

Modélisation d'un système composé d'une machine  
synchrone de forte puissance entraînée par un actuateur  
thermique

par

Achille Brice NOUBISSI

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE LA MAÎTRISE  
AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE ÉLECTRIQUE  
M. Sc. A.

MONTREAL, LE 19 AVRIL 2021

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

©Tous droits réservés, Achille Brice, 2021

©Tous droits réservés

Cette licence signifie qu'il est interdit de reproduire, d'enregistrer ou de diffuser en tout ou en partie, le présent document. Le lecteur qui désire imprimer ou conserver sur un autre média une partie importante de ce document, doit obligatoirement en demander l'autorisation à l'auteur.

**PRÉSENTATION DU JURY**

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Handy Fortin Blanchette, directeur de mémoire  
Département de génie électrique à l'École de technologie supérieure

M. Pierre-Jean Lagacé, président du jury  
Département de génie électrique à l'École de technologie supérieure

M. Ambrish Chandra, membre du jury  
Département de génie électrique à l'École de technologie supérieure

M. Jean-François St-Roch, du membre du jury  
Andritz Hydro Canada inc.

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 19 AVRIL 2021

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE





## **REMERCIEMENTS**

Je tiens à remercier sincèrement mon directeur de recherche Handy Fortin Blanchette et le directeur d'ingénierie de développement de produit d'Andritz Hydro Canada Jean-François St-Roch de m'avoir donné l'opportunité d'entreprendre cette recherche passionnant sous leur supervision.

Je tiens à remercier mon professeur modélisation et automatisation de procédés industriels Guy Gauthier pour ses conseils dans la modélisation, la linéarisation et simulation des systèmes non linéaires.

Je tiens à remercier le superviseur mécanique d'Andritz Hydro Canada Vilem Chladek pour son édification sur les systèmes de commande hydraulique des servovalves et des valves.

Je tiens à remercier ma conjointe pour son soutien en ce moment très difficile de pandémie de Covid 19 et l'arrivée du bébé.

Finalement, je tiens à remercier ma mère, mon père, mes frères, mes sœurs et mes amis pour leur soutien et encouragement dans mes différentes formations académiques.



# **Modélisation d'un système composé d'une machine synchrone de forte puissance entraînée par un actuateur thermique**

Achille Brice NOUBISSI

## **RÉSUMÉ**

Dans les centrales thermiques, le vieillissement des turbines ainsi que leurs systèmes de contrôle désuet ont un impact considérable sur le rendement économique de la machine thermique. Par conséquent, un besoin de maintenance ou de modernisation dans le système de commande et de contrôle est de plus en plus demandé par les entreprises productrices. Afin de combler ce marché, l'entreprise Andritz Hydro Canada Inc étudie les différentes possibilités de produire de l'énergie électrique à faible coût dans l'optimisation des différents procédés des systèmes de contrôle de production de l'énergie électrique. L'objectif principal de cette recherche est de modéliser un turboalternateur de forte puissance afin de déterminer les caractéristiques fréquentielles liant le degré d'ouverture des actuateurs à vapeur et la puissance injectée par la machine sur le réseau. La connaissance de ces réponses fréquentielles ainsi que les délais qui sont présents dans le système permettront de déterminer la structure de commande la plus appropriée pour ce type de système. La méthode de résolution consiste à modéliser individuellement le système de commande des actuateurs, l'actuateur, la turbine et l'alternateur. Puis grouper l'ensemble des modèles et les coupler à un modèle de production d'énergie. Par la suite, de déterminer les caractéristiques temporelles et fréquentielles de tout le système turboalternateur afin de concevoir les contrôleurs des valves pour l'injection de puissance au réseau en fonction des positions de valves. L'analyse des résultats a montré que la variation de vapeurs dans les sorties d'extraction est compensée par le contrôleur de la valve principale pour un turboalternateur contrôlé par une seule valve principale alors que pour un turboalternateur contrôlé par les trois valves, la variation de vapeur dans les sorties d'extraction est compensée par chaque contrôleur des valves. De plus, le temps de réponse du système en boucle fermée avec les contrôleurs sur les trois valves est plus long que celui du système en boucle fermée avec un contrôleur sur la valve principale.

**Mots-clés :** turboalternateur, actuateur et commande, modélisation et simulation, analyse fréquentielle, régulateur, système de production.



# **Modeling a system composed of a synchronous machine of high power driven by a thermal actuator**

Achille Brice NOUBISSI

## **ABSTRACT**

In thermal power stations, the aging of turbines and their obsolete control systems have a considerable impact on the economic performance of the thermal machine. Consequently, a need for maintenance or modernization in the command and control system is increasingly demanded by producing companies. In order to fill this market, Andritz Hydro Canada Inc is studying the various possibilities of producing electrical energy at low cost in optimizing the different processes of the electrical energy production control systems. The main objective of this research is to model a high-power turboalternator in order to determine the frequency characteristics linking the opening's degree of the steam actuators and the power injected by the machine into the network. The knowledge of these frequency responses as well as the delays which are present in the system will make it possible to determine the most appropriate control structure for this type of system. The resolution method consists of individually modeling the actuator control system, the actuator, the turbine and the alternator. Then group all the models and link them to an energy production model. Subsequently, to determine the temporal and frequency characteristics of the entire turbo-generator system in order to design the valve controllers for the injection of power into the network according to the valve positions. The analysis of the results showed that the variation of vapors in the extraction outlets is compensated by the controller of the main valve for a turboalternator controlled by a single main valve while for a turboalternator controlled by the three valves, the variation of steam in the extraction outlets is compensated by each valve controller. In addition, the response time of the closed loop system with the controllers on all three valves is longer than that of the closed loop system with a controller on the main valve.

**Keywords:** turboalternator, actuator and control, modeling and simulation, frequency analysis, regulator, production system.



## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1    TURBINE À VAPEUR .....	5
1.1    Introduction.....	5
1.2    Définition .....	5
1.3    Notion de transfert d'énergie dans la turbine.....	6
1.4    Types de turbine.....	7
1.4.1    Turbine à impulsion .....	7
1.4.1.1    Turbine à impulsion à pression composée .....	9
1.4.1.2    Turbine à impulsion à vitesse composée .....	10
1.4.1.3    Turbine à impulsion à vitesse et pression composées .....	11
1.4.2    Turbine à réaction .....	12
1.5    Classification des turbines .....	14
1.5.1    La turbine à vapeur à condensation .....	14
1.5.2    Turbine à vapeur à contre-pression.....	15
1.5.3    Les turbines de réchauffage .....	16
1.5.4    Turbine à induction .....	17
1.5.5    Turbines à vapeur de cogénération .....	18
1.5.5.1    Turbine à contre-pression par extraction .....	20
1.5.5.2    Turbines à condensation par extraction .....	21
1.6    Conclusion .....	23
CHAPITRE 2    MODÉLISATION DU TURBOALTERNATEUR À COGÉNÉRATION AVEC TROIS VALVES DE CONTRÔLE ET DEUX EXTRACTIONS DE VAPEUR .....	25
2.1    Introduction.....	25
2.2    Modélisation des valves de contrôle.....	26
2.2.1    Modélisation du système de commande de la valve .....	26
2.2.1.1    Modélisation de la servovalve et du servomoteur.....	29
2.2.2    Modélisation de la valve (ou soupape) .....	33
2.2.2.1    La modélisation empirique .....	34
2.2.2.2    La modélisation mathématique de la valve.....	38
2.3    Modèle de la turbine à vapeur à condensation simple fonctionnant avec vapeur sèche.....	41
2.3.1    Hypothèses de modélisation .....	42
2.3.2    Bilan matière.....	42
2.3.2.1    Bilan matière : dynamique du débit massique .....	43
2.3.2.2    Bilan matière : dynamique de la pression .....	45
2.3.2.3    Bilan matière : dynamique de la température .....	46
2.3.3    Bilan énergétique de la turbine à vapeur à condensation simple .....	47
2.3.3.1    Détermination du rendement isentropique $\eta_{S, n_{\text{étage}}}$ .....	48

2.3.3.2	Bilan énergétique : détente de la vapeur sèche sans changement de phase de la vapeur.....	52
2.3.3.3	Bilan énergétique : détente de la vapeur avec changement de phase de la vapeur. ....	55
2.4	Modèle turbine à vapeur à condensation avec 2 extractions de vapeur et trois valves de contrôles.....	60
2.4.1	Bilan matière section HP, IP, BP .....	63
2.4.1.1	Bilan matière section HP, IP, BP : Dynamique massique de la vapeur.....	64
2.4.1.2	Bilan matière section HP, IP, BP : Dynamique de pression de la vapeur .....	65
2.4.1.3	Bilan matière section HP, IP, BP : Dynamique de température de la vapeur.....	67
2.4.2	Bilan énergétique section HP, IP, BP .....	68
2.4.3	Résumé modèle global.....	72
2.4.4	Détermination des points d'opération et la fonction de transfert du modèle de la turbine.....	75
2.4.4.1	Valeurs des variables de modélisation aux points d'opération .....	78
2.4.4.2	Détermination de la fonction de transfert .....	81
2.5	Modèle de l'alternateur .....	84
2.6	Conclusion .....	85
CHAPITRE 3	SIMULATION ET INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS DU MODÈLE.....	89
3.1	Introduction.....	89
3.2	Simulation et interprétation des résultats du modèle de commande des valves .....	89
3.2.1	Commande des valves en boucle ouverte .....	90
3.2.2	Commande des valves en boucle fermée et proposition de contrôleur.....	92
3.2.2.1	Commande de valves sans correcteur.....	92
3.2.2.2	Commande de valves avec correcteur.....	95
3.3	Simulation et interprétation des résultats du modèle de la turbine .....	97
3.4	Conclusion .....	104
CHAPITRE 4	VALIDATION DU MODÈLE DU TURBOALTERNATEUR.....	105
4.1	Introduction.....	105
4.2	Validation du modèle de la turbine par comparaison avec la revue de littérature.....	105
4.3	Validation par couplage à un réseau infini .....	107
4.3.1	Simulation et interprétation des résultats du modèle turboalternateur : première adaptation sans correcteur.....	112
4.3.2	Simulation et interprétation des résultats du modèle turboalternateur : première adaptation avec correcteur .....	117
4.3.3	Simulation et interprétation des résultats du modèle turboalternateur : deuxième adaptation sans correcteur .....	124



4.3.4	Simulation et interprétation des résultats du modèle turboalternateur : deuxième adaptation avec correcteur.....	127
4.3.4.1	Turboalternateur en BF avec correcteur sur la boucle de valve HP.....	128
4.3.4.2	Turboalternateur en BF avec correcteur sur la boucle des valves HP, IP et LP .....	130
4.4	Conclusion .....	136
CONCLUSION.....		139
RECOMMANDATIONS .....		143
RETOMBÉES POUR L'ENTREPRISE.....		145
ANNEXE I	SCHÉMAS DE SIMULATION MODÈLE TURBINE .....	147
ANNEXE II	RECOMMANDATION POUR SYSTÈME DE PRODUCTION.....	153
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....		155



## LISTE DES TABLEAUX

Page

Tableau 2.1	Valeurs des paramètres du constructeur pour deux turbines à vapeur .....	75
Tableau 2.2	Valeurs de paramètres attribués par manque de données du constructeur .....	76
Tableau 2.3	Valeurs désirées en régime d'opération prises dans l'article .....	77
Tableau 2.4	Valeurs en régime d'opération des variables d'état et d'entrées des turbines .....	81
Tableau 4.1	Comparaison des résultats simulés avec celui de la revue scientifique.....	106



## LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1	Moteur thermique .....6
Figure 1.2	Turbine à impulsion.....8
Figure 1.3	Turbine à impulsion à pression composée.....9
Figure 1.4	Turbine à impulsion à vitesse composée .....11
Figure 1.5	Turbne à impulsion à vitesse et pression composée .....12
Figure 1.6	Lames de turbine à réaction un étage et plusieurs étages .....13
Figure 1.7	Turbine à réaction.....13
Figure 1.8	Turbine à vapeur à condensation .....15
Figure 1.9	Turbine à vapeur à contre-pression .....16
Figure 1.10	Turbine à vapeur avec section HP, IP et LP .....16
Figure 1.11	Turbine à vapeur avec section HP et LP.....17
Figure 1.12	Turbine à induction.....17
Figure 1.13	Illustration cogénération .....18
Figure 1.14	Turbine à cogénération .....19
Figure 1.15	Turbine à contre-pression par extraction .....20
Figure 1.16	Turbines à condensation à simple extraction (turbine hybride) avec deux valves de contrôle .....21
Figure 1.17	Turbines à condensation à doubles extractions (turbine hybride) avec trois valves de contrôle .....22
Figure 1.18	Turbines à condensation par extraction automatique .....22
Figure 2.1	Système de commande des valves.....28
Figure 2.2	Modèle réduit du système de commande des valves.....28

Figure 2.3	Valve de MOOG.....	30
Figure 2.4	Servovalve proportionnelle (LVDT) .....	30
Figure 2.5	Vérin simple et double effet .....	31
Figure 2.6	Représentation servomoteur et servovalve .....	32
Figure 2.7	Valve de type ventrue .....	35
Figure 2.8	Variations du débit massique en fonction de l'ouverture de soupape .....	36
Figure 2.9	Débits massiques mesurés à la sortie de la valve à différents rapports de pression et pourcentage d'ouvertures de la vanne .....	37
Figure 2.10	Débits massiques mesurés à la sortie de la valve en fonction du rapport des pressions et d'ouvertures de vanne compris entre (6.5% et 27.2%) .....	38
Figure 2.11	Actuateur couplé à la turbine.....	39
Figure 2.12	Représentation d'une turbine à condensation .....	43
Figure 2.13	Turbine à vapeur à condensation avec pour entrer l'énergie calorifique .....	48
Figure 2.14	Circulation idéale de la vapeur dans les aubes de la turbine .....	49
Figure 2.15	Circulation réelle de la vapeur dans les aubes de la turbine .....	50
Figure 2.16	Diagramme enthalpie-entropie représentant les pertes isentropiques .....	52
Figure 2.17	Diagramme enthalpie-entropie de la détente de la vapeur sans changement de phase .....	53
Figure 2.18	Diagramme enthalpie-entropie de la détente de la vapeur avec changement de phase .....	56
Figure 2.19	Zone de saturation de la vapeur .....	58
Figure 2.20	Turbine client Andritz Hydro .....	61
Figure 2.21	Représentation simplifiée de la turbine .....	61
Figure 2.22	Cycle machine thermique avec deux valves contrôlables aux sorties d'extraction. ....	62
Figure 2.23	Schémas simplifié turbine à deux extractions .....	63

Figure 2.24	Diagramme enthalpie-entropie illustrant la transformation d'énergie dans la turbine.....	69
Figure 2.25	Bloc machine synchrone et point d'opération.....	85
Figure 3.1	Modèle Simulink servovalve + servomoteur en BO .....	90
Figure 3.2	Réponse temporelle servovalve + servomoteur en BO .....	91
Figure 3.3	Diagramme de Bode servovalve + servomoteur en BO .....	91
Figure 3.4	Diagramme de Nichols servovalve + servomoteur en BO .....	92
Figure 3.5	Modèle Simulink de commande des valves en boucle fermée.....	93
Figure 3.6	Réponse temporelle de la commande des valves BF sans correcteur.....	94
Figure 3.7	Diagramme de Bode servovalve + servomoteur en BF sans correcteur.....	94
Figure 3.8	Diagramme de Nichols servovalve + servomoteur en BF sans correcteur .....	95
Figure 3.9	Diagramme de Bode servovalve + servomoteur en BF avec correcteur ....	96
Figure 3.10	Diagramme de Nichols servovalve + servomoteur en BF avec correcteur .....	96
Figure 3.11	Simulation du modèle en BF avec perturbation .....	97
Figure 3.12	Modèle Simulink de la turbine de 7.94 MW en BO couplée aux trois valves de contrôle .....	99
Figure 3.13	Paramètres de perturbation de position des valves .....	99
Figure 3.14	Débits massiques en sortie d'extraction HP, IP et en condensation LP ...	100
Figure 3.15	Pressions dans les sections HP, IP et LP .....	100
Figure 3.16	Températures dans les sections HP, IP et LP .....	101
Figure 3.17	Puissances totale et dans les sections HP, IP et LP en (MW) .....	101
Figure 3.18	Puissance section totale (MW) en fonction de alpha 1, 2, 3.....	102
Figure 3.19	Réponse de la puissance mécanique de la turbine suite aux perturbations .....	102
Figure 3.20	Diagramme de Bode : puissance totale en fonction de alpha 1, 2 et 3 .....	103

Figure 3.21	Diagramme de Nichols : puissance totale en fonction de alpha 1, 2 et 3.....	103
Figure 4.1	Modèle Simulink de la turbine de 34.95 MW couplée aux trois valves de contrôle .....	107
Figure 4.2	Système de production d'énergie basé sur une machine synchrone.....	108
Figure 4.3	Paramètres du réseau et la machine synchrone à changer .....	109
Figure 4.4	Paramètres de la tension de champ du sectionneur et de la charge à changer.....	110
Figure 4.5	Système de production: BF sur la valve HP sans correcteur .....	114
Figure 4.6	BF sur une valve sans correcteur PI : phase d'entraînement de la machine.....	115
Figure 4.7	BF sur une valve sans correcteur PI : Puissance de la génératrice et alignement des deux tensions sans correcteur PI.....	115
Figure 4.8	Bode : Puissance active sans correcteur sur la BF de la valve HP .....	116
Figure 4.9	Nichols : Puissance active sans correcteur sur la BF de la valve HP .....	116
Figure 4.11	Système de production: BF sur la valve HP avec correcteur .....	118
Figure 4.12	Nichols : Puissance active avec correcteur sur la BF de la valve HP.....	118
Figure 4.13	Bode : Puissance active avec correcteur sur la BF de la valve HP.....	119
Figure 4.14	Paramètres de perturbation de la puissance au réseau .....	119
Figure 4.15	BF sur une valve avec correcteur PI : phase d'entraînement de la machine.....	120
Figure 4.16	BF sur une valve avec correcteur PI : puissance de la génératrice et alignement des deux tensions .....	121
Figure 4.17	BF sur la valve HP avec correcteur PI : puissance de la génératrice en fonction de alpha 1, 2 et 3.....	121
Figure 4.18	Agrandissement de la Figure 4.17 de 20 à 45s .....	122
Figure 4.19	Résultats de répartition de puissance dans chaque section de la turbine .....	122



Figure 4.20	BF sur la valve HP avec correcteur PI : Puissance de la génératrice, du réseau et la charge en fonction de $\alpha$ 1, 2 et 3 .....123
Figure 4.25	Système de production: BF sur les trois valves HP, IP et LP sans correcteur .....125
Figure 4.26	BF sur les trois valves sans correcteur: phase d'entraînement de la machine.....125
Figure 4.27	BF sur trois valves sans correcteur PI : Puissance de la génératrice et alignement des deux tensions sans correcteur PI.....126
Figure 4.28	Puissance active sans correcteur sur la BF de la valve HP, IP et LP.....127
Figure 4.29	Système de production: BF sur les trois valves HP, IP et LP avec correcteur sur la boucle de la valve HP .....128
Figure 4.30	Nichols : Puissance active avec correcteur sur la BF de la valve HP .....129
Figure 4.31	Réponses de puissances aux sorties des sections HP, IP et LP : sans contrôleur sur les valves IP et LP .....130
Figure 4.32	Système de production: BF sur les trois valves HP, IP et LP avec correcteur sur la boucle des trois valves.....131
Figure 4.33	Nichols : Puissance active avec correcteur sur la BF des trois valves .....132
Figure 4.34	Bode : Puissance active avec correcteur sur la BF des trois valves .....132
Figure 4.35	Réponses de puissances aux sorties des sections HP, IP et LP : avec contrôleur sur les trois valves .....133
Figure 4.36	BF sur les trois valves avec correcteur: phase d'entraînement de la machine.....134
Figure 4.37	BF sur les trois valves avec correcteur: puissance de la génératrice et alignement des deux tensions .....135
Figure 4.38	BF sur les trois valves avec correcteur : puissance de la génératrice en fonction de $\alpha$ 1, 2 et 3 .....135
Figure 4.39	BF sur les trois valves avec correcteur : Puissance de la génératrice, du réseau et la charge en fonction de $\alpha$ 1, 2 et 3 .....136



## **LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES**

BF	Boucle fermée
BO	Boucle ouverte
HP	High pression
IP	Intermediate pressure
IAPWS	Association internationale des propriétés de l'eau et de la vapeur
LP	Low pressure
MN	Modèle linéaire
MNL	Modèle non linéaire
Pt	Puissance totale



## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

$A_v$	Section de la valve
$h$	Enthalpie spécifique de la vapeur
$K$	Constante de proportionnalité de la valve
$k$	Constante de proportionnalité débit massique
$\dot{m}_c$	Débit massique en amont de la valve RV
$\dot{m}_{in}$	Débit massique en aval de la valve RV
$m :$	Masse de vapeur
$\dot{m}$	Débit massique
$\dot{m}_{op}$	Débit massique nominale
$\eta_{turb}$	Rendement de l'étage de la turbine
$\eta_{S,n_{étage}}$	Rendement isentropique de la turbine
$P_{AO}$	Pression en amont de la valve
$P_A$	Pression en aval de la valve
$P_{op}$	Pression nominale
$P_{A0}$	Pression en amont de la valve RV
$P_A$	Pression en aval de la valve RV
$Q_{fournie}$	Quantité de chaleur fournie à la machine thermique
RV et CV	Représente la valve de régulation
SV	Représente la valve de sécurité
$s$	Entropie spécifique de la vapeur
$T$	Température de la vapeur
$W_{produit}$	Travail net d'une machine thermique
$\tau_m$	Constant de temps du débit massique
$\tau_p$	Constant de temps de la pression

$V$	Volume de la turbine
$\nu_{AO}$	Viscosité cinématique
$\nu$	Volume spécifique de la vapeur
$\gamma$	Coefficient adiabatique
$W$	Travail de la turbine
$\frac{\delta W}{dt}$	Puissance de la turbine
$x$	Titre de vapeur
$y$	Fraction de sortie du débit massique
$\alpha$	Taux d'ouverture de la valve
$\xi$	Facteur sans dimension pour la loi de Stodola
$\rho$	Masse volumique de la vapeur
$\dot{m}_{in_a}$	Débit massique actuel
$\dot{m}_{in_t}$	Débit massique théorique
$A_e$	Section transversale d'entrée
$\psi$	Rapport de pression en fonction du débit massique
$P_o$	Pression totale
$\nu_o$	Volume spécifique totale
$FC$	Rapport entre le débit massique mesuré et le débit massique théorique
$P_e$	Pression de sortie
$P_o$	Pression d'entrée
$\xi$	Facteur sans dimension pour la loi de Stodola
$\nu_{AO}$	Viscosité cinématique
$\mu$	Coefficient de débit de la vanne
$P_{AO}$	Pression en amont de la valve
$P_A$	Pression en aval de la valve

## INTRODUCTION

Dans le plan de la croissance économique mondiale, l'énergie électrique joue un rôle primordial dans le développement des nations. Au cours des 100 dernières années, les centrales thermiques ont été largement utilisées pour la production d'électricité. De nos jours, elles représentent environ 74% de la production mondiale. Pour économiser la quantité de combustible dans la chaudière ou améliorer le rendement thermique, la plupart des grandes centrales thermiques utilisent les turbines à vapeur à cogénération avec ou sans extraction de vapeur en raison de leur efficacité et de leurs coûts d'exploitation. Or les installations datent pour la plupart du siècle dernier. Le vieillissement des turbines ainsi que leurs systèmes de contrôle désuets ont un impact considérable sur le rendement économique de la machine thermique et par conséquent, un besoin de maintenance ou de modernisation du système de commande et de contrôle est de plus en plus demandé par les entreprises productrices. Afin de combler ce marché, l'entreprise Andritz Hydro Canada inc. étudie les différentes possibilités de produire l'énergie électrique à faible coût en optimisant les différents procédés des systèmes de contrôle de production de l'énergie électrique. Le cas d'étude le plus en demande par les clients d'Andritz est une turbine à vapeur à cogénération avec deux extractions de vapeur et trois valves de contrôle.

Les turbines à vapeur à cogénération sont généralement liées à leur actuateur. Elles ont une structure et une complexité différentes dépendamment de leurs applications, de leur performance et de leur capacité de production. Elles sont composées de plusieurs étages d'entrée, de sortie et d'expansion de vapeur pour des raisons d'efficacité thermique. C'est ce qui complexifie leurs caractéristiques mécaniques, thermodynamiques, et électriques. En d'autres termes, il n'est pas évident de les modéliser et de prévoir les effets dynamiques des valves de commande sur la puissance électrique délivrée. Par conséquent, la nécessité de développer un modèle mathématique non linéaire est nécessaire pour étudier la dynamique transitoire et le régime permanent de la turbine.

Des modèles mathématiques sont disponibles dans la littérature (Dulau & Bica, 2014a) (Medina-Flores & Picón-Núñez, 2010a) (Luo, Zhang, Chen, & Mo, 2011). Mais, plusieurs de ces modèles sont tellement simplifiés et dans de nombreux cas, elles ne font que mapper les variables d'entrées aux sorties avec plusieurs variables intermédiaires omises. De plus, ces modèles ne prennent pas en compte le modèle de l'actuateur et son système de commande. Ceci a pour conséquence de faire apparaître de nombreuses difficultés dans les stratégies de contrôle et de performances globales du système de production.

L'objectif principal de cette recherche est d'effectuer la modélisation mathématique d'une turbine à vapeur à cogénération avec deux extractions de vapeur et trois valves de contrôle. Ce système sera couplé à un alternateur afin de déterminer les caractéristiques fréquentielles liant le degré d'ouverture des valves de contrôles et la puissance injectée par la machine sur le réseau. La connaissance de ces réponses fréquentielles ainsi que des délais qui sont présents dans le système permettront de déterminer la structure de commande la plus appropriée pour ce type de système. Les résultats de cette recherche permettront à l'entreprise de mieux comprendre la dynamique de ces systèmes complexes afin de concevoir un contrôleur adapter à chaque type d'installation.

Le mémoire, qui comporte quatre chapitres, traitera donc du modèle d'une turbine à vapeur de cogénération avec deux extractions de vapeurs en présence de ses actuateurs et de leurs systèmes de commande. Le travail présenté s'articule comme suit :

Le premier chapitre présente de façon détaillée les différents types de turbines en partant de la forme la plus simple à la plus complexe en élaborant les concepts théoriques permettant d'acquérir les connaissances requises dans le fonctionnement des turbines à vapeur.

Le second chapitre élabore les modèles conçus de la turbine d'étude, en présentant en premier les concepts de modélisation du système de commande hydraulique des valves qui caractérise la façon dont la commande de l'ouverture et fermeture des servomoteurs reliés aux valves s'opère en fonction d'une consigne donnée. Puis, en second, les concepts de modélisation des



valves liant la position de la valve et le débit massique, la pression et la température de vapeur entrant dans la turbine. Ensuite, en troisième, la modélisation de la turbine liant la commande de l'ouverture de la valve et la puissance mécanique générée. Enfin, en dernier, la modélisation de l'alternateur.

Le troisième chapitre présente les différents résultats de simulation et l'analyse des caractéristiques du système dans le domaine temporel et fréquentiel pour une turbine de 8 MW afin de vérifier la stabilité, la précision et la robustesse de la turbine prise dans son ensemble en fonction des positions des valves.

Le chapitre quatre présente la validation du modèle du turboalternateur. Les résultats sont comparés avec ceux détenus lors de la revue de littérature, et les réponses du système à la suite du couplage du turboalternateur au réseau infini.

Enfin, la conclusion résume l'ensemble des travaux réalisés dans le mémoire, par la suite des recommandations pour de futurs travaux seront évoquées et enfin les retombées pour la compagnie seront énumérées.



## **CHAPITRE 1**

### **TURBINE À VAPEUR**

#### **1.1 Introduction**

Ce chapitre a pour objectif d'expliquer de façon détaillée le fonctionnement des différents types de turbines dans leur forme la plus simple à la plus complexe. Ceci sera fait en fonction de leurs classifications, de leurs transferts d'énergies, des besoins de vapeur en entrée et en sortie de la turbine afin de spécifier le type de turbine à modéliser correspondant à celle du projet de recherche. Ces explications élaboreront les concepts théoriques permettant de mieux asseoir les connaissances dans le fonctionnement des diverses machines thermiques de production électrique, et de comprendre l'enjeu et leurs concepts de modélisation.

#### **1.2 Définition**

De façon générale, une turbine à vapeur est un moteur thermique rotatif qui convertit l'énergie thermique contenue dans la vapeur en énergie mécanique ou électrique. Dans sa forme la plus simple comme montrée en Figure 1.1, une turbine à vapeur se compose d'une chaudière (générateur de vapeur), d'une turbine, d'un condenseur et d'une pompe d'alimentation. Dans la chaudière, le chauffage et la détente de la vapeur sont continus et s'exécutent simultanément. Ainsi, l'utilité de la turbine à vapeur se limite uniquement à entraîner un générateur électrique. (What is Steam Turbine - Description and Characteristics, s.d., paragr. Steam turbine)

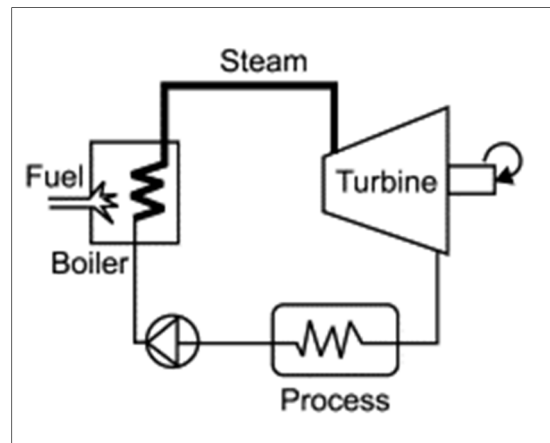


Figure 1.1 Moteur thermique  
Tirée de Extraction Condensing Turbine -  
an overview | ScienceDirect Topics ( s.d.)

### 1.3 Notion de transfert d'énergie dans la turbine

De façon générale, d'après le premier principe de la thermodynamique,

*L'énergie totale dans un fluide = l'énergie cinétique + l'énergie des forces pressantes + l'énergie interne*

$Q \qquad V \qquad P \qquad T$

*Or l'enthalpie = l'énergie des forces pressantes + l'énergie interne* D'où

$H \qquad P \qquad T$

*L'énergie totale dans un fluide = l'énergie cinétique + l'enthalpie*

$Q \qquad V \qquad H$

Lorsqu'il n'y a pas détente du fluide, comme dans le cas d'une chaudière ou d'un réservoir de vapeur à haute pression dans une centrale thermique, l'énergie totale dans un fluide est égale à l'enthalpie ( $Q = H$ ). En assumant que l'enceinte du réservoir ou de la chaudière est close et sans évaporation de la vapeur, lorsqu'il y a détente de la vapeur de la chaudière vers la turbine, l'énergie totale de la vapeur varie et le transfert d'énergie s'opère comme suit :

L'énergie totale transférée :  $\Delta Q = \Delta E + \Delta H$  avec

$\Delta E$  : est la variation de l'énergie cinétique liée au mouvement de la vapeur (détente) et

$\Delta H$  : est la variation de l'enthalpie liée à la chute de pression et de température de la vapeur lors de sa détente. (David Jesse, 2016, n. 2:21s)

## 1.4 Types de turbine

Différents types de turbines sont catégorisées en fonction de leur construction, de leur pression de service, de leur taille et de nombreux autres paramètres. Cependant, il existe deux types de bases : la turbine à impulsion et la turbine à réaction.

### 1.4.1 Turbine à impulsion

Dans sa plus simple expression comme le présente la Figure 1.2, une plus simple turbine à impulsion est constituée d'une seule rangée fixe de buses appelée stator et des lames mobiles non convergentes appelées rotor.

La vapeur à haute pression et température contenue dans une chaudière ou un réservoir de vapeur se détend à travers les buses et frappe les lames mobiles qui font tourner le rotor de la turbine. Il en résulte une augmentation de la vitesse et une perte de pression de vapeur dans les buses. Dans les lames du rotor, il en résulte une diminution de vitesse de vapeur et une conservation de pression de vapeur de la sortie des buses jusqu'à la sortie des lames.

Les buses ont pour principal rôle d'accélérer la vapeur en convertissant l'énergie totale de la vapeur contenue dans une chaudière ou un réservoir de vapeur, en énergie cinétique. Alors que les lames mobiles ont pour principal rôle de convertir l'énergie cinétique de la vapeur à pression constante en énergie mécanique. Lors du passage de la vapeur à l'entrée des buses, il s'en suit une chute de pression de la vapeur et une augmentation de sa vitesse (conversion de l'enthalpie en énergie cinétique) jusqu'à sa sortie des buses à pression constante.

L'énergie cinétique de la vapeur sortant des buses à pression constante percute les lames mobiles de la turbine avec une vitesse largement supérieure à la vitesse du son (environ 1100 m/s). Il s'en suit une perte de vitesse de vapeur dans le rotor (perte d'énergie cinétique) et une augmentation de la vitesse de rotation des lames mobiles (conversion de l'énergie cinétique, en énergie mécanique).

Comme le montre la Figure 1.2, environ 11% de l'énergie cinétique est transformée en énergie mécanique et le reste est perdu en sortie. La vitesse de rotation des lames résultant de cette transformation est d'environ la moitié de la vitesse de la vapeur à la sortie des buses (550 m/s). Or, l'objectif de concevoir une turbine à vapeur est d'extraire toute l'énergie cinétique contenue dans la détente de la vapeur et de faire tourner le rotor à une vitesse correspondant à la fréquence du réseau.

Pour atteindre ces objectifs, les buses fixes et les lames mobiles sont disposées en plusieurs rangées en série. Entre autres, une rangée composée de buses fixes et l'autre composée de lames mobiles. L'ensemble formé par ces deux rangées est appelé étage. Les étages d'impulsion peuvent être : soient à pression composée, à vitesse composée, ou à pression et vitesse composées en fonction de leur demande en puissance et de leur utilisation. (What is Steam Turbine - Description and Characteristics, s.d., paragr. Impulse turbine), (*Steam and Gas Turbine : Introduction and classification*, 2016, n. 10:30s)

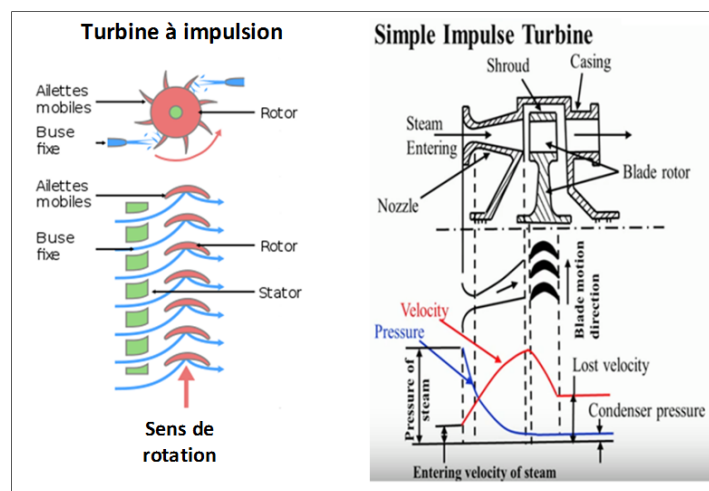


Figure 1.2 Turbine à impulsion  
Tirée de Turbine à vapeur (2019, paragr. Conception à lames et étages) et de *Steam and Gas Turbine : Introduction and classification* (2016, n. 10:30s)

### 1.4.1.1 Turbine à impulsion à pression composée

Dans ce type de turbine, la forme géométrique du châssis est rectiligne. Un étage à impulsion à pression composée est constitué d'une rangée de buses fixes et de lames mobiles, avec plusieurs étages consécutifs pour la composition (plusieurs petites turbines à impulsion), comme le montre la Figure 1.3. Chaque rangée de buses fixes est un foyer de conversion de l'enthalpie en énergie cinétique et la perte d'énergie totale de la vapeur n'a pas lieu uniquement dans le premier étage, mais est répartie dans l'ensemble des étages. L'absorption de la chute de pression dans chaque étage réduit la vitesse de la vapeur entrant dans les pales mobiles. Ce type de turbine à impulsion à pression composée est utilisée pour des applications à haute vitesse dans les turbines Rateau et Zoelly. (*Steam and Gas Turbine : Introduction and classification*, 2016, n. 16:13s), (Single Stage Steam Turbine - an overview | ScienceDirect Topics, s.d., paragr. Steam turbine design), (What is Steam Turbine - Description and Characteristics, s.d., paragr. pressure compounded).

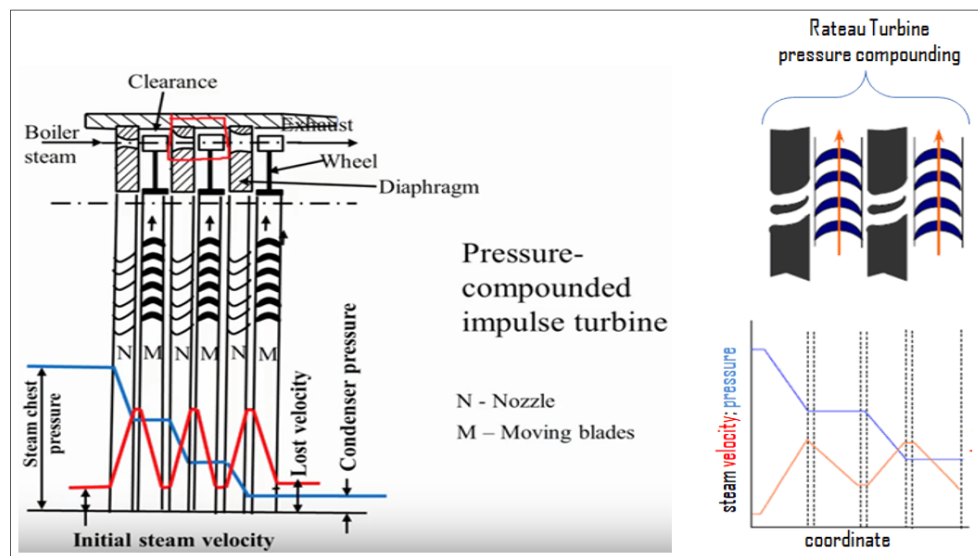


Figure 1.3 Turbine à impulsion à pression composée  
Tirée de *Steam and Gas Turbine : Introduction and classification*  
(2016, n. 16:13s) et de What is Steam Turbine - Description  
and Characteristics (s.d., paragr. pressure compounded)

#### 1.4.1.2 Turbine à impulsion à vitesse composée

Comme on observe à gauche de la Figure 1.4, la forme géométrique du châssis est conique. Juste après la rangée de tuyères fixes, un étage à impulsion à vitesse composée est constitué de rangées de lames fixes et mobiles en alternance. Ces dispositions des lames divisent la chute de vitesse de la vapeur à la sortie des tuyères en plusieurs petites chutes à travers chaque étage de la turbine. En d'autres termes, la transformation de l'enthalpie en énergie cinétique (décharge d'énergie totale) se fait uniquement dans la rangée des buses fixes du premier étage. Par la suite, cette énergie cinétique est consommée tout au long des étages sous-jacents à travers plusieurs étages de lames fixes et mobiles (conversion d'énergie cinétique à énergie mécanique) jusqu'à la valeur de la vitesse désirée en sortie. À chaque étage, seule une partie de la vitesse élevée est absorbée, le reste est épuisé dans les pales mobiles. La pression de la vapeur sortante est dimensionnée en fonction des paramètres de la rangée des buses fixes du premier étage. Cette façon d'associer les lames fixes et mobiles à plusieurs étages est utilisée pour résoudre le problème de survitesse de sortie de vapeur d'une turbine à impulsion à un seul étage évoqué au point 1.4.1. Mais elle est moins efficace en termes de rendement et en raison des pertes d'énergie à la suite des frictions élevées de vapeur sur les lames. Ce type de turbine est appelée turbine Curtis et est plus grande et volumineuse. (*Steam and Gas Turbine : Introduction and classification*, 2016, n. 20:05s) , (Single Stage Steam Turbine - an overview | ScienceDirect Topics , s.d., paragr. Steam turbine design), (What is Steam Turbine - Description and Characteristics, s.d., paragr. velocity compounded).



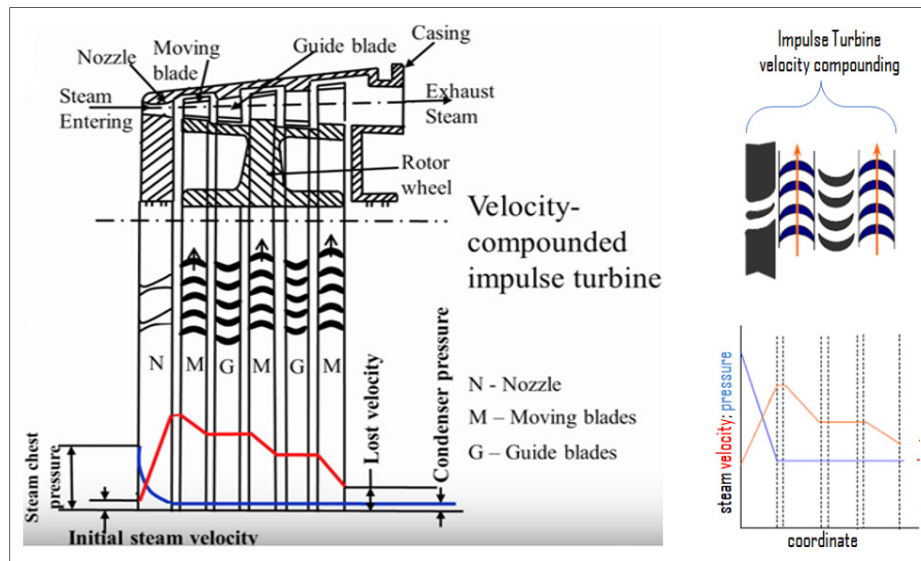


Figure 1.4 Turbine à impulsion à vitesse composée  
 Tirée de *Steam and Gas Turbine : Introduction and classification*  
 (2016, n. 20:05s) et de *What is Steam Turbine - Description*  
 and Characteristics (s.d., p. pressure compounded)

#### 1.4.1.3 Turbine à impulsion à vitesse et pression composées

Pour ce type de technologie, la forme géométrique du châssis est conique (voir Figure 1.5). C'est une turbine à vitesse composée dans laquelle on ajoute une rangée de buses fixes pour créer une chute de pression. Le terme « pression composée et vitesse composée » est lié à la chute de vitesse et de pression en cascade dans la même turbine. La vapeur est partiellement détendue dans la première partie de la turbine, puis totalement détendue dans la deuxième partie de la turbine. Cela a l'avantage de permettre une plus grande chute de pression à chaque section et, par conséquent, moins d'étages sont nécessaires, ce qui se traduit par une turbine plus courte pour une chute de pression donnée. On voit que la pression est constante à chaque section ; la turbine est donc une turbine à impulsion. La méthode de mélange pression-vitesse est utilisée dans la turbine **Curtis**. (*Steam and Gas Turbine: Introduction and classification*, 2016, n. 22:36s)

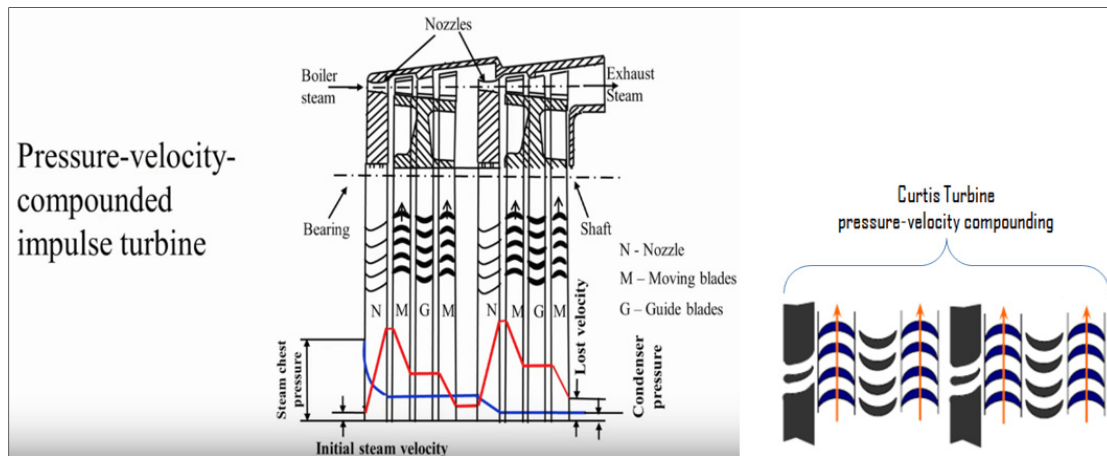


Figure 1.5 Turbine à impulsion à vitesse et pression composée  
 Tirée de *Steam and Gas Turbine : Introduction and classification*  
 (2016, n. 22:36s) et de *What is Steam Turbine - Description and  
 Characteristics* (s.d., paragr. pressure-velocity compounded)

#### 1.4.2 Turbine à réaction

Une turbine à réaction dans sa plus simple expression est constituée des lames fixes et mobiles, dont le profil converge comme illustré à gauche de la Figure 1.6.

La turbine de réaction est composée de pales mobiles (buses) alternant avec des buses fixes. Dans cette turbine, la vapeur est détendue dans les buses fixes et également dans celles mobiles. En d'autres termes, la vapeur se dilate continuellement lorsqu'elle s'écoule sur les pales. Il y a une perte de pression et de vitesse dans les lames mobiles. Les lames mobiles ont des profils convergents. Ainsi, lorsque la vapeur passe sur les pales fixes, elle se dilate avec une diminution d'un certain pourcentage de la pression et une augmentation de l'énergie cinétique. En réponse à l'impact de la vapeur sur les pales mobiles, cette énergie cinétique est convertie en énergie mécanique. Puisque le profil convergeant les lames, des pales mobiles sont identiques à celle des pales fixes, la vapeur se détend à nouveau, convertissant ainsi le restant de l'enthalpie en énergie cinétique et entraînant une chute de pression. Le processus se répète de même jusqu'au dernier étage de la turbine. Les turbines à réaction sont généralement plus efficaces, puisqu'elles ont un rendement isentropique plus élevé. La turbine à réaction est

connue sous le nom de turbine **Parsons**. (*Steam and Gas Turbine : Introduction and classification*, 2016, n. 24:18s)

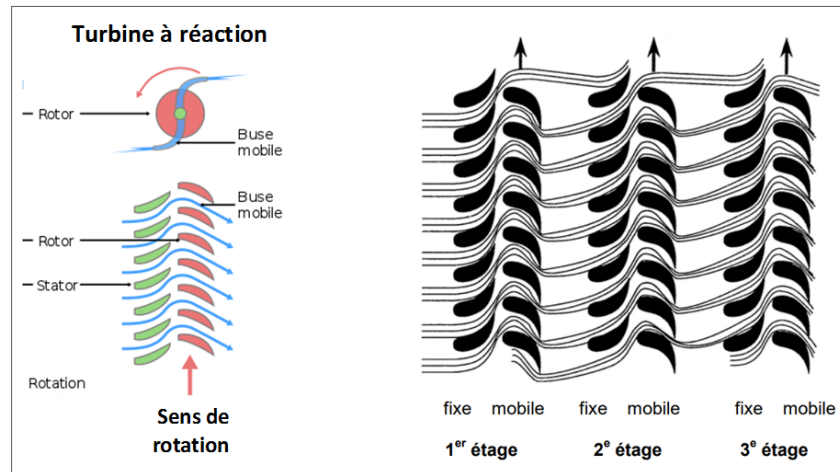


Figure 1.6 Lames de turbine à réaction à un et plusieurs étages  
Tirée de *Turbine à vapeur* (2019, paragr. Conception à lames et étages) et de CANTEACH (1993b, p. 7)

Dans le même objectif de résoudre les problèmes liés aux sous-utilisations de l'énergie cinétique évoquée au point 1.4.1, plusieurs étages de rangées de lames fixes et mobiles sont mis en série comme le présente la Figure 1.7.

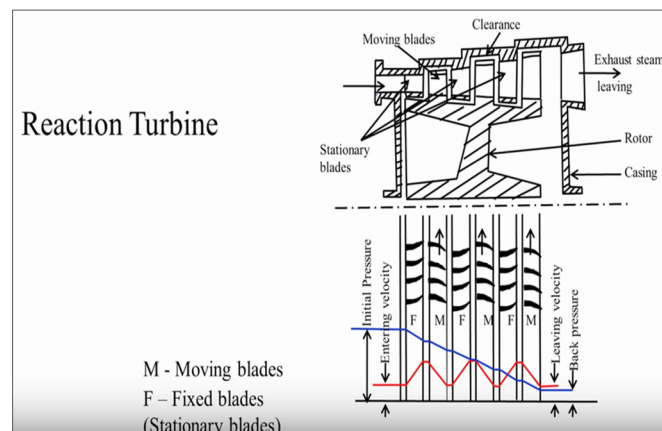


Figure 1.7 Turbine à réaction  
Tirée de *Steam and Gas Turbine : Introduction and classification* (2016, n. 24:18s)

## 1.5 Classification des turbines

Le plus souvent, les turbines à vapeur sont classées en différentes catégories en fonction de leurs utilisations et des pressions de service. Dans l'industrie, leurs utilisations sont influencées par les conditions initiales et finales d'entrée et de sortie de vapeur. Pour faire fonctionner une turbine à vapeur, une pression différentielle doit exister entre l'alimentation en vapeur et la sortie d'échappement. Même avec un design moderne, il est impossible de capter efficacement toute l'énergie de la vapeur avec une seule turbine à plusieurs étages. Les centrales électriques utilisent plusieurs turbines HP, IP et LP pour résoudre ce problème. Les pales de ces turbines deviennent plus grandes et plus longues à mesure que la pression baisse. La turbine BP peut comprendre plusieurs turbines fonctionnant en parallèle pour extraire la dernière énergie de la vapeur, car une seule turbine conçue pour réaliser la même extraction d'énergie serait incroyablement grande. Dépendamment du design, de la puissance et de l'espace disponible en centrale, on peut décider d'utiliser soit une seule grosse turbine avec des sections HP, IP et LP ou plusieurs turbines séparées (HP et LP ou HP, IP et LP) reliées sur un même arbre de rotation. (Single Stage Steam Turbine - an overview | ScienceDirect Topics, s.d., paragr. Steam turbine design), (What is Steam Turbine - Description and Characteristics, s.d., paragr. Classification)

Différentes turbines sont classées selon les conditions d'alimentation et d'échappement de vapeur parmi lesquelles on trouve :

### 1.5.1 La turbine à vapeur à condensation

Les turbines à vapeur à condensation ont la forme représentée à la Figure 1.8. Ces turbines sont majoritairement de type Curtis ou Parsons. Elles sont plus présentes dans les centrales thermiques, car la quantité d'énergie de la vapeur extraite est maximale, à cause d'une différence d'enthalpie très élevée entre l'alimentation en vapeur et la sortie en vapeur d'échappement. La vapeur d'échappement passe dans un condenseur qui la liquéfie à de très basses pressions (inférieures à la pression atmosphérique). Le fait que le condenseur fournit un vide de basse pression permet de maximiser l'énergie extraite de la vapeur et d'augmenter

significativement le travail net de la turbine et par conséquent l'efficacité thermique. La diminution de la pression d'échappement de la turbine augmente considérablement le volume spécifique de vapeur d'échappement (loi des gaz parfaits), ce qui nécessite d'énormes pales dans les dernières rangées de l'étage basse pression de la turbine à vapeur. D'où la forme conique de la turbine. (Mohammad Reza Kariman, 2013, p. 4), ( Condensing Steam Turbine, s.d.)

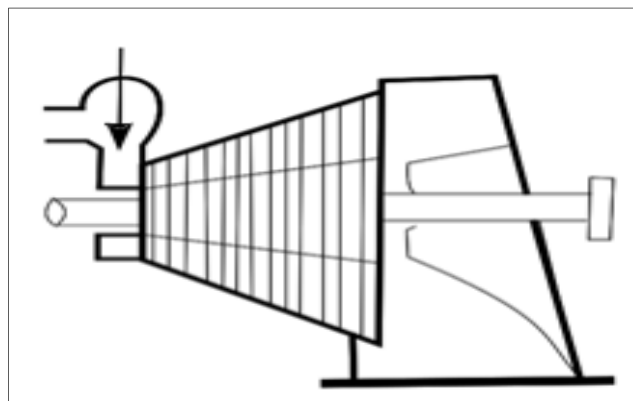


Figure 1.8 Turbine à vapeur à condensation  
Tirée de Mohammad Reza Kariman (2013, p. 4)

### 1.5.2 Turbine à vapeur à contre-pression

Les turbines à vapeur à contre-pression sont les turbines ayant la forme représentée sur la Figure 1.9. Ces turbines sont majoritairement de type **Rateau et Zoelly**. Les pressions d'échappement sont égales ou supérieures à la pression atmosphérique. La vapeur d'échappement est une source d'énergie principale pour de nombreux processus industriels comme le chauffage urbain, les pâtes et papiers et le dessalement pour en nommer quelques-uns. La puissance électrique générée par la turbine à contre-pression est directement proportionnelle à la quantité de vapeur nécessaire au processus. (Back-pressure Steam Turbine - Process Steam, s.d.)

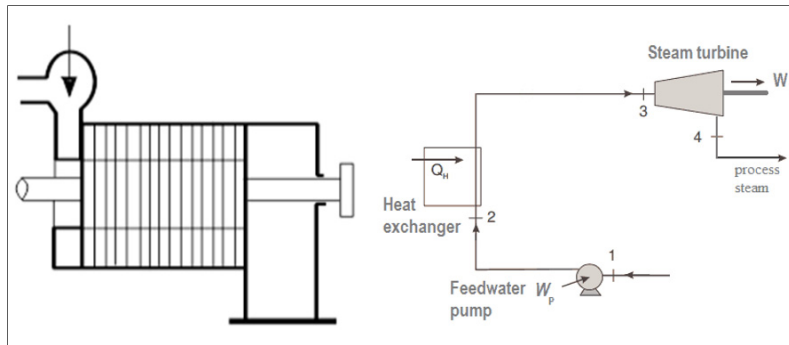


Figure 1.9 Turbine à vapeur à contre-pression  
Tirée de Mohammad Reza Kariman (2013, p. 4) et de  
Back-pressure Steam Turbine - Process Steam (s.d.)

### 1.5.3 Les turbines de réchauffage

Les turbines de réchauffage sont exclusivement utilisées dans les centrales thermiques. Ces turbines sont généralement des turbines à réaction de type **Parson**. L'amélioration de l'efficacité globale de la centrale à vapeur consiste à renvoyer la vapeur à la chaudière après son passage dans la turbine HP, en la réchauffant avant son passage à la turbine IP (voir Figure 1.10) ou LP (voir Figure 1.11) dépendamment du design de la centrale. Le réchauffage a pour but d'augmenter l'efficacité thermique de la turbine. Les sections des turbines HP et LP ou HP, IP et LP sont généralement sur le même arbre d'entraînement de la génératrice tel qu'illustré sur la Figure 1.11. (Reheat Steam Turbine, s.d.)

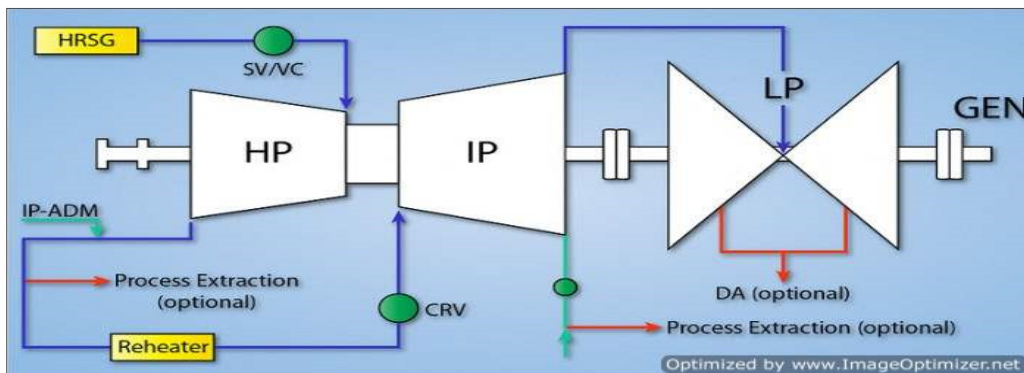


Figure 1.10 Turbine à vapeur avec section HP, IP et LP  
Tirée de Steam Turbines - Industrial Wiki - odesie by Tech Transfer (s.d.)

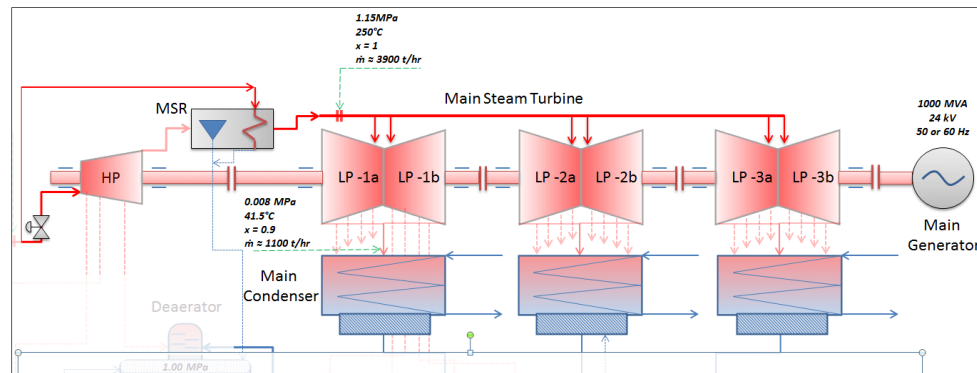


Figure 1.11 Turbine à vapeur avec section HP et LP  
Tirée de LP Turbine - Low-pressure Steam Turbine (s.d.)

#### 1.5.4 Turbine à induction

La turbine à induction est généralement une turbine à condensation qui reçoit de la vapeur dans un étage intermédiaire de la turbine comme le montre la Figure 1.12. La vapeur reçue (vapeur d'induction) se mélange à la vapeur dans la turbine et augmente le débit total de vapeur à travers le reste de la turbine. La vapeur d'induction est ajoutée à la turbine à un point où les pressions de vapeur à l'entrée et dans la section d'injection correspondent étroitement. C'est un moyen d'obtenir plus de travail de la vapeur avant de la retourner dans le système de condensation. La turbine à induction peut suivre une turbine à contre-pression si la vapeur d'échappement est demandée comme vapeur d'induction.

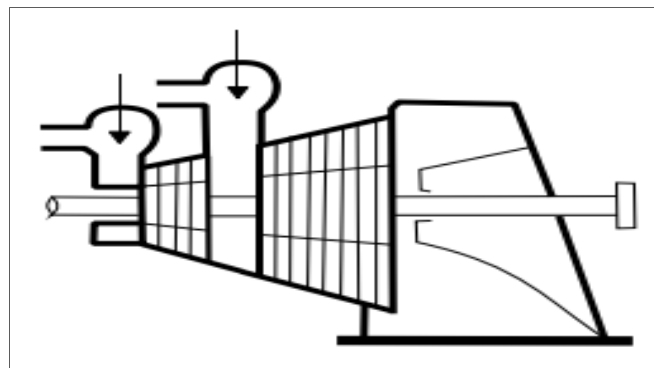


Figure 1.12 Turbine à induction  
Tirée de Mohammad Reza Kariman (2013, p. 5)

### 1.5.5 Turbines à vapeur de cogénération

La cogénération est la production combinée de deux sources d'énergie (thermique et électrique) différentes dans la même centrale thermique à partir d'une source d'énergie ou plusieurs sources primaires (Fuel ou gaz combustible) comme le présente la Figure 1.13.



Figure 1.13 Illustration cogénération  
Tirée de Cours en ligne et simulateur de thermodynamique appliquée (s.d.)

Les installations de cogénération se regroupent en trois classes en fonction de besoins d'énergie. On distingue :

**Installations chaleur-force :** Le produit primaire prioritaire est la production de la chaleur pour les centrales de chauffage urbain ou d'incinération d'ordures ménagères et le sous-produit secondaire est la production de l'électricité pour mieux valorisée la revente des excédents aux compagnies de production d'électricité et économiser sur le coût de revient du combustible consommé. En cas de coupure du réseau électrique provenant du réseau infini, l'usine fonctionne en îlotage. (Cours en ligne et simulateur de thermodynamique appliquée, s.d.)

**Installations à énergie totale :** Le produit primaire prioritaire est la production d'électricité et secondaire est la production de la chaleur. Ce type d'installation priorise leur autonomie sur le plan électrique plutôt que sur le plan de la chaleur. Elles ne sont pas reliées au réseau infini et sont beaucoup plus utilisées dans les navires. (Cours en ligne et simulateur de thermodynamique appliquée, s.d.)



**Installations non autonomes :** Ce sont des installations utilisées pour combler les besoins d'énergie en électricité et en chaleur. L'installation fonctionne uniquement lorsque les tarifs de l'électricité sont élevés et les besoins de chaleur sont importants. (Cours en ligne et simulateur de thermodynamique appliquée, s.d.)

La cogénération se fait avec les turbines à extraction. Celles-ci sont courantes dans toutes les applications de cogénération. Dans certaines applications, l'extraction de la vapeur peut se faire avant l'entrée de la vapeur dans la turbine IP ou LP selon le cas où la section IP existe ou pas. La vapeur est extraite de la turbine avant qu'elle ne traverse les derniers étages de celles-ci (voir Figure 1.14). La vapeur extraite peut être utilisée pour de nombreux processus industriels ou elle peut être utilisée pour améliorer l'efficacité du cycle thermodynamique. Dans le second cas, on dira que la turbine est en régénération thermique. (Extraction Turbine - Turbine with Steam Extraction, s.d.-a)

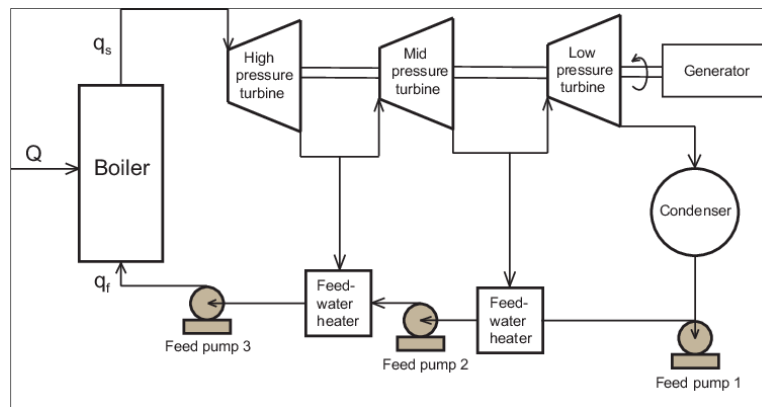


Figure 1.14 Turbine à cogénération  
Tirée de Figure 6. Schematic illustration of  
steam turbine power generation system (s.d.)

Dans les grandes centrales thermiques, la plupart des grandes turbines à vapeur utilisent la régénération thermique pour économiser la quantité de combustible dans la chaudière. La réduction de la chaleur ajoutée est faite en extrayant la vapeur partiellement détendue dans une section de la turbine, qui est au-dessus de la température ambiante, vers l'eau d'alimentation de la bouilloire. Il est à noter que la majeure partie de l'énergie contenue dans la vapeur d'extraction est sous forme de chaleur latente (chaleur accompagnée d'un changement de

phase à une température constante) de vaporisation. Ce qui a pour avantage de préchauffer l'eau dans le mélangeur avant de la conduire dans la chaudière à travers les pompes comme illustrée à la Figure 1.14. (Extraction Turbine - Turbine with Steam Extraction, s.d.)

Les types de turbines à vapeur à cogénération les plus utilisées sont les turbines à contre-pression par extraction et les turbines à condensation par extraction. Le choix entre la turbine à contre-pression et la turbine à extraction par condensation dépend principalement de la puissance, de la quantité et qualité de chaleur, et des facteurs économiques. Selon les niveaux de température et de chaleur requis par les processus qui les utilisent, plusieurs points d'extraction de vapeur peuvent se faire sur la turbine. (Extraction Condensing Turbine - an overview | ScienceDirect Topics, s.d., n° 19.4.1)

#### 1.5.5.1 Turbine à contre-pression par extraction

Elle est composée de deux turbines à contre-pression de type Râteau comme le montre la Figure 1.15. Les raisons du choix de ce type de turbine sont évoquées au point 1.5.2. Le réglage du débit de vapeur de processus d'extraction de vapeur est réalisé par la vanne de régulation d'extraction qui se situe au milieu de la turbine.

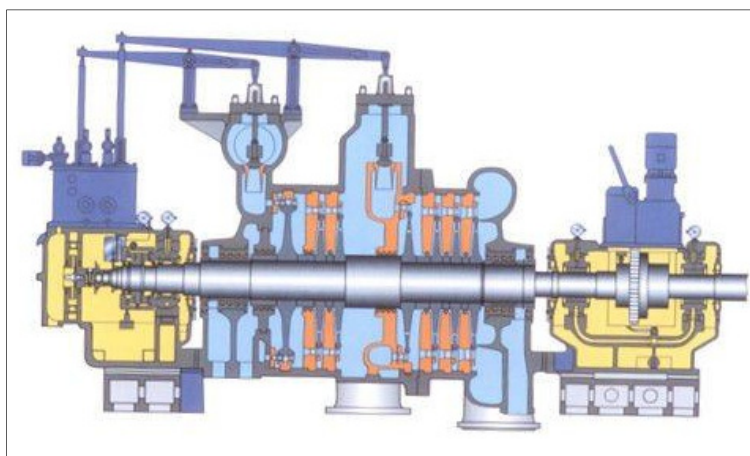


Figure 1.15 Turbine à contre-pression par extraction  
Tirée de Turbina a vapor de contrapressão (2020)

### 1.5.5.2 Turbines à condensation par extraction

Les turbines à condensation par extraction peuvent être une turbine hybride (c'est-à-dire composée d'une turbine à contre-pression et à condensation) comme le montre la Figure 1.16 ou une turbine à condensation avec plusieurs extractions (voir Figure 1.18). Elles peuvent être aussi à simple, double ou triple extraction de vapeur avec au moins une valve de contrôle entre les sections HP et/ou LP (voir les Figure 1.16, Figure 1.17 et Figure 1.18).

Elles sont plus courantes dans les centrales thermiques à cogénération, car elles sont capables de modifier la puissance électrique et le débit de vapeur d'extraction de façon indépendante en ajustant le débit de vapeur d'entrée dans la turbine et le débit sortie de vapeur d'extraction. Le contrôle du débit de vapeur d'extraction est fait par la vanne de régulation d'extraction. Le débit de vapeur aux sorties de la turbine est réglé par la vanne de commande principale. Le débit de vapeur côté basse pression peut être affecté par la vanne de commande d'extraction. C'est-à-dire que la turbine à condensation avec extraction possède à elle seule les caractéristiques de la turbine à condensation et celle à contre-pression. Elle possède aussi la capacité de satisfaire à la fois les exigences de l'alimentation électrique et le flux de vapeur de traitement. (Extraction Condensing Turbine - an overview | ScienceDirect Topics, s.d., p. 2.33)

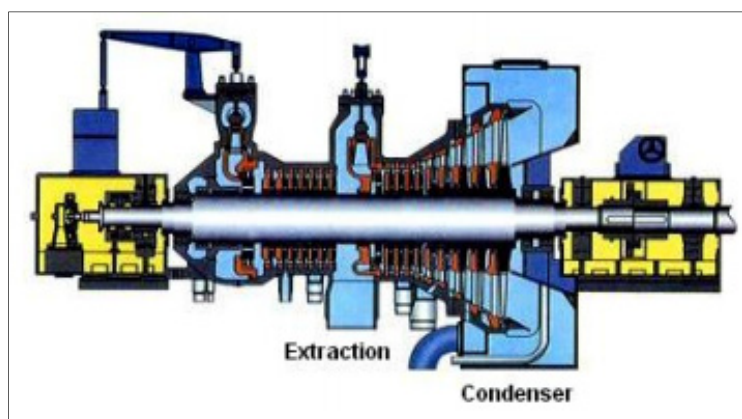


Figure 1.16 Turbines à condensation à simple extraction (turbine hybride) avec deux valves de contrôle  
Tirée de Mohammad Reza Kariman (2013, p. 9)

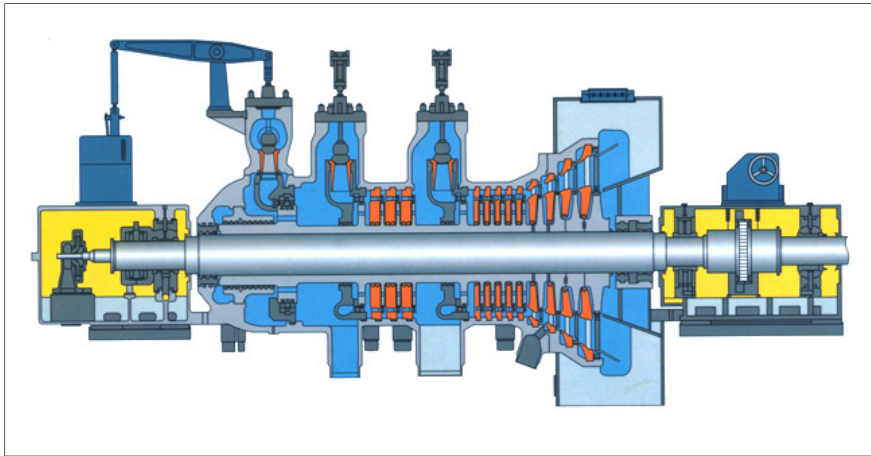


Figure 1.17 Turbines à condensation à doubles extractions  
(turbine hybride) avec trois valves de contrôle  
Tirée de Condensing Steam Turbine|Back Pressure Steam Turbine  
|Extraction Condensing Steam Turbine--Qingdao Jieneng Power  
Station Engineering Co., Ltd (s.d.)

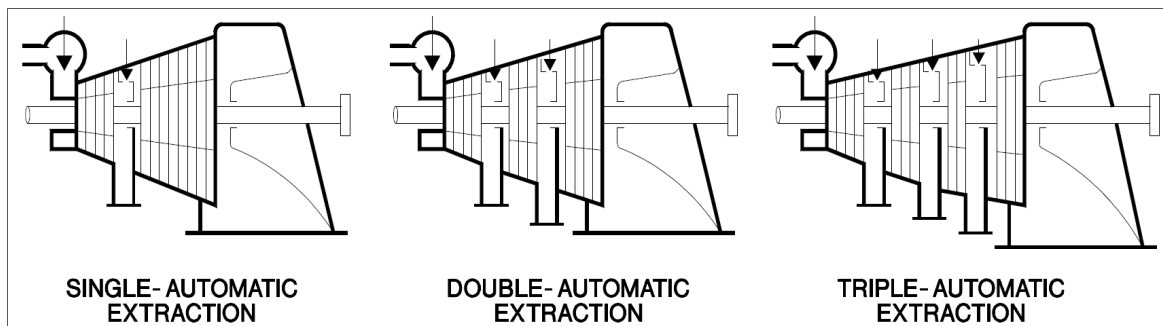


Figure 1.18 Turbines à condensation par extraction automatique  
Tirée de Woodward (2011, p. 7)

Selon Ansaldo Energia (s.d.), ces turbines à condensation par extraction peuvent être soit à contre-pression ou à condensation, avec ou sans extractions contrôlées. Elles sont utilisées dans l'industrie de dessalement et les centrales de chauffage. Le plus souvent, c'est le processus d'extraction de vapeur qui dicte les propriétés de vapeur (débit, pression et température à la sortie de la turbine) et donc la conception de la turbine. Chaque turbine à vapeur de cogénération est un produit unique, adapté aux besoins spécifiques du client.

Dans le cadre de ce mémoire, nous allons nous focaliser sur la modélisation de la turbine à condensation avec deux extractions de vapeur et trois valves de contrôles comme le présente la Figure 1.17 car c'est la plus utilisée par les clients d'Andritz Hydro.

## **1.6 Conclusion**

Au bout du compte, l'essentiel de la théorie sur la compréhension du fonctionnement des turbines à vapeur nécessaire pour la modélisation a été abordé. Il est à noter que, c'est le processus d'extraction de vapeur qui impose les propriétés (débit, pression et température à la sortie de la turbine) de celle-ci et la façon dont la turbine sera fabriquée. Donc chaque turbine à vapeur à cogénération est un produit unique, adapté aux besoins spécifiques du client. En d'autres termes, chaque classe de turbine aurait un modèle mathématique qui lui sera dédié en fonction de la disposition de ses turbines dans la centrale. Ceci impose la nécessité d'étudier plusieurs cas avant de sélectionner celui du projet de recherche. Cela sera utile pour les modélisations à venir.



## **CHAPITRE 2**

### **MODÉLISATION DU TURBOALTERNATEUR À COGÉNÉRATION AVEC TROIS VALVES DE CONTRÔLE ET DEUX EXTRACTIONS DE VAPEUR**

#### **2.1 Introduction**

Ce chapitre présente la méthodologie de modélisation mathématique d'un turboalternateur à cogénération avec trois valves de contrôle et deux extractions de vapeur.

La turbine que constitue le turboalternateur dispose de plusieurs étages d'entrée, de sortie et d'expansion de vapeur pour des raisons d'efficacité thermique qui complexifie leurs caractéristiques mécaniques, thermodynamique, et électrique. Par conséquent, la nécessité de développer un modèle mathématique non linéaire est nécessaire pour étudier la dynamique transitoire et le régime permanent de la turbine. Des modèles mathématiques sont disponibles dans la littérature (Dulau & Bica, 2014a), (Medina-Flores & Picón-Núñez, 2010a), (Luo, Zhang, Chen, & Mo, 2011). Toutefois, plusieurs de ces modèles sont très simplifiés et dans de nombreux cas, ils ne font que mapper les variables d'entrées aux sorties avec plusieurs variables intermédiaires omises. De plus, ces modèles ne prennent pas en compte le modèle de l'actuateur et son système de commande. L'approche de modélisation consiste à trouver les équations mathématiques liant le degré d'ouverture des valves de contrôle et la puissance produite par la turbine. Vu la complexité de la turbine prise dans son ensemble, nous allons subdiviser la modélisation en trois parties.

De façon générale, la puissance produite par la turbine dépend du débit de vapeur circulant dans cette dernière, de la quantité d'énergie disponible pour faire tourner la turbine et des pertes produites. Or en amont, le débit de vapeur circulant dans la turbine dépend du degré d'ouverture des valves qui doivent être contrôlées pour se maintenir à une position désirée. D'où la nécessité de modéliser le système de contrôle d'ouverture des valves qui constituera la première partie de la modélisation.

La quantité de vapeur et d'énergie de celle-ci circulant à travers les valves dépendent des propriétés thermodynamiques (débit, pression et température) de la vapeur. Or ces propriétés de vapeur ont un comportement non linéaire dû à la compressibilité de la vapeur. Par conséquent, il sera nécessaire de modéliser le comportement de la vapeur en fonction des positions de la valve. Ceci qui constituera la deuxième partie de la modélisation.

La vapeur circulant dans la turbine perd une grande partie de son énergie disponible en la transformant en énergie mécanique. La modélisation de cette transformation d'énergie se fait en étudiant le comportement dynamique et énergétique de la vapeur dans les trois sections de la turbine. Ceci constituera la troisième partie de la modélisation.

Une fois que les modèles mathématiques de la turbine seront conçus, une linéarisation autour des points d'opération des paramètres de la turbine 1 pris dans l'article scientifique (Medina-Flores & Picón-Núñez, 2010b) sera nécessaire pour effectuer la validation du modèle dans le chapitre suivant.

La fin de ce chapitre présentera un modèle existant de l'alternateur que constitue le turboalternateur autour des points d'opérations raisonnables utilisés pour valider le modèle de la turbine dans le chapitre suivant.

## **2.2 Modélisation des valves de contrôle**

La modélisation des valves de contrôle se divise en deux parties. La première partie est la modélisation de son système de commande d'ouverture et de fermeture, et la deuxième partie est la modélisation de la valve en elle-même.

### **2.2.1 Modélisation du système de commande de la valve**

La Figure 2.1 présente tous les principaux éléments constituant le système de commande des valves de contrôle dont le fonctionnement se décrit comme suit :



Dans un premier temps, la console d'huile (1) bâtit la pression d'huile pour la commande des servovalves et servomoteurs. Le système de commande et de contrôle de la position de la valve (2) envoie une consigne de commande de positionnement de la valve qui se traduit par un courant compris entre 4 et 20 mA. Le transducteur (3) convertit ce signal de 4-20 mA en signal de commande de pression compris entre 1.5 et 4.5 bars pour la commande de la servovalve (4). Cette dernière à son tour commande le déplacement du piston du servomoteur (5) avec une pression comprise entre 6 et 9 bars. La manœuvre du déplacement du piston permet d'ouvrir ou de fermer la valve grâce à un levier (6) relié à un ressort (7). Le levier et le ressort ont pour rôle de faciliter l'ouverture et la fermeture de la valve. Ils sont conçus pour fermer spontanément la valve en cas de défaut majeur dans le système. Sur le servomoteur se trouve un LVDT (Linear Variable Differential Transformer) non représenté sur la Figure 2.1 mais représenté sur la Figure 2.2. Le LVDT convertit la position du servomoteur en signal 4-20 mA et le transmet au système de contrôle de valve pour sa régulation. Dans le cas de ce projet de recherche, la structure de la modélisation de la console hydraulique (1), le levier (6) et le ressort (7) ne seront pas inclus. Mais nous estimerons que les pressions sont suffisamment bâties pour les commandes de nos servomoteur et servovalve, et le système levier-ressort fonctionne normalement. En utilisant ces hypothèses, la description du fonctionnement de la Figure 2.1 peut être représentée par un descriptif schématique de la Figure 2.2 et la modélisation de notre système de commande serait alors basée sur la modélisation de la servovalve et du servomoteur.

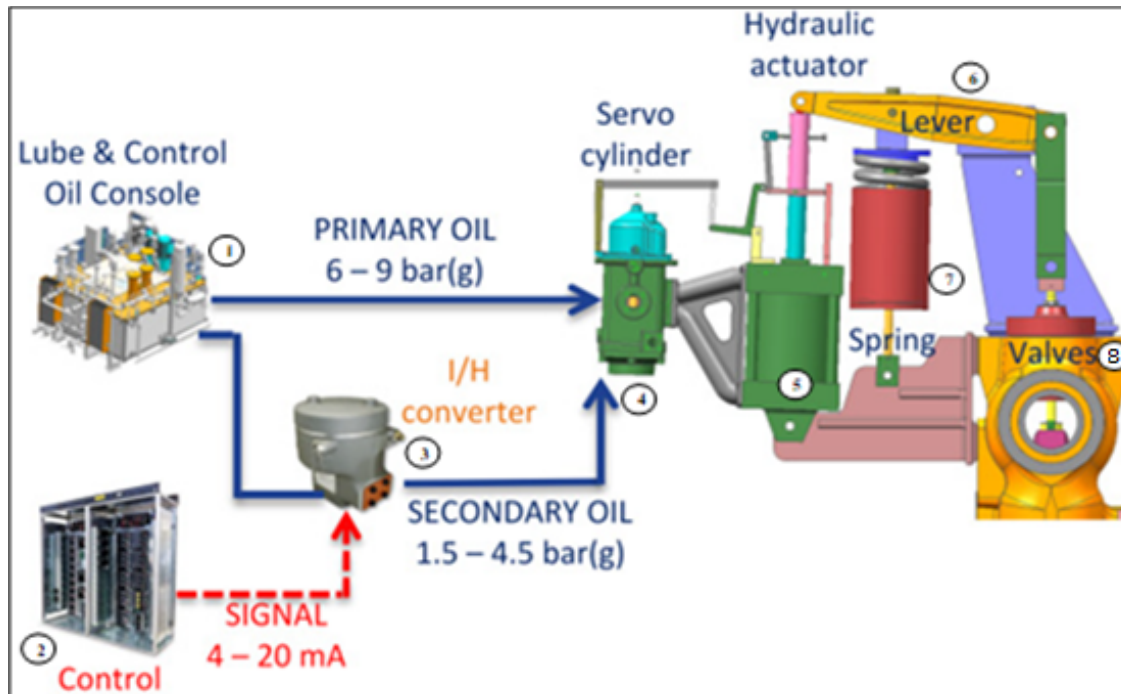


Figure 2.1 Système de commande des valves  
Adaptée de Pondini, Colla, & Signorini (2017)

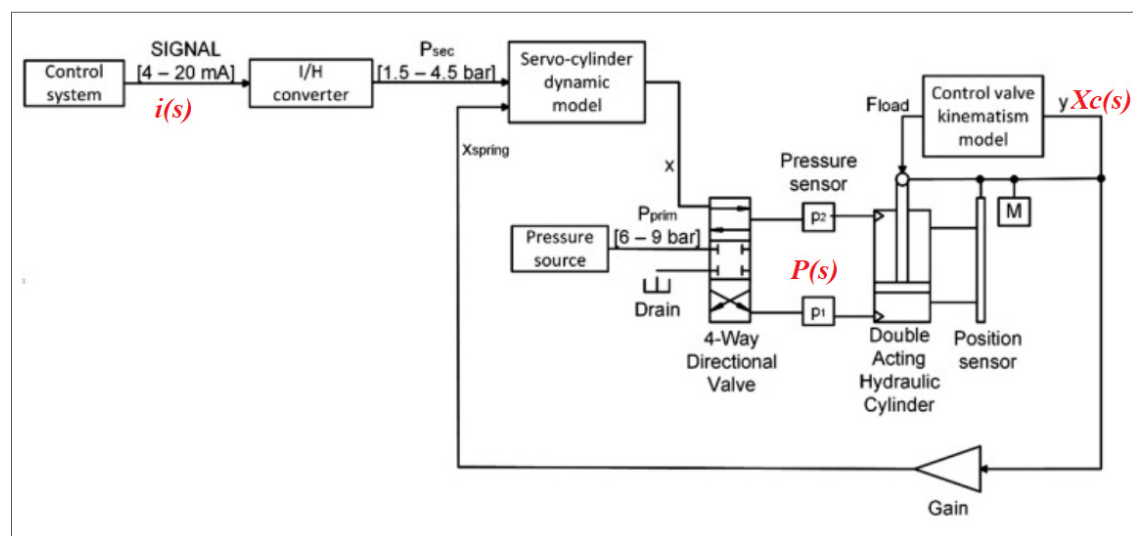


Figure 2.2 Modèle réduit du système de commande des valves  
Adaptée de Pondini et al. (2017)

### 2.2.1.1 Modélisation de la servovalve et du servomoteur

#### 1. Définition de la servovalve

La servovalve, comme son nom l'indique, est une valve autorégulatrice ou une vanne qui utilise une commande en boucle fermée pour stabiliser la position de sa tige correspondante à un signal de commande donné. (Doug Spiller, 2011) (Jim Pytel, 2016, n. 6:10s)

Elles sont généralement de deux types. Celle avec une boucle de rétroaction hydraulique ou régulation hydraulique communément appelées Electro-Hydraulic servo-valve of Moog (voir Figure 2.3) et l'autre avec une boucle de rétroaction électromécanique (LVDT) ou une régulation électronique communément appeler Servo Solenoid Valves ou proportionnal servo-valve (voir Figure 2.4). Leurs principes de fonctionnement sont bien détaillés dans (F.P. Wijnheijmer, 2005, p. 8) et (W. J. THAYER, 1958) pour la servo-valve of Moog et (Neal Hanson, 2011) pour la servo solenoid valve.

Les deux types de valves réalisent les mêmes fonctions, mais leur choix dépend du niveau de propreté d'huile de qui circule à travers leurs orifices. Pour les servovalves hydrauliques, l'huile doit être filtrée à 3  $\mu\text{m}$  tandis que pour les servovalves à solénoïde l'huile doit être filtrée à 6  $\mu\text{m}$ . (Bosch Rexroth Corporation, s.d., p. 19)

Selon leurs temps de réponse d'utilisation, la servovalve peut être à simple, double ou triple étage. Chaque cas a un modèle mathématique différent. Les valves à double ou triples étages ont deux parties. La première partie constituée d'un ou deux étages est la partie commande appelée valve pilote et la seconde partie constituée d'un seul étage est la partie puissance. (Liu, He, Ye, Cong, & Han, 2009) (University of Minnesota, s.d.). De façon générale les deux types de servovalves ont le même degré de fonction de transfert en boucle fermée.

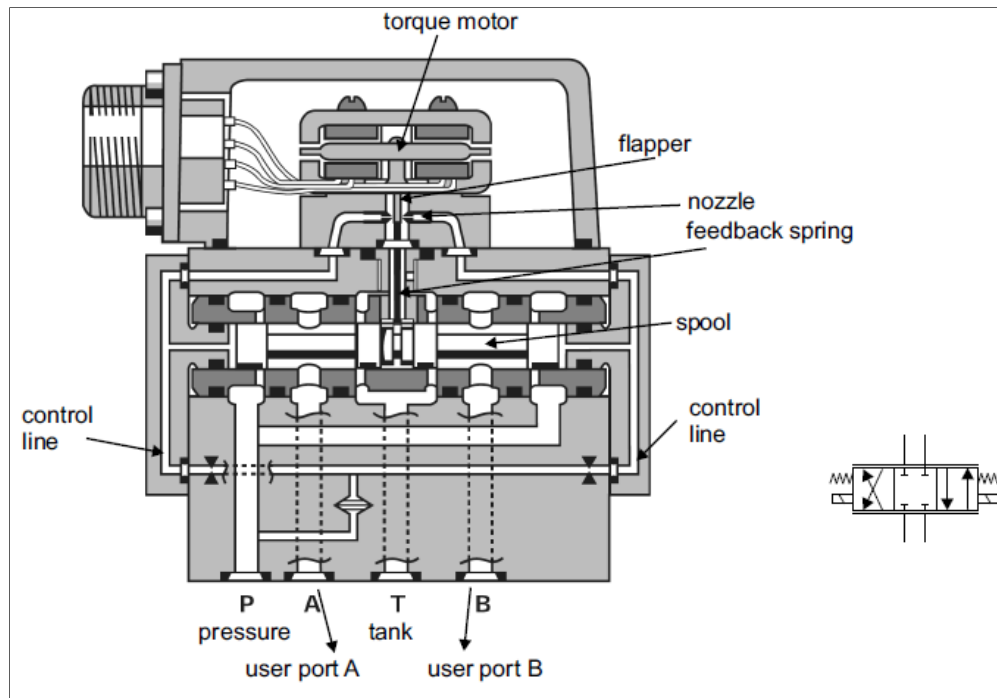


Figure 2.3 Valve de MOOG  
Tirée de F.P. Wijnheijmer (2005, p. 9)

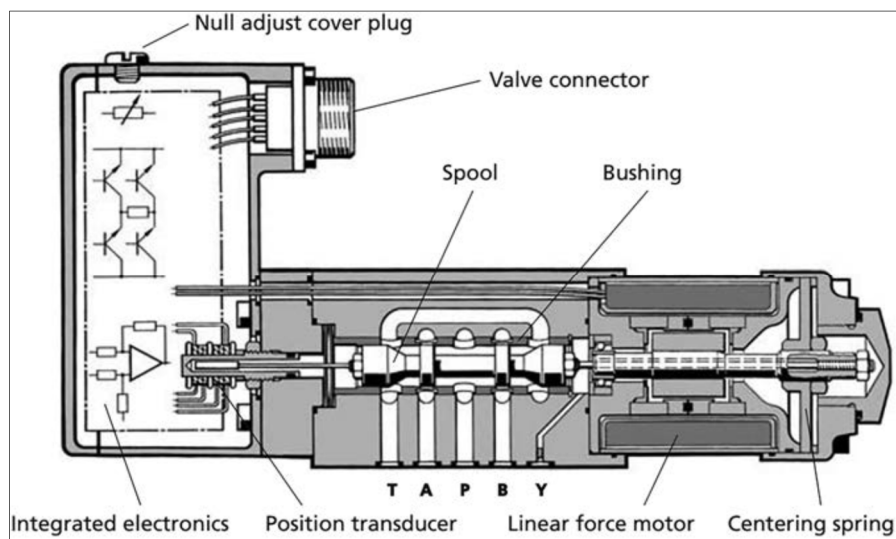


Figure 2.4 Servovalve proportionnelle (LVDT)  
Tirée de Tamburrano, Plummer, Distaso, & Amirante (2019)

## 2. Définition du servomoteur

Un servomoteur est un vérin hydraulique (actionneur) dont la position de la tige est régulée en fonction de consigne de pression ou de débit de la servovalve. Le vérin convertit l'énergie hydraulique (force pressante sur le cylindre) en énergie mécanique (déplacement du piston). Il en existe deux types : les vérins à simple effet et celles à doubles effets présentés à la Figure 2.5. Leur principe de fonctionnement sont présentés dans plusieurs travaux : (Tester un vérin hydraulique : détecter une fuite interne, s.d.) et (Michelle Chemin, s.d.). Le plus utilisé en industrie pour faire la régulation de position est le vérin à doubles effets. Ils sont généralement accompagnés de servovalves comme présentés à la Figure 2.7.

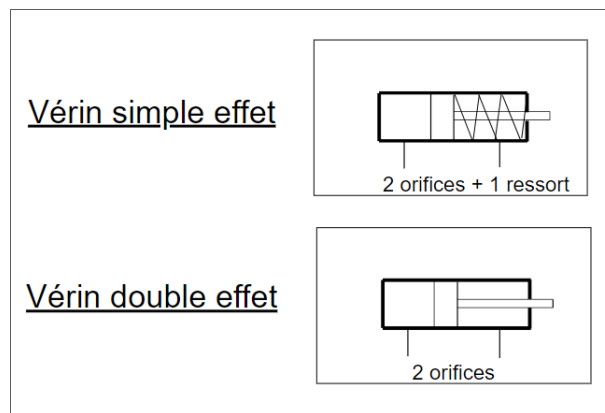


Figure 2.5 Vérin simple et double effet  
Tirée de Michelle Chemin (s.d.)

## 3. Modélisation de la servovalve + servomoteur

Les différentes étapes de modélisation de la servovalve combinée au servomoteur présentés à la Figure 2.6 sont décrites dans plusieurs travaux : (B. Šulc, J. A. Jan, 2002), (W. J. THAYER, 1958), (Kabib, Batan, Pramujati, & Sigit, 2016), (Pondini et al., 2017), (F.P. Wijnheijmer, 2005, Chapitre 2) et (Tamburrano et al., 2019).

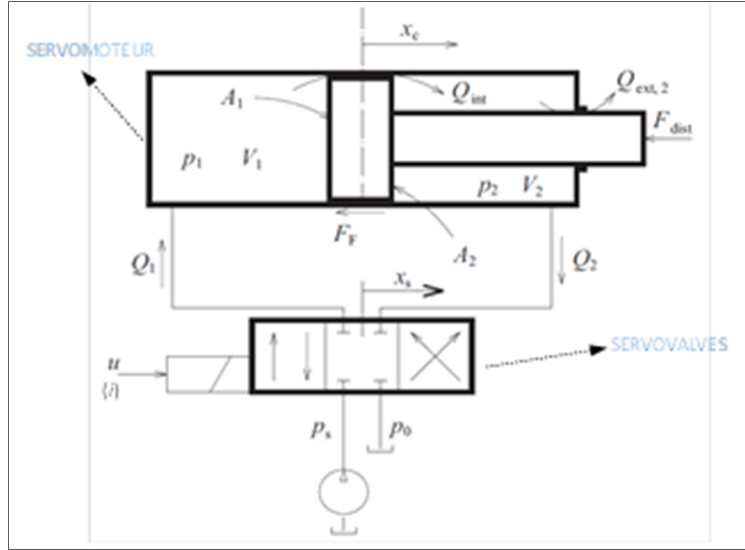


Figure 2.7 Représentation servomoteur et servovalve  
Adaptée de (B. Šulc, J. A. Jan, 2002)

Après simplification de certains paramètres de modélisation comme les frottements et les pertes de charge, les modèles finaux se réduisent aux équations (2.1) pour la servovalve et (2.2) pour le servomoteur, pris dans (Li, Peng, & Yang, 2009) et (W. J. THAYER, 1958). Ces modèles établissent la relation entre la consigne de courant de positionnement de la valve  $i(s)$  et la pression nécessaire pour faire déplacer le cylindre du piston de la servovalve  $P(s)$  puis la relation entre la pression du déplacement du cylindre du piston de la servovalve  $P(s)$  et le déplacement de la tige du piston du servomoteur  $X_c(s)$  comme le présente la Figure 2.2.

Dans le cadre de notre projet, nous allons considérer la servovalve avec rétroaction mécanique contrôlée par pression. La détermination des paramètres de  $k$  et  $\omega$  sont explicitées dans les travaux de: (W. J. THAYER, 1958, p. 4).

$$\frac{P(s)}{i(s)} = \frac{k}{\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\xi}{\omega_n} s + 1} \quad (2.1)$$

$$\frac{X_c(s)}{P(s)} = \frac{1}{T_{cy} \cdot s} \quad (2.2)$$

En dépit d'avoir les valeurs pour un cas précis de ces paramètres, nous allons considérer ceux des travaux de (LALEYE & SANOU, 2005, p. 70) et le choix  $T_{cy}$  se fait en considérant que le piston met 2s pour un cycle. Le modèle final de la servovalve et du servomoteur se résume aux fonctions de transfert ci-dessous :

$$\frac{P(s)}{i(s)} = \frac{0.195}{\frac{1}{(1256.637)^2} s^2 + 7.958 \cdot 10^{-4} s + 1} \quad (2.3)$$

$$\frac{X_c(s)}{P(s)} = \frac{1}{2s} \quad (2.4)$$

## 2.2.2 Modélisation de la valve (ou soupape)

Quel que soit le type de turbine à vapeur ou l'application considérée, un contrôle de la vitesse et/ou de puissance sera nécessaire. Cette commande est fournie par la valve de contrôle de vapeur d'entrée. La modélisation de la valve consiste à déterminer soit un modèle mathématique liant la pression dans le servomoteur et le débit de vapeur entrant dans la turbine, soit un modèle mathématique liant le débit de vapeur entrant dans la turbine et le déplacement de la tige du servomoteur ou le pourcentage d'ouverture de la valve. Dans tous les cas, la modélisation de la valve peut se faire de deux façons comme décrites dans la sous-section 2.2.2.1 et 2.2.2.2.

### 2.2.2.1 La modélisation empirique

#### 1. Modèle liant la pression dans le servomoteur et le débit massique entrant dans la turbine

Elle consiste à établir un modèle mathématique de la valve en fonction des données expérimentales prises des essais en usine ou en laboratoire. (LALEYE & SANOU, 2005, p. 71) donne une méthodologie expérimentale en centrale thermique pour déterminer un modèle mathématique liant le débit de vapeur entrant dans la turbine et la pression d'huile dans le servomoteur. Les données des expériences obtenues lui ont permis d'obtenir un graphique à partir duquel il a établi une relation mathématique qui se réduit à l'équation (2.5):

$$Q_{vol} = x \cdot P_{hyd} + b \quad (2.5)$$

$Q_{vol}$  représente le débit volumique,  $x$  la pente de proportionnalité,  $P_{hyd}$  la pression dans le servomoteur et  $b$  le débit volumique lorsque  $P_{hyd} = 0$ .

Le débit massique à la sortie de la valve  $m_{in}$  se déduit du débit volumique  $Q_{vol}$  par la formule

$$m_{in} = \frac{Q_{vol}}{v_{spécif}} .$$

$v_{spécif}$  représente le volume spécifique de la vapeur à la sortie de la valve.

#### 2. Modèle liant le débit massique entrant dans la turbine et le déplacement de la tige du servomoteur

(Zhang, Engeda, Hardin, & Aungier, 2004b), (Zhang & Engeda, 2003), (Zhang, Engeda, Hardin, & Aungier, 2004a) et (Bolin & Engeda, 2015a) ont fait des expériences plus précises sur le comportement du débit massique d'une valve de type venturi (voir Figure 2.8) couramment utilisée dans les turbines à vapeur. De ces expériences, deux résultats sont extraits et présentés à la Figure 2.9.



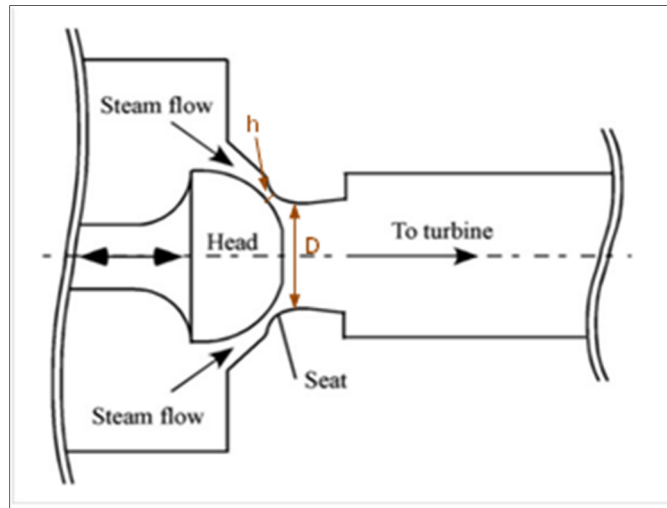


Figure 2.8 Valve de type ventrue  
Adaptée de Thomas Lato (s.d.)

La Figure 2.9 présente la courbe de la variation du débit massique normalisé (Steam flow) en sortie de la valve en fonction du ratio de la hauteur ( $h$ ) de la tige et du diamètre ( $D$ ) du siège (Seat) comme le présente la Figure 2.8. De ces résultats (Zhang et al., 2004b) conclus que le débit massique augmente rapidement jusqu'à 30% du ratio  $h/D$  d'ouverture de la tige, puis augmente lentement de 30% à 50% d'ouverture, et reste constant pour les ouvertures plus grandes. Ainsi, une ouverture de 50% peut être définie comme la position complètement ouverte pour cette vanne. En d'autres termes le débit massique à l'entrée de la turbine est proportionnel à la hauteur de la tige, de rapport de proportionnalité différente pour une plage d'ouverture de valve de 0 à 30 % et de 30% à 50%.

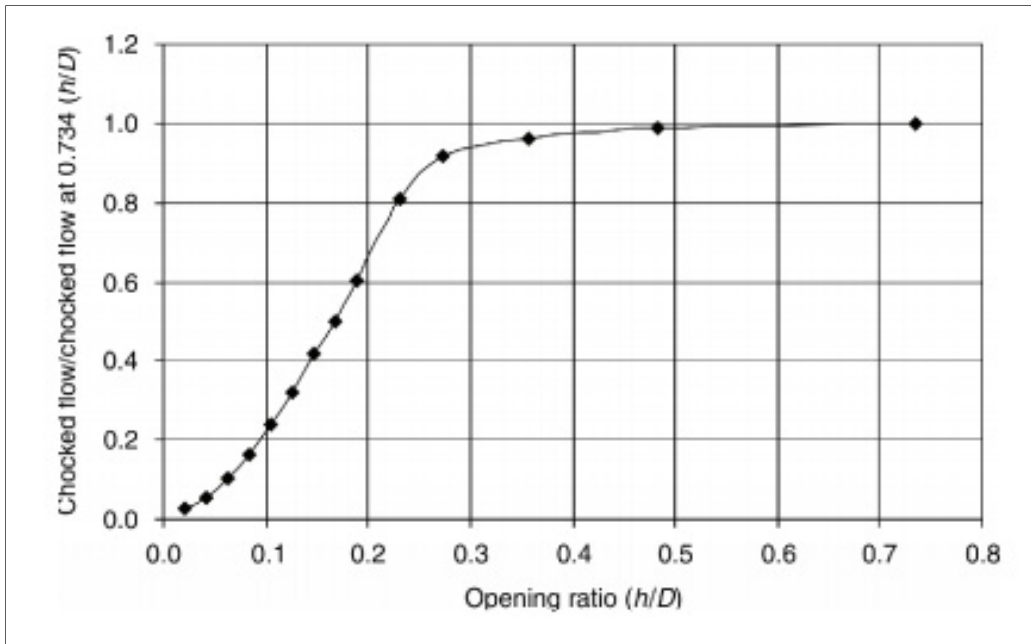


Figure 2.9 Variations du débit massique en fonction de l'ouverture de soupape  
Tirée de Zhang et al. (2004b)

La Figure 2.10 présente les débits massiques mesurés à la sortie de la valve à différents rapports de pression et ratio d'ouvertures de la vanne. Le débit massique est calculé à chaque ratio d'ouverture de la valve et aux variations de la pression. De ces résultats (Bolin & Engeda, 2015a) conclus que, si on fixe le rapport de pression d'entrée et sortie ( $PR = P_1/P_2$ ) à 0.6 par exemple comme le présente la Figure 2.10, pour un ratio d'ouverture de la vanne de  $h/D = 5,4\%$  à  $27,2\%$ , chaque pas de  $5,4\%$  s'ajoutant à  $5,4\%$ , le débit massique double de valeurs. Cependant, de  $h/D = 27,2\%$  à  $36,2\%$ , chaque pas de  $5,4\%$  s'ajoutant à  $27,2\%$  augmente le débit massique environ de  $2\%$  environ. Après  $h/D = 36,2\%$  jusqu'à  $81,6\%$ , chaque pas de  $5,4\%$  s'ajoutant à  $36,2\%$  augmente le débit massique que de  $1\%$ .

En d'autres termes les débits massiques à l'entrée de la turbine en fonction du ratio de pression à l'entrée et la sortie de la valve sont proportionnels à la hauteur de la tige avec des rapports de proportionnalité différente pour chaque plage d'ouverture de valve. Par exemple, l'intervalle de  $h/D = 5,4\%$  à  $27,2\%$  et celui  $h/D = 27,2\%$  à  $36,2\%$  ont leur propre rapport de proportionnalité.

La Figure 2.11 est dans la même logique que celle de la Figure 2.10 mais cette fois, les ratios d'ouverture de la vanne sont fixes et ceux des pressions sont variables. L'analyse de la Figure 2.11 montre que : quelle qu'en soit la variation du ratio d'ouverture de la vanne compris entre 6.5% et 27.2% le débit massique à la sortie de la valve ne varie pas pour les ratios de pression compris 0.2 à 0.8. À partir de 0.8 jusqu'à 1, les variations sont très fortes.

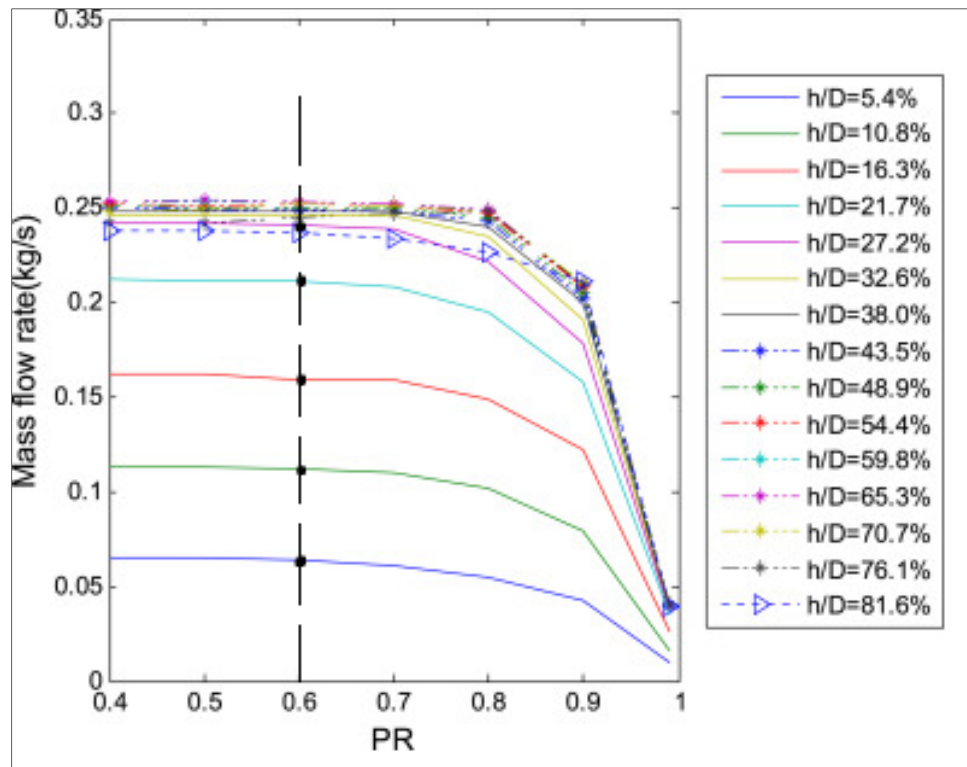


Figure 2.10 Débits massiques mesurés à la sortie de la valve à différents rapports de pression et pourcentage d'ouvertures de la vanne  
Adaptée de Bolin & Engeda (2015b)

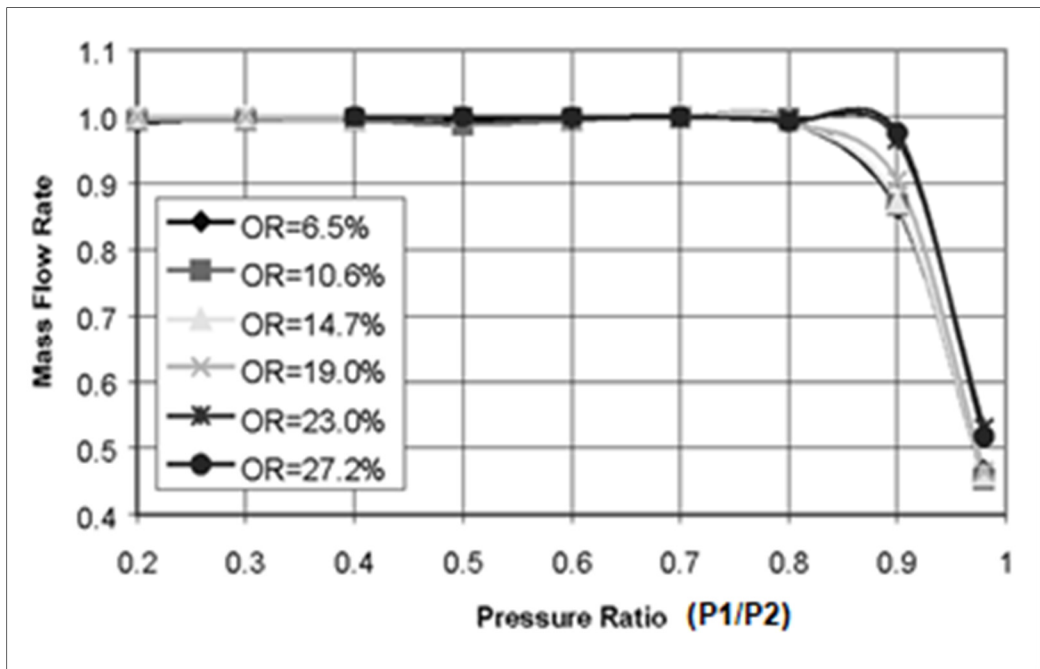


Figure 2.11 Débits massiques mesurés à la sortie de la valve en fonction du rapport des pressions et d'ouvertures de vanne compris entre (6.5% et 27.2%)  
Tirée de (Zhang & Engeda, 2003)

Ces expériences montrent que le débit massique à l'entrée de la turbine peut être modélisé expérimentalement en fonction du ratio de pression d'entrée et de sortie de la valve et du ratio de la hauteur d'ouverture de la tige sur le diamètre du siège. De ces graphes, des fonctions mathématiques peuvent être déduites pour en faire des modèles de valve de régulation. Nous constatons aussi que pour certaines valeurs de  $h/D$  (de 32.6 à 81.6%), le profil du débit massique est non linéaire.

#### 2.2.2.2 La modélisation mathématique de la valve

Cette modélisation consiste à déterminer un modèle mathématique du débit massique à la sortie de la valve de régulation en fonction de ses paramètres. La Figure 2.12 présente une valve contrôle (RV) et une valve de sécurité couplée à une turbine (SV).

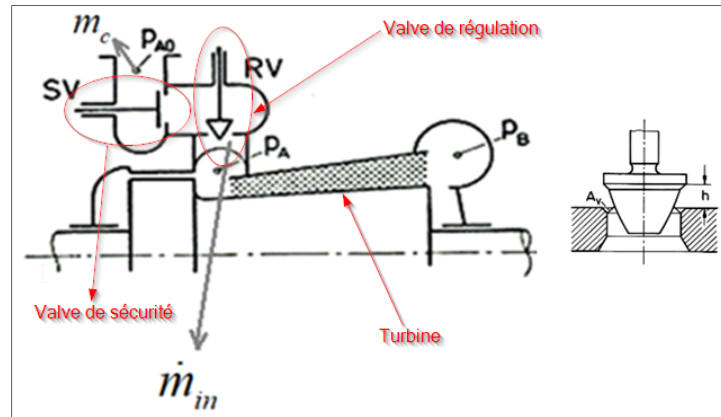


Figure 2.12 Actuateur couplé à la turbine  
Adaptée de Kariman (2013, p. 12)

En supposant que la valve de sécurité SV est ouverte, la vapeur à haute pression entre dans la turbine à travers la valve RV. La chute de pression produite par le mouvement de la valve RV à l'entrée de la turbine limite le débit massique à travers la turbine. En supposant que la pression  $P_{A0}$  est constante en amont de la turbine avant l'ouverture de la valve RV, elle devrait être réduite à une valeur de  $P_A$  à une certaine ouverture de RV. La limitation de la pression  $P_A$  en aval de la valve est basée sur la loi du cône de STODOLA (Stodola, 1978) et les paramètres de la valve. (Kariman, 2013)

Elle est décrite par :

$$\dot{m}_m = \mu A_v \sqrt{\frac{P_{AO}}{v_{AO}}} \xi \left( \frac{P_A}{P_{AO}} \right) \quad (2.6)$$

Dans cette formule, rappelons que  $A_v$  est la surface d'ouverture de la valve qui est lié au déplacement de la tige ( $h$ ).

(Bhowmik, Shamim, Gairola, & Suh, 2014) ont développé un modèle mathématique à partir de la thermodynamique et les équations de continuité des fluides compressibles. Ils ont obtenu les équations suivantes :

$$\dot{m}_{in} = A_e \cdot \psi \cdot \sqrt{\frac{P_o}{v_o}} \quad (2.7)$$

$$\text{Avec } \psi = \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \left(\frac{P_e}{P_o}\right)^{\frac{2}{\gamma}} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_e}{P_o}\right)^{\frac{\gamma-2}{\gamma}}\right)}$$

De même que  $A_v$ ,  $A_e$  est lié au déplacement de la tige ( $h$ ).

Ensuite ils ont défini un coefficient FC obtenu expérimentalement permettant de lier le décalage entre les valeurs des débits massiques mesurées en laboratoire et les valeurs théoriques. La détermination de FC pour compléter le modèle mathématique se fait comme suit :

$$\frac{\dot{m}_{in_a}}{\dot{m}_{in_t}} = \frac{\dot{m}_{in_a}}{A_e \cdot \psi \cdot \sqrt{\frac{P_o}{v_o}}} = FC \quad (2.8)$$

Ne disposant pas de courbes expérimentales ni des paramètres d'une valve de régulation de turbine permettant de déterminer un modèle mathématique des équations (2.5), (2.6), (2.7) et (2.8), nous allons poser comme hypothèse que la relation liant le débit massique à l'entrée de la turbine et la hauteur de la tige est une relation de proportionnalité (ouverture de la vanne avec  $h/D$  compris entre 5,4% et 27,2%) et formulée à l'équation (2.9).

$$\dot{m}_{in} = \alpha \cdot K \cdot \dot{m}_c \quad (2.9)$$

Avec  $\alpha$  représentant le taux d'ouverture de la valve en % et  $K$  pris comme constante de proportionnalité.

L'équation (2.9) sera considérée comme le modèle de la valve qui sera couplé à notre turbine modélisée au point 2.3. En posant  $K=1$ . L'équation (2.9) devient :

$$\dot{m}_m = \alpha \cdot \dot{m}_c \quad (2.10)$$

Afin de pouvoir mieux élucider la compréhension de la modélisation du turboalternateur à cogénération avec trois valves de contrôle et deux extractions de vapeur, nous allons modéliser dans un premier temps une turbine à condensation simple et par la suite, nous allons la généraliser à notre turbine à vapeur avec trois valves de contrôle et deux extractions de vapeur.

### **2.3 Modèle de la turbine à vapeur à condensation simple fonctionnant avec vapeur sèche**

La turbine à vapeur convertit l'énergie stockée dans la vapeur à haute pression et à haute température en énergie rotative, qui est à son tour convertie en énergie électrique par le générateur. Chaque section de turbine est constituée d'un ensemble d'aubes mobiles fixées au rotor et d'un ensemble d'aubes fixes dans lesquelles la vapeur est accélérée à une vitesse élevée. (Dulau & Bica, 2014b).

La puissance mécanique développée au rotor de la turbine est générée en consommant l'énergie cinétique de la vapeur (vapeur en mouvement) et l'énergie thermique de la vapeur (consommation de la chaleur). La détermination de cette puissance se fait par la modélisation dynamique (bilan matière) et énergétique (bilan énergétique) de la vapeur, et tous ces bilans sont basés sur les équations de conservation de la masse et de l'énergie.

L'énergie calorifique (enthalpie) dépend de la dynamique massique. De ce fait, il est important d'étudier le bilan matière en premier.

### 2.3.1 Hypothèses de modélisation

1. Le type de turbine utilisée pour la modélisation est turbine à vapeur avec trois valves de contrôle et deux extractions de vapeur avec une sortie d'échappement vers le condenseur. Elle sera considérée comme composée de trois turbines distinctes fonctionnant en série.
2. Toutes les valves utilisées sont les valves à étranglement de type proportionnelles (le débit massique à la sortie de chaque valve est proportionnel au débit de l'entrée et du taux d'ouverture de la valve).
3. Les pressions, débits massiques et températures dans les extractions et sorties de vapeur vers le condenseur sont dans les conditions de saturation de la vapeur (c'est-à-dire qu'il existe une température de saturation correspondant à la pression de sortie).
4. Le processus de détente ou d'expansion de la vapeur dans chaque étage de la turbine est adiabatique.
5. La masse volumique de la vapeur ne varie pas en fonction de la température.
6. Le débit massique à la sortie de chaque section de la turbine est proportionnel à leur pression.
7. La turbine est considérée sans fuite de vapeur.

### 2.3.2 Bilan matière

Le modelé dynamique de la vapeur permet d'étudier son comportement dynamique lors la variation de la quantité de matière de la vapeur en mouvement dans le volume de contrôle de la turbine. Il permet aussi de faire un bilan matière entre la quantité de vapeur qui entre au premier étage de la turbine et celle qui sort soit au dernier étage ou à un étage intermédiaire.



### 2.3.2.1 Bilan matière : dynamique du débit massique

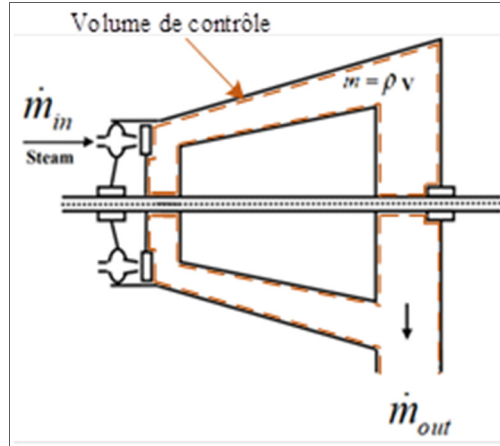


Figure 2.13 Représentation d'une turbine à condensation  
Adaptée de Dulau & Bica (2014b)

En se basant sur la Figure 2.13, le bilan matière dans une simple turbine à vapeur est formulé par :  $\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$  sachant que  $m = \rho V$  et le volume de la turbine est constant ( $V = C^{st}$ ), nous déduisons que :

$$V \frac{d\rho}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (2.11)$$

Sachant que la masse volumique est l'inverse du volume spécifique ( $\rho = v^{-1}$ ) et

$$v = \frac{85.84T}{P} - \frac{227.3}{\left(\frac{T}{100}\right)^{\frac{10}{3}}} - \frac{2.72 \cdot 10^6}{\left(\frac{T}{100}\right)^{14}} \left(\frac{P}{100}\right)^2 \quad (\text{Kearton, W. J., 1958, p. 35}), \text{ nous déduisons que,}$$

$$\rho = \left( \frac{85.84T}{P} - \frac{227.3}{\left(\frac{T}{100}\right)^{\frac{10}{3}}} - \frac{2.72 \cdot 10^6}{\left(\frac{T}{100}\right)^{14}} \left(\frac{P}{100}\right)^2 \right)^{-1}.$$

Nous constatons que la masse volumique  $\rho$  est une fonction dépendante de deux variables  $P$  et  $T$ . La dérivée de  $\rho$  dans l'équation (2.11) est déterminée par :

$$\frac{d\rho}{dt} = \left. \frac{\partial \rho}{\partial P} \right|_{P=P_{op}} \frac{dP}{dt} + \left. \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_{T=T_{op}} \frac{dT}{dt} \quad \text{en posant } A = \left. \frac{\partial \rho}{\partial P} \right|_{P=P_{op}} \quad \text{et } B = \left. \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_{T=T_{op}}, \text{ nous pouvons}$$

déduire que :

$$\frac{d\rho}{dt} = A \frac{dP}{dt} + B \frac{dT}{dt} \quad (2.12)$$

A et B sont des constantes qui peuvent aussi se déterminer à partir des tables de vapeur. (Dulau & Bica, 2014b). En supposant que la masse volumique de la vapeur ne varie pas en fonction de la température (hypothèse 5 de la section 2.3.1), à partir de l'équation (2.12) nous déduisons que :

$$\frac{dT}{dt} = 0 \Rightarrow \frac{d\rho}{dt} = A \frac{dP}{dt} \quad \text{et en remplaçant dans l'équation (2.11) nous trouvons}$$

$$VA \frac{dP}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (2.13)$$

En supposant que le débit massique est proportionnel à la pression (hypothèse 6 de la section 2.3.1) comme le présente la relation suivante  $\dot{m}_{out} = P \frac{\dot{m}_{op}}{P_{op}}$  et en posant  $k = \frac{\dot{m}_{op}}{P_{op}}$ ,

nous trouvons

$$\dot{m}_{out} = k \cdot P \quad (2.14)$$

De l'équation (2.14) la pression est déduite par  $P = \frac{\dot{m}_{out}}{k}$  et en remplaçant dans la relation

(2.13), nous avons l'expression suivante :

$$VA \frac{d}{dt} \left( \frac{\dot{m}_{out}}{k} \right) = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (2.15)$$

En posant

$$\tau_m = \frac{VA}{k} \quad (2.16)$$

En remplaçant l'équation (2.16) dans (2.15) nous trouvons  $\tau_m \frac{d}{dt} \dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$ . D'où le modèle dynamique du débit massique suivant :

$$\frac{d}{dt} \dot{m}_{out} = \frac{1}{\tau_m} \dot{m}_{in} - \frac{1}{\tau_m} \dot{m}_{out} \quad (2.17)$$

### 2.3.2.2 Bilan matière : dynamique de la pression

Avec l'hypothèse 6 de la section 2.3.1, nous pouvons substituer l'équation (2.14) dans (2.17) et le modèle dynamique de la pression se déduit comme suit :

$$\frac{d}{dt} (P_{out} k) = \frac{1}{\tau_m} \dot{m}_{in} - \frac{1}{\tau_m} (P_{out} k) \Rightarrow \frac{d}{dt} P_{out} = \frac{1}{k \tau_m} \dot{m}_{in} - \frac{1}{\tau_m} P_{out}$$

En posant  $\tau_p = k \tau_m \Leftrightarrow \tau_m = \frac{\tau_p}{k}$  et en remplaçant  $\tau_m$  dans l'équation (2.16), on obtient

$$\tau_p = VA \quad (2.18)$$

Le modèle dynamique de la pression nous donne :

$$\frac{d}{dt} P_{out} = \frac{1}{\tau_p} \dot{m}_{in} - \frac{k}{\tau_p} P_{out} \quad (2.19)$$

### 2.3.2.3 Bilan matière : dynamique de la température

Avec l'hypothèse 4 de la section 2.3.1, nous pouvons déduire que :

$$TP^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = C^{ste} \quad (2.20)$$

L'équation (2.20) est tirée des formules de transformation adiabatique (STUDYLIB, 2019, p.1).

En posant  $a = \frac{1-\gamma}{\gamma}$  et en le substituant dans l'équation (2.20) nous obtenons

$$TP^a = C^{ste} \quad (2.21)$$

En appliquant l'équation (2.21) à l'entrée de la turbine, nous obtenons :

$$T_{in} P_{in}^a = T_{out} P_{out}^a \Rightarrow$$

$$T_{out} = \frac{T_{in} P_{in}^a}{P_{out}^a} \quad (2.22)$$

$$\text{ou } P_{out}^a = \frac{T_{in} P_{in}^a}{T_{out}} \Rightarrow P_{out} = \left( \frac{T_{in}}{T_{out}} \right)^{\frac{1}{a}} P_{in} \Rightarrow$$

$$P_{out} = P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} T_{out}^{-\frac{1}{a}} \quad (2.23)$$

En substituant (2.22) dans (2.19) le modèle de température se déduit comme suit

$$\frac{d}{dt} \left( P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} T_{out}^{-\frac{1}{a}} \right) = \frac{1}{\tau_p} \dot{m}_{in} - \frac{1}{\tau_p} k \left( P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} T_{out}^{-\frac{1}{a}} \right) \Rightarrow \frac{d}{dt} \left( T_{out}^{-\frac{1}{a}} \right) = \frac{1}{P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} \tau_p} \dot{m}_{in} - \frac{1}{\tau_p} k \left( T_{out}^{-\frac{1}{a}} \right)$$

$$\Rightarrow -\frac{1}{a} T_{out}^{-\frac{1}{a}-1} \frac{d}{dt} T_{out} = \frac{1}{P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} \tau_P} \dot{m}_{in} - \frac{1}{\tau_P} k \left( T_{out}^{-\frac{1}{a}} \right)$$

D'où la dynamique de la température suivante :

$$\frac{d}{dt} T_{out} = -a \frac{T_{out}^{\left(\frac{1}{a}+1\right)}}{P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} \tau_P} \dot{m}_{in} + \frac{ak}{\tau_P} T_{out} \quad (2.24)$$

### 2.3.3 Bilan énergétique de la turbine à vapeur à condensation simple

Le bilan énergétique de la vapeur permet d'étudier son comportement dynamique lors la variation de l'enthalpie dans la turbine. Il permet de transformer la consommation de l'énergie calorifique (chaleur) en puissance mécanique développée par la turbine. En d'autres termes, la puissance développée est égale à la variation du travail fait par la turbine. D'après le premier et le deuxième principe qui stipule que :

« Lors d'une transformation, le changement d'énergie interne d'un système est égal à la somme du travail et de la chaleur échangée entre le système et son environnement  $\Delta U = \Delta Q + \Delta W$ . Dans un cycle, le système retourne à son état initial, donc à la même valeur d'énergie interne. Dans ce cas, le travail fourni par le système est égal à la chaleur échangée par le système :  $\Delta Q + \Delta W = 0 \Rightarrow \Delta W = -\Delta Q$ . Il est impossible de convertir toute la chaleur fournie à une machine thermique en un travail utile. Dans ce cas on définit le rendement thermique comme le rapport entre le travail obtenu d'une machine et la chaleur qui lui est fournie. Appliqué au moteur thermique (un moteur thermique utilise un fluide actif qui capture de la chaleur d'une source thermique chaude, il transforme ensuite une partie de cette chaleur en travail et finalement libère le reste dans une source thermique froide.), on définit le rendement comme suit :  $\eta = \frac{W_{produit}}{Q_{fournie}}$ . » (CANTEACH, 1993, pp. 22-24)

Dans le cas de notre étude, le moteur thermique est une turbine à vapeur qui convertit l'énergie calorifique de la vapeur en puissance mécanique. La Figure 2.14 représente une turbine à

vapeur à condensation ayant pour entrer l'énergie calorifique. D'après les données de cette figure et les énoncés du premier et deuxième principe de la thermodynamique, nous pouvons déduire que :

L'énergie totale du système transformée ( $P$ ) = (l'énergie à l'entrée ( $Q_{in}$ ) – l'énergie à la sortie ( $Q_{out}$ ))  $\times$  rendement ( $\eta_{s, \eta_{\text{étage}}}$ ).

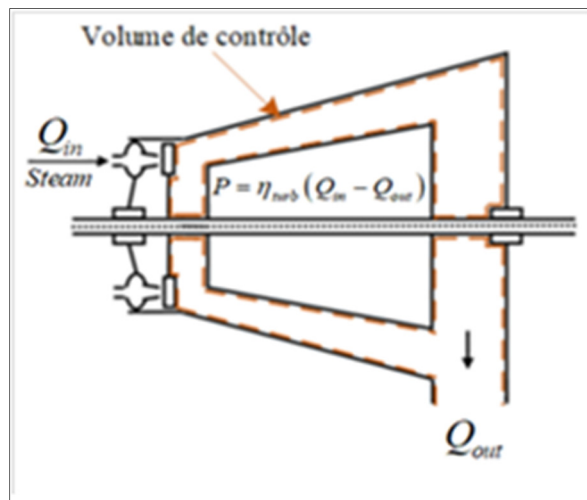


Figure 2.14 Turbine à vapeur à condensation  
avec pour entrer l'énergie calorifique  
Adaptée de Dulau & Bica (2014)

Afin de mieux élucider la compréhension de la transformation de l'énergie calorifique à l'entrée de la turbine en énergie mécanique utile, il est primordial de comprendre la notion du rendement isentropique qui représente le pourcentage du travail mécanique développé par la turbine par rapport à la quantité de chaleur fournie au système (vapeur dans le volume de contrôle).

### 2.3.3.1 Détermination du rendement isentropique $\eta_{s, \eta_{\text{étage}}}$

Le rendement isentropique est dû au fait que toute la chaleur fournie par la vapeur n'est pas totalement transformée en travail ce qui montre qu'il y a des pertes au cours de la transformation. Ces pertes sont dues au fait que le système n'est pas réversible. Par conséquent,

la détente de la vapeur dans les aubes fixes et mobiles de la turbine à travers plusieurs étages n'est pas linéaire comme présente la Figure 2.15. Lors de son passage dans ces étages, il se crée des turbulences (voir Figure 2.16). L'énergie cinétique de turbulence affecte l'énergie cinétique utile de la vapeur sur les pales de la turbine ce qui engendre des pertes. Il existe aussi d'autres pertes dues aux forces de résistance mécanique qui convertit une partie de la puissance mécanique consommée en chaleur. Par le fait que les parois de la turbine ne sont pas idéalement adiabatiques, il subsiste aussi une certaine quantité de pertes d'énergie due à la chaleur qui s'échappe par les parois de la turbine. D'autres types de perte d'énergie sont répertoriés dans la revue (Losses in steam turbines, 2018).

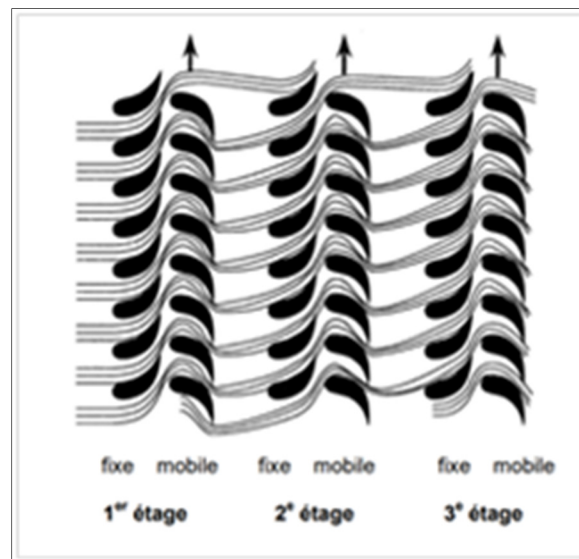


Figure 2.15 Circulation idéale de la vapeur dans les aubes de la turbine  
Tirée de CANTEACH (1993c, p. 292)

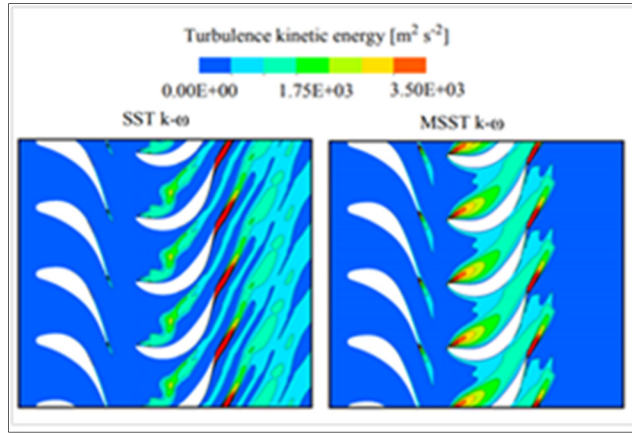


Figure 2.16 Circulation réelle de la vapeur dans les aubes de la turbine  
Tirée de Patel, Patel, & Turunen-Saaresti (2016)

L'ensemble des pertes dues au passage de la vapeur dans les étages de la turbine fait varier l'entropie de la turbine. La compréhension de cette variation d'entropie dans la turbine se fait à partir de sa définition.

Dans un système, la variation de l'entropie est définie par l'équation (2.25).

$$\Delta S_{\text{sys}} = \Delta S_{\text{sys}}^e + S^c \quad (2.25)$$

Avec :

$\Delta S_{\text{sys}}^e = \int \frac{\delta Q}{T}$  qui est l'entropie échangée entre le système (quantité de vapeur étudiée dans un volume inférieur au volume de contrôle) et le milieu extérieur (Volume de contrôle de détente de la vapeur) et  $S^c$  qui est la création de l'entropie.

$S^c$  s'explique comme suit : lors de la transformation de la quantité de chaleur à l'entrée de la turbine en puissance mécanique, il se crée ou se dissipe des énergies non utiles à notre système. La quantification de l'ensemble de ces énergies non utiles crée l'entropie  $S^c$  qui quantifie l'irréversibilité du système. Cette entropie est toujours positive et plus elle est grande, plus la transformation du système étudié est irréversible.  $S^c = 0$  pour une transformation réversible.



Dans ce cas on dit que la transformation est isentropique. (Réversibilité thermodynamique, 2019).

Le rendement isentropie  $\eta_{S,n_{\text{étage}}} = 1$  si  $S^c = 0$  et  $\eta_{S,n_{\text{étage}}} < 1$  si  $S^c \neq 0$ .

Ce rendement est déterminé comme suit :

Chaque étage transforme la quantité de chaleur en puissance mécanique. La Figure 2.17 présente les pertes isentropiques dans la turbine. Dans le cas d'exemple d'un étage, lors de l'entrée de la vapeur dans l'aube fixe (tuyère), elle s'accélère en transformant l'énergie de la chaleur et des forces pressantes (enthalpie :  $h_1$ ) en énergie cinétique (vitesse). Cette transformation entraîne une chute de pression de  $P_1$  à  $P_2$ . La vapeur sortant des tuyères avec une énergie cinétique, frappe les aubes mobiles de la turbine en transformant l'énergie cinétique de la vapeur en travail mécanique qui fait tourner le rotor de la turbine. La vapeur sort de l'étage (aubes mobiles) avec une pression  $P_2$  et une enthalpie  $h_2$ . Mais la valeur de l'enthalpie réelle mesurée ( $h_2$ ) est différente de la valeur de l'enthalpie théorique déterminée par les tables de vapeur thermodynamique ( $h_{2s}$ ). Ceci nous permet de déduire les pertes comme une différence de ces deux valeurs. Le rendement de plusieurs étages (ensemble de la turbine) qui est encore appelé le rendement isentropique se définit comme le rapport entre la différence d'enthalpie réelle sur la différence de l'enthalpie idéale. Il se détermine comme suit :

$$\eta_{S,n_{\text{étage}}} = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{étage}}} h_{1,i} - h_{2,i}}{\sum_{i=1}^{n_{\text{étage}}} h_{1,i} - h_{2s,i}} = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{étage}}} W_{n_{\text{étage}}}}{\sum_{i=1}^{n_{\text{étage}}} Q_{n_{\text{étage}}}} \quad (2.26)$$

La formule de l'équation (2.26) est tirée de William Hounkonnou (2010, p. 26)

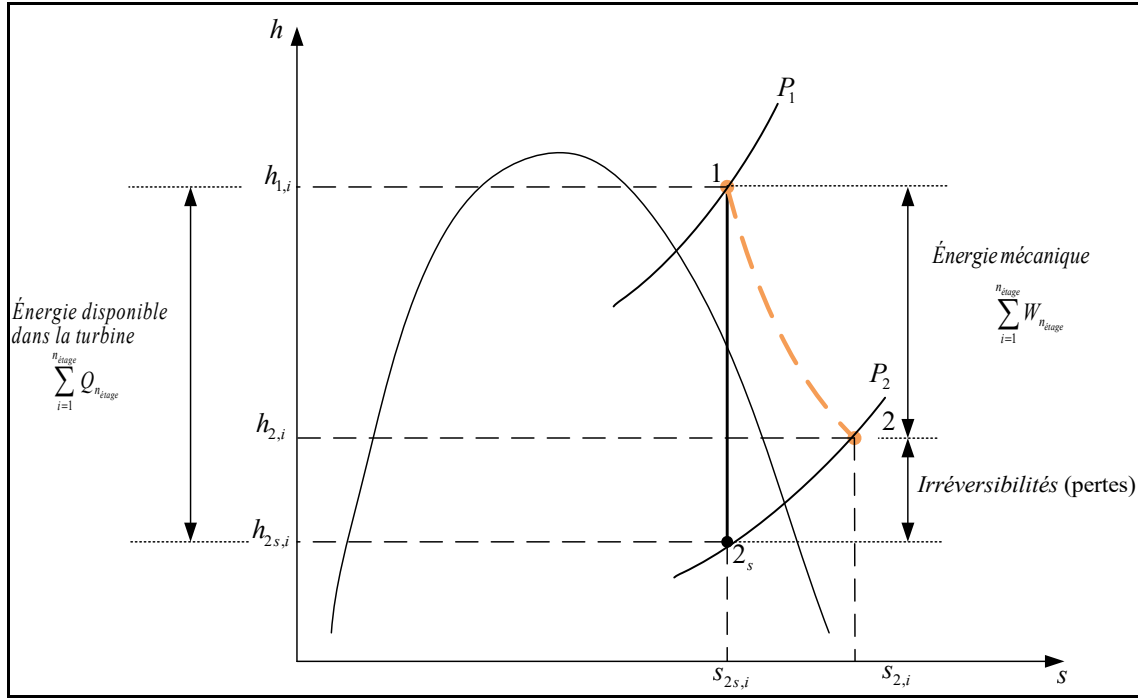


Figure 2.17 Diagramme enthalpie-entropie représentant les pertes isentropiques

### 2.3.3.2 Bilan énergétique : détente de la vapeur sèche sans changement de phase de la vapeur.

En supposant que la détente de la vapeur est adiabatique (hypothèse 4 de la section 2.3.1) et sans changement de phase (voir Figure 2.18), le bilan énergétique est déterminé comme suit :

De façon générale et d'après les énoncés du premier et deuxième principe,  $\Delta W = -\eta_{S,n_{\text{étage}}} \Delta Q$

Sachant que la puissance mécanique  $P = \frac{\delta W}{t} = \dot{W}$  nous déduisons que

$$\frac{\delta W}{t} = -\eta_{S,n_{\text{étage}}} \dot{Q} \quad (2.27)$$

Avec  $\dot{Q}$  qui est l'énergie disponible dans la turbine.

D'après la théorie de transfert de chaleur énoncé dans (CANTEACH, 1993, p. 41), pour un fluide en écoulement **sans** changement de phase,

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \Delta T \quad (2.28)$$

En remplaçant l'équation (2.27) dans (2.28) , nous obtenons l'équation suivante :

$$\frac{\delta W}{t} = -\eta_{S, n_{\text{étage}}} (\dot{m} C_p \Delta T) \quad (2.29)$$

Avec :

$\Delta T$  : est la différence de température entre la sortie et l'entrée du fluide.

$\dot{m}$  : le débit massique d'écoulement du fluide en régime permanent.

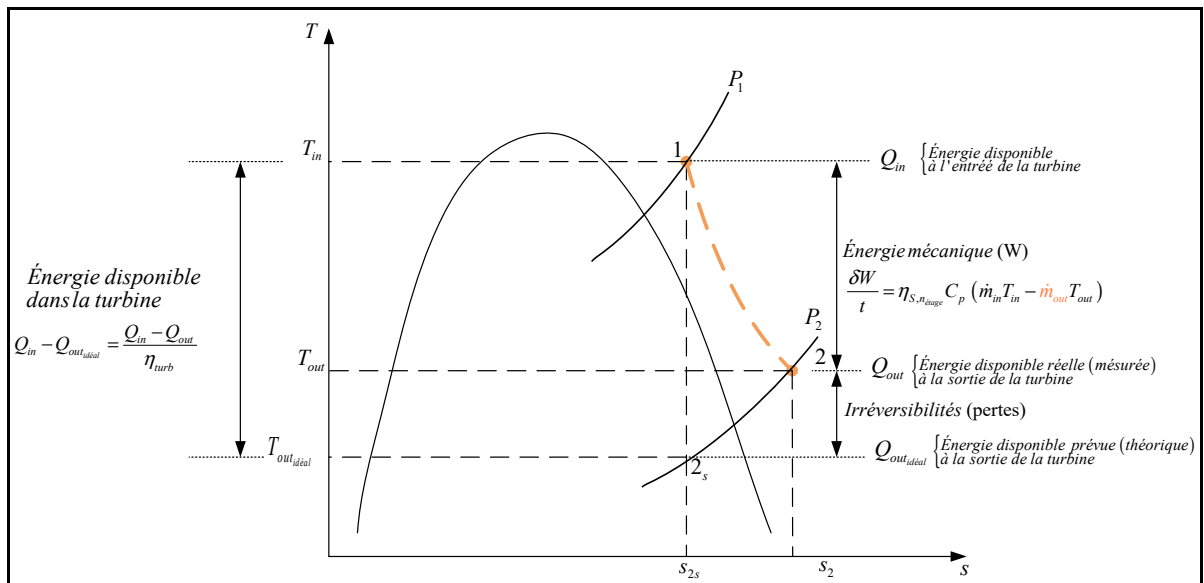


Figure 2.18 Diagramme enthalpie-entropie de la détente de la vapeur sans changement de phase

Dans le cas du système de la Figure 2.14 et en tenant compte des énoncés de la Figure 2.18, le bilan énergétique se déduit comme suit:

$$\frac{\delta W}{t} = \eta_{S,n_{\text{étage}}} \dot{Q}_{\text{disp}} = \eta_{S,n_{\text{étage}}} (\dot{Q}_{\text{in}} - \dot{Q}_{\text{out idéal}}) \quad (2.30)$$

Ou sous une autre forme :

$$\frac{\delta W}{t} = \dot{Q}_{\text{in}} - \dot{Q}_{\text{out}} \text{ avec } \dot{Q}_{\text{out}} = \dot{Q}_{\text{in}} - \eta_{S,n_{\text{étage}}} (\dot{Q}_{\text{in}} - \dot{Q}_{\text{out idéal}}) \quad (2.31)$$

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{in}} C_p (T_{\text{in}} - T_0), \quad \dot{Q}_{\text{out idéal}} = \dot{m}_{\text{out}} C_p (T_{\text{out idéal}} - T_0) \text{ et} \quad (2.32)$$

$$\dot{Q}_{\text{out}} = \dot{m}_{\text{out}} C_p (T_{\text{out}} - T_0)$$

En substituant les équations de (2.32) dans (2.30) ou (2.31) avec  $T_0=0$  nous déduisons que

$$\frac{\delta W}{t} = \eta_{S,n_{\text{étage}}} C_p (\dot{m}_{\text{in}} T_{\text{in}} - \dot{m}_{\text{out}} T_{\text{out idéal}}) \quad (2.33)$$

Ou sous une autre forme :

$$\frac{\delta W}{t} = C_p (\dot{m}_{\text{in}} T_{\text{in}} - \dot{m}_{\text{out}} T_{\text{out}}) \quad (2.34)$$

En supposant qu'il n'y a pas de fuite de vapeur dans la turbine (hypothèse 6 de la section 2.3.1)

et  $\dot{m}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{out}}$ , l'équation (2.33) et (2.34) nous donne :

$$\frac{\delta W}{t} = \eta_{S,n_{\text{étage}}} C_p \dot{m}_{\text{out}} (T_{\text{in}} - T_{\text{out idéal}}) \quad (2.35)$$

Ou sous une autre forme :

$$\frac{\delta W}{t} = C_p \dot{m}_{out} (T_{in} - T_{out}) \quad (2.36)$$

Avec  $T_{in}$  et  $T_{out}$  qui sont déterminées à partir de la table de vapeur sèche en fonction de la pression  $P_{in}$  et  $P_{out}$ , et  $T_{out_{ideal}}$  qui est déterminée à partir de la table de vapeur saturée en température selon la norme IAPWS IF-97.

### 2.3.3.3 Bilan énergétique : détente de la vapeur avec changement de phase de la vapeur

Dans la même logique d'étude et de raisonnement qu'au point précédent, d'après la théorie de transfert de chaleur énoncé dans (CANTEACH, 1993, p. 41), pour un fluide en écoulement **avec** changement de phase,

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (2.37)$$

En remplaçant l'équation (2.37) dans (2.27), nous obtenons l'équation suivante :

$$\frac{\delta W}{t} = -\eta_{S, n_{étage}} \dot{m} \cdot \Delta h \quad (2.38)$$

Avec  $\Delta h$  qui est la différence d'enthalpie spécifique entre la sortie et l'entrée du fluide et  $\dot{m}$  qui est le débit massique d'écoulement du fluide en régime permanent.

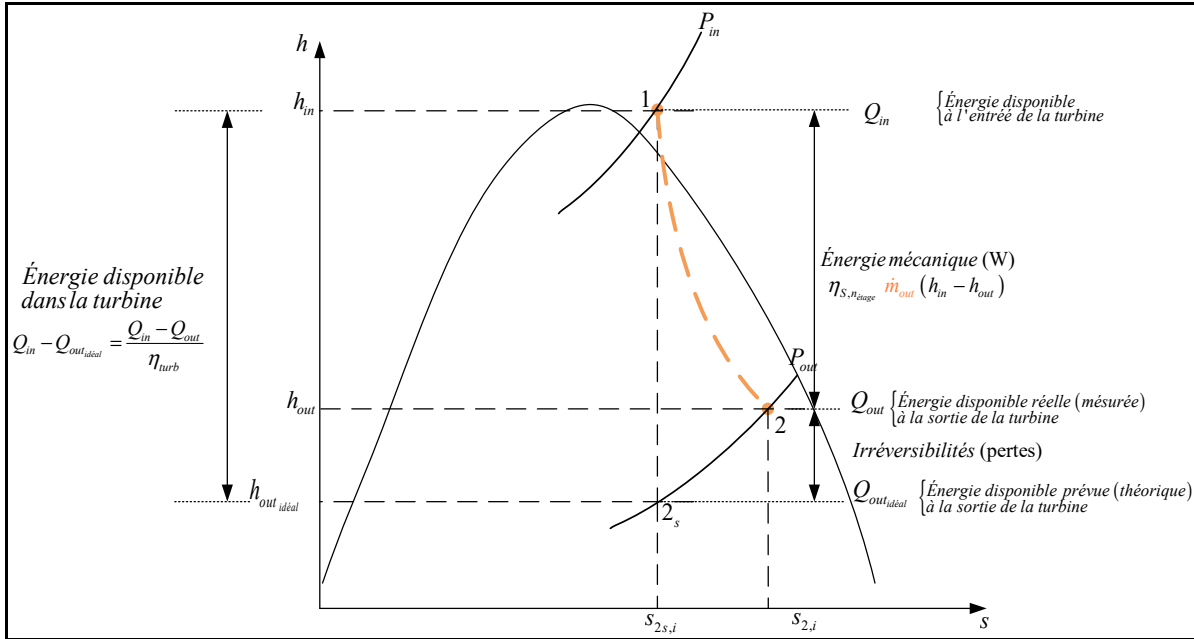


Figure 2.19 Diagramme enthalpie-entropie de la détente de la vapeur avec changement de phase

Dans le cas de la Figure 2.14, et en tenant compte des énoncés de la Figure 2.19, le bilan énergétique se déduit comme:

$$\frac{\delta W}{t} = \eta_{S, \text{étage}} \dot{Q}_{\text{disp}} = \eta_{S, \text{étage}} (\dot{Q}_{\text{in}} - \dot{Q}_{\text{out idéal}}) \quad (2.39)$$

Ou sous une autre forme :

$$\frac{\delta W}{t} = \dot{Q}_{\text{in}} - \dot{Q}_{\text{out}} \text{ avec } \dot{Q}_{\text{out}} = \dot{Q}_{\text{in}} - \eta_{S, \text{étage}} (\dot{Q}_{\text{in}} - \dot{Q}_{\text{out idéal}}) \quad (2.40)$$

avec

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{in}} (h_{\text{in}} - h_0), \quad \dot{Q}_{\text{out idéal}} = \dot{m}_{\text{out}} (h_{\text{out idéal}} - h_0) \text{ et } \dot{Q}_{\text{out}} = \dot{m}_{\text{out}} (h_{\text{out}} - h_0) \quad (2.41)$$

En remplaçant les équations de (2.41) dans (2.39) ou (2.40) avec  $h_0 = 0$  (origine du repère de la Figure 2.18) nous déduisons que :

$$\frac{\delta W}{t} = \eta_{S, n_{\text{étage}}} \left( \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out_{idéal}} \right) \quad (2.42)$$

Ou sous une autre forme :

$$\frac{\delta W}{t} = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out} \text{ avec } h_{out} = h_{in_{HP}} - \eta_{S, n_{\text{étage}}} \left( h_{in_{HP}} - h_{out_{HP\_idéal}} \right) \quad (2.43)$$

En supposant qu'il n'y a pas de fuite de vapeur dans la turbine (hypothèse 6 de la section 2.3.1)

et  $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$ , l'équation (2.42) et (2.43) nous donne :

$$\frac{\delta W}{t} = \eta_{S, n_{\text{étage}}} \dot{m}_{in} \left( h_{in} - h_{out_{idéal}} \right) \quad (2.44)$$

Ou sous une autre forme :

$$\frac{\delta W}{t} = \dot{m}_{in} \left( h_{in} - h_{out} \right) \text{ avec } h_{out} = h_{in} - \eta_{S, n_{\text{étage}}} \left( h_{in_{HP}} - h_{out_{idéal}} \right) \quad (2.45)$$

Puisque la fin de la détente de la vapeur se fait avec un changement de phase et se trouve dans la zone de saturation ou humide (liquide + vapeur), il est important de calculer la quantité de chaleur de vapeur  $h_{out}$  dans un mélange liquide-vapeur nécessaire pour faire tourner la turbine.

Pour ce faire, nous allons commencer par calculer le titre de vapeur idéal  $x_{out_{2s}}$  en suite calculer l'enthalpie idéale  $h_{out_{idéal}}$  et enfin déduire  $h_{out}$ .

### 1. Calcul de titre idéal $x_{out_{2s}}$

Le titre en vapeur aussi appelé fraction sèche se définit comme le rapport de la masse de la vapeur sur la masse totale de la vapeur (masse de la vapeur + masse du liquide) en zone de

saturation. Il peut se calculer de plusieurs façons, soit avec la masse, l'enthalpie ou l'entropie de vapeur dans le mélange liquide vapeur dans la zone de saturation (voir Figure 2.20).

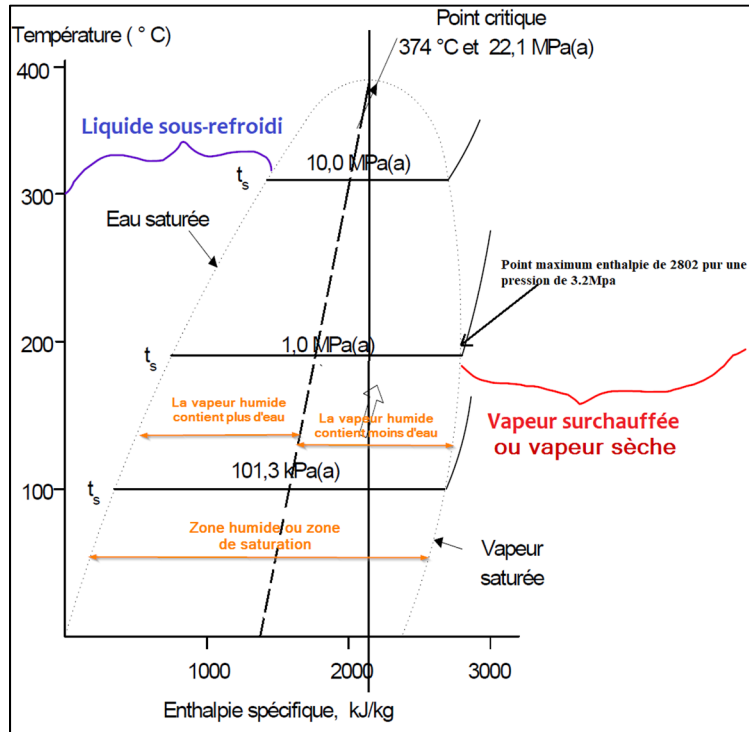


Figure 2.20 Zone de saturation de la vapeur  
Adaptée de CANTEACH (1993, p. 18)

En considérant que l'expansion de la vapeur dans la turbine est un processus adiabatique (hypothèse 4 de la section 2.3.1), le titre en vapeur peut être obtenu à partir de l'entropie de la vapeur comme suit :

$$x_{out_{déal_{2s}}} = \frac{S_{in} - S_{out_{idéal\_liquide}}}{S_{out_{VL\_idéal}}} = \frac{S_{in} - S_{out_{idéal\_liquide}}}{S_{out_{idéal\_vapeur}} - S_{out_{idéal\_liquide}}} \quad (2.46)$$

$S_{in}$  : est l'entropie spécifique réelle de la vapeur à l'entrée de la turbine.

$S_{out_{idéal\_liquide}}$  : est l'entropie spécifique du liquide dans le mélange liquide-vapeur en zone de saturation.



$s_{out_{idéal\_vapeur}}$  : est l'entropie spécifique de vapeur dans le mélange liquide-vapeur en zone de saturation.

## 2. Calcul de $h_{out_{idéal}}$

Sachant que le titre idéal peut se déterminer de la même façon avec l'entropie (axe des abscisses de la Figure 2.19) et l'enthalpie (axe des ordonnées de la Figure 2.19), nous déduisons l'enthalpie idéale comme suit :

$$x_{out_{idéal}} = \frac{h_{out_{idéal}} - h_{out_{idéal\_liquide}}}{h_{out_{idéal\_VL}} - h_{out_{idéal\_liquide}}} = \frac{h_{out_{idéal}} - h_{out_{idéal\_liquide}}}{h_{out_{idéal\_vapeur}} - h_{out_{idéal\_liquide}}} \quad \text{d'où}$$

$$h_{out_{idéal}} = h_{out_{idéal\_liquide}} + x_{out_{idéal}} (h_{out_{idéal\_vapeur}} - h_{out_{idéal\_liquide}}) \quad (2.47)$$

$h_{out_{idéal\_liquide}}$  : est l'enthalpie spécifique du liquide dans le mélange liquide-vapeur en zone de saturation.

$h_{out_{idéal\_vapeur}}$  : est l'enthalpie spécifique de vapeur dans le mélange liquide-vapeur en zone de saturation.

## 3. Calcul de l'enthalpie réelle $h_{out}$

Avec  $h_{out_{idéal}}$  déterminé avec l'équation à l'équation (2.47), nous déduisons que

$$h_{out} = h_{in} - \eta_{S,n_{étage}} (h_{in_{HP}} - h_{out_{idéal}}) \quad (2.48)$$

**Remarque :**

$h_{in}, s_{in}$  : sont déterminés à partir des tables de vapeur surchauffée en fonction de la pression avec la pression  $P_1$  à l'entrée de la turbine selon la norme IAPWS IF-97 défini dans (IAPWS R7-97, 2012).

$h_{out_{idéal\_vapeur}}, h_{out_{idéal\_liquide}}, s_{out_{idéal\_vapeur}}, s_{out_{idéal\_liquide}}$  sont déterminés à partir des tables de vapeur saturée en fonction de la pression de saturation  $P_2$  à la sortie de la turbine selon la norme IAPWS IF-97 défini dans (IAPWS R7-97, 2012).

En définitive, le modèle d'une simple turbine à condensation suivant les hypothèses décrites dans la section 2.3.1, se résume comme suite :

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \dot{m}_{out} = \frac{1}{\tau_m} \dot{m}_{in} - \frac{1}{\tau_m} \dot{m}_{out} \\ \frac{\delta W}{dt} = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out} \end{cases}$$

Avec

$$h_{out} = h_{in} - \eta_{S, n_{étage}} (h_{in_{HP}} - h_{out_{idéal}}) \quad (2.49)$$

$$h_{out_{idéal}} = h_{out_{idéal\_liquide}} + x_{out_{idéal}} (h_{out_{idéal\_vapeur}} - h_{out_{idéal\_liquide}})$$

$$x_{out_{idéal}} = \frac{s_{in} - s_{out_{idéal\_liquide}}}{s_{out_{idéal\_vapeur}} - s_{out_{idéal\_liquide}}}$$

## 2.4 Modèle turbine à vapeur à condensation avec 2 extractions de vapeur et trois valves de contrôles

La Figure 2.21 présente une turbine à cogénération plus complexe utilisée par les clients d'Andritz Hydro. Elle est avec 2 extractions de vapeur et trois valves de contrôles. Le modèle thermodynamique pour les extractions multiples présenté aux points 2.4.1 et 2.4.2 est basé sur le modèle d'une turbine à vapeur à double extraction dans lequel une turbine à extraction

multiple est modélisée à l'aide d'un ensemble de turbines à vapeur à condensation placées en série comme le présente la Figure 2.21 et Figure 2.22 (Medina-Flores & Picón-Núñez, 2010b)

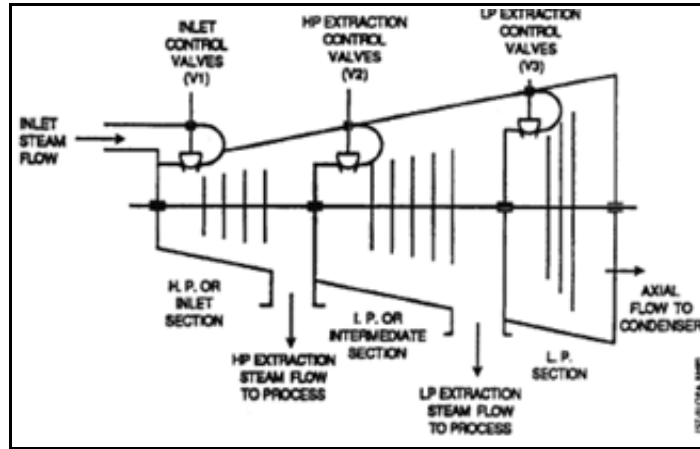


Figure 2.21 Turbine client Andritz Hydro  
Tirée des documents technique d'Andritz Hydro

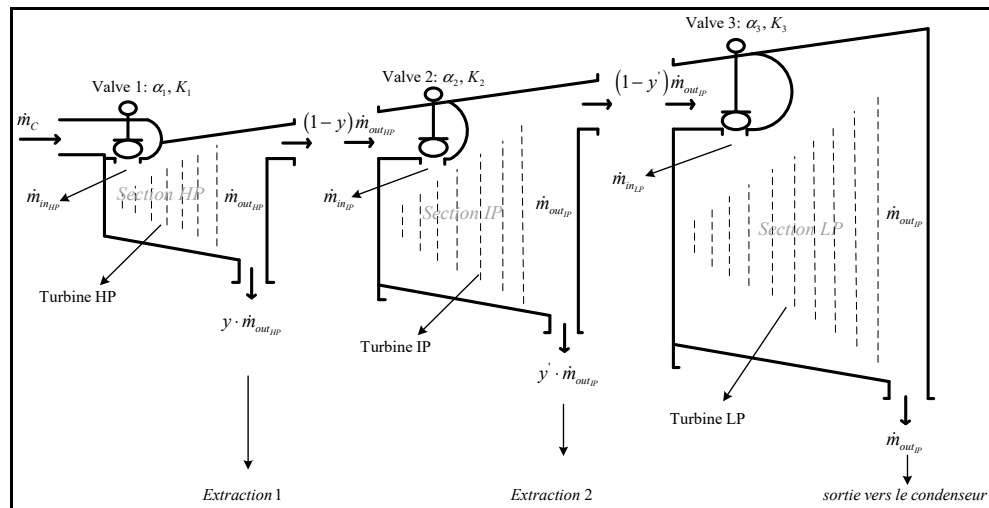


Figure 2.22 Représentation simplifiée de la turbine

La Figure 2.23 est une présentation de la Figure 2.22 dans un cycle de machine thermique dans lequel le débit de vapeur sèche  $\dot{m}_c$  à haute pression contenue dans la chaudière passe à travers la valve  $\alpha_1$  avec un débit  $\dot{m}_{in}$  pour faire tourner la turbine de la section HP. À la sortie de la

section HP, une fraction débit massique de vapeur ( $y \cdot \dot{m}_{out_{HP}}$ ) est utilisée pour réchauffer l'eau et le reste ( $(1-y) \cdot \dot{m}_{out_{HP}}$ ) est utilisé pour faire tourner la turbine de la section IP à travers la valve  $\alpha_2$ . À la sortie de la section IP, une fraction du débit de vapeur ( $y' \cdot \dot{m}_{out_{IP}}$ ) est utilisée pour un autre processus thermodynamique et le reste ( $(1-y') \cdot \dot{m}_{out_{IP}}$ ) est utilisé pour faire tourner la turbine de la section LP à travers la valve  $\alpha_3$ . La sortie du débit massique de la section LP ( $\dot{m}_{out_{LP}}$ ) s'en va au condenseur.

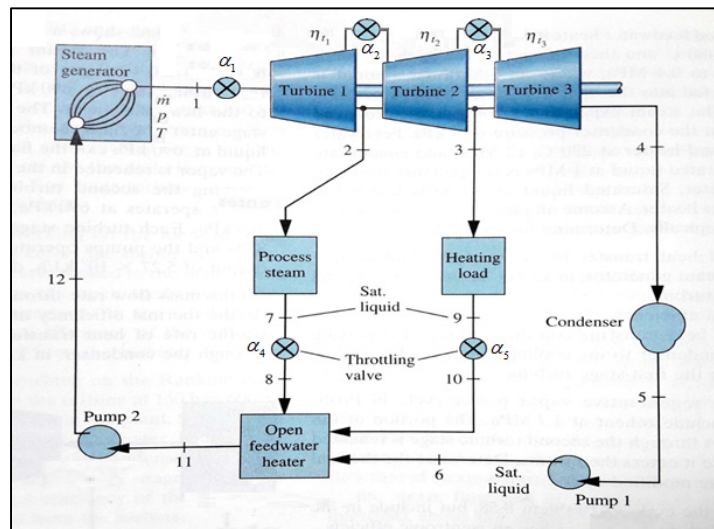


Figure 2.23 Cycle machine thermique avec deux valves contrôlables aux sorties d'extraction.

Adaptée de Chegg.com (s.d.)

Dans le cadre de ce travail, on s'intéresse uniquement à la modélisation de la turbine ce qui permet de représenter le système de la Figure 2.23 sous forme de la Figure 2.24.

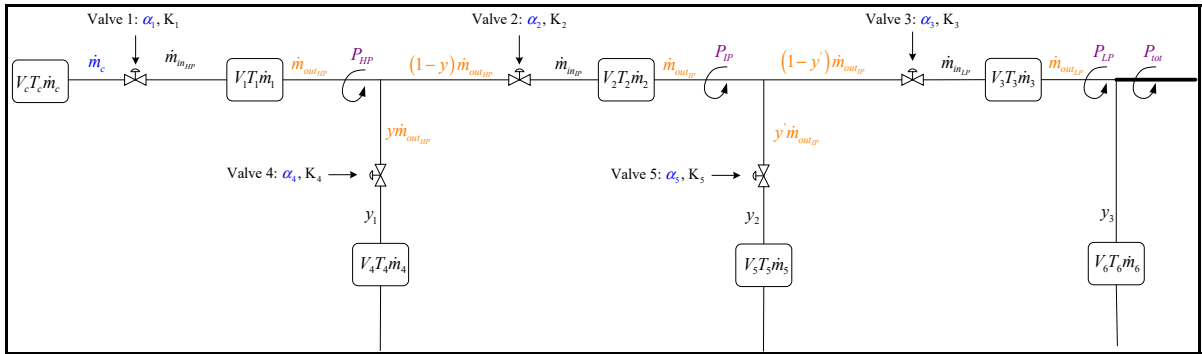


Figure 2.24 Schémas simplifié turbine à deux extractions

Avec :

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$  : Entrées de consigne des positions des valves.

$y_{m_1}, y_{m_2}, y_{m_3}$  : Sortie mesurées du débit massique d'extraction et du débit massique vers condenseur.

$y$  , et  $y'$  fractions du débit massique soustraits pour autres processus.

$P_{tot}, P_{HP}, P_{IP}, P_{LP}$  : sont les sorties à mesurer de puissance de notre système dépendamment de l'utilisation.

#### 2.4.1 Bilan matière section HP, IP, BP

En tenant compte de l'hypothèse 2 de la section 2.3.1 et des paramètres de la turbine de la Figure 2.24 ci-dessus, le débit massique aux entrées et sorties de chaque section de la turbine se résume comme suit :

$$\text{Entrée} \begin{cases} \dot{m}_{in_{HP}} = \dot{m}_{c_{HP}} K_1 \alpha_1 \\ \dot{m}_{in_{IP}} = \dot{m}_{c_{IP}} K_2 \alpha_2 \\ \dot{m}_{in_{LP}} = \dot{m}_{c_{LP}} K_3 \alpha_3 \end{cases} \text{ avec } \begin{cases} \dot{m}_{c_{IP}} = (1-y) \dot{m}_{out_{HP}} \\ \dot{m}_{c_{LP}} = (1-y') \dot{m}_{out_{IP}} \end{cases}, y = K_4 \alpha_4 \text{ et } y' = K_5 \alpha_5 \text{ nous avons}$$

$$\begin{cases} \dot{m}_{in_{HP}} = K_1 \alpha_1 \dot{m}_c \\ \dot{m}_{in_{IP}} = (1 - K_4 \alpha_4) K_2 \alpha_2 \dot{m}_{out_{HP}} \\ \dot{m}_{in_{LP}} = (1 - K_5 \alpha_5) K_3 \alpha_3 \dot{m}_{out_{IP}} \end{cases} \quad (2.50)$$

$$\text{sorties} \begin{cases} y_{m_1} = y \cdot \dot{m}_{out_{HP}} \\ y_{m_2} = y' \cdot \dot{m}_{out_{IP}} \\ y_{m_3} = \dot{m}_{out_{LP}} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} y_{m_1} = K_4 \alpha_4 \cdot \dot{m}_{out_{HP}} \\ y_{m_2} = K_5 \alpha_5 \cdot \dot{m}_{out_{IP}} \\ y_{m_3} = \dot{m}_{out_{LP}} \end{cases} \quad (2.51)$$

Nous avons déjà montré qu'une turbine à multiples extractions avec plusieurs sections HP, IP, et LP peut être analysée comme plusieurs turbines montées en série (voir les Figure 2.21, Figure 2.22, Figure 2.23 et Figure 2.24). Avec cette hypothèse, nous pouvons utiliser les équations (2.50) et (2.51) substituées aux équations (2.49) du modèle d'une simple turbine à vapeur à condensation développé à la section 2.3 pour déduire le bilan matière et énergétique de notre turbine à deux extractions et trois valves de contrôle comme présenté dans la prochaine sous-section.

#### 2.4.1.1 Bilan matière section HP, IP, BP : Dynamique massique de la vapeur

Déjà développé au point 2.3.2.1, il suffit d'adapter les équations (2.17) pour chaque section HP, IP et LP de la turbine comme suit :

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \dot{m}_{out_{HP}} = \frac{1}{\tau_{m_1}} \dot{m}_{in_{HP}} - \frac{1}{\tau_{m_1}} \dot{m}_{out_{HP}} \rightarrow \text{section HP} \\ \frac{d}{dt} \dot{m}_{out_{IP}} = \frac{1}{\tau_{m_2}} \dot{m}_{in_{IP}} - \frac{1}{\tau_{m_2}} \dot{m}_{out_{IP}} \rightarrow \text{section IP} \\ \frac{d}{dt} \dot{m}_{out_{LP}} = \frac{1}{\tau_{m_3}} \dot{m}_{in_{LP}} - \frac{1}{\tau_{m_3}} \dot{m}_{out_{LP}} \rightarrow \text{section LP} \end{cases} \quad (2.52)$$

Avec

$$\tau_{m_1} = V_1 A_1 \frac{P_{op\_HP}}{\dot{m}_{op\_HP}}, \tau_{m_2} = V_2 A_2 \frac{P_{op\_IP}}{\dot{m}_{op\_IP}} \text{ et } \tau_{m_3} = V_3 A_3 \frac{P_{op\_LP}}{\dot{m}_{op\_LP}} \quad (2.53)$$

En substituant les équations (2.50) dans (2.52) tout en tenant compte de (2.53) et (2.51), nous obtenons la dynamique du débit massique décrite par la relation (2.54).

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \dot{m}_{out\_HP} = \frac{K_1}{\tau_{m_1}} \alpha_1 \dot{m}_c - \frac{1}{\tau_{m_1}} \dot{m}_{out\_HP} \\ \frac{d}{dt} \dot{m}_{out\_IP} = \frac{K_2}{\tau_{m_2}} (1 - K_4 \alpha_4) \alpha_2 \dot{m}_{out\_HP} - \frac{1}{\tau_{m_2}} \dot{m}_{out\_IP} \\ \frac{d}{dt} \dot{m}_{out\_LP} = \frac{1}{\tau_{m_3}} (1 - K_5 \alpha_5) K_3 \alpha_3 \dot{m}_{out\_IP} - \frac{1}{\tau_{m_3}} \dot{m}_{out\_LP} \end{cases} \quad \text{avec} \quad \begin{cases} y_{m_1} = K_4 \alpha_4 \dot{m}_{out\_HP} \\ y_{m_2} = K_5 \alpha_5 \dot{m}_{out\_IP} \\ y_{m_3} = \dot{m}_{out\_LP} \end{cases} \quad (2.54)$$

Avec  $\tau_{m_1} = \frac{V_1 A_1}{k_{HP}}$ ,  $\tau_{m_2} = \frac{V_2 A_2}{k_{IP}}$ ,  $\tau_{m_3} = \frac{V_3 A_3}{k_{LP}}$  et

$$k_{HP} = \frac{\dot{m}_{out\_op\_HP}}{P_{out\_op\_HP}}, k_{IP} = \frac{\dot{m}_{out\_op\_IP}}{P_{out\_op\_IP}}, k_{LP} = \frac{\dot{m}_{out\_op\_LP}}{P_{out\_op\_LP}}$$

#### 2.4.1.2 Bilan matière section HP, IP, BP : Dynamique de pression de la vapeur

Déjà développé au point 2.3.2.2, il suffit d'adapter les équations (2.19) pour chaque section HP, IP et LP de la turbine comme suit :

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} P_{out\_HP} = \frac{1}{\tau_{P_1}} \dot{m}_{in\_HP} - \frac{k_{HP}}{\tau_{P_1}} P_{out\_HP} \rightarrow \text{section HP} \\ \frac{d}{dt} P_{out\_IP} = \frac{1}{\tau_{P_2}} \dot{m}_{in\_IP} - \frac{k_{IP}}{\tau_{P_2}} P_{out\_IP} \rightarrow \text{section IP} \\ \frac{d}{dt} P_{out\_LP} = \frac{1}{\tau_{P_3}} \dot{m}_{in\_LP} - \frac{k_{LP}}{\tau_{P_3}} P_{out\_LP} \rightarrow \text{section LP} \end{cases} \quad (2.55)$$

Avec

$$\tau_{P_1} = V_1 A_1, \tau_{P_2} = V_2 A_2, \tau_{P_3} = V_3 A_3 \quad (2.56)$$

D'après l'hypothèse 6 de la section 2.3.1  $\dot{m}_{out} = k P_{out}$  en le substituant dans l'équation (2.50) nous trouvons :

$$\begin{cases} m_{in_{HP}} = K_1 \alpha_1 \dot{m}_c \\ m_{in_{IP}} = (1-y) K_2 \alpha_2 \dot{m}_{out_{HP}} \\ m_{in_{LP}} = (1-y') K_3 \alpha_3 \dot{m}_{out_{LP}} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} m_{in_{HP}} = K_1 \alpha_1 \dot{m}_c \\ m_{in_{IP}} = (1-y) K_2 k_{HP} \alpha_2 P_{out_{HP}} \\ m_{in_{LP}} = (1-y') K_3 k_{LP} \alpha_3 P_{out_{LP}} \end{cases} \quad (2.57)$$

$$\text{et } \begin{cases} y_{m_1} = K_4 \alpha_4 \dot{m}_{out_{HP}} \\ y_{m_2} = K_5 \alpha_5 \dot{m}_{out_{LP}} \\ y_{m_3} = \dot{m}_{out_{LP}} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} y_{P_1} = K_4 k_{HP} \alpha_4 P_{out_{HP}} \\ y_{P_2} = K_5 k_{LP} \alpha_5 P_{out_{LP}} \\ y_{P_3} = k_{LP} P_{out_{LP}} \end{cases} \quad (2.58)$$

En substituant les équations (2.57) dans (2.55) tout en tenant compte de (2.58) et (2.57), la dynamique finale de la pression se résume comme suit :

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} P_{out_{HP}} = \frac{1}{\tau_{P_1}} K_1 \alpha_1 \dot{m}_c - \frac{k_{HP}}{\tau_{P_1}} P_{out_{HP}} \\ \frac{d}{dt} P_{out_{LP}} = (1-K_4 \alpha_4) K_2 k_{HP} \alpha_2 P_{out_{HP}} - \frac{k_{LP}}{\tau_{P_2}} P_{out_{LP}} \\ \frac{d}{dt} P_{out_{LP}} = \frac{1}{\tau_{P_3}} (1-K_5 \alpha_5) K_3 k_{LP} \alpha_3 P_{out_{LP}} - \frac{1}{\tau_{P_3}} k_{LP} P_{out_{LP}} \\ y_{P_1} = K_4 k_{HP} \alpha_4 P_{out_{HP}} \\ y_{P_2} = K_5 k_{LP} \alpha_5 P_{out_{LP}} \\ y_{P_3} = k_{LP} P_{out_{LP}} \end{cases} \quad (2.59)$$

Avec  $\tau_{P_1} = V_1 A_1, \tau_{P_2} = V_2 A_2, \tau_{P_3} = V_3 A_3$



### 2.4.1.3 Bilan matière section HP, IP, BP : Dynamique de température de la vapeur

Déjà développé au point 2.3.2.3, il suffit d'adapter les équations (2.24) pour chaque section HP, IP et LP de la turbine comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} T_{out_{HP}} = - \frac{a T_{out_{HP}}^{\left(\frac{1}{a}+1\right)}}{P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} \tau_P} \dot{m}_{in_{HP}} + \frac{a}{\tau_P} k_{HP} T_{out_{HP}} \\ \frac{d}{dt} T_{out_{IP}} = - \frac{a T_{out_{IP}}^{\left(\frac{1}{a}+1\right)}}{P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} \tau_P} \dot{m}_{in_{IP}} + \frac{a}{\tau_P} k_{HP} T_{out_{IP}} \\ \frac{d}{dt} T_{out_{LP}} = - \frac{a T_{out_{LP}}^{\left(\frac{1}{a}+1\right)}}{P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} \tau_P} \dot{m}_{in_{LP}} + \frac{a}{\tau_P} k_{HP} T_{out_{LP}} \end{array} \right. \quad (2.60)$$

En substituant les équations (2.57) à celles de (2.60) tout en tenant compte de (2.56) et (2.58), la dynamique finale de la température se résume comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} T_{out_{HP}} = - \frac{a T_{out_{HP}}^{\left(\frac{1}{a}+1\right)}}{P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} \tau_P} K_1 \alpha_1 \dot{m}_c + \frac{a}{\tau_P} k_{HP} T_{out_{HP}} \\ \frac{d}{dt} T_{out_{IP}} = - \frac{a T_{out_{IP}}^{\left(\frac{1}{a}+1\right)}}{P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} \tau_P} (1 - K_4 \alpha_4) K_2 k_{HP} \alpha_2 P_{out_{HP}} + \frac{a}{\tau_P} k_{HP} T_{out_{IP}} \\ \frac{d}{dt} T_{out_{LP}} = - \frac{a T_{out_{LP}}^{\left(\frac{1}{a}+1\right)}}{P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} \tau_P} (1 - K_5 \alpha_5) K_3 k_{IP} \alpha_3 P_{out_{IP}} + \frac{a}{\tau_P} k_{HP} T_{out_{LP}} \\ y_{T_1} = K_4 k_{HP} P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} \alpha_4 T_{out_{HP}}^{-\frac{1}{a}} \\ y_{T_2} = K_5 k_{IP} P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} \alpha_5 T_{out_{IP}}^{-\frac{1}{a}} \\ y_{T_3} = k_{LP} P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} T_{out_{LP}}^{-\frac{1}{a}} \end{array} \right. \quad (2.61)$$

### 2.4.2 Bilan énergétique section HP, IP, BP

Le bilan énergétique a déjà été développé dans la section 2.4.2 pour le cas d'une turbine à vapeur à condensation. Il suffit de l'adapter à notre turbine d'étude pour la section HP, IP et LP en tenant compte des hypothèses 1 et 3 de la section 2.3.1. Dans ce cas, on utilise les équations (2.49). Ce qui mène à :

$$\begin{cases} \frac{\delta W_{HP}}{dt} = \dot{m}_{in_{HP}} h_{in_{HP}} - \dot{m}_{out_{HP}} h_{out_{HP}} \\ \frac{\delta W_{IP}}{dt} = \dot{m}_{in_{IP}} h_{out_{HP}} - \dot{m}_{out_{IP}} h_{out_{IP}} \\ \frac{\delta W_{LP}}{dt} = \dot{m}_{in_{LP}} h_{out_{IP}} - \dot{m}_{out_{LP}} h_{out_{LP}} \end{cases} \quad \text{Avec} \quad \begin{cases} m_{in_{HP}} = K_1 \alpha_1 \dot{m}_c \\ m_{in_{IP}} = (1 - K_4 \alpha_4) K_2 \alpha_2 \dot{m}_{out_{HP}} \\ m_{in_{LP}} = (1 - K_5 \alpha_5) K_3 \alpha_3 \dot{m}_{out_{IP}} \end{cases}$$

$$P_T = \frac{\delta W}{dt} = \frac{\delta W_{HP}}{dt} + \frac{\delta W_{IP}}{dt} + \frac{\delta W_{LP}}{dt}$$

Nous déduisons que

$$\begin{cases} \frac{\delta W_{HP}}{dt} = K_1 \alpha_1 \dot{m}_c h_{in_{HP}} - \dot{m}_{out_{HP}} h_{out_{HP}} \\ \frac{\delta W_{IP}}{dt} = (1 - K_4 \alpha_4) K_2 \alpha_2 \dot{m}_{out_{HP}} h_{out_{HP}} - \dot{m}_{out_{IP}} h_{out_{IP}} \\ \frac{\delta W_{LP}}{dt} = (1 - K_5 \alpha_5) K_3 \alpha_3 \dot{m}_{out_{IP}} h_{out_{IP}} - \dot{m}_{out_{LP}} h_{out_{LP}} \end{cases} \quad (2.62)$$

$$P_T = \frac{\delta W}{dt} = \frac{\delta W_{HP}}{dt} + \frac{\delta W_{IP}}{dt} + \frac{\delta W_{LP}}{dt}$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} \frac{\delta W_{HP}}{dt} : \text{puissance développée par la section HP} \\ \frac{\delta W_{IP}}{dt} : \text{puissance développée par la section IP} \\ \frac{\delta W_{LP}}{dt} : \text{puissance développée par la section LP} \end{cases}$$

D'après l'hypothèse 3 de la section 2.3.1, les sorties de vapeur sont dans les conditions de saturation. La Figure 2.25 illustre de façon claire et précise les différentes pertes d'énergie dans chaque section de la turbine depuis la détente de la vapeur jusqu'à sa condensation.

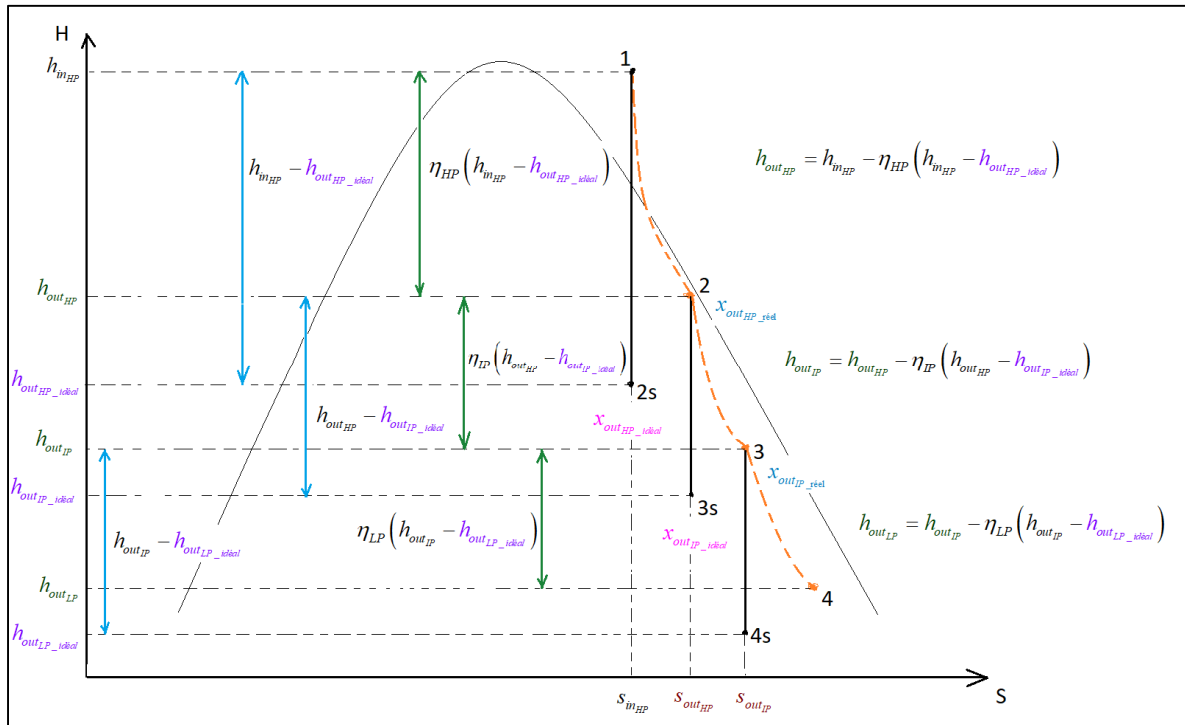


Figure 2.25 Diagramme enthalpie-entropie illustrant la transformation d'énergie dans la turbine

L'explication de la séquence de détente de vapeur dans la Figure 2.25 est identique à celle de Figure 2.19 mais ici, nous avons besoin de déterminer les titres de vapeur réels aux entrées des sections IP et LP pour déduire les entropies réelles dans ces sections avant de déterminer les enthalpies de sortie. Dans ce cas, le calcul des enthalpies  $h_{out\_HP}$ ,  $h_{out\_IP}$ ,  $h_{out\_LP}$  s'effectue comme suit :

### 1. Calcul de $h_{out_{HP}}$

$$h_{out_{HP}} = h_{in_{HP}} - \eta_{HP} (h_{in_{HP}} - h_{out_{HP\_idéal}}) \text{ avec}$$

$$h_{out_{HP\_idéal}} = h_{out_{HP\_idéal\_liquide}} + x_{out_{HP\_idéal}} (h_{out_{HP\_idéal\_vapeur}} - h_{out_{HP\_idéal\_liquide}}) \text{ et}$$

$$x_{out_{HP\_idéal}} = \frac{S_{in_{HP}} - S_{out_{HP\_idéal\_liquide}}}{S_{out_{HP\_idéal\_vapeur}} - S_{out_{HP\_idéal\_liquide}}}$$

### 2. Calcul de $h_{out_{IP}}$

$$h_{out_{IP}} = h_{out_{HP}} - \eta_{IP} (h_{out_{HP}} - h_{out_{IP\_idéal}}) \text{ avec}$$

$$h_{out_{IP\_idéal}} = h_{out_{IP\_idéal\_liquide}} + x_{out_{IP\_idéal}} (h_{out_{IP\_idéal\_vapeur}} - h_{out_{IP\_idéal\_liquide}}) \text{ et}$$

$$x_{out_{IP\_idéal}} = \frac{S_{out_{HP}} - S_{out_{IP\_idéal\_liquide}}}{S_{out_{IP\_idéal\_vapeur}} - S_{out_{IP\_idéal\_liquide}}} \text{ avec}$$

$$S_{out_{HP}} = S_{out_{HP\_idéal\_liquide}} + x_{out_{HP\_réel}} (S_{out_{HP\_idéal\_vapeur}} - S_{out_{HP\_idéal\_liquide}}) \text{ et } x_{out_{HP\_réel}} = \frac{h_{out_{HP}} - h_{out_{HP\_idéal\_liquide}}}{h_{out_{HP\_idéal\_vapeur}} - h_{out_{HP\_idéal\_liquide}}}$$

### 3. Calcul de $h_{out_{LP}}$

$$h_{out_{LP}} = h_{out_{IP}} - \eta_{LP} (h_{out_{IP}} - h_{out_{LP\_idéal}}) \text{ avec}$$

$$h_{out_{LP\_idéal}} = h_{out_{LP\_idéal\_liquide}} + x_{out_{LP\_idéal}} (h_{out_{LP\_idéal\_vapeur}} - h_{out_{LP\_idéal\_liquide}}) \text{ et}$$

$$x_{out_{LP\_idéal}} = \frac{S_{out_{IP}} - S_{out_{LP\_idéal\_liquide}}}{S_{out_{LP\_idéal\_vapeur}} - S_{out_{LP\_idéal\_liquide}}} \text{ avec}$$

$$S_{out_{IP}} = S_{out_{IP\_idéal\_liquide}} + x_{out_{IP\_réel}} (S_{out_{IP\_idéal\_vapeur}} - S_{out_{IP\_idéal\_liquide}}) \text{ et } x_{out_{IP\_réel}} = \frac{h_{out_{IP}} - h_{out_{IP\_idéal\_liquide}}}{h_{out_{IP\_idéal\_vapeur}} - h_{out_{IP\_idéal\_liquide}}}$$

#### Remarque 1 :

L'entropie et l'enthalpie réelles ou idéales qui sont dans les conditions de saturation à l'entrée d'une section de la turbine demeurent toujours dans ces mêmes conditions de saturation à la

sortie de la turbine. Dans ce cas, nous calculerons en premier le titre réel  $x_{out\_réel}$  pour déduire l'entropie réelle  $s_{out}$ , puis le titre idéal  $x_{out\_idéal}$  pour déduire l'enthalpie idéale  $h_{out\_idéal}$ . Ces paramètres permettront de déduire la valeur de l'enthalpie réelle à la sortie  $h_{out\_réelle}$  de la section en fonction du rendement  $\eta$  et de l'enthalpie réelle d'entrée  $h_{in\_réelle}$ .

### Remarque 2 :

Dans le cas de la première et la dernière phase de détente de la vapeur, nous n'avons pas besoin de calculer le titre réel. Puisque, en première phase de détente, la vapeur étant sèche, la valeur de l'entropie réelle est déterminée à partir de la pression et température d'entrée fournie par le constructeur en condition de vapeur sèche. Et en dernière phase de détente, la vapeur étant saturée, la valeur de l'entropie réelle est déterminée à partir de la pression de saturation fournie par le constructeur lors de la fin de la détente de la vapeur vers le condenseur.

### Remarque 3 :

$h_{in\_HP}, s_{in\_HP}$  : sont déterminées à partir des tables de vapeur *surchauffée* selon la norme (IAPWS R7-97, 2012) et programmées sur Matlab.

$$\left. \begin{array}{l} h_{out\_HP\_idéal\_vapeur}, h_{out\_HP\_idéal\_liquide}, s_{out\_HP\_idéal\_vapeur}, s_{out\_HP\_idéal\_liquide} \\ h_{out\_IP\_idéal\_vapeur}, h_{out\_IP\_idéal\_liquide}, s_{out\_IP\_idéal\_vapeur}, s_{out\_IP\_idéal\_liquide} \\ h_{out\_LP\_idéal\_vapeur}, h_{out\_LP\_idéal\_liquide}, s_{out\_LP\_idéal\_vapeur}, s_{out\_LP\_idéal\_liquide} \end{array} \right\} : \text{ sont déterminées à partir des tables de vapeur}$$

*saturée* selon la norme (IAPWS R7-97, 2012) et programmées sur Matlab.

### Remarque 4 :

Nous remarquons aussi que l'entropie à l'entrée de chaque section de la turbine est de même que l'entropie réelle et idéale. S'il n'y a pas de perte dans la section de la turbine lors de la détente de la vapeur, la détente sera isentropique. Dans ce cas, l'entropie à la sortie de la section de la turbine ( $s_{isentropique}$ ) sera égale l'entropie d'entrée de cette section ( $s_{in}$ ).

$$\left. \begin{aligned} S_{in_{HP}} &= S_{in_{réel\_HP}} = S_{idéal_{HP\_out}} = S_{isentropique_{HP}} \\ S_{out_{HP}} &= S_{out_{réel\_HP}} = S_{idéal_{IP\_out}} = S_{isentropique_{IP}} \\ S_{out_{LP}} &= S_{out_{réel\_HI}} = S_{idéal_{LP\_out}} = S_{isentropique_{LP}} \end{aligned} \right\} : \text{ sont déterminées à partir des titres réels à la sortie de}$$

la section IP et LP.

Définitivement, le modèle mathématique conçu pour la turbine d'étude se résume globalement aux équations présentées dans les sous-sections suivantes.

### 2.4.3 Résumé modèle global

Le résumé des modèles dynamiques et énergétiques de la turbine est présenté à (2.63) et (2.64).

## 1. Bilan matière

### Dynamique massique de la vapeur

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \dot{m}_{out_{HP}} = \frac{K_1}{\tau_{m_1}} \alpha_1 \dot{m}_c - \frac{1}{\tau_{m_1}} \dot{m}_{out_{HP}} \\ \frac{d}{dt} \dot{m}_{out_{IP}} = \frac{K_2}{\tau_{m_2}} (1 - K_4 \alpha_4) \alpha_2 \dot{m}_{out_{HP}} - \frac{1}{\tau_{m_2}} \dot{m}_{out_{IP}} \\ \frac{d}{dt} \dot{m}_{out_{LP}} = \frac{1}{\tau_{m_3}} (1 - K_5 \alpha_5) K_3 \alpha_3 \dot{m}_{out_{IP}} - \frac{1}{\tau_{m_3}} \dot{m}_{out_{LP}} \\ y_{m_1} = K_4 \alpha_4 \dot{m}_{out_{HP}} \\ y_{m_2} = K_5 \alpha_5 \dot{m}_{out_{IP}} \\ y_{m_3} = \dot{m}_{out_{LP}} \end{array} \right. \quad \text{avec} \quad \left\{ \begin{array}{l} \tau_{m_1} = \frac{V_1 A_1}{k_{HP}}, \tau_{m_2} = \frac{V_2 A_2}{k_{IP}}, \\ \text{et } \tau_{m_3} = \frac{V_3 A_3}{k_{LP}} \\ k_{HP} = \frac{\dot{m}_{out\_op_{HP}}}{P_{out\_op_{HP}}}, k_{IP} = \frac{\dot{m}_{out\_op_{IP}}}{P_{out\_op_{IP}}}, \\ \text{et } k_{LP} = \frac{\dot{m}_{out\_op_{LP}}}{P_{out\_op_{LP}}} \end{array} \right.$$

### La dynamique de la pression de vapeur

Après avoir déterminée le débit massique, la dynamique de la pression est déduite par:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{out_{HP}} = \frac{\dot{m}_{out_{HP}}}{k_{HP}} \\ P_{out_{IP}} = \frac{\dot{m}_{out_{IP}}}{k_{IP}} \\ P_{out_{LP}} = \frac{\dot{m}_{out_{LP}}}{k_{LP}} \end{array} \right. \quad \text{et} \quad \left\{ \begin{array}{l} y_{P_1} = K_4 k_{HP} \alpha_4 P_{out_{HP}} \\ y_{P_2} = K_5 k_{IP} \alpha_5 P_{out_{IP}} \\ y_{P_3} = k_{LP} P_{out_{LP}} \end{array} \right. \quad (2.63)$$

### La dynamique de la température de vapeur

Après avoir déterminée la pression de vapeur, la dynamique de la température est déduite par:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{out_{HP}} = \frac{T_{in} P_{in}^a}{P_{out_{HP}}^a} \\ T_{out_{IP}} = \frac{T_{in} P_{in}^a}{P_{out_{IP}}^a} \\ T_{out_{LP}} = \frac{T_{in} P_{in}^a}{P_{out_{LP}}^a} \end{array} \right. \quad \text{et} \quad \left\{ \begin{array}{l} y_{T_1} = K_4 k_{HP} P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} \alpha_4 T_{out_{HP}}^{-\frac{1}{a}} \\ y_{T_2} = K_5 k_{IP} P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} \alpha_5 T_{out_{IP}}^{-\frac{1}{a}} \\ y_{T_3} = k_{LP} P_{in} T_{in}^{\frac{1}{a}} T_{out_{LP}}^{-\frac{1}{a}} \end{array} \right. \quad \text{avec} \quad a = \frac{1-\gamma}{\gamma}$$

## 2. Bilan énergétique

### Dynamique de la puissance

$$\begin{cases} \frac{\delta W_{HP}}{dt} = K_1 \alpha_1 \dot{m}_c h_{in_{HP}} - \dot{m}_{out_{HP}} h_{out_{HP}} \\ \frac{\delta W_{IP}}{dt} = (1 - K_4 \alpha_4) K_2 \alpha_2 \dot{m}_{out_{HP}} h_{out_{HP}} - \dot{m}_{out_{IP}} h_{out_{IP}} \\ \frac{\delta W_{LP}}{dt} = (1 - K_5 \alpha_5) K_3 \alpha_3 \dot{m}_{out_{IP}} h_{out_{IP}} - \dot{m}_{out_{LP}} h_{out_{LP}} \end{cases}, P_T = \frac{\delta W}{dt} = \frac{\delta W_{HP}}{dt} + \frac{\delta W_{IP}}{dt} + \frac{\delta W_{LP}}{dt}$$

$$h_{out_{HP}} = h_{in_{HP}} - \eta_{HP} (h_{in_{HP}} - h_{out_{HP\_idéal}}) \text{ avec}$$

$$h_{out_{HP\_idéal}} = h_{out_{HP\_idéal\_liquide}} + x_{out_{HP\_idéal}} (h_{out_{HP\_idéal\_vapeur}} - h_{out_{HP\_idéal\_liquide}}) \text{ et}$$

$$x_{out_{HP\_idéal}} = \frac{S_{in_{HP}} - S_{out_{HP\_idéal\_liquide}}}{S_{out_{HP\_idéal\_vapeur}} - S_{out_{HP\_idéal\_liquide}}}$$

$$h_{out_{IP}} = h_{out_{HP}} - \eta_{IP} (h_{out_{HP}} - h_{out_{IP\_idéal}}) \text{ avec}$$

$$h_{out_{IP\_idéal}} = h_{out_{IP\_idéal\_liquide}} + x_{out_{IP\_idéal}} (h_{out_{IP\_idéal\_vapeur}} - h_{out_{IP\_idéal\_liquide}}) \text{ et} \quad (2.64)$$

$$x_{out_{IP\_idéal}} = \frac{S_{out_{HP}} - S_{out_{IP\_idéal\_liquide}}}{S_{out_{IP\_idéal\_vapeur}} - S_{out_{IP\_idéal\_liquide}}} \text{ avec}$$

$$S_{out_{HP}} = S_{out_{HP\_idéal\_liquide}} + x_{out_{HP\_réel}} (S_{out_{HP\_idéal\_vapeur}} - S_{out_{HP\_idéal\_liquide}}) \text{ et}$$

$$x_{out_{HP\_réel}} = \frac{h_{out_{HP}} - h_{out_{HP\_idéal\_liquide}}}{h_{out_{HP\_idéal\_vapeur}} - h_{out_{HP\_idéal\_liquide}}}$$

$$h_{out_{LP}} = h_{out_{IP}} - \eta_{LP} (h_{out_{IP}} - h_{out_{LP\_idéal}}) \text{ avec}$$

$$h_{out_{LP\_idéal}} = h_{out_{LP\_idéal\_liquide}} + x_{out_{LP\_idéal}} (h_{out_{LP\_idéal\_vapeur}} - h_{out_{LP\_idéal\_liquide}}) \text{ et}$$

$$x_{out_{LP\_idéal}} = \frac{S_{out_{IP}} - S_{out_{LP\_idéal\_liquide}}}{S_{out_{LP\_idéal\_vapeur}} - S_{out_{LP\_idéal\_liquide}}} \text{ avec}$$

$$S_{out_{IP}} = S_{out_{IP\_idéal\_liquide}} + x_{out_{IP\_réel}} (S_{out_{IP\_idéal\_vapeur}} - S_{out_{IP\_idéal\_liquide}}) \text{ et}$$

$$x_{out_{IP\_réel}} = \frac{h_{out_{IP}} - h_{out_{IP\_idéal\_liquide}}}{h_{out_{IP\_idéal\_vapeur}} - h_{out_{IP\_idéal\_liquide}}}$$



#### 2.4.4 Détermination des points d'opération et la fonction de transfert du modèle de la turbine

Le résumé des modèles dynamiques de la turbine montre que nous avons des fonctions non linéaires. Pour déterminer les points d'opération de la turbine et la fonction de transfert, nous avons besoin des paramètres de la turbine fournis par le constructeur (voir Tableau 2.1) et les paramètres désirés pour le fonctionnement nominal (voir Tableau 2.3 et Tableau 2.4). Sachant que certains paramètres relèvent des données confidentielles du constructeur, pour faire suite à nos simulations, nous avons attribué des valeurs raisonnables des constantes de temps présentées au Tableau 2.2.

Les valeurs désirées aux points d'opérations présentées au Tableau 2.3 sont celles prises dans l'article (Medina-Flores & Picón-Núñez, 2010a) et celles-ci serviront comme point référence pour la comparaison des résultats de simulation.

Tableau 2.1 Valeurs des paramètres du constructeur pour deux turbines à vapeur

PARAMÈTRES CONSTRUCTEURS		TURBINE 1	TURBINE 2
Température d'entrée	$T_c$ (°C)	400	440
Pression d'entée	$P_c$ (MPa)	2.76	6
Pression de sortie 1 <sup>ière</sup> extraction	$P_{out_{HP}}$ (MPa)	1.07	1.23
Pression de sortie 2 <sup>ième</sup> extraction	$P_{out_{LP}}$ (MPa)	0.35	0.69
Pression de sortie condenseur	$P_{out_{LP}}$ (MPa)	0.12	0.27
Puissance nominale de la turbine	$P$ (MW)	8	35

Les valeurs des constantes de proportionnalité des valves (K), des rendements isentropiques ( $\eta$ ), du volume de contrôle (V) et de la surface d'impact de la vapeur (A) de chaque section de la turbine sont des données confidentielles non fournies par le constructeur. Le volume (V), la section (A) et la constante de proportionnalité du débit massique sur la pression ( $k_{HP}$ )

permettent de calculer la constante de temps de réponse ( $\tau$ ) de chaque section de la turbine. Ne disposant pas de ces valeurs, nous nous sommes inspirés de la constante de temps de 0.5s pour la section HP de la turbine prise dans la revue (Report, 1973), puis nous avons attribué les valeurs de 0.8s et 1.1s aux constantes de temps des sections IP et LP puisque le type de turbine d'étude n'est pas représenté dans la revue.

Les valeurs des rendements isentropiques et débits massiques à l'entrée des turbines 1 et 2 ont été prises dans (Medina-Flores & Picón-Núñez, 2010a) selon leurs résultats de modélisation avec les mêmes données des paramètres des turbines que celles du Tableau 2.1.

Tableau 2.2 Valeurs de paramètres attribués par manque de données du constructeur

PARAMÈTRES FIXÉS	TURBINE 1	TURBINE 2
<b>Valeurs prises raisonnablement</b>		
Constante de temps de la section HP $\tau_{m_1}$ (s)	0.5	0.5
Constante de temps de la section IP $\tau_{m_2}$ (s)	0.8	0.8
Constante de temps de la section LP $\tau_{m_3}$ (s)	1.1	1.1
Constantes proportionnelles des valves $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5$	1	1
<b>Valeurs provenant de (Medina-Flores &amp; Picón-Núñez, 2010a)</b>		
Rendement isentropique section HP $\eta_{HP}$	0.77	0.79
Rendement isentropique section IP $\eta_{IP}$	0.73	0.74
Rendement isentropique section LP $\eta_{LP}$	0.48	0.66
Débit massique à l'entrée de la turbine $\dot{m}_{c_{HP}}$ (Kg/s)	26.27	87.8
Coefficient polytropique $\gamma$	1.3	1.3

Ayant déjà les paramètres de la turbine, il nous reste à fixer les valeurs de la température, des pressions et débits massiques désirés en régime d'opération à l'entrée et aux sorties de la

turbine afin de linéariser le modèle autour de ces valeurs. Ces valeurs se trouvent dans le tableau 3 et sont prises dans les travaux de (Medina-Flores & Picón-Núñez, 2010).

Tableau 2.3 Valeurs désirées en régime d'opération prises dans l'article

PARAMÈTRES DÉSIRÉS	TURBINE 1	TURBINE 2
Température d'entrée $T_{in_{HP\_ss}}$ (°C)	400	440
Pression d'entrée $P_{in_{HP\_ss}}$ (MPa)	2.76	6
Débit massique à l'entrée de la turbine $\dot{m}_{in_{HP\_ss}}$ (Kg/s)	26.27	87.8
Pression sortie 1 <sup>ière</sup> extraction $y_{P_1\_ss}$ (MPa)	1.07	1.23
Pression sortie 2 <sup>ième</sup> extraction $y_{P_2\_ss}$ (MPa)	0.35	0.69
Pression sortie condenseur $y_{P_3\_ss}$ (MPa)	0.12	0.27
Débit massique sortie 1 <sup>ière</sup> extraction $y_{m_1\_ss}$ (Kg/s)	13.66	41.41
Débit massique sortie 2 <sup>ième</sup> extraction $y_{m_2\_ss}$ (Kg/s)	8.76	32.89
Débit massique de sortie condenseur $y_{m_b\_ss}$ (Kg/s)	3.85	13.5
Fraction de vapeur à la sortie de la section HP (y)	0.52	0.4716
Puissant de sortie section HP $\frac{\delta}{dt} W_{HP}$ (MW)	5.27	28.91
Puissant de sortie section HP $\frac{\delta}{dt} W_{IP}$ (MW)	2.31	4.43
Puissant de sortie section HP $\frac{\delta}{dt} W_{LP}$ (MW)	0.36	1.61
Puissant de sortie arbre turbine $\frac{\delta}{dt} W_T$ (MW)	7.94	34.95

Après avoir fixé les valeurs désirées des débits massiques en régime d'opération (voir Tableau 2.3), il est primordial de déduire les positions des valves et les débits massiques dans chaque

section avant les extractions et la sortie vers le condensateur correspondant à ces valeurs. Cela se fait en suivant l'ordre de calcul proposé dans les sous-sections suivantes.

#### 2.4.4.1 Valeurs des variables de modélisation aux points d'opération

Avant de pouvoir linéariser le système d'équations (2.63) au point d'opération désiré, il est nécessaire de déterminer les différents points d'opération des variables d'état et des sorties de notre système en ces points d'opération.

##### 1. Calcul des positions de valve $\alpha_{1\_ss}, \alpha_{2\_ss}, \alpha_{3\_ss}$ en régime d'opération

Nous savons qu'en régime d'opération  $m_{in_{HP}} = \dot{m}_{out_{HP}}, m_{in_{IP}} = \dot{m}_{out_{IP}}, m_{in_{LP}} = \dot{m}_{out_{LP}}$  d'après l'hypothèse 7 de la section 2.3.1 et d'après le système d'équations aux entrées de débit massique (2.50),

$$\begin{cases} \dot{m}_{in_{HP}} = \dot{m}_{c_{HP}} K_1 \alpha_1 \\ \dot{m}_{in_{IP}} = \dot{m}_{c_{IP}} K_2 \alpha_2 \\ \dot{m}_{in_{LP}} = \dot{m}_{c_{LP}} K_3 \alpha_3 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \alpha_{1\_ss} = \frac{\dot{m}_{in_{HP\_ss}}}{\dot{m}_{c_{HP\_ss}} K_1} \\ \alpha_{2\_ss} = \frac{\dot{m}_{in_{IP\_ss}}}{\dot{m}_{c_{IP\_ss}} K_2} \\ \alpha_{3\_ss} = \frac{\dot{m}_{in_{LP\_ss}}}{\dot{m}_{c_{LP\_ss}} K_3} \end{cases} \text{ avec l'hypothèse 2 de la section 2.3.1 et}$$

$$K_1 = K_2 = K_3 = 1, \text{ nous en déduisons que } \begin{cases} \dot{m}_{in_{HP}} = \dot{m}_{c_{HP}} \\ \dot{m}_{in_{IP}} = \dot{m}_{c_{IP}} \\ \dot{m}_{in_{LP}} = \dot{m}_{c_{LP}} K_3 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \alpha_{1\_ss} = 1 \\ \alpha_{2\_ss} = 1 \\ \alpha_{3\_ss} = 1 \end{cases}$$

## 2. Calcul de la position de la valve d'extraction $\alpha_{4\_ss}$ et $\alpha_{5\_ss}$ en régime d'opération

D'après le système d'équations aux sorties de débit massique (2.51),

$$\begin{cases} y_{m_1} = K_4 \alpha_4 \cdot \dot{m}_{out_{HP}} \\ y_{m_2} = K_5 \alpha_5 \cdot \dot{m}_{out_{LP}} \\ y_{m_3} = \dot{m}_{out_{LP}} \end{cases} .$$

En régime d'opération,

$$\begin{cases} y_{m_1\_ss} = K_4 \alpha_4 m_{in_{HP\_ss}} & (1) \\ y_{m_2\_ss} = K_5 \alpha_5 m_{in_{LP\_ss}} & (2) \\ y_{m_3\_ss} = m_{in_{LP\_ss}} \end{cases}$$

(1)  $\Rightarrow \alpha_{4\_ss} = \frac{y_{m_1\_ss}}{K_4 m_{in_{HP\_ss}}}$ , avec les valeurs numériques de  $y_{m_1\_ss}$ ,  $K_4$ ,  $m_{in_{HP\_ss}}$  présentées aux

Tableau 2.2 et Tableau 2.3, nous déduisons que  $\alpha_{4\_ss} = \frac{13.66}{1 \cdot 26.27} = 0.52$  pour la turbine 1 et

$\alpha_{4\_ss} = \frac{41.41}{87.8} = 0.4716$  pour la turbine 2.

(2)  $\Rightarrow \alpha_{5\_ss} = \frac{y_{m_2\_ss}}{K_5 m_{in_{LP\_ss}}}$ , avec  $y = K_4 \alpha_4$  et  $m_{in_{LP\_ss}} = (1-y) K_2 \alpha_2 m_{in_{HP\_ss}}$ , nous déduisons que

$\alpha_{5\_ss} = \frac{y_{m_2\_ss}}{(1-y) K_5 K_2 \alpha_2 m_{in_{HP\_ss}}}$ . Avec les valeurs numériques de  $y_{m_2\_ss}$ ,  $K_5$ ,  $K_2$ ,  $\alpha_2$ ,  $m_{in_{HP\_ss}}$

présentées aux Tableau 2.2 et Tableau 2.3, nous déduisons que

$\alpha_{5\_ss} = \frac{8.76}{(1-0.52) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 26.27} = 0.6947$  pour la turbine 1 et

$\alpha_{5\_ss} = \frac{32.89}{(1-0.4716) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 87.8} = 0.7089$  pour la turbine 2.

### 3. Dédutions des débits massiques $\dot{m}_{out_{HP\_ss}}$ , $\dot{m}_{out_{IP\_ss}}$ , $\dot{m}_{out_{LP\_ss}}$ en régime d'opération

D'après le système d'équations aux sorties de débit massique (2.51), 
$$\begin{cases} y_{m_1} = K_4 \alpha_4 \cdot \dot{m}_{out_{HP}} \\ y_{m_2} = K_5 \alpha_5 \cdot \dot{m}_{out_{IP}} \\ y_{m_3} = \dot{m}_{out_{LP}} \end{cases} \Rightarrow$$

$$\begin{cases} \dot{m}_{out_{HP\_ss}} = \frac{y_{m_1\_ss}}{K_4 \alpha_{4\_ss}} \\ \dot{m}_{out_{IP\_ss}} = \frac{y_{m_2\_ss}}{K_5 \alpha_{5\_ss}} \\ \dot{m}_{out_{LP\_ss}} = y_{m_3\_ss} \end{cases}, \text{ avec les valeurs numériques de } y_{m_1\_ss}, y_{m_2\_ss}, y_{m_3\_ss}, K_5, K_4 \text{ présentées aux}$$

Tableau 2.2 et Tableau 2.3, et les valeurs de  $\alpha_{4\_ss}$  et  $\alpha_{5\_ss}$  calculées précédemment, nous déduisons que :

$$\begin{cases} \dot{m}_{out_{HP\_ss}} = \frac{13.66}{1 \cdot 0.52} = 26.2692 \\ \dot{m}_{out_{IP\_ss}} = \frac{8.76}{1 \cdot 0.6947} = 12.6097 \\ \dot{m}_{out_{LP\_ss}} = 3.85 \end{cases} \text{ pour la turbine 1 et } \begin{cases} \dot{m}_{out_{HP\_ss}} = \frac{41.41}{1 \cdot 0.4716} = 87.8 \\ \dot{m}_{out_{IP\_ss}} = \frac{32.89}{1 \cdot 0.7089} = 46.3958 \\ \dot{m}_{out_{LP\_ss}} = 13.5 \end{cases} \text{ pour la}$$

turbine 2

La compilation des résultats est présentée au Tableau 2.4 qui résume les valeurs des variables d'états et d'entrées du système en régime d'opération.

Tableau 2.4 Valeurs en régime d'opération des variables d'état et d'entrées des turbines

PARAMÈTRES DÉSIRÉS	TURBINE 1	TURBINE 2
Débit massique dans la section HP $\dot{m}_{out_{HP\_ss}}$ (Kg/s)	26.27	87.8
Débit massique dans la section IP $\dot{m}_{out_{IP\_ss}}$ (Kg/s)	12.61	46.39
Débit massique dans la section LP $\dot{m}_{out_{LP\_ss}}$ (Kg/s)	3.85	13.5
Position Valve 1 $\alpha_{1\_ss}$	1	1
Position Valve 2 $\alpha_{2\_ss}$	1	1
Position Valve 3 $\alpha_{3\_ss}$	1	1
Position Valve 4 : $\alpha_{4\_ss}$	0.5200	0.4716
Position Valve 5 $\alpha_{5\_ss}$	0.6947	0.7089

Une fois les paramètres en régime d'opération déterminés, nous déterminerons la fonction de transfert dans la section suivante.

#### 2.4.4.2 Détermination de la fonction de transfert

La dynamique du débit massique du système d'équations (2.54) se présente de la façon suivante.

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \dot{m}_{out_{HP}} = \frac{K_1}{\tau_{m_1}} \alpha_1 \dot{m}_c - \frac{1}{\tau_{m_1}} \dot{m}_{out_{HP}} \\ \frac{d}{dt} \dot{m}_{out_{IP}} = \frac{K_2}{\tau_{m_2}} (1 - K_4 \alpha_4) \alpha_2 \dot{m}_{out_{HP}} - \frac{1}{\tau_{m_2}} \dot{m}_{out_{IP}} \\ \frac{d}{dt} \dot{m}_{out_{LP}} = \frac{1}{\tau_{m_3}} (1 - K_5 \alpha_5) K_3 \alpha_3 \dot{m}_{out_{IP}} - \frac{1}{\tau_{m_3}} \dot{m}_{out_{LP}} \\ y_{m_1} = K_4 \alpha_4 \dot{m}_{out_{HP}} \\ y_{m_2} = K_5 \alpha_5 \dot{m}_{out_{IP}} \\ y_{m_3} = \dot{m}_{out_{LP}} \end{cases} \quad \text{en posant} \quad \begin{cases} f_1 = \frac{d}{dt} \dot{m}_{out_{HP}} \\ f_2 = \frac{d}{dt} \dot{m}_{out_{IP}} \\ f_3 = \frac{d}{dt} \dot{m}_{out_{LP}} \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} g_1 = y_{m_1} \\ g_2 = y_{m_2} \\ g_3 = y_{m_3} \end{cases}$$

Le système d'équations (2.54) devient :

$$\left\{ \begin{array}{l} f_1 = \frac{K_1}{\tau_{m_1}} \alpha_1 \dot{m}_c - \frac{1}{\tau_{m_1}} \dot{m}_{out_{HP}} \\ f_2 = \frac{K_2}{\tau_{m_2}} (1 - K_4 \alpha_4) \alpha_2 \dot{m}_{out_{HP}} - \frac{1}{\tau_{m_2}} \dot{m}_{out_{IP}} \\ f_3 = \frac{1}{\tau_{m_3}} (1 - K_5 \alpha_5) K_3 \alpha_3 \dot{m}_{out_{IP}} - \frac{1}{\tau_{m_3}} \dot{m}_{out_{LP}} \\ g_1 = K_4 \alpha_4 \dot{m}_{out_{HP}} \\ g_2 = K_5 \alpha_5 \dot{m}_{out_{IP}} \\ g_3 = \dot{m}_{out_{LP}} \end{array} \right. \quad (2.65)$$

Sachant que les variations des débits massiques ( $f_1, f_2, f_3$ ) dans chaque section de la turbine sont fonctions des positions des valves ( $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ ) et des débits massiques ( $\dot{m}_{out_{HP}}, \dot{m}_{out_{IP}}, \dot{m}_{out_{LP}}$ ) dans leur section, et les équations de sorties mesurées ( $g_1, g_2, g_3$ ) sont fonctions des positions de valves ( $\alpha_4, \alpha_5$ ) et des débits massiques ( $\dot{m}_{out_{HP}}, \dot{m}_{out_{IP}}, \dot{m}_{out_{LP}}$ ) dans leur section, les équations (2.65) se déduisent de la façon suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} f_1 = f_1(\alpha_1, \dot{m}_{out_{HP}}) = \frac{K_1}{\tau_{m_1}} \alpha_1 \dot{m}_c - \frac{1}{\tau_{m_1}} \dot{m}_{out_{HP}} \\ f_2 = f_2(\alpha_2, \alpha_4, \dot{m}_{out_{HP}}, \dot{m}_{out_{IP}}) = \frac{K_2}{\tau_{m_2}} (1 - K_4 \alpha_4) \alpha_2 \dot{m}_{out_{HP}} - \frac{1}{\tau_{m_2}} \dot{m}_{out_{IP}} \\ f_3 = f_3(\alpha_3, \alpha_5, \dot{m}_{out_{IP}}, \dot{m}_{out_{LP}}) = \frac{1}{\tau_{m_3}} (1 - K_5 \alpha_5) K_3 \alpha_3 \dot{m}_{out_{IP}} - \frac{1}{\tau_{m_3}} \dot{m}_{out_{LP}} \\ g_1 = g_1(\alpha_4, \dot{m}_{out_{HP}}) = K_4 \alpha_4 \dot{m}_{out_{HP}} \\ g_2 = g_2(\alpha_5, \dot{m}_{out_{IP}}) = K_5 \alpha_5 \dot{m}_{out_{IP}} \\ g_3 = g_3(\dot{m}_{out_{LP}}) = \dot{m}_{out_{LP}} \end{array} \right. \quad (2.66)$$



Les équations (2.66) ont de fonctions non linéaires et la détermination de la fonction de transfert se fait à travers le calcul des paramètres des matrices d'espace d'état A, B, C et D.

$$A = \begin{bmatrix} \left. \frac{\delta f_1}{\dot{m}_{out_{HP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{HP}} = \dot{m}_{out_{HP\_ss}}} & \left. \frac{\delta f_1}{\dot{m}_{out_{IP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{IP}} = \dot{m}_{out_{IP\_ss}}} & \left. \frac{\delta f_1}{\dot{m}_{out_{LP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{LP}} = \dot{m}_{out_{LP\_ss}}} \\ \left. \frac{\delta f_2}{\dot{m}_{out_{HP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{HP}} = \dot{m}_{out_{HP\_ss}}} & \left. \frac{\delta f_2}{\dot{m}_{out_{IP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{IP}} = \dot{m}_{out_{IP\_ss}}} & \left. \frac{\delta f_2}{\dot{m}_{out_{LP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{LP}} = \dot{m}_{out_{LP\_ss}}} \\ \left. \frac{\delta f_3}{\dot{m}_{out_{HP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{HP}} = \dot{m}_{out_{HP\_ss}}} & \left. \frac{\delta f_3}{\dot{m}_{out_{IP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{IP}} = \dot{m}_{out_{IP\_ss}}} & \left. \frac{\delta f_3}{\dot{m}_{out_{LP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{LP}} = \dot{m}_{out_{LP\_ss}}} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} \left. \frac{\delta g_1}{\dot{m}_{out_{HP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{HP}} = \dot{m}_{out_{HP\_ss}}} & \left. \frac{\delta g_1}{\dot{m}_{out_{IP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{IP}} = \dot{m}_{out_{IP\_ss}}} & \left. \frac{\delta g_1}{\dot{m}_{out_{LP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{LP}} = \dot{m}_{out_{LP\_ss}}} \\ \left. \frac{\delta g_2}{\dot{m}_{out_{HP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{HP}} = \dot{m}_{out_{HP\_ss}}} & \left. \frac{\delta g_2}{\dot{m}_{out_{IP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{IP}} = \dot{m}_{out_{IP\_ss}}} & \left. \frac{\delta g_2}{\dot{m}_{out_{LP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{LP}} = \dot{m}_{out_{LP\_ss}}} \\ \left. \frac{\delta g_3}{\dot{m}_{out_{HP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{HP}} = \dot{m}_{out_{HP\_ss}}} & \left. \frac{\delta g_3}{\dot{m}_{out_{IP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{IP}} = \dot{m}_{out_{IP\_ss}}} & \left. \frac{\delta g_3}{\dot{m}_{out_{LP}}} \right|_{\dot{m}_{out_{LP}} = \dot{m}_{out_{LP\_ss}}} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} \left. \frac{\delta f_1}{\alpha_1} \right|_{\alpha_1 = \alpha_{1,ss}} & \left. \frac{\delta f_1}{\alpha_2} \right|_{\alpha_2 = \alpha_{2,ss}} & \left. \frac{\delta f_1}{\alpha_3} \right|_{\alpha_3 = \alpha_{3,ss}} \\ \left. \frac{\delta f_2}{\alpha_1} \right|_{\alpha_1 = \alpha_{1,ss}} & \left. \frac{\delta f_2}{\alpha_2} \right|_{\alpha_2 = \alpha_{2,ss}} & \left. \frac{\delta f_2}{\alpha_3} \right|_{\alpha_3 = \alpha_{3,ss}} \\ \left. \frac{\delta f_3}{\alpha_1} \right|_{\alpha_1 = \alpha_{1,ss}} & \left. \frac{\delta f_3}{\alpha_2} \right|_{\alpha_2 = \alpha_{2,ss}} & \left. \frac{\delta f_3}{\alpha_3} \right|_{\alpha_3 = \alpha_{3,ss}} \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} \left. \frac{\delta g_1}{\alpha_1} \right|_{\alpha_1 = \alpha_{1,ss}} & \left. \frac{\delta g_1}{\alpha_2} \right|_{\alpha_2 = \alpha_{2,ss}} & \left. \frac{\delta g_1}{\alpha_3} \right|_{\alpha_3 = \alpha_{3,ss}} & \left. \frac{\delta g_1}{\alpha_4} \right|_{\alpha_4 = \alpha_{4,ss}} \\ \left. \frac{\delta g_2}{\alpha_1} \right|_{\alpha_1 = \alpha_{1,ss}} & \left. \frac{\delta g_2}{\alpha_2} \right|_{\alpha_2 = \alpha_{2,ss}} & \left. \frac{\delta g_2}{\alpha_3} \right|_{\alpha_3 = \alpha_{3,ss}} & \left. \frac{\delta g_2}{\alpha_4} \right|_{\alpha_4 = \alpha_{4,ss}} \\ \left. \frac{\delta g_3}{\alpha_1} \right|_{\alpha_1 = \alpha_{1,ss}} & \left. \frac{\delta g_3}{\alpha_2} \right|_{\alpha_2 = \alpha_{2,ss}} & \left. \frac{\delta g_3}{\alpha_3} \right|_{\alpha_3 = \alpha_{3,ss}} & \left. \frac{\delta g_3}{\alpha_4} \right|_{\alpha_4 = \alpha_{4,ss}} \end{bmatrix}$$

En calculant ces matrices avec les valeurs du Tableau 2.4 pour la turbine 1, nous obtenons les résultats suivants :

$$A = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0.24 & -0.5 & 0 \\ 0 & 0.1018 & -0.3333 \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} 26.27 & 0 & 0 \\ 0 & 6.305 & 0 \\ 0 & 0 & 1.2833 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

La fonction de transfert se déduit en appliquant la formule suivante :

$G_1(s) = C \cdot (sI - A)^{-1} B + D$  . Ceci mène à :

$$G_1(s) = \begin{bmatrix} \frac{26.27}{s+1} & 0 & 0 \\ \frac{6.305}{\left(s+\frac{1}{2}\right)(s+1)} & \frac{6.305}{s+\frac{1}{2}} & 0 \\ \frac{0.6417}{\left(s+\frac{1}{3}\right)\left(s+\frac{1}{2}\right)(s+1)} & \frac{0.6417}{\left(s+\frac{1}{3}\right)\left(s+\frac{1}{2}\right)} & \frac{1.283}{s+\frac{1}{3}} \end{bmatrix} \quad (2.67)$$

## 2.5 Modèle de l'alternateur

Bien que les turbines à vapeur utilisent les machines synchrones à pôles lisses en raison de leur grande vitesse de rotation, le type d'alternateur choisi pour le projet est une machine synchrone à pôles saillants. Ce choix est fait par rapport aux données disponibles pour la validation du modèle du turboalternateur couplé sur le réseau. La différence majeure entre ces deux types de turbines au niveau de leur fonctionnement se situe au niveau de leur vitesse de rotation liée à leur nombre de pôles, mais leur principe de fonctionnement reste le même.

La modélisation de la machine synchrone a déjà été réalisée dans ( Model the dynamics of three-phase round-rotor or salient-pole synchronous machine - Simulink, s.d.). Puisqu'il s'agit

de la machine synchrone à pôles saillants, les modèles classiques dans le référentiel  $qd0$  seront utilisés comme dans (Du, Su, Mao, & Yang, 2011). L'objectif dans ce cas, n'est donc pas de refaire une modélisation d'une machine synchrone à pôle saillant, mais plutôt d'utiliser un modèle existant dans Matlab & Simulink comme présenté dans la Figure 2.26. Le modèle sera étudié autour de ses points d'opération afin de coupler notre turbine à l'alternateur sur un réseau infini et d'en extraire les caractéristiques temporelles et fréquentielles du turboalternateur.

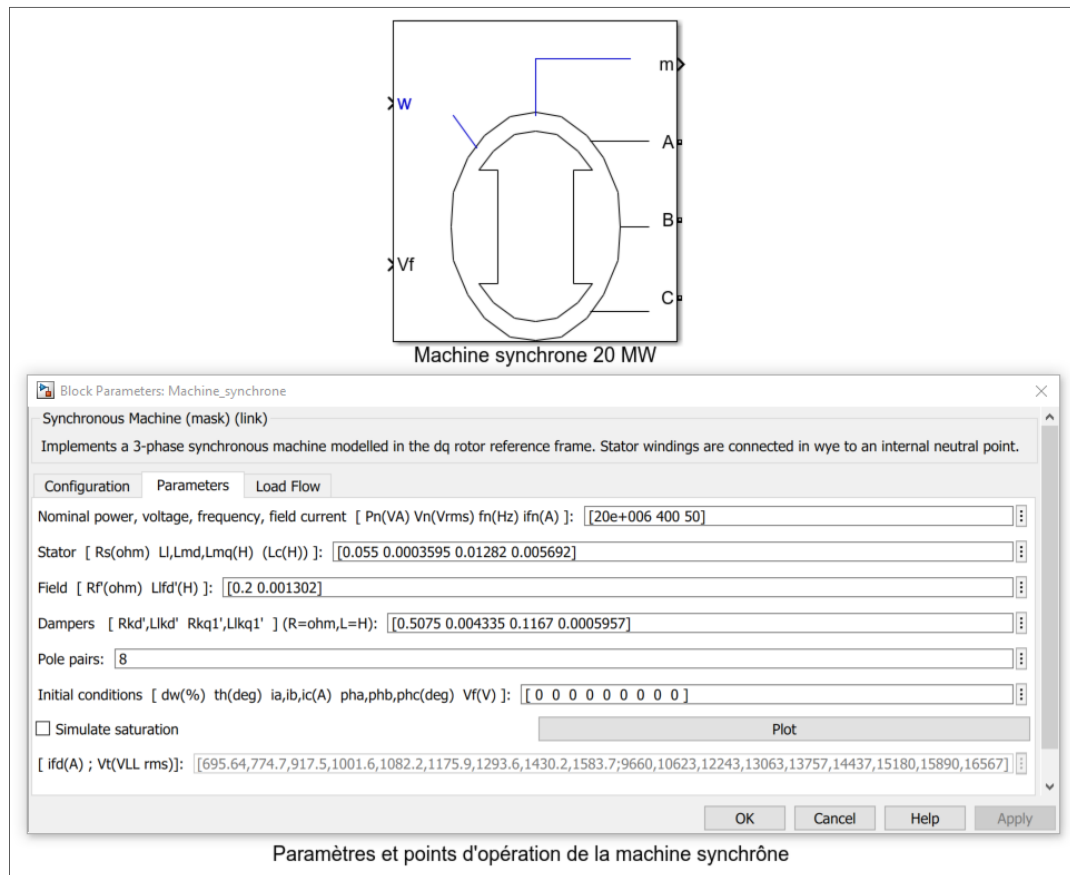


Figure 2.26 Bloc machine synchrone et point d'opération

## 2.6 Conclusion

Au terme de ce chapitre, nous avons présenté la conception d'un modèle mathématique d'une turbine à vapeur à condensation avec trois valves de contrôle et deux extractions de vapeur.

Ensuite, nous avons élaboré les concepts de modélisation existant des valves de contrôle de la turbine, du système de commande des valves, et de l'alternateur. En fonction de la complexité des équations des modèles, plusieurs hypothèses de calculs ont été émises pour simplifier certains paramètres de la turbine afin de faciliter sa modélisation et la détermination de sa fonction de transfert. Certaines données ont été choisies de façon raisonnable et d'autres ont été prises dans la revue de littérature due à l'absence des données du constructeur sur les paramètres de modélisation des valves, du système de commande de la valve, et de la turbine. La conjugaison de tous ces modèles pris individuellement nous a permis d'obtenir un modèle complet du système de production.

Avant de valider le modèle du turboalternateur pris dans son ensemble, il est essentiel de présenter les résultats de simulation de chaque modèle pris individuellement puis collectivement autour des points d'opération calculer en 2.4.4 pour valider la résolution des équations des modèles conçus. Ce qui fera l'objet du chapitre suivant.





## **CHAPITRE 3**

### **SIMULATION ET INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS DU MODÈLE**

#### **3.1 Introduction**

Une fois les modèles du système de commande des valves, de la valve elle-même et de la turbine conçus, il est important de les simuler et interpréter les résultats avant leur validation dans le chapitre suivant. L'objectif de chapitre est d'obtenir les résultats des équations des modèles pris individuellement puis collectivement autour des points d'opérations des Tableau 2.1, Tableau 2.2, Tableau 2.3 et Tableau 2.4, et d'analyser les réponses temporelles et fréquentielles pour vérifier la stabilité, la précision et la robustesse de la turbine prise dans son ensemble en fonction des positions des valves.

Le système de commande des valves étant essentiel pour maintenir la position des valves aux valeurs désirées, l'approche de commande se fera dans un premier temps par la présentation et l'analyse des résultats, sa stabilité, sa précision et sa robustesse en boucle ouverte et en boucle fermée, si possible concevoir un contrôleur pour avoir un temps de réponse optimal. Une fois l'approche de commande faite, le système de commande sera couplé à celle de la turbine pour analyser ses réponses temporelles et fréquentielles. Ceci sera utile pour le couplage de la turbine à l'alternateur et au réseau.

En absence des données du modèle de la valve, l'équation (2.23) sera incluse dans le modèle de la turbine.

#### **3.2 Simulation et interprétation des résultats du modèle de commande des valves**

La simulation et l'interprétation des résultats du modèle de commande des valves se feront en deux parties. La première partie sera en boucle ouverte afin de vérifier la stabilité du système (commande des valves) en boucle fermée. Et la seconde partie se fera en boucle fermée dans un premier temps sans correcteur pour l'analyse de la rapidité et la précision des réponses du

système (commande des valves) afin de concevoir un contrôleur adapter au modèle de la commande des valves puis dans un second temps avec correcteur pour vérifier si la compensation du système (commande des valves) a été faite.

### 3.2.1 Commande des valves en boucle ouverte

La Figure 3.1 présente le modèle de simulation de commande des valves (servovalve + servomoteur) lié aux équations (2.3) et (2.4) en BO. En simulant le modèle de la Figure 3.1 dans le domaine temporel et fréquentiel avec une entrée à échelon unitaire, nous obtenons les résultats présentés aux Figure 3.2, Figure 3.3 et Figure 3.4.

La Figure 3.2 montre que, pour une entrée de position, on a une sortie de rampe qui diverge. Donc la sortie ne suit pas l'entrée comme espérée. Ce qui nous permet de conclure que le système (servovalve + servomoteur) est instable en BO.

Cependant, l'analyse fréquentielle de la Figure 3.3 montre que le système de commande des valves a une fonction de transfert d'ordre 3 et est stable en BF. L'analyse fréquentielle de la Figure 3.4 montre que le système ne contient aucune fréquence de résonance avec la courbe de réponse en dessous des lignes iso-modules.

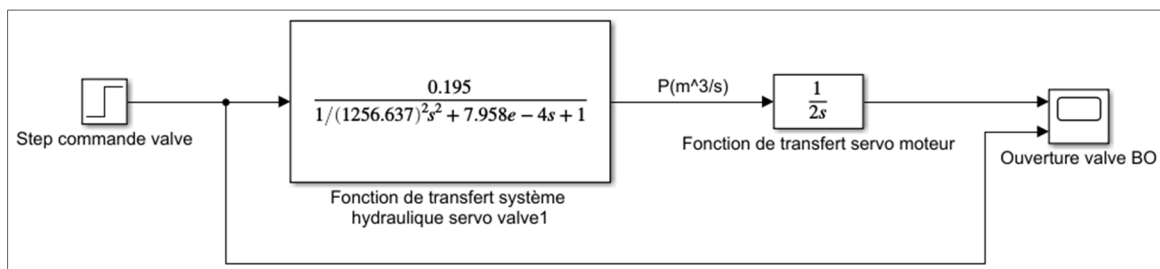


Figure 3.1 Modèle Simulink servovalve + servomoteur en BO



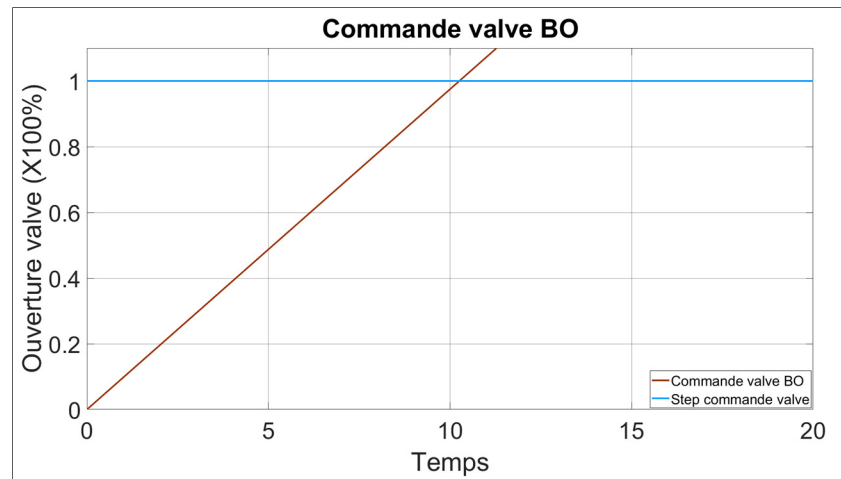


Figure 3.2 Réponse temporelle servovalve + servomoteur en BO

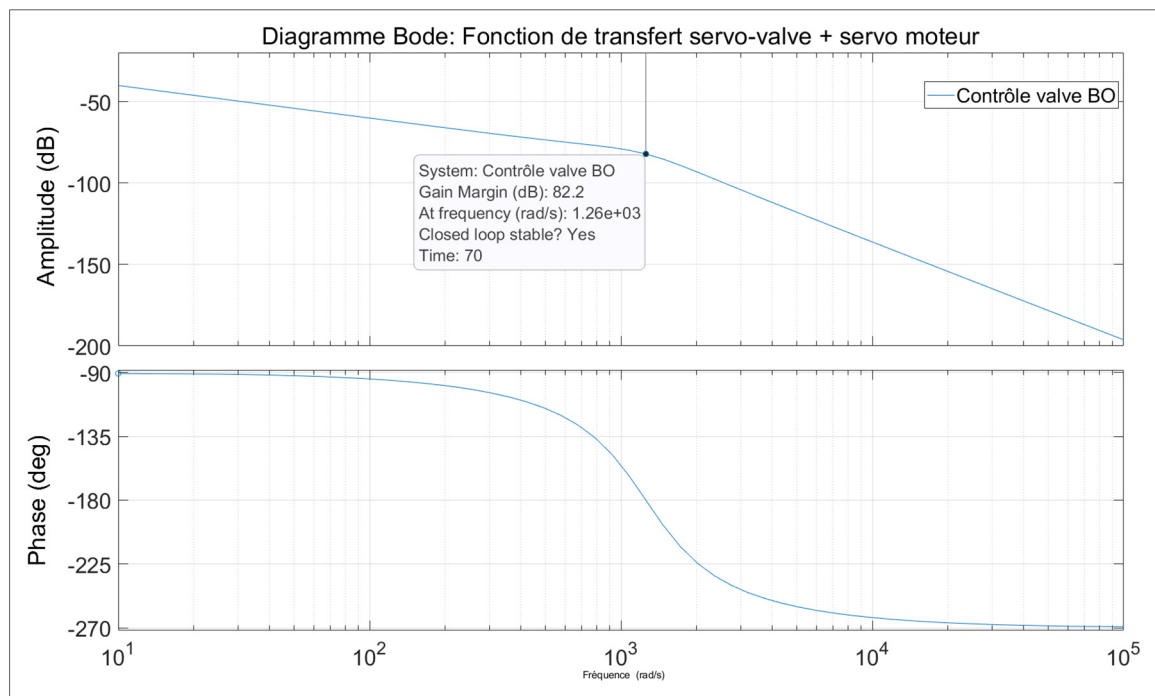


Figure 3.3 Diagramme de Bode servovalve + servomoteur en BO

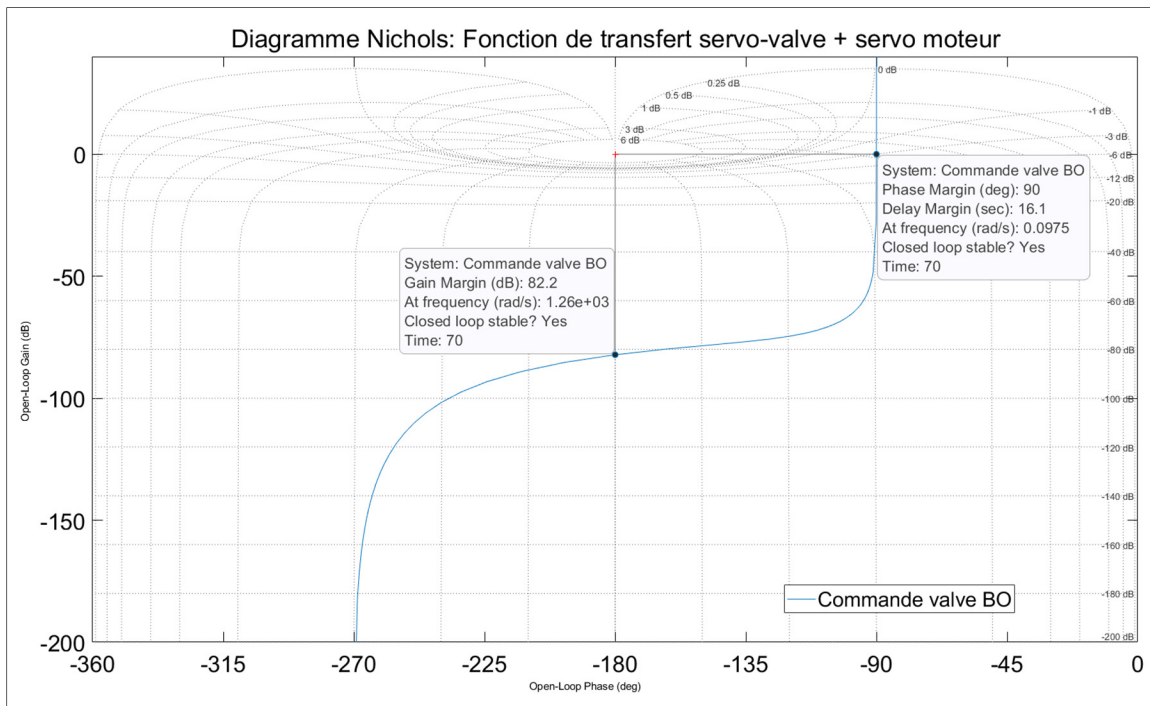


Figure 3.4 Diagramme de Nichols servovalve + servomoteur en BO

### 3.2.2 Commande des valves en boucle fermée et proposition de contrôleur

La simulation de la commande des valves en boucle fermée se fera sans correcteur en boucle fermée pour l'analyse de la précision, de la rapidité et des marges du système afin de concevoir un contrôleur dans la deuxième partie.

#### 3.2.2.1 Commande de valves sans correcteur

La Figure 3.5 présente le modèle du système de contrôle des valves (servovalve + servomoteur) en boucle fermée. Cette figure est une représentation simplifiée du système de commande de la Figure 2.1. En simulant ce modèle sans correcteur aux paramètres qui y figurent et avec le code du transducteur de position 4-20 mA présenté à l'annexe 1, nous obtenons les résultats présentés aux Figure 3.6, Figure 3.7 et Figure 3.8.

L'analyse des résultats temporels de la Figure 3.6 montre que le système est stable, précis et sans erreur en régime permanent avec un temps de réponse de **1.93 s**. Les Figure 3.7 et Figure 3.8 montrent que le système a une courbe bande passante de **1.72 rad/s** et une marge de gain de **58.1 dB**. Ce qui a pour conséquence de ralentir le système.

Or il est important et primordial que la commande des valves des turbines à vapeur soit rapide et précise de l'ordre de quelques millisecondes pour une meilleure régulation de puissance, d'où l'importance de concevoir un contrôleur qui respectera ces critères en BF.

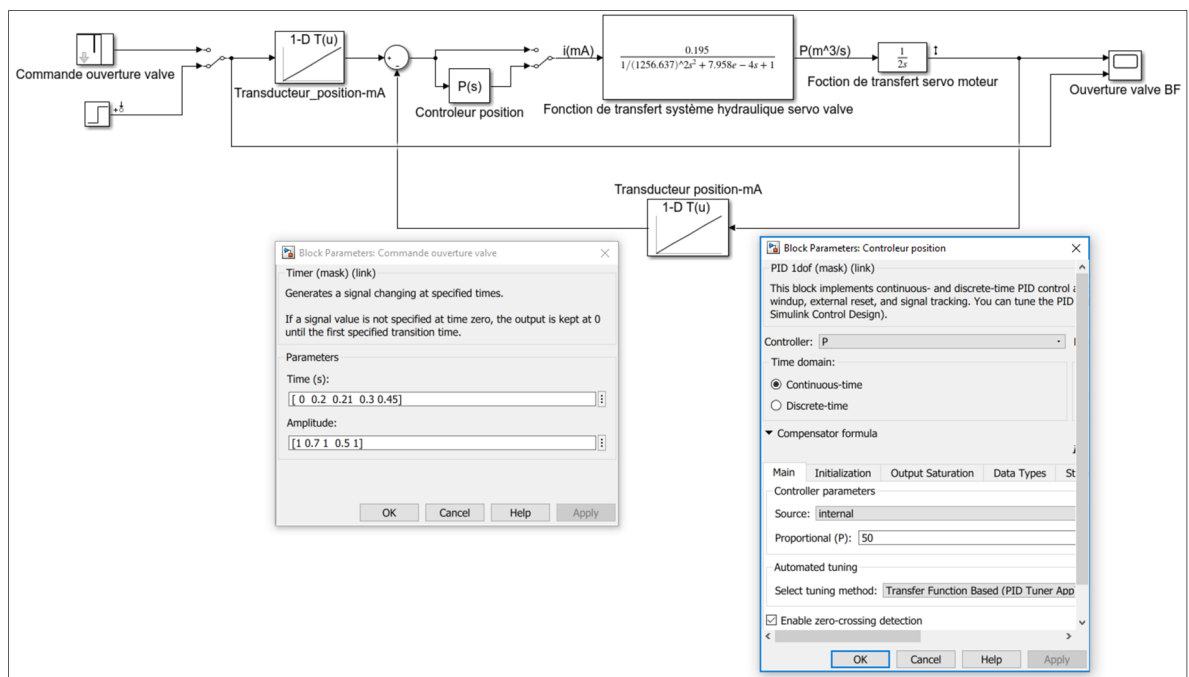


Figure 3.5 Modèle Simulink de commande des valves en boucle fermée

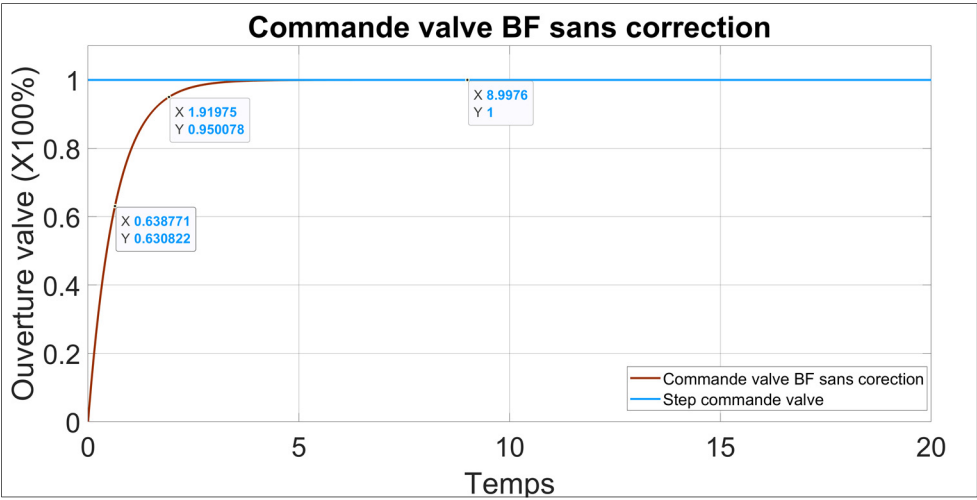


Figure 3.6 Réponse temporelle de la commande des valves BF sans correcteur

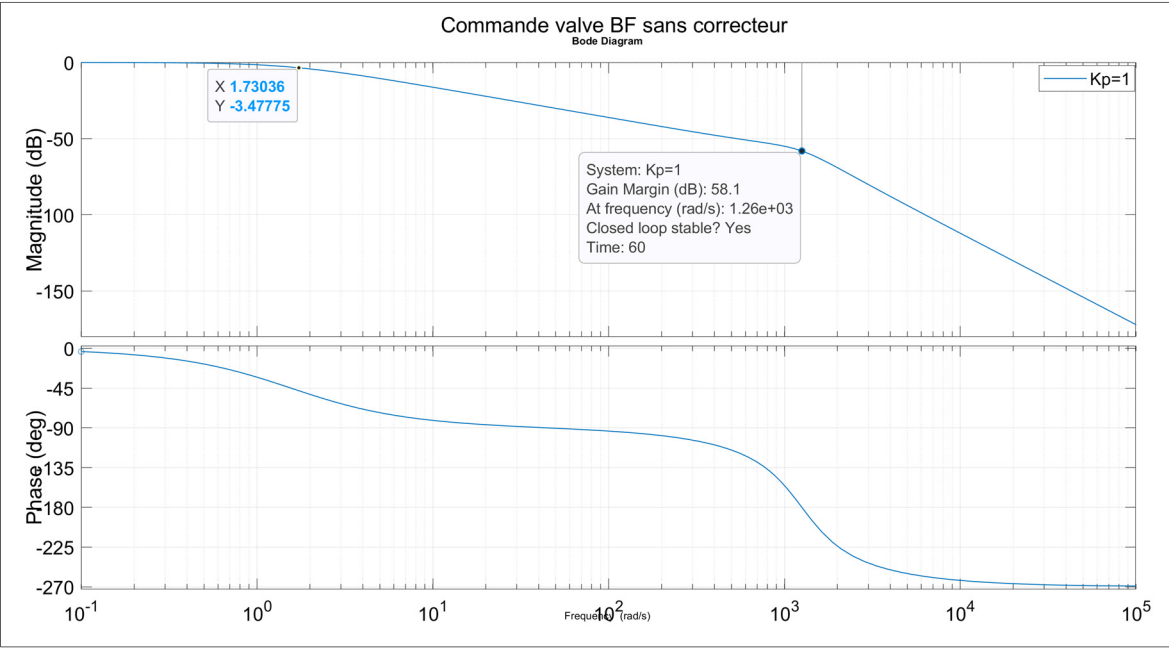


Figure 3.7 Diagramme de Bode servovalve + servomoteur en BF sans correcteur

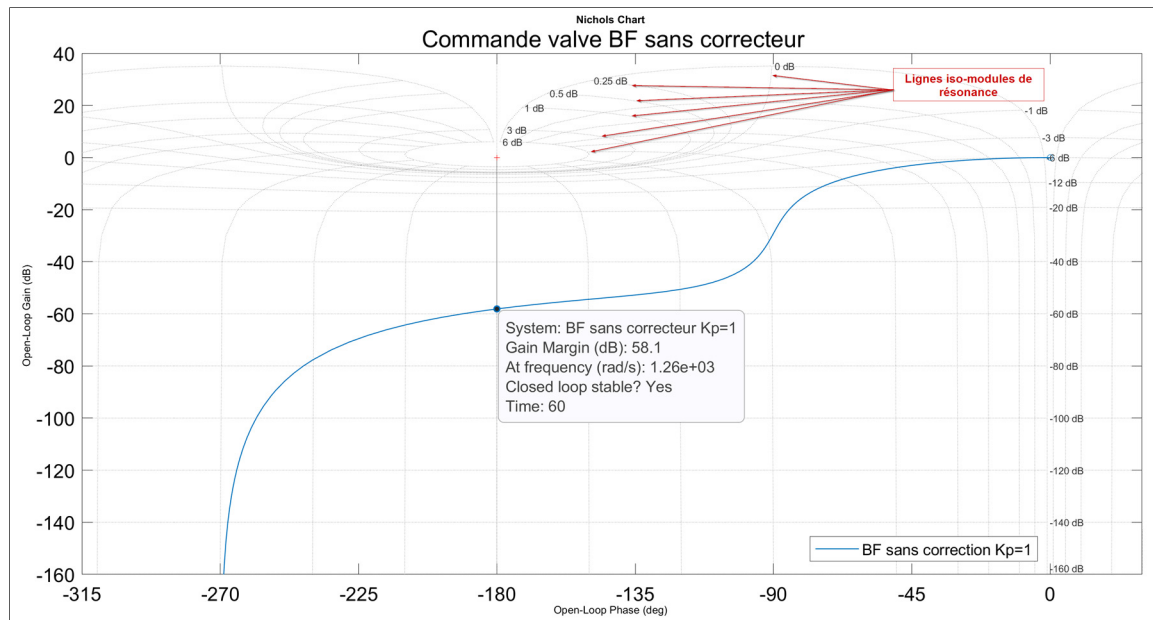


Figure 3.8 Diagramme de Nichols servovalve + servomoteur en BF sans correcteur

### 3.2.2.2 Commande de valves avec correcteur

À partir des résultats des diagrammes fréquentiels de Bode et Nichols des Figure 3.7 et Figure 3.8, on déduit que la marge de phase est **infinie** et la marge de gain est de **58.1 dB**, ce qui est assez important pour introduire un correcteur proportionnel de gain **50** sans rendre le système instable.

En simulant la Figure 3.5 en BF avec ce correcteur proportionnel, nous obtenons les résultats présentés aux Figure 3.9, Figure 3.10 et Figure 3.11.

L'analyse des résultats de la Figure 3.10 montre que l'introduction du gain proportionnel a permis de translater la courbe de réponse juste en dessous des lignes iso-modules pour éviter d'introduire la résonance dans le système. Ceci qui a pour conséquence d'augmenter la bande passante de **1.730** à **92.404 rad/s** comme le présente la Figure 3.9 et de diminuer la robustesse du système en réduisant la marge de gain de **58.1** à **17 dB**. De plus, la réponse fréquentielle montre que le système est stable en BF. Ceci qui est essentiel pour régulation de la puissance du turboalternateur en BF lorsqu'il est relié au réseau infini.

Le résultat de la réponse temporelle avec perturbation de la Figure 3.11 montre la stabilité du système aux différentes perturbations ainsi que l'amélioration de la rapidité de celle-ci avec un temps de réponse allant de **1.919** à **0.036 ms**.

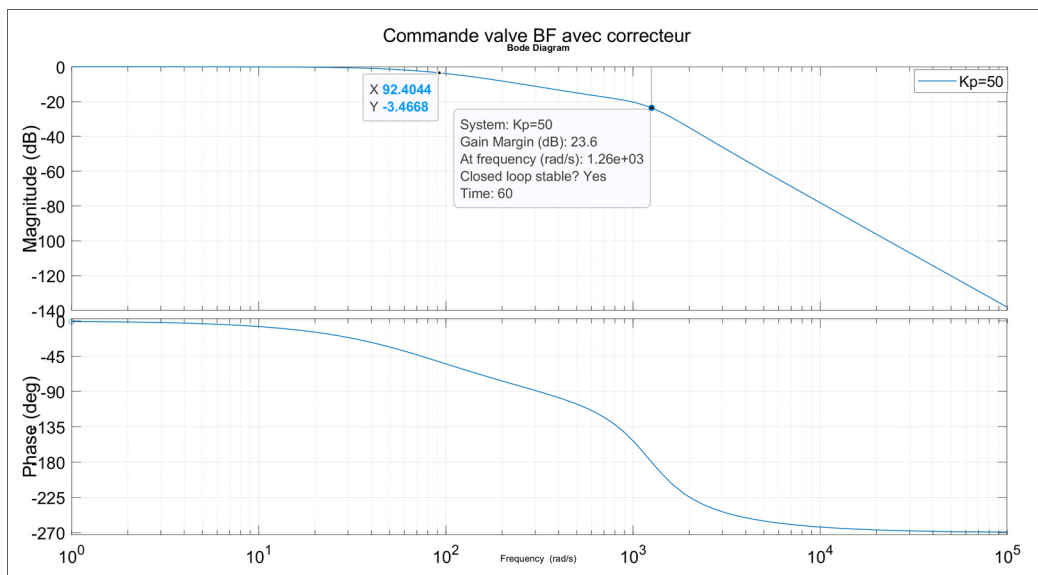


Figure 3.9 Diagramme de Bode servovalve + servomoteur en BF avec correcteur

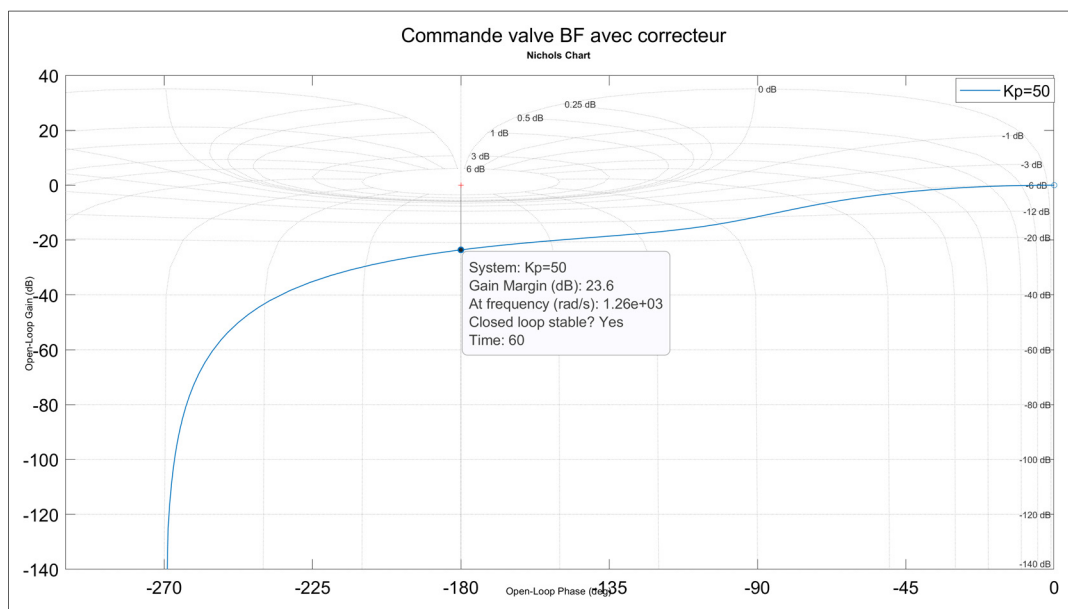


Figure 3.10 Diagramme de Nichols servovalve + servomoteur en BF avec correcteur

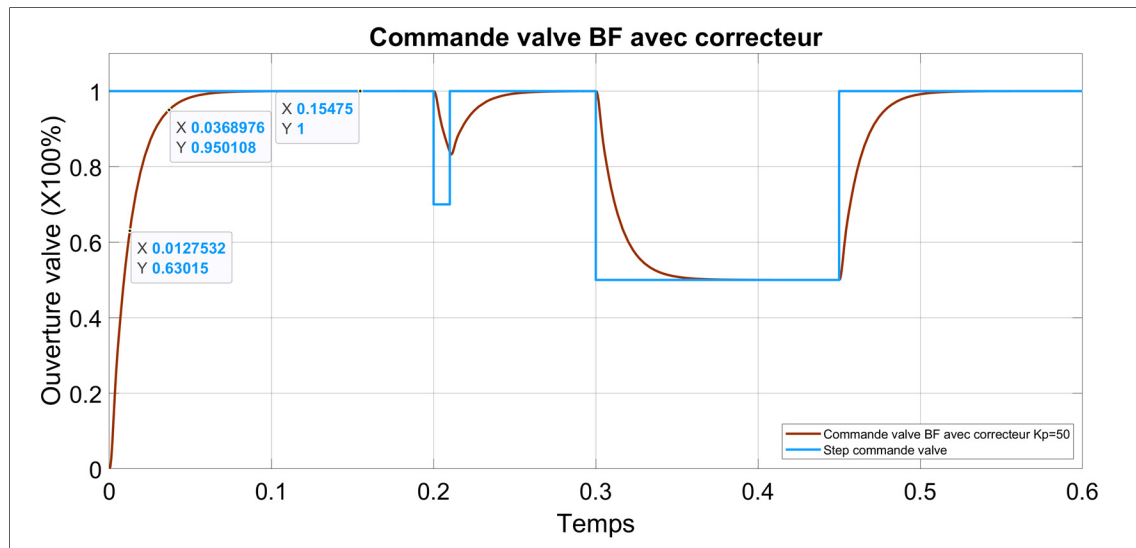


Figure 3.11 Simulation du modèle en BF avec perturbation

### 3.3 Simulation et interprétation des résultats du modèle de la turbine

La Figure 3.12 présente le modèle de simulation de la turbine accouplée à celles des valves de contrôle étudiées au point 3.1.

Les modèles de simulation détaillés, du calcul de débit avec les constantes de proportionnalité, du calcul de la pression, de la température et des puissances représentant respectivement les équations (2.54), (2.59), (2.61) et (2.62) sont présentés en annexe 1.

La simulation de ces modèles aux paramètres et aux points d'opération de la turbine 1 figurant dans les Tableau 2.1, Tableau 2.2, Tableau 2.3 et Tableau 2.4 donnent les résultats présentés aux Figure 3.14, Figure 3.15, Figure 3.17 et Figure 3.18.

L'analyse des résultats des Figure 3.14 et Figure 3.15 montre que les débits massiques et pressions de vapeur sont stables en régime permanent aux valeurs désirées et nominales correspondantes aux Tableau 2.1 et Tableau 2.3, avec des constantes de temps identiques aux valeurs attribuées du Tableau 2.2. Nous pouvons aussi remarquer que les temps de réponse sont égaux à trois fois les constantes de temps. Donc, la dynamique du débit massique et de la

pression de la vapeur peut être assimilable à une fonction de premier ordre. De même, les résultats de la Figure 3.16 montrent que la dynamique de la température est stable en régime permanent, mais les temps de réponse ne sont pas égaux à trois fois les constantes de temps. Par conséquent, la dynamique de la température ne peut pas être assimilable à une fonction de premier ordre. Sachant que la puissance est fonction du débit massique, de la pression et la température, nous pouvons conclure que la dynamique de la puissance de chaque section et la puissance totale ne peuvent pas être assimilable aux fonctions de premier ordre (comme le présentent les Figure 3.17 et Figure 3.18) pour les mêmes raisons que celle de la température. Toutefois, les dynamiques de puissance sont stables en régime permanent avec des valeurs presque identiques aux valeurs nominales du Tableau 2.3.

Les résultats des réponses fréquentielles des Figure 3.20 et Figure 3.21 montrent que la fonction de transfert du système (turbine + actuateur) est d'ordre 4 et stable en boucle fermée. Elle est robuste avec une marge de gain de **12.4 dB** et une marge de phase de **91.2°** pour le tracé de  $P_{tot} = f(\alpha_1)$ . Pour le tracé de  $P_{tot} = f(\alpha_2)$  la marge de gain est de **67.7 dB** et celle de la phase est infinie. Pour le tracé  $P_{tot} = f(\alpha_3)$  la marge de gain est de **89.2 dB** et celle de la phase est infinie. Nous remarquons que les marges de gain de  $P_{tot} = f(\alpha_2)$  et  $P_{tot} = f(\alpha_3)$  sont bonnes, mais celle de  $P_{tot} = f(\alpha_1)$  est à la limite acceptable. En simulant le modèle de la Figure 3.12 aux différentes valeurs de perturbations de la Figure 3.13, nous obtenons les résultats de la Figure 3.19 qui présentent la stabilité et la robustesse du système (turbine + actuateur) aux différentes perturbations de la valve.

La stabilité et la robustesse du système (turbine + actuateur) sont primordiales pour le contrôle de la puissance du groupe turboalternateur injecté dans un réseau infini. Pour être capable de contrôler la puissance dans la section HP de la turbine en BF, il est impératif de concevoir un contrôleur qui augmentera la marge de gain tout en assurant une marge de phase assez importante.



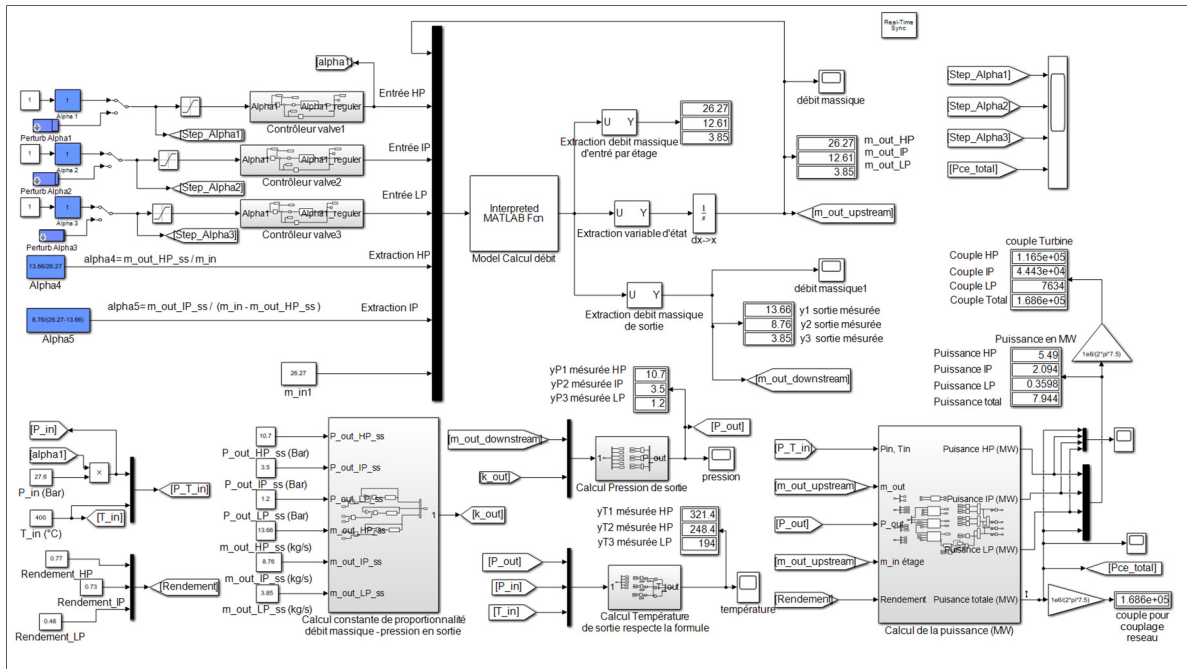


Figure 3.12 Modèle Simulink de la turbine de 7.94 MW en BO couplée aux trois valves de contrôle

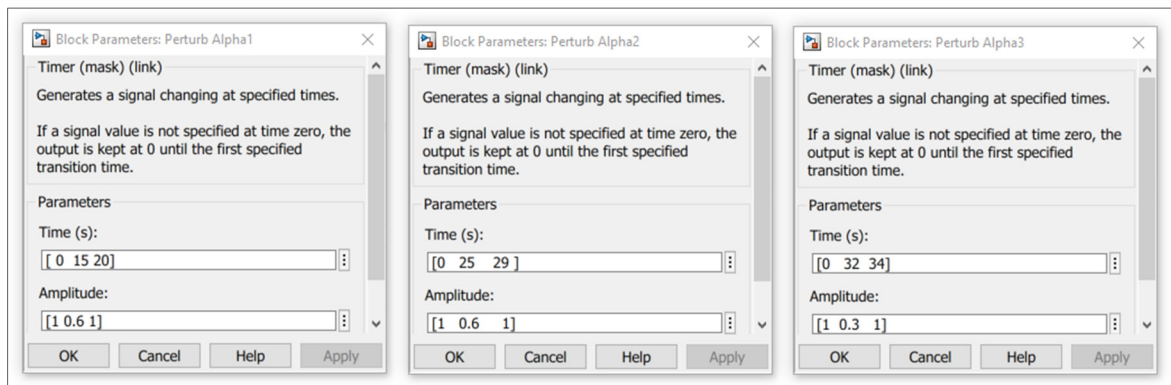


Figure 3.13 Paramètres de perturbation de position des valves

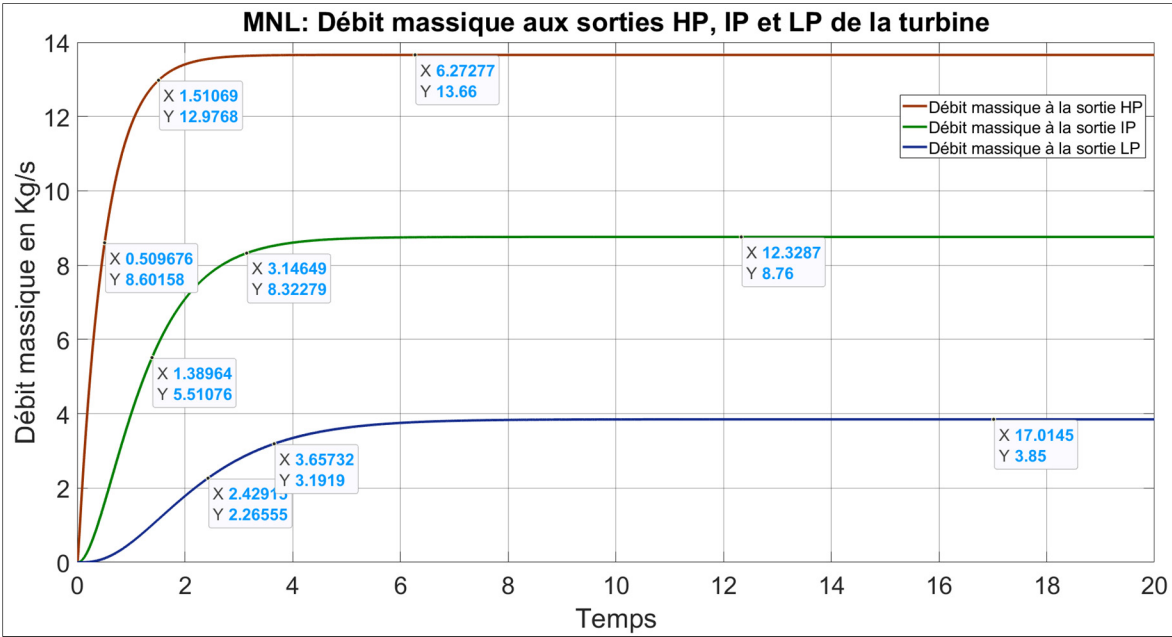


Figure 3.14 Débits massiques en sortie d'extraction HP, IP et en condensation LP

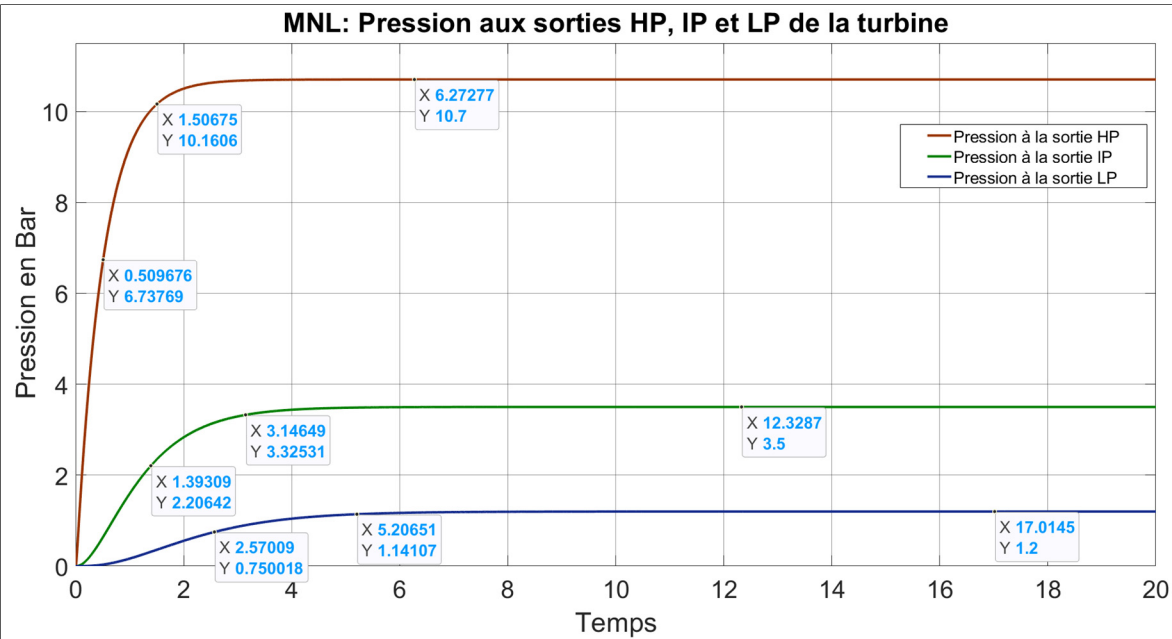


Figure 3.15 Pressions dans les sections HP, IP et LP

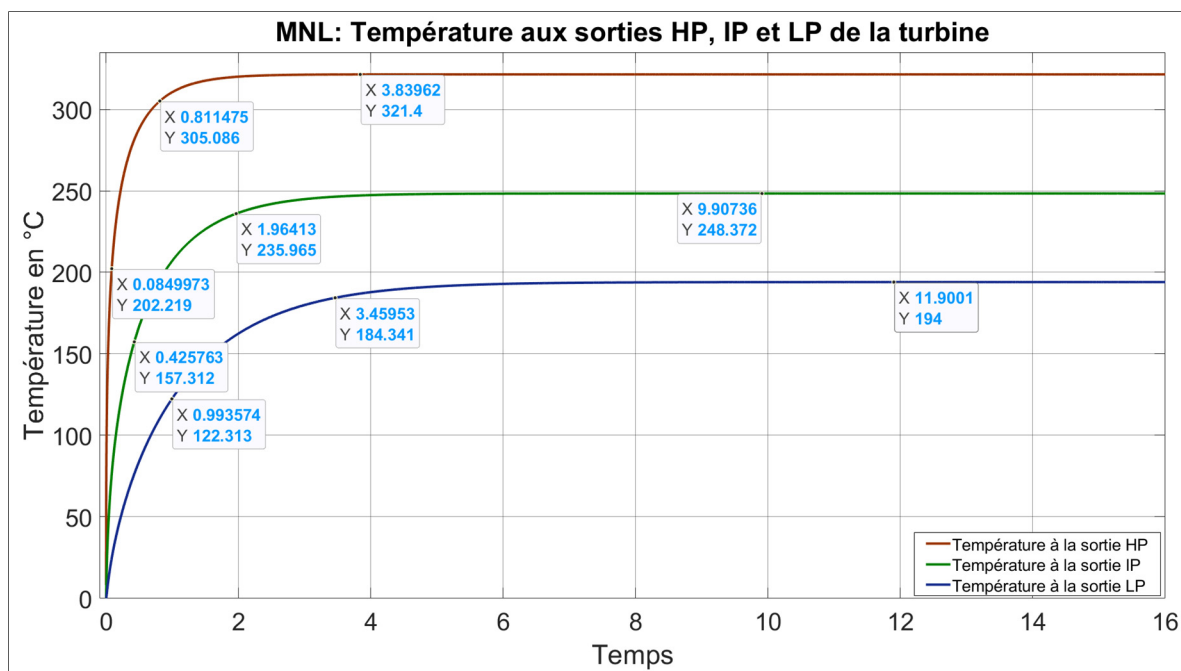


Figure 3.16 Températures dans les sections HP, IP et LP

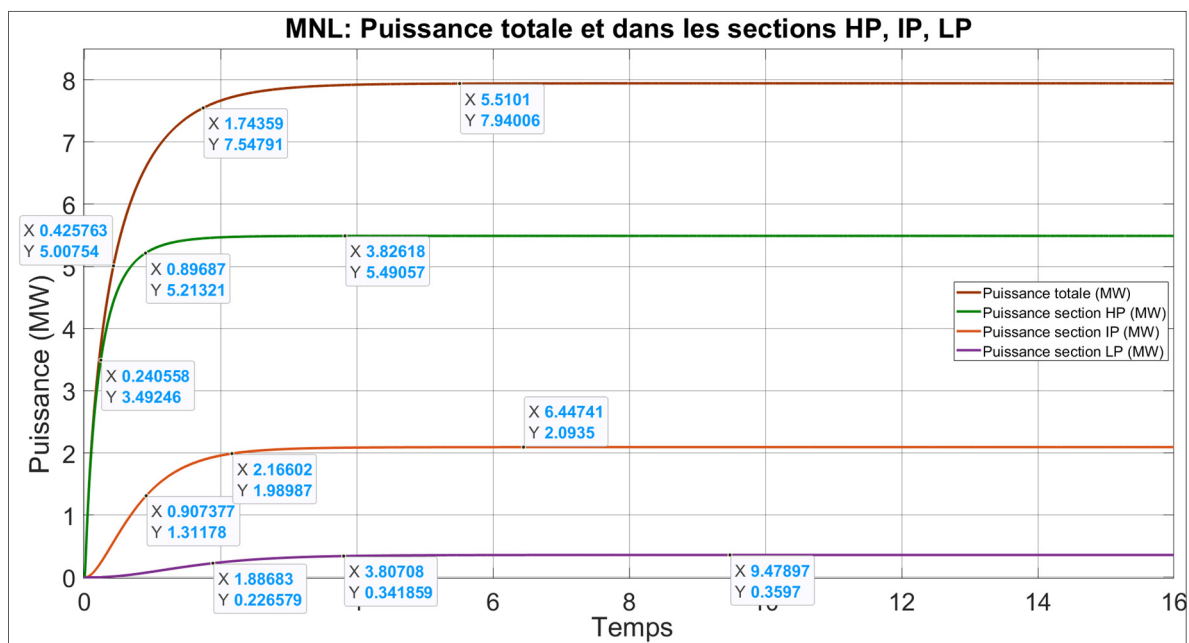


Figure 3.17 Puissances totale et dans les sections HP, IP et LP en (MW)

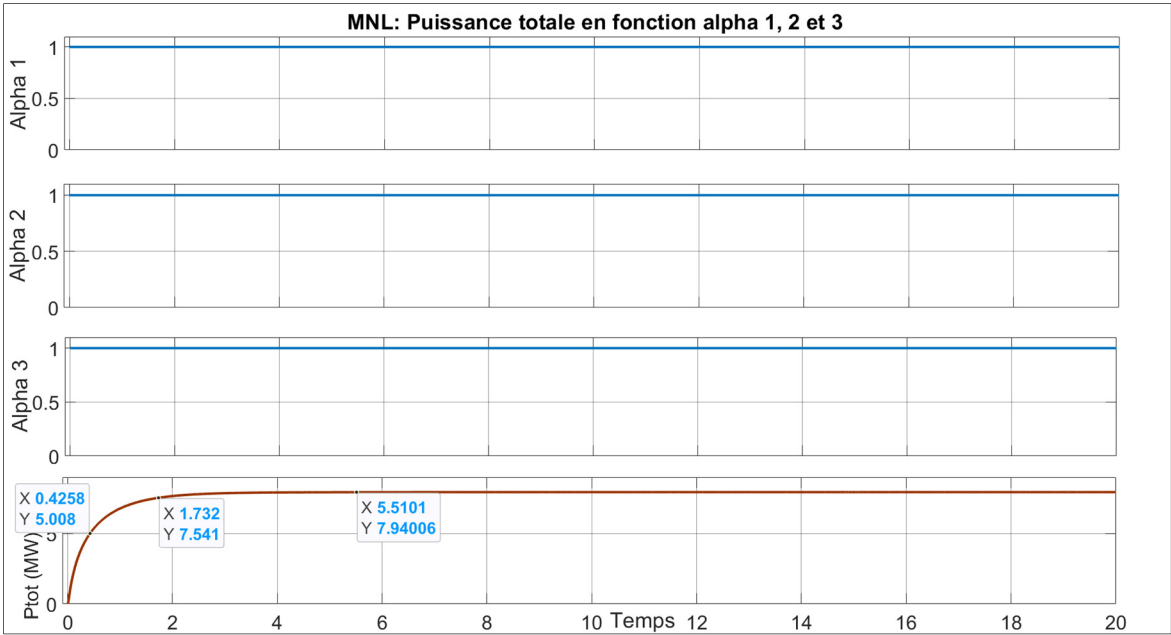


Figure 3.18 Puissance section totale (MW) en fonction de alpha 1, 2, 3

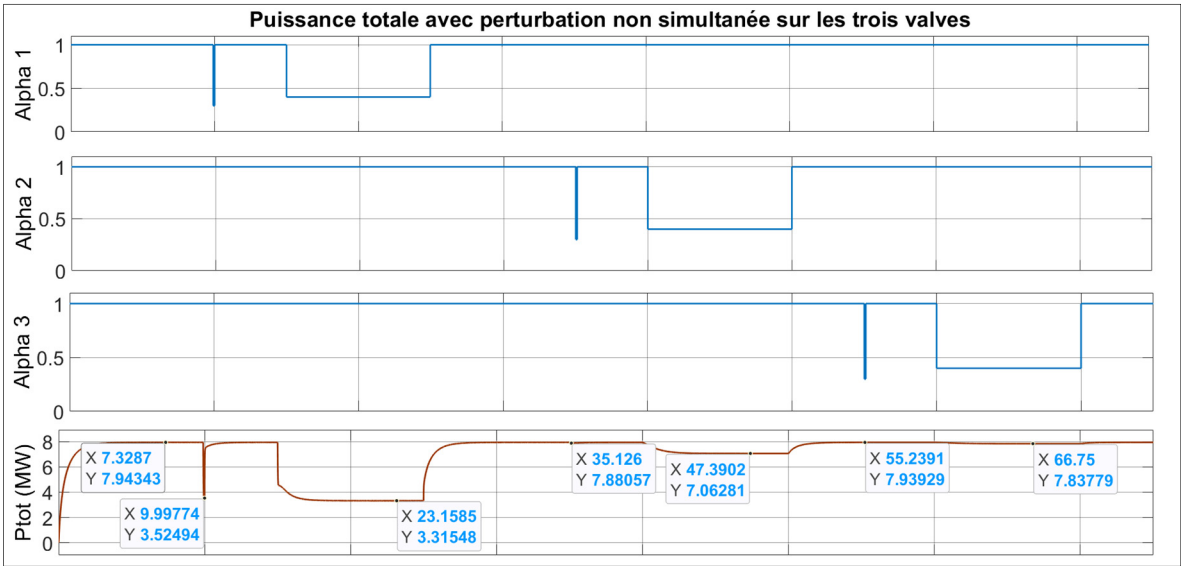
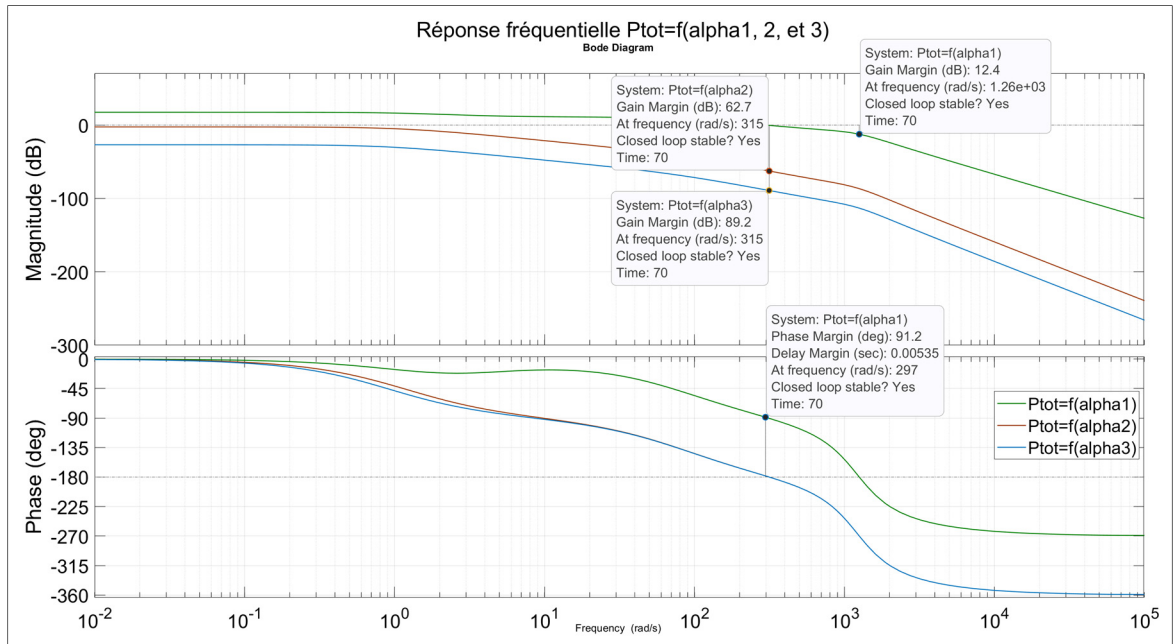
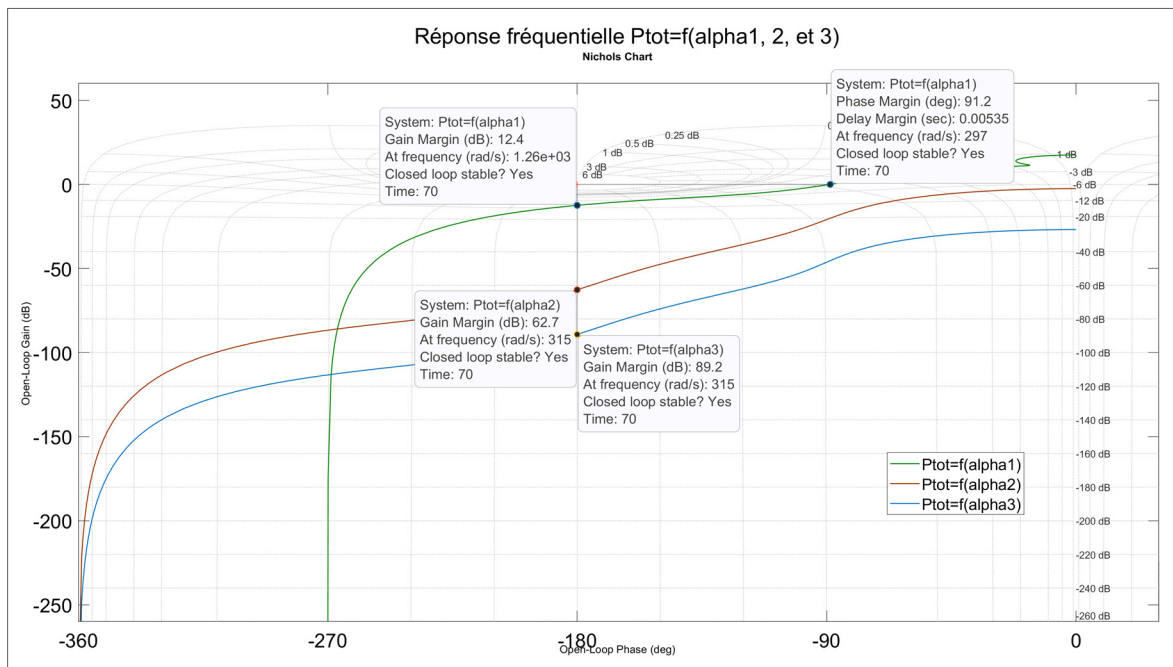


Figure 3.19 Réponse de la puissance mécanique de la turbine à la suite des perturbations

Figure 3.20 Diagramme de Bode : puissance totale en fonction de  $\alpha_1, 2$  et  $3$ Figure 3.21 Diagramme de Nichols : puissance totale en fonction de  $\alpha_1, 2$  et  $3$

### 3.4 Conclusion

Nous pouvons conclure que l'objectif de ce chapitre a été atteint. Un contrôleur proportionnel a été conçu pour réduire le temps de réponse du système de commande des valves, ce qui était nécessaire pour réduire l'impact des délais de commande des valves sur la puissance mécanique de la turbine. Les résultats des analyses du modèle de la turbine pris dans son ensemble (turbine + actuateur) montrent que le système est stable avec une marge de gain de **12.4 dB** et une marge de phase de **91.2°** pour le tracé de  $P_{tot} = f(\alpha_1)$ , une marge de gain de **67.7 dB** et une marge de phase infinie pour le tracé de  $P_{tot} = f(\alpha_2)$ , une marge de gain de **89.2 dB** et une marge de phase infinie pour le tracé  $P_{tot} = f(\alpha_3)$ . Ces résultats montrent aussi que le système est rapide avec un temps de réponse de **0.5 s**, le système est précis avec la valeur de la puissance en régime permanent qui correspond à la valeur nominale et le système est robuste en gardant sa stabilité face aux perturbations allant jusqu'à **40 %** de la position des valves.

De plus l'analyse fréquentielle montre que la globalité du système est stable en boucle fermée ce que serait un avantage pour le couplage de la turbine à l'alternateur et au réseau pour la régulation de la puissance. La présentation des résultats du turboalternateur en régime transitoire et permanent faite, il est nécessaire de la valider et de rendre le modèle exploitable dans des applications réelles. Ce qui sera l'étude du chapitre suivant.

## **CHAPITRE 4**

### **VALIDATION DU MODÈLE DU TURBOALTERNATEUR**

#### **4.1 Introduction**

Après les études de fonctionnement de la turbine dans sa généralité, nous avons procédé à la modélisation de la turbine spécifique au projet, ainsi qu'à la présentation et l'interprétation de ses résultats. Ce chapitre présente la validation des résultats du modèle conçu. L'objectif de la validation est de déterminer les caractéristiques temporelles et fréquentielles liant le degré d'ouverture des actuateurs à vapeur et la puissance injectée par la machine sur le réseau. Ceci se fera en deux parties. La première partie sera la validation par comparaison de résultat avec la revue de littérature et la seconde partie sera la validation par couplage de la machine au réseau infini.

L'approche de la première partie sera de comparer les valeurs de simulation de la turbine 1 et 2 du Tableau 2.1 obtenues en régime permanent avec celle de l'article de journal (Medina-Flores & Picón-Núñez, 2010). L'approche de la seconde partie sera de coupler le turboalternateur au réseau, de concevoir des contrôleurs permettant de stabiliser les consignes de puissance injectée afin d'étudier les réponses temporelles et fréquentielles du système.

#### **4.2 Validation du modèle de la turbine par comparaison avec la revue de littérature**

Afin de valider notre modèle, nous avons comparé les résultats de simulation des modèles présentés aux Figure 3.12 et Figure 4.1 avec ceux de la revue de (Medina-Flores & Picón-Núñez, 2010) pour deux turbines à vapeur de puissances différentes utilisant les valeurs et paramètres des Tableaux 1 et 2. Les données de ces simulations sont présentées dans le Tableau 4.1.

Tableau 4.1 Comparaison des résultats simulés avec celui de la revue scientifique

Variables	Turbine 1 (Article)	Turbine 1 (Mémoire)	Erreurs relatives (en%)	Turbine 2 (Article)	Turbine 2 (Mémoire)	Erreurs relatives (en%)
$\dot{m}_{out_{HP\_ss}}$ (Kg/s)	13.66	13.66	0	41.41	41.41	0
$\dot{m}_{out_{IP\_ss}}$ (Kg/s)	8.76	8.76	0	32.89	32.89	0
$\dot{m}_{out_{LP\_ss}}$ (Kg/s)	3.85	3.85	0	13.5	13.5	0
$P_{out_{HP\_ss}}$ (MPa)	1.07	1.07	0	1.23	1.23	0
$P_{out_{IP\_ss}}$ (MPa)	0.35	0.35	0	0.69	0.69	0
$P_{out_{LP\_ss}}$ (MPa)	0.12	0.12	0	0.27	0.27	0
$P_{HP}$ (MW)	5.27	5.49	4.17%	28.91	28.65	0.8%
$P_{IP}$ (MW)	2.31	2.094	11.51%	4.43	4.065	8%
$P_{LP}$ (MW)	0.36	0.3598	0.05%	1.61	1.578	1.98%
$P_{tot}$ (MW)	7.94	7.94	0	34.95	34.29	1.88

En nous intéressant seulement aux données de puissances des deux turbines du Tableau 4.1, nous remarquons que les erreurs relatives des contributions de puissances  $P_{HP}$  et  $P_{LP}$  sont relativement faible, mais ceux de la puissance  $P_{IP}$  sont considérables et supérieures à 5%. Ces erreurs peuvent être dû à la méthodologie de calcul de la distribution de la puissance dans chaque section de la turbine développée dans la revue de (Medina-Flores & Picón-Núñez, 2010) et la nôtre sont différentes. De plus (Medina-Flores & Picón-Núñez, 2010) ne comparent pas leurs résultats de contribution de la puissance obtenue dans chaque section des turbines ( $P_{HP}$   $P_{IP}$   $P_{LP}$ ) avec les résultats des autres revues scientifiques présentées dans leur revue pour la validation de résultat. Mais, comparent uniquement ses résultats de puissances totales développées sur l'arbre de rotation de la turbine avec celles des autres revues scientifiques et



la puissance nominale des turbines. Donc, nous pouvons conclure que c'est la puissance totale sur l'arbre de rotation de la turbine  $P_{tot}$  qui est prise en considération.

En nous intéressant uniquement aux résultats de puissances totales des deux turbines du Tableau 4.1, nous remarquons que la puissance totale est nulle pour la turbine 1 et celle de la turbine 2 est négligeable. De ce fait, nous pouvons conclure que le modèle de la turbine à vapeur conçu est valide pour des valeurs en régime permanent.

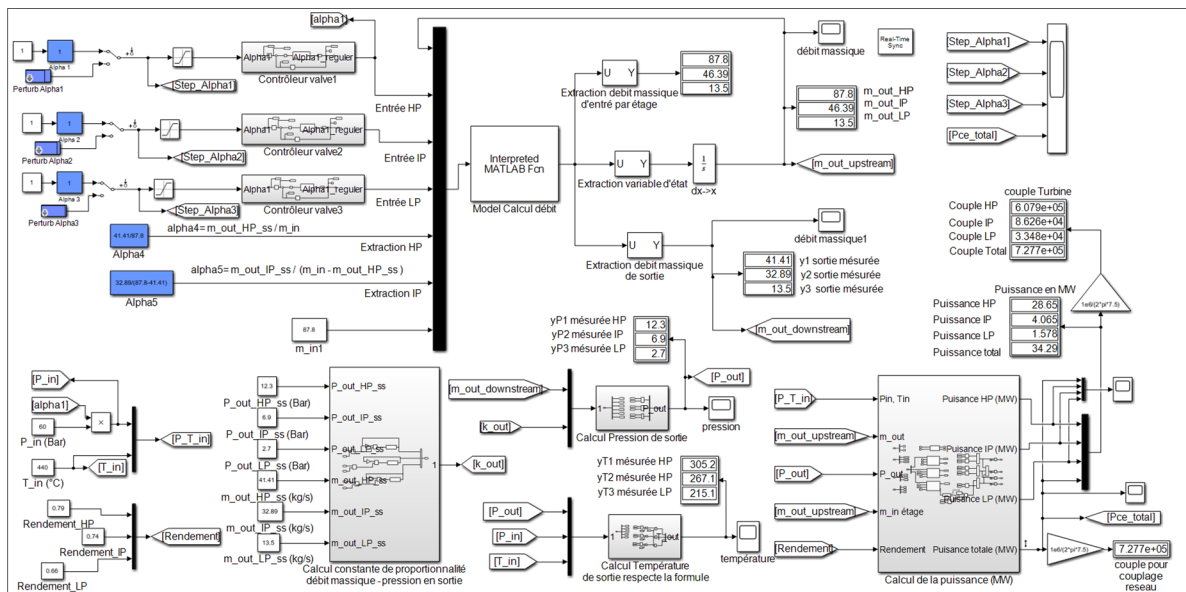


Figure 4.1 Modèle Simulink de la turbine de 34.95 MW couplée aux trois valves de contrôle

#### 4.3 Validation par couplage à un réseau infini

La Figure 4.2 représente le modèle du système de production d'énergie basé sur une machine synchrone à pôle saillant (Fortin-Blanchette, 2021) pour valider le modèle conçu de la turbine à vapeur présenté à la Figure 3.12.

Il est constitué principalement:

- d'une machine synchrone de 85 KW qui converti l'énergie mécanique en électrique;

- d'une source triphasée représentant un réseau infini de tension  $V_{rms}$  de 575 V et de fréquence 60Hz qui impose la tension et la fréquence de couplage de la machine synchrone;
- d'une charge de 50KW;
- d'un sectionneur de couplage de la machine qui sépare ou couple au réseau;
- d'un régulateur de vitesse qui régule la vitesse de rotation de la machine à la fréquence de réseau lors du démarrage de la machine;
- d'un régulateur de phase qui compense le déphasage entre la tension de la machine et celle du réseau au démarrage de la machine;
- d'un régulateur de champ qui permet de réguler l'amplitude de tension de la génératrice jusqu'à ce que la tension produite par celle-ci corresponde à celle du réseau.

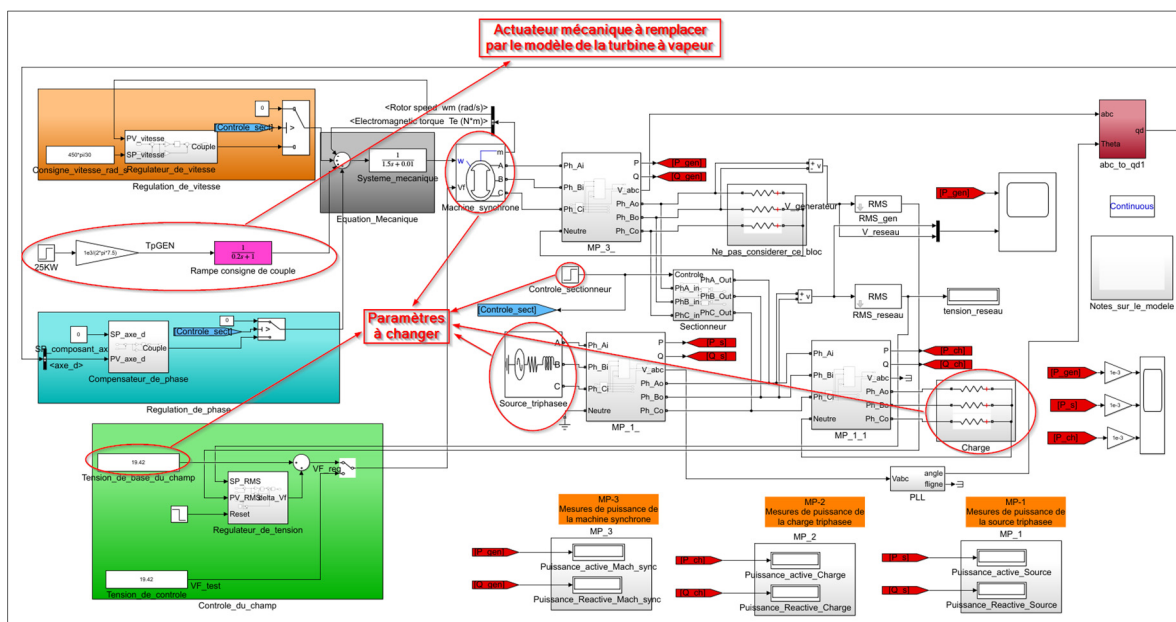


Figure 4.2 Système de production d'énergie basé sur une machine synchrone

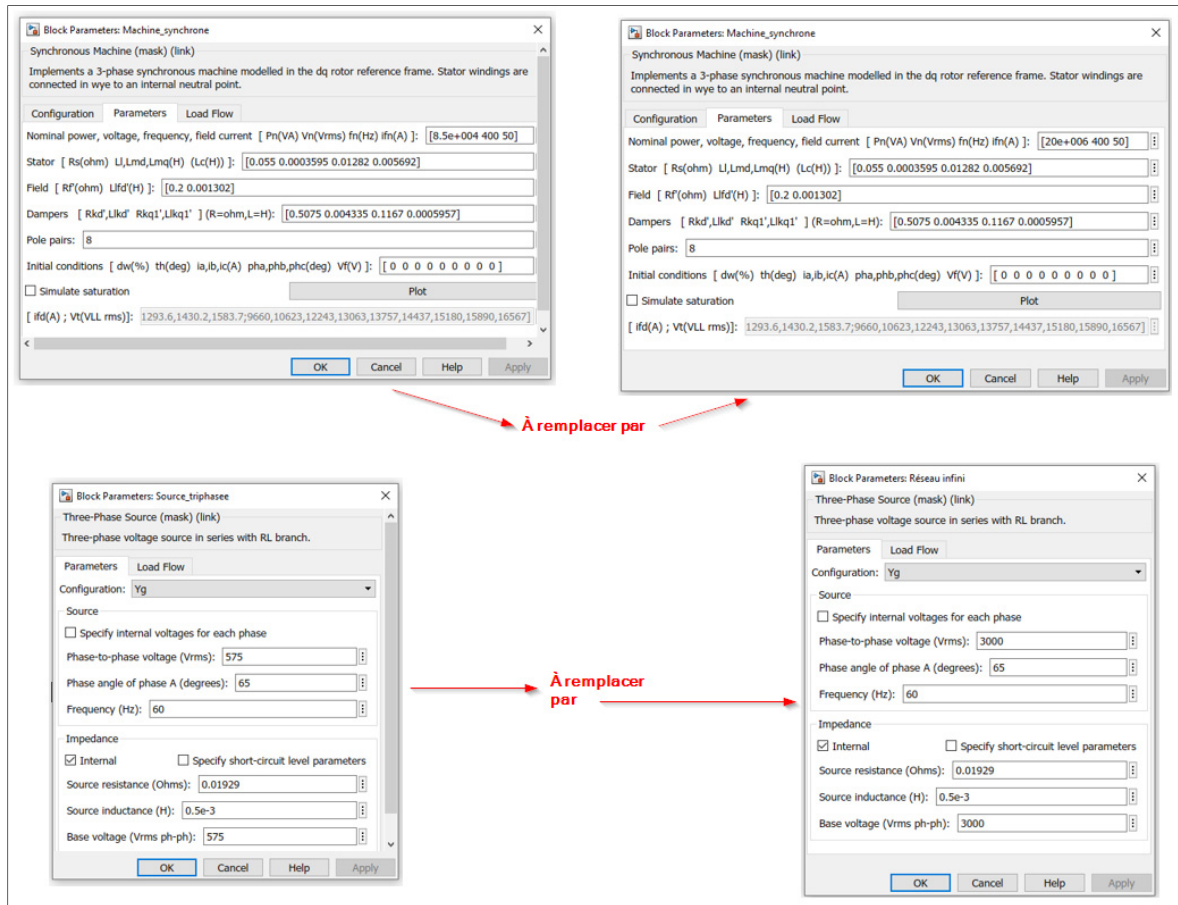


Figure 4.3 Paramètres du réseau et la machine synchrone à changer

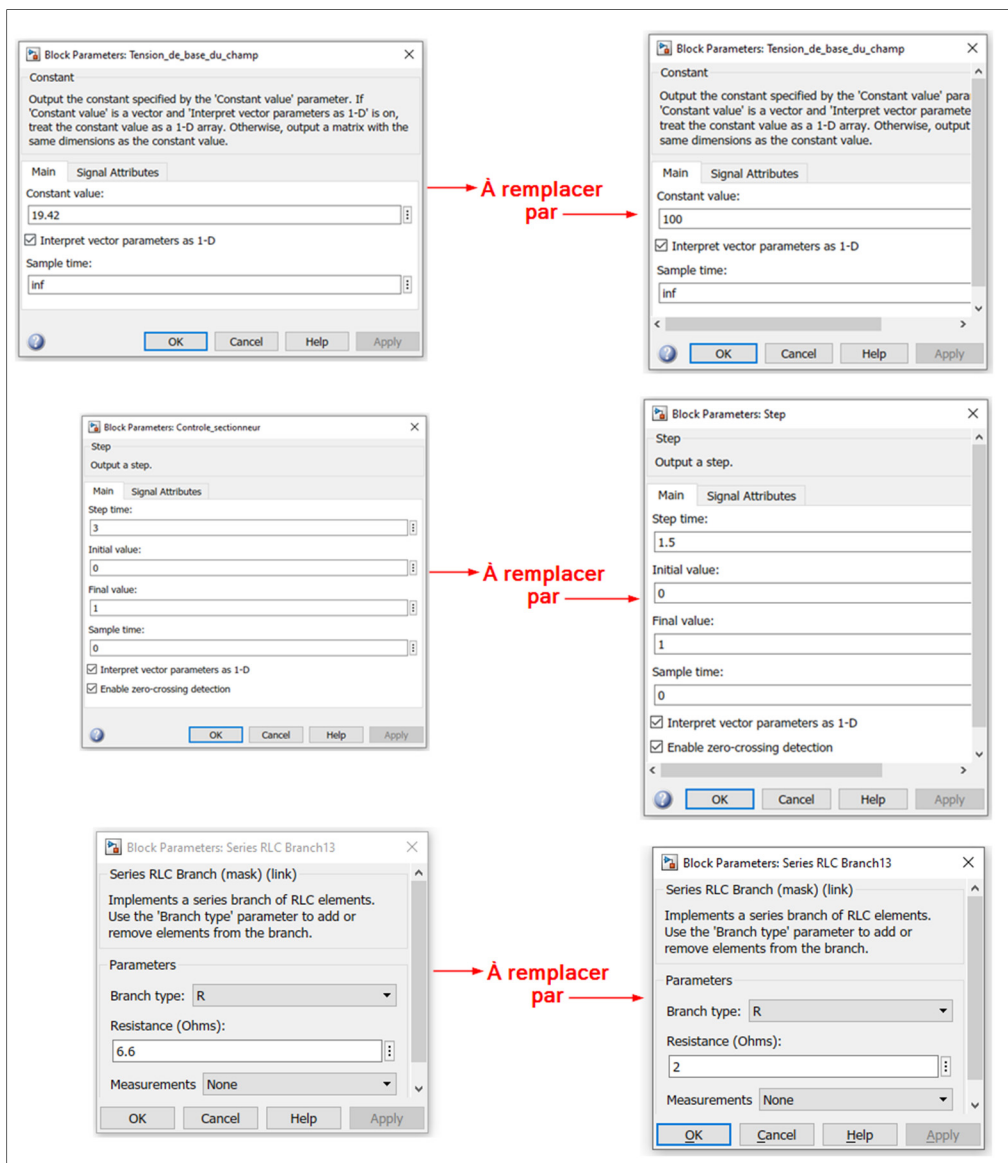


Figure 4.4 Paramètres de la tension de champ, du sectionneur et de la charge à changer

L'objectif ici est de remplacer le modèle de l'actuateur mécanique d'une turbine hydraulique (représentée par une simple fonction de transfert de premier ordre) présenté à la Figure 4.2 par le modèle de la turbine à vapeur présenté à la Figure 3.12 et de changer les paramètres de la machine synchrone, du réseau, de la tension de champ du sectionneur et de la charge présenté à la Figure 4.2 par les paramètres présentés aux Figure 4.3 et Figure 4.4 pour obtenir le modèle de simulation de la Figure 4.5.

Ensuite, d'injecter une puissance de **1 MW** dans le réseau infini de puissance active de **4.364 MW** et de tension de **3 KV** à partir d'une turbine à vapeur de **7.94 MW** par le biais d'une génératrice de **20 MW**, et de déterminer les caractéristiques temporelles et fréquentielles liant le degré d'ouverture des valves et la puissance injectée par la machine sur le réseau. L'injection de puissance et la détermination de cette caractéristique ne peuvent pas se faire sans concevoir un ou plusieurs contrôleurs pour stabiliser les positions des valves à travers des consignes de puissance.

Pour ce faire, nous allons dans un premier temps adapter la Figure 4.2 avec notre modèle de turbine. Pour cela, **deux types d'adaptation** seront faits, la première sera une boucle de rétroaction unique sur la valve HP (voir Figure 4.5) et l'autre avec une boucle de rétroaction sur les trois valves (voir Figure 4.27).

La première adaptation servira à concevoir le correcteur de la valve principale HP en premier (puisque les débits massiques de vapeur dans les autres sections sont conditionnés par le degré d'ouverture de la valve HP comme présenté à la Figure 2.22) pour déduire la répartition des puissances HP, IP et LP en régime permanent après correction. Ces valeurs de puissance déduites seront utiles pour faire la deuxième adaptation et la conception des contrôleurs des valves IP et LP.

La méthode appliquée pour la conception des correcteurs est de nature empirique car la conception des contrôleurs avec un modèle non linéaire lié aux équations (2.63), (2.64) et (2.67) est plus complexe et requiert des techniques avancées comme la technique de Lyapunov ou celle de petit gain qui ne font pas partir de l'objectif de la recherche.

L'approche de conception des contrôleurs sera abordée par l'analyse des réponses temporelles et fréquentielles (diagramme de Bode et Nichols) du système en boucle fermée sans correction pour déterminer les marges de gain et phase afin d'identifier l'erreur en régime permanent s'il en existe. Si le système est stable avec ou sans erreur en régime permanent et a une marge

phase suffisamment grande, nous opterons pour un correcteur proportionnel pour rendre le système plus rapide.

Si le système est stable avec une erreur en régime permanent et sans débordement en régime transitoire avec une marge de gain et/ou de phase suffisamment petites, nous opterons pour un correcteur proportionnel intégral. Ensuite nous agirons sur les paramètres de gain proportionnel et intégral pour améliorer la stabilité, la précision et la robustesse du système étudié.

Des interprétations de résultats de simulation seront faites à la suite de conception des contrôleurs et de l'injection de puissance dans les deux types adaptations (modèle de la turbine avec une boucle de rétroaction uniquement sur la valve HP présenté à la Figure 4.5 et modèle de la turbine avec une boucle de rétroaction sur les trois valves présentées à la Figure 4.27).

#### **4.3.1 Simulation et interprétation des résultats du modèle turboalternateur : première adaptation sans correcteur**

La Figure 4.5 présente le modèle du turboalternateur relié au réseau infini en boucle fermée sans correcteur. L'injection de la puissance au réseau se fera en deux phases. La première phase sera l'entraînement de la machine jusqu'à la synchronisation et la seconde sera l'injection de la puissance active.

Dans la phase de démarrage, nous supposons qu'initialement la valve principale HP de la turbine est fermée et les deux autres valves sont ouvertes. L'accélération du rotor de la machine synchrone se fait via l'ouverture de la valve principale à partir des consignes du couple du régulateur de vitesse et/ou de phase. La rotation de la machine produit une tension électrique avec une fréquence qui est liée à la vitesse de rotation, et une amplitude qui est liée au courant d'excitation. Le couplage au réseau de cette tension se fait en alignant la tension produite par le turboalternateur à celle du réseau. Pour se faire, quatre étapes sont nécessaires :

La première étape consiste à réguler la vitesse de rotation du turboalternateur à la fréquence du réseau. Ceci aura pour effet d'imposer la fréquence de la tension produite par le turboalternateur égale à celle du réseau. D'où la présence du bloc `regalation_de_vitesse` dans la Figure 4.5.

La seconde étape consiste à réguler l'amplitude de la tension du turboalternateur à celle du réseau via le circuit exciteur de la génératrice. Ceci imposera l'amplitude de la tension du réseau égale à celle de la génératrice. D'où la présence du bloc `Control_du_champ` dans la Figure 4.5.

Une fois l'amplitude et la fréquence de la tension du turboalternateur égales à celles du réseau, il reste à aligner la phase de cette dernière avec celle du réseau. Ceci sera la troisième étape. L'alignement de ces deux tensions se fait par le bloc `Regulation_de_phase`, PLL et `abc_to_qd0` présenté à la Figure 4.5.

Les trois étapes étant respectées, c'est-à-dire que la tension du turboalternateur est sensiblement égale à celle du réseau en amplitude, fréquence et phase, il reste à fermer le sectionneur pour coupler le turboalternateur au réseau qui sera la quatrième étape.

Une fois le couplage effectué, nous débuterons la seconde phase de l'injection d'une puissance de **1 MW** dans le réseau infini.

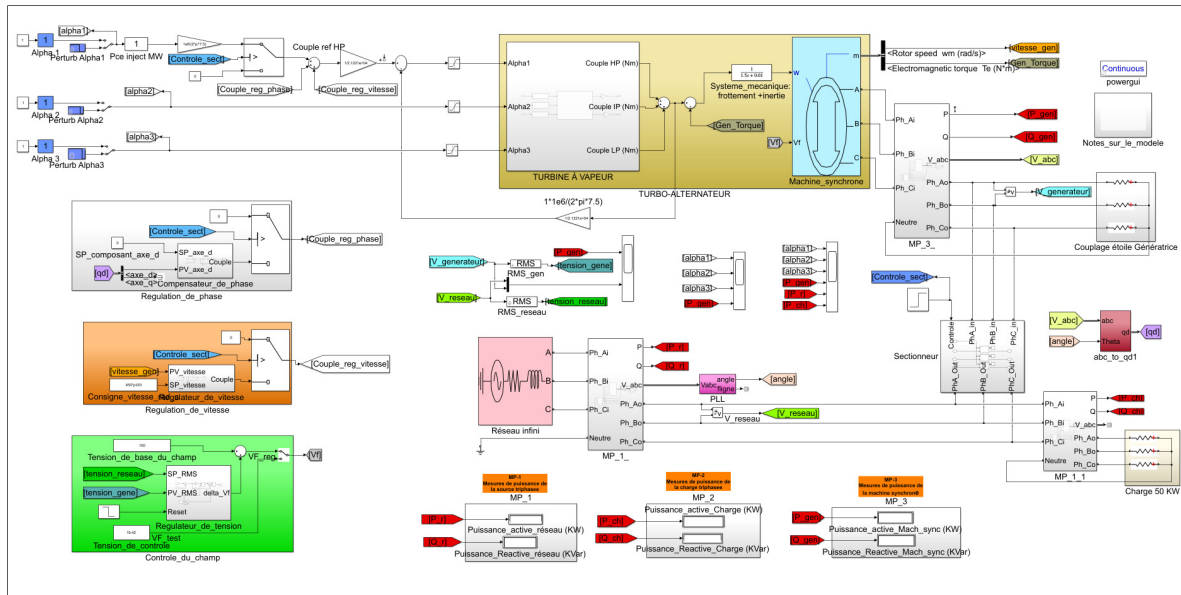


Figure 4.5 Système de production: BF sur la valve HP sans correcteur

Les résultats de simulation du modèle de la Figure 4.5 sont présentés aux Figure 4.6, Figure 4.9, et Figure 4.8. De façon générale, nous remarquons que le système en boucle fermée est stable avec une erreur permanente de  $1 - 0.891386 = 0.1087$  MW en régime permanent. La Figure 4.6 présente la phase d'entraînement de la machine synchrone de **0 à 1.5s**. L'analyse de cette figure montre que la tension du générateur fluctue un peu avant de s'aligner avec celle du réseau à partir de **0.85s** puis il faut une puissance de **0.000445229 MW** soit **445,229 W** pour amener la machine à la synchronisation. Du début de l'injection de la puissance jusqu'au régime permanent, nous remarquons que la constante de temps de la courbe de puissance de

**1.53382-1.5=0.03382s** soit  $\frac{0.500}{0.03382} = 17.78$  fois plus petite que celle présentée à la Figure

3.18 et le temps de réponse est de **1.72244-1.5=0.22244s** soit  $\frac{1.732}{0.22244} = 7.74$  plus petite que

celle de la Figure 3.18. L'analyse fréquentielle de Figure 4.8 montre que la marge de phase de **26.4°** est acceptable, mais pas suffisante et celle du gain de **-0.853** est mauvaise. Ce qui se traduit par la montée de la courbe de réponse de la puissance au-dessus et à l'intérieur des courbes iso-modules (voir Figure 4.9). Cette montée engendre un léger débordement de **2.18 dB** en régime transitoire.



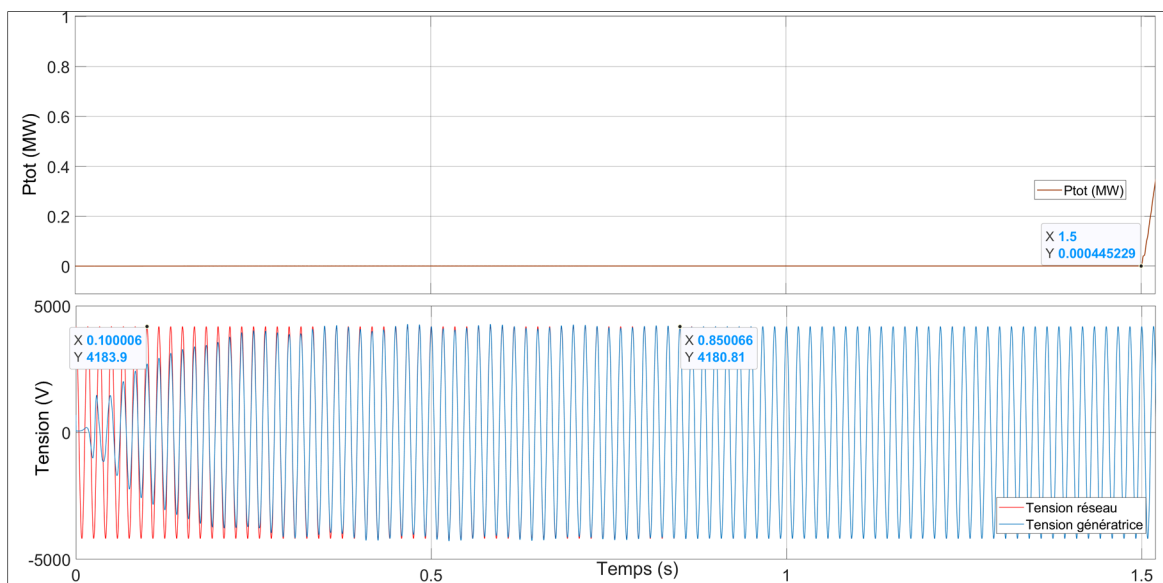


Figure 4.6 BF sur une valve sans correcteur PI : phase d'entraînement de la machine

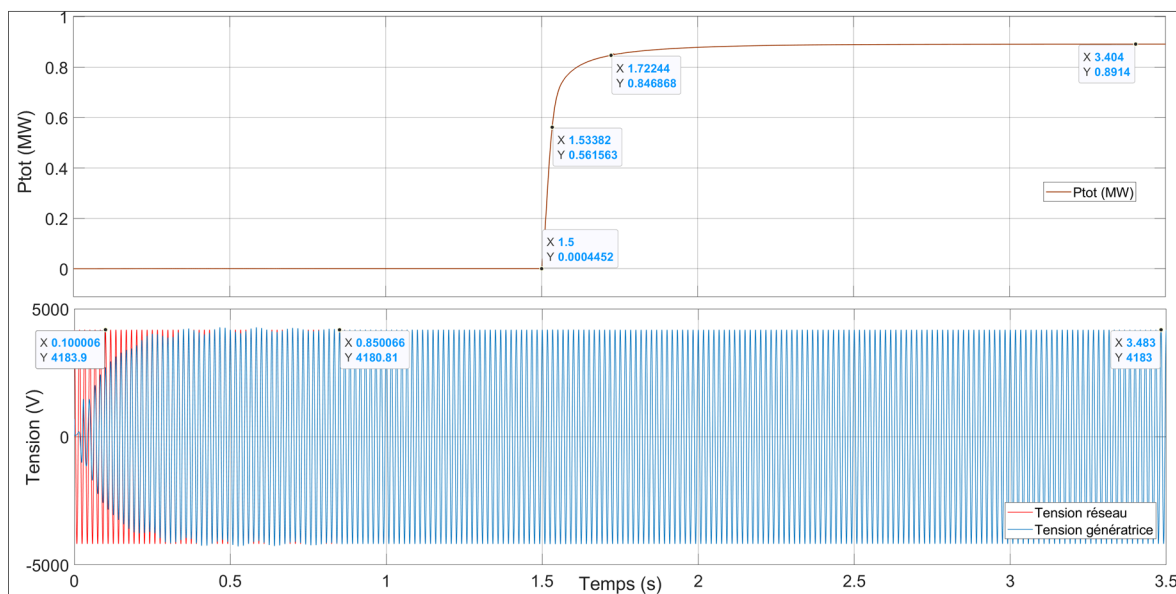


Figure 4.7 BF sur une valve sans correcteur PI : Puissance de la génératrice et alignement des deux tensions sans correcteur PI

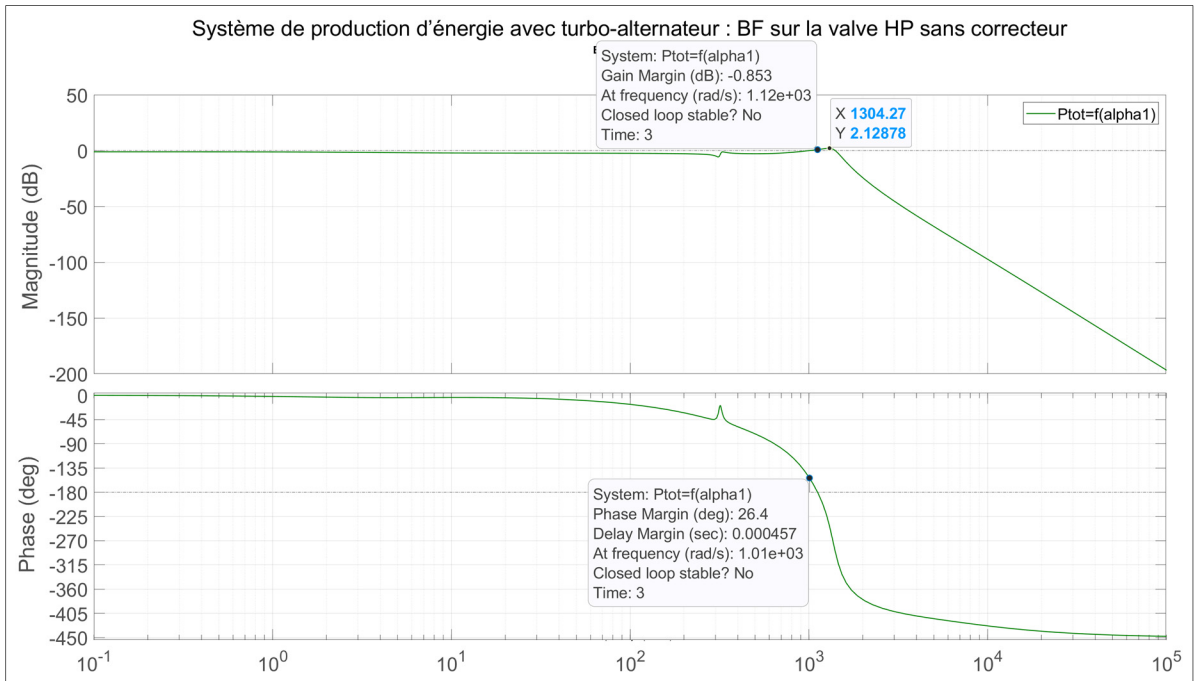


Figure 4.8 Bode : Puissance active sans correcteur sur la BF de la valve HP

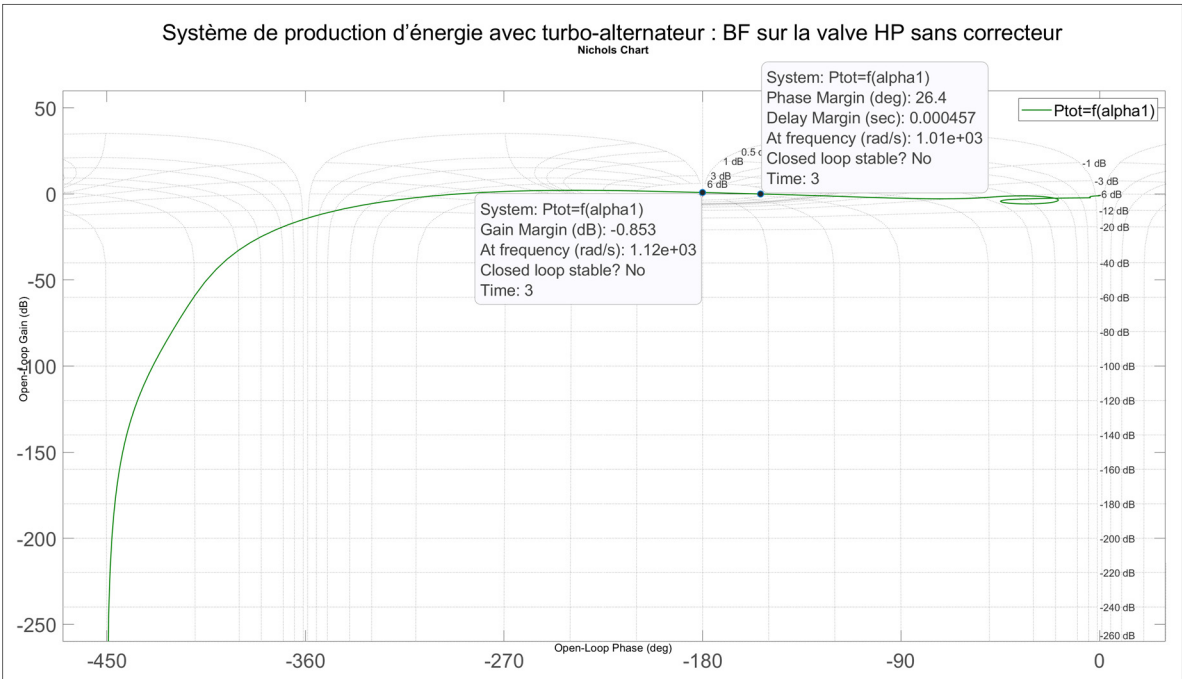


Figure 4.9 Nichols : Puissance active sans correcteur sur la BF de la valve HP

De ce fait, nous pouvons conclure que le système de production de la Figure 4.5 représentant le turboalternateur couplé au réseau en boucle fermée sur la valve HP sans correcteur est stable et plus rapide que le système de la turbine en boucle ouverte présenté à la Figure 4.10 mais, avec une erreur en régime permanente de **0.1087 MW** et une marge de stabilité très faible. Afin de pouvoir corriger la marge de stabilité et l'erreur en régime permanente, nous allons concevoir un contrôleur dans la section suivante.

#### **4.3.2 Simulation et interprétation des résultats du modèle turboalternateur : première adaptation avec correcteur**

Pour assurer la stabilité, la précision et la robustesse du système aux marges de phase et gain acceptables, nous allons concevoir un contrôleur qui améliorera la marge de gain en baissant la courbe de réponse en dessous des lignes iso-modules de résonance, tout en augmentant la marge de phase. Le type de contrôleur capable de respecter cette exigence est un correcteur proportionnel intégral PI avec un gain proportionnel de **0.5** et intégral de **1**. En appliquant ce correcteur au montage de la Figure 4.5, nous obtenons celle de la Figure 4.10. En simulant cette dernière, nous obtenons les résultats présentés aux Figure 4.11, Figure 4.12, Figure 4.14, Figure 4.15, Figure 4.16, Figure 4.18 et Figure 4.19.

L'analyse fréquentielle des résultats des Figure 4.11 et Figure 4.12 montre une amélioration de la marge de gain de **-0.853** à **6,7 dB** et celle de la phase de **26.4°** à l'infini par rapport à la Figure 4.9.

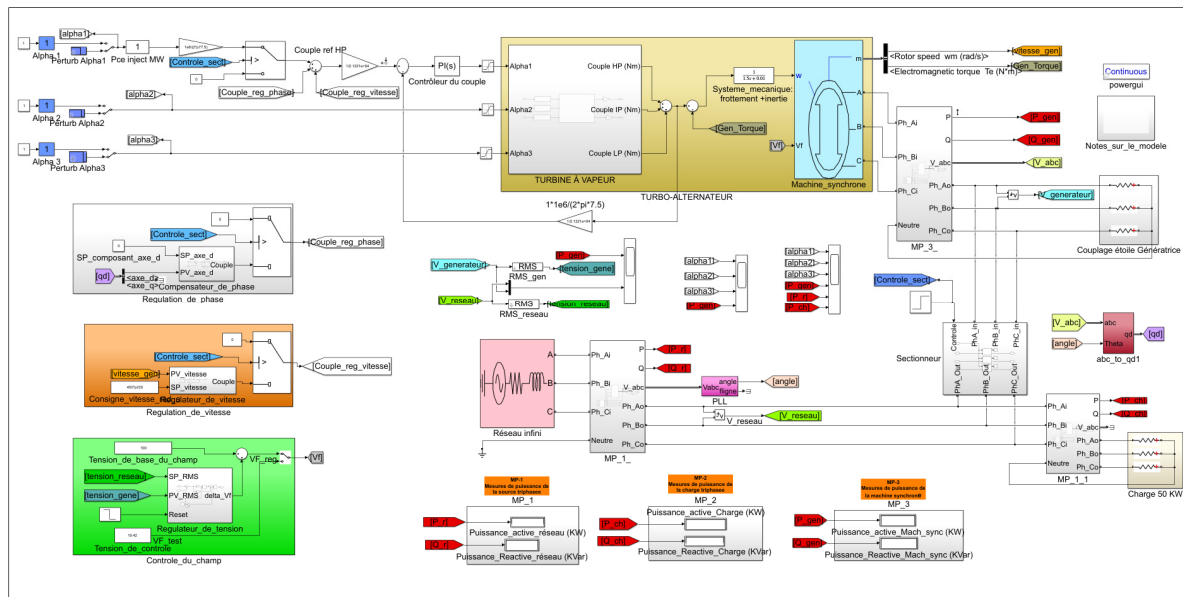


Figure 4.10 Système de production: BF sur la valve HP avec correcteur

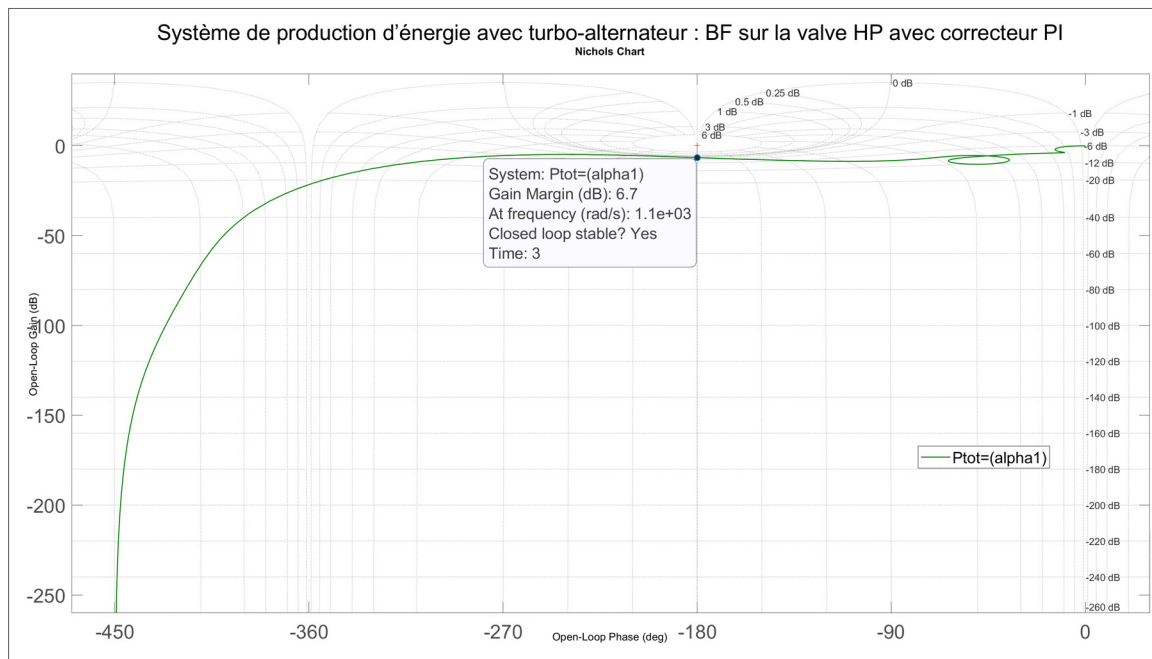


Figure 4.11 Nichols : Puissance active avec correcteur sur la BF de la valve HP

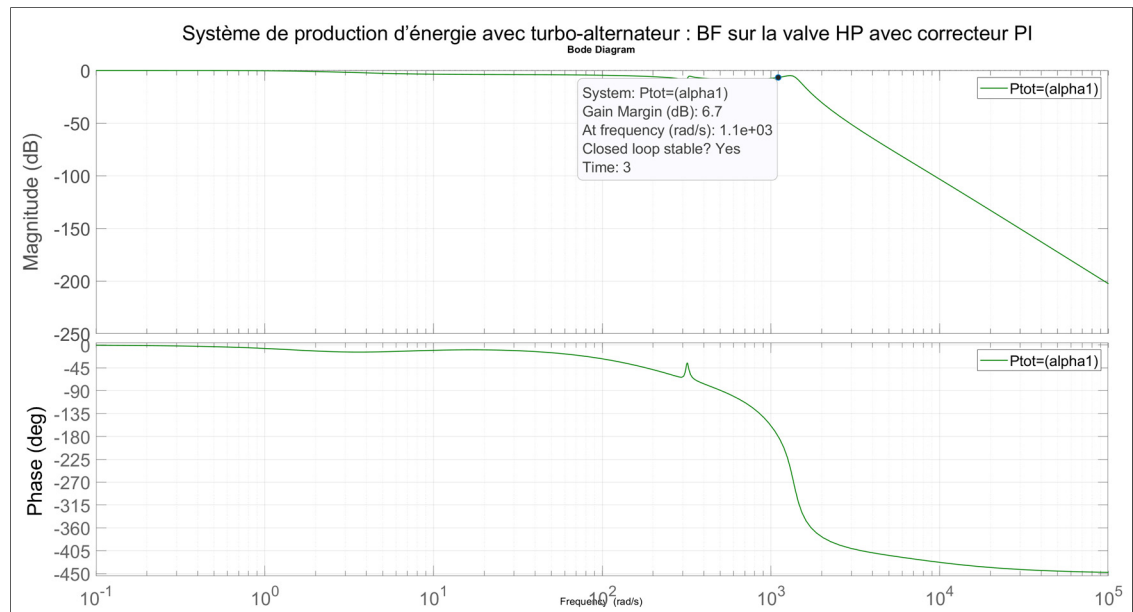


Figure 4.12 Bode : Puissance active avec correcteur sur la BF de la valve HP

Afin de valider la stabilité du système aux marges de gain et de phase obtenues, nous l'avons simulée avec différentes perturbations au niveau des valves HP, IP et LP présenté à la Figure 4.13.

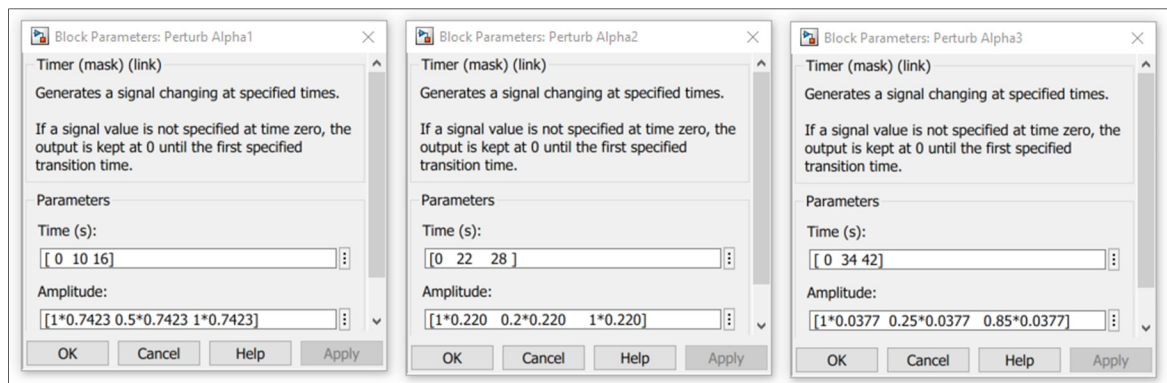


Figure 4.13 Paramètres de perturbation de la puissance au réseau

L'analyse des résultats présentés à la Figure 4.14 ne montre aucune perturbation dans la phase d'entraînement de la machine. L'alignement des tensions se fait à partir **0.566 s** et la puissance de synchronisation au réseau reste inchangée à **445.428 W**.

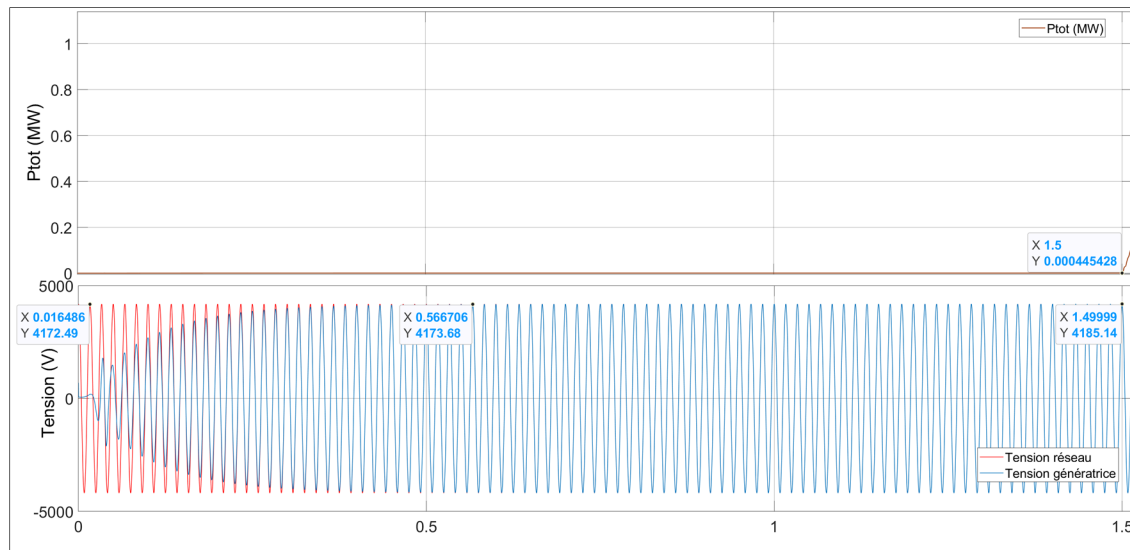


Figure 4.14 BF sur une valve avec correcteur PI : phase d'entraînement de la machine

Dans la phase d'injection de la puissance au réseau, les résultats de simulation des Figure 4.15 et Figure 4.16 montrent que le système est stable face aux différentes perturbations avec une augmentation de temps de réponse de **0.2722 s** ( $1.72244 - 1.5 = 0.2722s$ ) sans correction à **0.51153 s** ( $2.01153 - 1.5 = 0.51153s$ ) avec correction. L'analyse des résultats montre que seule la valve HP peut être utilisée pour la commande de puissance au réseau. Toutes commandes de vapeur (de puissance) à partir des valves IP et LP sont compensées par le contrôleur de la valve HP comme illustré en Figure 4.17 en agrandi sur la Figure 4.16 dans la période de **20** à **45 s**. Ceci a pour avantage d'économiser sur le coût de conception des contrôleurs, de l'instrumentation et de la complexité d'installation toutefois, des inconvénients liés au dépassement de puissance par rapport à la puissance nominale.

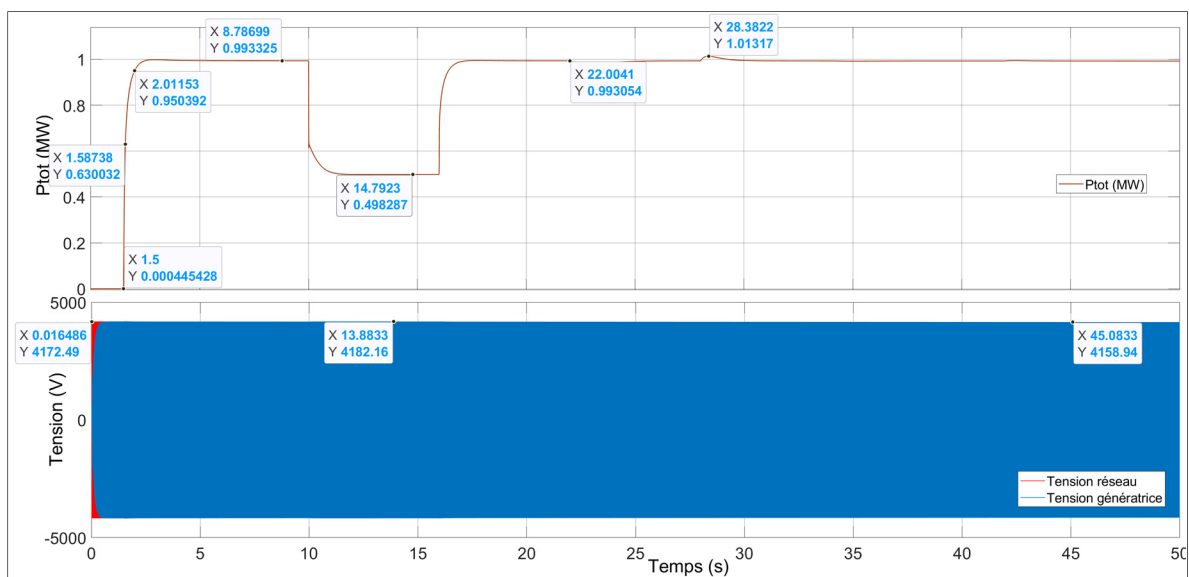


Figure 4.15 BF sur une valve avec correcteur PI : puissance de la génératrice et alignement des deux tensions

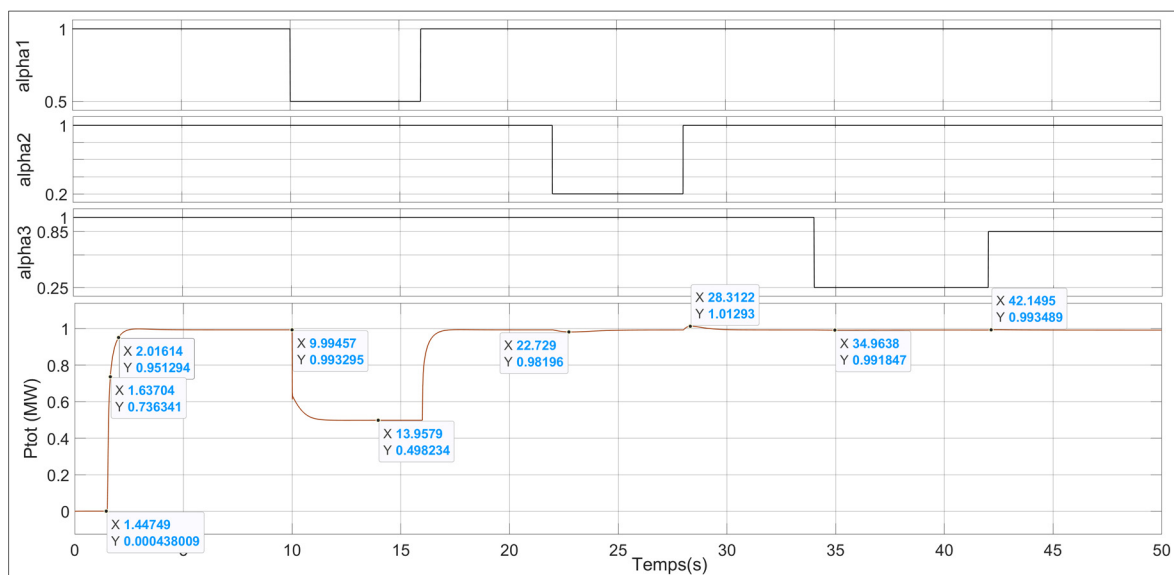


Figure 4.16 BF sur la valve HP avec correcteur PI : puissance de la génératrice en fonction de alpha 1, 2 et 3

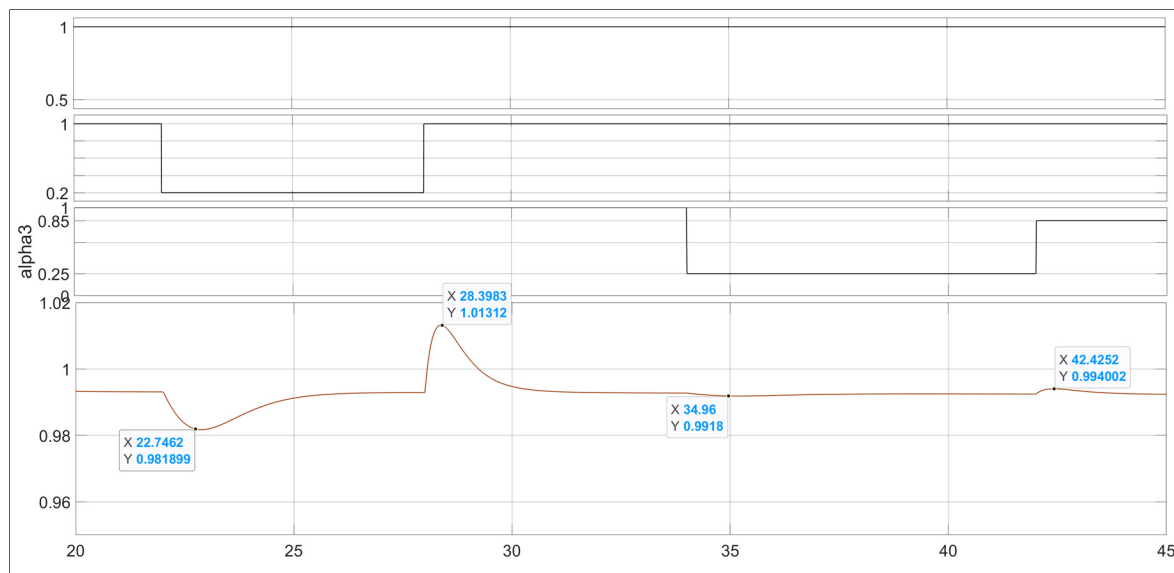


Figure 4.17 Agrandissement de la Figure 4.16 de 20 à 45s

Les résultats de simulation en régime permanent aux valeurs de la Figure 4.10 nous permettent d'obtenir la répartition de puissance dans différentes sections de la turbine présentée à la Figure 4.18. Ces résultats serviront de référence pour la commande des valves HP, IP et LP dans le cas où l'on souhaite contrôler les variations de sortie de vapeur dans les sections trois HP, IP et LP de la turbine.

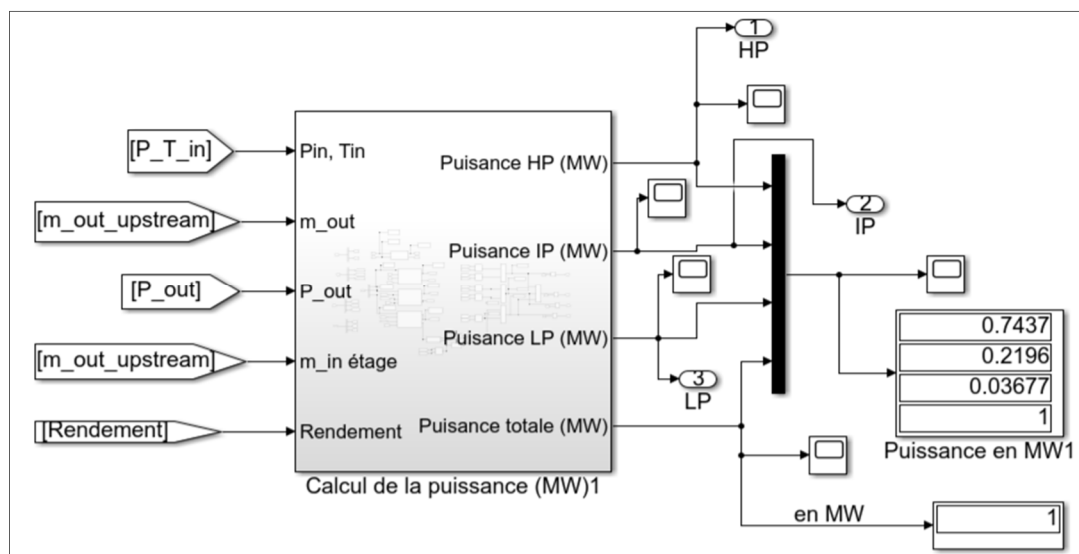


Figure 4.18 Résultats de répartition de puissance dans chaque section de la turbine



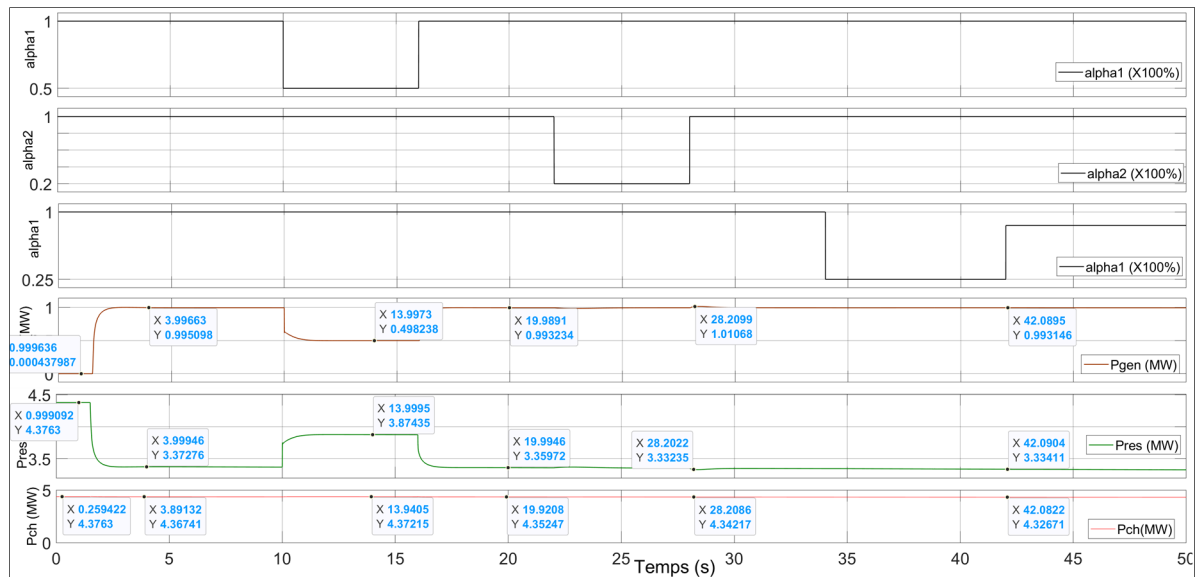


Figure 4.19 BF sur la valve HP avec correcteur PI : Puissance de la génératrice, du réseau et la charge en fonction de alpha 1, 2 et 3

La Figure 4.19 présente l'effet de la variation de l'ouverture des valves de la turbine sur la puissance active de la génératrice, du réseau et la charge. L'analyse des courbes montre, lorsque les positions des valves HP, IP et LP qui sont liées aux puissances actives injectées dans chaque section HP, IP et LP de la turbine augmentent, nous voyons au même instant la puissance active de la génératrice qui augmente, celle du réseau qui diminue et celle de la charge qui reste inchangée (fluctuation négligeable). De même lorsque les positions des valves HP, IP et LP qui sont liées aux puissances actives injectées dans chaque section HP, IP et LP de la turbine diminuent, nous voyons au même instant la puissance active de la génératrice qui diminue, celle du réseau qui augmente et celle de la charge qui reste inchangée (fluctuation négligeable).

Par exemple :

- initialement, entre 0 et 1.5 s :  $P_{gen} = 437.987 \text{ KW}$ ,  $P_{res} = 4.3763 \text{ MW}$  et  $P_{ch} = 4.3763 \text{ MW}$ ;
- à l'ouverture de la valve HP de 0 à 100% entre 1.5 et 10 s :  $P_{gen} = 0,995 \text{ MW}$ ,  $P_{res} = 4.3763 - 0,995 = 3.3727 \text{ MW}$  et  $P_{ch} = 4.367 \text{ MW}$ ;

- à la fermeture de la valve HP de 100 à 50% entre 10 et 16 s :  $P_{gen} = 0,498 \text{ MW}$ ,  $P_{res} = 4.3763 - 0,498 = 3.874 \text{ MW}$  et  $P_{ch} = 4.372 \text{ MW}$ ;
- de 20 à 45 s, les variations puissances actives injectées au réseau qui sont liées aux positions des valves IP et LP sont compensées par le contrôleur de la valve HP.

En résumé, la conception du contrôleur proportionnel intégral de la puissance injectée au réseau en boucle fermée sur la valve HP présentée à la Figure 4.21 nous a permis:

- d'éliminer l'erreur en régime permanent du système présenté à la Figure 4.22;
- d'améliorer la marge de gain de  $-0.853$  à  $6,7 \text{ dB}$  et celle de la phase de  $26.4^\circ$  à l'infini par rapport à la Figure 4.9 du système présenté à la Figure 4.23;
- de comprendre la compensation des pertes de puissances actives aux sections IP et LP de la turbine liées aux variations des valves IP et LP de la turbine sur la puissance active totale de la turbine;
- de trouver les contributions de puissance active dans chaque section de la turbine en régime permanent présentées à la Figure 4.24. Ces contributions de puissances vont nous permettre de concevoir la régulation de puissance active liée aux trois valves de la section HP, IP et LP de la turbine. Ceci se fera à la section suivante.

#### **4.3.3 Simulation et interprétation des résultats du modèle turboalternateur : deuxième adaptation sans correcteur**

La simulation de la Figure 4.24 sans correcteur sur la boucle des trois valve HP, IP et LP donne les résultats présentés aux Figure 4.21, Figure 4.22 et Figure 4.23.

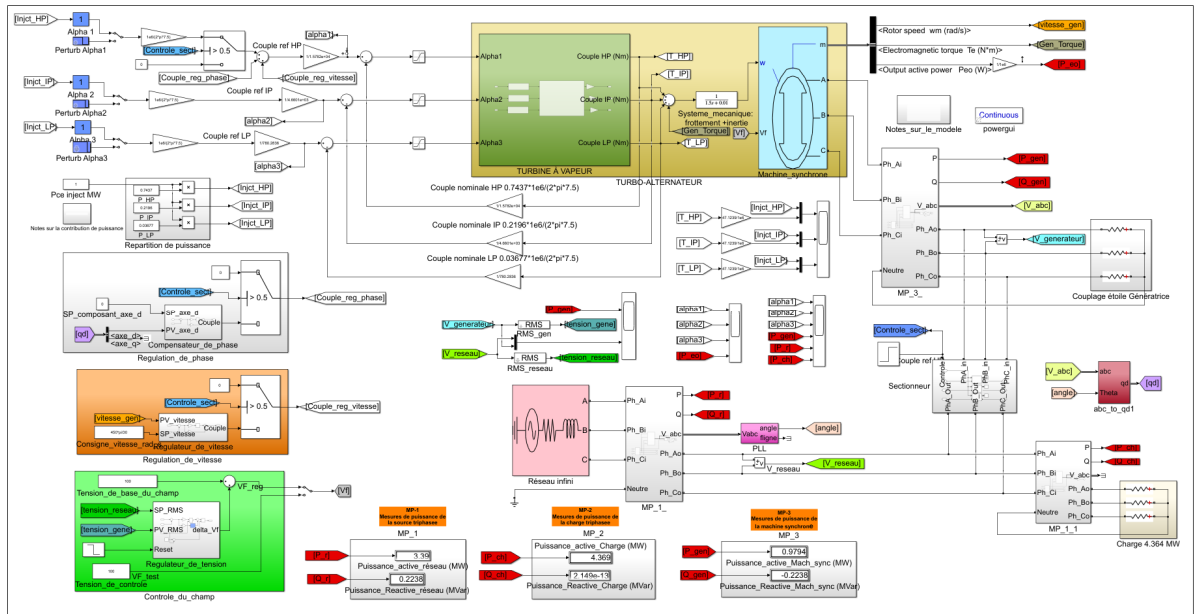


Figure 4.20 Système de production: BF sur les trois valves HP, IP et LP sans correcteur

L'analyse des résultats dans la phase d'entraînement de la machine entre **0** et **15 s** montre une fluctuation de la tension de la génératrice avant de s'aligner avec celle du réseau à partir **1,13 s**. La puissance de synchronisation au réseau de **437,631 W** est inférieure à celle de la deuxième adaptation qui est de **445,229 W**.

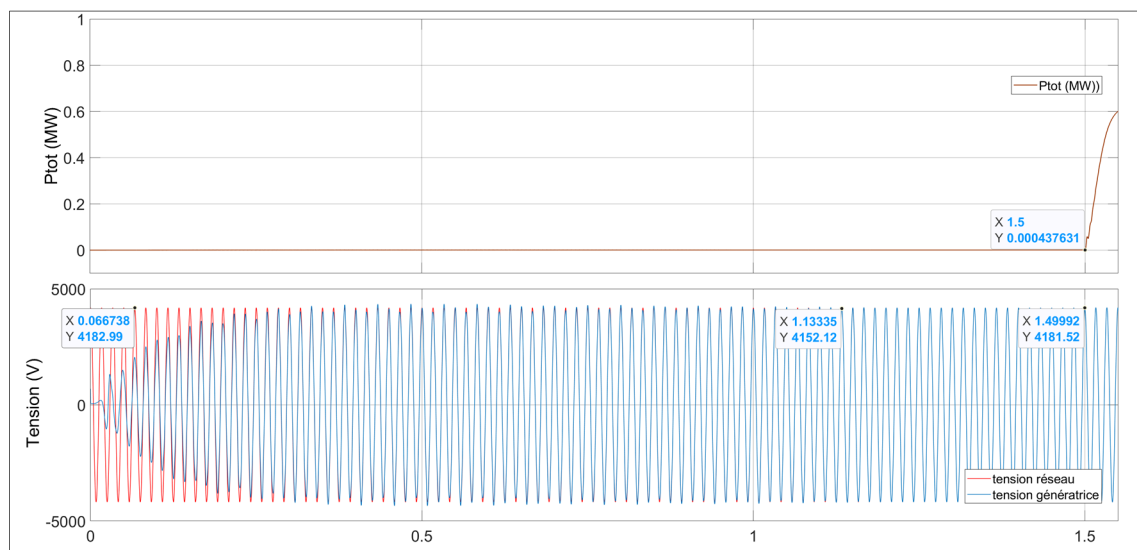


Figure 4.21 BF sur les trois valves sans correcteur: phase d'entraînement de la machine

L'analyse temporelle de la Figure 4.22 montre une erreur de la puissance active de la génératrice en régime permanent de  $1 - 0.804 = 0.196$  MW et un temps de réponse du système de  $2.00 - 1.15 = 0.5$  s.

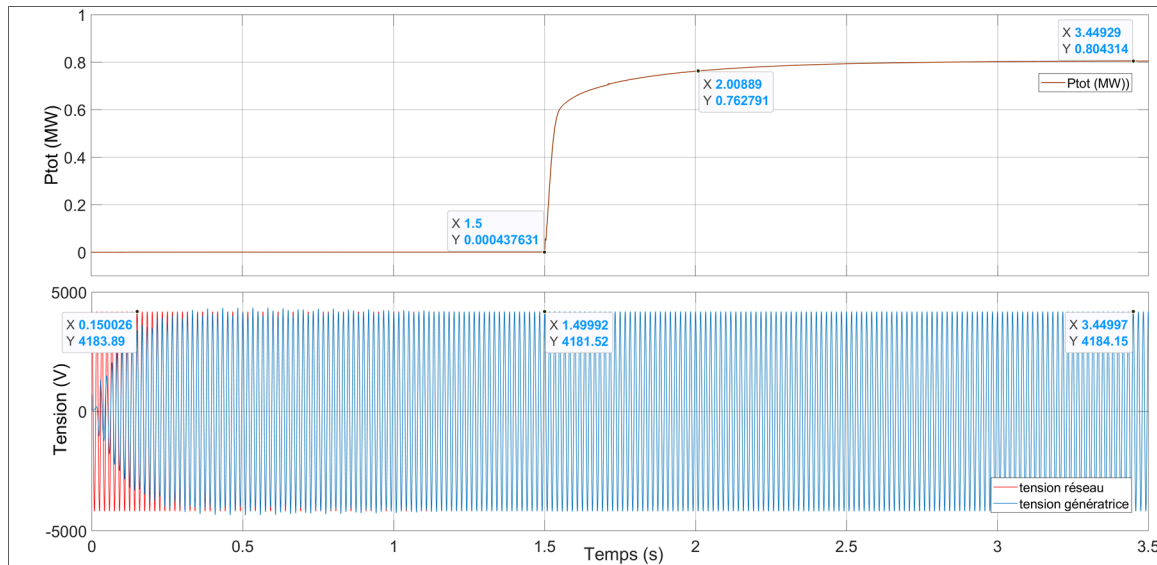


Figure 4.22 BF sur trois valves sans correcteur PI : Puissance de la génératrice et alignement des deux tensions sans correcteur PI

L'analyse fréquentielle de la Figure 4.23 par rapport aux réponses de  $P_{tot} = f(\alpha 1, 2 \text{ et } 3)$  montre que la fonction de transfert du système en boucle fermée sur la section HP est d'ordre  $5 \left( \frac{-450}{-90} = 5 \right)$  et celles en boucle fermée des sections IP et LP sont d'ordre  $6 \left( \frac{-640}{-90} = 6 \right)$ .

La réponse de  $P_{tot} = f(\alpha 1)$  de la section HP de la turbine a une marge de gain de **-1.81 dB** et une marge de phase de **51.8°**. La marge de gain ne garantit pas la stabilité de la puissance active de la génératrice par rapport à la valve HP tandis que la marge de phase est acceptable. Afin d'éliminer l'erreur en régime permanent de **0.196 MW** et d'assurer la stabiliser de la puissance active de la génératrice par rapport à la valve HP en améliorant les marges de gain et phase, nous opterons soit pour un **contrôleur proportionnel intégral**.

Les réponses de  $P_{tot} = f(\alpha 2)$  et  $P_{tot} = f(\alpha 3)$  sont liées à la puissance active de la génératrice par rapport aux valves IP et LP. Elles ont des marges de phase infinies et celles de

gain relativement grandes (**72.8 dB** pour IP et **105 dB** pour LP). Ces marges ont pour effet de ralentir la réponse de commande de ces deux valves en boucle fermée. De ce fait, afin de rendre le système en boucle fermée des sections IP et LP de la turbine plus rapide en augmentant leurs temps de réponse, nous opterons pour un **contrôleur proportionnel**.

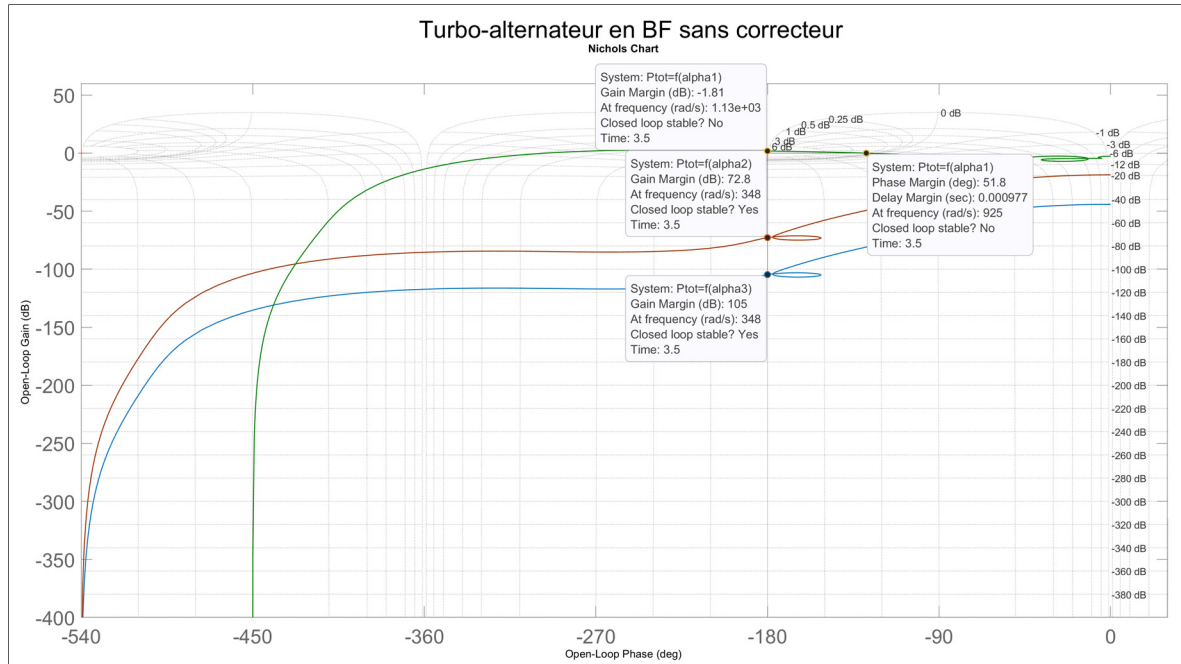


Figure 4.23 Puissance active sans correcteur sur la BF de la valve HP, IP et LP

La conception des contrôleurs proportionnels et proportionnels intégrale se fera dans la section suivante.

#### 4.3.4 Simulation et interprétation des résultats du modèle turboalternateur : deuxième adaptation avec correcteur

La simulation et l'interprétation des résultats du modèle du turboalternateur dans la deuxième adaptation avec correcteur se feront en deux étapes. La première étape consistera à étudier le comportement du système avec un seul contrôleur PI dans la boucle de la valve HP pour voir si la puissance dans les sections HP, IP et LP se stabilise aux valeurs désirées. Si c'est le cas, nous n'aurons plus besoin de contrôleur dans les boucles des valves IP et LP. Dans le cas

contraire, une étude temporelle et fréquentielle sera effectuée pour concevoir des contrôleurs permettant de stabiliser le système sur la boucle de valve IP et LP. Ce qui sera l'objet de la deuxième étape.

#### 4.3.4.1 Turboalternateur en BF avec correcteur sur la boucle de valve HP

La simulation du système présenté à la Figure 4.24 avec le correcteur PI sur la boucle de la valve HP utilisant les mêmes paramètres que celle de la Figure 4.10 donne les résultats présentés aux Figure 4.26 et Figure 4.25.

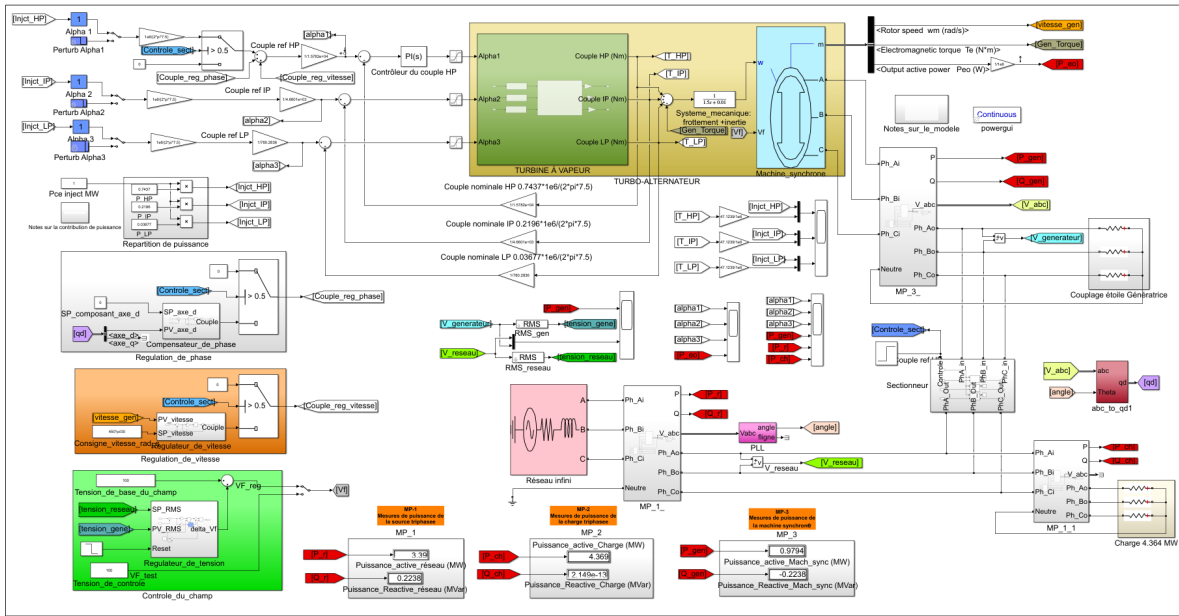


Figure 4.24 Système de production: BF sur les trois valves HP, IP et LP avec correcteur sur la boucle de la valve HP

L'analyse fréquentielle de la Figure 4.25 montre que le fait d'avoir introduire un contrôleur uniquement dans la boucle de puissance HP, n'a pas amélioré la réponse du système dans les boucles de puissance IP et LP puisque les marges de gain sont restées presque inchangées. Seule la réponse de la boucle de puissance HP a été améliorée avec une marge de gain variant de **-1.81dB à 6 dB** et une marge de phase variant de **51.8° à l'infini**.

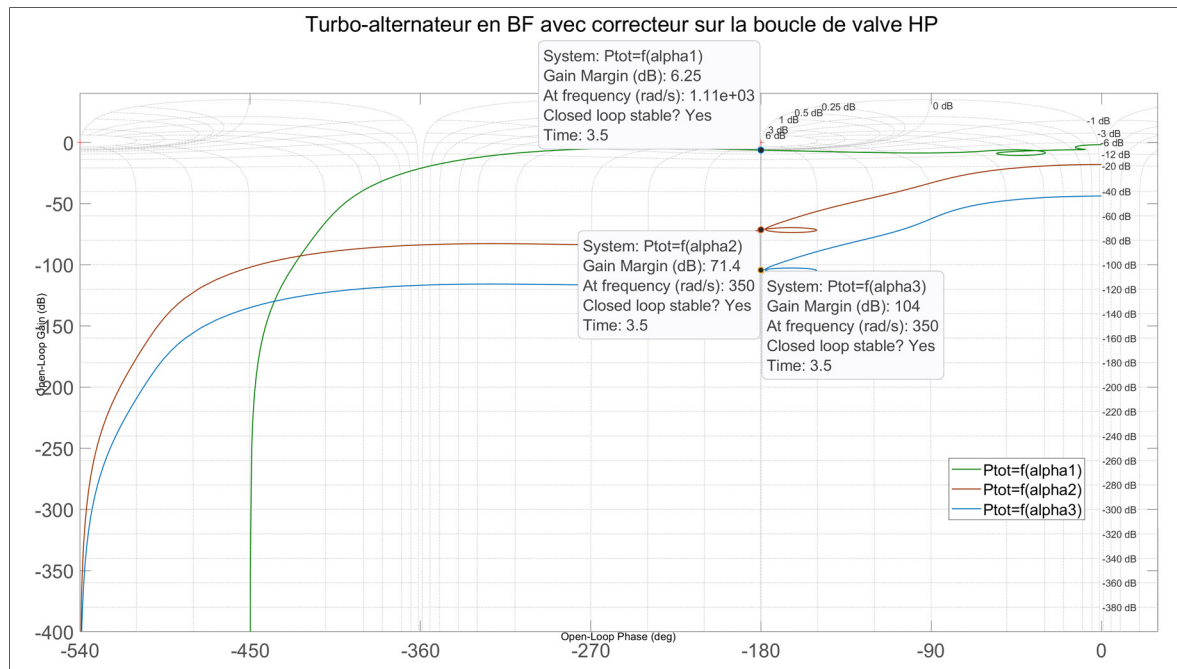


Figure 4.25 Nichols : Puissance active avec correcteur sur la BF de la valve HP

La Figure 4.26 montre les réponses de puissances aux sorties des sections HP, IP et LP de la turbine. L'analyse de ces résultats montre que seule la puissance active au niveau la section HP de la turbine est compensée. Celle de la section IP présente une erreur en régime permanent de  $0.2196 - 0.1406 = 0,079 \text{ MW}$  et l'autre de la section LP à une erreur en régime permanent de  $0.03677 - 0.01035 = 0.02642 \text{ MW}$ .

**Remarque :** Un pic 0.0245 MW en régime transitoire apparaît sur la réponse en puissance de la section LP. Cela est dû au fait que l'entropie pour les faibles valeurs de pression dans la phase d'entraînement du générateur n'existe pas. Une fois détectée dans la phase d'injection de puissance, elle se comporte comme une impulsion en réponse de sortie LP avant de suivre son évolution dans le temps. Cela n'a aucune incidence sur la puissance totale de la génératrice.

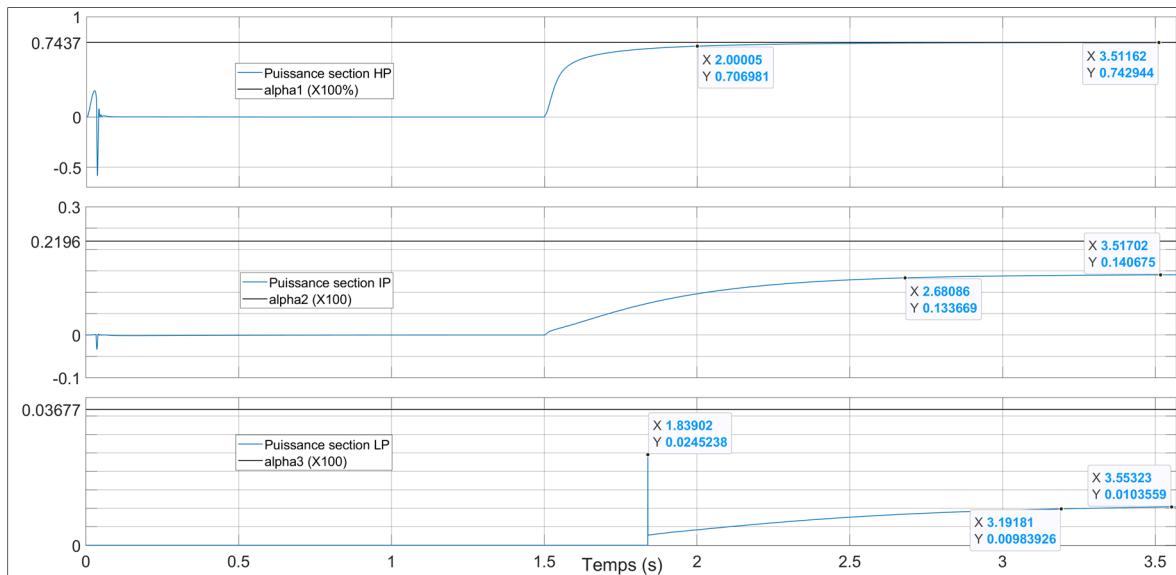


Figure 4.26 Réponses de puissances aux sorties des sections HP, IP et LP : sans contrôleur sur les valves IP et LP

#### 4.3.4.2 Turboalternateur en BF avec correcteur sur la boucle des valves HP, IP et LP

L'amélioration des réponses de puissance dans les boucles IP et LP se fera par l'introduction de deux correcteurs proportionnels. L'un dans la boucle de puissance IP avec un gain de **100** et l'autre dans la boucle de puissance LP avec un gain de **25** comme le présente la Figure 4.24. Les résultats de simulation du système de la Figure 4.24 sont présentés aux Figures 4.27, 4.28, 4.29, 4.30, 4.31, 4.25 et 4.26.



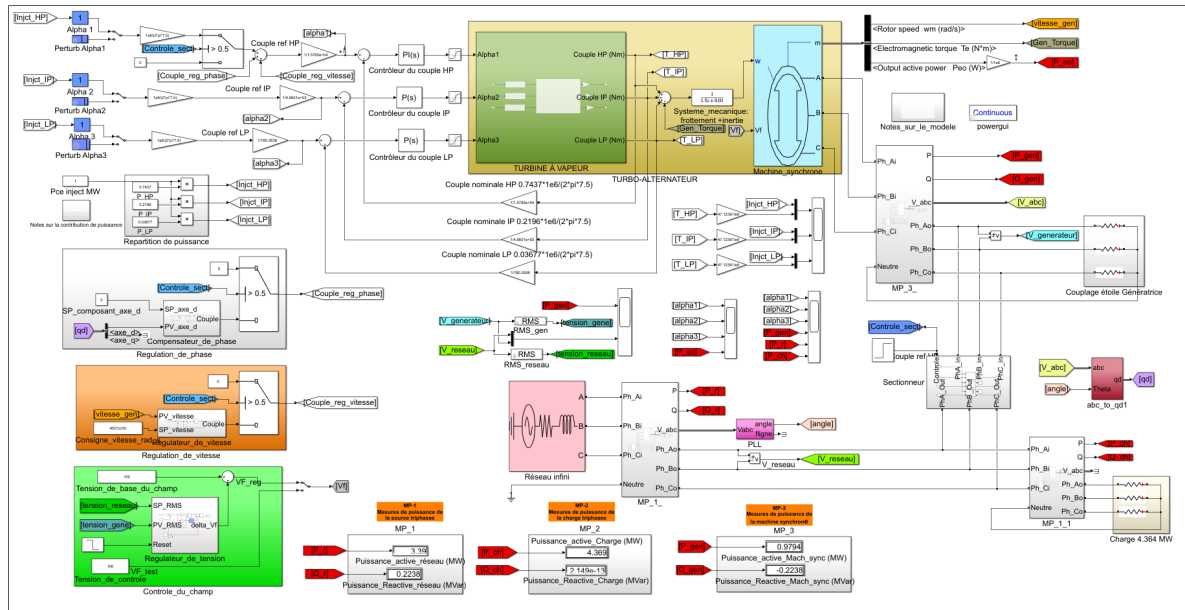


Figure 4.27 Système de production: BF sur les trois valves HP, IP et LP avec correcteur sur la boucle des trois valves

L'analyse fréquentielle des Figure 4.28 et Figure 4.29 montre que le système est stable avec des marges de phase infinie pour la puissance active de génératrice en fonction des positions des trois valves. Celle du gain est de **6.27dB** pour la boucle de la valve **HP**, **40.7dB** pour la boucle de la valve **IP** et **77.6 dB** pour la boucle de la valve **LP**.

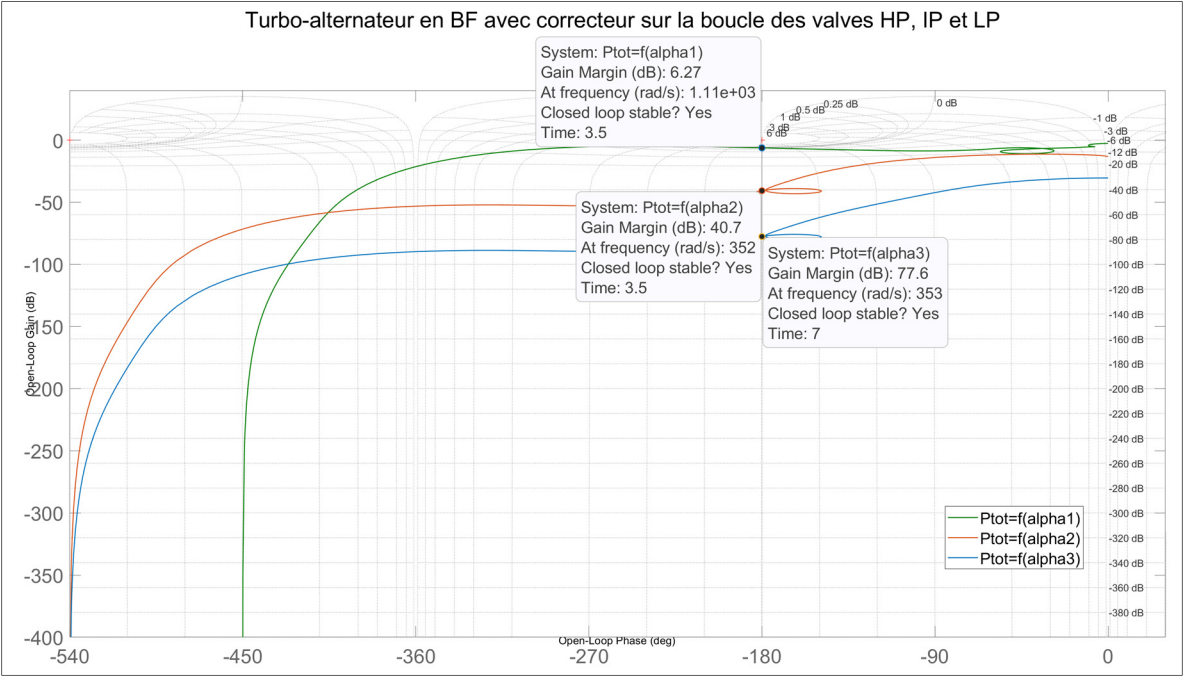


Figure 4.28 Nichols : Puissance active avec correcteur sur la BF des trois valves

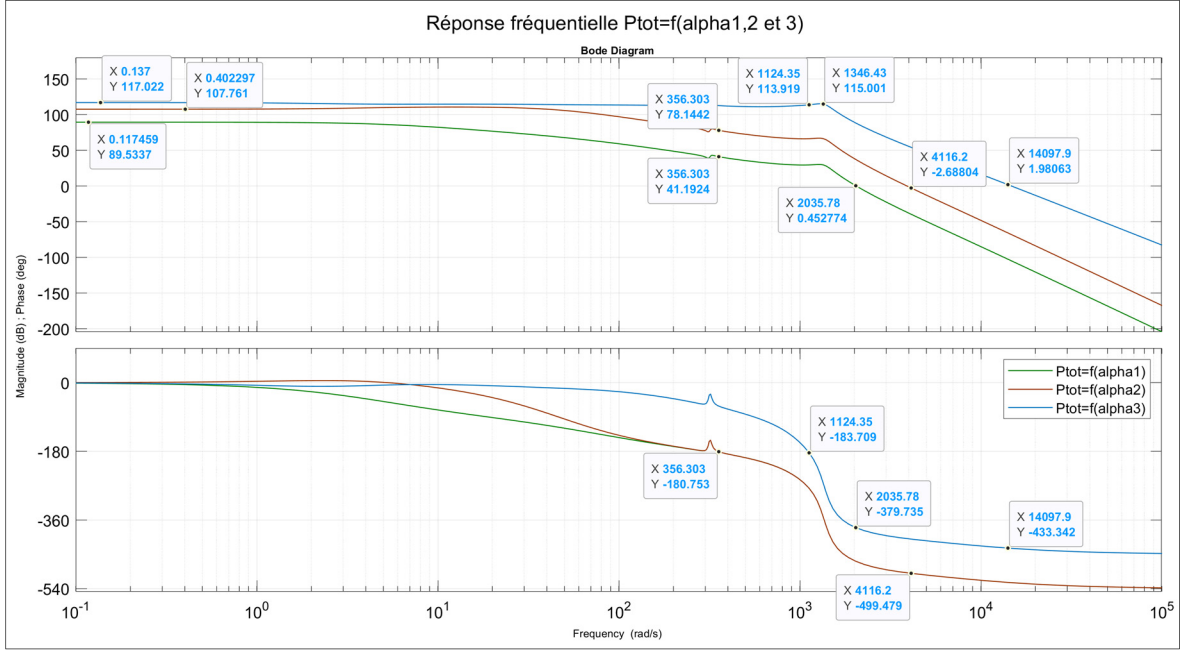


Figure 4.29 Bode : Puissance active avec correcteur sur la BF des trois valves

Comme le présente la Figure 4.30, l'analyse des courbes de puissance dans chaque section HP, IP et LP de la turbine montre que l'erreur en régime permanent s'annule avec les temps de réponse plus longue que celle de la Figure 4.26.

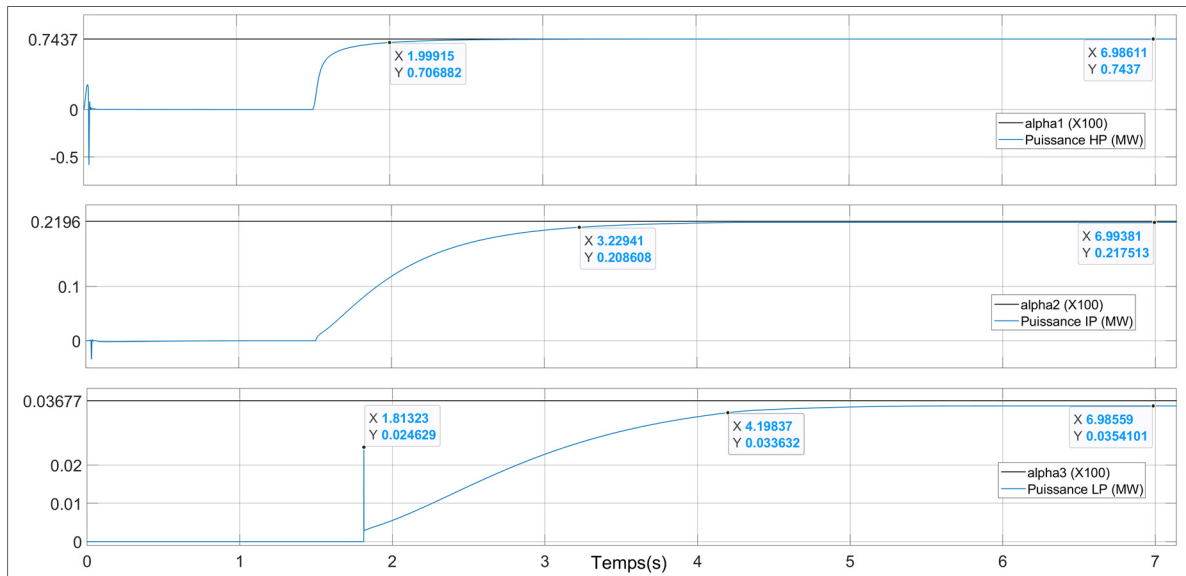


Figure 4.30 Réponses de puissances aux sorties des sections HP, IP et LP : avec contrôleur sur les trois valves

L'analyse temporelle de la Figure 4.28 dans la phase d'entraînement de la génératrice montre que l'évolution de la tension de la génératrice jusqu'à son alignement avec celle du réseau ne fluctue pas puis reste stable jusqu'à la synchronisation du turboalternateur au réseau avec une puissance d'entraînement de **437,6 W**.

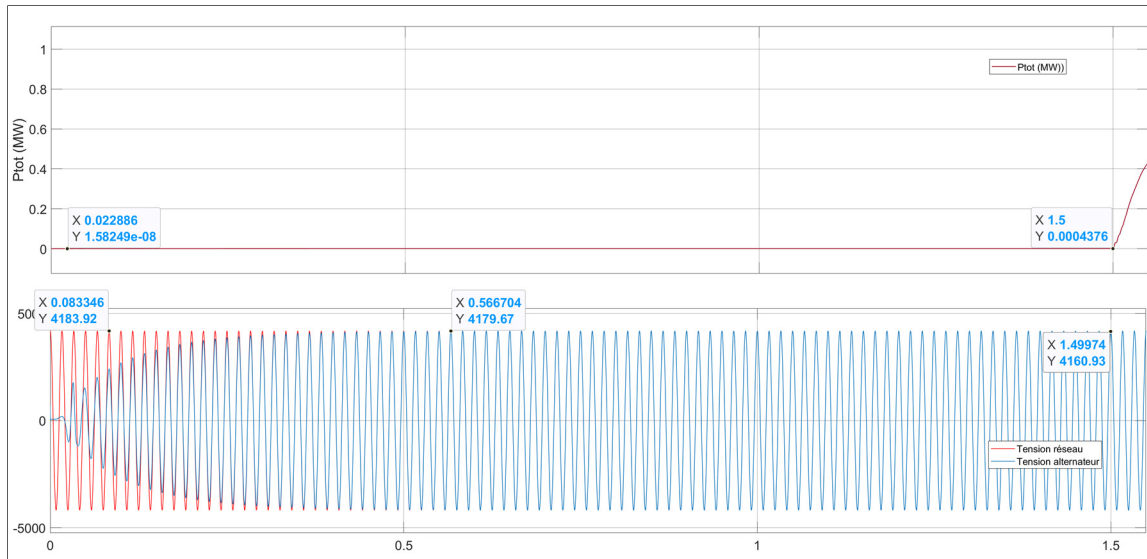


Figure 4.31 BF sur les trois valves avec correcteur: phase d'entraînement de la machine

Les Figure 4.32 et Figure 4.33 montrent l'évolution de la puissance de la génératrice, du réseau et de la charge en fonction des positions des valves HP, IP et LP. L'analyse de ces deux figures montre que le système est stable face aux différentes perturbations avec aucun débordement. Les temps de réponse de montée et descente de la courbe de puissance en fonction de la position de la valve alpha1 est de  $1.639 - 1.5 = 0.639$  s et  $11.187 - 10 = 1.187$  s. Ceux de la position de la valve alpha2 est de  $29.728 - 28 = 1.728$  s et  $23,81-22=1.81$  s et enfin ceux de la position de la valve alpha3 est de  $42.755 - 42 = 0.755$  s et  $36.456 - 34 = 2.456$  s. Dans l'ensemble, nous remarquons que les temps de descente sont plus longs que les temps montés. En régime permanent, la valeur de la puissance injectée est de **0.989 MW** soit une erreur de  $\frac{(1-0.989)}{1} = 1\%$  par rapport à la valeur nominale.

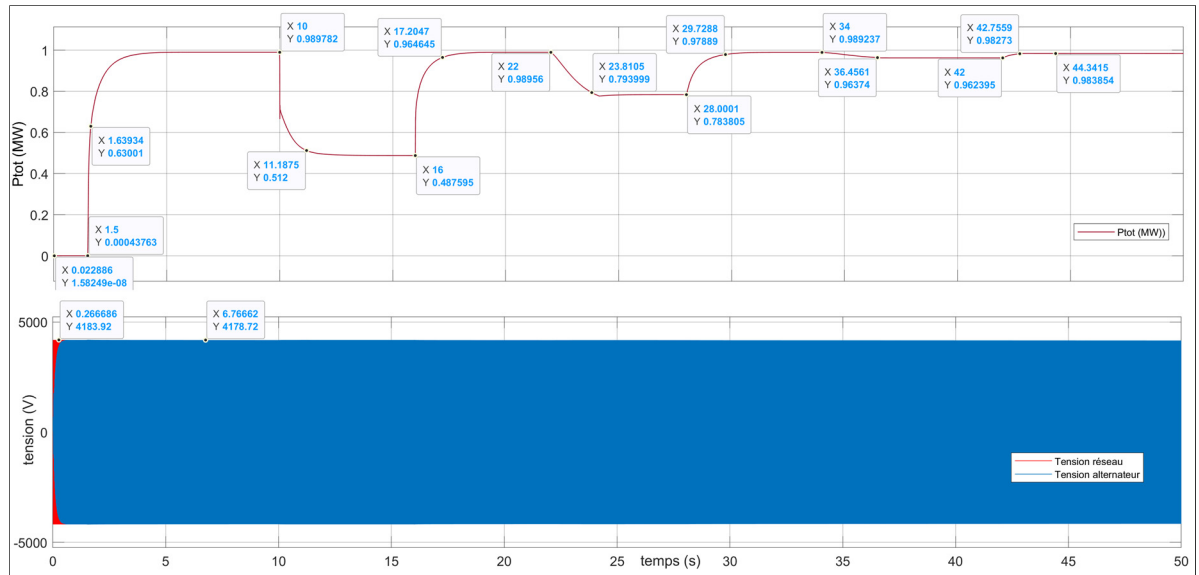


Figure 4.32 BF sur les trois valves avec correcteur: puissance de la génératrice et alignement des deux tensions

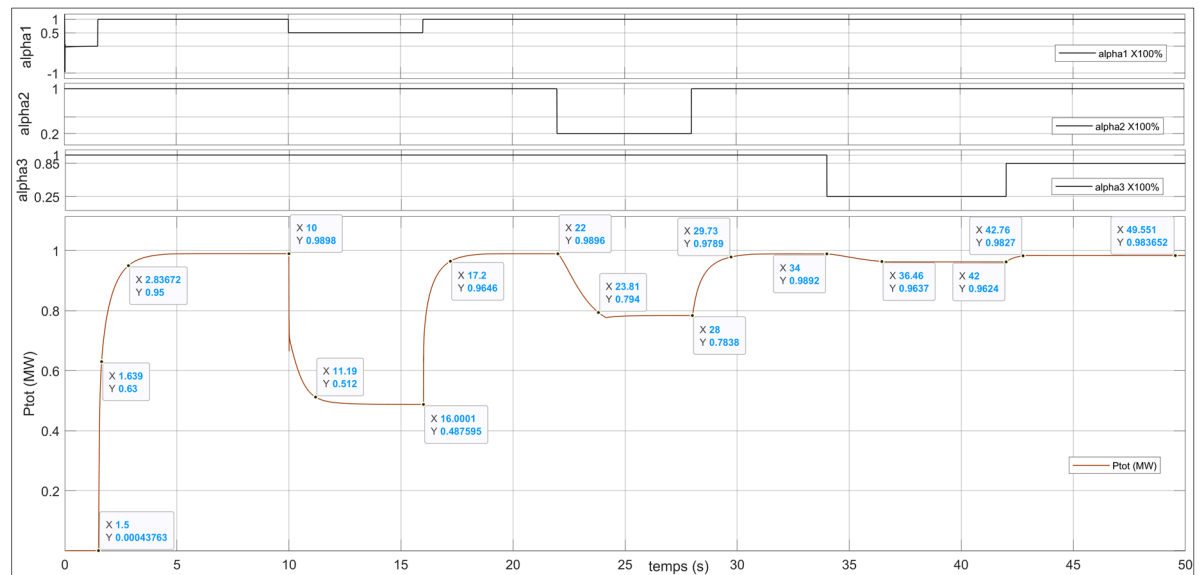


Figure 4.33 BF sur les trois valves avec correcteur : puissance de la génératrice en fonction de alpha 1, 2 et 3

L'analyse temporelle de la Figure 4.34 est de même que celle de la Figure 4.19. Lorsque les positions des valves HP, IP et LP qui sont liées aux puissances actives à injecter dans chaque

section HP, IP et LP de la turbine augmentent, nous voyons au même instant la puissance active de la génératrice qui augmente, celle du réseau qui diminue et celle de la charge qui reste inchangée. De même, lorsque les positions des valves HP, IP et LP qui sont liées aux puissances actives à injecter dans chaque section HP, IP et LP de la turbine diminuent, nous voyons au même instant la puissance active de la génératrice qui diminue, celle du réseau qui augmente et celle de la charge qui reste inchangée.

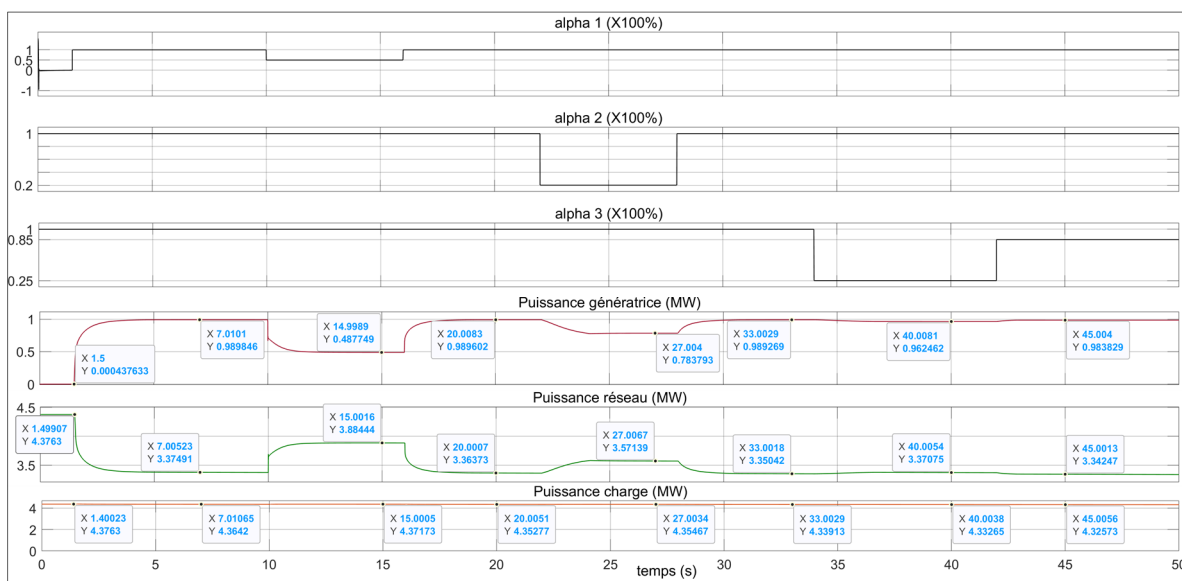


Figure 4.34 BF sur les trois valves avec correcteur : Puissance de la génératrice, du réseau et la charge en fonction de alpha 1, 2 et 3

#### 4.4 Conclusion

En conclusion, ce chapitre a permis de valider en même temps le modèle de turbine conçu ainsi qu'à déterminer les caractéristiques temporelles et fréquentielles du système turboalternateur couplé à un réseau infini. De ces résultats, nous avons remarqué que l'erreur relative entre la puissance active produite par la turbine du modèle conçu et celle de l'article de journal utilisé pour comparaison est inférieure à 5%, ce qui est juste pour valider la conception de notre modèle. De plus, les réponses fréquentielles du système turboalternateur couplé au réseau donnent les marges de phase infinie pour la contribution des trois valves sur la puissance active totale de la génératrice. Les marges de gain aux valeurs de 6.27 dB pour la contribution de la

valve HP sur la puissance active totale de la génératrice, de 40.7 dB pour celle de la valve IP et de 77.6 dB pour celle de la valve LP ont été suffisantes pour vérifier la robustesse du système avec différentes variations de position des valves. L'analyse temporelle a montré que, lorsqu'on a un seul contrôleur sur la boucle HP, la variation de vapeur ou de puissance dans les sorties de sections HP, IP et LP est compensée par le contrôleur de la boucle HP en revanche, lorsqu'on a un contrôleur sur chaque boucle de valve HP, IP et LP, la variation de vapeurs ou de puissance dans les sorties de sections HP, IP et LP est compensée par chaque contrôleur. Dépendant des applications, un des deux cas peut être utilisé. De plus, les analyses de temps de réponse montrent que le système avec un contrôleur sur chaque boucle HP, IP et LP est plus lent que celui avec un correcteur sur une seule boucle sur la valve HP environ de  $2.836 - 2.016 = 0.82s$ .

Définitivement, en tenant compte des hypothèses de modélisation, ces résultats peuvent être utilisés pour des applications concrètes et la méthodologie de modélisation peut être applicable pour d'autres types de turbines comme définies au CHAPITRE 1.





## CONCLUSION

L'objectif principal de cette recherche était d'effectuer la modélisation mathématique d'une turbine à vapeur à cogénération avec deux extractions de vapeur et trois valves de contrôle. Le tout devait être couplé à un alternateur afin de déterminer les caractéristiques fréquentielles liant le degré d'ouverture des valves de contrôles et la puissance injectée par la machine sur le réseau. Pour parvenir à atteindre l'objectif, nous avons commencé par analyser de façon détaillée le fonctionnement des différents types de turbines dans leur forme la plus simple à la plus complexe afin de spécifier le type de turbine à modéliser. Nous avons conclu que la modélisation mathématique d'une turbine dépend de sa classification et sa disposition en centrale.

Ensuite, sachant que la puissance produite par la turbine dépend du débit massique de vapeur, de la quantité d'énergie disponible dans la turbine et du rendement, nous avons commencé par modéliser le système de commande des valves ainsi que la valve utilisée pour contrôler le débit massique dans la turbine. Par la suite, nous avons modélisé la turbine elle-même qui transforme la quantité d'énergie totale disponible en puissance mécanique en tenant compte de son rendement. Les trois modèles ont été abordés comme suit :

En premier, nous avons modélisé le système de commande des valves. Dans cette modélisation, deux concepts de choix au niveau de la servovalve ont été abordés : celui avec la rétroaction hydraulique (Moog) et l'autre avec rétroaction électromécanique (LVDT). Les deux types de valves réalisent les mêmes fonctions, mais leur choix dépend du niveau de propreté d'huile de passage à travers leurs orifices. Pour les servovalves de Moog, l'huile doit être filtrée à 3  $\mu\text{m}$  tandis que pour les servovalves LVDT l'huile doit être filtrée à 6  $\mu\text{m}$ . La plus communément utilisée dans les centrales est le LVDT pour son faible coût et sa facilité de maintenance. Les concepts de modélisation des deux valves ont été élaborés dans le mémoire et en conclusion, nous avons opté pour la servovalve de Moog à cause des données de paramètres de modélisation disponibles dans la littérature.

En deuxième, nous avons modélisé la valve elle-même. Cette modélisation consistait à déterminer un modèle mathématique liant la pression dans le servomoteur et le débit de vapeur entrant dans la turbine. Deux concepts de modélisation ont été élaborés : celui de la modélisation empirique qui consistait à établir un modèle mathématique de la valve en fonction des données expérimentales prises des essais en usine ou en laboratoire et celui de la modélisation mathématique qui consiste à établir un modèle mathématique du débit massique à la sortie de la valve de régulation en fonction de ses paramètres. Les deux concepts ont été élaborés dans le mémoire, mais ne disposant pas de courbes expérimentales ni les paramètres d'une valve de régulation, nous avons supposé que le débit massique à l'entrée de la turbine est proportionnel à la hauteur de la tige et les paramètres géométriques de la valve.

En troisième, nous avons modélisé la turbine en étudiant le comportement dynamique et énergétique de la transformation de la quantité d'énergie totale disponible dans la turbine en puissance mécanique. Pour cela en tenant compte des hypothèses, deux concepts de modélisation ont été abordés : une modélisation dynamique de la vapeur, en étudiant la variation du débit massique de la vapeur à l'entrée et la sortie de la turbine, et une modélisation énergétique, en étudiant la variation d'énergie à l'entrée et la sortie de la turbine. Tout ceci en tenant compte des pertes en rendement. Sachant que la turbine étudiée possède deux extractions de vapeur et trois valves de contrôle, elle devait être complexe à modéliser dans son ensemble. Afin d'y parvenir, nous avons commencé à modéliser le cas d'une turbine à condensation avec une valve de contrôle. Ensuite, nous l'avons généralisé à la turbine d'étude. Au terme de ces études, nous avons conçu un modèle global de la turbine. Les résultats de la modélisation obtenus étaient des modèles non linéaires. Afin de les rendre utilisables dans la validation du modèle ou dans la détermination de la fonction de transfert pour des études futures, nous les avons linéarisés avec les paramètres d'une turbine à cogénération avec deux extractions de vapeur étudiée en littérature. Nous avons dû choisir les constantes de temps de façon raisonnable, car nous ne disposions pas de certains paramètres confidentiels nous permettant de les calculer.

Sachant que la turbine d'étude sera couplée à un alternateur, nous avons juste présenté le modèle de l'alternateur à utiliser autour des points d'opération choisis de façon raisonnable pour la suite projet puisque la modélisation de ce dernier était déjà faite dans la littérature.

Une fois les modèles du système de commande des valves, de la valve et de la turbine obtenus, nous les avons réunis pour les simuler et interpréter les résultats individuellement puis collectivement autour des points d'opération. L'analyse des résultats et des réponses temporelles et fréquentielles nous a permis de concevoir un contrôleur dans la boucle du système de commande des valves et de vérifier la stabilité, la précision et la robustesse de la turbine prise dans son ensemble en fonction des positions des valves.

Ensuite les modèles du système de commande des valves, de la valve et de la turbine ont été couplés pour former un turboalternateur. La validation du turboalternateur s'est faite en deux parties : la première partie était la validation par comparaison du résultat de simulation en régime permanent des modèles du système de commande des valves, de la valve et de la turbine pris dans sa globalité avec la revue de littérature. La seconde partie s'est faite en validant le modèle du turboalternateur par couplage à un réseau infini avec un modèle de système de production (Fortin-Blanchette, 2021). Le résultat de la première partie a démontré que l'erreur relative de la puissance totale est nulle pour la turbine 1 et négligeable pour la turbine 2. Le résultat de la deuxième partie s'est fait en deux adaptations du modèle du système de production avec la conception des contrôleurs pour la régulation de l'injection de puissance au réseau. La première adaptation était celle avec une boucle fermée sur la commande de la valve HP. Elle a permis de concevoir le correcteur de la valve principale HP et de déduire la répartition des puissances dans la section HP, IP et LP de la turbine. Celles-ci serviront à la deuxième adaptation pour la conception des contrôleurs des valves IP et LP. De plus, l'analyse des caractéristiques du système de la première adaptation a montré que : lorsqu'on a un seul contrôleur sur la boucle HP, la variation de vapeur ou de puissance dans les sorties de sections HP, IP et LP est compensée par ce contrôleur de la boucle HP. En plus de cela, le temps de réponse du système en boucle fermée sur la valve HP est plus court (0.50 s) que celui de la

turbine en boucle ouverte (1.74 s), mais avec une marge de phase infinie et celle du gain égal à 6.7 dB qu'on peut qualifier d'acceptable dépendamment des besoins du client.

Après avoir eu la répartition de puissance dans chaque section de la turbine dans la première adaptation, la deuxième adaptation a été conçue et les résultats de simulation ont montré que : la variation de vapeur ou de puissance dans les sorties de sections HP, IP et LP est compensée par chaque contrôleur. Le temps de réponse du système en boucle fermée sur les trois valves HP, IP et LP est plus long que celui du système en boucle fermée sur la valve HP de  $(2.836 - 2.016 = 0.82\text{s})$ . Les marges de phase sont infinies et celles des gains sont de 6.27 dB pour la contribution de la valve HP sur la puissance active totale de la génératrice, de 40.7 dB pour celle de la valve IP et de 77.6 dB pour celle de la valve LP qui sont acceptables dépendamment des besoins du client.

Au terme de notre étude, en tenant compte des hypothèses de modélisation, la méthodologie de modélisation peut être applicable pour d'autres types de turbines dépendamment de son type et sa classification. Les résultats de recherche peuvent être utilisés pour des applications concrètes en respectant les termes évoqués dans la partie recommandation du mémoire.

## RECOMMANDATIONS

Bien que les différents modèles de simulation de ce travail soient fonctionnels, il y a toujours place à certaines améliorations. Des recommandations sont donc faites concernant le modèle du turboalternateur dont la principale sera de refaire toutes les simulations, mais cette fois-ci avec les données réelles des constructeurs des servovalves, des servomoteurs, de la valve, de la turbine et de l'alternateur pris en centrale. Ensuite, il serait mandataire de confronter ces résultats avec ceux obtenus à la même centrale en fonctionnement et de les comparer par la suite. Les autres recommandations se feront de façon spécifique aux modélisations :

Concernant le système de commande des valves, il sera judicieux d'utiliser le type de valve à rétroaction électromécanique (LVDT) reflétant la réalité du terrain avec les données du constructeur et d'appliquer la méthodologie scientifique de modélisation évoquée dans (B. Šulc, J. A. Jan, 2002)

Concernant la valve, il sera essentiel d'utiliser les paramètres du constructeur de la valve afin d'inclure son modèle dans la modélisation globale de la turbine dans le cas où nous voulons utiliser une approche mathématique, ou bien d'obtenir les caractéristiques de simulation en central du débit massique en fonction de la position des valves, d'en déduire un modèle mathématique et de l'introduire dans le modèle de la turbine.

Concernant la turbine, il serait intéressant d'optimiser son modèle en tenant compte des fuites de vapeur et de la perte de chaleur de celle-ci dans la modélisation, car les fuites de vapeur existent toujours dans les turbines en centrale et les parois réelles de cette dernière ne sont pas adiabatiques.

Concernant l'alternateur, il sera essentiel d'obtenir les valeurs réelles de ses paramètres.

Concernant la conception des contrôleurs dans le système de production, il sera conseillé d'utiliser la méthode de petit gain ou de Lyapunov pour concevoir les contrôleurs dans des

boucles de puissance HP, IP et LP puisqu'ils sont mieux adaptés pour les systèmes non linéaires.

## **RETOMBÉES POUR L'ENTREPRISE**

En tenant compte des recommandations, les retombées du projet de recherche sont énumérées comme suit :

1. Utilisation de la méthodologie de conception pour plusieurs autres types de turbines quelque soit le nombre d'extractions et le type de turbine à vapeur.
2. Utilisation du modèle du système de production pour prévoir ou étudier le comportement de la puissance, des tensions ou du courant en fonction des variations des autres paramètres du modèle de la turbine, du modèle du régulateur de vitesse, du modèle du régulateur de la tension d'excitation, du modèle du régulateur de phase, du modèle du régulateur de position des valves ou la valve elle-même.
3. Utilisation du modèle du système de production pour contrôler l'injection de puissance soit avec le correcteur sur la boucle de la valve HP ou sur les trois boucles HP, IP et LP dépendamment du besoin du client.
4. Utilisation du modèle du système de production pour la conception ou la validation des contrôleurs du système hydraulique de commande des valves ou des contrôleurs de puissance injectée au réseau en fonction des besoins du client.
5. Possibilité de réduire le nombre d'extractions de vapeur de trois à deux dépendamment du type de turbine et de faire l'analyse des réponses du système.
6. Possibilité d'ajouter ou extraire plusieurs modèles dans le système de production (voir annexe 2) pour étudier leur impact de façon individuel ou collectif sur la puissance, la tension ou le courant injecter au réseau.

Ces modèles peuvent être introduits dans les blocs suivants:

**Système hydraulique de commande des valves** : ajout du modèle de la valve qui lie le débit massique entrant dans la turbine en fonction de la position de la tige (à inclure dans le code Matlab du modèle non linéaire du calcul du débit massique).

**Turboalternateur** : ajout du modèle de la chaudière, des pompes, du mélangeur et autres modèles utilisant la vapeur extraite dans la turbine pour boucler la production thermique. Ceci sera aussi utile pour étudier la variation de la puissance injectée au réseau en fonction de la quantité de combustible émis pour évaluer le coût de production versus matière première.

**Régulateur de champ** : ajout du modèle du régulateur de tension DC pour la tension DC du circuit d'excitation.

**Sectionneur** : ajout du modèle du synchronoscope pour coupler le turboalternateur lorsque la tension du générateur est alignée à celle du réseau et la vitesse de rotation du turboalternateur est égale à la fréquence du réseau.



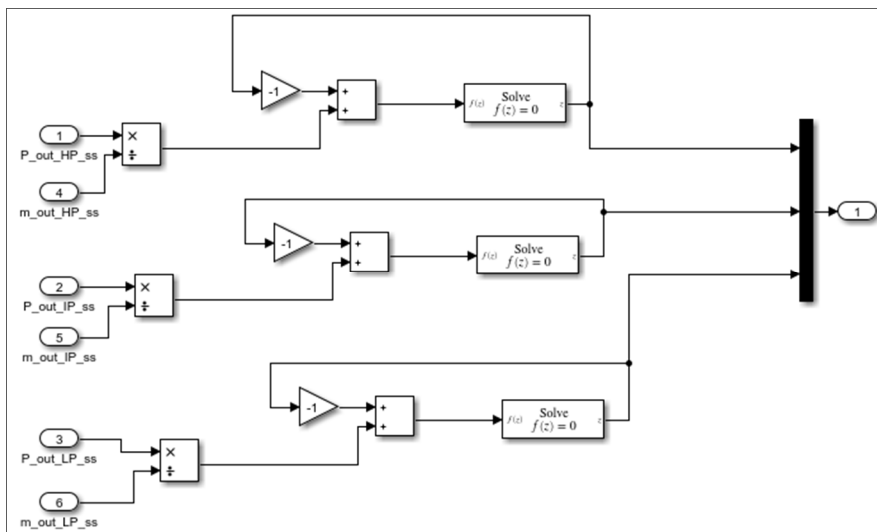
## ANNEXE I

### SCHÉMAS DE SIMULATION MODÈLE TURBINE

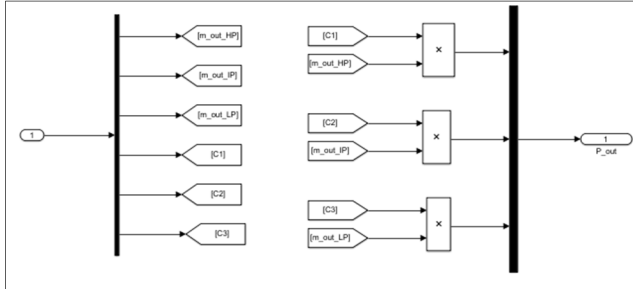
#### 1. Code transducteur de position

```
alpha_Tab=[0:0.25:1];    %axe des abscise
i1=length(alpha_Tab);
for i2=1:i1
    if alpha_Tab(i2)==0
        Courant_mA(i2)=4;
    elseif alpha_Tab(i2)==0.25
        Courant_mA(i2)=8;
    elseif alpha_Tab(i2)==0.5
        Courant_mA(i2)=12;
    elseif alpha_Tab(i2)==0.75
        Courant_mA(i2)=16;
    elseif alpha_Tab(i2)==1
        Courant_mA(i2)=20;
    end
end
```

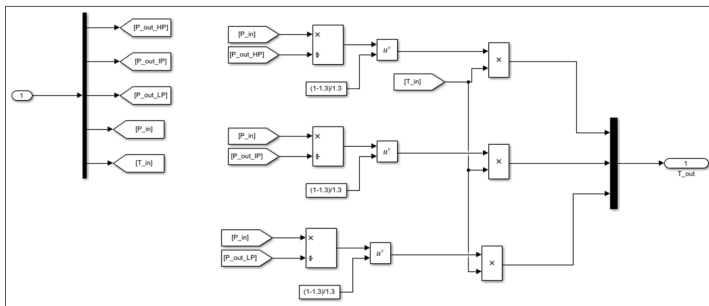
#### 2. Calcule de la constante de proportionnalité



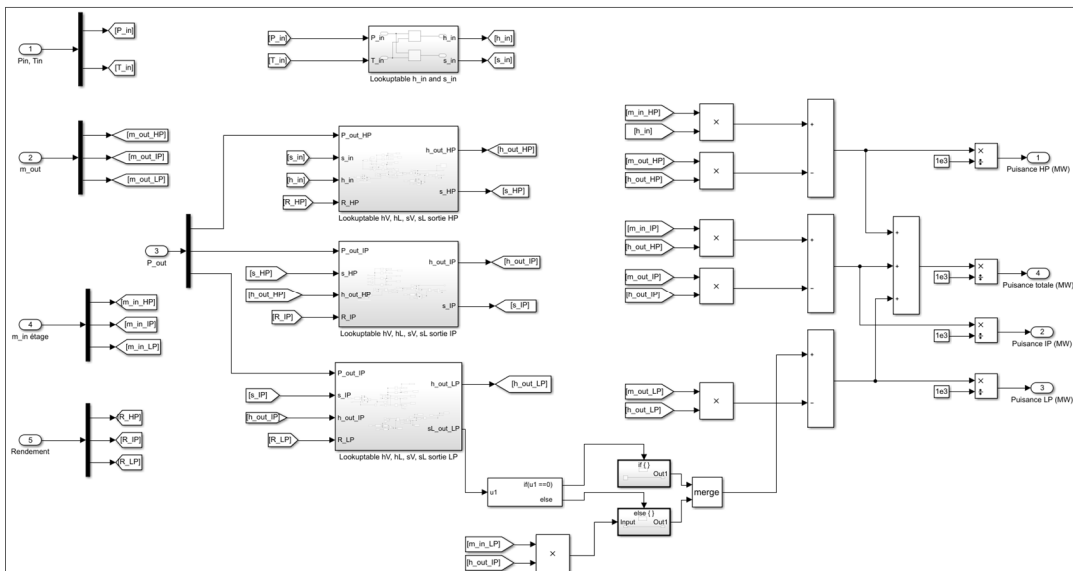
### 3. Calcul de la pression de sortie



### 4. Calcul de la température de sortie



### 5. Calcul de la Puissance



## 6. Code Matlab du modèle non-linéaire du calcul du débit massique

```

Function Y=Model_FINAL_SI_03_Octobre_2019(X)

%% Model d'état

% Décomposition du vecteur d'entrée X

% 1) Vecteur d'état
m_out_HP=X(1);
m_out_IP=X(2);
m_out_LP=X(3);

% 2) Vecteur d'entrées:
alpha1=X(4); % État x_1 : ouverture de la vanne V1
alpha2=X(5); % État x_2 : ouverture de la vanne V2
alpha3=X(6); % État x_3 : ouverture de la vanne V3
alpha4=X(7); % État x_4 : ouverture de la vanne V4
alpha5=X(8); % État x_5 : ouverture de la vanne V5
m_in=X(9);
%% calcul des paramètres du système
a=(1-1.3)/1.3;
K1=1;K2=1;K3=1;K4=1;K5=1;
tau_m_HP=0.5;
tau_m_IP=0.8;
tau_m_LP=1.1;

%% modèle d'état massique

Y(1)=(K1/(tau_m_HP))*(alpha1)*m_in - (1/tau_m_HP)*m_out_HP;
%delta_P_out_HP_dt
Y(2)=(K2/(tau_m_IP))*(alpha2)*(1-K4*alpha4)*m_out_HP -
(1/tau_m_IP)*m_out_IP; %delta_P_out_IP_dt
Y(3)=K3*alpha3*(1/tau_m_LP)*(1-K5*alpha5)*m_out_IP -
(1/tau_m_LP)*m_out_LP; %delta_P_out_LP_dt

%% sortie massique
Y(4)=K4*alpha4*m_out_HP;
Y(5)=K5*alpha5*m_out_IP;
Y(6)=m_out_LP;

%% entrée massique de chaque étage
Y(7)=(K1*m_in)*(alpha1);
Y(8)=(K2)*(alpha2)*(1-K4*alpha4)*m_out_HP;
Y(9)=(K3)*(alpha3)*(1-K5*alpha5)*m_out_IP;

```

## 7. Code Matlab du lookuptable du calcul des enthalpies et entropies en fonction de la pression et/ou de la température.

```

P_in=31.5;T_in=316;P_out_HP=7;P_out_IP=1.4;P_out_LP=0.07;

SI_Tab3=[0:0.1:70];
SI_ii1=length(SI_Tab3);
SI_Tab4=[0:0.1:600];
SI_jj1=length(SI_Tab4);

for SI_i1=1:SI_ii1
    for SI_j1=1:SI_jj1
        if SI_Tab3(SI_i1)==0 || SI_Tab4(SI_j1)==0
            SI_Tab_h_in(SI_i1,SI_j1)=0;
            SI_Tab_s_in(SI_i1,SI_j1)=0;
        else
            SI_Tab_h_in(SI_i1,SI_j1)=
XSteam('h_pT',SI_Tab3(SI_i1),SI_Tab4(SI_j1));
SI_Tab_s_in(SI_i1,SI_j1)=XSteam('s_pT',SI_Tab3(SI_i1),SI_Tab4(SI_j1));
        end
    end
end

SI_Tab1=[0:0.01:20];
SI_ii2=length(SI_Tab1);

for SI_i2=1:SI_ii2
    if SI_Tab1(SI_i2)==0
        SI_Tab_hV_out_HP(SI_i2)=0;
        SI_Tab_hL_out_HP(SI_i2)=0;
        SI_Tab_sV_out_HP(SI_i2)=0;
        SI_Tab_sL_out_HP(SI_i2)=0;
    else
        SI_Tab_hV_out_HP(SI_i2)= XSteam('hV_P',SI_Tab1(SI_i2));
        SI_Tab_hL_out_HP(SI_i2)= XSteam('hL_p',SI_Tab1(SI_i2));
        SI_Tab_sV_out_HP(SI_i2)=XSteam('sV_p',SI_Tab1(SI_i2));
        SI_Tab_sL_out_HP(SI_i2)=XSteam('sL_p',SI_Tab1(SI_i2));
    end
end

SI_Tab2=[0:0.01:10];
SI_ii3=length(SI_Tab2);

```

```

for SI_i3=1:SI_ii3
    if SI_Tab2(SI_i3)==0
        SI_Tab_hV_out_IP(SI_i3)=0;
        SI_Tab_hL_out_IP(SI_i3)=0;
        SI_Tab_sV_out_IP(SI_i3)=0;
        SI_Tab_sL_out_IP(SI_i3)=0;
    else
        SI_Tab_hV_out_IP(SI_i3)= XSteam('hV_P',SI_Tab2(SI_i3));
        SI_Tab_hL_out_IP(SI_i3)= XSteam('hL_p',SI_Tab2(SI_i3));
        SI_Tab_sV_out_IP(SI_i3)=XSteam('sV_p',SI_Tab2(SI_i3));
        SI_Tab_sL_out_IP(SI_i3)=XSteam('sL_p',SI_Tab2(SI_i3));
    end
end

SI_Tab=[0:0.001:3];
SI_ii4=length(SI_Tab);

for SI_ii=1:SI_ii4
    if SI_Tab(SI_ii)<=0.006
        SI_Tab_hV_out_LP(SI_ii)=0;
        SI_Tab_hL_out_LP(SI_ii)=0;
        SI_Tab_sV_out_LP(SI_ii)=0;
        SI_Tab_sL_out_LP(SI_ii)=0;
    else
        SI_Tab_hV_out_LP(SI_ii)= XSteam('hV_P',SI_Tab(SI_ii));
        SI_Tab_hL_out_LP(SI_ii)= XSteam('hL_p',SI_Tab(SI_ii));
        SI_Tab_sV_out_LP(SI_ii)=XSteam('sV_p',SI_Tab(SI_ii));
        SI_Tab_sL_out_LP(SI_ii)=XSteam('sL_p',SI_Tab(SI_ii));
    end
end

```

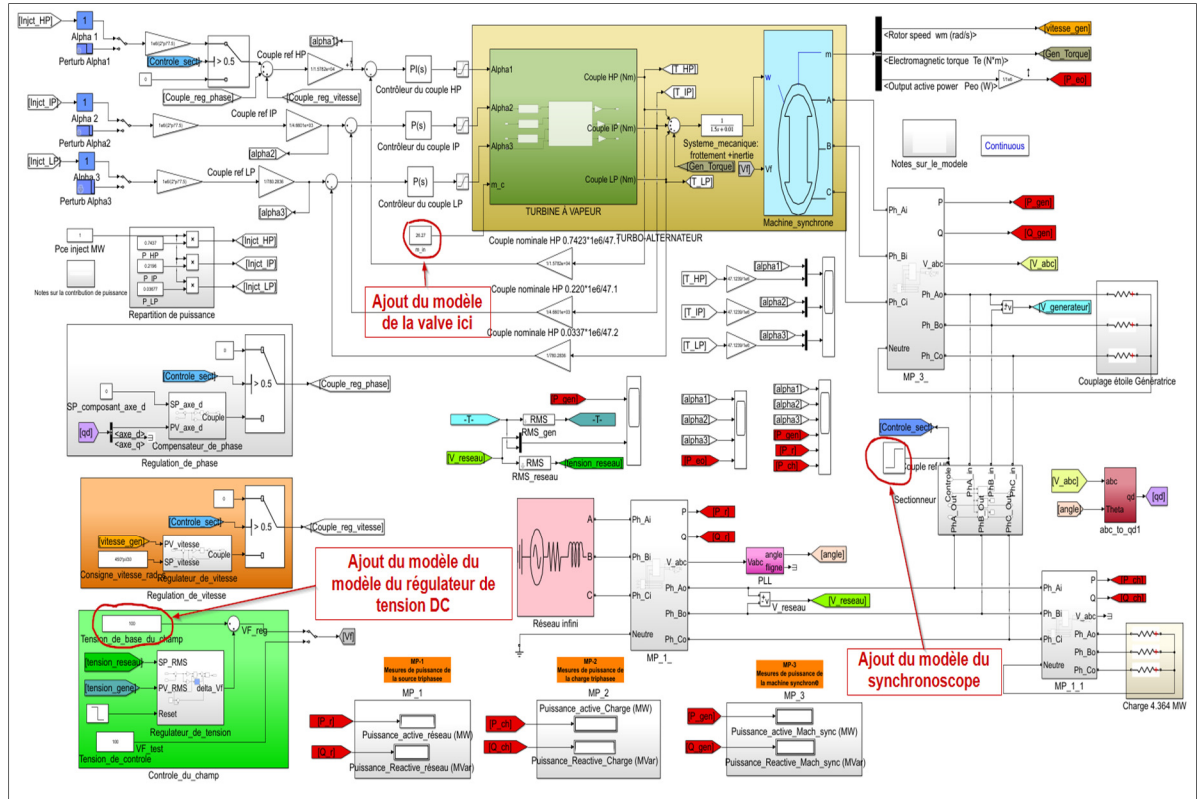
## 8. Code matlab de la fonction XSteam

Le code Matlab de la fonction XStream permettant de calculer les valeurs de l'enthalpie et l'entropie est tiré de : (X Steam, Thermodynamic properties of water and steam. - File Exchange - MATLAB Central, 2019).



## ANNEXE II

### RECOMMANDATION POUR SYSTÈME DE PRODUCTION







## LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Ansald Energia. (s.d.). Repéré à <http://ansaldoenergia.ma/stream-turbine.php?NewsID=7>

B. Šulc, J. A. Jan. (2002, mars). Non Linear Modelling and Control of Hydraulic Actuators. Repéré à <https://ojs.cvut.cz/ojs/index.php/ap/article/download/354/186>

Back-pressure Steam Turbine - Process Steam. (s.d.). *Nuclear Power*. Repéré à <https://www.nuclear-power.net/nuclear-power-plant/turbine-generator-power-conversion-system/what-is-steam-turbine-description-and-characteristics/back-pressure-steam-turbine-process-steam/>

Bhowmik, P. K., Shamim, J. A., Gairola, A., & Suh, K. Y. (2014). Flow characteristics analysis of ultra supercritical overload turbine control valve for power plant. Dans *The 2nd IEEE Conference on Power Engineering and Renewable Energy (ICPERE) 2014* (pp. 85-90). <https://doi.org/10.1109/ICPERE.2014.7067232>

Bolin, C., & Engeda, A. (2015a). Analysis of flow-induced instability in a redesigned steam control valve. *Applied Thermal Engineering*, 83, 40-47. Repéré à <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.02.043>

Bolin, C., & Engeda, A. (2015b). Analysis of flow-induced instability in a redesigned steam control valve. *Applied Thermal Engineering*, 83, 40-47. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.02.043>

Bosch Rexroth Corporation. (s.d.). REXROTH OIL CLEANLINESS BOOKLET | Wear | Engineering Tolerance. *Scribd*. Repéré à [https://www.airlinehyd.com/literature\\_catalog/Bosch%20Rexroth/OilCleanlinessBooklet-R999000240\\_2013-03.pdf](https://www.airlinehyd.com/literature_catalog/Bosch%20Rexroth/OilCleanlinessBooklet-R999000240_2013-03.pdf)

CANTEACH. (1993a). Principes de Science et de Fonctionnement des Réacteurs - Chaleur et Thermodynamique. CNSC. Repéré à <https://canteach.candu.org/Content%20Library/20070900.pdf>

CANTEACH. (1993b). Principes de science et de fonctionnement des réacteurs — Chaleur et thermodynamique Planification des politiques et apprentissage. Repéré à <https://canteach.candu.org/Content%20Library/20070900.pdf>

CANTEACH. (1993c). Principes Fondamentaux des Réacteurs CANDU - CANDU Fundamentals. Repéré à <https://canteach.candu.org/Content%20Library/20060326.pdf>

Chegg.com. (s.d.). Repéré à <https://www.chegg.com/homework-help/questions-and-answers/figure-shows-combined-heat-power-system-chp-providing-turbine-power-process-steam-steam-fa-q22164267>

Condensing Steam Turbine. (s.d.). *Nuclear Power*. Repéré à <https://www.nuclear-power.net/nuclear-power-plant/turbine-generator-power-conversion-system/what-is-steam-turbine-description-and-characteristics/condensing-steam-turbine/>

Condensing Steam Turbine|Back Pressure Steam Turbine|Extraction Condensing Steam Turbine--Qingdao Jieneng Power Station Engineering Co., Ltd. (s.d.). Repéré à [http://www.qdjnpse.com/pro\\_en/id/4.html](http://www.qdjnpse.com/pro_en/id/4.html)

Cours en ligne et simulateur de thermodynamique appliquée. (s.d.). Repéré à <https://dirensmines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/cogeneration.html>

David Jesse. (2016, 23 janvier). *How does a Steam Turbine Work ?* Repéré à <https://www.youtube.com/watch?v=XjtuNMllrIk&t=106s>

Doug Spiller. (2011, décembre). Electrohydraulic valves. *Hydraulics & Pneumatics*. Repéré à <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/hydraulic-valves/article/21883861/electrohydraulic-valves>

Du, Y., Su, J., Mao, M., & Yang, X. (2011). Autonomous controller based on synchronous generator dq0 model for micro grid inverters. Dans *8th International Conference on Power Electronics - ECCE Asia* (pp. 2645-2649). Repéré à <https://doi.org/10.1109/ICPE.2011.5944750>

Dulau, M., & Bica, D. (2014a). Mathematical Modelling and Simulation of the Behaviour of the Steam Turbine. *Procedia Technology*, 12, 723-729. Repéré à <https://doi.org/10.1016/j.protcy.2013.12.555>

Dulau, M., & Bica, D. (2014b). Mathematical Modelling and Simulation of the Behaviour of the Steam Turbine. *Procedia Technology*, 12, 723-729. Repéré à <https://doi.org/10.1016/j.protcy.2013.12.555>

Extraction Condensing Turbine - an overview | ScienceDirect Topics. (s.d.). Repéré à <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/extraction-condensing-turbine>

Extraction Turbine - Turbine with Steam Extraction. (s.d.-a). *Nuclear Power*. Repéré à <https://www.nuclear-power.net/nuclear-power-plant/turbine-generator-power-conversion-system/what-is-steam-turbine-description-and-characteristics/extraction-turbine-turbine-with-steam-extraction/>

Extraction Turbine - Turbine with Steam Extraction. (s.d.-b). *Nuclear Power*. Repéré à <https://www.nuclear-power.net/nuclear-power-plant/turbine-generator-power-conversion-system/what-is-steam-turbine-description-and-characteristics/extraction-turbine-turbine-with-steam-extraction/>

Figure 6. Schematic illustration of steam turbine power generation system. (s.d.). *ResearchGate*. Repéré à [https://www.researchgate.net/figure/Schematic-illustration-of-steam-turbine-power-generation-system\\_fig2\\_282547075](https://www.researchgate.net/figure/Schematic-illustration-of-steam-turbine-power-generation-system_fig2_282547075)

Fortin-Blanchette, H. (2021). Notes de cours IGEE405.

F.P. Wijnheijmer. (2005). *Modelling and control of a hydraulic servo system  $H_\infty$  control and LPV control versus classical control*. University of Technology Eindhoven (TU/e). Repéré à <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.106.5432&rep=rep1&type=pdf>

IAPWS R7-97. (2012). The International Association for the Properties of Water and Steam. Repéré à <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf>

Jim Pytel. (2016, 24 septembre). *Introduction to Proportional (Servo) Valves (Full Lecture)*. Repéré à <https://www.youtube.com/watch?v=wsJK0N50Xxc>

Kabib, M., Batan, M. L., Pramujati, B., & Sigit, A. S. I. (2016). MODELLING AND SIMULATION ANALYSIS OF SOLENOID VALVE FOR SPRING CONSTANT INFLUENCE TO DYNAMIC RESPONSE.

Kariman, M. R. (2013). Fluid Dynamic Investigation of an Alternative Extraction Steam Turbine Control Method: Rotary Valve, 152.

Kearton, W. J. (1958). *Steam turbine theory and practice: theoretical steam turbine cycle* (7 Éds). CANADA : SIR ISAAC PITMAN & SONS.

LALEYE, A., & SANOU, C. o. (2005). *MODELISATION ET REGULATION D'UNE TURBINE A VAPEUR DANS UNE CENTRALE THERMIQUE*. Repéré à <http://www.beep.ird.fr/collect/thies/index/assoc/HASH01c3.dir/pfe.gm.0021.pdf>

- Li, Y., Peng, C., & Yang, Z. (2009). Steam turbine governor modeling and parameters testing for power system simulation. *Frontiers of Energy and Power Engineering in China*, 3(2), 198-203. <https://doi.org/10.1007/s11708-009-0004-2>
- Liu, X., He, J., Ye, Z., Cong, D., & Han, J. (2009). Modeling and Key Technologies Study of Three-Stage Electro-Hydraulic Servo Valve. Dans *2009 International Asia Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics* (pp. 317-320). <https://doi.org/10.1109/CAR.2009.78>
- Losses in steam turbines. (2018). Dans *Wikipedia*. Repéré à [https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Losses\\_in\\_steam\\_turbines&oldid=818938026](https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Losses_in_steam_turbines&oldid=818938026)
- LP Turbine - Low-pressure Steam Turbine. (s.d.). *Nuclear Power*. Repéré à <https://www.nuclear-power.net/nuclear-power-plant/turbine-generator-power-conversion-system/what-is-steam-turbine-description-and-characteristics/lp-turbine-low-pressure-steam-turbine/>
- Luo, X., Zhang, B., Chen, Y., & Mo, S. (2011). Modeling and optimization of a utility system containing multiple extractions steam turbines. *Energy*, 36(5), 3501-3512. Repéré à <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.03.056>
- Medina-Flores, J. M., & Picón-Núñez, M. (2010a). Modelling the power production of single and multiple extraction steam turbines. *Chemical Engineering Science*, 65(9), 2811-2820. Repéré à <https://doi.org/10.1016/j.ces.2010.01.016>
- Medina-Flores, J. M., & Picón-Núñez, M. (2010b). Modelling the power production of single and multiple extraction steam turbines. *Chemical Engineering Science*, 65(9), 2811-2820. Repéré à <https://doi.org/10.1016/j.ces.2010.01.016>
- Michelle Chemin. (s.d.). Actionneurs Pneumatiques - ppt télécharger. Repéré à <https://slideplayer.fr/slide/469756/>
- Model the dynamics of three-phase round-rotor or salient-pole synchronous machine - Simulink. (s.d.). Repéré à [https://www.mathworks.com/help/physmod/sps/powersys/ref/synchronousmachine.html?s\\_tid=srchtitle](https://www.mathworks.com/help/physmod/sps/powersys/ref/synchronousmachine.html?s_tid=srchtitle)
- Mohammad Reza Kariman. (2013). *Fluid Dynamic Investigation of an Alternative Extraction Steam Turbine Control Method: Rotary Valve*. thesis in technical sciences. University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering and Management, Vienna. Repéré à [https://publik.tuwien.ac.at/files/PubDat\\_217358.pdf](https://publik.tuwien.ac.at/files/PubDat_217358.pdf)

- Neal Hanson. (2011, 18 mars). Hydraulic Proportional and Closed Loop System Design. Repéré à [http://www.cmafh.com/enewsletter/PDFs/Hydraulic\\_Proportional\\_Closed\\_Loop\\_System\\_Design.pdf](http://www.cmafh.com/enewsletter/PDFs/Hydraulic_Proportional_Closed_Loop_System_Design.pdf)
- Patel, Y., Patel, G., & Turunen-Saaresti, T. (2016). Influence of Turbulence Modelling to Condensing Steam Flow in the 3D Low-Pressure Steam Turbine Stage. Dans *Volume 8: Microturbines, Turbochargers and Small Turbomachines; Steam Turbines* (p. V008T26A036). Seoul, South Korea : American Society of Mechanical Engineers. <https://doi.org/10.1115/GT2016-57590>
- Pondini, M., Colla, V., & Signorini, A. (2017). Models of control valve and actuation system for dynamics analysis of steam turbines. *Applied Energy*, 207, 208-217. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.117>
- Reheat Steam Turbine. (s.d.). *Nuclear Power*. Repéré à <https://www.nuclear-power.net/nuclear-power-plant/turbine-generator-power-conversion-system/what-is-steam-turbine-description-and-characteristics/reheat-steam-turbine/>
- Report, I. C. (1973). Dynamic Models for Steam and Hydro Turbines in Power System Studies. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, PAS-92(6), 1904-1915. <https://doi.org/10.1109/TPAS.1973.293570>
- Réversibilité thermodynamique. (2019). Dans *Wikipédia*. Repéré à [https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=R%C3%A9versibilit%C3%A9\\_thermodynamique&oldid=160237432](https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=R%C3%A9versibilit%C3%A9_thermodynamique&oldid=160237432)
- Single Stage Steam Turbine - an overview | ScienceDirect Topics. (s.d.). Repéré à <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/single-stage-steam-turbine>
- Steam and Gas Turbine : Introduction and classification*. (2016, 7 septembre). Repéré à <https://www.youtube.com/watch?v=Cssv58D-yCs&t=371s>
- Steam Turbines - Industrial Wiki - odesie by Tech Transfer. (s.d.). Repéré à <https://www.myodesie.com/wiki/index/returnEntry/id/2950>
- Stodola, A. (1978). Steam and Gas Turbines, with a Supplement on the Prospects of the Thermal Prime Mover. (S.l.) : (s.n.). Repéré à <https://books.google.com/books?id=GDp-swEACAAJ> Google Scholar

- STUDYLIB. (2019, 2 octobre). Formulaire thermodynamique. *studylibfr.com*. Repéré à <https://studylibfr.com/doc/2602016/formulaire-thermodynamique>
- Tamburrano, P., Plummer, A., Distaso, E., & Amirante, R. (2019). A Review of Electro-Hydraulic Servo Valve Research and Development. *International Journal of Fluid Power*, 20, 53-98. <https://doi.org/10.13052/ijfp1439-9776.2013>
- Tester un vérin hydraulique : détecter une fuite interne. (s.d.). Repéré à <http://www.sebhydro.com/pages/documentation/fiche/page-15.html>
- Thomas Lato. (s.d.). Figure 2.2: Steam Control Valve -Venturi Type, Yonezawa [10]. *ResearchGate*. Repéré à [https://www.researchgate.net/figure/Steam-Control-Valve-Venturi-Type-Yonezawa-10\\_fig2\\_334262904](https://www.researchgate.net/figure/Steam-Control-Valve-Venturi-Type-Yonezawa-10_fig2_334262904)
- Turbina a vapor de contrapressão. (2020, 16 octobre). *TURBIVAP*. Repéré à <https://turbivap.com.br/turbina-a-vapor-de-contrapressao/>
- Turbine à vapeur. (2019). Dans *Wikipédia*. Repéré à [https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Turbine\\_%C3%A0\\_vapeur&oldid=165856563](https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Turbine_%C3%A0_vapeur&oldid=165856563)
- University of Minnesota. (s.d.). ME 4232: FLUID POWER CONTROLS LAB. Repéré à <http://www.me.umn.edu/courses/me4232/Lectures/Class7-Servo-Hydraulics.pdf>
- W. J. THAYER. (1958). TRANSFER FUNCTIONS FOR MOOG SERVOVALVES. Repéré à [http://www.dii.unimo.it/~zanasi/didattica/Fondamenti%20CA\\_Mec/Fond\\_CA\\_MEC\\_04\\_file/moog\\_fdt.pdf](http://www.dii.unimo.it/~zanasi/didattica/Fondamenti%20CA_Mec/Fond_CA_MEC_04_file/moog_fdt.pdf)
- What is Steam Turbine - Description and Characteristics. (s.d.). *Nuclear Power*. Repéré à <https://www.nuclear-power.net/nuclear-power-plant/turbine-generator-power-conversion-system/what-is-steam-turbine-description-and-characteristics/>
- WILLIAM HOUNKONNOU. (2010). *MODÉLISATION ET OPTIMISATION DES SYSTÈMES ÉNERGÉTIQUES À L'AIDE D'ALGORITHMES ÉVOLUTIFS*. École Polytechnique de Montréal, Montréal. Repéré à [https://publications.polymtl.ca/383/1/2010\\_SessinouMWilliamHoukonnou.pdf](https://publications.polymtl.ca/383/1/2010_SessinouMWilliamHoukonnou.pdf)
- Woodward. (2011, avril). INDUSTRIAL STEAM TURBINE CONTROL. Repéré à <https://www.woodward.com/en/search#e=0&q=application%20note%2083403&o=Title,Ascending>

- X Steam, Thermodynamic properties of water and steam. - File Exchange - MATLAB Central. (2019, 13 septembre). Repéré à <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/9817-x-steam-thermodynamic-properties-of-water-and-steam>
- Zhang, D., & Engeda, A. (2003). Venturi valves for steam turbines and improved design considerations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 217(2), 219-230. <https://doi.org/10.1243/09576500360611254>
- Zhang, D., Engeda, A., Hardin, J. R., & Aungier, R. H. (2004a). Etude expérimentale des vannes de régulation des turbines à vapeur. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 218(5), 493-507. <https://doi.org/10.1243/095440604323052283>
- Zhang, D., Engeda, A., Hardin, J. R., & Aungier, R. H. (2004b). Experimental study of steam turbine control valves. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 218(5), 493-507. <https://doi.org/10.1243/095440604323052283>