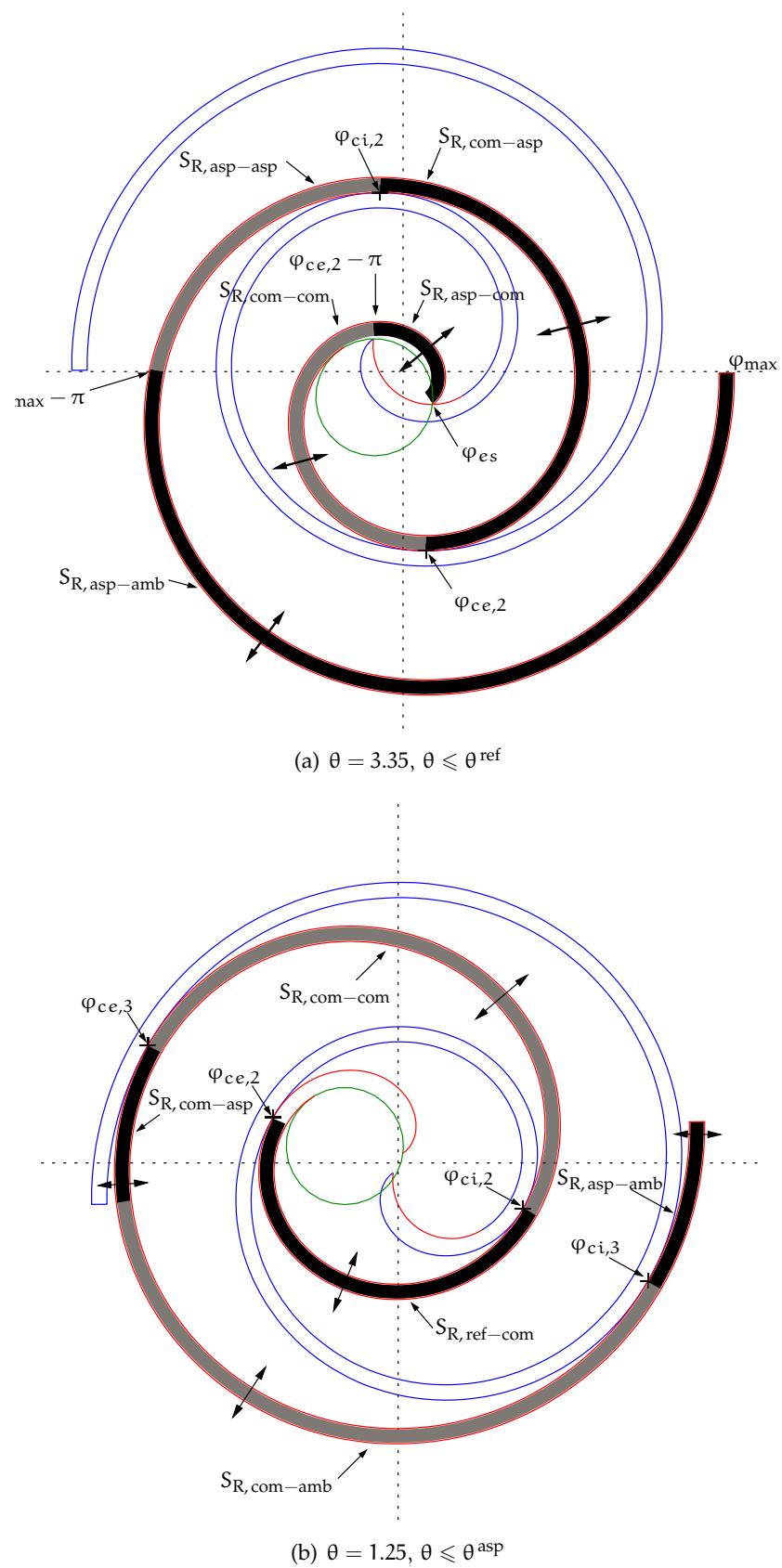


FIG. 42. Fuites radiales (2/2)

chambres de compression et l'environnement extérieur. Par conséquent,

$$\begin{aligned}
 S_{R, \text{asp-amb}} &= h \delta_R \int_{\varphi_x}^{\varphi_{\max}} \rho(\varphi) d\varphi \\
 \text{avec } \varphi_x &= \begin{cases} \varphi_{ci,3} & \text{si } \exists \varphi_{ce,3} \wedge (\varphi_{\max} - \pi \leq \varphi_{ci,3}) \\ \varphi_{ci,2} & \text{si } (\varphi_{\max} - \pi \leq \varphi_{ci,2}) \\ \varphi_{\max} - \pi & \text{sinon} \end{cases} \\
 &= \begin{cases} \frac{\delta_R r_b}{2} (\varphi_{\max} - \theta - 4\pi) \cdot (\theta + 4\pi + \varphi_{\max} - \varphi_{e0} - \varphi_{i0}) & \text{si } (\theta \leq \theta^{\text{asp}}) \wedge (\varphi_{\max} - 5\pi \leq \theta) \\ \frac{\delta_R r_b}{2} (\varphi_{\max} - \theta - 2\pi) \cdot (\theta + 2\pi + \varphi_{\max} - \varphi_{e0} - \varphi_{i0}) & \text{si } \varphi_{\max} - 3\pi \leq \theta \\ \frac{\delta_R r_b \pi}{2} (2\varphi_{\max} - \pi - \varphi_{e0} - \varphi_{i0}) & \text{sinon} \end{cases} \quad (2.53)
 \end{aligned}$$

2.6.3 Orifice de refoulement

La plupart des auteurs considèrent le refoulement comme étant symétrique afin de simplifier les calculs : dans ce cas, l'orifice est localisé au centre de la partie centrale du compresseur. Néanmoins, cette hypothèse est très forte et peut donner des résultats théoriques très divergents par rapport à l'expérimentation : pour un refoulement réel, cet orifice rend le refoulement, mais aussi les pressions des chambres de compression, dissymétriques.

Ce phénomène a été étudié et expliqué par Nieter et Gagne [64], mais ces derniers ne donnent pas les expressions mathématiques de l'aire de refoulement. Seule une description qualitative est donnée. Dans cette thèse, une approche est proposée permettant de prendre en compte les phénomènes dynamiques du refoulement.

Pour le compresseur étudié, le diamètre et la position de l'orifice de refoulement correspondent exactement à ceux du cercle interpolant introduit dans le paragraphe 2.3.2. La représentation géométrique de l'orifice de refoulement est par conséquent donnée par l'équation du cercle interpolant (2.8).

Durant le refoulement, plusieurs cas peuvent être distingués :

1. l'orifice de refoulement est en contact uniquement avec les chambres de refoulement comme l'illustre la figure 43(a). Il n'y a donc pas de fuites entre les chambres de compression et l'orifice de refoulement ; mathématiquement, $S_{ref,3} = 0$.
2. l'orifice de refoulement est divisé entre les chambres de compression et de refoulement. Dans ce cas, trois sortes de fuites existent comme l'illustre la figure 43(b).

En première approximation, les hypothèses suivantes sont posées :

H 1 L'épaisseur de la pointe de la spirale est négligeable comparée au diamètre de l'orifice de refoulement.

H 2 Quand l'aire totale des chambres de refoulement $2 A_{ref}(c.-à-d., 2 V_{ref}/h)$ est supérieure à l'aire de l'orifice de refoulement, toutes les fuites proviennent des chambres de refoulement.

Ainsi, mathématiquement,

$$H_1 \Rightarrow S_{ref,1}(\theta) + S_{ref,2}(\theta) + S_{ref,3}(\theta) = \pi r_c^2 \quad (2.54)$$

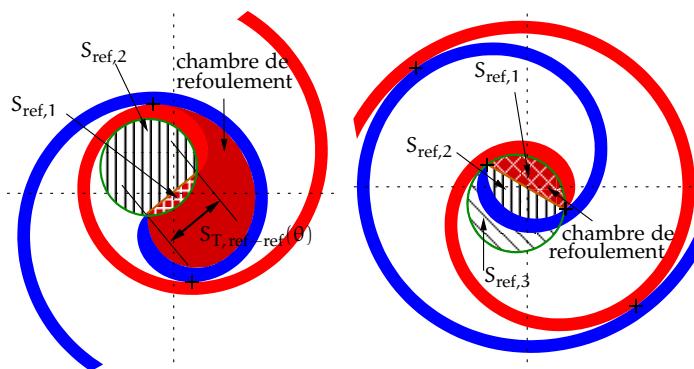
Et, d'après H1 et H2,

$$S_{ref,3}(\theta) = \begin{cases} 0 & \text{si } 2 A_{ref}(\theta) \geq \pi r_c^2 \\ \pi r_c^2 - 2 V_{ref}(\theta)/h & \text{sinon} \end{cases} \quad (2.55)$$

$$S_{ref,2}(\theta) \approx \begin{cases} \arcsin\left(\frac{S_{T,ref-ref}(\theta)}{2 h r_c}\right) r_c^2 - \frac{S_{T,ref-ref}(\theta)}{2 h} \sqrt{r_c^2 - \left(\frac{S_{T,ref-ref}(\theta)}{2 h}\right)^2} & \text{si } 2 A_{ref}(\theta) \geq \pi r_c^2 \\ V_{ref}(\theta)/h & \text{sinon} \end{cases} \quad (2.56)$$

$$S_{ref,1}(\theta) = \begin{cases} \pi r_c^2 - S_{ref,2}(\theta) & \text{si } 2 A_{ref}(\theta) \geq \pi r_c^2 \\ V_{ref}(\theta)/h & \text{sinon} \end{cases} \quad (2.57)$$

où l'expression de $V_{ref}(\theta) = h A_{ref}(\theta)$ est donnée par l'équation (2.41).



(a) L'orifice de refoulement est en contact uniquement avec les chambres de refoulement
(b) L'orifice de refoulement est divisé entre les chambres de compression et de refoulement

FIG. 43. Description du processus de refoulement

2.7 MODÈLE THERMODYNAMIQUE

Une fois la géométrie décrite, le comportement physique de chaque composant donné par la figure 34 (page 66) doit être modélisé. Comme le montre la figure 34, deux sortes de composants existent : les volumes de contrôle associés à leur variation de volume en fonction de l'angle de rotation et les composants de fuites pour lesquels l'aire de la section de fuite est donnée en fonction de l'angle de rotation. Ces deux composants sont décrits dans les parties suivantes.

2.7.1 Modèle du volume de contrôle

Le modèle du volume de contrôle est basé sur les principes de conservation d'énergie et de masse. Si l'énergie cinétique du gaz est négligée, l'énergie interne du volume de contrôle peut être écrite :

$$E = M c_v T, \quad (2.58)$$

où M est la masse du gaz, c_v sa capacité thermique massique à volume constant et T , sa température.

L'énergie interne change en fonction [39] :

1. du travail dû au changement de volume : $-p \dot{V}$;
2. de l'énergie transportée à l'intérieur et l'extérieur de la chambre à travers les fuites. En prenant l'hypothèse que le débit à travers les fuites est adiabatique, l'énergie contenue dans le débit d'air est $q H$ où q est le débit massique et H sont enthalpie qui peut être écrite aussi sous la forme $H = c_p T$ où c_p est la capacité thermique massique à pression constante ;
3. des dissipations et des pertes énergétiques dans l'environnement externe, \dot{Q} .

Ainsi, la variation d'énergie à l'intérieur d'un volume de contrôle peut être écrite sous la forme suivante :

$$\dot{E} = -p \dot{V} + \sum_i q_i T_i + \dot{Q}. \quad (2.59)$$

Il doit être noté que les débits massiques peuvent être aussi bien positifs que négatifs suivant la pression interne et les pressions à l'extérieur de la chambre. Si la pression dans la chambre est supérieure à celle à l'extérieur, le gaz sortira de la chambre ($q < 0$) : la température du gaz sera égale à la température de la chambre T . Dans l'autre cas, si la pression externe est supérieure à celle régnant à l'intérieur de la chambre, le gaz entrera dans la chambre ($q > 0$) à la température régnant à l'extérieur (chambre adjacente ou température externe).

Si \dot{Q} est négligé, comme ce sera le cas dans ce modèle, (2.58) et (2.59) peuvent être combinées. Il en résulte une équation différentielle ordinaire liant la pression p et la température T du volume de contrôle :

$$V \frac{dp}{dt} = \gamma r \sum_i q_i T_i - \gamma p \frac{dV}{dt} \quad (2.60)$$

où r représente la constante du gaz ($c_p - c_v$) et γ le rapport des capacités thermiques.

La dérivée par rapport au temps du volume peut être écrite en fonction de la vitesse de rotation Ω du compresseur et de la dérivée du volume calculé analytiquement :

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dV}{d\theta} \cdot \Omega \quad (2.61)$$

En considérant (2.61), l'équation (2.60) devient,

$$V \frac{dp}{dt} = \gamma r \sum_i q_i T_i - \gamma p \frac{dV}{d\theta} \cdot \Omega. \quad (2.62)$$

Finalement, l'équation de conservation de masse peut être écrite :

$$\frac{dM}{dt} = \frac{d\rho V}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{pV}{rT} \right) = \sum_i q_i. \quad (2.63)$$

En réarrangeant (2.63), une seconde équation, liant la pression et la température de la chambre, peut être trouvée,

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T}{p} \frac{dp}{dt} + \frac{T}{V} \frac{dV}{d\theta} \Omega - \frac{rT^2}{pV} \sum_i q_i. \quad (2.64)$$

À partir des équations (2.62) et (2.64), la pression et la température peuvent être calculées dans chaque chambre en connaissant les débits massiques à travers les fuites de la chambre.

Le composant représentant le volume de contrôle (chambre) impose la pression et la température aux composants de fuites alors que ces derniers imposent les débits massiques.

2.7.2 Modèle du composant de fuite

Le composant représentant les fuites est assimilé à une fuite isentropique. Celle-ci permet de déterminer les débits massiques à travers les sections de fuites, d'aspiration et de refoulement.

Le débit massique à travers une section de fuite est [96] :

$$q = \begin{cases} C_d A p_{up} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1) R T_{up}} \left(\frac{p_{down}}{p_{up}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{down}}{p_{up}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} & \text{si } \frac{p_{down}}{p_{up}} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ C_d A p_{up} \sqrt{\frac{\gamma}{R T_{up}} \left(\frac{2}{\gamma-1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} & \text{sinon} \end{cases} \quad (2.65)$$

où C_d est le coefficient de débit, A , l'aire de la section de fuite. p_{up} et p_{down} représentent, respectivement, les pressions maximale et minimale aux extrémités du composant de fuite.

Le composant de fuite impose le débit massique.

2.8 SIMULATION ET COMPARAISON EXPÉRIMENTALE

Le modèle du compresseur a été réalisé dans le langage VHDL-AMS. Ce langage présenté en détail dans le chapitre de la modélisation de la pile à combustible (chapitre 4).

2.8.1 Déroulement de la simulation

La topologie du modèle a été présentée sur la figure 34 (page 66). À chaque chambre et à chaque fuite sont associés la loi de variation géométrique correspondante et le comportement physique présentés dans les parties précédentes.

Afin de simuler le système, les conditions limites et initiales doivent être données. Dans ce cas, il s'agira des conditions atmosphériques : les conditions limites sont la pression et la température ambiantes et toutes les chambres du compresseur sont initialisées à ces valeurs. Comme il l'a été expliqué auparavant dans le paragraphe 2.4, le processus de compression est périodique pour chaque chambre : il démarre à $\theta = \theta^{asp}$ et termine à $\theta \equiv \theta^{asp}[2\pi]$. Après un cycle complet, la chambre n devient la chambre $n+1$: la chambre d'aspiration devient la chambre de compression et la chambre de compression devient la chambre de refoulement. Après chaque cycle (c.-à-d., quand $\theta = \theta^{asp}$), les conditions finales (pression et température) de la chambre n sont transférées dans la chambre $n+1$. La chambre d'aspiration, dont le volume est nul à cet instant, est réinitialisée à la pression et à la température ambiantes.

Comme l'illustre la figure 34, la pression de sortie du compresseur est imposée par le tuyau de sortie, considéré comme un volume de contrôle : il a un volume constant arbitraire. Le débit massique de sortie est imposé par la vanne (considérée comme un composant de fuite) pour laquelle l'ouverture

(l'aire de la section de fuite) est contrôlable. Il est donc possible de contrôler la pression dans le tuyau au moyen de la vanne et le débit massique au moyen de la vitesse de rotation du compresseur : dans ce cas, tous les points de la carte du compresseur peuvent être simulés. Il s'agit exactement du même type de contrôle effectué sur le banc de test réel présenté dans le chapitre 3.

Afin de pouvoir comparer les puissances expérimentales et simulées mais aussi dans l'objectif de calculer les ondulations de couple mécanique, il est nécessaire, de calculer la puissance mécanique P du compresseur dont l'expression est donnée par [96] :

$$P = \sum_{i \in \{\text{asp, com, ref}\}} -(p_i - p_{\text{asp}}) \frac{dV}{d\theta} \Omega \quad (2.66)$$

Le couple mécanique Γ peut être déduit de la puissance à partir de la formule suivante :

$$\Gamma = \frac{P}{\Omega} \quad (2.67)$$

2.8.2 Comparaison entre la simulation et l'expérimentation

La description du banc de test est donnée dans le chapitre 3.

Comme pour la simulation, les actionneurs du banc de test (vanne et machine électrique) permettent de faire varier précisément la vitesse de rotation du compresseur et l'ouverture de la vanne. Le couple (vitesse de rotation, ouverture de la vanne) détermine quel sera le débit massique d'air en sortie du compresseur et la pression dans le tuyau. Sur le banc de test, un script d'automatisation permet de balayer l'ensemble des couples (vitesse de rotation, ouverture de la vanne) et de relever les couples (débit, pression) correspondants en régime permanent.

Dépendance débit-massique et vitesse de rotation

La figure 44 montre la comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus en simulation du débit massique en fonction de la vitesse de rotation (pour toutes les pressions possibles). La simulation prédit relativement bien le débit massique jusqu'à une vitesse de 2 500 tr/min. La différence entre la simulation et l'expérience peut être expliquée par le fait que les aires des sections de fuites internes, considérées constantes dans la simulation, ne le sont pas en réalité. Dans son modèle, Halm [40] ne les considèrent pas constantes mais dépendantes de la pression interne du compresseur ; cette dépendance est donnée par le constructeur du compresseur. Sur le compresseur étudié, le constructeur n'a pas fourni ces informations et une identification devra être réalisée afin d'affiner le modèle.

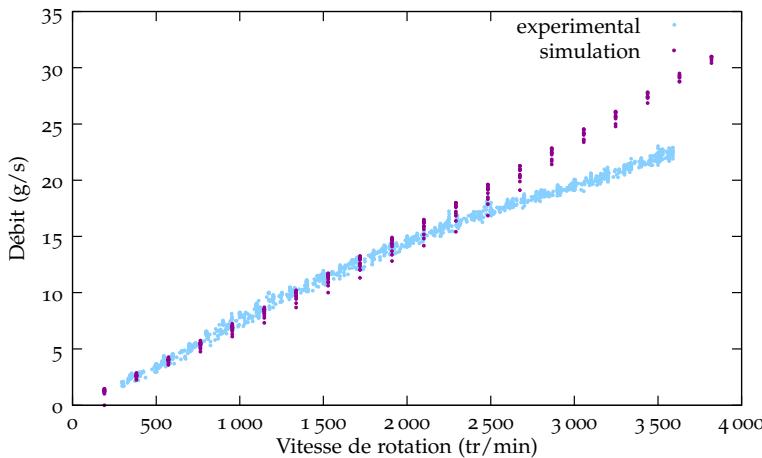


FIG. 44. Comparaison des résultats simulés et expérimentaux de la dépendance entre la vitesse de rotation et le débit massique pour tous les points de fonctionnement (pressions)

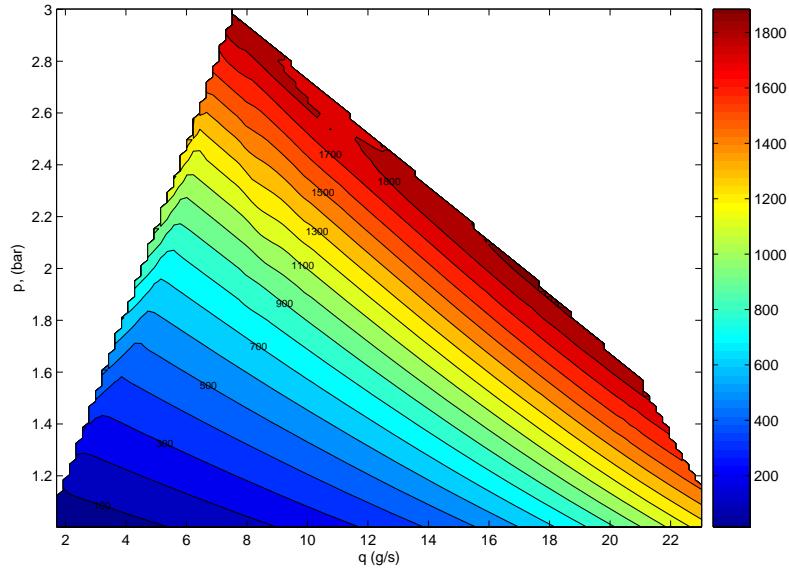
Carte des iso-puissances

Les cartes des iso-puissances expérimentales et simulées sont données, respectivement, par les figures 45(a) et 45(b). Les résultats sont en bonne concordance. Les différences existantes peuvent être expliquées par l'estimation des fuites, mais aussi, par les échanges thermiques avec l'extérieur qui ont été négligées (hypothèse adiabatique). Cette dernière hypothèse est relativement forte : un modèle plus fin, basé sur les travaux de Winandy [95] et Halm [40], sera établit afin de prendre en compte ces échanges thermiques.

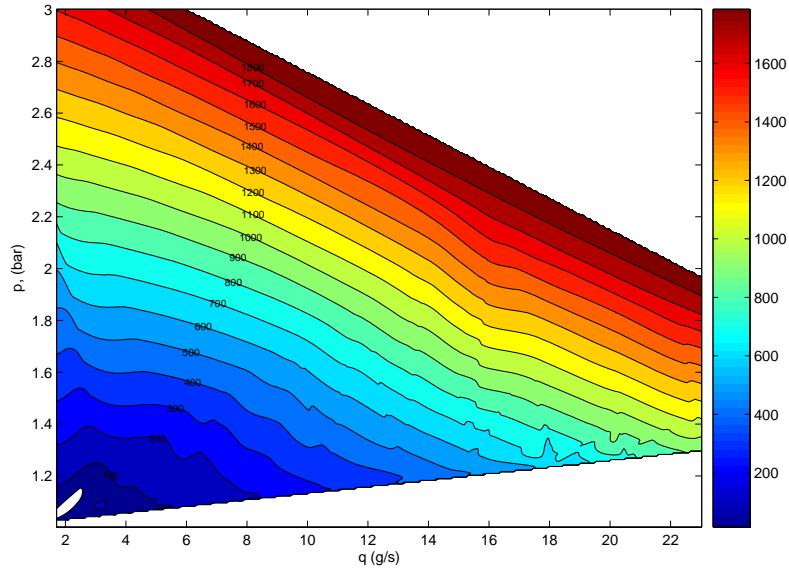
Fonctionnement inadapté du compresseur

Comme il l'a été expliqué auparavant, le modèle ne considère pas le processus de compression comme étant symétrique : une des chambres de compression (chambre de compression A sur FIG. 34) commence à s'ouvrir dans le tuyau avant l'autre chambre. En simulation, deux cas ont été testés et sont reportés dans ce rapport :

- le premier (FIG. 46) est pour une pression externe (dans le tuyau) plus basse quand celle régnant dans la chambre de compression : comme le montre la figure, quand la chambre de compression A commence à s'ouvrir dans le tuyau, l'air s'écoule de la chambre de compression vers le tuyau avec pour résultat une chute de pression à l'intérieur de la chambre. Le diagramme PV correspondant est donné par la figure 48(a) ;
- le second (FIG. 47) est pour une pression externe plus grande que celle régnant dans la chambre de compression : comme le montre la figure, quand la chambre de compression A commence à s'ouvrir dans le tuyau, l'air s'écoule du tuyau vers la chambre de compression avec pour ré-



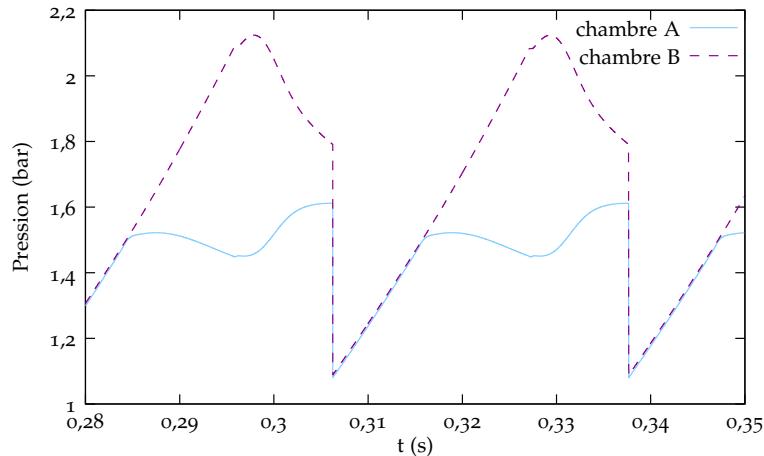
(a) Carte expérimentale des iso-puissances



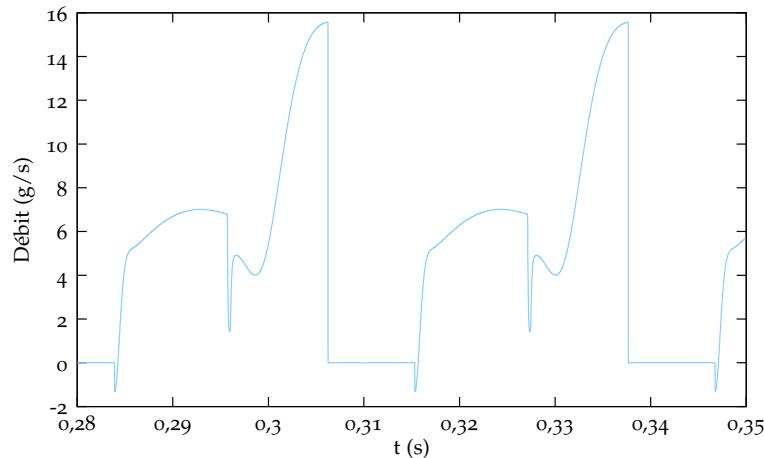
(b) Carte simulée des iso-puissances

FIG. 45. Cartes des iso-puissances expérimentale et simulée

sultat une augmentation de la pression à l'intérieur de la chambre de compression. Dans ce cas, l'air est compressé à nouveau entraînant une consommation énergétique supplémentaire. Le diagramme PV correspondant est donné par la figure 48(b).



(a) Pressions dans les chambres de compression A et B

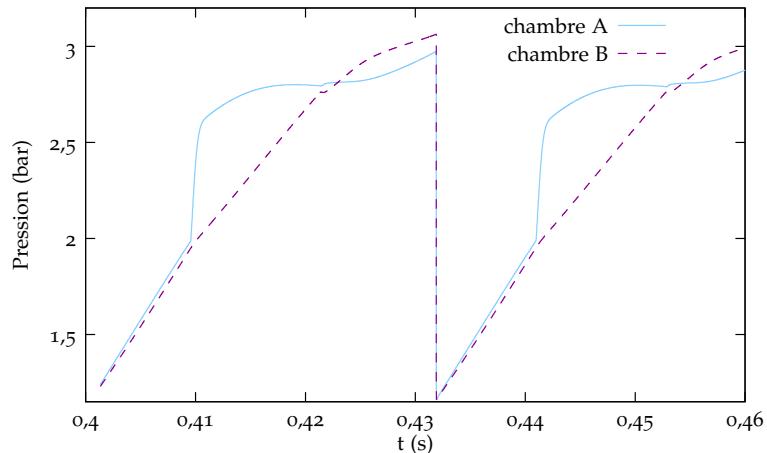


(b) Débit entre la chambre de compression A et la chambre de refoulement

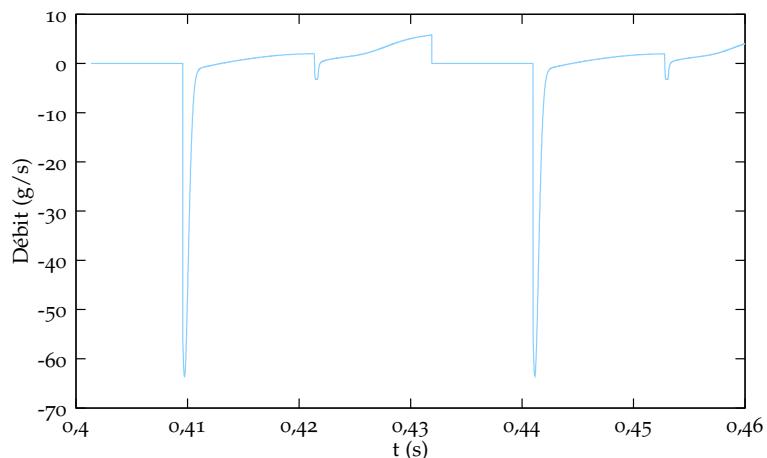
FIG. 46. Pression de sortie inférieure au rapport de compression interne du compresseur

Ondulations de pression

Il a été souligné que, pour un système pile à combustible, les ondulations de pressions dues au compresseur doivent être limitées. Trois simulations sont présentées dans ce rapport permettant d'évaluer l'ondulation de pression prédictive par le modèle. Dans ces simulations la vitesse augmente linéairement

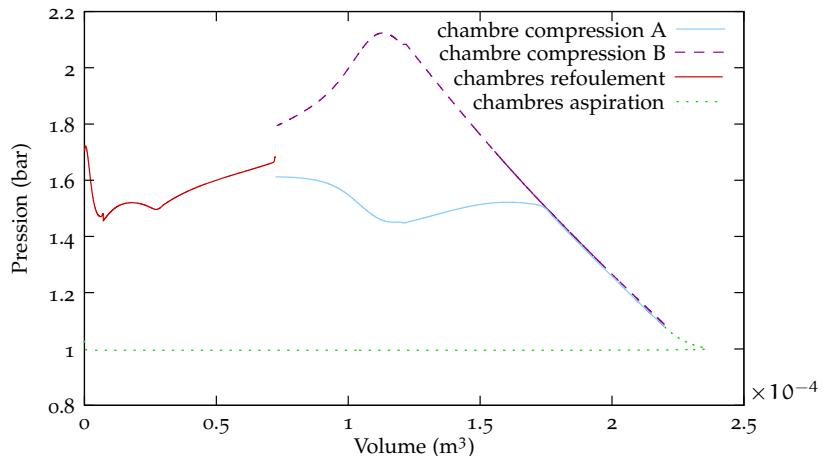


(a) Pressions dans les chambres de compression A et B

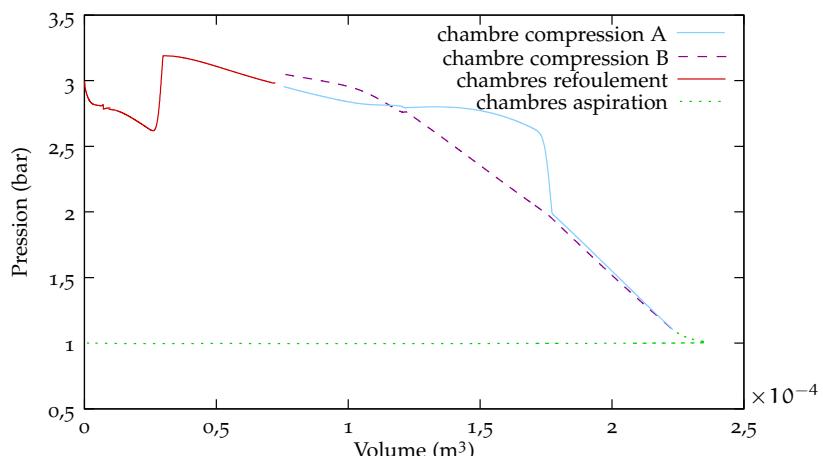


(b) Débit entre la chambre de compression A et la chambre de refoulement

FIG. 47. Pression de sortie supérieure au rapport de compression interne du compresseur



(a) Pression de sortie inférieure au rapport de compression interne du compresseur



(b) Pression de sortie supérieure au rapport de compression interne du compresseur

FIG. 48. Diagrammes PV du compresseur

Les résultats expérimentaux d'ondulation de pression sont présentés dans le chapitre 3 (page 114) : ils montrent des ondulations de pression inférieures

jusqu'à la vitesse maximale du compresseur pour une ouverture de vanne donnée : la pression de sortie, *non filtrée*, est enregistrée dynamiquement. Les résultats sont présentés sur la figure 49.

Les résultats montrent que le modèle du compresseur prédit des ondulations de pression acceptables pour une pile à combustible, à condition de travailler à des pressions inférieures à 2 bar. En effet, comme l'indique la figure 49(a), l'augmentation de l'ondulation de pression est relativement importante à partir d'une vitesse de 200 rad/s. Au-delà de cette vitesse, la simulation prévoit des ondulations de pression très importantes allant quasiment jusqu'à 1 bar.

La pile envisagée dans projet Fisypac ne doit fonctionner qu'à une pression de 1,5 bar : ce compresseur est donc adapté du point de vue des ondulations de pression, à condition de bien respecter la limite maximale en pression de 2 bar.

Processus d'aspiration : effet de suralimentation

Le processus d'aspiration a été analysé pour différentes vitesses de rotation du compresseur (FIG. 50). Comme celui présenté par Nieter [63], ce modèle démontre sa capacité à prédire l'effet de la vitesse de rotation sur l'efficacité de l'aspiration : le modèle montre que le gaz, à l'aspiration, commence à être compressé avant que la chambre d'aspiration ne se ferme et que la compression ne commence. Ce phénomène est connu sous le nom de l'*« effet de suralimentation » (supercharging effect)*. Contrairement au modèle présenté par Nieter [63], l'aspiration est traité avec la compression en tenant compte des fuites : Nieter a simplement traité l'aspiration et ne considère pas l'effet de la chambre de compression adjacente dont la pression est plus élevée et à travers laquelle de l'air peut fuir. Dans les résultats donnés sur la figure 50, la pression au début de l'aspiration (remarque : la courbe a été déphasé à $\theta = 0$) est supérieure à la pression atmosphérique car de l'air s'écoule de la chambre de compression vers la chambre d'aspiration : ce phénomène n'a pas été mis en évidence dans [63].

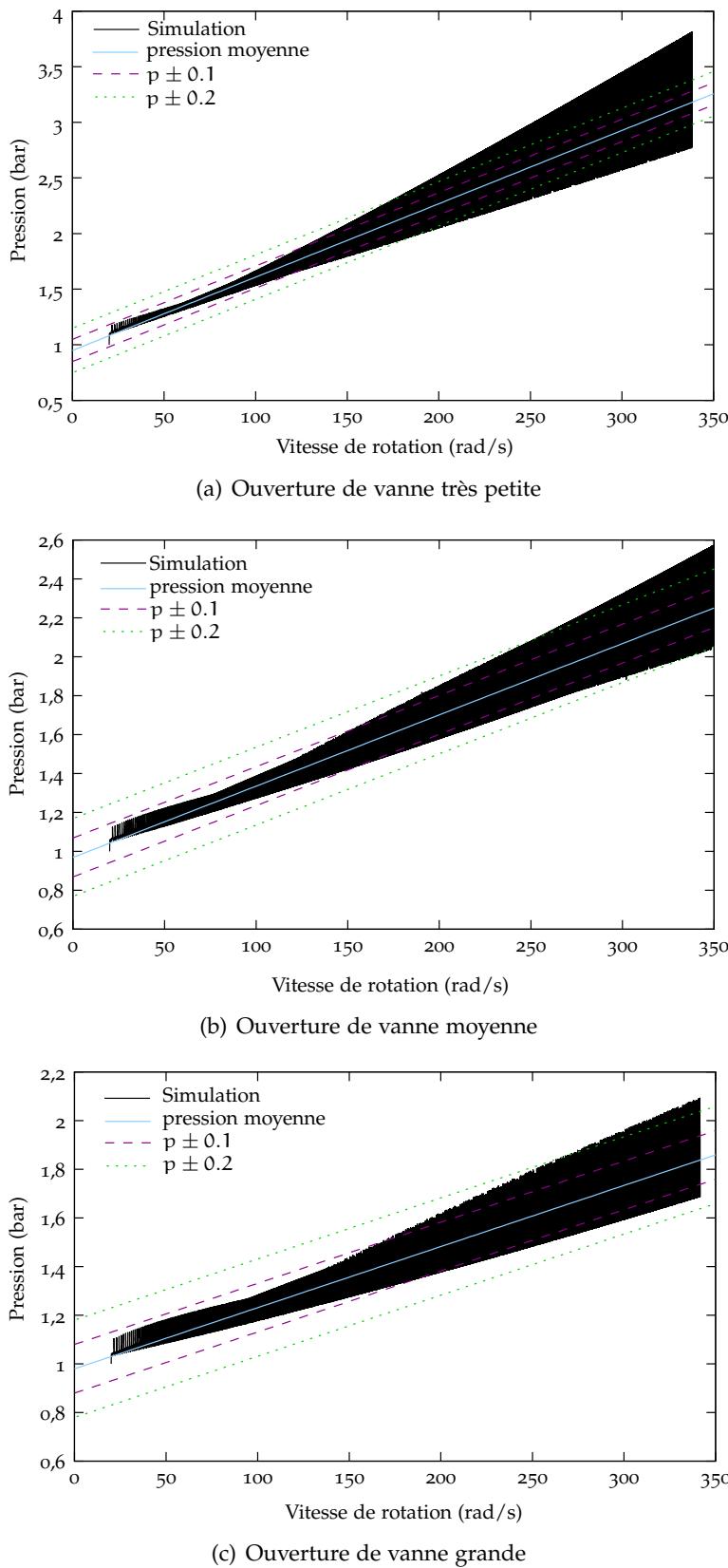


FIG. 49. Ondulations de pression en fonction de la vitesse de rotation pour une position de vanne fixe

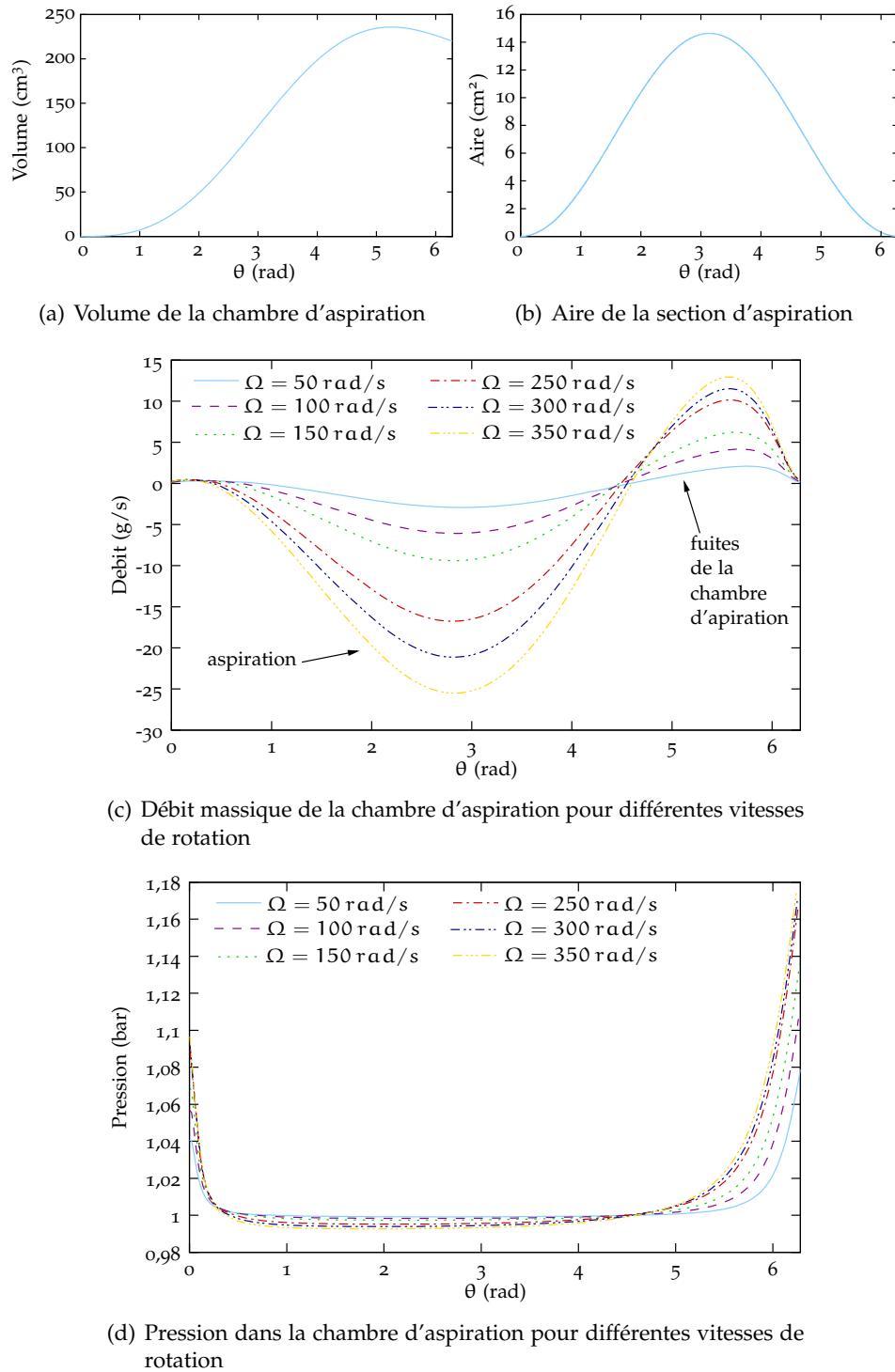


FIG. 50. Processus d'aspiration pour différentes vitesses de rotation

2.9 RÉSUMÉ ET CONCLUSION

Une méthode originale de modélisation du compresseur scroll, basée sur la géométrie, a été présentée. Les volumes des chambres sont décrits analytiquement avec un minimum d'hypothèses simplificatrices, les fuites radiales et tangentialles sont prises en compte et le processus de refoulement n'est pas considéré comme symétrique. Ce dernier point, permet de prédire les ondulations de pression en sortie du compresseur, et donc dans les canaux cathodiques de la pile à combustible.

Même si ce modèle a été prévu pour être intégré à une pile à combustible, il devrait permettre d'effectuer des simulations pour d'autres types d'applications telles que les applications de réfrigération avec d'autres gaz comme le CO₂ ou des gaz réfrigérants.

Le modèle du compresseur devra être intégré par la suite avec son entraînement électrique qui, optimisés ensemble, permettront d'avoir un moteur-compresseur adapté à une pile à combustible donnée.

L'intégration du processus d'humidification dans le modèle du compresseur (injection d'eau à l'intérieur d'une chambre ou en sortie du compresseur), permettra de déterminer si cette solution est intéressante ou non. Un banc de test de compresseur-humidificateur est actuellement en cours de montage : l'injection d'eau est réalisée au moyen d'un atomiseur ultrasonique (Lechler) commandé par le système dSPACE. L'intérêt de ce système est d'obtenir des micro-gouttelettes augmentant la surface d'échange afin de faciliter l'évaporation de l'eau. Dans un premier temps l'injection sera réalisée en aval du compresseur et, dans un second temps, l'injection directe d'eau dans une chambre du compresseur pourra être envisagée.

Le compresseur ne peut être contrôlé sans connaître son influence directe sur la pile à combustible. Il a été vu dans le chapitre 1, que la gestion de l'air ne consistait pas seulement à fournir un débit d'air en fonction du courant délivré par la pile. Les dépendances entre le débit d'air (coefficient de rapport à la stœchiométrie), la pression (vanne de contrôle), l'humidification (système d'humidification), le courant (charge) et la température (système de refroidissement) sont très complexes. Il est donc nécessaire d'avoir un modèle de pile à combustible qui prenne en compte le maximum de ces interdépendances. Le compresseur, le moteur associé à son convertisseur statique et la pile à combustible (objet du chapitre 4) doivent pouvoir être simulés ensemble afin de contrôler le système dans sa globalité. Cette simulation complète a été faite en utilisant le langage VHDL-AMS pour les raisons exposées dans le chapitre 4.

Chaque modèle de compresseur doit nécessairement être validé expérimentalement : pour cela un banc de tests modulaire et automatisé de compresseurs pour piles à combustible a été mis en place au laboratoire. Il est présenté dans le prochain chapitre.

3

ESSAIS DU COMPRESSEUR SCROLL

3.1 INTRODUCTION

Les essais du compresseur scroll ont servi, d'une part, à valider le modèle présenté dans le chapitre 2. D'autre part, ils ont eu pour objectif d'évaluer si cette technologie répond au cahier des charges d'une pile à combustible en termes de débit d'air, d'ondulations de pression, de consommation électrique et de dynamique.

À cette fin, un banc de tests de compresseurs a été mis en place. Celui-ci a été réalisé de la façon la plus modulaire possible. Les capteurs, les actionneurs et l'instrumentation ont été dimensionnés afin de couvrir des gammes de fonctionnement larges.

Un logiciel d'acquisition de données et d'automatisation de tests a été également mis en place (dans le langage Python) afin que les tests soient réalisés le plus rapidement possible et de manière reproductible. Ce programme est également générique et peut fonctionner quel que soit le type de compresseur car il est capable de détecter automatiquement les limites en puissance du compresseur à partir des paramètres définis par l'utilisateur.

Des tests manuels sont néanmoins possibles grâce à l'interface graphique réalisée avec *ControlDesk*, servant à la fois à la paramétrisation des essais automatiques et à la commande manuelle des différents actionneurs.

Le compresseur testé est un compresseur scroll à air sec du fabricant *Airsquared*. Il est entraîné par une machine synchrone à aimants permanents avec une commande intégrée de type 120° . La vitesse de rotation maximale est de 3 500 tr/min.

Dans le cadre d'un projet avec PSA Peugeot-Citroën, un autre type de compresseur a été testé avec succès avec une machine asynchrone tournant à des vitesses allant jusqu'à 14 000 tr/min. Pour des raisons de confidentialité, les tests ne peuvent pas être présentés dans cette partie. Seule la carte des iso-puissances de ce compresseur a été donnée à titre illustratif sur la figure 20(b) dans le chapitre 1.

3.2 PRÉSENTATION DU BANC DE TESTS

3.2.1 *Description du banc*

Le schéma de principe du banc de tests est donné sur la figure 51. Sa réalisation est illustrée par la figure 52. Dans ce dispositif expérimental, différents capteurs ont été placés sur le banc de test. Ces capteurs permettent les mesures suivantes :

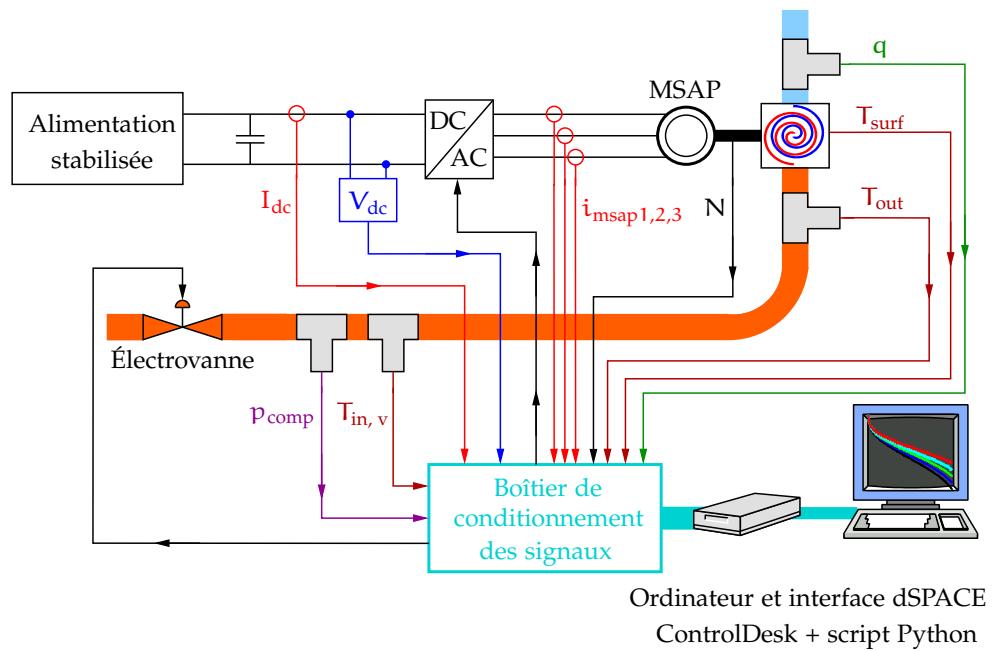


FIG. 51. Banc de tests du compresseur scroll

- Mesures de la *tension* (V_{dc}) et du *courant* (I_{dc}) du bus continu permettant de :
 - évaluer et calculer la puissance électrique consommée par l'ensemble moteur et compresseur,
 - vérifier la stabilité de la tension du bus : la tension du bus chute si le courant dépasse la valeur limite du courant,
 - surveiller la valeur du courant absorbé par le moteur : cette mesure permet d'aller jusqu'aux limites en courant (aux limites de la carte dans le plan débit-pression) du compresseur ;
- Mesure du *courant de phase* (i_{msap}) absorbé par la machine : cette mesure a permis, entre autres, de déterminer le type de commande implémentée dans la machine. Il s'agit en l'occurrence, d'une commande de type 120° ;
- Mesure du *débit-massique* (q) du compresseur : le débitmètre massique est placé en amont du compresseur en respectant les normes préconisées par le constructeur¹ ;
- Mesure de la *vitesse de rotation* (N) de la machine électrique : cette mesure est réalisée en comptant les impulsions au niveau des capteurs à effet hall servant à l'autopilotage de la machine ;
- Mesure de la *température de surface* (T_{surf}) du compresseur : cette mesure permet d'allumer le ventilateur de refroidissement quand la tempéra-

¹ Les longueurs de tuyaux amont et aval du compresseur permettent d'avoir un régime laminaire nécessaire à une bonne précision de mesure au niveau du capteur

ture est trop élevée. La valeur limite de la température est fixée par l'utilisateur *via* l'interface graphique ;

- Mesure de la *température de sortie du compresseur* (T_{out}) : cette mesure permet de calculer les rendements du compresseur et de connaître les températures de l'air en sortie du compresseur (voir figure 61 page 112) ;
- Mesure de la *pression* (p_{comp}) en sortie du compresseur ;
- Mesure de la *température à l'entrée de la vanne* ($T_{\text{in}, v}$) : cette mesure permet de connaître la température au niveau du capteur de pression. Ce dernier ne fonctionne avec une bonne précision que pour des températures comprises entre -10°C et 80°C .

À ces capteurs, sont associés deux actionneurs :

- le moteur électrique commandé en vitesse directement avec une consigne $0 - 10 \text{ V}$;
- l'électrovanne commandée en position avec une consigne $2 - 10 \text{ V}$ correspondant respectivement à une position fermée et ouverte.

Des commandes auxiliaires, qui n'apparaissent pas sur le schéma de la figure 51, ont été ajoutées. Elles permettent de commander, grâce à des relais, le ventilateur de refroidissement (voir FIG. 52) et l'alimentation de la vanne. La vanne ayant une dynamique très lente ($\approx 1 \text{ min}$ pour une course complète), le relais est utilisé d'une part pour remonter la vanne en position ouverte très rapidement (la vanne est normalement ouverte) et d'autre part pour assurer la sécurité du système.

3.2.2 Description des capteurs

Une description des différents capteurs et actionneurs principaux est résumée dans le tableau 1.

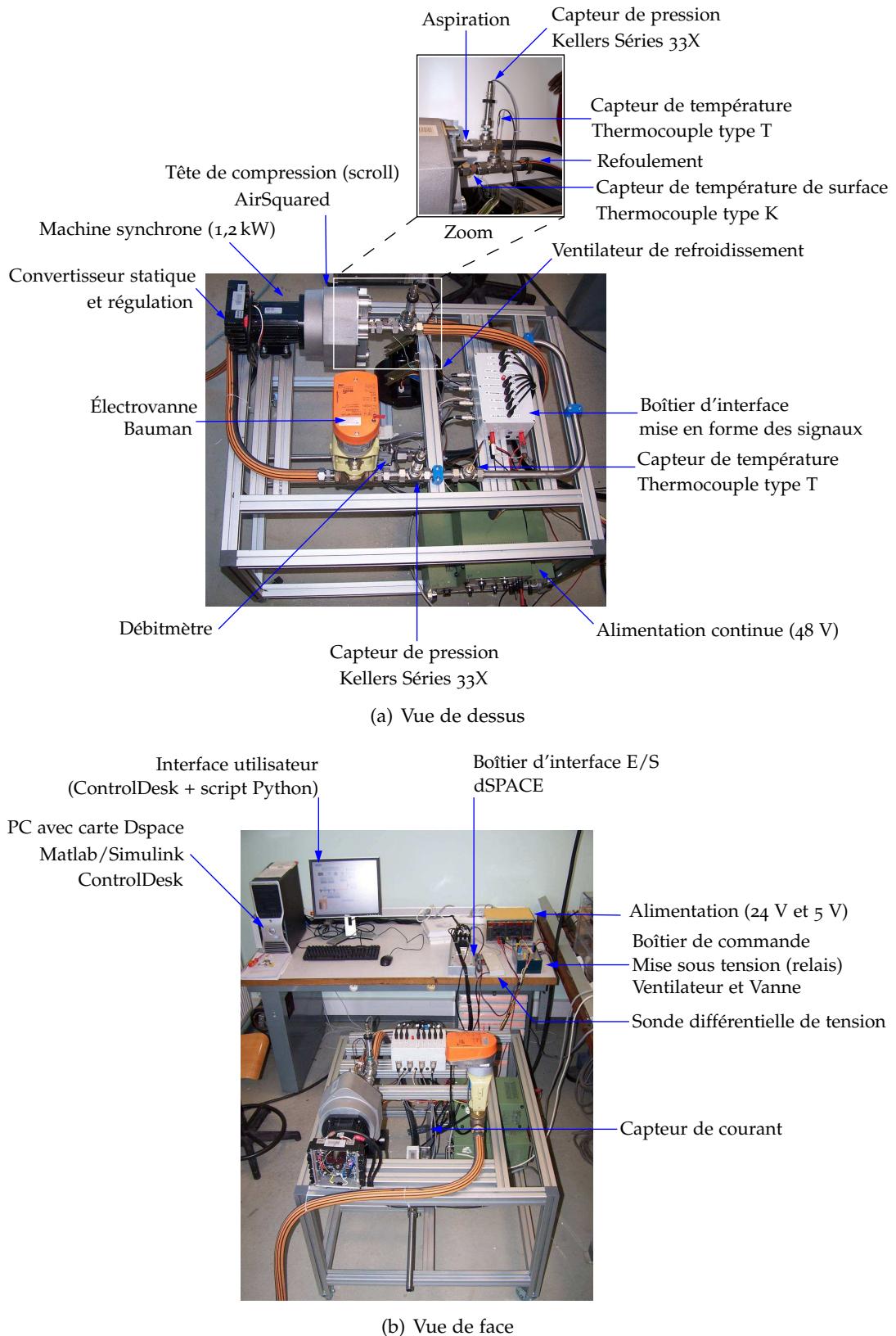


FIG. 52. Photo du banc de tests

Capteur/actionneur	Caractéristiques
Vanne BAUMAN type 24000	alimentation 24 V puissance électrique du moteur d'entraînement : 5,5 W signal de commande : 2 V (fermé)–10 V (ouvert) temps de réponse : 1 min température de fonctionnement : -7 – 120 °C
Débitmètre 8689MPNH-SSS-133-DC24-AIR	débitmètre massique thermique nature du gaz : air débit : 0–2 500 NLPM alimentation : 24 V signal de sortie : 0 – 5 V pression maximale : 34 bar gamme de température : -40 – 100 °C
Capteur de pression KELLERS Séries 33X	compensé en température alimentation : 8 – 28 V étendue de mesure : 0 – 3 bar @ 0 – 10 V fréquence de conversion : 400 Hz précision : 0,05 %.
Capteurs de température	thermocouples blindés de type T en acier inoxydable associés à des transmetteurs de thermocouple gamme de température : -40 – 400 °C alimentation des transmetteurs : 8 – 30 V sortie des transmetteurs : 4 – 20 mA @ 0 – 10 V période d'échantillonnage : 500 ms précision : ±0,04 % de la valeur de la lecture

TAB. 1. Description des composants du banc de test

3.3 PRÉSENTATION DE L'INTERFACE LOGICIELLE

Une interface graphique (FIG. 53) a été réalisée afin d'effectuer des opérations manuelles et automatisées à l'aide d'un script écrit en langage Python (langage *open-source*, libre et gratuit).

Elle a été conçue de telle sorte que l'utilisateur n'ait pas à avoir accès au script pour une utilisation normale du dispositif. Il peut changer les paramètres d'automatisation *via* l'interface graphique.

L'intérêt de l'automatisation des tests est tout d'abord la rapidité de ceux-ci. La reproductibilité des résultats est aussi très importante. En effet, plusieurs types de compresseurs doivent pouvoir être testés avec, exactement, le même protocole afin que la comparaison soit la plus fiable possible. Le protocole mis en place (voir part. 3.3.2) permet de retracer l'historique et les évènements des tests effectués mais également de créer un fichier de données directement exploitable par un programme de traitement de données.

3.3.1 Interface graphique

Une interface graphique a été réalisée. Elle permet de commander le banc de tests manuellement. Il est ainsi possible de changer la référence de la vitesse, la position de la vanne, de mettre en marche ou d'arrêter la vanne et le ventilateur de refroidissement.

Cette interface permet de visualiser en temps réel les grandeurs mesurées par les capteurs et l'ondulation de pression. Il est également très facile d'ajouter d'autres composants graphiques afin de visualiser d'autres variables suivant les besoins de l'utilisateur.

Le programme d'acquisition (programme chargé dans la carte d'acquisition) a été réalisé dans Simulink. La modification du programme est donc très rapide car il suffit de modifier le schéma-bloc et de le recompiler.

3.3.2 Automatisation de tests

Comme il l'a été spécifié plus haut, l'automatisation des tests est gérée à partir du script Python. Les paramètres d'automatisation sont les suivants :

- *La plage de vitesses* (en tr/min) à parcourir ; l'utilisateur doit simplement préciser :
 1. vitesse minimale N_{\min} ,
 2. vitesse maximale N_{\max} ,
 3. incrément de vitesse N_{incr} ;
- *La plage de position de vanne* donne la course (en %) à parcourir ; de même que pour la plage de vitesses, l'utilisateur doit préciser :
 1. position minimale z_{\min} ,
 2. position maximale z_{\max} ,

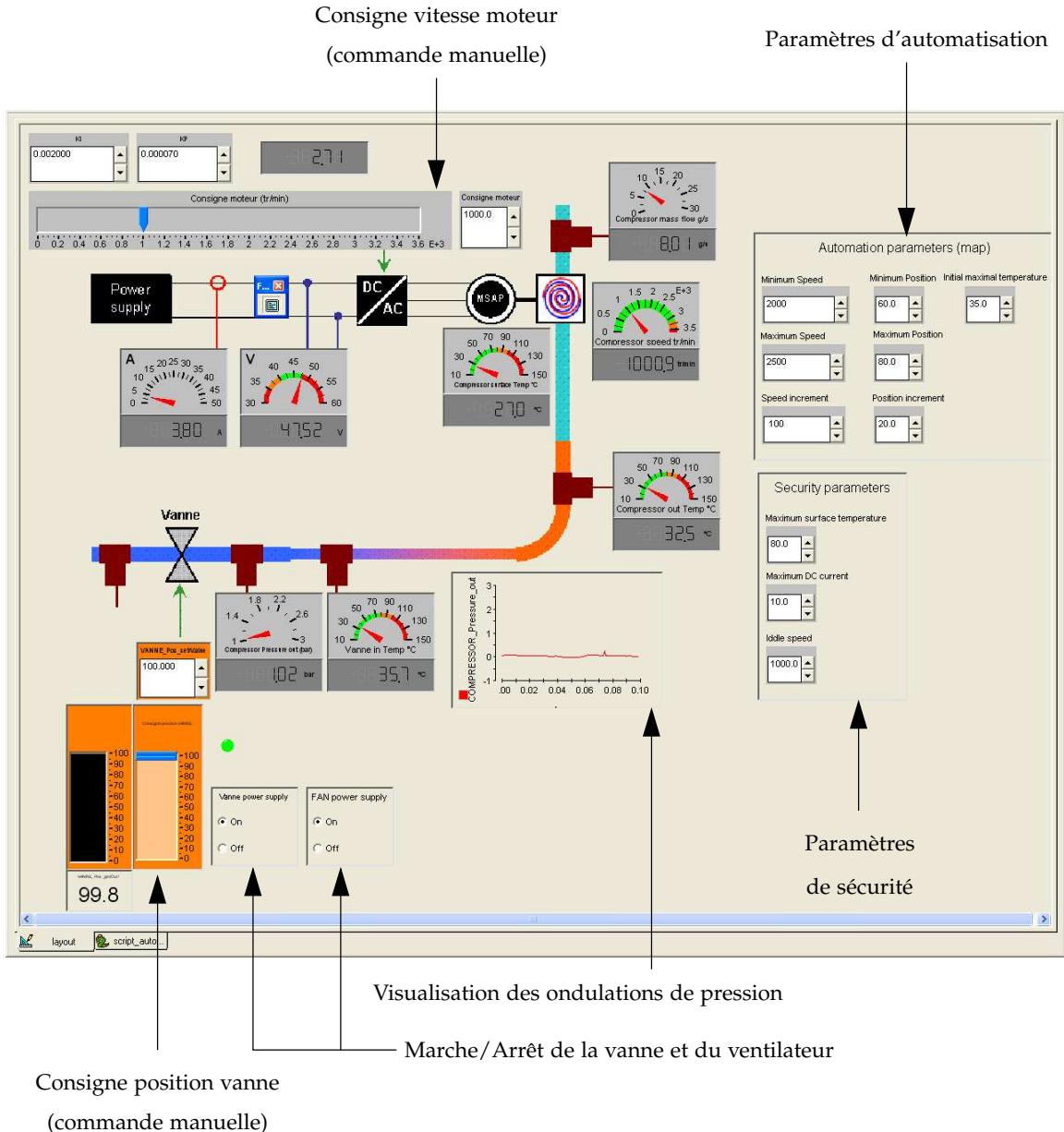


FIG. 53. Interface graphique du banc de test

3. incrément de position z_{incr} ;

- *La température maximale de fonctionnement ($T_{\text{surf,max}}$)* fixe la température de surface au delà de laquelle le test n'est pas effectué. Tant que la température n'est pas en dessous de cette température limite, le programme ne poursuit pas le test. Lorsque cette température est atteinte le programme entre dans une procédure de refroidissement (le moteur est mis au ralenti) et reprend le test en cours quand la température est redescendue en dessous du seuil.

Les paramètres de sécurité sont également définis par l'utilisateur :

- *La température limite ($T_{\text{surf,lim}}$)*, à ne pas confondre avec la température maximale de fonctionnement, définit la température limite de surface acceptable du compresseur ;
- *Le courant maximal ($I_{\text{dc,max}}$)* permet d'arrêter le test prématurément si le courant (I_{dc}) est trop élevé. Cette valeur représente le courant maximal (bus continu) de la machine électrique.

Par exemple lors d'un test à une vitesse N_i élevée, si au départ, la vanne est complètement ouverte, le courant I_{dc} est relativement faible ; au fur et à mesure que la vanne se ferme, ce courant augmente et se rapproche de plus en plus de $I_{\text{dc,max}}$. Avant d'arriver à la position minimale z_{\min} , le courant atteindra $I_{\text{dc,max}}$. Il est donc nécessaire d'arrêter le test à cette vitesse (N_i) car la puissance maximale (donc la pression maximale) est atteinte. Le test se poursuit pour la vitesse N_{i+1} et la vanne complètement ouverte. Cet algorithme permet ainsi, sans connaître *a priori* les limites du débit et de la pression du compresseur, d'effectuer les tests en toute sécurité grâce à la détection du courant maximal ;

- *La vitesse de pause* donne la vitesse à laquelle le compresseur tourne quand il est en pause (pendant la procédure de refroidissement par exemple). Le compresseur ne doit pas être arrêté quand la température est très élevée car il y a un risque de coller les deux spirales ensemble et de ne plus pouvoir le redémarrer (problème en phase de rodage). Pour cette raison, une procédure d'arrêt a été élaborée ; elle consiste à faire tourner le compresseur à sa vitesse de pause tant que la température n'est pas descendue en dessous d'un certain seuil qui a été choisi à 30 °C (inaccessible à l'utilisateur car cette variable est trop critique).

Le programme se déroule suivant l'algorithme donné par la figure 54. Les résultats sont enregistrés dans un dossier nommé *Map_YYYY-MM-DD-HHmm* où *YYYY* est l'année en cours, *MM* le mois, *DD* le jour, *HHmm* l'heure. Ce dossier contient deux fichiers :

- *test_métre_YYYY-MM-DD-HHmm.dat* contient les données enregistrées. La première ligne de ce fichier représente la ligne de titre et les lignes suivantes les données numériques séparées par des tabulations. Les données enregistrées sont les suivantes (dans l'ordre) : courant du bus continu I_{dc} , tension du bus continu V_{dc} , température de surface T_{surf} , température de l'air à la sortie T_{out} , vitesse de rotation N , vitesse de référence (consigne) N_{ref} , position de la vanne z , position de référence de

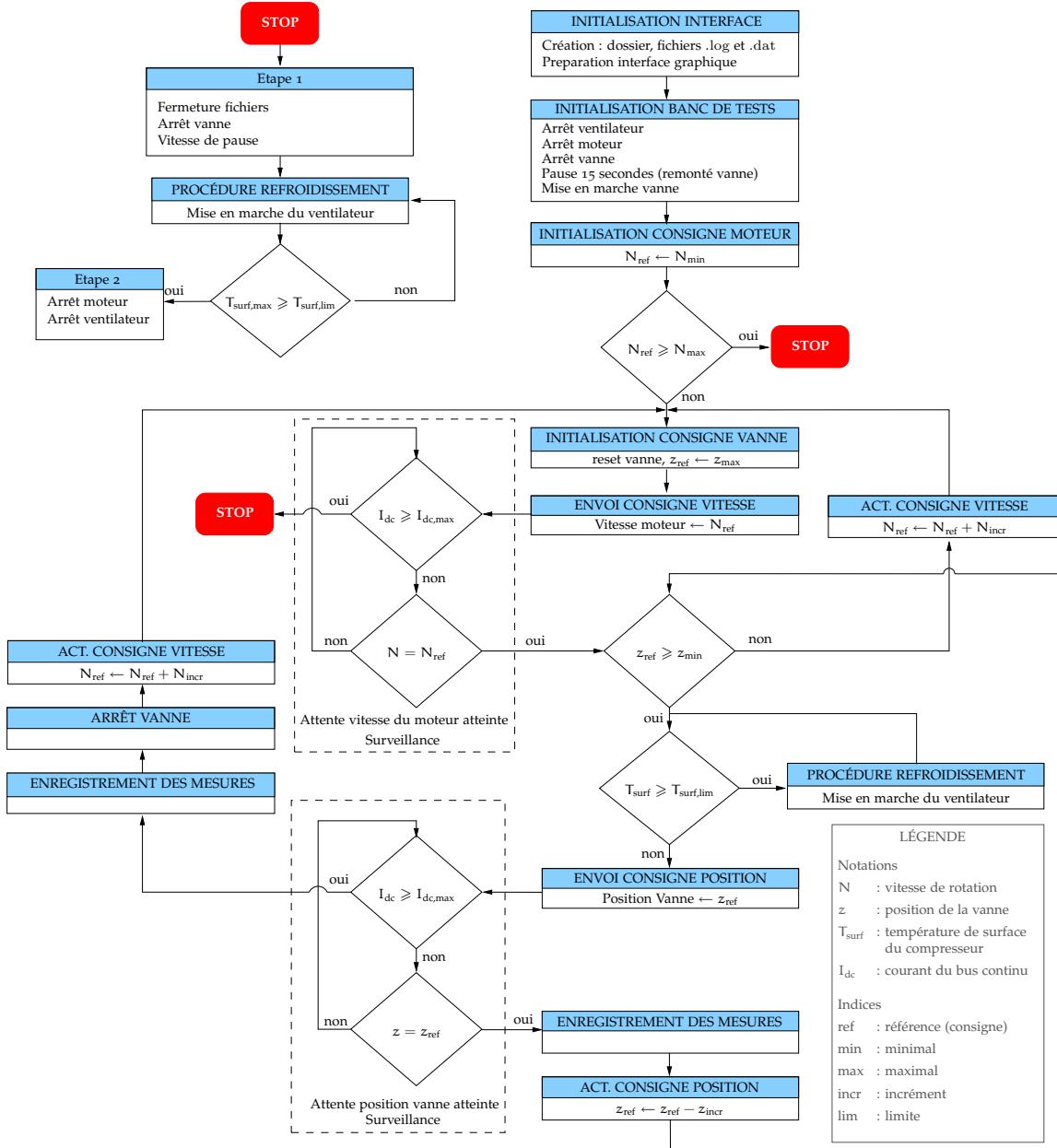


FIG. 54. Algorithme d'un test automatisé

la vanne z_{ref} , température de l'air à l'entrée de la vanne $T_{in, v}$, pression de l'air p_{comp} et débit-massique q ;

- `test_history_YYYY-MM-DD-HHmm.log` contient l'historique du test (voir l'exemple sur la figure 55). La première ligne contient la date et l'heure du test, les lignes suivantes contiennent les paramètres d'automatisation fixées par l'utilisateur. Chaque évènement est ensuite enregistré avec l'heure et la date. Il est ainsi possible de retracer l'intégralité du test et de vérifier s'il y a eu un évènement pendant un point de fonctionnement tel que la mise en route du ventilateur, un arrêt prématuré dû à un courant trop élevé, etc.

```

----- Nom du fichier : test_history_2006-11-07-14h18.log -----
Test started the : 'Tue Nov 07 14:18:24 2006'
***** Experiment parameters *****
Speed references
    minimum : 1.0
    maximum : 10.0
    increment : 0.5

Position references
    minimum : 4.0
    maximum : 100.0
    increment : 8.0

Initial maximal temperature : 80.0

Security parameters
    Idle speed : 1.5
    Maximal temperature (security) : 80.0
    Maximal current : 38.0

***** Start Experiment *****
'14:18:24'      Switch off FAN
'14:18:28'      Switch off VANNE
'14:18:43'      Switch on VANNE
'14:18:47'      Switch off VANNE
'14:19:02'      Switch on VANNE

'14:19:02'      Motor speed is changing to the reference 1.0
'14:19:06'      Vanne position is changing to the reference 100.0
'14:19:06'      Positioning vanne. Please wait...
'14:19:11'      Vanne position is set
'14:19:16'      Vanne position is changing to the reference 92.0
'14:19:16'      Positioning vanne. Please wait...
'14:19:32'      Vanne position is set
[...]
'14:23:01'      Vanne position is changing to the reference 4.0
'14:23:01'      Positioning vanne. Please wait...
'14:23:17'      Vanne position is set
'14:23:22'      Switch off VANNE
'14:23:37'      Switch on VANNE

'14:23:37'      Motor speed is changing to the reference 1.5
'14:23:41'      Vanne position is changing to the reference 100.0
'14:23:41'      Positioning vanne. Please wait...
'14:23:46'      Vanne position is set
[...]
'14:27:38'      Vanne position is changing to the reference 4.0
'14:27:38'      Positioning vanne. Please wait...
'14:27:54'      Vanne position is set
'14:27:59'      Switch off VANNE
'14:28:14'      Switch on VANNE
[...]

'15:29:11'      Motor speed is changing to the reference 9.0
'15:29:15'      Vanne position is changing to the reference 100.0
'15:29:15'      Positioning vanne. Please wait...
'15:29:20'      Vanne position is set
[...]
'15:32:12'      Vanne position is changing to the reference 28.0
'15:32:12'      Positioning vanne. Please wait...
'15:32:28'      Vanne position is set
'15:32:33'      Vanne position is changing to the reference 20.0
'15:32:33'      Positioning vanne. Please wait...
'15:32:37'      Switch off VANNE
'15:32:37'      The current is too high -> cancel this test
'15:32:37'      Switch off VANNE
'15:32:52'      Switch on VANNE

[...]

'15:39:23'      Entering in the end cooling mode. Please wait...
'15:39:23'      Switch on FAN
'15:43:19'      End of cooling
'15:43:19'      Switch off VANNE
'15:43:19'      Switch off FAN
'15:43:23'      Test Completed !

```

FIG. 55. Exemple d'un fichier .log (historique du test). (Le symbole [...] signifie que les données ont été enlevées pour l'exemple)

3.4 RÉSULTATS DES TESTS

3.4.1 Rappel des objectifs du banc de tests

Les tests, comme il l'a été dit précédemment, ont pour premier rôle de valider le modèle analytique du compresseur. Cette validation a été effectuée dans le chapitre 2.

Ces tests doivent permettre, en outre, de répondre à plusieurs questions concernant l'intégration du compresseur dans un système pile à combustible. Dans le chapitre 1, les besoins et les contraintes d'un système de compression dans un système pile à combustible ont été donnés et justifiés. Ils sont les suivants :

- le compresseur doit pouvoir fournir suffisamment de comburant sur toute la plage de fonctionnement. Dans le cadre du projet Fisypac², effectué avec PSA, le compresseur devait fournir un débit d'air permettant d'alimenter une pile à combustible de 13 kW, c'est-à-dire un débit d'air de 13 g/s correspondant à une tension de cellule de 0,7 V et un coefficient de rapport à la stœchiométrie égal à 2 ;
- compresser l'air à une pression comprise entre 1,5 – 2 bar (dans le cadre du projet Fisypac) ou 2 – 2,5 bar (pression optimale pour une PàC).

Les contraintes peuvent être résumées ainsi :

- le compresseur doit avoir une bonne efficacité sur toute la plage de fonctionnement car il fonctionne à vitesse variable ;
- les émissions sonores doivent être réduites ;
- le volume et le poids doivent être réduits ;
- la durée de vie du compresseur doit être supérieure à 6 000 heures ;
- la présence de particules d'huile est prohibée ;
- la réponse dynamique doit être rapide (< 1 s) ;
- les ondulations de pression doivent être au maximum de 300 mbar.

De plus, ces tests doivent donner des indications sur le contrôle du compresseur. Quelle est l'influence de la vitesse de rotation sur le débit ? Doit-on tenir compte de la pression pour régler le débit ? Pour répondre à ces questions, il est donc nécessaire de tracer la dépendance vitesse de rotation/débit pour différentes pressions. Cette caractéristique, permettra, par ailleurs, de répondre si le compresseur est adapté à une pile de 13 kW concernant le débit.

Différentes cartes du compresseur dans le plan débit-pression doivent être tracées afin de tester si le compresseur scroll est adapté ou non à la pile à combustible. En effet, la courbe des iso-vitesses permet de vérifier si le compresseur, quelle que soit la vitesse de rotation, peut atteindre la pression requise. La carte des iso-puissance permet de déterminer la consommation du compresseur suivant son point de fonctionnement mais aussi suivant le point de fonctionnement de la pile à combustible. Ces résultats ont déjà été présentés en détail dans le paragraphe 1.4.5 du chapitre 1 (page 37). La

² Fiabilité des systèmes pile à combustible

carte des iso-rendements (hypothèse adiabatique) permettra de déterminer qualitativement si le compresseur offre une zone de rendement élevée large ou étroite comme c'est le cas pour les compresseurs centrifuges.

Des essais dynamiques du compresseur doivent être réalisés afin de déterminer si celui-ci peut répondre à une sollicitation en moins d'une seconde.

Enfin, les ondulations du système de compresseur étant rédhibitoires pour une pile à combustible, il convient de réaliser des tests pour divers points de fonctionnement afin de déterminer si les ondulations de pression sont acceptables ou non.

3.4.2 Dépendance vitesse/débit

La dépendance entre le débit massique d'air et la vitesse de rotation est présentée sur la figure 56. Les points utilisés pour tracer la caractéristique $q = f(N)$ sont les résultats des essais qui ont servi à tracer les différentes cartes du compresseur présentées dans les parties suivantes. Ils correspondent donc à tout le plan débit-pression, c'est-à-dire tous les points de fonctionnement (≈ 1800 points) du compresseur qui ont été enregistrés.

On peut remarquer sur ce graphique, que la fonction $q(N)$ (polynôme de degré 2) est bijective³. À une vitesse donnée correspond un débit-massique unique et inversement, à un débit-massique donné, correspond une vitesse unique. L'erreur entre la fonction théorique (obtenue à partir des mesures par une regression non linéaire sur un polynôme d'ordre deux) et les mesures est inférieure à 1 g/s.

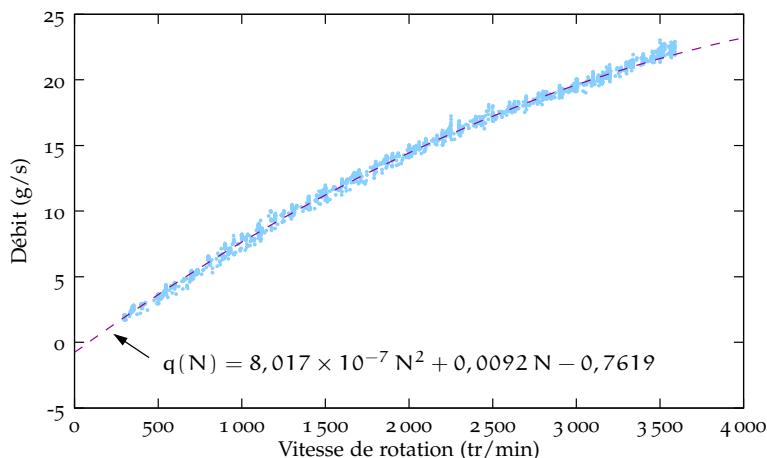


FIG. 56. Relation $q = f(N)$ entre la vitesse de rotation et le débit massique

³ Un polynôme d'ordre 2 n'est évidemment pas une fonction bijective mais dans ce cas, la fonction l'est sur l'intervalle de définition, c'est-à-dire pour des vitesses de rotations comprises entre 0 et 3 500 tours par minute.

Ce résultat est très important pour le contrôle du compresseur. En effet puisque la fonction $q(N)$ est bijective, il est possible de calculer son inverse ou, plus simplement, de trouver par la même méthode la fonction $N(q)$ (voir FIG. 57).

La fonction $N(q)$ permet donc de calculer, à partir d'une simple mesure de vitesse, le débit massique d'air. Ce résultat a deux conséquences :

1. il n'est pas nécessaire de mesurer le débit d'air. Il sera calculé avec une précision absolue de 1 g/s à partir de la mesure de la vitesse de rotation du moteur. Cette précision est amplement suffisante pour une pile à combustible puisque l'air y est injecté avec un rapport à la stoechiométrie environ égal à 2 ;
2. le contrôle du débit d'air est facilité :
 - le débit-massique ne dépend pas de la pression (découplage du contrôle du débit et de pression),
 - la consigne du débit d'air est directement transformée en consigne de vitesse pour le moteur grâce à la fonction $N(q)$ sans mesure du débit éliminant ainsi les contraintes de la mesure (interfaçage du capteur, filtres, temps de réponse du capteur, ondulation de pression, compensation de la température, etc.).

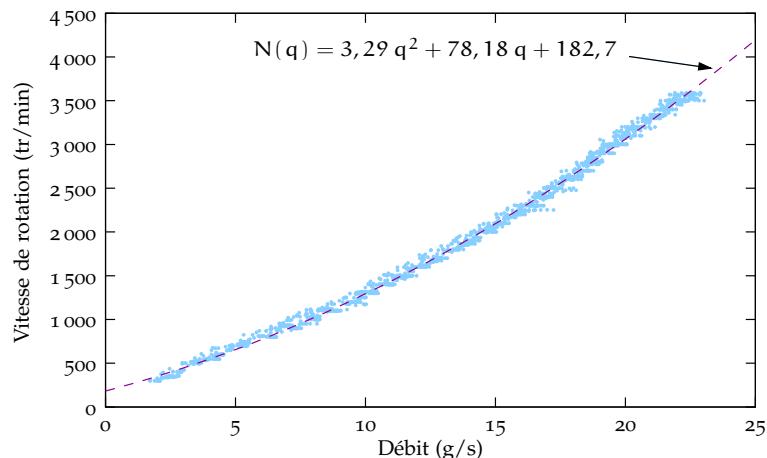


FIG. 57. Relation $N = f(q)$ entre le débit massique et la vitesse de rotation

3.4.3 Cartes du compresseur

Le compresseur a été caractérisé suivant plusieurs variables. Toutes ces variables (FIG. 58 à FIG. 61) sont représentées dans le plan débit-pression.

Les résultats présentés sont une compilation de tous les tests effectués (1 800 points de tests). Afin de présenter les courbes de niveau (iso-vitesses,

iso-températures, iso-puissances, iso-rendements) des différentes grandeurs, les caractéristiques ont été interpolées par des fonctions cubiques (fonction d'interpolations prédéfinies dans Matlab).

Les figures 58 à 61 représentent ces cartes :

1. *les iso-vitesses* : (FIG. 58) permettent de déterminer quelles sont les limites en pression du compresseur pour les différentes vitesses de rotation. Cependant, d'après les résultats présentés dans 3.4.2, il n'est pas nécessaire de connaître cette carte dans son ensemble car la relation entre le débit et la vitesse de rotation de la machine est connue. Seules les limites (pression maximale) de la carte sont utiles ;

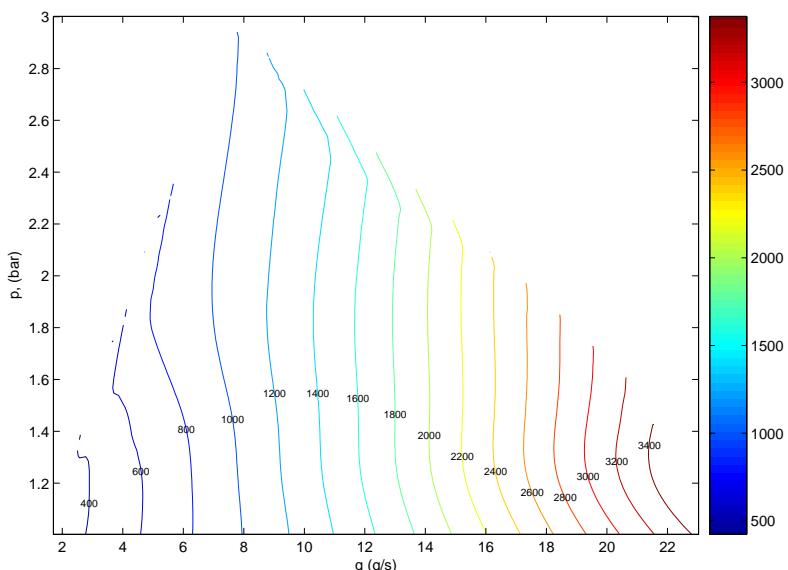


FIG. 58. Courbes des iso-vitesses dans le plan débit-pression

2. *les iso-puissances* (FIG. 59) représentent la puissance électrique consommée par le compresseur pour les divers points de fonctionnement (débit, pression).

Il est possible, à partir de ces mesures, de déterminer la consommation du compresseur dans le cas d'une alimentation en air d'une pile à combustible. En effet, à un débit d'air donné correspond une puissance électrique de la pile (si le coefficient de rapport à la stoechiométrie est constant). Cette donnée permet de calculer le « rendement système » défini de la façon suivante :

$$\eta_{\text{syst}} = \frac{P_{\text{nette}}}{P_{\text{brute}}} = \frac{P_{\text{brute}} - P_{\text{aux}}}{P_{\text{brute}}} \quad (3.1)$$

où P_{brute} représente la puissance disponible directement en sortie de la pile, P_{nette} la puissance disponible en sortie du système après prélevement d'une partie de la puissance brute par les auxiliaires et P_{aux}

On pourra se reporter au paragraphe 1.4.5 dans lequel la puissance nette de la pile à combustible est déduite à partir de la carte d'iso-puissances.

la puissance des auxiliaires dans laquelle le compresseur représente la plus grande contribution (80 %) ;

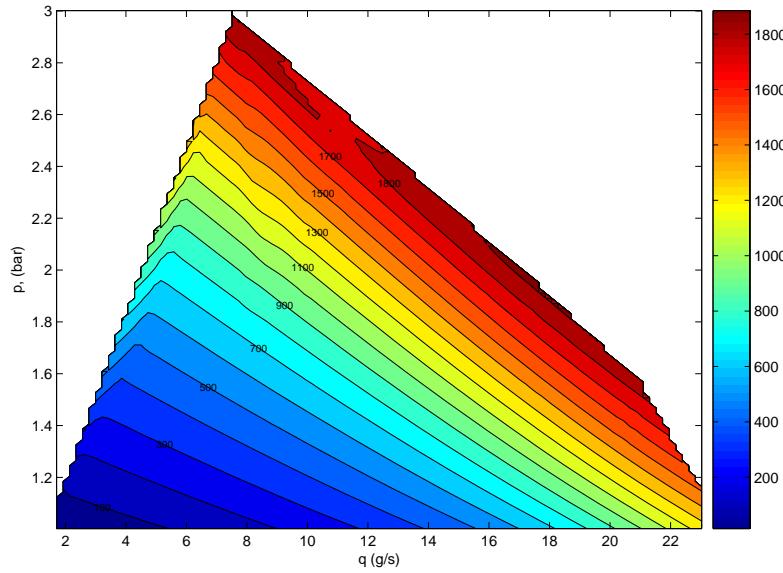


FIG. 59. Courbes des iso-puissances (moteur électrique) dans le plan débit-pression

3. les *iso-rendements* (FIG. 60) permettent de déterminer la zone dans laquelle le fonctionnement du compresseur est optimal. Les valeurs numériques sont faibles car l'efficacité totale a été calculée de la façon suivante :

$$\eta_{ad,tot} = \frac{W_{ad,exp}}{P_e} = \frac{q c_p T_{amb} (p_{comp}^{2/7} - 1)}{P_e} \quad (3.2)$$

où $W_{ad,exp}$ est le travail adiabatique mesuré expérimentalement et P_e , la puissance électrique.

Il est plus intéressant d'analyser la carte qualitativement que quantitativement car aucun élément de comparaison n'est disponible. Par ailleurs, pour comparer deux compresseurs pour une application pile à combustible, il est plus intéressant d'utiliser la carte des iso-puissances car elle prend le système (moteur et compresseur) en considération et permet de déterminer directement la puissance électrique prélevée sur la pile en fonction du point de fonctionnement (débit, pression).

Remarque :

Ce qui importe dans un système pile n'est pas le rendement du compresseur mais le rendement total du système car il se peut, en effet, que le point optimal de fonctionnement du système — celui qui maximise le rendement total — ne corresponde pas au fonctionnement optimal (efficacité maximale) du compresseur.

D'un point de vue qualitatif cette carte confirme un des grands avantages du compresseur scroll : la zone de rendement maximal est large.

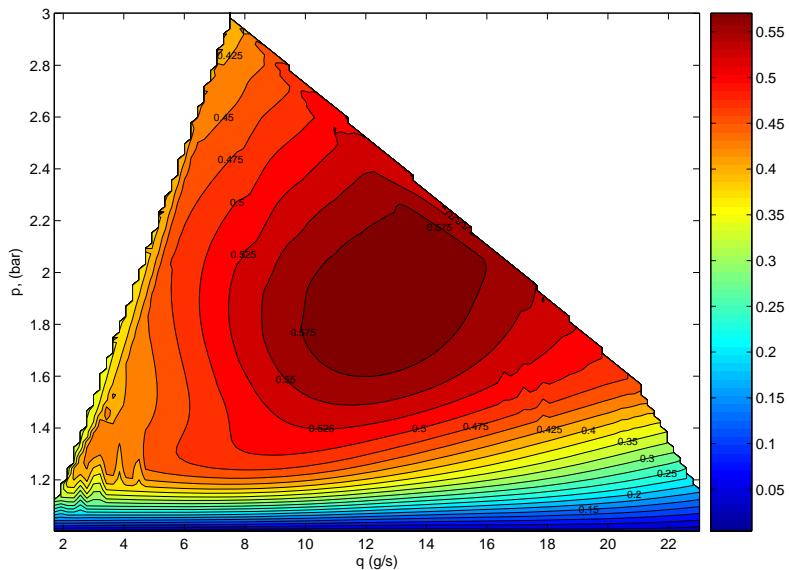


FIG. 60. Courbes des iso-rendements adiabatiques (total) dans le plan débit-pression

4. les *iso-températures* (FIG. 61) illustrent la température de l'air directement en sortie du compresseur. Ces résultats permettent de déterminer si l'utilisation d'un refroidissement de l'air est nécessaire avant de l'injecter dans la pile. Ils montrent ainsi, que les températures maximales ($80\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $90\text{ }^{\circ}\text{C}$) correspondent aux températures de fonctionnement des piles à combustible PEFC.

3.4.4 Essais dynamiques

Afin d'évaluer le temps de réponse du moto-compresseur avec la commande brushless (type 120°), des essais dynamiques ont été réalisés. Ceux-ci déterminent le temps de réponse du compresseur pour un échelon de consigne (réponse indicielle). Ils permettent de vérifier si ce temps est compatible avec le cahier des charges d'un compresseur pour une pile à combustible.

Plusieurs essais ont été réalisés avec la consigne maximale de vitesse pour différentes positions de vannes. Dans ce cas, la pression n'est pas régulée. Les résultats sont donnés sur la figure 62. Il s'agit d'une réponse en *boucle fermée* avec la commande 120° . Le temps de réponse est approximativement de 4 secondes. Dans le cas d'une demande de dynamique plus élevée de la PàC, une commande vectorielle plus élaborée permettrait d'améliorer ce temps de réponse.

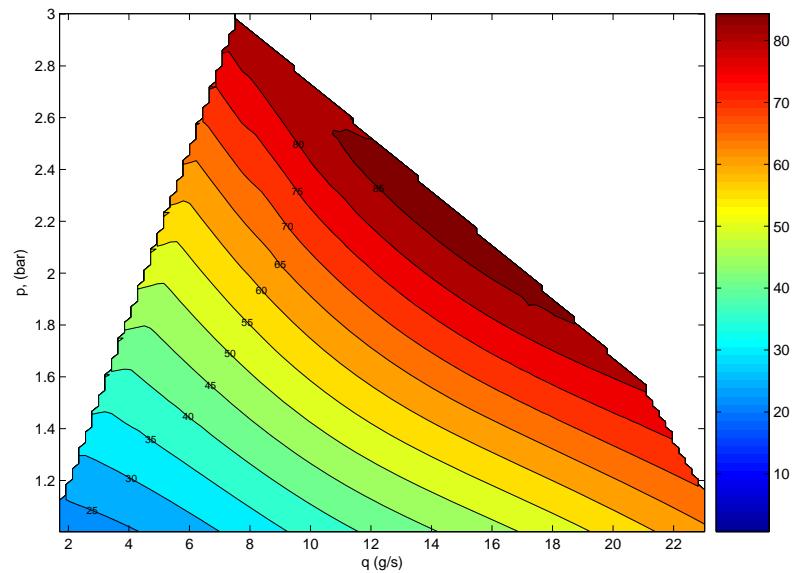


FIG. 61. Courbes des iso-témpératures dans le plan débit-pression

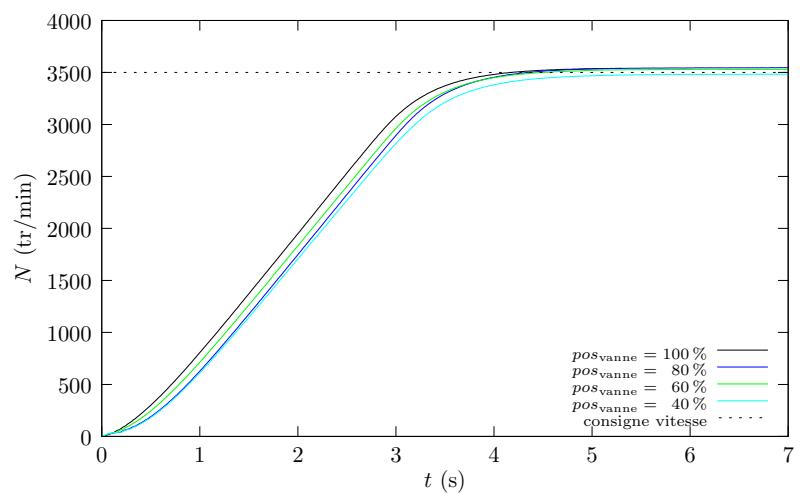


FIG. 62. Réponse dynamique du compresseur (boucle fermée avec la commande d'origine)

3.4.5 Ondulations de pression

Afin d'évaluer l'ondulation de pression maximale du compresseur des essais dynamiques et spécifiques ont été réalisés avec une position de vanne fixe pour une vitesse variable.

Les tests ont été réalisés dans les conditions suivantes :

- la vanne est positionnée ;
- une consigne de vitesse en rampe est donnée à la machine électrique ;
- les variables suivantes sont mesurées dynamiquement :
 1. la pression de sortie *non filtrée*,
 2. la vitesse de rotation,
 3. le temps.

Les résultats présentés sur la figure 63 montrent que l'ondulation de pression reste toujours inférieure à 200 mbar quel que soit le point de fonctionnement dans le plan débit-pression. Cette valeur est compatible avec les contraintes de la pile à combustible.

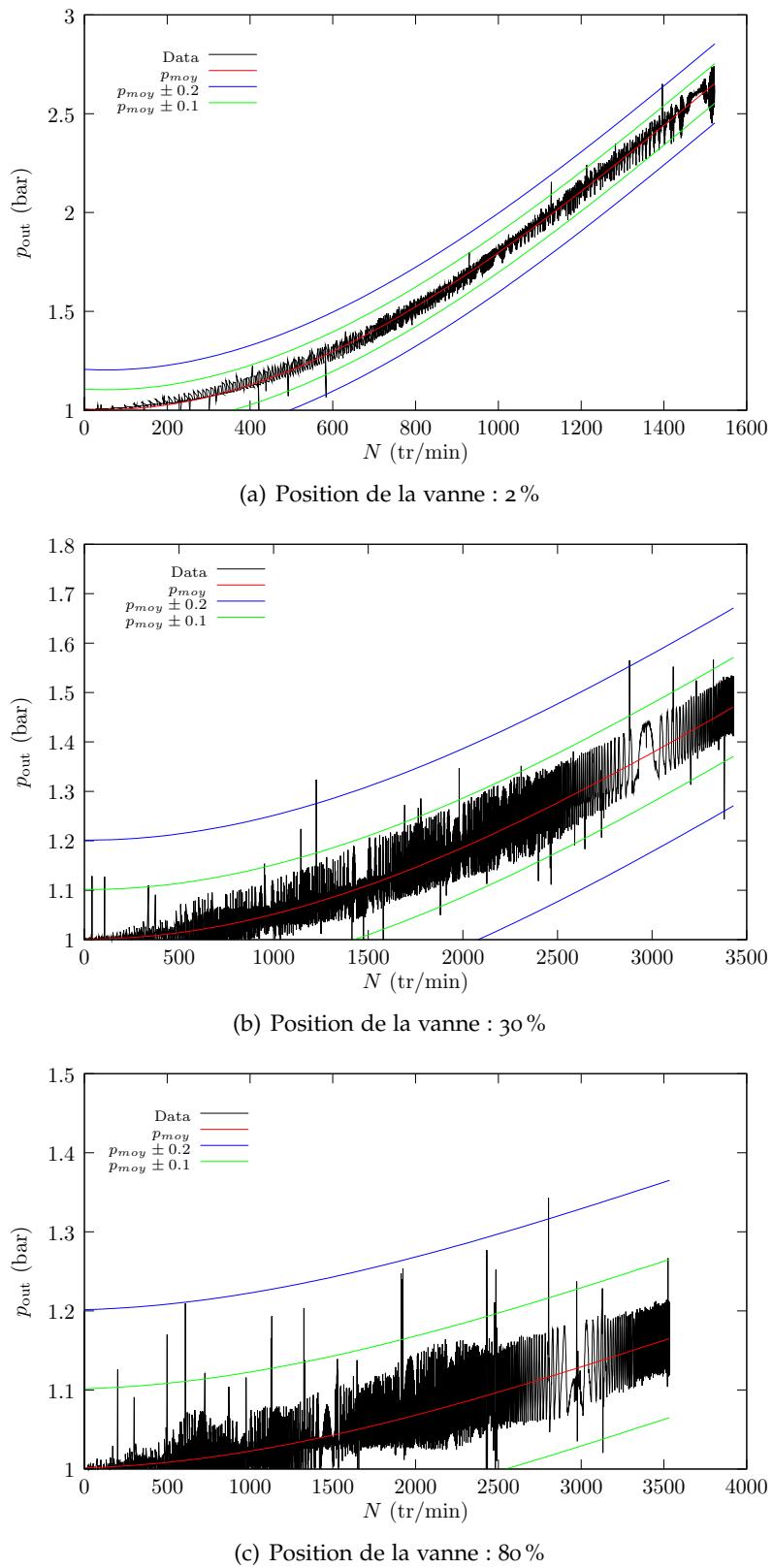


FIG. 63. Ondulations de pression pour différentes positions de vannes

3.5 RÉSUMÉ ET CONCLUSION

Les essais ont montré que le compresseur scroll est bien adapté à la pile à combustible. Il répond au cahier des charges d'un compresseur pour une pile à combustible de 13 kW. Les résultats sont résumés dans le tableau 2.

Les résultats importants des tests effectués sont :

1. le débit est une fonction *bijective* de la vitesse et est indépendant de la pression (voir FIG. 56). Ceci n'est pas valable pour tous les types de compresseurs. Pour les compresseurs centrifuges, une vitesse donnée correspond à plusieurs débits possibles : la pression doit être prise en considération (voir par exemple la carte du compresseur centrifuge FIG. 11 page 26).

Ce résultat implique que les contrôles du débit et de la pression peuvent être découplés et sont indépendants. De plus, la mesure du débit d'air n'est pas utile et peut être directement déduite de la mesure de la vitesse de rotation du moteur. Il est ainsi possible de réduire le nombre de capteurs et d'améliorer la dynamique du système ;

2. la puissance maximale fournie au compresseur scroll par le moteur électrique est d'environ 2 kW (voir FIG. 59 page 110). Ce résultat n'implique toutefois pas une limitation au niveau de la tête de compression qui pourrait éventuellement fonctionner avec une machine d'une puissance supérieure ;
3. la pression absolue maximale atteinte est de 3 bar. Cette pression est obtenue pour une vitesse intermédiaire de 1 200 tr/min. Cette dernière correspond à un débit égal à 9 g/s (voir FIG. 58 page 109) ;
4. le débit maximal atteint est égal à 22 g/s ; ce débit est amplement suffisant pour une PàC d'une puissance d'environ 13 kW avec un coefficient de rapport à la stoechiométrie de 2 ;
5. la température maximale de l'air en sortie est de 90 °C. Cette température correspond aux points de fonctionnement à pressions et débits élevés ; la température d'air en sortie du compresseur est donc acceptable pour une pile à combustible de type PEFC ;
6. l'ondulation maximale de pression est égale à ± 200 mbar ;
7. la zone de rendement maximal du compresseur est très étendue (voir FIG. 60 page 111) contrairement aux compresseurs de type centrifuge qui ne donnent de bons rendements que dans une plage de fonctionnement très étroite.

Compte tenu de tous ces résultats, nous pouvons conclure que le compresseur scroll constitue une bonne solution pour la pile à combustible alimentant un véhicule. Certes, les dimensions du compresseur ne sont pas en adéquation avec celles préconisées (voir FIG. 4 page 15). La taille du compresseur peut néanmoins être réduite en augmentant la vitesse de rotation du compresseur. Le constructeur du compresseur scroll (Airsquared) affirme, en effet,

Objectifs	Objectif atteint ?	Remarques
Bonne efficacité sur toute la plage de fonctionnement.	oui	cf. FIG. 60 page 111
Faible émission sonore	oui	non mesuré
Volume et poids réduits	?	compresseur centrifuge plus léger et moins volumineux
Durée de vie 6 000 heures	?	à vérifier
Absence de particules et d'huile	oui	exempt d'huile mais nécessite un filtre (pour les particules)
Bonne réponse dynamique	oui (?)	temps de réponse 4 s avec la commande 120°. Peut être encore amélioré avec une nouvelle commande (<1 s). cf. FIG. 62 page 112
Ondulation de pression < 300 mbar	oui	$\Delta p < 200 \text{ mbar}$ cf. FIG. 63 page 114
Débit maximal de 13 g/s	oui	$q_{\max} = 22 \text{ g/s}$
Pression maximale 2 bar–3 bar	oui	cf. FIG. 58 page 109

TAB. 2. Résumé des tests du compresseur scroll

avoir testé des compresseurs allant jusqu'à 15 000 tr/min. Une telle vitesse permettrait donc de diminuer théoriquement le volume du compresseur d'un facteur de 3 à 4.

4

SIMULATION DE LA PILE INTÉGRANT LA GESTION DE L'AIR

4.1 INTRODUCTION

Les travaux menés sur la gestion de l'air (modélisation du compresseur, humidification) nécessitent d'être intégrés dans un modèle complet d'un système pile à combustible. L'approche adoptée doit être orientée vers le système avec comme objectif l'intégration des différents composants (auxiliaires, convertisseurs statiques, charge, etc.). Il sera montré dans ce chapitre, que l'approche et le formalisme proposés par le langage VHDL-AMS s'y prête parfaitement.

Ce chapitre présente un modèle VHDL-AMS d'un cœur de pile à combustible. Dans une première partie, le langage VHDL-AMS est exposé afin d'introduire ses principes de base. Dans une seconde partie, le modèle VHDL-AMS de la pile est expliqué en détail. Une comparaison avec les différentes approches qui ont été publiées jusqu'à présent (bond-graphs, circuits électriques équivalents et les schémas fonctionnels) est proposée. Enfin, les résultats de simulation sont présentés et comparés aux résultats expérimentaux obtenus avec le module NEXA 1, 2 kW de Ballard.

4.2 LES LANGAGES DE DESCRIPTION MATÉRIEL

Les systèmes actuels sont devenus très complexes. La modélisation est maintenant une partie essentielle du cycle de conception permettant de valider, à moindre coût, les fonctionnalités et les performances du système dans son ensemble. Il est ainsi possible, grâce à de nouveaux outils, de caractériser et d'optimiser un système avant la réalisation d'un prototype. La méthode de Prototypage Virtuel Fonctionnel (PVF) est l'une de ces méthodes.

Le système pile à combustible est un bon exemple de complexité car celui-ci comprend des fonctionnalités multi-domaines (ou multi-physiques) à temps continu comme par exemple l'électromécanique (p. ex., moteurs), l'électricité (p. ex., charges électriques, composants passifs), l'électrochimie, la fluidique (p.ex., compresseur, canaux, etc.) et la thermique. Le système pile inclut aussi des fonctionnalités numériques (à temps discret) pour le contrôle. En tenant compte de cette complexité, il est difficile d'appréhender un tel système dans sa globalité sans une méthodologie et des outils adaptés.

Des méthodes pouvant traiter, avec un degré de confiance acceptable, la complexité des systèmes doivent être trouvées dans le but de concevoir et modéliser des composants et des systèmes qui répondent aux attentes. Une méthode systématique de conception descendante (*top-down*) doit être

Les langages de description matériels (HDLs) tel que le VHDL-AMS facilitent l'ingénierie simultanée (un système peut être conçu à un endroit et un autre ailleurs simultanément).

Langages HDLs standardisés : le VHDL-AMS et le Verilog-AMS sont des langages ouverts et indépendants de la plateforme de simulation. Ils facilitent la réutilisation et l'interopérabilité des modèles. Une comparaison des deux langages a été réalisée en détail par Pecheux et al. [67]

appliquée [43]. Cette méthode consiste en la décomposition du système en un ensemble de composants qui interagissent entre eux. Ils peuvent être eux-mêmes décomposés jusqu'à avoir un niveau de détail suffisant par rapport aux besoins [24]. Chaque composant peut avoir différents niveaux de détail et d'abstraction et peut être simulé comme une partie du système global. Il peut être conçu indépendamment des autres composants facilitant ainsi l'ingénierie simultanée (concurrent engineering).

La réponse à ce besoin a été le développement des langages de description matériel (*Hardware Description Languages, HDLs*) dans le domaine de l'électronique numérique (p. ex., FPGA). Plus tard, sont apparus les langages de description matériel acceptant à la fois des fonctionnalités à temps discret et à temps continu (*Mixed-Signal Hardware Description Languages, MSHDLs*). Ces différents langages sont utilisés pour développer des modèles simulables de systèmes réels hétérogènes, contenant à la fois des fonctionnalités de domaines énergétiques différents, appelés modèles multidisciplinaires [67]. Les domaines d'applications de ces puissants outils sont très vastes.

Les HDLs modernes supportent à la fois les mécanismes comportemental et structurel [24]. Le premier de ces mécanismes permet au concepteur d'exprimer le comportement du système à différents niveaux d'abstraction : d'un haut niveau d'abstraction à un niveau très détaillé. Le deuxième mécanisme permet au concepteur de construire le modèle d'un système global à partir de modèles de composants réutilisables et stockés dans des bibliothèques. Dès lors, dans une approche descendante de conception, un système peut inclure un composant très peu détaillé et uniquement décrit de façon comportementale. Un autre composant peut tenir compte, par exemple, des parasites et un autre, peut être décomposé en plusieurs composants d'un niveau plus bas.

Les MSHDLs supportent à la fois des fonctionnalités à temps discret et à temps continu. La première permet la modélisation de systèmes événementiels (*event-driven*) et numériques. La deuxième permet de modéliser des systèmes en utilisant des équations différentielles et algébriques (EDAs) dans lesquelles les solutions varient continuellement en fonction du temps.

Les besoins, énoncés précédemment, ont donné naissance à un grand nombre de langages propriétaires comme MAST (Analogy, 1986), HDL-A (Mentor Graphics, 1992). Les langages de ces environnements de simulation sont complètement indépendants et leur utilisation ainsi que leur l'interopérabilité sont très restreintes. Les modèles développés pour un système ne sont pas utilisables dans d'autres environnements.

Des efforts pour palier ces limitations ont permis l'émergence de langages standardisés : le VHDL-AMS (*IEEE standard Very High Speed Integrated Circuit Hardware Description Language - Analog and Mixed-Signal Extensions*) présenté par la suite et le Verilog-AMS (Open Verilog International).

4.3 PRÉSENTATION DU VHDL-AMS

4.3.1 Aperçu général

Le langage IEEE 1076.1, connus sous le nom VHDL-AMS et un surensemble du standard IEEE Std 1076-1993 (VHDL) qui permet de décrire et de simuler des systèmes à la fois analogiques et numériques. Le langage supporte les différents niveaux d'abstraction dans tous les domaines énergétique. Les modèles analogiques sont généralement des ensembles d'éléments qui peuvent être décrits par des équations différentielles et algébriques (EDAs). Le langage ne spécifie pas de technique particulière pour résoudre ces équations mais définit plutôt les résultats qui doivent être atteints. Les solutions de ces équations peuvent éventuellement contenir des discontinuités. Les interactions entre les parties numériques et analogiques d'un modèle sont supportées d'une manière flexible et efficace [46].

Le VHDL-AMS a été conçu pour couvrir un grand nombre de besoins dans le cycle de conception :

1. il permet la description de la structure d'un système. Celle-ci consiste à décrire comment il peut être décomposé en sous-systèmes de disciplines différentes et comment ces sous-systèmes sont interconnectés ;
2. il permet la spécification de la fonction d'un système en utilisant des équations et un langage de programmation familier ;
3. il permet de tester la conception du système par la simulation avant même que celui-ci soit fabriqué. Les concepteurs peuvent ainsi comparer différentes alternatives et tester la validité de différentes solutions sans les coûts, souvent élevés, d'un prototype réel. Le « modèle » testé est appelé prototype virtuel fonctionnel (PVF).

Par ailleurs, ce langage est par exemple très bien adapté pour exprimer les modèles comportementaux et les algorithmes de contrôle pour les constructeurs de voitures et les équipementiers [61]. En d'autres mots, il permet de spécifier les demandes du fabricant et les solutions du fournisseur. Il est également parfaitement adapté aux échanges de modèles entre les entreprises ou entre les laboratoires de recherche et l'industrie.

Plusieurs simulateurs commerciaux intégrant le VHDL-AMS existent : SystemVision (Mentor Graphics), Smash (Dolphin Integration), Simplorer (Ansoft) et SaberHDL (Synopsys).

Le VHDL-AMS permet de réaliser des prototypes virtuels appelés « prototypes virtuels fonctionnels » et d'éviter ainsi la construction de prototypes réels et coûteux.

4.3.2 Exemples de modèles

Afin d'illustrer au mieux le langage VHDL-AMS et de montrer sa puissance, nous proposons de présenter quelques exemples simples. Nous commencerons par un modèle de résistance. En utilisant la terminologie du VHDL-AMS, l'entité (entity en VHDL-AMS) est appelé **resistor** et les « bornes » de la résistance sont appelés **terminaux**. Le programme 1 décrit

l'entité en VHDL-AMS. Il s'agit de l'interface du composant avec l'extérieur illustré graphiquement par la figure 64. Les deux premières lignes du programme indiquent que l'entité implique l'utilisation du package analogique « systèmes électriques ». Ensuite, la liste des propriétés et des paramètres est donnée. La résistance, étant un composant très simple. Elle n'a qu'un seul paramètre générique (generic) qui est la résistance électrique exprimée en ohms. Une valeur par défaut peut lui être affectée comme c'est le cas ici ($R : resistance := 1.0$). Tout texte présent après deux tirets « - - » est du commentaire et n'est donc pas interprété par le compilateur. Les noms t1 et t2 (ligne 11) sont associés à des terminaux (terminal) analogiques de nature électrique, représentant les nœuds (au sens des lois de Kirchhoff) du circuit. La nature électrique spécifie qu'une tension et un courant sont associés aux terminaux. Cela permet à la résistance d'être connectée à d'autres terminaux de même nature.

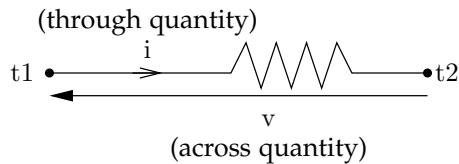


FIG. 64. Représentation graphique de l'entité de la résistance

```

1 library ieee;
2 use ieee.electrical_systems.all;
3
4 entity resistor is
5   -- generic model parameters
6   generic(
7     quantity R : resistance := 1.0;
8   );
9   -- ports declaration
10  port(
11    terminal t1,t2 : electrical
12  );
13 end entity resistor;
```

Programme 1. Déclaration VHDL-AMS de l'entité (interface) de la résistance

L'étape suivante consiste à construire le modèle et définir le comportement de la résistance (programme 2). À chaque terminal est associé des quantités de branche across et through qui représentent respectivement l'effort et le flux. Cette opération est réalisée à la ligne 2. Pour le domaine électrique, les variables prédéfinies de l'effort et du flux sont respectivement la tension et le courant.

Enfin, un ensemble d'équations différentielles et algébriques (EADs) est écrit afin de décrire les relations existant entre les quantités (variables d'état)

du système. Ceci est réalisé grâce aux *instructions simultanées* (==) qui doivent être vérifiées à chaque pas de la simulation. Pour la résistance, l'instruction est très simple et directe. Il s'agit de la loi d'Ohm décrite à la ligne 4.

```

1 architecture behav of resistor is
2   quantity v across i through t1 to t2;
3   begin
4     v == i*R;
5   end architecture behav;
```

Programme 2. Architecture (comportement) VHDL-AMS de la résistance

Des modèles multi-domaines très complexes peuvent également être construits. Le programme 3 présente le modèle d'une machine à courant continu à aimants permanents qui est un système électromécanique impliquant donc deux domaines de la physique : l'électricité et la mécanique¹. La machine à courant continu, comme dans la réalité, a deux terminaux électriques (ligne 20) et un terminal mécanique de nature rotatif (ligne 23) qui représente l'arbre de la machine. À la ligne 25, une quantité libre est définie : il s'agit de la vitesse de rotation de la machine définie comme une sortie (il ne s'agit pas d'une quantité de branche liée à un terminal). Ce type de quantité peut être soit déclaré en entrée (in) ou en sortie (out). Une représentation graphique de l'entité de la machine à courant continu à aimants permanents est donnée à la figure 65.

Les instructions simultanées (lignes 34–39) sont cette fois-ci des équations différentielles qui sont les équations électrique et mécaniques, bien connues, de la machine à courant continu. La dérivée de la quantité x est notée $x' \text{dot}$.

À ce stade de la description, plusieurs éléments doivent être soulignés :

1. les équations sont écrites sous forme implicites : la plupart des logiciels tels que Matlab/Simulink n'acceptent pas les équations implicites et ne peuvent pas traiter les réseaux de type Kirchhoff². Ils ont besoin d'être décrit en termes d'entrées/sorties ce qui les rend très limités ;
2. le VHDL-AMS permet de représenter des systèmes ou des schémas de contrôle, sous forme de fonction de transfert (schémas fonctionnels) et n'a rien à envier de ce point de vue à Simulink ;
3. le modèle de la machine et de la résistance ne supposent pas dans quels systèmes ces composants seront intégrés. La cause qui fait tourner la machine n'est pas connue *a priori*. Par conséquent, le modèle de la machine donné ici fonctionne bien dans les quatre quadrants suivant si la partie électrique (convertisseur de puissance) impose la vitesse de rotation du moteur ou si la partie mécanique (charge mécanique) impose la vitesse de rotation. Dans un environnement tel que Matlab/Simulink, il est nécessaire de connaître à l'avance quel usage sera fait du modèle :

Le langage VHDL-AMS permet de traiter les équations implicites et les réseaux de Kirchhoff, contrairement à Simulink.

Un seul modèle de composant est suffisant pour tous les modes de fonctionnement (p. ex., moteur et générateur) contrairement à Simulink.

¹ Un modèle plus détaillé pourrait inclure les domaines magnétiques et thermiques

² Un artifice de programmation, transparent pour l'utilisateur dans Matlab/Simulink, ajoute la notion de nœud de Kirchhoff dans les bibliothèques *Tool-boxes* SIMPower, SIMMechanics, SIMMxx.

la résistance est-elle connectée à une source de tension ou une source de courant ? Dans les deux cas, un modèle doit être construit contrairement au VHDL-AMS où l'équation reliant les grandeurs est implicite : que ce soit le courant ou la tension qui est imposé l'équation $U = RI$ sera toujours vérifiée.

4. plusieurs architectures, de niveau d'abstraction différent par exemple, peuvent être associées à la même entité.

```

1 library ieee;
2 use ieee.mechanical_systems.all;
3 use ieee.electrical_systems.all;
4 use ieee.math_real.all;
5
6 entity dcmp is
7   generic(
8     -- armature resistance
9     R : resistance := 1.0;
10    -- armature inductance
11    L : inductance := 0.01;
12    -- motor torque constant
13    K : real := 1.0;
14    -- armature's moment of inertia
15    J : moment_inertia := 0.075;
16    -- armature's damping
17    B : damping := 0.0);
18  port(
19    -- electrical terminals
20    terminal t1, t2 : electrical;
21    -- mechanical terminal
22    -- rotational velocity nature
23    terminal m : rotational_v;
24    -- motor rotational speed in rpm
25    quantity N : out real;
26    );
27 end entity dcmp;
28
29 architecture behav of dcmp is
30   constant om2n : real:=60.0/(2.0*math_pi);
31   quantity v across i through t1 to t2;
32   quantity Omega_m across T_m through m;
33 begin
34   -- elec. eq. :  $V = Ri + L \frac{di}{dt} + K\Omega_m$ 
35   v == R*i+ L*i'dot+K*Omega_m;
36
37   -- mech. eq :  $T_m = Ki - J \frac{d\Omega_m}{dt} - B\Omega_m$ 
38   T_m == K*i-J*Omega_m'dot-B*Omega_m;
39   N == om2n*Omega_m;
40 end architecture behav;
```

Programme 3. Modèle VHDL-AMS de la machine DC à aimants permanents

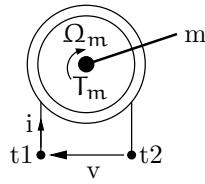


FIG. 65. Représentation graphique de l'entité en VHDL-AMS de la machine à courant continu à aimants permanents

4.4 MODÈLE DE LA PILE À COMBUSTIBLE

4.4.1 Évaluation des différentes approches utilisées dans la littérature

De nombreuses approches ou formalismes ont été proposées pour modéliser les piles à combustible : graphes à liens ou graphes de liaison³ (*Bond-graphs*), circuits équivalents électriques et schémas-bloc ou schémas fonctionnels (*signal-flow*).

Bernardi et Verbrugge [8] ont été parmi les premiers auteurs à présenter une approche multi-domaines pour la modélisation de la pile à combustible. Dans cette approche, ils développent un modèle monodimensionnel, isotherme et en régime permanent. Le modèle décrit et prédit le transport d'eau dans la membrane, le transport des réactants et les surtensions ohmique et d'activation.

L'approche multi-domaines implique la résolution d'un ensemble d'équations pour chaque région de la pile, à savoir : la zone de diffusion des gaz cathodique et anodique (*gas diffusion layers, GDL*), les canaux d'alimentation (*gas flow channels*), la membrane et les zones catalytiques cathodique et anodique (*catalyst layers*). Les équations sont résolues séparément et simultanément [22]. Une analyse exhaustive des différentes approches pour la modélisation des piles à membrane échangeuse de protons a été réalisée par Cheddie et Munroe [22] et Biyikoglu [10].

L'objectif de la partie suivante consiste en la comparaison des trois approches évoquées ci-dessus : les bond-graphs, les circuits équivalents électriques et les schémas fonctionnels.

Approche bond-graphs

Les bond-graphs sont un formalisme graphique permettant de décrire les échanges d'énergie dans un système afin de faciliter l'approche multi-domaines. De ce point de vue, le VHDL-AMS et les bond-graphs partagent certains avantages : ils permettent d'une part une décomposition structurelle du système en sous-systèmes [7]. Ils permettent, d'autre part, une approche fonctionnelle. Les bond-graphs, comme le VHDL-AMS, sont adaptés à tous

³ Par la suite la terminologie anglaise *Bond-graphs* sera utilisée.

les domaines de la physique (mécanique, électrique, fluidique, hydraulique, etc.) et chaque système peut donc être facilement associé à d'autres systèmes de nature différente sans avoir à recourir à des analogies entre les différents domaines énergétiques (p. ex., circuits équivalents électriques).

Les bond-graphs offrent un avantage pour le contrôle. En effet, la causalité est intrinsèque au formalisme ; les variables d'état sont définies explicitement et une simple lecture graphique permet de déterminer les critères d'observabilité et de contrôlabilité du système. Cependant, même si des modèles de piles, aussi complexes soient-ils, ont été présentés par Saisset *et al.* [80] et Benbouzid *et al.* [7], aucun de ces auteurs n'a présenté le contrôle associé. La complexité du modèle bond-graphs est-elle trop élevée pour établir facilement le contrôle ?

Même si les bond-graphs sont reconnus être un outil puissant, ils souffrent toutefois de certains défauts.

Premièrement, les liens ne peuvent représenter que les flux énergétiques (ou flux d'informations) échangés entre les systèmes en interaction : deux variables, *l'effort* et le *flux* (équivalentes aux variables *across* et *through* en VHDL-AMS) sont associées à chaque lien. La puissance échangée entre les deux systèmes est le produit de l'effort par le flux. Par exemple dans le domaine fluidique, l'effort représente la pression (Pa) et le flux représente le débit *volumique* (m^3/s). Dans certains systèmes, les piles à combustible en particulier, il est préférable d'utiliser le débit massique (kg/s) qui permet de décrire la loi de conservation de masse tout en gardant la pression en pascals. Ceci n'est pas permis par les bond-graphs car le produit de ces deux variables n'est pas homogène à une puissance.

Deuxièmement, les bond-graphs n'autorisent pas nativement les discontinuités⁴ car elles violent le principe de continuité de la puissance sur laquelle ils sont basés. Ainsi, ni les convertisseurs statiques, ni la partie numérique d'un système (p. ex., contrôleurs numériques, FPGA, etc.) ne peuvent être modélisés et les utilisateurs ont recours à des modèles moyens dans lesquels les phénomènes de commutation des interrupteurs ne sont pas modélisés [79]. Une représentation, appelée Réseaux Dynamiques Hybrides à Composants (RDHC), présentée dans [20, 21], permet de palier ce manque. Il a été montré que tous les systèmes qui sont modélisés par les bond-graphs le sont par les RDHC. L'un des avantages des RDHC sur les bond-graphs est la génération de systèmes hybrides (continu et discret). Contrairement au bond-graphs, ils permettent de générer un seul modèle valable pour toutes les configurations (topologies) du circuit. Ce formalisme a été largement développé dans notre laboratoire à l'UTBM dans le cadre des travaux de Chami [20].

Enfin, la lecture d'un modèle n'est pas une chose aisée pour un néophyte contrairement au VHDL-AMS où les équations physiques, directement écrites sous forme implicite (ou explicite) et commentées, peuvent être comprises par une autre personne⁵.

⁴ Il existe les bond-graphs hybrides qui permettent de palier ce manque.

⁵ Il existe bien sûr des concepts du langage VHDL-AMS qui demandent une connaissance

Circuits équivalents électriques

Dans le but de modéliser et de simuler des systèmes autres qu'électriques, plusieurs méthodes utilisant les équivalences ou analogies entre les domaines énergétiques ont été adoptées. La méthode de base pour créer un nouveau modèle dans un environnement comme *Spice* est de combiner des blocs préexistants pour simuler la fonctionnalité désirée. Ainsi les sources de tension, les sources de tension contrôlées en courant [32], les résistances, les condensateurs et même les semi-conducteurs [97] sont détournés du domaine électrique pour simuler le comportement de composants mécaniques, thermiques, fluidiques, etc.

Des modèles de piles à combustible ont été réalisés en utilisant cette méthode et peuvent être divisés en deux familles : les modèles représentant simplement le comportement électrique et les modèles incluant les phénomènes fluidiques.

Les premiers modèles comportent des sources de tension (p. ex, f.e.m. de la pile), des sources de tension contrôlées en courant (p. ex., pertes d'activations) et des résistances afin de modéliser les différentes chutes de tension. La capacité de double couche est modélisée par un condensateur. Le plus connu de ces modèles, sous forme de circuit électrique, a été présenté dans un grand nombre de publications et de livres [2, 5, 48, 65]. D'autres modèles, sur le même principe ont été présentés et ont été résumés par Runtz et Lyster [77]. Ces modèles sont, pour la plupart, empiriques et les paramètres des composants sont déterminés par des méthodes d'interruption de courant ou de spectrométrie d'impédance. Toutefois, les relations empiriques ne permettent pas une bonne compréhension des phénomènes à l'intérieur de la pile. Ils ne peuvent, en effet, avoir un intérêt que dans le sens où les valeurs numériques des paramètres identifiés et leur évolution dans le temps peuvent être interprétés d'un point de vue physique.

Les circuits équivalents électriques ont toutefois une réelle utilité. Ils permettent d'avoir un modèle « petits signaux » d'une pile à combustible donnée capable de simuler son comportement avec un convertisseur statique. Ils sont donc adaptés à l'électronique de puissance, au dimensionnement et au contrôle du convertisseur statique associé [45, 78].

La deuxième catégorie de modèles intègre les phénomènes fluidiques en utilisant les équivalences électriques. Les conservations molaire ou massique de chaque espèce (H_2 , H_2O , O_2) sont modélisées par des sources de tension qui représentent les pressions et des sources de courant qui représentent les débits [32, 42]. D'autres composants, comme les résistances et les condensateurs, représentent, respectivement, les frottements et les volumes. Le modèle de Famouri et Gemmen [32] inclut les phénomènes transitoires, les pressions partielles et les irréversibilités de la pile. Wang *et al.* [93] ont développé un modèle dynamique basé sur l'analogie électrique, plus complexe, incluant la capacité de double couche et certaines des caractéristiques thermodynamiques

approfondie du langage mais elles ne sont pas absolument nécessaires pour comprendre la base d'un modèle.

miques de la pile. Ce modèle a été intégré et simulé avec succès dans un système PàC comprenant des convertisseurs statiques et leur contrôle [92].

Cependant, l'approche par équivalences électriques a de grandes limitations car il est nécessaire d'avoir à disposition des blocs prédéfinis. Mais qu'en est-il si le concepteur a besoin de modéliser des effets tels que la dépendance à la température ? Qu'en est-il des composants fluidiques ou mécaniques qui ne peuvent pas être facilement modélisés avec des blocs prédéfinis⁶ ? Les concepteurs peuvent avoir des besoins impossibles à satisfaire avec les blocs prédéfinis. Et quand bien même il serait possible de réaliser les fonctionnalités de cette façon, la configuration ou la paramétrisation des composants ne serait pas aisée. Travailler avec de tels types de modèles peut être une réelle limitation pour le concepteur du système qui a besoin d'un modèle rapidement.

Schémas fonctionnels

L'approche par schémas-blocs est l'une des méthodes la plus répandues car elle est orientée pour le contrôle. La plupart des modèles de piles publiés sont développés dans l'environnement Matlab/Simulink. Pukrushpan *et al.* [74, 73, 75, 89] ont publié l'un des modèles orienté contrôle le plus avancé et détaillé. En plus du modèle du cœur de pile, la modélisation prend en compte la dynamique des gaz et les principaux auxiliaires qui composent le système pile (compresseur, refroidissement, humidificateur). Ce modèle est basé sur une approche fonctionnelle et peut être divisé en quatre fonctionnalités distinctes : la tension de la pile, les débits des gaz à la cathode, les débits des gaz à l'anode et l'humidification de la membrane. Cette approche est très performante et parfaitement adaptée à la conception et l'analyse du contrôle. Mais elle a également des inconvénients car ces fonctionnalités sont interdépendantes et ne peuvent être simulées séparément en raison des boucles de rétroaction.

On peut remarquer dans cette approche fonctionnelle, que les différentes fonctionnalités représentent des domaines énergétiques différents. Les phénomènes électriques, fluidiques et l'humidité, bien que couplés, sont séparés. Mais, si le concepteur du système veut améliorer une partie du modèle, comment peut-il savoir exactement quelles sont les parties (fonctionnalités) du modèle à modifier⁷ ? Comment peut-il tester et prouver la validité de son modèle *indépendamment* des autres parties ?

Dans une approche structurelle, ces questions ne posent pas de problème car si le concepteur veut inclure un nouveau phénomène dans la cathode par exemple, il sait que tous les phénomènes (électriques, fluidiques, électrochimiques, thermiques, etc.) relatifs à la cathode sont dans un seul composant

Dans une représentation en schémas-blocs, la causalité est fixée par l'entrée et la sortie : la sortie est la cause de l'entrée. Dans un système physique,

⁶ Par exemple dans *Spice*, il n'est pas possible d'ajouter de nouveaux modèles sans recompiler le noyau.

⁷ Certains phénomènes peuvent avoir des répercussions sur plusieurs fonctions à la fois.

il se peut que la causalité ne soit pas connue *a priori*. Cette approche ne permet donc pas de gérer les équations implicites au sein d'un circuit (lois de Kirchhoff généralisées). Par exemple, l'équation implicite d'une résistance $U = R I$ ne suppose ni d'entrée ni de sortie alors que dans l'approche schémas-blocs, suivant si l'entrée est la tension ou le courant, les équations (ou fonctions de transfert) respectives s'écriront explicitement $I = U/R$ et $U = R I$. La résistance a donc deux représentations ou modèles distincts dans une représentation en schémas-blocs alors que le composant reste le même.

4.4.2 Approche descendante

L'approche que nous avons adoptée pour modéliser la pile à combustible peut être décrite par la figure 66. Deux niveaux d'abstraction y sont représentés [14] :

1. le « niveau cœur de pile » (FIG. 66(a)) qui est un niveau d'abstraction élevé qui décrit uniquement la tension statique de la pile en fonction du courant. Ce niveau d'abstraction est le plus simple. Il est modélisé simplement par la caractéristique statique de la pile $V = f(I)$;
2. le « niveau en couches » (FIG. 66(b)) est un niveau d'abstraction plus détaillé car il prend en compte des phénomènes plus fins. Il s'agit du modèle présenté dans ce chapitre. Il peut être décomposé, structurellement, en plusieurs parties :
 - les plaques bipolaires cathodiques (plaques distributrices de gaz) qui sont modélisées par des simples canaux dans lesquels les gaz peuvent entrer et sortir. Dans ce modèle, les pertes de charge dans les canaux ne sont pas prises en compte mais elles pourront être intégrées dans un modèle plus fin,
 - la couche de diffusion cathodique à travers laquelle l'oxygène et l'eau diffusent,
 - la vanne ou orifice de sortie des gaz qui permet de réguler la pression cathodique,
 - la couche catalytique où l'oxygène est consommé et l'eau est produite,
 - la membrane où les phénomènes de transport d'eau ont lieu (la diffusion d'azote n'est pas prise en compte),
 - la couche catalytique anodique où l'hydrogène est consommé,
 - la couche de diffusion anodique à travers laquelle l'hydrogène et l'eau diffusent,
 - les plaques bipolaires anodiques.

Une description du rôle et des caractéristiques des composants de la pile est donnée plus en détail dans [15]

Chaque composant impose sa propre tension qui est dépendante d'une quantité (variable) du composant (p. ex., courant, pression partielle). La tension totale de la pile est obtenue par la mise en série des composants. Chacun de ces composants peut être décrit, modélisé, testé et validé indépendamment.

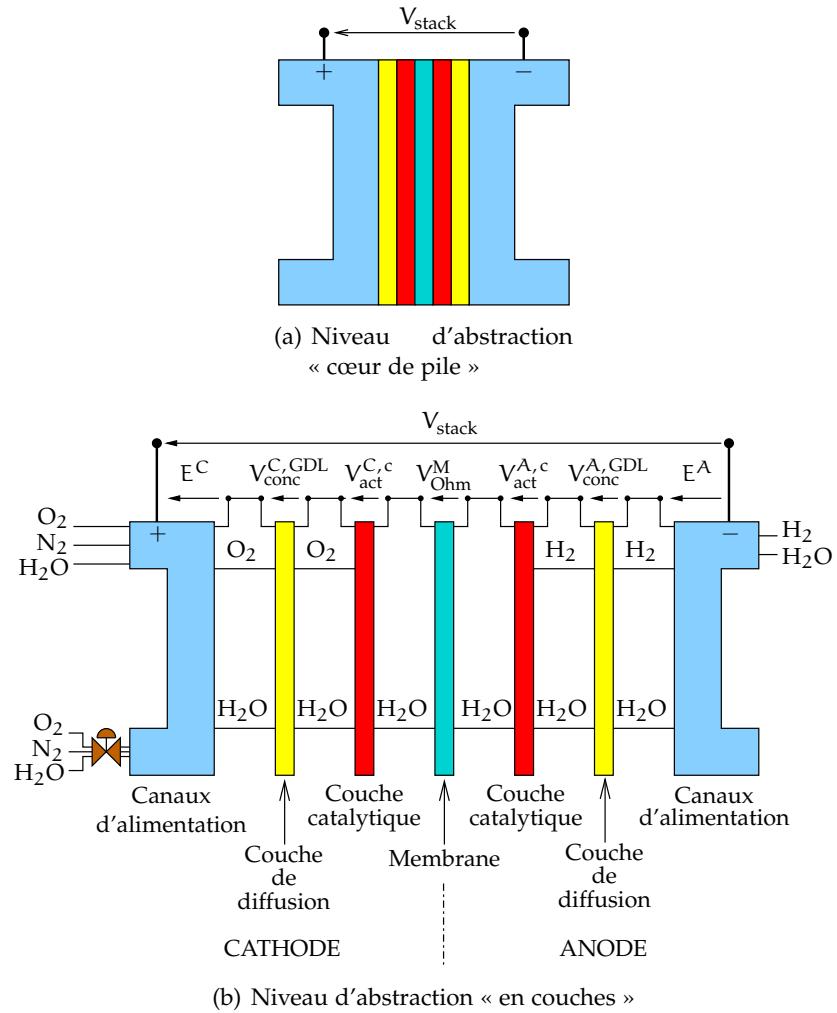


FIG. 66. Niveaux d'abstraction du modèle de la pile à combustible

Liste des hypothèses

Pour une première approche, un nombre important d'hypothèses ont été formulées. La complexification du modèle consistera à enlever une à une ces hypothèses :

H 1 *Le phénomène de diffusion est considéré en régime permanent.*

H 2 *La diffusion est linéaire et orientée dans la direction horizontale (gradient spatial de concentration constant).*

H 3 *L'azote ne diffuse ni à travers les couches de diffusion ni à travers la membrane.*

H 4 *Il n'y a pas de chute de pression (pertes de charge) dans les canaux d'alimentation en gaz.*

H 5 *La pression d'hydrogène est constante et parfaitement régulée.*

H 6 *La température dans la pile est homogène.*

H 7 *Les volumes des canaux sont constants.*

H 8 *Il n'y a pas d'accumulation d'eau dans les couches catalytiques cathodique et anodique.*

H 9 *L'activité cathodique de l'anode est considérée tellement élevée que toutes les pertes d'activation sont localisées à la cathode.*

H 10 *Même si plus ou moins de disparités existent entre les tensions des cellules constituant le cœur de pile, on considère qu'une pile de n cellules est n fois le comportement d'une cellule moyenne équivalente. Remarque : le VHDL-AMS permettrait, grâce à une fonction (*generate*), d'instancier n cellules pour construire un cœur de pile composé de n cellules en série mais cette fonctionnalité n'est pas utilisée ici.*

H 11 *Les gaz sont parfaits.*

H 12 *L'eau ne sort pas des canaux en phase liquide mais seulement en phase vapeur : l'eau s'accumule ou s'évapore dans les canaux [73].*

4.4.3 Modélisation des canaux d'alimentation en gaz

Cathode

D'après l'hypothèse H_4 , les pertes de charge dans les canaux de la pile ne sont pas considérées. Les pressions à l'entrée (indice in) et à la sortie (indice

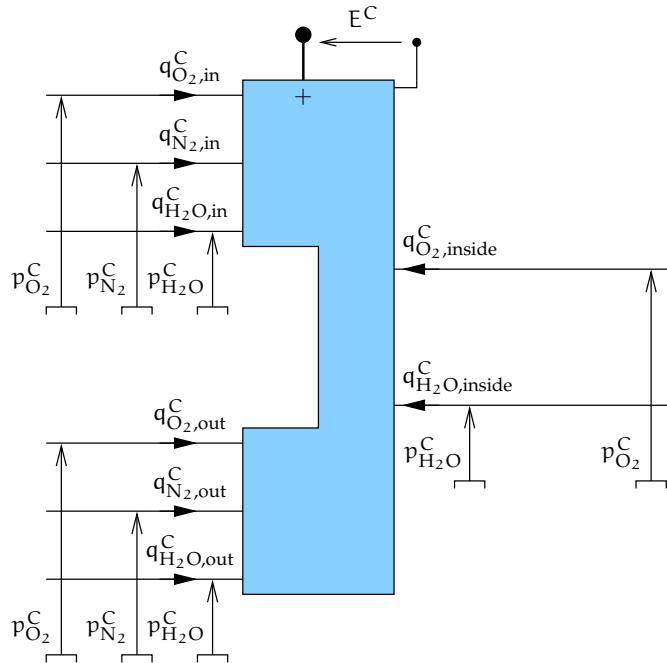


FIG. 67. Canaux cathodiques

out) des canaux (exposant m) $p_{in}^{C,m}$ et $p_{out}^{C,m}$, respectivement, sont égales à la pression totale de la cathode (exposant C) p^C :

$$H4 \Rightarrow p_{in}^{C,m} = p_{out}^{C,m} = p^C = p_{O_2}^C + p_{N_2}^C + p_{H_2O}^C, \quad (4.1)$$

où $p_{O_2}^C$, $p_{N_2}^C$ et $p_{H_2O}^C$ sont, respectivement, les pressions partielles d'oxygène, d'azote et de vapeur à la cathode (voir FIG. 67).

En considérant tous les gaz comme parfaits ($H\ 11$), on peut écrire,

$$p_i = \frac{n_i R T}{V^C}, \quad (4.2)$$

où p_i est la pression partielle de l'espèce i et n_i est le nombre de moles de l'espèce i. V^C représente le volume des canaux cathodiques et T la température de la pile.

La dérivation de (4.2) donne :

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{RT}{V^C} \frac{dn_i}{dt} + \frac{Rn_i}{V^C} \frac{dT}{dt} - \frac{n_i RT}{V^{C^2}} \frac{dV^C}{dt}. \quad (4.3)$$

D'après $H\ 7$ ($dV^C/dt = 0$), l'équation précédente peut être simplifiée :

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{RT}{V^C} \frac{dn_i}{dt} + \frac{Rn_i}{V^C} \frac{dT}{dt} \quad (4.4)$$

$$= \frac{RT}{V^C} \frac{1}{M_i} \frac{dm_i}{dt} + \frac{Rm_i}{V^C M_i} \frac{dT}{dt}, \quad (4.5)$$

où m_i et M_i sont, respectivement, la masse et la masse molaire de l'espèce i .

Chaque espèce au sein de la cathode peut soit entrer dans les canaux (indice in), soit en sortir par la vanne (indice out) et se diriger vers les sites catalytiques (indice inside). Le bilan massique de chaque espèce peut donc être écrit :

$$\frac{dm_i}{dt} = q_{i,in} + q_{i,out} + q_{i,inside} \text{ avec } i \in \{O_2, N_2, H_2O\}. \quad (4.6)$$

Il doit être noté qu'il n'y a pas d'hypothèse sur le signe des débits massiques. Ceux-ci sont imposés (1) par des auxiliaires externes comme le compresseur et l'humidificateur, (2) la vanne, (3) les sites catalytiques. Ils peuvent être tout aussi bien positifs que négatifs, le signe étant dépendant du point de fonctionnement de la pile.

L'équation (4.5) est valable uniquement pour les gaz alors que (4.6) s'applique aussi bien aux gaz qu'aux liquides. Le cas de l'eau liquide doit être considéré afin de prendre en compte les conditions d'humidité dans les canaux de la pile.

Deux équations doivent donc être ajoutées [73]. La première (4.7) vérifie si la masse totale d'eau à l'intérieur du volume de contrôle (canaux) est supérieure à la masse nécessaire pour saturer l'air $m_{H_2O}^{C,Sat}$. Si la masse de vapeur d'eau est inférieure à $m_{H_2O}^{C,Sat}$, alors toute l'eau est en phase vapeur; dans le cas contraire, l'air est saturé ($m_{H_2O}^{C,V} = m_{H_2O}^{C,Sat}$).

La deuxième équation (4.8) lie entre elles la masse totale d'eau, la masse d'eau en phase vapeur (exposant V) et la masse d'eau en phase liquide (exposant L) :

$$m_{H_2O}^{C,V} = \begin{cases} m_{H_2O}^C & \text{si } m_{H_2O}^C \leq m_{H_2O}^{C,Sat} \\ m_{H_2O}^{C,Sat} & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.7)$$

avec

$$m_{H_2O}^C = m_{H_2O}^{C,V} + m_{H_2O}^{C,L}. \quad (4.8)$$

La masse d'eau saturante $m_{H_2O}^{C,Sat}$ est calculée de la façon suivante :

$$m_{H_2O}^{C,Sat} = \frac{p_{Sat}(T) V^C M_{H_2O}}{R T}, \quad (4.9)$$

où p_{Sat} est la pression de saturation donnée par Springer *et al.* [82] :

$$\begin{aligned} \log_{10} \left(\frac{p_{Sat}(T)}{1,0 \cdot 10^5} \right) &= -2,1794 + 0,02953(T - 273,15) \\ &\quad - 9,1837 \cdot 10^{-5} (T - 273,15)^2 \\ &\quad + 1,4454 \cdot 10^{-7} (T - 273,15)^3. \end{aligned} \quad (4.10)$$

La température T et la pression p_{Sat} sont respectivement en kelvin et pascal.

Finalement, un ensemble d'équations différentielles est obtenu :

$$\frac{dp_{O_2}^C}{dt} = \frac{RT}{\gamma^C} \frac{1}{M_{O_2}} \frac{dm_{O_2}^C}{dt} + \frac{Rm_{O_2}^C}{\gamma^C M_{O_2}} \frac{dT}{dt} \quad (4.11)$$

$$\frac{dp_{N_2}^C}{dt} = \frac{RT}{\gamma^C} \frac{1}{M_{N_2}} \frac{dm_{N_2}^C}{dt} + \frac{Rm_{N_2}^C}{\gamma^C M_{N_2}} \frac{dT}{dt} \quad (4.12)$$

$$\frac{dp_{H_2O}^C}{dt} = \frac{RT}{\gamma^C} \frac{1}{M_{H_2O}} \frac{dm_{H_2O}^{C,\gamma}}{dt} + \frac{Rm_{H_2O}^{C,\gamma}}{\gamma^C M_{H_2O}} \frac{dT}{dt} \quad (4.13)$$

$$\frac{dm_{O_2}^C}{dt} = q_{O_2,in}^C + q_{O_2,out}^C + q_{O_2,inside}^C \quad (4.14)$$

$$\frac{dm_{N_2}^C}{dt} = q_{N_2,in}^C + q_{N_2,out}^C \quad (4.15)$$

$$\frac{dm_{H_2O}^C}{dt} = q_{H_2O,in}^C + q_{H_2O,out}^C + q_{H_2O,inside}^C \quad (4.16)$$

D'après l'hypothèse H_3 , la diffusion de l'azote n'est pas considérée, c'est pourquoi, la conservation de masse de l'azote (4.15) ne tient pas compte de $q_{N_2,inside}^C$.

À partir de la pression partielle d'oxygène, la contribution de la cathode à la force électromotrice (f.e.m.) peut être calculée [49] :

$$E^C = n \left[1,229 - 0,85 \cdot 10^{-3} (T - 298,15) + \frac{RT}{2F} \ln \left(\sqrt{p_{O_2}^C / 101325} \right) \right]. \quad (4.17)$$

Le code VHDL-AMS complet de ce composant est donné en annexes A.1 page 161.

Anode

Le modèle des canaux de l'anode (Fig. 68) est basé sur celui de la cathode mais d'après l'hypothèse H_5 , on considère que la pression d'hydrogène est constante. La pile fonctionne en mode fermé (*dead end*). Ni l'hydrogène, ni l'eau ne peuvent être évacués de la pile par les canaux anodiques. Un futur modèle devra inclure la possibilité de réaliser les purges afin d'évacuer l'eau, voire l'azote ayant migré de la cathode vers l'anode.

En considérant ces hypothèses, on peut écrire l'ensemble des équations différentielles relatif à l'anode (exposant A) :

$$m_{H_2O}^{A,\gamma} = \begin{cases} m_{H_2O}^A & \text{si } m_{H_2O}^A \leq m_{H_2O}^{A,Sat} \\ m_{H_2O}^{A,Sat} & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.18)$$

$$m_{H_2O}^A = m_{H_2O}^{A,\gamma} + m_{H_2O}^{A,L} \quad (4.19)$$

$$m_{H_2O}^{A,Sat} = \frac{p_{Sat}(T) \gamma^A M_{H_2O}}{RT} \quad (4.20)$$

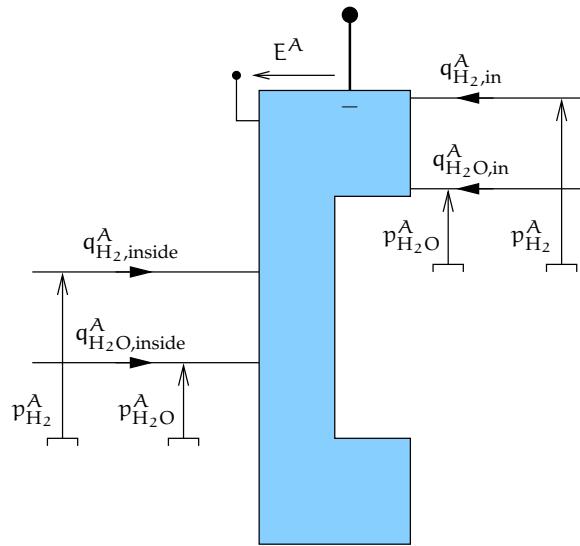


FIG. 68. Canaux anodiques

$$\frac{dp_{H_2O}^A}{dt} = \frac{RT}{V^A} \frac{1}{M_{H_2O}} \frac{dm_{H_2O}^{A,V}}{dt} + \frac{Rm_{H_2O}^{A,V}}{V^A M_{H_2O}} \frac{dT}{dt} \quad (4.21)$$

$$\frac{dp_{H_2}^A}{dt} = 0 \quad (4.22)$$

$$\frac{dm_{H_2O}^A}{dt} = q_{H_2O,inside}^A \quad (4.23)$$

où V^A est le volume de l'anode. D'après l'hypothèse H_5 , le débit d'hydrogène $q_{H_2,in}^A$ ne peut être contrôlé : il est imposé par les sites catalytiques anodiques en *aval* des canaux ; à l'inverse, l'alimentation en air de la cathode est imposée par le compresseur et l'humidificateur en *amont* des canaux.

A partir de la pression partielle d'hydrogène, la contribution de l'anode à la f.e.m. de la pile peut être calculée [49] :

$$E^A = n \frac{RT}{2F} \ln \left(p_{H_2}^A / 101325 \right). \quad (4.24)$$

4.4.4 Modélisation de la vanne de contrôle ou de l'orifice de sortie des gaz

Suivant le mode de fonctionnement de la pile, la pression à l'intérieur de la cathode peut être contrôlée ou non. Le paramètre k , représentant l'ouverture de la vanne peut être constant ou être utilisé comme une variable supplémentaire de contrôle [73].

La vanne, illustrée par la figure 69, peut être modélisée par un modèle linéarisé d'une fuite isentropique [73] :

$$q_{\text{tot}}^V = k (p_{\text{tot,in}}^V - p_{\text{tot,out}}^V) \quad (4.25)$$

Un modèle non linéarisé d'une fuite isentropique a été réalisé pour modéliser les fuites internes du compresseur scroll (page 82)

où q_{tot}^V est le débit massique total à travers la vanne et $p_{\text{tot,in}}^V$ et $p_{\text{tot,out}}^V$ sont les pressions totales à l'entrée et à la sortie de la vanne.

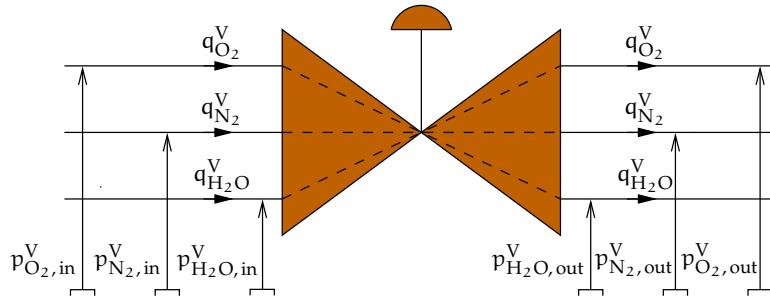


FIG. 69. Modèle de la vanne

Il existe trois espèces (O_2 , N_2 et H_2O) dans le gaz. Le débit massique total peut donc être écrit :

$$q_{\text{tot}}^V = q_{O_2}^V + q_{N_2}^V + q_{H_2O}^V \quad (4.26)$$

avec,

$$q_{O_2}^V = \gamma_{O_2} q_{\text{tot}}^V \quad (4.27)$$

$$q_{N_2}^V = \gamma_{N_2} q_{\text{tot}}^V \quad (4.28)$$

$$q_{H_2O}^V = \gamma_{H_2O} q_{\text{tot}}^V \quad (4.29)$$

où γ_{O_2} , γ_{N_2} et γ_{H_2O} sont, respectivement, les fractions massiques d'oxygène, d'azote et de vapeur d'eau.

La fraction massique de chaque espèce est calculée de la façon suivante :

$$\gamma_{O_2} = \frac{\chi_{O_2} M_{O_2}}{\chi_{O_2} M_{O_2} + \chi_{N_2} M_{N_2} + \chi_{H_2O} M_{H_2O}} \quad (4.30)$$

$$\gamma_{N_2} = \frac{\chi_{N_2} M_{N_2}}{\chi_{O_2} M_{O_2} + \chi_{N_2} M_{N_2} + \chi_{H_2O} M_{H_2O}} \quad (4.31)$$

$$\gamma_{H_2O} = \frac{\chi_{H_2O} M_{H_2O}}{\chi_{O_2} M_{O_2} + \chi_{N_2} M_{N_2} + \chi_{H_2O} M_{H_2O}} \quad (4.32)$$

où χ_{O_2} , χ_{N_2} et χ_{H_2O} sont, respectivement, les fractions molaires d'oxygène, d'azote et de vapeur d'eau.

Le calcul des fractions molaires diffère suivant si le débit massique est positif ($p_{\text{tot,in}}^V \geq p_{\text{tot,out}}^V$) ou non ($p_{\text{tot,in}}^V \leq p_{\text{tot,out}}^V$). Même si dans la pile le

débit devrait toujours être positif, le cas d'un débit négatif est pris en compte afin de modéliser de manière complète la vanne.

$$\chi_{O_2} = \begin{cases} p_{O_2, \text{in}}^V / p_{\text{tot, in}}^V & \text{si } p_{\text{tot, in}}^V \geq p_{\text{tot, out}}^V \\ p_{O_2, \text{out}}^V / p_{\text{tot, out}}^V & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.33)$$

$$\chi_{N_2} = \begin{cases} p_{N_2, \text{in}}^V / p_{\text{tot, in}}^V & \text{si } p_{\text{tot, in}}^V \geq p_{\text{tot, out}}^V \\ p_{N_2, \text{out}}^V / p_{\text{tot, out}}^V & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.34)$$

$$\chi_{H_2O} = \begin{cases} p_{H_2O, \text{in}}^V / p_{\text{tot, in}}^V & \text{si } p_{\text{tot, in}}^V \geq p_{\text{tot, out}}^V \\ p_{H_2O, \text{out}}^V / p_{\text{tot, out}}^V & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.35)$$

Les pressions totales à l'entrée et à la sortie dépendent aussi des trois espèces :

$$p_{\text{tot, in}}^V = p_{O_2, \text{in}}^V + p_{N_2, \text{in}}^V + p_{H_2O, \text{in}}^V \quad (4.36)$$

$$p_{\text{tot, out}}^V = p_{O_2, \text{out}}^V + p_{N_2, \text{out}}^V + p_{H_2O, \text{out}}^V \quad (4.37)$$

4.4.5 Modélisation des sites catalytiques

Les sites catalytiques (FIG. 70) imposent les débits massiques en fonction du courant (I) délivré par la pile.

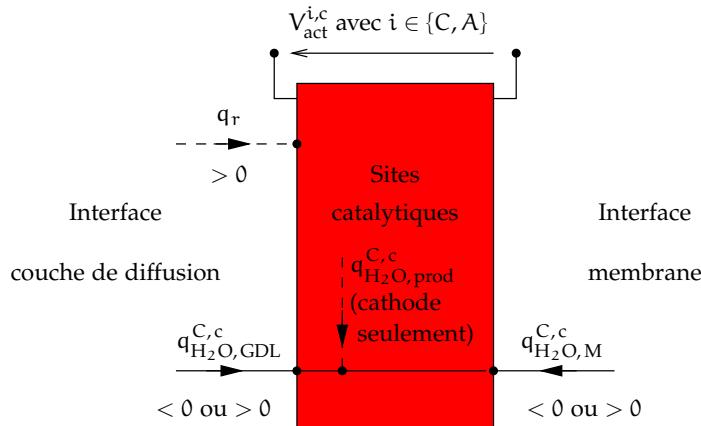


FIG. 70. Couche catalytique

Cathode

Le courant électrique impose un débit massique d'oxygène des canaux vers les sites catalytiques (indice c) en passant par la couche de diffusion (indice

GDL). Le débit d'oxygène imposé par les sites catalytiques à la couche de diffusion $q_{O_2, GDL}^{C, c}$ est donné par :

$$q_{O_2, GDL}^{C, c} = M_{O_2} \frac{In}{4F}. \quad (4.38)$$

Dans le même temps, l'eau est produite :

$$q_{H_2O, prod}^{C, c} = M_{H_2O} \frac{In}{2F}. \quad (4.39)$$

Le débit massique de vapeur d'eau $q_{H_2O, M}^{C, c}$ provenant de la membrane (voir FIG. 70) vers les sites catalytiques n'est pas connu *a priori*. Il est imposé par la membrane et sera présenté dans le modèle de la membrane (part. 4.4.9).

De plus, d'après l'hypothèse H 8, il n'y a pas d'accumulation d'eau dans les sites catalytiques ($d m_{H_2O}/dt = 0$). Le bilan massique d'eau peut donc être écrit :

$$q_{H_2O, GDL}^{C, c} = - \left(q_{H_2O, M}^{C, c} + q_{H_2O, prod}^{C, c} \right). \quad (4.40)$$

Le signe moins tient compte des conventions de signe. Si le débit massique d'eau produite $q_{H_2O, prod}^{C, c}$ dans les sites catalytiques est toujours positif, la quantité d'eau échangée entre la membrane et les sites catalytiques $q_{H_2O, M}^{C, c}$ peut être soit positif (l'eau vient de la membrane), soit négatif (l'eau est absorbé par la membrane).

La chute de tension due aux pertes d'activations est [49] :

$$V_{act, c}^{C, c} = -nA \ln \left(\frac{j}{b} \right), \quad (4.41)$$

où A et b sont des coefficients empiriques. Le courant j est défini de la façon suivante :

$$j = \frac{nI}{S_{tot}}, \quad (4.42)$$

où S_{tot} est la surface active totale de la pile et n , le nombre de cellules de la PaC.

Anode

Le courant électrique impose un débit d'hydrogène des canaux anodiques vers les sites catalytiques en passant par la couche de diffusion. Le débit massique d'hydrogène $q_{H_2, GDL}^{A, c}$ imposé par les sites catalytiques anodiques à la couche de diffusion est donné par :

$$q_{H_2, GDL}^{A, c} = M_{H_2} \frac{In}{2F}. \quad (4.43)$$

Il n'y a pas de production d'eau à l'anode. Le débit massique d'eau provenant de la membrane $q_{H_2O, M}^{C, c}$ n'est pas connu *a priori*, il est imposé par la membrane et sera présenté dans le modèle de la membrane (part. 4.4.9).

De plus, d'après l'hypothèse $H8$, il n'y a pas d'accumulation d'eau dans les sites catalytiques ($d m_{H_2O}/d t = 0$).

Le bilan massique d'eau peut donc être écrit :

$$q_{H_2O, GDL}^{A, c} = -q_{H_2O, M}^{C, c}. \quad (4.44)$$

D'après l'hypothèse $H9$, il n'y a pas de chute de tension dans les sites catalytiques :

$$V_{act}^{A, c} = 0. \quad (4.45)$$

4.4.6 Modélisation des couches de diffusion

La relation entre la densité de courant j et le flux molaire J (donné en $\text{mol cm}^{-2} \text{s}^{-1}$) venant des canaux vers les sites catalytiques est :

$$J = \frac{j}{n_e F}, \quad (4.46)$$

où n_e est le nombre d'électrons mis en jeu dans la réaction.

En régime permanent ($H1$), le flux molaire des réactants (des canaux vers les sites catalytiques) est égal au flux molaire des produits (des sites catalytiques vers les canaux).

Diffusion

La loi de Fick décrit la diffusion suivant l'équation suivante [65] :

$$J = -D \frac{dc}{dx}, \quad (4.47)$$

où J représente le flux molaire de diffusion, c la concentration molaire et D le coefficient de diffusion.

D'après l'hypothèse $H2$, l'équation (4.47) peut être écrite sous la forme :

$$J = -D \frac{c_i(\delta) - c_i(0)}{\delta}, \quad (4.48)$$

où $c_i(x)$ est la concentration du réactant i à l'abscisse x et δ l'épaisseur de la couche de diffusion exprimée en centimètres.

Notons que J peut être soit positif (réactant) soit négatif (produit) comme l'illustre la figure 71.

Le flux de l'espèce i , noté J_i , peut être calculé à partir du débit massique q_i d'après la formule suivante :

$$q_i = J_i M_i S_{tot}, \quad (4.49)$$

où M_i est la masse molaire de l'espèce i et S_{tot} la surface active totale de la pile.

Les profils de concentration en régime permanent dans la couche de diffusion sont donnés par la figure 71.

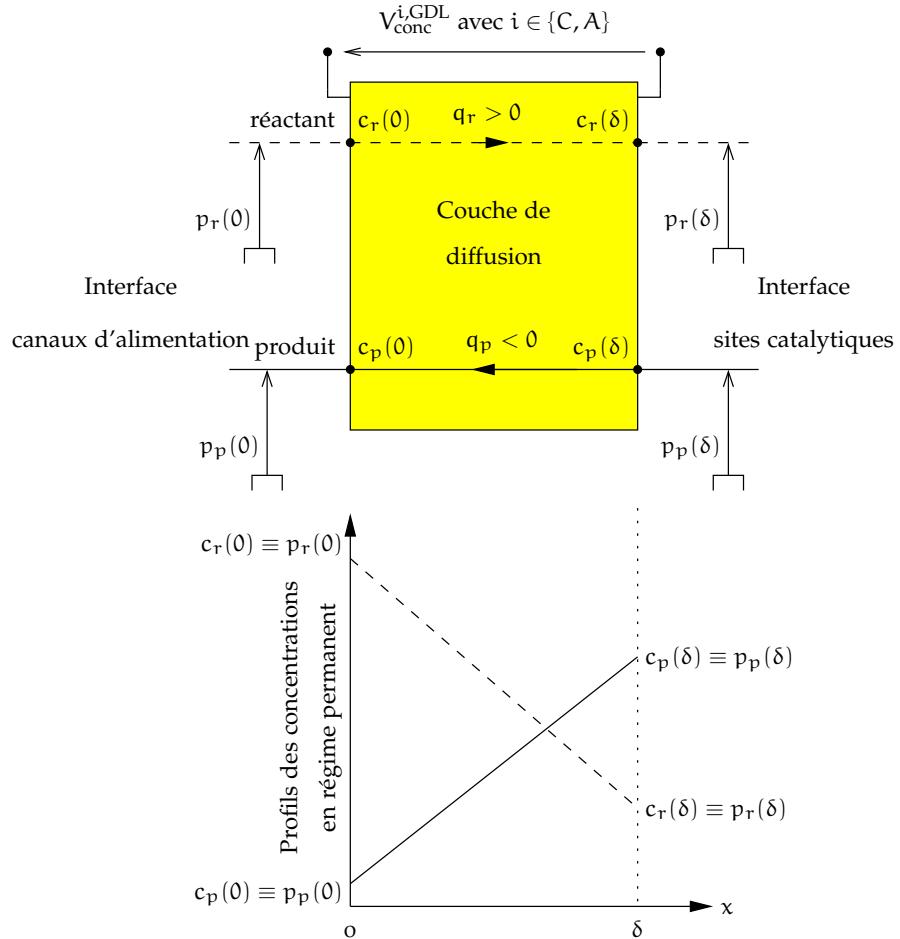


FIG. 71. Couches de diffusion et profils des concentrations en régime permanent

La concentration de l'espèce i , $c_i(x)$, peut tout aussi être écrite en fonction de la fraction molaire $\chi_i(x)$ et de la pression totale p ou de la pression partielle $p_i(x)$:

$$c_i(x) = \frac{p}{RT} \chi_i(x) = \frac{1}{RT} p_i(x). \quad (4.50)$$

Pour des pressions faibles, le coefficient de diffusion binaire D_{ij} (deux espèces i et j) dépend de la pression et de la température d'après la loi des gaz de Slattery et Bird [81] :

$$p \cdot D_{ij} = a \left(\frac{T}{\sqrt{T_{ci} T_{cj}}} \right)^b (p_{ci} p_{cj})^{1/3} (T_{ci} T_{cj})^{5/12} \left(\frac{1}{M_i} + \frac{1}{M_j} \right)^{1/2}, \quad (4.51)$$

où p est la pression totale (atm), D_{ij} le coefficient de diffusion binaire (cm^2/s) et T la température (K). M_x est la masse molaire de l'espèce x , T_{cx} et p_{cx} sont la température et la pression critiques de l'espèce x ($x \in \{i, j\}$).

Les coefficients a et b diffèrent suivant si l'une des espèces est un gaz polaire ou non (eau dans ce cas). Alors,

$$a = 2,745 \times 10^{-4} \text{ et } b = 1,823 \quad (4.52)$$

si la paire de gaz contient ne contient pas de gaz polaire et

$$a = 3,640 \times 10^{-4} \text{ et } b = 2,334 \quad (4.53)$$

si la paire de gaz contient un gaz polaire, en l'occurrence l'eau.

Les températures et pressions critiques des différentes espèces interagissant dans une pile à combustible sont données dans le tableau 3 [65].

Espèce	Masse molaire	T_c (K)	p_c (atm)
H_2	2,016	33,3	12,80
Air	28,964	132,4	37,0
N_2	28,013	126,2	33,5
O_2	31,999	154,4	49,7
H_2O	18,015	647,3	217,5

TAB. 3. Propriétés critiques des gaz

Pour des supports poreux, le coefficient de diffusion donné par (4.51) doit être corrigé pour prendre en compte l'effet des pores du matériau (porosité et tortuosité). Généralement, le coefficient est corrigé par la diffusivité effective connue sous le nom de correction de Bruggemann [65, 82] :

$$D_{ij}^{\text{eff}} = D_{ij} \epsilon^\tau \text{ ou } D_{ij} \frac{\epsilon}{\tau} \text{ pour des températures élevées,} \quad (4.54)$$

où ϵ représente la porosité du matériau (environ 0,4 pour les électrodes de pile à combustible⁸) et τ représente la tortuosité (de 1,5 à 10 pour les électrodes de pile à combustible).

4.4.7 Cathode

Deux espèces, O_2 et H_2O , sont présentes à l'interface de la couche de diffusion (l'hypothèse H_3 permet de négliger la diffusion d'azote) et (4.54) est utilisée pour calculer $D_{O_2, H_2O}^{\text{eff}}$.

⁸ Une porosité de 0,4 indique que 40 % du volume total de l'électrode est occupé par des pores. À l'air libre, la porosité est égale à 1 et le coefficient de diffusion donné par (4.51) est utilisé.

D'après (4.48) et (4.50), les pressions partielles d'oxygène et de vapeur d'eau à l'interface des sites catalytiques peuvent être calculées par :

$$p_{O_2}(\delta^C) = p_{O_2}(0) - \frac{J_{O_2}^C R T}{D_{O_2, H_2O}^{eff}} \delta^C \quad (4.55)$$

$$p_{H_2O}(\delta^C) = p_{H_2O}(0) - \frac{J_{H_2O}^C R T}{D_{O_2, H_2O}^{eff}} \delta^C \quad (4.56)$$

où le coefficient de diffusion binaire D_{O_2, H_2O}^{eff} est déterminé à partir de (4.51), (4.52) et (4.54).

Les flux molaires $J_{O_2}^C$ et $J_{H_2O}^C$ sont calculés à partir des débits massiques correspondant $q_{O_2}^C$ et $q_{H_2O}^C$ avec (4.49).

La chute de tension par concentration est déduite des pressions partielles d'oxygène de part et d'autre de la couche de diffusion :

$$V_{conc}^{C, GDL} = -n C \ln \left(\frac{p_{O_2}(0)}{p_{O_2}(\delta^C)} \right). \quad (4.57)$$

Le code complet en VHDL-AMS du composant est donné en annexes A.2 page 167.

4.4.8 Anode

Deux espèces, H_2 et H_2O , sont présentes à l'interface de la couche de diffusion et l'équation (4.54) est utilisée pour calculer D_{H_2, H_2O}^{eff} .

D'après (4.48) et (4.50), la pression partielle d'hydrogène et de vapeur d'eau à l'interface des sites catalytiques peuvent être calculées par :

$$p_{H_2}(\delta^A) = p_{H_2}(0) - \frac{J_{H_2}^A R T}{D_{H_2, H_2O}^{eff}} \delta^A \quad (4.58)$$

$$p_{H_2O}(\delta^A) = p_{H_2O}(0) - \frac{J_{H_2O}^A R T}{D_{H_2, H_2O}^{eff}} \delta^A \quad (4.59)$$

où le coefficient de diffusion binaire D_{H_2, H_2O}^{eff} est déterminé à partir de (4.51), (4.52) et (4.54).

Les flux molaires $J_{H_2}^A$ et $J_{H_2O}^A$ sont calculés à partir des débits massiques correspondant $q_{H_2}^A$ et $q_{H_2O}^A$ avec (4.49).

La chute de tension par concentration (indice conc) est déduite des concentrations (ou pressions partielles) d'hydrogène de part et d'autre de la couche de diffusion :

$$V_{conc}^{A, GDL} = -n C \ln \left(\frac{p_{H_2}(0)}{p_{H_2}(\delta^A)} \right) \quad (4.60)$$

où C est un coefficient empirique et n , le nombres de cellules de la PàC.

4.4.9 Modélisation de la membrane

Le modèle de la membrane (voir FIG. 72) que nous avons développé est celui présenté par Springer *et al.* [82]. Il s'agit d'un modèle monodimensionnel, isotherme. Les auteurs ont déterminé des relations empiriques corrélant la conductivité de la membrane, la porosité de l'électrode et le contenu d'eau dans une membrane de type Nafion.

La résistance de la membrane est déduite à partir de sa conductivité. Puisque cette conductivité est hautement dépendante de son contenu en eau, il est essentiel de connaître comment le contenu en eau de la membrane varie à dans celle-ci. Deux phénomènes antagonistes opèrent dans la membrane et doivent être pris en compte : l'électro-osmose (*electro-osmotic drag*) et la diffusion (*back diffusion*). Ces deux phénomènes seront présentés et modélisés dans les parties suivantes.

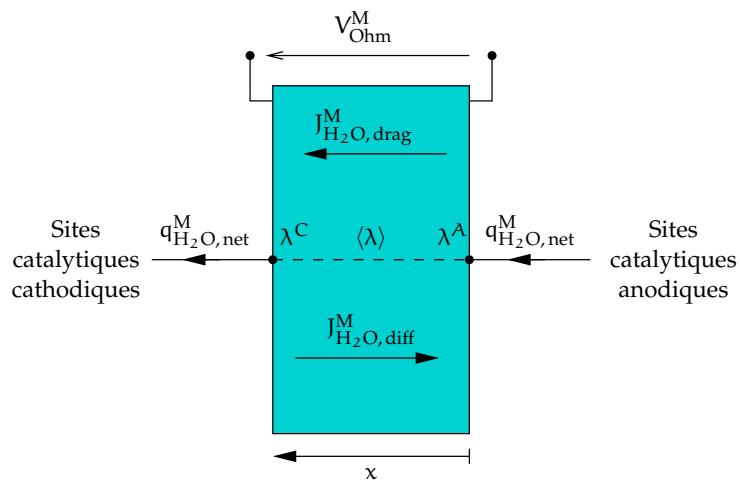


FIG. 72. Membrane

Contenu en eau de la membrane

Le contenu en eau dans une membrane de type Nafion, représenté par λ , n'est pas uniforme. Le coefficient λ est défini comme étant le rapport du nombre de molécules d'eau par site chargé (sites sulfonates). Les résultats expérimentaux ont montré que λ peut varier de zéro (membrane complètement déshydratée) à vingt-deux (membrane complètement saturée, sous certaines conditions) [65]. Afin de calculer le profil d'eau dans la membrane, les conditions limites doivent être connues. Le contenu d'eau est lié à l'activité

de l'eau à l'interface de la membrane suivant la relation [82] :

$$\lambda = \begin{cases} 0,043 + 17,81 a_{H_2O} - 39,85 a_{H_2O}^2 + 36,0 a_{H_2O}^3 & \text{si } 0 < a_{H_2O} \leq 1 \\ 14 + 1,4(a_{H_2O} - 1) & \text{si } 1 < a_{H_2O} \leq 3 \end{cases} \quad (4.61)$$

Cette relation a été déterminée pour une température de 30 °C mais Springer *et al.* [82] ont supposé qu'elle restait valide pour des températures inférieures à 80 °C.

L'activité de l'eau est calculée à partir de la pression partielle d'eau p_{H_2O} et de la pression de saturation p_{Sat} :

$$a_{H_2O} = \frac{p_{H_2O}}{p_{Sat}(T)}, \quad (4.62)$$

où la pression de saturation p_{Sat} a déjà été donnée par l'équation (4.10) page 133.

À partir de ces conditions limites, déterminées à la cathode (exposant C) et à l'anode (exposant A), le contenu en eau moyen de la membrane Nafion peut être calculé :

$$\langle \lambda \rangle = \frac{\lambda^C + \lambda^A}{2}. \quad (4.63)$$

λ^C et λ^A sont déterminés à partir de (4.61) et des pressions de vapeur imposées à la cathode et à l'anode.

Electro-osmose

Soumis à un champ électrique, les protons migrent à travers les pores de la membrane (de l'anode vers la cathode) et entraînent dans leur sillage une ou plusieurs molécules d'eau. L'intensité à laquelle chaque proton entraîne les molécules d'eau est quantifiée par le coefficient d'électro-osmose n_{drag} défini comme le nombre de molécule d'eau accompagnant le mouvement de chaque proton [65]. Il est communément admis que n_{drag} varie linéairement avec λ suivant la relation [82] :

$$n_{drag} = n_{drag}^{Sat} \frac{\lambda}{22} \quad \text{pour } 0 \leq \lambda \leq 22, \quad (4.64)$$

où $n_{drag}^{Sat} \approx 2,5$ est le coefficient d'électro-osmose pour des conditions d'hydratation maximale.

D'autres expressions du coefficient d'électro-osmose ont été présentées dans la littérature [36, 99] mais l'expression (4.64) a largement été utilisée [73, 82] et a montré de bons résultats.

Le flux électro-osmotique (indice drag) d'eau $J_{H_2O, drag}^M$ ($\text{mol cm}^{-2} \text{s}^{-1}$) de l'anode vers la cathode est une fonction de la densité de courant j (A cm^{-2}) et du coefficient d'électro-osmose n_{drag} [65] :

$$J_{H_2O, drag}^M = 2 n_{drag} \frac{j}{2F} \quad (4.65)$$

Diffusion

Quand la concentration d'eau à la cathode est supérieure à la concentration d'eau à l'anode, l'eau diffuse de la cathode vers l'anode. Ce phénomène compense l'effet du flux électro-osmotique. Le flux de diffusion (indice diff) d'eau peut être déterminé par [82] :

$$J_{H_2O, \text{diff}}^M = -\frac{\rho_{\text{dry}}}{M_m} D_\lambda \frac{d\lambda}{dx}, \quad (4.66)$$

où ρ_{dry} est la masse volumique sèche du Nafion ($0,00197 \text{ kg/cm}^3$ [65]), M_m est la masse équivalente⁹ du Nafion ($M_m = 1,0 \text{ kg/mol}$ [65]) et x la direction normale à l'épaisseur de la membrane de l'anode vers la cathode.

La valeur numérique du coefficient de diffusion de l'eau dans la membrane $D_\lambda (\text{cm}^2/\text{s})$ n'est pas constante ; elle dépend de la température T et de la quantité d'eau λ contenue dans la membrane suivant l'expression [82] :

$$\begin{aligned} D_\lambda &= 10^{-6} \exp \left[2416 \left(\frac{1}{303} - \frac{1}{T} \right) \right] \\ &\quad (2,563 - 0,33\lambda + 0,0264\lambda^2 - 0,000671\lambda^3) \\ &\quad \text{pour } \lambda > 4. \end{aligned} \quad (4.67)$$

De même que pour le coefficient d'électro-osmose d'autres expressions du coefficient de diffusion de l'eau dans la membrane ont été publiées [62]. L'expression (4.67) est valide uniquement si λ est supérieur à quatre ; dans le cas contraire d'autres expressions sont données par Pukrushpan *et al.* [73] mais les conditions de fonctionnement correspondent à des points de fonctionnement pour lesquels la membrane est sévèrement déshydratée.

Bilan massique de l'eau

En combinant (4.65) et (4.66), le flux total d'eau dans la membrane peut être calculé :

$$J_{H_2O, \text{net}}^M = 2n_{\text{drag}} \frac{j}{2F} - \frac{\rho_{\text{dry}}}{M_m} D_\lambda \frac{d\lambda}{dx}. \quad (4.68)$$

Comme l'ont proposé Springer *et al.* [82] mais aussi O'Hare *et al.* [65], l'équation précédente peut être réarrangée en posant $J_{H_2O, \text{net}}^M = \alpha j/(2F)$ où α est une inconnue représentant le rapport entre le flux d'eau dans la membrane et le flux d'hydrogène :

$$\frac{d\lambda}{dx} = \left(2n_{\text{drag}}^{\text{Sat}} \frac{\lambda}{22} - \alpha \right) \frac{j M_m}{2F \rho_{\text{dry}} D_\lambda}. \quad (4.69)$$

⁹ En chimie des polymères, la masse équivalente correspond à la quantité de groupes fonctionnels réactifs sur la chaîne polymère. Sa valeur décrit la quantité de résine solide qui comprend une mole de groupe fonctionnel réactif.

Le débit massique total d'eau à travers la membrane peut être calculé à partir de (4.49) :

$$q_{H_2O, \text{net}}^M = M_{H_2O} J_{H_2O, \text{net}}^M S_{\text{tot}} = M_{H_2O} \alpha \frac{j}{2F} S_{\text{tot}}. \quad (4.70)$$

Dans l'équation différentielle ordinaire (4.69), il y a deux inconnues : λ et α . Cette équation ne peut pas être résolue analytiquement car D_λ est une fonction de λ . Cependant, si D_λ ne change pas trop en fonction de λ quand λ est supérieur à 4 (Pukrushpan *et al.* [73] considèrent D_λ constant pour $\lambda > 4$), une estimation de D_λ peut être trouvée et l'équation (4.69) peut être résolue analytiquement.

Le coefficient de diffusion de l'eau dans la membrane est calculé de la façon suivante :

$$D_\lambda \approx D_{\langle \lambda \rangle} \quad (4.71)$$

où $\langle \lambda \rangle$ est le contenu moyen de la membrane donné par (4.63).

La résolution de (4.69) donne le profil de λ dans la membrane,

$$\lambda(x) = \frac{11\alpha}{n_{\text{drag}}^{\text{Sat}}} + C \exp\left(\frac{j M_m n_{\text{drag}}^{\text{Sat}}}{22F \rho_{\text{dry}} D_{\langle \lambda \rangle}} x\right). \quad (4.72)$$

Les deux inconnues α et C (constante d'intégration) peuvent être calculées grâce aux conditions limites $\lambda(0)$ et $\lambda(\delta^M)$ calculées à partir de (4.61).

Résistance spécifique de la membrane et chute de tension

La conductivité du Nafion σ^M ($S \text{ cm}^{-1}$) est donnée par Springer *et al.* [82] :

$$\sigma^M(T, \lambda) = \sigma_{303} K(\lambda) \exp\left[1268 \left(\frac{1}{303} - \frac{1}{T}\right)\right] \quad (4.73)$$

où,

$$\sigma_{303} K(\lambda) = \sigma_1 \lambda - \sigma_2 \quad (4.74)$$

avec, $\sigma_1 = 0,005193$ and $\sigma_2 = 0,00326$.

La résistance spécifique de la membrane r^M ($\Omega \text{ cm}^2$) est obtenue en intégrant la résistance spécifique locale sur l'épaisseur de la membrane δ^M (cm) :

$$r^M = \int_0^{\delta^M} \frac{dx}{\sigma^M(T, \lambda(x))}. \quad (4.75)$$

Finalement, après résolution de l'intégrale (4.75) :

$$\begin{aligned}
 r^M = & \frac{2 \exp [1268 (\frac{1}{T} - \frac{1}{303})]}{j M_m \left(22 \sigma_1 \alpha - 2 \sigma_2 n_{\text{drag}}^{\text{Sat}} \right)} \left[-22 F \rho_{\text{dry}} D_{(\lambda)} \right. \\
 & \cdot \ln \left(22 \sigma_1 \alpha + 2 \sigma_1 C n_{\text{drag}}^{\text{Sat}} \right. \\
 & \cdot e^{\delta^M j M_m \frac{n_{\text{drag}}^{\text{Sat}}}{22 F \rho_{\text{dry}} D_{(\lambda)}}} \left. - 2 \sigma_2 n_{\text{drag}}^{\text{Sat}} \right) \\
 & + \delta^M j n_{\text{drag}}^{\text{Sat}} + 22 F \rho_{\text{dry}} D_{(\lambda)} \\
 & \left. \cdot \ln \left(22 \sigma_1 \alpha + 2 \sigma_1 C n_{\text{drag}}^{\text{Sat}} - 2 \sigma_2 n_{\text{drag}}^{\text{Sat}} \right) \right]. \quad (4.76)
 \end{aligned}$$

L'épaisseur de la membrane dépend des types de membranes qui sont résumés dans le tableau 4.

Nom	δ^M (mil)	δ^M (μm)
Nafion 117	7	178
Nafion 115	5	127
Nafion 112	2	51

TAB. 4. Types membranes (fonction de l'épaisseur)

La chute de tension induite sur la pile par la résistance de la membrane est déduite de sa résistance spécifique r^M et de la densité de courant j d'après la loi d'Ohm :

$$V_{\text{Ohm}}^M = -n r^M j. \quad (4.77)$$

4.5 SIMULATION ET VALIDATION EXPÉRIMENTALE

4.5.1 Identification des paramètres empiriques du modèle

La simulation du modèle a été réalisée sur deux plateformes : *Smash* de Dolphin Integration et *Simplorer* de Ansoft. Le logiciel *Simplorer* propose des outils d'optimisation comme l'algorithme du simplex ou les algorithmes génétiques qui ont été utilisés pour identifier les paramètres du module NEXA 1, 2 kW de Ballard.

La méthode d'identification est illustrée sur la figure 73. Les mesures expérimentales ont été importées dans le logiciel sous forme de table 2D. Les mesures de la température (le modèle ne tient pas compte du calcul de la température), le courant électrique et le débit d'air sont utilisées comme des

entrées du modèle. Les tensions simulée et expérimentale sont comparées pour un jeu de paramètres donnés. L'intégrale de l'erreur quadratique sur un cycle de fonctionnement est calculée. Il s'agit de la « fonction objectif » ou « fonction coût » à minimiser en faisant varier les paramètres d'identification (S_{tot} , \mathcal{A} , b , C , V^C , V^A).

Puisque le module Nexa est un système en boucle fermée et que toutes les données ne sont pas mesurées ou mesurables, il a été supposé que les volumes de la cathode et de l'anode étaient identiques et que la cathode était parfaitement humidifiée, c'est-à-dire $p_{\text{H}_2\text{O}}^C = p_{\text{Sat}}$.

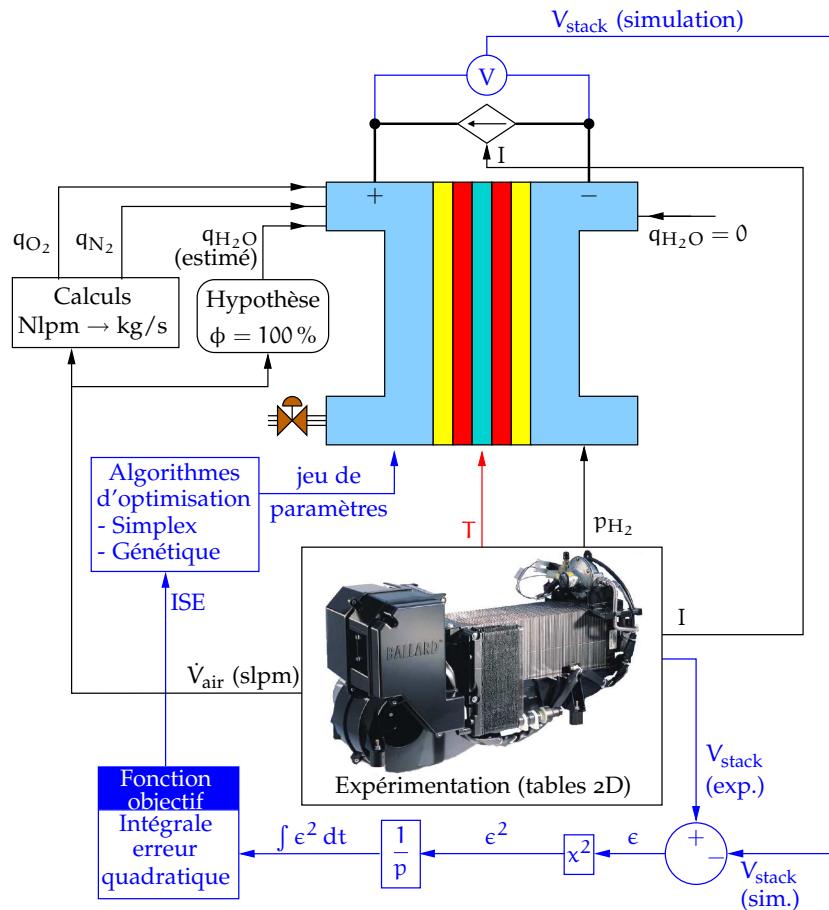


FIG. 73. Méthode d'identification des paramètres

Une analyse de sensibilité des paramètres sur la fonction objectif (intégrale de l'erreur quadratique) autour de la valeur numérique obtenue a été réalisée. Les résultats sont donnés sur les figures 74 et 75. L'intégrale de l'erreur quadratique a été tracée en fonction de la valeur de chaque paramètre autour de la solution obtenue par optimisation.

Comme l'indiquent ces figures, uniquement trois paramètres (\mathcal{A} , b et S_{tot}) ont une influence sur la fonction objectif. Ces trois paramètres sont optimaux

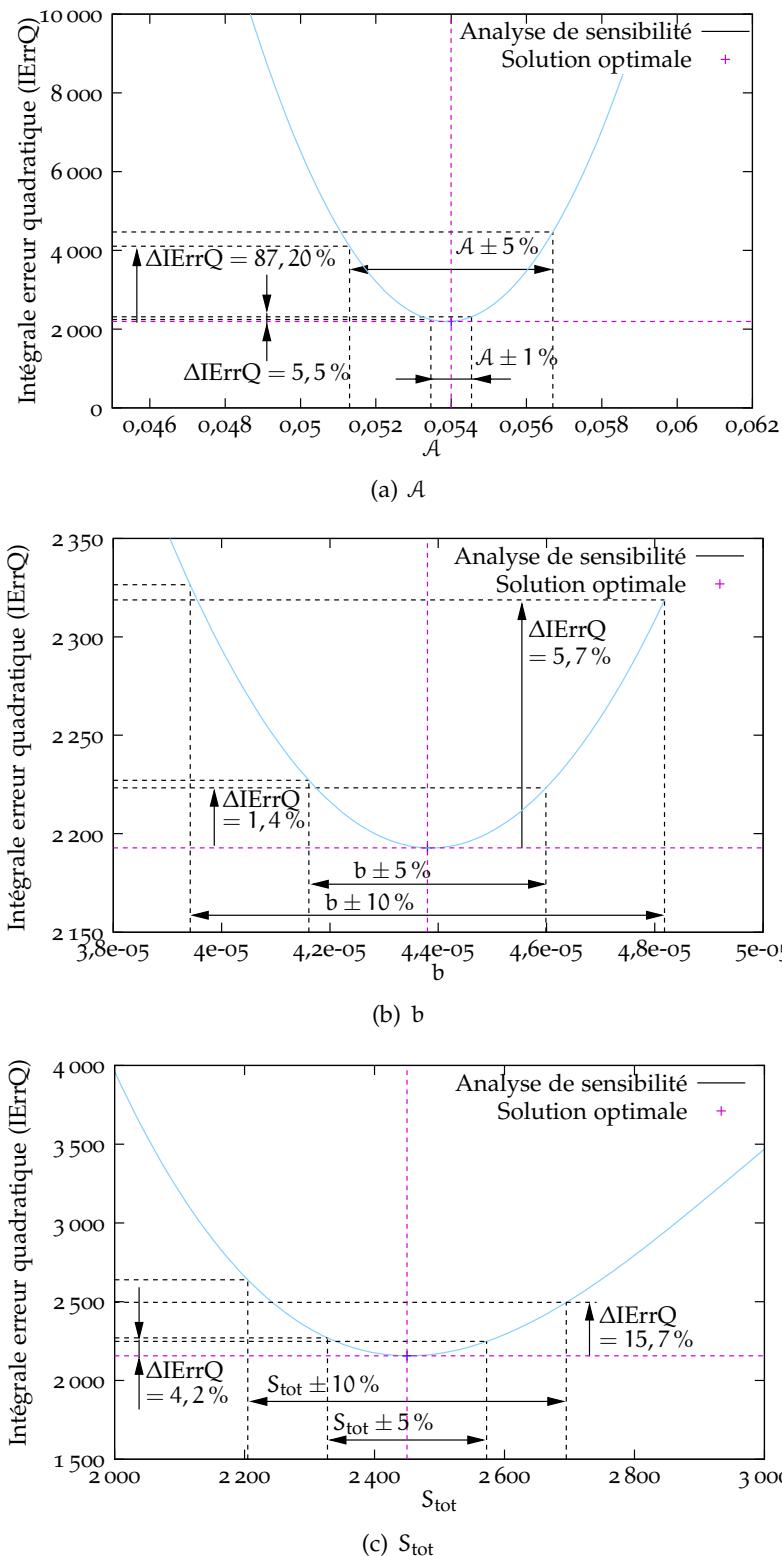


FIG. 74. Analyse de sensibilité des paramètres (1/2)

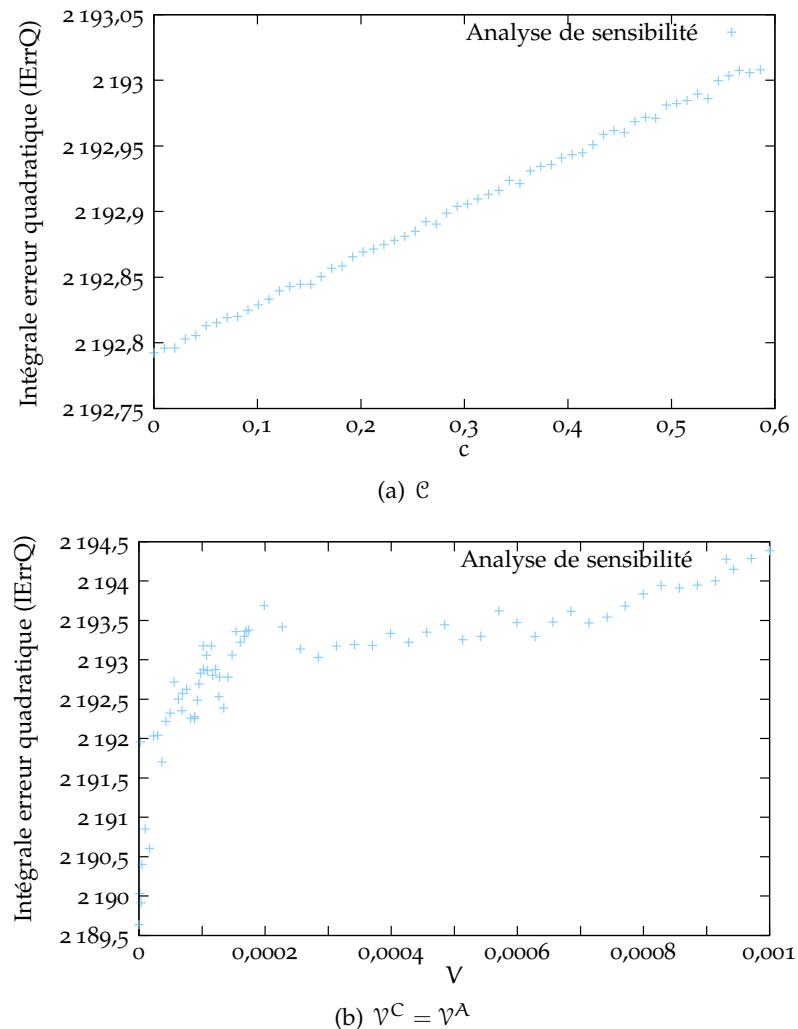


FIG. 75. Analyse de sensibilité des paramètres (2/2)

car ils minimisent la fonction objectif.

Néanmoins, deux paramètres (\mathcal{C} et \mathcal{V}) n'ont pratiquement pas d'influence sur le résultat obtenu. Ils ne semblent, en effet, pas avoir d'influence notable sur la tension dans les *conditions expérimentales données*. L'explication de cette insensibilité est différente pour chaque paramètre :

- *Le coefficient des pertes par concentration, \mathcal{C}* : la pile à combustible utilisée pour valider le modèle ne n'autorise pas un fonctionnement à un courant et un coefficient de rapport à la stoechiométrie permettant aux pertes par concentration d'être prédominantes. Dans les conditions où les essais ont été menés, les pertes par concentration ne sont pas assez significatives pour noter une influence notable sur la tension de la pile. Pour identifier ce paramètre, les tests devraient être réalisés, si possible, à un courant élevé et un coefficient de rapport à la stoechiométrie plus faible (sur la Nexa il est autour de 4–5) afin que la pression partielle d'oxygène puisse baisser. Ces tests ne peuvent pas être réalisés avec le module Nexa car le système dispose de protections et s'arrête si la pression partielle d'oxygène chute.
- *Les volumes de la cathode et de l'anode \mathcal{V}* : la pile Nexa fonctionne à une pression très proche de la pression atmosphérique. De plus la sortie de la cathode est ouverte. Il n'y a pas de vanne de contrôle de pression. Dans ce cas, la dynamique de la pression n'est pas réellement significative quand le débit d'air change : la pression de l'air, quel que soit le débit d'air reste très proche de la pression atmosphérique. Afin d'identifier les volumes des canaux, les tests devraient être effectués à une pression plus élevée autour de 2 – 3 bar (c.-à-d., avec une pile à combustible différente). Une telle pression permettrait d'évaluer l'influence d'un changement de débit sur la pression dans les canaux et par conséquent de déterminer la valeur numérique du volume des canaux.

4.5.2 Comparaison des résultats expérimentaux et simulés

La figure 76 montre le courant demandé à la pile à combustible. Les tensions expérimentale et simulée sont tracées sur la figure 77 : les résultats sont très proches et montrent que le modèle simule assez bien le comportement de la tension. Des différences sont cependant à noter pour des faibles et forts courants. Cette différence peut être en partie expliquée par l'hypothèse que l'air est saturé dans la cathode : le temps de réponse de l'échangeur de masse et de chaleur (humidificateur) de la Nexa n'est pas connu et peut avoir une influence sur le contenu en eau de l'air à l'entrée de la pile. Les grands temps de réponse sur la tension entre 1 500 secondes et 2 000 secondes peuvent être expliqués par la constante de temps de l'humidificateur et/ou le transitoire dans les transferts d'eau dans la membrane : le modèle pour ces phénomènes est en régime permanent. Un modèle plus fin doit donc être élaboré pour prendre en compte ces aspects.

Cependant, les erreurs sur la tension entre le modèle et l'expérience, pour

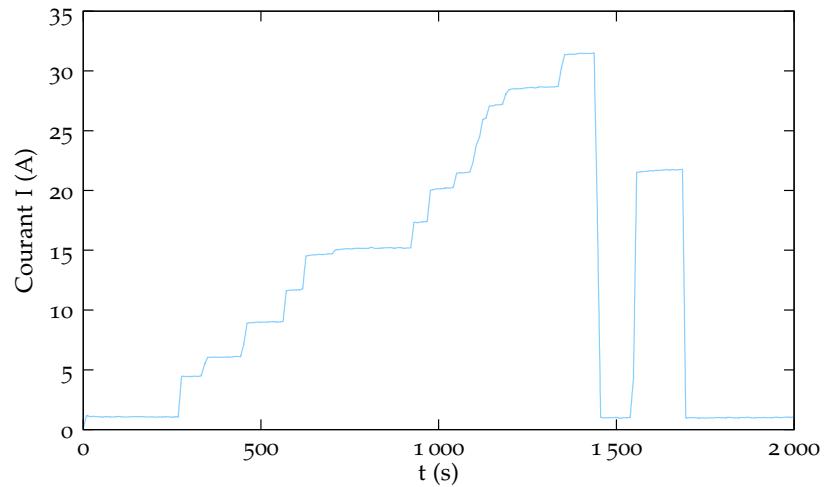


FIG. 76. Courant délivré par la pile à combustible

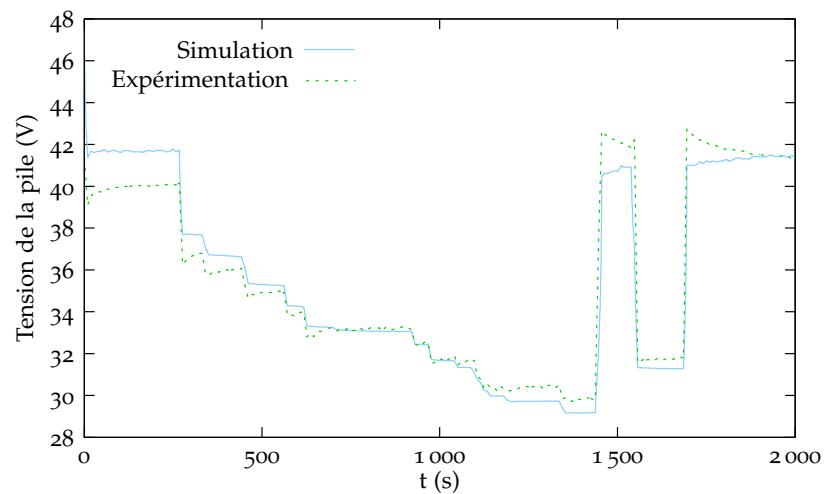


FIG. 77. Tensions expérimentale et simulée

des faibles courants, n'ont pas une grande influence sur la puissance délivrée par la pile comme on peut le voir sur la figure 78. Les puissances simulée et expérimentale sont très proches : ce modèle peut par conséquent être utilisé dans un système où la pile à combustible est associée à d'autres sources d'énergie.

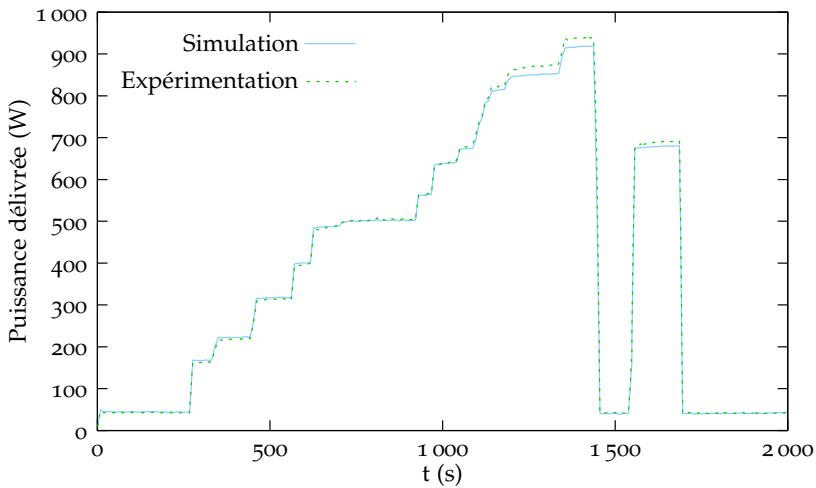


FIG. 78. Puissances expérimentale et simulée

Comme il a été vu dans l'équation (4.76), la résistance spécifique de la membrane dépend de la température de fonctionnement de la pile (FIG. 79), du contenu d'eau (FIG. 80) et de la densité de courant. Cette dépendance a notamment été étudiée et démontrée expérimentalement par Friede *et al.* [34, 35]. Mann *et al.* [56] ont proposé une expression empirique pour déterminer la valeur de la résistance spécifique de la membrane (voir FIG. 81). Les résultats prédits par (4.76) concordent bien avec ces travaux. On peut remarquer sur la figure 81 que la résistance de la membrane est loin d'être constante comme cela est considéré dans certains articles. Par exemple, au début de la simulation, la résistance spécifique est égale à $80 \text{ m}\Omega \text{ cm}^{-2}$ et vers 1 500 secondes où le courant est pourtant le même (voir FIG. 76), la résistance spécifique est plus petite que $60 \text{ m}\Omega \text{ cm}^{-2}$ car le contenu en eau dans la membrane mais surtout la température sont différents.

D'après le profil de la résistance obtenu en simulation (voir FIG. 81), la tension devrait décroître entre 1 700 s et 2 000 s car la résistance augmente. Cependant, le courant est très faible et l'effet de la résistance sur la tension n'est pas prédominant. Le contenu en eau de la membrane du côté de la cathode décroît à cause de la température. En effet, la pression partielle d'eau dans la cathode décroît et, par conséquent, la pression partielle d'oxygène augmente légèrement. D'après l'équation de Nernst, si la pression partielle d'oxygène augmente, la tension augmente. Ce phénomène explique la légère augmentation de la tension de la pile entre 1 700 s and 2 000 s.

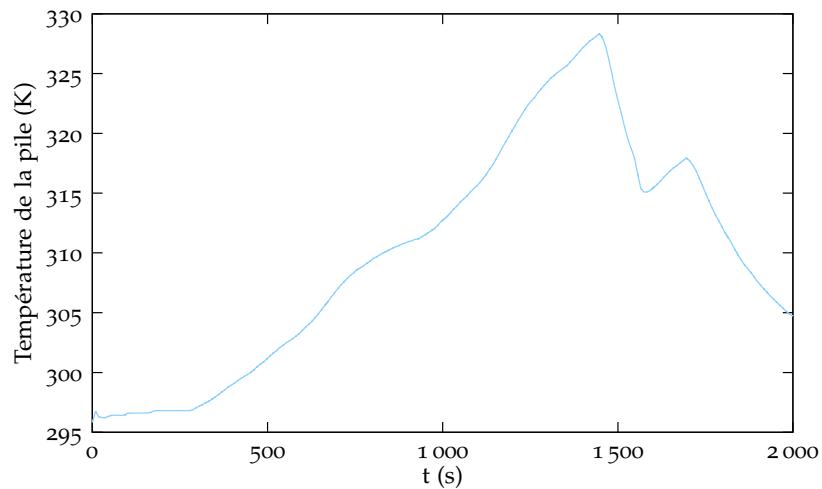


FIG. 79. Température de la pile

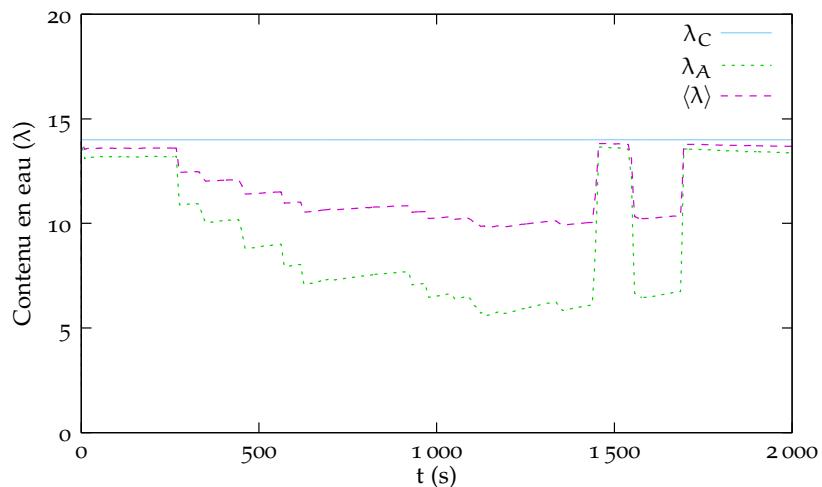


FIG. 80. Contenu moyen d'eau dans la membrane et aux conditions limites

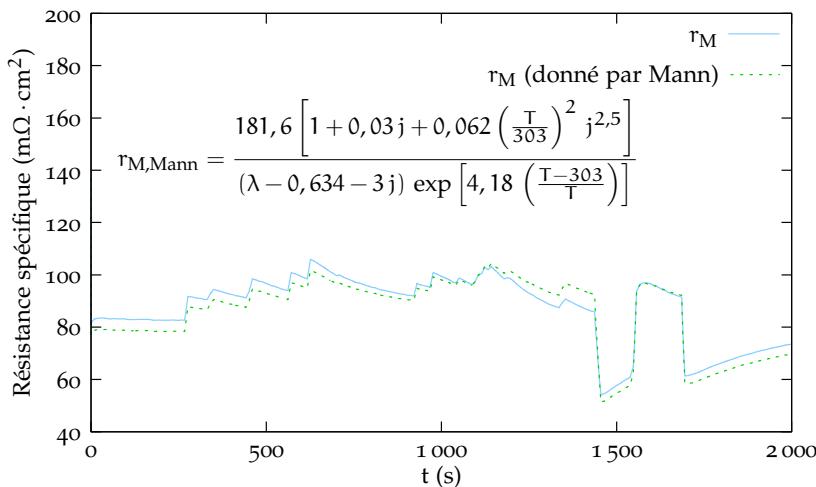


FIG. 81. Valeur de la résistance spécifique de la membrane comparée à celle donnée par Mann *et al.* [56], Farret et Simoes [33]

4.6 CONCLUSION

Le modèle de cœur de pile à combustible prend en compte un grand nombre de phénomènes nécessaires à la gestion de l'air dans une pile à combustible. Ainsi, la migration d'eau à travers la membrane (électro-osmose, diffusion) est prise en compte afin de déterminer la résistance de la membrane (pertes ohmiques). Le modèle et l'expérimentation concordent relativement bien en utilisant un minimum de paramètres à identifier

Toutefois, pour qu'il soit parfaitement adapté à la gestion de l'air dans les piles à combustible, ce modèle doit inclure la dynamique de la température, mais aussi, phénomène plus important, l'influence de l'eau liquide dans les canaux. Ce dernier point sera intégré par la suite en se basant sur les travaux de Baschuk et Xianguo [6]. La dynamique de la température sera modélisée en considérant la pile comme un volume homogène d'une capacité thermique donnée, les sources de chaleur étant les pertes relatives aux irréversibilités d'activation, de concentration et ohmiques.

L'identification des paramètres ne peut se faire qu'avec un système dans lequel on dispose de tous les degrés de liberté possibles en termes de contrôle (système en boucle ouverte) ce qui n'est pas le cas avec le module NEXA. Dans le cadre du projet Fisypac, un banc de tests d'une pile à combustible de 13 kW est mis en place. Ce banc permettra à terme d'évaluer l'influence des différentes variables (température, pression, stoechiométrie, etc.) sur le fonctionnement de la pile. Il permettra, ainsi, d'identifier les paramètres empiriques avec beaucoup plus de précision.

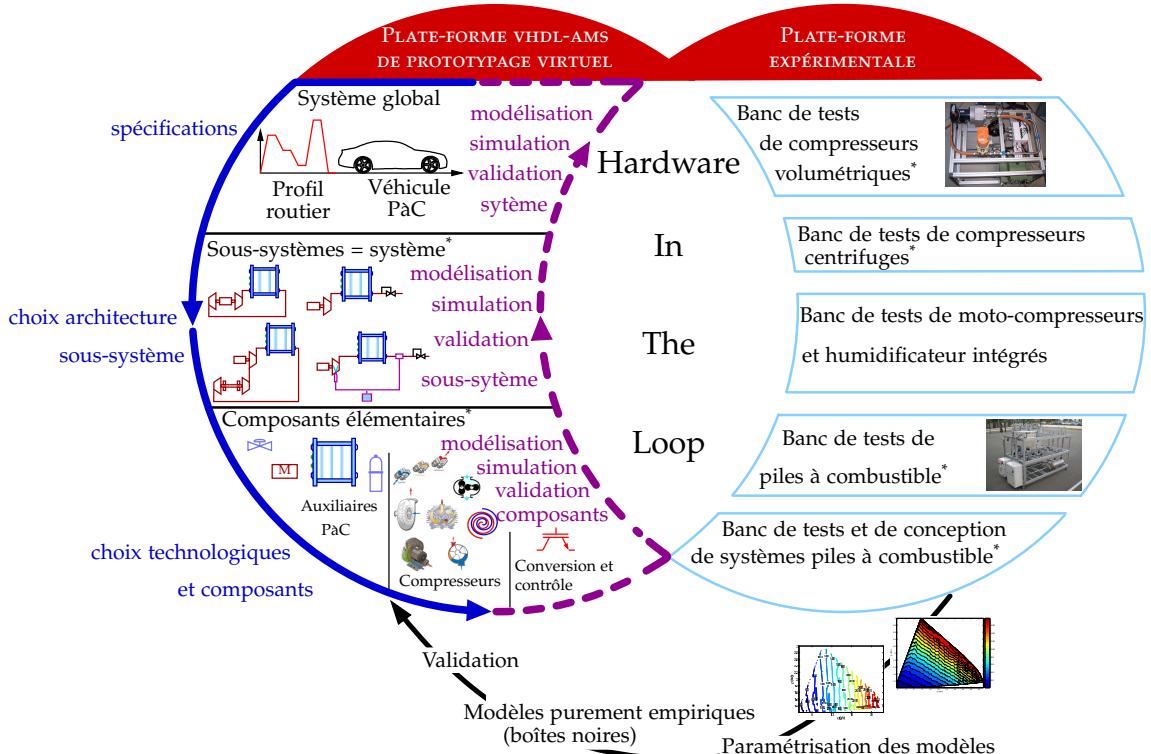
CONCLUSION GÉNÉRALE

Ce mémoire de thèse a montré l'importance du système de gestion de l'air (alimentation en air et humidification) dans les piles à combustible. Le chapitre 1 a exposé les problématiques et les objectifs relatifs à ce système en mettant en exergue les points bloquants que sont le choix du système de compression (technologie, architecture) et la prise en compte des interdépendances entre ce système et le cœur de pile. Il a été montré également, que seule une approche globale du système permet d'appréhender toute la complexité du dispositif. Il est en effet nécessaire de modéliser les différents composants du système pile à combustible dans l'optique de construire, à partir de ces briques élémentaires, le système complet. C'est dans cet esprit, que cette thèse s'est inscrite en proposant des modèles du compresseur scroll et du cœur d'une pile à combustible de type PEFC.

Un modèle analytique original du compresseur scroll a été développé et présenté dans le chapitre 2. L'approche adoptée, basée sur la description géométrique du compresseur, a été étudiée afin qu'elle soit applicable à d'autres compresseurs volumétriques. Cette modélisation, paramétrable, permet non seulement de tracer les différentes cartes du compresseur mais aussi de prédire les ondulations de pression qui, rappelons-le, sont critiques pour la pile à combustible. Couplé au modèle analytique du moteur électrique d' entraînement, il permettra d'optimiser l'ensemble moteur-compresseur mais aussi l'ensemble moteur, compresseur ainsi que le contrôle. Enfin, le moteur, le compresseur, la pile à combustible et le contrôle associé pourront être simulés conjointement au sein d'un même modèle. Le modèle du compresseur peut encore être amélioré et plus particulièrement en ce qui concerne les aspects thermiques. En effet, l'hypothèse adiabatique est passablement forte, car les frottements entre les deux spirales du compresseur sont relativement importants et le compresseur n'est pas lubrifié. Ces frottements, non considérés dans le modèle, génèrent de la chaleur supplémentaire qui soit, réchauffe la carcasse du compresseur avec une évacuation dans l'environnement, soit réchauffe l'air à l'intérieur du compresseur. Dans une optique d'intégration du processus d'humidification dans le compresseur (injection de micro-gouttelettes d'eau), un modèle thermique, plus fin, devra nécessairement être ajouté. Il est à signaler par ailleurs, que ce travail est en cours de réalisation dans notre laboratoire.

Le modèle du cœur de la pile à combustible PEFC, basé sur plusieurs hypothèses a été présenté (chapitre 4). Il ne s'agit encore que d'un embryon de modèle qui doit être affiné afin de prendre en compte tous les phénomènes significatifs pour la gestion de l'air. Les phénomènes d'électro-osmose et de diffusion de l'eau à travers la membrane sont considérés. Ils permettent de prédire le contenu en eau de la membrane et, par conséquent, sa résistance

et les pertes ohmiques associées. La prise en compte du phénomène de noyage des électrodes, très critique pour une pile à combustible, nécessite un modèle diphasique et certainement bidimensionnel afin d'évaluer l'effet des gouttelettes d'eau dans les canaux et sur les sites catalytiques. La gestion de l'eau étant très dépendante de la température, un modèle thermique de la pile, associé au circuit auxiliaire de refroidissement devra être ajouté.



* Réalisé dans le cadre de l'institut FCLab

FIG. 82. Plate-forme de conception de moto-compresseurs pour l'alimentation en air de piles à combustible PEM dédiée aux véhicules

Les modèles du compresseur et de la pile à combustible ont nécessité la mise en place de bancs de tests afin d'enrichir, de valider ou d'identifier les paramètres de ces modèles. En ce qui concerne la pile à combustible, un système déjà existant, le module Nexa de Ballard, a été utilisé en attendant la mise en place d'un banc de test (en cours de montage) d'une pile à combustible d'une puissance électrique de 13 kW. Pour le compresseur, le banc de tests a été conçu et monté au laboratoire. Il a été réalisé de façon modulaire permettant de tester tous types de compresseurs volumétriques. L'automatisation du banc a permis de réaliser un grand nombre d'essais sur plusieurs compresseurs de façon rapide, précise et reproductible.

Tout ce travail, s'intègre dans un projet plus global de l'équipe de recherche

à l'UTBM. En effet, le laboratoire s'intéresse de près aux problématiques des transports en étudiant et imaginant les différentes solutions potentielles du futur. Ainsi, véhicules électriques, banc de tests hybrides (thermique, électrique, architecture série et parallèle) et piles à combustible cohabitent au sein d'une même plate-forme expérimentale. Ces projets s'inscrivent également dans les objectifs du pôle de compétitivité « Véhicule du Futur » dont l'ambition est de proposer et de mettre en œuvre des solutions de niveau mondial au service des véhicules et des mobilités du futur.

Dans le but de développer les solutions du futur, toutes les configurations possibles ne peuvent être testées expérimentalement pour des raisons évidentes. Il est donc nécessaire de développer des outils permettant de tester les solutions virtuellement, c'est-à-dire, en simulation. Pour la gestion de l'air dans les piles à combustible, une plate-forme numérique d'aide à la conception et au dimensionnement de moto-compresseurs est mise en place. La philosophie générale de cette plate-forme est présentée sur la figure 82. À partir des spécifications, par exemple le profil routier d'une voiture à PàC, les solutions sont conçues (flèche bleue descendante dans le cycle de conception en V sur la figure 82) et simulées en combinant les composants élémentaires (flèche violette en pointillées montante) en sous-système et les sous-systèmes en un système global comme par exemple le moto-compresseur humidificateur associé à une PàC.

Cette approche nécessite un langage de modélisation multi-phérique et multi-abstraction permettant de combiner, sans passer par des analogies physiques (p. ex., circuits équivalents électriques), les composants électriques, thermiques et mécaniques dans un système global. Il a été montré dans cette thèse que ce langage est par excellence le VHDL-AMS. La mise en place d'une *plate-forme de prototypage virtuel* nécessite, d'autre part, la constitution de bibliothèques de composants et de systèmes dédiés à la gestion de l'air des piles à combustible permettant de simuler soit l'ensemble du système, soit des parties.

Il est nécessaire, dans la plupart des cas, de valider les modèles de composants. La plate-forme de prototypage virtuel doit, dès lors, être associée à une *plate-forme expérimentale* comme celle développée pour les compresseurs volumétriques. Cette plate-forme expérimentale permet d'enrichir la bibliothèque de la plate-forme de prototypage virtuel afin d'avoir des modèles au plus proche de la réalité.

Dans certains cas, il est nécessaire de tester expérimentalement une partie du système global en prenant en considération les interactions avec le système global. Il faut donc avoir recours à ce qui est communément appelé le *Hardware-in-The-Loop* ou HIL. Dans un tel dispositif, une partie du système est réelle et l'autre est simulée à partir des modèles. Cette partie est émulée au moyen d'actionneurs (ou composants physiques) reproduisant son comportement. Le HIL a été utilisé dans le cadre de cette thèse et a fait l'objet de deux publications [16, 17] (soumise et en 1^{ère} révision). Il s'agissait émuler le véhicule et le système PàC et de contrôler le compresseur en conséquence.

A

ÉLÉMENTS DE CODE VHDL-AMS DU MODÈLE DE LA PÀC

A.1 MODÈLE COMPLET DES CANAUX CATHODIQUES

```
1 -----  
2 -- Title : Cathode gas channel  
3 -- Project : Fuel cell model  
4 -----  
5 -- File : cathode_channels_v.3.0.vhd  
6 -- Author : Benjamin Blunier  
7 -- Company : UTBM  
8 -- Created : 2007-02-06  
9 -- Last update: 2007-07-18  
10 -- Platform : Windows  
11 -- Standard : IEEE VHDL-AMS  
12 -----  
13 -- Description: Fluidic cathode model  
14 -- (1) Homogeneous pressure  
15 -- in the cathode  
16 -- (no pressure drop)  
17 -----  
18 -- Copyright (c) 2007  
19 -----  
20 -- Revisions :  
21 -- Date Ver. Author Description  
22 -- 2007-02-06 1.0 Blunier Created  
23 -- 2007-02-07 1.0 Blunier Modifications  
24 -- 2007-05-23 2.0 Blunier Electrical part  
25 -- 2007-06-25 3.0 Blunier voltage embedded  
26 -- in function EMF  
27 -----  
28  
29 library ieee;  
30 use ieee.fluidic_systems.all;  
31 use ieee.thermal_systems.all;  
32 use ieee.electrical_systems.all;  
33 use ieee.math_real.all;  
34  
35 entity cathode_fluidic is  
36  
37 generic (  
38 -- Initial pressure  
39 Pinit : pressure := 1.0e5;  
40 -- Cathode volume  
41 Vc : real := 0.005;
```

```

42  -- Total surface area (cm2)
43  Stot : real := 2.0e3;
44  -- Number of cells
45  nc : real := 30.0
46  );
47
48 port (
49  -- Cathode temperature (fuel cell)
50  quantity Tc : in temperature;
51  *** Oxygen ***
52  -- Oxygen line IN
53  terminal tc_O2_in : fluidic;
54  -- Oxygen line OUT
55  terminal tc_O2_out : fluidic;
56  -- oxygen line inside
57  terminal tc_O2_inside : fluidic;
58  *** Nitrogen ***
59  -- Nitrogen LINE IN
60  terminal tc_N2_in : fluidic;
61  -- Nirogen line OUT
62  terminal tc_N2_out : fluidic;
63  -- Nitrogen line inside
64  terminal tc_N2_inside : fluidic;
65  *** Water ***
66  -- Water line (vapour) IN
67  terminal tc_H2O_in : fluidic;
68  -- Water line OUT
69  terminal tc_H2O_out : fluidic;
70  -- Water line inside
71  terminal tc_H2O_inside : fluidic;
72  *** electrical ***
73  terminal vm, vp : electrical
74  );
75 end cathode_fluidic;
76
77 architecture behav of cathode_fluidic is
78  *** Physical constants ***
79  -- Gas constant
80  constant R : real := 8.31;
81  -- Faraday constant
82  constant F : real := 96485.0;
83
84  -- Hydrogen molar mass (kg/mol)
85  constant MH : real := 1.00794e-3;
86  -- Oxygen molar mass (kg/mol)
87  constant MO : real := 15.9994e-3;
88  -- Nitrogen molar mass
89  constant MN : real := 14.0067e-3;
90
91  -- dioxygen molar mass (kg/mol)
92  constant M02 : real := 2.0*M0;

```

```

93  -- diNitrogen molar mass (kg/mol)
94  constant MN2 : real := 2.0*MN;
95  -- Water molar mass (kg/mol)
96  constant MH2O : real := 2.0*MH+M0;
97
98  -- Atmospheric pressure in Pa
99  constant p0 : real := 101325.0;
100
101 ---** Free quantities ***
102   -- Oxygen partial pressure
103   quantity pO2 : pressure ;
104   -- Nitrogen partial pressure
105   quantity pN2 : pressure ;
106   -- Water partial pressure
107   quantity pH2O : pressure ;
108   -- Total pressure
109   quantity ptot : pressure ;
110
111 -- The flows are mass flows in kg/s
112 ---** Oxygen ***
113   -- Oxygen IN
114   quantity pc_02_in across qc_02_in through tc_02_in;
115   -- Oxygen OUT
116   quantity pc_02_out across qc_02_out through tc_02_out;
117   -- Oxygen INSIDE
118   quantity pc_02_inside across qc_02_inside through tc_02_inside;
119   -- Oxygen mass
120   quantity mass_02 : real;
121
122 ---** Nitrogen ***
123   -- Nitrogen IN
124   quantity pc_N2_in across qc_N2_in through tc_N2_in;
125   -- Nitrogen OUT
126   quantity pc_N2_out across qc_N2_out through tc_N2_out;
127   -- Nitrogen INSIDE
128   quantity pc_N2_inside across qc_N2_inside through tc_N2_inside;
129   -- Nitrogen mass
130   quantity mass_N2 : real ;
131
132 ---** Water ***
133   -- Water IN
134   quantity pc_H2O_in across qc_H2O_in through tc_H2O_in;
135   -- Water OUT
136   quantity pc_H2O_out across qc_H2O_out through tc_H2O_out;
137   -- Water inside
138   quantity pc_H2O_inside across qc_H2O_inside through tc_H2O_inside;
139   -- total mass
140   quantity mass_H2O :real;
141   -- liquid mass
142   quantity mass_H2O_liq :real;
143   -- vapor mass

```

```

144 quantity mass_H2O_vap :real;
145 -- Sat mass
146 quantity mass_H2O_Sat :real;
147
148 -- electrical
149 quantity Ifc through vm T0 vp;
150 quantity V across vp to vm;
151
152 -- purpose: saturation pressure
153 function psat (Temp : real)-- temperature
154 return real is
155 begin
156     return 1.0e5*10.0**(-2.1794
157         + 0.02953*(Temp-273.15)
158         - 9.1837e-5*(Temp-273.15)**2.0
159         + 1.4454e-7*(Temp-273.15)**3.0);
160 end psat;
161
162 -- purpose: Open circuit voltage
163 --          of the fuel cell
164 function EMF (
165     -- numbers of cells
166     nbcell : real;
167     -- Stack temperature
168     Tcell : real;
169     -- O2 partial pressure
170     po2 : pressure;
171     -- h2o partial pressure
172     ph20 : pressure;
173     -- Gas constant
174     R : real;
175     -- Faraday constant
176     F : real)
177     return real is
178 begin -- EMF
179     return nbcell*(
180         (1.229-0.85e-3*(Tcell-298.15)
181         +(R*Tcell)/(2.0*F)
182         *(0.5*log(po2/101325.0))));
```

183 end EMF;

184

185 begin -- arch_cathode_fluidic

186 -- initialisations (for dry air)

187 break p02 => 0.2*Pinit;

188 break pN2 => 0.7*Pinit;

189 break pH20 => 1.0e3;

190

191 break mass_O2 => (p02*Vc*M02)/(R*Tc);

192 break mass_N2 => (pN2*Vc*MN2)/(R*Tc);

193 break mass_H2O => (MH20*pH20*Vc)/(R*Tc);

194 break mass_H2O_vap => (MH20*pH20*Vc)/(R*Tc);

```

195 break mass_H20_Sat => (MH20*psat(Tc)*Vc)/(R*Tc);
196
197 -- remarks/hypothesis :
198 -- 1)
199 -- qi = mass flow rate of i
200 -- Mi = molar mass of i
201 -- qi/Mi = molar flow
202 --
203 -- 2) No pressure Drop :
204 -- pc_i_in = pc_i_out = pc_i_inside
205
206 --Oxygen mass balance
207 pc_O2_in == p02;
208 pc_O2_out == p02;
209 pc_O2_inside == p02;
210 (Vc*M02)/R*p02'dot == Tc*mass_O2'dot + mass_O2*Tc'dot;
211 mass_O2'dot == qc_O2_in + qc_O2_out + qc_O2_inside;
212
213 -- Nitrogen mass balance
214 pc_N2_in == pN2;
215 pc_N2_out == PN2;
216 pc_N2_inside == pN2;
217 (Vc*MN2)/R*pN2'dot == Tc*mass_N2'dot + mass_N2*Tc'dot;
218 mass_N2'dot == qc_N2_in + qc_N2_out + qc_N2_inside;
219
220 -- Water mass balance
221 pc_H20_in == pH20;
222 pc_H20_out == pH20;
223 pc_H20_inside == pH20;
224 -- vapour pressure
225 (Vc*MH20)/R*pH20'dot == Tc*mass_H20_vap'dot + mass_H20_vap*Tc'dot;
226 -- total mass water balance
227 mass_H20'dot == qc_H20_in + qc_H20_out + qc_H20_inside;
228 mass_H20 == mass_H20_vap + mass_H20_liq;
229 mass_H20_Sat == (MH20*psat(Tc)*Vc)/(R*Tc);
230
231 -- Change of state :
232 -- evaporation or condensation
233 break on mass_H20'above(mass_H20_Sat);
234
235 if mass_H20'above(mass_H20_Sat) use
236 -- Saturation
237 -- --> mass of vapour stop to increase
238 mass_H20_vap == mass_H20_Sat;
239 else
240 -- liquid water does not exist anymore
241 mass_H20_liq == 0.0;
242 end use;
243
244 -- Total pressure
245 ptot == p02 + pN2 + pH20;

```

```
246      -- Voltage computation
247      V == EMF (
248          nbcell => nc,
249          Tcell  => Tc,
250          po2   => p02,
251          ph20  => pH20,
252          R     => R,
253          F     => F);
254
255 end behav;
```

A.2 MODÈLE COMPLET DE LA COUCHE DE DIFFUSION CATHODIQUE

```
1-----  
2-- Title : Cathode Gas diffusion layer  
3-- Project : Fuel cell model  
4-----  
5-- File : cathode_gdl_v3.0.vhd  
6-- Author : Benjamin Blunier  
7-- Company : UTBM  
8-- Created : 2007-04-20  
9-- Last update: 2007-07-15  
10-- Platform : Windows  
11-- Standard : IEEE VHDL-AMS  
12-----  
13-- Description: Gas diffusion layer (GLD) of  
14--          the cathode  
15--          [Hypotheses]  
16--          (1) steady state  
17--          (2) No Nitrogen diffusion  
18--  
19-- [References] Diffusion in porous media  
20-- [1] Fuel Cell Fundamentals (Book)  
21--     R. O'Hare et al. (Wiley)  
22-- [2] PEM Fuel Cells, Theory and practice  
23-- (Book), Frano Barbir (Elsevier)  
24-----  
25-- Copyright (c) 2007  
26-----  
27-- Revisions :  
28-- Date Ver. Author Description  
29-- 2007-04-20 1.0 Blunier Created  
30-- 2007-04-22 1.1 Blunier Electrical part  
31--          (conc. losses)  
32-- 2007-04-25 3.0 Blunier Dij and dvloss  
33--          embedded into  
34--          functions  
35-----  
36  
37library ieee;  
38use ieee.fluidic_systems.all;  
39use ieee.thermal_systems.all;  
40use ieee.math_real.all;  
41use ieee.electrical_systems.all;  
42  
43entity GDL_Cathode is  
44  generic (  
45    -- Total surface area (cm2)  
46    Stot    : real := 2.0e3;  
47    -- Number of cells  
48    nc      : real := 180.0;  
49    --** Empirical coefficients **-
```

```

50  -- electrode porosity
51  porosity : real := 0.4;
52  -- electrode tortuosity
53  tortuosity : real := 1.5;
54  -- electrode thickness
55  thickness : real := 50.0e-6;
56  -- concentration coeff
57  c          : real := 0.03);
58
59  port (
60  *** fuel cell temperature ***
61  quantity Tc : in temperature := 350.0;
62  *** Oxygen ***
63  -- Oxygen line IN
64  terminal tc_O2_in : fluidic;
65  -- Oxygen line OUT
66  terminal tc_O2_out : fluidic;
67  *** Nitrogen ***
68  -- Nitrogen line IN
69  terminal tc_N2_in : fluidic;
70  *** Water ***
71  -- Water line IN (vapour)
72  terminal tc_H2O_in : fluidic;
73  -- Water line OUT (vapour)
74  terminal tc_H2O_out : fluidic;
75  -- Electrical
76  terminal vm, vp : electrical);
77 end GDL_Cathode;
78
79 architecture behav of GDL_Cathode is
80  -- Physical constants --
81  -- Universal constants
82  -- Gas constant
83  constant R : real := 8.3145;
84
85  *** Molar masses (kg/mol) ***
86  -- Hydrogen
87  constant MH : real := 1.00794e-3;
88  -- Oxygen
89  constant MO : real := 15.9994e-3;
90  -- Nitrogen
91  constant MN : real := 14.0067e-3;
92  -- dioxygen
93  constant M02 : real := 2.0*MO;
94  -- diNitrogen
95  constant MN2 : real := 2.0*MN;
96  -- Water
97  constant MH2O : real := 2.0*MH+MO;
98
99  -- Critical properties of species
100 -- Critical temperatures (K)

```

```

101 constant Tc_H2 : temperature := 33.3;
102 constant Tc_air : temperature := 132.4;
103 constant Tc_N2 : temperature := 126.2;
104 constant Tc_O2 : temperature := 154.4;
105 constant Tc_H2O : temperature := 647.3;
106 -- Critical pressures (atm)
107 constant pc_H2 : pressure := 12.80;
108 constant pc_air : pressure := 37.0;
109 constant pc_N2 : pressure := 33.5;
110 constant pc_O2 : pressure := 49.7;
111 constant pc_H2O : pressure := 217.5;
112
113 -- Numerical coefficient
114 -- (Diffusion calculation)
115 constant a : real := 3.640e-4;
116 constant b : real := 2.334;
117
118 constant por_tor:real:=porosity**tortuosity;
119
120 -- Diffusion coefficients
121 -- Effective Binary diffusion coefficient
122 quantity D_O2_H2O_eff : real := 1.0e-4;
123
124 -- Cathode Total PRESSURE (channels side)
125 quantity ptot_in : pressure := 2.0e5;
126
127 -- The flow rates are MASS FLOW in kg/s
128 ---* Oxygen *---
129 quantity pc_O2_in across tc_O2_in;
130 quantity pc_O2_out across tc_O2_out;
131 quantity qc_O2 through tc_O2_in to tc_O2_out;
132 -- Oxygen molar FLUX (mol/(cm2.s))
133 quantity J_O2 : real := 0.0;
134
135 ---* Nitrogen *---
136 quantity pc_N2_in across qc_N2_in through tc_N2_in;
137
138 ---* Water *---
139 quantity pc_H2O_in across tc_H2O_in;
140 quantity pc_H2O_out across tc_H2O_out;
141 quantity qc_H2O through tc_H2O_in to tc_H2O_out;
142 -- Water molar flux (mol/(cm2.s))
143 quantity J_H2O : real := 0.0;
144
145 -- electrical
146 -- voltage drop
147 quantity dV across vp to vm;
148 -- fuel cell current
149 quantity Ifc through vm to vp;
150
151 -- purpose: Dij_eff calculation

```

```

152  function Dij_eff (
153    fa    : real; -- coeff
154    fb    : real; -- coeff
155    fTemp : real; -- Stack temperature
156    fTci : real; -- Critical temp of i
157    fTcj : real; -- Critical temp of j
158    fpci : real; -- Critical pressure of i
159    fpcj : real; -- Critical pressure of j
160    fMi   : real; -- molar mass of i
161    fMj   : real; -- molar mass of j
162    fptot : real; -- total pressure
163    fpr_tr : real) -- porosity**tortuosity
164    return real is
165      begin -- Dij_eff
166        return ((fa*(fTemp/(sqrt(fTci*fTcj))))**fb
167          *(fpci*fpcj)**(1.0/3.0)
168          *(fTci*fTcj)**(5.0/12.0)
169          *(1.0e-3/fMi+1.0e-3/fMj)**(1.0/2.0))
170          /(fptot/101325.0))*1.0e-4*fpr_tr;
171      end Dij_eff;
172
173  begin -- arch_GDL_Cathode
174    -- Mass conservation
175    --** Oxygen ***
176    -- oxygen molar FLUX calculation
177    M02*J02*Stot == qc_02;
178
179    --** Nitrogen *** - port map.
180    -- No Nitrogen diffusion
181    qc_N2_in == 0.0;
182
183    --** Water ***
184    -- water molar FLUX calculation
185    MH20*JH20*Stot == qc_H20;
186
187    -- Cathode total pressure in
188    ptot_in == pc_02_in + pc_N2_in + pc_H20_in;
189
190    -- Binary diffusion coefficient
191    -- pressures are in atm in the formula
192    -- ptot_in is given in Pa
193    -- ptot_in/101 325 is in atm
194    D_02_H20_eff == Dij_eff (
195      fa    => a,
196      fb    => b,
197      fTemp => Tc,
198      fTci  => Tc_02,
199      fTcj  => Tc_H20,
200      fpci  => pc_02,
201      fpcj  => pc_H20,
202      fMi   => M02,

```

```

203   fMj  => MH20,
204   fptot => ptot_in,
205   fpr_tr => por_tor);
206
207   -- Pressure out calculation
208   -- J02 >= 0
209   pc_O2_out == pc_O2_in - thickness * (J02*R*Tc)/(D_O2_H20_eff);
210   -- JH20 <= 0
211   pc_H20_out == pc_H20_in - thickness * (JH20*R*Tc)/(D_O2_H20_eff);
212
213   -- Voltage losses computation
214   dV == -nc*c*log(pc_O2_in/pc_O2_out);
215
216 end behav;

```

A.3 COMMENT INSTANCIER DES COMPOSANTS EN VHDL-AMS ?

Le code suivant est un exemple *simple* (un point de fonctionnement : le débit d'air, le courant et la température sont constants) d'un *test bench* d'un cœur de pile à combustible : il montre comment connecter ou *instancier* les composants ensemble. Seules les connections des terminaux sont montrées dans l'exemple : il n'y a pas de redéfinition des paramètres génériques des composants (les paramètres par défaut sont utilisés si rien n'est spécifié). La syntaxe pour redéfinir les paramètres génériques est la même que pour connecter les terminaux comme cela est écrit à la ligne 141 pour le composant représentant les canaux cathodiques : `port map` doit simplement être remplacé par `generic map` avec les notations correspondantes.

```

1 -----
2 -- Title  : Stack
3 -- Project : Fuel cell stack
4 -----
5 -- File    : stack.vhd
6 -- Author   : Benjamin Blunier
7 -- Company  : UTBM-GESC
8 -- Created  : 2007-07-14
9 -- Last update: 2007-07-15
10 -- Platform : Windows
11 -- Standard : VHDL-AMS
12 -----
13 -- Description: Test bench of the stack
14 -----
15 -- Copyright (c) 2007
16 -----
17 -- Revisions :
18 -- Date      Version Author      Description
19 -- 2007-07-14 1.0 B. Blunier  Created
20 -----
21

```

```

22  entity tb is
23  end tb;
24
25  library IEEE;
26  use IEEE.fluidic_systems.all;
27  use IEEE.electrical_systems.all;
28  use ieee.math_real.all;
29  use ieee.thermal_systems.all;
30  use work.all;
31
32  architecture arch_tb of tb is
33  -- cathode gas channels --
34  -- ** Oxygen ***
35  -- Oxygen line IN
36  terminal tb_tc_O2_in : fluidic;
37  -- Oxygen line OUT
38  terminal tb_tc_O2_out : fluidic;
39  -- oxygen line inside
40  terminal tb_tc_O2_inside : fluidic;
41
42  *** Nitrogen ***
43  -- Nitrogen LINE IN
44  terminal tb_tc_N2_in : fluidic;
45  -- Nitrogen LINE OUT
46  terminal tb_tc_N2_out : fluidic;
47  -- Nitrogen line inside (membrane)
48  terminal tb_tc_N2_inside : fluidic;
49
50  *** Water ***
51  -- Water line (vapour) IN
52  terminal tb_tc_H2O_in : fluidic;
53  -- Water line (vapour) OUT
54  terminal tb_tc_H2O_out : fluidic;
55  -- Water line inside
56  terminal tb_tc_H2O_inside : fluidic;
57
58  *** Vanne/throttle ***
59  -- Oxygen line OUT
60  terminal tb_tv_O2_out : fluidic;
61  -- Nitrogen line OUT
62  terminal tb_tv_N2_out : fluidic;
63  -- Water line OUT
64  terminal tb_tv_H2O_out : fluidic;
65
66  *** outlet GDL ***
67  terminal tb_tgdl_O2_out : fluidic;
68  terminal tb_tgdl_H2O_out : fluidic;
69  *** outlet catalyst ***
70  terminal tb_tct_H2O_out : fluidic;
71  *** membrane_anode_side ***
72  terminal tb_tme_H2O_out : fluidic;

```

```

73  --** anode catalyst ***
74  terminal tb_tct_H2O_in : fluidic;
75  terminal tb_ct_H2_in : fluidic;
76  --** anode_GDL ***
77  terminal tc_anode_H2 : fluidic;
78  terminal tc_anode_H2O : fluidic;
79
80  --** electrical terminals ***
81  terminal tb_vp1, tb_vp2, tb_vp3, tb_vp4, tb_vp5, tb_vp6 :
82    electrical;
83
84  -- Supply gases
85  --** Oxygen ***
86  quantity pc_O2_in across qc_O2_in through tb_tc_O2_in;
87  --** Nitrogen ***
88  quantity pc_N2_in across qc_N2_in through tb_tc_N2_in;
89  --** Water ***
90  quantity pc_H2O_in across qc_H2O_in through tb_tc_H2O_in;
91
92  -- Boundaries pressure conditions (atmosphere)
93  --** Oxygen OUT ***
94  quantity pv_O2_out across qv_O2_out through tb_tv_O2_out;
95  --** Nitrogen OUT ***
96  quantity pv_N2_out across qv_N2_out through tb_tv_N2_out;
97  --** Water OUT ***
98  quantity pv_H2O_out across qv_H2O_out through tb_tv_H2O_out;
99
100 --** anode boundaries conditions ***
101 quantity p_anode_H2 across q_anode_H2 through tc_anode_H2;
102 quantity p_anode_H2O across q_anode_H2O through tc_anode_H2O;
103
104 --** electrical ***
105 -- total stack voltage
106 quantity tb_V across tb_vp6 to electrical_ref;
107 -- stack current
108 quantity tb_Ifc through tb_vp6 to electrical_ref;
109
110 --** temperature ***
111 quantity temperatureFC : temperature := 350.0;
112
113 --** Vanne throttle coeff ***
114 quantity kvalve : real := 0.2177e-5;
115
116 begin -- arch_tb
117  --** Hydrogen supply ***
118  p_anode_H2 == 2.0e5;
119  p_anode_H2O == 30.0e3;
120
121  --** Air supply ***
122  qc_O2_in == -30.0e-3*0.21;
123  qc_N2_in == -30.0e-3*0.78;

```

```

123 qc_H20_in == -30.0e-3*0.2;
124
125 *** Boundaries conditions ***
126 pv_02_out == 0.21*1.0e5;
127 pv_N2_out == 0.78*1.0e5;
128 pv_H20_out == 0.01*1.0e5;
129
130 *** Current (can be a complex function)
131 tb_Ifc == 100.0;
132
133 *** Stack temperature ***
134 temperatureFC == 350.0;
135
136 *** Vanne position ***
137 kvalve == 0.2177e-5;
138
139 *** Components instantiation ***
140 Cath_GC_1 : entity cathode_fluidic(behav)
141   port map (
142     Tc      => temperatureFC,
143     tc_02_in  => tb_tc_02_in,
144     tc_02_out  => tb_tc_02_out,
145     tc_02_inside => tb_tc_02_inside,
146     tc_N2_in  => tb_tc_N2_in,
147     tc_N2_out  => tb_tc_N2_out,
148     tc_N2_inside => tb_tc_N2_inside,
149     tc_H20_in  => tb_tc_H20_in,
150     tc_H20_out  => tb_tc_H20_out,
151     tc_H20_inside => tb_tc_H20_inside,
152     vm       => electrical_ref,
153     vp       => tb_vp1);
154
155 pValve_1 : entity pValve(behav)
156   port map (
157     k      => kvalve,
158     tv_02_in  => tb_tv_02_out,
159     tv_02_out  => tb_tv_02_out,
160     tv_N2_in  => tb_tv_N2_out,
161     tv_N2_out  => tb_tv_N2_out,
162     tv_H20_in  => tb_tv_H20_out,
163     tv_H20_out  => tb_tv_H20_out);
164
165 Cath_GDL_1 : entity GDL_Cathode(behav)
166   port map (
167     Tc      => temperatureFC,
168     tc_02_in  => tb_tc_02_inside,
169     tc_02_out  => tb_tgdl_02_out,
170     tc_N2_in  => tb_tc_N2_inside,
171     tc_H20_in  => tb_tc_H20_inside,
172     tc_H20_out  => tb_tgdl_H20_out,
173     vm       => tb_vp1,

```

```

174     vp      => tb_vp2);
175
176 Cath_cat_1 : entity cathode_catalyst behav)
177   port map (
178     Tc      => temperatureFC,
179     vm      => tb_vp2,
180     vp      => tb_vp3,
181     tc_O2_in => tb_tgdl_O2_out,
182     tc_H2O_in => tb_tgdl_H2O_out,
183     tc_H2O_out => tb_tct_H2O_out);
184
185
186 Membrane_1 : entity membrane behav)
187   port map (
188     Temp     => temperatureFC,
189     TH2O_anode => tb_tme_H2O_out,
190     TH2O_cathode => tb_tct_H2O_out,
191     vm      => tb_vp3,
192     vp      => tb_vp4);
193
194 Anod_cat_1 : entity anode_catalyst behav)
195   port map (
196     Tc      => temperatureFC,
197     vm      => tb_vp4,
198     vp      => tb_vp5,
199     tc_H2_in => tb_ct_H2_in,
200     tc_H2O_in => tb_tct_H2O_in,
201     tc_H2O_out => tb_tme_H2O_out);
202
203 Anod_GDL_1 : entity GDL_Anode behav)
204   port map (
205     Tc      => temperatureFC,
206     tc_H2_in => tc_anode_H2,
207     tc_H2_out => tb_ct_H2_in,
208     tc_H2O_in => tc_anode_H20,
209     tc_H2O_out => tb_tct_H2O_in,
210     vm      => tb_vp5,
211     vp      => tb_vp6);
212 end arch_tb;

```


BIBLIOGRAPHIE

- [1] ADEME : Site internet de l'ADEME. <http://www.ademe.fr>. (Cité pages 25, 27 et 28.)
- [2] J. C. AMPHLETT, R. F. MANN, B. A. PEPPLEY, P. R. ROBERGE et A. RODRIGUES : A model predicting transient responses of proton exchange membrane fuel cells. *Journal of Power Sources*, 61:183–188, 1996. (Cité page 127.)
- [3] M. BADAMI et C. CALDERA : Dynamic model of a load-following fuel cell vehicle : Impact of the air system. In *Fuel Cell Power for Transportation*. SAE, 2001. (Cité page 35.)
- [4] Cheng BAO, Minggao OUYANG et Baolian YI : Modeling and optimization of the air system in polymer exchange membrane fuel cell systems. *Journal of Power Sources*, 156:232–243, 2006. (Cité pages 35 et 37.)
- [5] Frano BARBIR : *PEM Fuel Cells, theory and practice*. Sustainable World. Elsevier Academic Press, 2005. ISBN-13 : 978-0-12-078142-3 ; ISBN-10 : 0-12-078142-5. (Cité pages 44, 45 et 127.)
- [6] J.J. BASCHUK et Li XIANGUO : Modelling of polymer electrolyte membrane fuel cells with variable degrees of water flooding. *Journal of Power Sources*, 86:181–196, 2000. (Cité page 155.)
- [7] Salim BENBOUZID, Geneviève DAUPHIN-TANGUY, Franck GUILLEMARD et Cédric NOUILLANT : Electrochemical phenomena modelling in pem fuel cell with bond graph approach. In *International Conference on Vehicle Power and Propulsion, IEEE VPP'04*, 2004. (Cité pages 125 et 126.)
- [8] Dawn M. BERNARDI et Mark W. VERBRUGGE : A mathematical model of the solid-polymer-electrolyte fuel cell. *J. Electrochem. Soc.*, 139(9):2477–2491, 1992. (Cité page 125.)
- [9] Bernard BESSON : Suralimentation par compresseur volumétrique. Traité génie mécanique, Techniques de l'Ingénieur, may 1992. (Cité page 30.)
- [10] Atilla BIYIKOGLU : Review of proton exchange membrane fuel cells models. *International Journal of Hydrogen Energy*, 30:1181–1212, 2005. (Cité page 125.)
- [11] B. BLUNIER et A. MIRAOUI : Optimization and air supply management of a polymer electrolyte fuel cell. In *IEEE Vehicular Power and Propulsion (VPP), 2005 IEEE Conference*, page 7pp., sep 2005. (Cité pages 12, 16 et 21.)

- [12] Benjamin BLUNIER, Giansalvo CIRRINCIONE et Abdellatif MIRAOUI : Novel geometrical model of scroll compressor for the analytical description of the chamber volumes. In *Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue*, numéro CO74, 2006. (Cité pages 54 et 55.)
- [13] Benjamin BLUNIER et Abdellatif MIRAOUI : Air management in pem fuel cell : State-of-the-art and prospectives. In *ACEMP'07, Electromotion*, pages 245–253. IEEE-PES-MSC, sep 2007. Invited paper. (Cité page 35.)
- [14] Benjamin BLUNIER et Abdellatif MIRAOUI : Modelling of fuel cells using multi-domain vhdl-ams language. *Journal of Power Sources*, 177 (2):434–450, 2007. (Cité page 129.)
- [15] Benjamin BLUNIER et Abdellatif MIRAOUI : *Piles à combustible, Principe, modélisation et applications avec exercices et problèmes corrigés*. Technosup. 2007. Livre en français. (Cité pages 6, 16, 17 et 129.)
- [16] Benjamin BLUNIER, Marcello PUCCI, Giansalvo CIRRINCIONE, Maurizio CIRRINCIONE et Abdellatif MIRAOUI : A scroll compressor with a high performance sensorless induction motor drive for the air management of a pemfc system for automotive applications. *Transaction on Vehicular Technology*, 2007. (in press). (Cité pages 12, 33 et 159.)
- [17] Benjamin BLUNIER, Marcello PUCCI, Giansalvo CIRRINCIONE et Abdellatif MIRAOUI : A scroll compressor with a high performance induction motor drive for the air management of a pemfc system for automotive applications. In *Industry Applications Conference, 2007. 42nd IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2007 IEEE*, pages 969–976, 23-27 Sept. 2007. (Cité pages 12, 33 et 159.)
- [18] BUSCH : Site internet de l'entreprise Busch. <http://www.busch.fr>. (Cité pages 25, 28 et 30.)
- [19] J.W. BUSH et W.P BEAGLE : Derivation of General Relationship Governing the Conjugacy of Scroll Profiles. In *Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pages 1079–1088, 1992. (Cité page 55.)
- [20] Mouhcine CHAMI : *Modélisation et simulation des systèmes multi-physiques à l'aide des réseaux dynamiques hybrides à composants : Application à la conversion d'énergie et au transport électrique terrestre*. Thèse de doctorat, Université de technologie de Belfort-Montbéliard, dec 2005. (Cité page 126.)
- [21] Mouhcine CHAMI, Abdesslem DJERDIR, Benjamin BLUNIER, J SAADI et Abdellatif MIRAOUI : Simrdh : A modelling and simulation environment with component hybrid dynamic nets, elevator application. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 22:592–599, 2007. (Cité page 126.)

- [22] Denver CHEDDIE et Norman MUNROE : Review and comparison of approches to proton exchange membrane fuel cell modeling. *Journal of Power Sources*, 147:72–84, 2005. (Cité page 125.)
- [23] Yu CHEN, Nils P. HALM, Eckhard A. GROLL et James E. BRAUN : Mathematical modeling of scroll compressor – part I : compression process modeling. *International Journal of Refrigeration*, 25:731–750, 2002. (Cité pages 53, 54, 56 et 61.)
- [24] E. CHRISTEN et K. BAKALAR : Vhdl-ams-a hardware description language for analog and mixed-signal applications. *IEEE Transactions on Circuits and Systems II : Analog and Digital Signal Processing*, [see also *IEEE Transactions on Circuits and Systems II : Express Briefs*], 46(10):1263–1272, oct 1999. (Cité page 120.)
- [25] Léon CREUX : Rotary engine. U.S Patent 801182, 1905. (Cité page 52.)
- [26] J.M. CUNNINGHAM, M.A. HOFFMAN, A.R. EGGERT et D.J. FRIEDMAN : The implicaton, of using an expander (turbine) in an air system of a pem fuel cell engine. In *Electric Vehicle Symposium (EVS-17)*, Montreal, Quebec, oct 2000. (Cité pages 35 et 37.)
- [27] Joshua M. CUNNINGHAM, Myron A. HOFFMAN et David J. FRIEDMAN : A comparison of high-pressure and low-pressure operation of pem fuel cell systems. In *Fuel Cell Power for Transportation*, numéro 2001-01-0538, pages 61–67. SAE, 2001. (Cité pages 16 et 20.)
- [28] DANFOSS TURBOCOR : Compresseur centrifuge haute vitesse (40 000 tr/min) pour des systèmes de climatisation. <http://www.turbocor.com>. (Cité pages xii, 33, 34 et 36.)
- [29] Thierry DESTOOP : Compresseurs volumétriques. Traité génie mécanique, Techniques de l'Ingénieur, aug 1989. (Cité pages 27, 28, 29 et 30.)
- [30] DOE : Hydrogen, fuel cells and infrastructure technologies program, annuel progress report. U.S. Department of Energy, nov 2002. Available online : http://www1.eere.energy.gov/hydrogenandfuelcells/annual_report.html. (Cité page 35.)
- [31] DOE : Hydrogen, fuel cells and infrastructure technologies program, multi-year research, development and demonstration plan. U.S. Department of Energy, may 2007. Available online : www1.eere.energy.gov/hydrogenandfuelcells/mypf/. (Cité pages 10, 13 et 14.)
- [32] P. FAMOURI et R.S. GEMMEN : Electrochemical circuit model of a pem fuel cell. In *Power Engineering Society General Meeting*, 2003, IEEE, volume 3, jul 2003. (Cité page 127.)

- [33] F. A. FARRET et M. G. SIMOES : *Integration of Alternative Sources of Energy*. Wiley-IEEE Press, 1 édition, 2006. ISBN : 0471712329. (Cité pages xv et 155.)
- [34] Wolfgang FRIEDE : *Modélisation et caractérisation d'une pile à combustible du type PEM*. Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine, Laboratoire, GREEN, 2003. (Cité page 153.)
- [35] Wolfgang FRIEDE, Stéphane RAËL et Bernard DAVAT : Mathematical model and characterization of the transient behavior of a PEM fuel cell. *IEEE, Transactions on Power Electronics*, 19(5):1234–1241, sept 2004. (Cité page 153.)
- [36] T. FULLER et J. NEWMANN : Experimental determination of the transport number of water in nafion 117 membrane. *Journal of Electrochemical Society*, 139:1332, 1992. (Cité page 144.)
- [37] S. GELFI, A.G. STEFANOPOULOU, J.T. PUKRUSHPAN et Huei PENG : Dynamics of low-pressure and high-pressure fuel cell air supply systems. In *American Control Conference, 2003. Proceedings of the 2003*, volume 3, pages 2049–2054vol.3, jun 2003. (Cité page 16.)
- [38] Jens GRAVENSEN et Christian HENRIKSEN : The geometry of the scroll compressor. *Society for Industrial and Applied Mathematics*, 43(1):113–126, 2001. (Cité pages 53 et 55.)
- [39] Jens GRAVENSEN, Christian HENRIKSEN et Peter HOWELL : Danfoss : Scroll optimization. Final report, Department of Mathematics, Technical University of Denmark, Lyngby, 1998. 32nd European Study Group with Industry. (Cité pages 53 et 81.)
- [40] Nils P HALM : Mathematical modeling of scroll compressor. Mémoire de D.E.A., Herrick Lab., School of Mechanical Engineering, Purdue University, 1997. (Cité pages 53, 54, 55, 61, 73, 84 et 85.)
- [41] Simon HAYKIN : *Neural Networks : A Comprehensive Foundation*. Prentice Hall PTR, Upper Saddle River, NJ, USA, 1998. ISBN 0132733501. (Cité page 58.)
- [42] E. HERNANDEZ et B. DIONG : A small-signal equivalent circuit model for pem fuel cells. In *Applied Power Electronics Conference and Exposition, APEC 2005*, volume 1, pages 121–126, 2005. (Cité page 127.)
- [43] Y. HERVÉ et P. DESGREYS : Functional virtual prototyping design flow and vhdl-ams. In *Forum on Design Languages, FDL'06*, pages 69–76, 2006. (Cité page 120.)
- [44] T. HIRANO, K. HAGIMOTO et M. MAADA : Scroll profiles for scroll fluid machines. *MHI Tech Rev*, 27(1):35–41, 1990. (Cité page 53.)

- [45] B. HUANG, I. SADLI, J.-P. MARTIN et B. DAVAT : Design of a high power, high step-up non-isolated dc-dc converter for fuel cell applications. In *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2006. VPPC '06. IEEE*, pages 1–6, 6-8 Sept. 2006. (Cité page 127.)
- [46] IEEE : 1076.1.1 ieee standard vhdl analog and mixed-signal extensions – packages for multiple energy domain support. IEEE Computer society, jun 2005. (Cité page 121.)
- [47] Pierre LANGLOIS : *Sur la route de l'électricité - les piles électriques et l'électricité dynamique*, volume 2. 2006. (Cité pages 33 et 35.)
- [48] J. LARMINIE : Current interrupt techniques for circuit modelling. In *IEE Colloquium on Electrochemical Measurement*, pages 12/1–12/6, 1994. (Cité page 127.)
- [49] James LARMINIE et Andrew DICKS : *Fuel Cell Systems Explained*. Wiley, 2 édition, 2003. (Cité pages 17, 22, 23, 29, 39, 134, 135 et 138.)
- [50] F LAURENCELLE, R CHAHINE, J HAMELIN, K AGBOSOU, M FOURNIER, T K BOSE et A LAPERRIÈRE : Characterization of a ballard MK5-E proton exchange membrane fuel cell stack. In *Fuel Cells*, numéro 1, pages 66–71, 2001. (Cité page 39.)
- [51] Jean LECLERC : Pompes à transfert de gaz, pompes volumétriques. Rapport technique, Techniques de l'ingénieur. (Cité page 28.)
- [52] Yin-Ren LEE et Wen-Fang Wu : On the profile design of a scroll compressor. *International journal of refrigeration*, 18(5):308–317, 1995. (Cité pages 53, 55 et 56.)
- [53] Yin-Ren LEE et Wen-Fang Wu : A study of planar orbiting mechanism and its applications to scroll fluid machinery. *Mech. Mach. Theory*, 31 (5):705–716, 1996. (Cité page 56.)
- [54] Kirloskar Copeland LIMITED : Scroll compressors, the technology for the third millennium. In *National conference on refrigeration and air conditionning*, 2002. (Cité page 30.)
- [55] Z. LIU, G. DU, S. YU et M. WANG : The graphic method of modified wraps of scroll compressor. In *Proceeding of the international compressor engineering conference at Purdue*, pages 1099–1106, 1992. (Cité page 53.)
- [56] Ronald F. MANN, John C. AMPHLETT, Michael A.I HOOPER, Heidi M. JENSEN, Brant A. PEPPLEY et Pierre R. ROBERGE : Development and application of a generalised steady-state electrochemical model for a pem fuel cell. *Journal of Power Sources*, 86:173–180, 2000. (Cité pages xv, 153 et 155.)

- [57] Paul McTAGGART et Patrick DAVIS : Development of a hybrid compressor/expander module for automotive fuel cell applications. Final Technical Report for the U.S. Department of Energy DE-FC36-01AL67603, Tiax LLC, dec 2004. (Cité page 35.)
- [58] Jean-Marie MÉRIGOUX : Ventilateurs, compresseurs. notions fondamentales, dimensionnement. Traité génie mécanique, Techniques de l'Ingénieur, sep 1999. (Cité pages xii, 25 et 26.)
- [59] MOHAWK INNOVATIVE TECHNOLOGY INC. : Motorized turbocompressor/blower for automotive fuel cells, oil-free high-speed motors. <http://www.miti.cc>. (Cité pages xii, 33 et 35.)
- [60] E. MORISHITA, M. SUGIHARA, T. INABA, T. NAKAMURA et W. WORKS : Scroll compressor analytical model. In *Purdue International Compressor Engineering Conference Proceedings*, pages 487–495, 1984. (Cité pages 53 et 56.)
- [61] E. MOSER et N. MITTWOLLEN : Vhdl-ams : the missing link in system design. experiments with unified modelling in automotive engineering. In *Design, Automation and Test in Europe, 1998., Proceedings*, pages 59–63, feb 1998. (Cité page 121.)
- [62] Sathya MOTUPALLY, Aaron J. BECKER et John W. WEIDNERA : Diffusion of water in nafion 115 membranes. *Journal of Electrochemical Society*, 147(9):3171–3177, dep 2000. (Cité page 145.)
- [63] Jeff J. NIETER : Dynamics of scroll suction process. In *Purdue International Compressor Engineering Conference Proceedings*, pages 165–174, 1988. (Cité pages 53 et 90.)
- [64] Jeff J. NIETER et Douglas P. GAGNE : Analytical modeling of discharge flow dynamics in scroll compressors. In *Purdue International Compressor Engineering Conference Proceedings*, pages 85–95, 1992. (Cité pages 53, 54 et 79.)
- [65] Ryan P. O'HAYRE, Suk-Won CHA, Whitney COLELLA et Fritz B. PRINZ : *Fuel cell fundamentals*. John Wiley & Sons, Inc., 2006. (Cité pages 127, 139, 141, 143, 144 et 145.)
- [66] Johnny OSCARSSON : Power recovery by a twin screw expander in a fuel cell application. In *Fuel Cell Power for Transportation*, numéro 2002-01-0100, pages 55–64. SAE, 2003. (Cité page 35.)
- [67] F. PECHUX, C. LALLEMENT et A. VACHOUX : Vhdl-ams and verilog-ams as alternative hardware description languages for efficient modeling of multidiscipline systems. *IEEE Transactions on Computer-Aided Design of Integrated Circuits and Systems*, 24(2):204–225, feb 2005. (Cité page 120.)

- [68] Pablo PELLITERO : Optimisation et comparaison de machines rapides à réluctance variable. Thèse de master, Université de Technologie de Belfort-Montbéliard, 2007. Suiveurs : Tsarafidy Raminosoa et Benjamin Blunier. (Cité page 49.)
- [69] S. PISCHINGER, C. SCHÖNFELDER, W. BORNSCHEUER, H. KINDL et A. WIARTALLA : Integrated air supply and humidification concepts for fuel cell systems. In *Fuel Cell Power for Transportation*, numéro 2001-01-0233, pages 9–15. SAE, 2001. (Cité pages 12, 13, 16, 20, 21 et 45.)
- [70] S. PISCHINGER, C. SCHÖNFELDER, O. LANG et H. KINDL : Development of fuel cell system air management utilizing h.i.l. tools. In *Fuel Cell Power for Transportation*, numéro 2002-01-0409, pages 109–117. SAE, 2002. (Cité pages 22 et 45.)
- [71] S. PISHINGER et O. LANG : *Handbook of Fuel Cells, Fundamentals, Technology and Applications*, volume 4, chapitre Air-supply components, pages 727–741. John Wiley & Sons, 2003. (Cité pages 11, 16, 20, 23 et 45.)
- [72] Stefan PISHINGER, Carsten SCHÖNFELDER et Jürgen OGRZEWALLA : Analysis of dynamic requirements for fuel cell systems for vehicle applications. *Journal of Power Sources*, 154:420–427, 2006. (Cité page 12.)
- [73] Jay T. PUKRUSHPAN, Anna G. STEFANOPOULOU et Huei PENG : *Control of Fuel Cell Power Systems : Principle, Modeling Analysis and Feedback Design*. Advances in Industrial Control, 2004. ISBN : 1852338164. (Cité pages 9, 23, 128, 131, 133, 135, 136, 144, 145 et 146.)
- [74] J.T. PUKRUSHPAN, A.G. STEFANOPOULOU et Huei PENG : Modeling and Control for PEM Fuel Cell Stack System. In *American Control Conference, 2002. Proceedings of the 2002*, volume 4, pages 3117–3122vol.4, may 2002. (Cité page 128.)
- [75] J.T. PUKRUSHPAN, A.G. STEFANOPOULOU et Huei PENG : Control of fuel cell breathing. *Control Systems Magazine, IEEE*, 24(2):30–46, apr 2004. (Cité page 128.)
- [76] Paul Hendrick RODATZ : *Dynamics of the Polymer Electrolyte Fuel Cell : Experiments and Model-Based Analysis*. Thèse de doctorat, Swiss Federal Institute of Technology, Zurich, 2003. (Cité pages 43 et 45.)
- [77] K.J. RUNTZ et M.D. LYSTER : Fuel cell equivalent circuit models for passive mode testing and dynamic mode design. In *Electrical and Computer Engineering, 2005. Canadian Conference on*, pages 794–797, may 2005. (Cité page 127.)
- [78] I. SADLI, P. THOUNTHONG, J.-P. MARTIN, S. RAËL et B. DAVAT : Behaviour of a PEMFC supplying a low voltage static converter. *Journal of Power Sources*, 156:119–125, 2006. (Cité page 127.)

- [79] R. SAISET, C. TURPIN, S. ASTIER et B. LAFAGE : Study of thermal imbalances in arrangements of solid oxide fuel cells by mean of bond graph modelling. In *Power Electronics Specialists Conference, 2002. pesc 02. 2002 IEEE 33rd Annual*, volume 1, pages 327–332 vol.1, jun 2002. (Cité page 126.)
- [80] Rémi SAISET, Guillaume FONTES, Christophe TURPIN et Stéphan ASTIER : Bond graph model of a pem fuel cell. *Journal of Power Sources*, 156:100–107, 2006. (Cité page 126.)
- [81] J. C. SLATTERY et R. B. BIRD : Calculation of the diffusion coefficient of dilute gases and of the self-diffusion coefficient of dense gases. *AIChE*, 4:137–142, 1958. (Cité page 140.)
- [82] T. E. SPRINGER, T. A. ZAWODZINSKI et S. GOTTESFELD : Polymer electrolyte fuel cell model. *J. Electrochem. Soc.*, 138(8):2334–2342, 1991. (Cité pages 133, 141, 143, 144, 145 et 146.)
- [83] K.-W. SUH et A. G. STEFANOPOULOU : Performance limitations of air flow control in power-autonomous fuel cell systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 15(3):465–473, may 2007. (Cité page 23.)
- [84] Rietschle THOMAS : Site internet du constructeur Rietschle Thomas. <http://www.rtpumps.com>. (Cité pages 27 et 30.)
- [85] R. TIRNOVAN, S. GIURGEA, A. MIRAOUI et M. CIRRINCIONE : Surrogate model for proton exchange membrane fuel cell (pemfc). *Journal of Power Sources*, 2007. In press. (Cité page 50.)
- [86] R. TIRNOVAN, S. GIURGEA, A. MIRAOUI et M. CIRRINCIONE : Surrogate modelling of compressor characteristics for fuel cell applications. *Applied Energy*, 2007. In press. (Cité page 50.)
- [87] Kenji Tojo, Masato IKEGAWA, Naoki MAEDA, Sigeru MACHIDA et Masao SHUUBAYASHI : Computer modeling of scroll compressor with self adjusting back-pressure mechanism. In *Purdue International Compressor Engineering Conference Proceedings*, pages 872–886, 1986. (Cité pages 71 et 73.)
- [88] A. VAHIDI, I. KOLMANOVSKY et A. STEFANOPOULOU : Constraint handling in a fuel cell system : A fast reference governor approach. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 15(1):86–98, jan 2007. (Cité page 23.)
- [89] Ardalan VAHIDI, Anna STEFANOPOULOU et Huei PENG : Current Management in a Hybrid Fuel Cell Power System : A Model-Predictive Control Approach. *IEEE Transactions on controls systems technology*, 14:1047–1057, 2006. (Cité page 128.)

- [90] James F. WALTON II, Michael TOMESZEWSKI, Crystal A. HESHMAT et Hooshang and HESHMAT : On the development of an oil-free electric turbocharger for fuel cells. In *Proceedings of 2006 ASME Turbo Expo : Power for Land, Sea & Air*, Barcelona, Spain, may 2006. (Cité page 33.)
- [91] Baolong WANG, Xianting LI et Wenxing SHI : A General Geometrical Model of Scroll Compressors Based on Discretionary Initial Angles of Involute. *International Journal of Refrigeration*, 28:958–966, 2005. (Cité pages 54, 55, 56 et 73.)
- [92] C. WANG, M.H. NEHRIR et H. GAO : Control of pem fuel cell distributed generation systems. *Energy Conversion, IEEE Transactions on*, 21(2):586–595, jun 2006. (Cité page 128.)
- [93] Caisheng WANG, M.H. NEHRIR et S.R. SHAW : Dynamic models and model validation for pem fuel cells using electrical circuits. *Energy Conversion, IEEE Transactions on*, 20(2):442–451, jun 2005. (Cité page 127.)
- [94] A. WIARTALLA, S. PISCHINGER, W. BORNSCHEUER, K. FIEWEGER et J. OGRZEWALLA : Compressor expander units for fuel cell systems. In *Fuel Cell Power for Transportation*, numéro 2000-01-0380, pages 149–153. SAE, 2000. (Cité page 22.)
- [95] Eric L. WINANDY : *Contribution to the Performance Analysis of Reciprocating and Scroll Refrigeration Compressors*. Thèse de doctorat, Mechanical Engineering Department, University of Concepción, Chili, 1999. (Cité pages 50 et 85.)
- [96] T. YANAGISAWA, M. CHENG, M. FUKUTA et T. SHIMIZU : Optimum operating pressure ratio for scroll compressor. In *Proceeding of the international compressor engineering conference at Purdue*, pages 425–433, 1990. (Cité pages 53, 54, 56, 69, 83 et 84.)
- [97] D. Yu et S. YUVARAJAN : A novel circuit model for pem fuel cells. In *Applied Power Electronics Conference and Exposition, APEC '04*, volume 1, pages 362–366, 2004. (Cité page 127.)
- [98] Zhao YUANYANG, Li LIANSHENG, Shen JIANG, Zhang WEI et Shu PENG-CHENG : Research on oil-free air scroll compressor with high speed in 30 kw fuel cell. *Applied Thermal Engineering*, (23):593–603, 2003. (Cité page 30.)
- [99] Thomas A. ZAWODZINSKI JR, Thomas E. SPRINGER, John DAVEY, Roger JESTEL, Cruz LOPEZ, Judith VALERIO et Shimshon GOTTESFELD : A comparative study of water uptake by and transport through ionomeric fuel cell membranes. *Journal of Electrochemical Society*, 140(7):1981–1985, jul 1993. (Cité page 144.)

- [100] Yuanyang ZHAO, Liansheng LI, Huagen Wu et Pengcheng SHU : Theoretical and Experimental Studies of Water Injection Scroll Compressor in Automotive Fuel Cell Systems. *Energy Conversion and Management*, 46:1379–1392, 2005. (Cité pages 23 et 45.)
- [101] Liu ZHENQUAN, Du GUIRONG, Qi ZHIYONG et Gu JIANFENG : The conjugacy analysis of modified part of scroll profiles. In Ray W. Herrick LABORATORIES, éditeur : *Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, USA*, volume 1, pages 479–484, 1994. (Cité page 56.)

NOTES SUR LE FORMAT DE LA THÈSE

Cette thèse a été réalisée avec L^AT_EX 2_& avec les polices *Palatino* de Hermann Zapf's, *Euler* (les polices Postscript Type 1 *URW Palladio L* et *FPL* ont été utilisées), développées originalement par Bitstream, Inc. comme « Bitstream Vera » (les polices Postscript Type 1 ont été rendues disponible par Malte Rosenau et Ulrich Dirr).

Le style typographique, réalisé par Andrée Miete, a été inspiré par Robert Bringhurst et présenté dans *The Elements of Typographic Style* (Version 2.5, Hartley & Marks, 2002) et est disponible pour L^AT_EX sur le CTAN comme « *classicthesis* ».