



HAL
open science

Sur les Systèmes de Transmission Mécanique Continuellement Variable : Conception et Optimisation

Abdelmajid AIT TALEB

► **To cite this version:**

Abdelmajid AIT TALEB. Sur les Systèmes de Transmission Mécanique Continuellement Variable : Conception et Optimisation. Sciences de l'ingénieur [physics]. Université Moulay Ismail Meknès (Maroc), 2014. Français. NNT: . tel-03852337

HAL Id: tel-03852337

<https://theses.hal.science/tel-03852337v1>

Submitted on 14 Nov 2022

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

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

Université Moulay Ismaïl
École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers - Meknès
Centre d'Études Doctorales :
Recherche et Innovation pour les Sciences de l'Ingénieur

Thèse
Présentée pour l'obtention du
Diplôme de Doctorat

Discipline : Sciences de l'ingénieur
Spécialité : Mécanique, Conception et procédés de fabrication

Par :

Abdelmajid AIT TALEB

Titre :

Sur les Systèmes de Transmission Mécanique Continuellement
Variable :

Conception et Optimisation

Soutenue publiquement le 20/12/ 2014

Devant le Jury :

Président :	Abdelghani CHERKAOUI	(EMI- Rabat)
Rapporteur :	Elmostapha BOUDI	(EMI- Rabat)
Rapporteur :	Hicham FASSI FIIHRI	(FST-Settat)
Rapporteur :	Elhaj ELMOUSSAMI	(ENSAM-Meknès)
Examineur :	Khalid ELBIKRI	(ENSET-Rabat)
Directeur de thèse :	Ali CHAÂBA	(ENSAM-Meknès)
Co- Directeur de thèse :	Mohammed SALLAOU	(ENSAM-Meknès)



Résumé : Les transmissions à variation continue promettent d'améliorer les performances et la maniabilité des machines industrielles. L'utilisation des transmissions à variation continue arbre à arbre (variateur à courroie, variateur hydrostatique, ...) ont été entravées par leurs limites, surtout en termes de capacité de transmission de couple et/ou leurs faibles rendements. La transmission continuellement variable à dérivation de puissance, réalisée par la combinaison d'au moins un train planétaire et un variateur de vitesse, a été conçue et mise au point afin de combiner leurs avantages. Du fait que les façons de connexion entre les entrées-sorties des composants de la dite transmission sont nombreuses, notre première contribution à travers ce travail consiste à établir une démarche de recherche et d'identification des différentes architectures que peuvent prendre ces transmissions. La démarche établie est basée sur des outils de conception tels que « OTé : Organigramme Technique étendu,... ».

Nombreuses les architectures et configurations possibles répondant aux spécifications du cahier des charges, du fait que les choix sont multiples, il est judicieux et ingénieux de mettre en œuvre des approches et méthodes permettant de sélectionner les meilleures solutions parmi celles possibles. Les principaux critères de sélection retenus sont le rendement et l'encombrement et/ou la masse des composants. Dans ce contexte et comme premier critère, nous avons établi un algorithme simple pour l'expression du rendement des trains épicycloïdaux à trois arbres actifs étant donné que celui-ci est l'élément central dans ce type de transmission.

Afin de trouver une solution intégrale et optimale de la conception du système de transmission à dérivation de puissance, dont les variables de conception, entre autres, sont la(es) raison(s) de base de(s) train(s) épicycloïdal(aux), le rapport des nombres de dents des trains ordinaires, etc., nous avons proposé une méthode de détermination de l'architecture et de la configuration les plus adéquates pour un cahier des charges donné.

Enfin, et pour mettre en valeur les résultats de cette thèse, deux applications industrielles différentes sont traitées, la première est relative à la transmission d'une éolienne, cette transmission à variation continue permet de lier le rotor (pales) avec la génératrice, en exigeant une rotation à vitesse constante de l'arbre rapide malgré la variation de la vitesse de vent. La deuxième application concerne l'intégration d'une transmission à dérivation de puissance dans une chaîne cinématique d'un tracteur. Au moyen des outils de l'optimisation, les résultats montrent tout l'intérêt des approches développées à travers les travaux de cette thèse du fait qu'il est facile de remarquer le gain en termes d'encombrement/masse des composants et dans le rendement du système qui intègre ce type de transmission.

Mots clés : Train épicycloïdal, Variateur de vitesse, Rendement, Flux de puissance, Conception.

Abstract: The continuously variable transmissions (CVT) allow to improve the performance and drivability of industrial machines. The use of non split continuously variable transmission or shaft to shaft transmission (variator) has been hampered by their power limitations and their low efficiencies. The continuously variable power-split transmission achieved by combining at least one of planetary gear train and a variator was designed and developed in order to combine their advantages. In view of the large number of architectures and configurations of continuously variable transmissions, our first contribution through this work is to establish a research approach and identifying different architectures that can these transmissions take. The approach is based on design tools such as "OTé ...".

A large number of architectures and configurations witch possibly meet the requirements of the specifications. In the fact that, the choices are too many; it is appropriate and ingenious to implement approaches and methods for selecting among the best possible solutions. The main criteria adopted for the selection, are efficiency and bulk or weight of the components. In this context and in the first test, we have developed a simple algorithm for expressing and assessing the efficiency of a planetary gear train with three active shafts, because it is the principal element in this type of transmission.

In order to find a complete and integrated solution for the design of CVT whose variable design, among others, are the basic reason(s) of planetary gear train(s), the ratio(s) of the teethes numbers of ordinary train(s), etc., we proposed a method for determining the most appropriate architecture and configuration for a given specification.

Finally, and in order to give an importance to the results of this thesis, two different industrial applications are treated. The first one is related to the continuously variable transmission of a wind turbine, this later allows to link the rotor (blades) with the generator, by requiring a constant speed rotation to the rapid shaft, despite the variation of the wind speed. The second application concerned the integration of continuously variable power split transmission in a drive chain of a tractor. Using the optimization tools, the results show us all the interest of approaches developed through works of this thesis, so it's very easy to observe the gain in terms of bulk/weight of components and efficiency of the system that integrates this type of transmission.

Keywords: Planetary gear train, Variator, Efficiency, Power flow, Mechanical design.

Remerciements

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été réalisés au sein du Centre d'Études Doctorales « **Recherche et Innovation pour les Sciences de l'Ingénieur** » à l'ENSAM de Meknès.

Quand on commence de tels travaux, on a du temps, mais on ne sait pas forcément bien s'y prendre. Quand arrive la fin, on a des idées, mais on manque de temps.

Tout d'abord je tiens à remercier mon directeur de thèse, M^{ly}. Ali CHAABA, pour m'avoir guidé, encouragé et conseillé pendant plus de quatre ans. Je le remercie non seulement de m'avoir encouragé à me lancer, mais également pour ces qualités humaines et pour la confiance qu'il m'a témoigné. Ma gratitude va tout particulièrement à Mohammed SALLAOU, qui a co-encadré cette thèse, pour tous les conseils précieux qu'il m'a donnés. Son aide et ses apports m'ont été très fructueux.

Je remercie également les rapporteurs de cette thèse, le professeur Elmostapha BOUDI, de l'École Mohammedia d'ingénieur (EMI) de Rabat, le professeur Hicham FASSI FIGHRI, de la Faculté des Sciences et Techniques (FST) de Settat et Elhaj MOUSSAMI, de l'ENSAM de Meknès, pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail. Mes remerciements s'adressent aussi au professeur Abdelghani CHERKAOUI, de l'École Mohammedia d'Ingénieur de Rabat, président du jury, pour avoir accepté de juger ce travail.

Je remercie le professeur Khalid ELBIKRI, de l'ENSET de Rabat pour avoir accepté d'être examinateur.

Je remercie particulièrement le professeur Mabrouk BENHAMOU, Directeur de l'ENSAM de Meknès, El Hassan ELKINANI Directeur du CED et Mohamed HATERBOUCH, Directeur adjoint.

Je voudrais enfin remercier mes parents, ma famille et mes amis qui ont toujours été au rendez-vous et dont le soutien et le support ont constamment été inconditionnels et sans faille. Un grand merci à ma femme et mes enfants qui ont supporté avec courage mon indisponibilité. Votre présence était primordiale pour l'accomplissement de ce travail.

Table des matières

Introduction	1
---------------------------	---

Chapitre I : La Transmission Continuellement Variable : Contexte Général et État de l'art

I. 1 Introduction	5
I. 2 Des problèmes et des ressources limitées	6
I. 3 Terminologie.....	8
I.3.1 Technologies de la chaîne cinématique.....	8
Définition 1	8
Définition 2 :.....	8
I. 3.2 Systèmes de transmission : Fonction et types.....	8
I.3.2.1 Rapport de transmission.....	11
I.3.2.2 Définition des signes du couple et de la puissance.....	12
I.3.2.3 Rendement	12
I.3.2.4 Masse comme valeur caractéristique d'une transmission	12
I. 4 Trains ordinaires.....	13
I.4.1 Train à N engrenages d'axes parallèles et fixes.....	14
I. 5 Trains planétaires	15
I.5.1 Types de trains épicycloïdaux	16
I.5.2 Formule de Willis.....	17
I.5.3 Efforts sur les dentures dans le cas d'un train épicycloïdal de type 1	18
I.5.4 Contraintes sur les dents d'un engrenage.....	19
I. 6 Transmissions à rapports discrets.....	20
I. 7 Transmission à variation continue.....	21
I.7.1 Transmissions continues à dérivation de puissance.....	24
I. 8 Développement chronologique des transmissions continuellement variables	25
I. 9 Conclusion	27

Chapitre II : Identification et Analyse des Architectures des Transmissions Continuellement Variables

II. 1 Introduction	29
II. 2 Enjeux des phases préliminaires de la conception.....	30
II. 2.1 Caractère stratégique de la conception	31

II. 2.2 Outils et méthodes supports	32
II. 3 Démarche de conception	34
II. 4 Organisation structurelle d'une transmission continuellement variable.....	34
II. 4.1 Décomposition de la chaîne cinématique.....	34
II.4.1.1 Décomposition de niveau 0	35
II.4.1.2 Décomposition de niveau 1	35
II. 4.1.3 Décomposition de niveau 2.....	36
II. 5 Analyse des architectures.....	41
II.5.1 Identification des architectures	42
Définition 1.....	44
Définition 2.....	45
II.5.2 Analyse des résultats	45
II.5.3 Synthèse	48
II. 6 Conclusion.....	50
 Chapitre III : Analyse Énergétique d'une Transmission Continuellement Variable	
III. 1 Introduction.....	53
III. 2 Notion de flux de puissance.....	54
III. 3 Modélisation des composants de la transmission continuellement variable	56
III.3.1 Rendement d'un train épicycloïdal intégré dans une transmission continument variable.....	57
III.3.1.1 Différentes approches de calcul du rendement d'un PGT : Littérature	57
III.3.1.2 Notion de rendement d'un train épicycloïdal comme système différentiel : équations de base.....	58
III.3.1.3 Algorithme d'évaluation du rendement mécanique des trains épicycloïdaux	59
III.3.1.3.1 Rendement de base d'un PGT	60
III.3.1.3.2 Flux de puissance dans un PGT comme un mécanisme différentiel	60
III.3.1.3.3 Une approche pour calculer le rendement mécanique d'un PGT.....	62
III.3.1.4 Applications	66
III.3.1.4.1 Application 1.....	66
<i>Partie I : Illustration de l'algorithme</i>	66
<i>Partie II : Étude comparative</i>	68
<i>Comparaison avec la méthode de Pennistrì et al.,</i>	72
III.3.1.4.2 Application 2 : Train épicycloïdal qui fonctionne comme un réducteur complexe.....	74
III. 4 Conclusions	76

Chapitre IV : Conception Préliminaire d'une Transmission Variable adaptée à un Système Éolien

IV. 1 Introduction.....	79
IV. 2 Fonctionnement des éoliennes	80
IV. 3 Configuration des éoliennes	82
IV.3.1 Caractéristiques d'une éolienne.....	83
IV.3.2 Régulation mécanique de la puissance d'une éolienne	84
IV.3.3 Multiplicateur.....	85
IV.3.4 Les génératrices électriques	86
IV.3.5 Les éoliennes à vitesse variable	86
IV.3.5.1 Principe	86
IV.3.6 Intérêt de la vitesse variable	86
IV. 4 Synthèse.....	87
IV. 5 Modélisation et approche de conception	89
IV.5.1 Approche structurale.....	89
IV.5.2 Architectures proposées.....	90
IV.5.3 Modèles de comportement.....	92
IV.5.3.1 Modélisation au niveau « système éolien »	92
IV.5.3.2 Modélisation au niveau « Adaptateur »	94
IV.5.4 Cas de l'architecture entrée-couplée (IC : Input-Coupled).....	96
IV.5.5 Influence du rapport de transmission du multiplicateur (PGT1) sur les variables de conception de la CVT.....	97
IV.5.5.1 Étude cinématique	97
IV.5.5.2 Étude dynamique	100
IV. 6 Critères de choix et résolution	102
IV.6.1 Minimisation de la masse du PGT	102
IV.6.1.1 Fonction de volume.....	103
IV. 7 Comparaison.....	108
IV. 8 Conclusion	110

**Chapitre V : Conception Optimisée d'une Transmission Continuellement Variable
Intégrée dans un Véhicule**

V. 1 Introduction	111
V. 2 Théories fondamentales.....	112
V.2.1 Le principe de la CVT hydrostatique-mécanique à dérivation de puissance	113
V.3 Modélisation de la CVT à dérivation de puissance.....	113
V.3.1 Les composants mécaniques.....	114
V.3.2 L'unité hydrostatique à variation continue	115
V.3.3 Réglage du régime du moteur thermique (à combustion interne).....	117
V.3.4 Force de traction.....	118
V. 4 Démarche de conception	121
V. 5 Optimisation du système de transmission intégré à un véhicule.....	123
V.5.1 Variables de conception	124
V.5.2 Paramètres de conception	124
V.5.3 Les contraintes de conception.....	125
V. 6 Fonction objectif	125
V. 7 Étude de cas	126
V.7.1 Architectures entrée couplée/sortie couplée.....	127
V.7.2 Définition et résolution du système.....	128
V.7.3 Définition des conditions de travail.....	130
V. 8 Résultats	131
V. 9 Conclusion.....	134
 Conclusions et Perspectives.....	 137
Annexes.....	141
Références bibliographiques	151

Listes des figures

Figure 1.1 : Consommation mondiale totale, des transports et autres secteurs des carburants liquides entre 2007 et 2035 (U.S. EIA, 2010)	7
Figure 1.2 : Emplacement d'une transmission mécanique	9
Figure 1.3 : Caractéristiques de couple et puissance maximaux à la sortie d'une boîte de vitesses avec un moteur sans possibilité de fonctionnement à puissance maximale constante associé à une boîte à 5 vitesses	10
Figure 1.4 : Classification systématique des transmissions de puissance mécanique	11
Figure 1.5 : La masse de la boîte de vitesses pour les transmissions de véhicules avec un boîtier de fonte en fonction du couple de sortie C_2 et du nombre de vitesses Z (Lechner et al, 1999).....	13
Figure 1.6 : Engrenages	14
Figure 1.7 : Train à N engrenages d'axes parallèles et fixes	15
Figure 1.8 : Exemple d'un train épicycloïdal	16
Figure 1.9 : Types de trains épicycloïdaux (Henriot, 1979).....	17
Figure 1.10 : Forces sur le planétaire, le satellite et la couronne.....	19
Figure 1.11 : Deux dents en contact sont considérées comme deux cylindres en contact	19
Figure 1.12 : Types de CVT	22
Figure 1.13 : Les types de transmissions CVT's par rapport à l'écoulement de puissance	22
Figure 1.14 : Classification des CVT's arbre à arbre (CVTAA) selon le type de technologie	23
Figure 1.15 : Modèle d'une CVT à dérivation de puissance	24
Figure 2.1 : Décomposition d'un système et états d'énergie correspondant	30
Figure 2.2 : Flux d'entrée et sortie d'une chaîne cinématique.....	35
Figure 2.3 : Décomposition de niveau 1 de la chaîne cinématique d'un système.....	35
Figure 2.4 : Bloc diagramme fonctionnel de niveau 2 d'une chaîne cinématique d'un système	37
Figure 2.5 : Décomposition de niveau 2 de la chaîne cinématique d'un système.....	38
Figure 2.6 : Mise en évidence des composants d'acquisition et de commande	39
Figure 2.7 : Principe de fonctionnement du système de contrôle hydraulique de la CVU	41
Figure 2.8 : Organigramme technique étendu d'une chaîne cinématique intégrant une CVT	42
Figure 2.9 : Différentes Architectures possibles d'une CVT à dérivation de puissance.....	44
Figure 2.10 : Différents agencements des architectures (a) : entrée-couplée, (b) : sortie-couplée	45
Figure 2.11 : (a): entrée couplée parallèle, (b): sortie couplée parallèle.....	45
Figure 2.12 : Architectures de CVT à deux mécanismes à rapport fixe (FR).....	46

Figure 2.13 : Différentes configurations d'architecture, (a) : entrée couplée, (b) : sortie couplée	47
Figure 2.14 : (a), (b) : Architecture combinée IC- OC, (c) : Architecture complexe	48
Figure 2.15 : Architecture avec un PGT à quatre axes actifs	48
Figure 3.1 : Configuration d'un PGT comme variateur de vitesse.....	56
Figure 3.2 : Types de flux de puissance spécifique pour Entrée-Couplée.....	56
Figure 3.3 : Types de flux de puissance spécifique pour Sortie-Couplée.....	56
Figure 3.4 : Rapports de puissances par rapport au rapport de vitesses $\tau = \omega_j / \omega_i$	62
Figure 3.5 : Architecture du PGT (Mucino, et al., 2001)	66
Figure 3.6 : Types de flux de puissance en fonction du rapport de transmission	67
Figure 3.7 : Rapports de puissances (à gauche) et les rapports de vitesse relative (à droite) par rapport au rapport de transmission.....	67
Figure 3.8 : Rendement mécanique du PGT par rapport au rapport de transmission	68
Figure 3.9 : Les deux circuits fondamentaux (C1) à gauche et (C2) à droite.....	69
Figure 3.10 : Types de flux de puissance.....	69
Figure 3.11 : Les types de flux de puissance possibles pour les deux trains épicycloïdaux élémentaires (C1 et C2) (cas de type de flux de puissance I du PGT).....	70
Figure 3.12 : Rendement mécanique des deux trains épicycloïdaux élémentaires (C1) et (C2) (cas de flux de puissance I)	71
Figure 3.13 : L'ensemble des combinaisons possibles en fonction de l'analyse du flux de puissance.....	71
Figure 3.14 : Le rendement global du PGT : comparaison des deux méthodes	72
Figure 3.15 : Rendement mécanique des deux trains planétaires élémentaires (C1) et (C2) : Comparaison (Présente méthode et Réf. (Pennestri et al, 1993 ; Pennestri, et al, 2012))...73	73
Figure 3.16 : Le rendement global du PGT: comparaison des trois méthodes (différents pas)	74
Figure 3.17 : Réducteur épicycloïdal complexe (Chen et al, 2007).....	75
Figure 4.1 : Représentation des concepts d'éoliennes (a) à axe horizontal et (b) à axe vertical	81
Figure 4.2 : Coefficients de puissance (C_p) de différents concepts de rotors éoliens (Manfred, 2008)	82
Figure 4.3 : Courbe typique de puissance en fonction de la vitesse du vent.....	84
Figure 4.4 : Limitation de puissance éolienne : a) pitch, b) déviation verticale de l'axe de rotation, c) rotation horizontale de l'axe de rotation, d) vitesse de rotation continûment variable.....	85
Figure 4.5 : variation de la puissance éolienne en fonction de la vitesse du vent (Elaimani, 2004).....	87

Figure 4.6 : OTé de l'unité de transformation de puissance du système éolien.....	89
Figure 4.7 : Système éolien de référence (Aguglia et al., 2010).....	89
Figure 4.8 : Schéma de principe du train d'entraînement à dérivation de puissance pour une éolienne (cas Entrée-Couplée) : (a) : CVTAA à courroie métallique, (b) : CVTAA hydrostatique.....	90
Figure 4.9 : Schéma de principe du train d'entraînement à dérivation de puissance pour une éolienne (cas Sortie-Couplée) :	91
Figure 4.10 : Coefficient de puissance en fonction du ratio de vitesse (λ) et de l'angle de calage (β)	93
Figure 4.11 : Puissance théorique en fonction de l'angle de calage (β) et la vitesse du vent...	93
Figure 4.12 : Puissance éolienne en fonction de la vitesse de rotation pour différentes vitesses du vent.....	94
Figure 4.13 : $\Omega_{rot-opt}$ en fonction de la vitesse du vent dans la région B (cf. Fig. 4.3).....	94
Figure 4.14 : Architecture entrée couplée de la chaîne cinématique proposée d'une éolienne	95
Figure 4.15 : Les différentes configurations possibles de l'architecture entrée-couplée.....	96
Figure 4.16 : Rapport global de transmission en fonction du rapport du multiplicateur (PGT1) et des variables de conception de la CVT (Cas : Configuration 1).....	99
Figure 4.17 : Schéma du premier multiplicateur (PGT1)	101
Figure 4.18 : Définition du volume du tarin planétaire	103
Figure 4.19 : Fonctions de volume adimensionnelles des différents PGT2 de type I	105
Figure 4.20 : Les fonctions de volume adimensionnelles des différents PGT2 de Type IV.....	107
Figure 4.21 : Rendement du PGT2 pour les configurations 3 et 5	109
Figure 4.22 : Comparaison des masses des deux transmissions.....	110
Figure 5.1 : Schéma d'un réducteur/multiplicateur ordinaire (a), et d'un train épicycloïdal simple (b).	114
Figure 5.2 : Unité hydrostatique à variation continue.....	115
Figure 5.3 : Courbes caractéristiques d'un moteur à combustion interne de puissance nominale 110 Ch. (norme ECE R24)	118
Figure 5.4 : Fonctions d'un tracteur	120
Figure 5.5 : Contexte de recherche de solutions	122
Figure 5.6 : Organigramme du processus de conception d'une CVT	123
Figure 5.7 : Schéma d'une transmission entrée-couplée.....	127
Figure 5.8 : Schéma d'une transmission sortie-couplée.....	128
Figure 5.9 : Rendement du PGT et flux de puissance de la CVT pour la configuration 3 ..	133
Figure 5.10 : Rendement du PGT et flux de puissance de la CVT pour la configuration 4	133
Figure 5.11 : Rendement global de la transmission dans la plage des régimes d'utilisation..	134

Liste des Tableaux

Tableau 1.1 : Rapports de réduction d'un train planétaire pour différents mode de fonctionnement.....	18
Tableau 2.1 : Identification des composants de niveau 1 de la chaîne cinématique.....	36
Tableau 2.2 : Identification des composants de niveau 2 de la chaîne cinématique	38
Tableau 2.3 : Composant d'acquisition.....	39
Tableau 2.4 : Composants de commande	40
Tableau 2.5 : Variables de conception et variables critères d'une architecture.....	50
Tableau 3.1 : Identification de la puissance (P) (le planétaire "j" est un arbre de sortie).....	63
Tableau 3.2 : Rapports pour les six configurations et pour chaque cas de flux de puissance	64
Tableau 3.3 : Rendement mécanique du PGT pour les trois types de flux de puissance.....	65
Tableau 3.4 : Rendement mécanique des trains épicycloïdaux fondamentaux (C1) et (C2) (cas de flux de puissance I)	70
Tableau 3.5 : Rendement mécanique du PGT comme réducteur	76
Tableau 4.1 : Avantages et inconvénients des éoliennes à axe horizontal et à axe vertical (Dominique, 2010).....	81
Tableau 4.2 : Rapport global de transmission pour les différentes configurations.....	97
Tableau 4.3 : Différents rapport du train à rapport fixe FR.....	98
Tableau 4.4 : Différentes combinaisons assurant la marge du rapport de transmission (cas de configuration 1).....	100
Tableau 4.5 : Variables de décision du multiplicateur (PGT1).....	101
Tableau 4.6 : Différentes combinaisons pour les six configurations entrée-couplée ($\tau_1 = 23.2$)	101
Tableau 4.7 : Rapports optimaux pour les différents PGT2 de type I.....	105
Tableau 4.8 : Masses optimales des PGT2 de type I	106
Tableau 4.9 : Rapports optimaux des PGT2 de type IV.....	108
Tableau 4.10 : Masses optimales des différents PGT2 de type IV	108
Tableau 4.11 : Configurations les plus optimales en masse du PGT2.....	108
Tableau 5.1 : Caractéristiques techniques des tracteurs de la gamme « Fendt 400 Vario » (Agro-Fendt , 2011).....	126
Tableau 5.2 : Équations relevant des connexions de composants pour les différentes configurations d'une CVT entrée-couplée.....	129
Tableau 5.3 : Résultats d'optimisation pour le tracteur agricole	132
Tableau 5.4 : Caractéristiques de composants d'une CVU (d'après des documents Sauer, Série 20)	133

Nomenclature

Notations

Symboles	Désignations	Unités
A	Zone A, où $P_{aér} = 0$ (la turbine ne fournit pas de puissance)	
B	Zone B, dans laquelle la puissance fournie dépend de la vitesse du vent	
BDF	Bloc Diagramme Fonctionnel	
C	Couple	[N.m]
(C)	Couronne	
c_p	Coefficient de puissance	
CdC	Cahier des Charges	
C_{RR}	Coefficient de résistance au roulement	
CVPST	Transmission continuellement variable à dérivation de puissance	
CVT	Transmission continuellement variable	
CVTAA	Transmission continuellement variable arbre à arbre	
CVU	Unité continuellement variable (variateur)	
c_t	Coefficient de couple du rotor	
D_{rot}	Diamètre du rotor	[m]
$f(x)$	Fonction objectif	
FR	Mécanisme à rapport fixe	
EPGT	Train épicycloïdal élémentaire (circuit fondamental)	
$F_{aéro}$	Effort de résistance aérodynamique	[N]
F_r	Effort radial	[N]
$F_{rés}$	Effort total de résistance à l'avancement	[N]
F_n	Effort normal	[N]
F_t	Effort tangentiel	[N]
F_{tr}	Effort de traction	[N]
F_{ve}	Fonction de volume adimensionnelle	
G_r	Rapport des couples	
ICE	Moteur à combustion interne (Internal Combustion Engine)	
i_{PGT}	Rapport de transmission de vitesses d'un train épicycloïdal	
IVT	Transmission infiniment variable	
K_0	Capacité de charge ou densité de transmission d'une roue dentée	[N/mm ²]

m	Masse	Kg
n	Fréquence de rotation	[tr/mn]
M_{av} et M_{ar}	Les masses portées par les roues avant et arrière	[Kg]
N_v	Nombre de vitesses dans une boîte de vitesses	
OTé	Organigramme Technique étendu	
P	Puissance	[W]
(P)	Planétaire	
(PS)	Porte-satellites	
PGT	Train d'engrenages planétaire	
P'	Puissance relative	[W]
P_{cir}	Puissance de recirculation	[W]
P_m	Puissance à l'essieu moteur	[W]
P_{rot}	Puissance aérodynamique capturée par une turbine	[W]
P_t	Puissance de traction	[W]
q	Exposant qui peut prendre les valeurs (+1) ou (-1)	
R	Rayon du rotor	[m]
S	Surface active balayée par les pales du rotor	[m ²]
TIP	Tip Speed Ratio (Vitesse spécifique)	
V_{cut-in}	Vitesse d'amorçage du vent	[m/s]
V_m	Cylindrée d'un moteur hydraulique	[cm ³ /tr]
V_p	Cylindrée d'une pompe hydraulique	[cm ³ /tr]
V_r	Vitesse réelle	[m/s]
V_t	Vitesse théorique	[m/s]
V_v	Vitesse du vent	[m/s]
W	Charge dynamique aux roues motrices	[N]
Z	Nombre de dent d'une roue dentée	

Grecques

Symboles	Désignations	Unités
Δp_{max}	Pression de fonctionnement	[bars]
β	Angle d'orientation des pales ou de calage	[degré °]
δ	Glissement des roues motrices	
η	Rendement	

η_{CVT}	Rendement d'une CVT	
η_{CVU}	Rendement d'une CVTAA	
η_{PGT}	Rendement d'un train épicycloïdal	
η_t	Rendement de traction	
η_{vp}	Rendement volumétrique d'une pompe	
η_{vm}	Rendement volumétrique d'un moteur	
η_{lymp}	Rendement hydromécanique d'une pompe	
η_{lymm}	Rendement hydromécanique d'un moteur	
λ	Vitesse spécifique ou coefficient de vitesse réduite	
λ_{opt}	Vitesse spécifique du rotor à coefficient de puissance maximum	
μ_{tmax}	Coefficient de traction maximal	
ρ_{air}	Masse volumique de l'air	[kg/m ³]
τ	Rapport de transmission d'un train ordinaire	
τ_T	Rapport total d'une transmission	
τ_{CVT}	Rapport de transmission de vitesses d'une CVT	
τ_{CVU}	Rapport de transmission de vitesses d'une CVTAA	
τ_{CVPSR}	Rapport de transmission de vitesses d'une CVPST	
τ_{PGT}	Raison de base d'un train épicycloïdal	
$\sigma_{H,0}$	Pression superficielle de base	[daN/mm ²]
ω	Vitesse angulaire	[rd/s]
Ω_{rot}	Vitesse angulaire du rotor	[rd/s]

Introduction Générale



Introduction générale

Les machines mécaniques industrielles sont conçues et réalisées afin d'accomplir une (ou plusieurs) tâches bien définies d'après les spécifications du cahier des charges initial. En se basant sur une analyse fonctionnelle, il est possible de déterminer les grandeurs utiles à la définition d'un cahier des charges fonctionnel relatif à la machine destinée à l'accomplissement des fonctions prévues. Parmi les données du cahier des charges, on trouve la spécification du couple (ou la force) et la vitesse de rotation (ou de translation) comme grandeurs relatives au récepteur. La motorisation de toutes les formes de machines mécaniques, en particulier les véhicules de transports de tout type, les véhicules d'agriculture, les engins de travaux publics/forage, les éoliennes, et autres, ont besoin des systèmes de transmissions mécaniques pour transmettre la puissance de leurs moteurs à leurs parties réceptrices (roues, outils, génératrice, ...). La fonction principale d'une telle transmission est l'adaptation des paramètres (puissance, vitesse, couple) disponibles sur l'arbre moteur aux paramètres (puissance, vitesse, couple) imposés et/ou souhaités au niveau du récepteur, et cela dans une gamme de vitesses de fonctionnement de ce dernier. Sur le plan technologique, les systèmes de transmission sont de deux types, à savoir, ceux à rapports discrets (boîtes de vitesses avec ses différentes versions) et ceux à variation continue.

Ces derniers ont l'avantage de faire varier la vitesse du récepteur en continue en offrant la possibilité de permettre au moteur de fonctionner avec son rendement optimal et offrir plus de maniabilité à l'opérateur (Alarico et al., 2013). Une catégorie de ce type de transmission, particulièrement intéressante, qui a connu ces dernières années un développement important, concerne les systèmes de transmission à dérivation de puissance (Cheong et al., 2011). Ceux-ci composés principalement d'un train planétaire (à trois arbres actifs) et d'un variateur de vitesse mécanique qui fait varier la vitesse de l'un des arbres du train épicycloïdal, les deux autres arbres ayant un mouvement de rotation sont liés au moteur et au récepteur. Au niveau exploitation, ces systèmes de transmissions sont présents généralement dans tous les secteurs industriels (Beachley et al., 1984 ; Ait taleb2 et al., 2013 ; Ait taleb3 et al., 2013) et ils varient en taille de petits

mécanismes avec de faibles puissances et dimensions à de très grandes unités de fortes puissances (centaines de KW) et de grandes dimensions, nous citons, entre autres :

- Les véhicules routiers (automobile, bus, ...);
- Les véhicules non routiers (Engins de travaux publics, Tracteur, bulldozers,...);
- Les systèmes de conversion d'énergie éolienne.

Du fait que les façons d'accoupler le variateur avec le train épicycloïdal sont multiples et en tenant compte que le train épicycloïdal lui-même pourra être utilisé sous différentes configurations, le système de transmission à dérivation de puissance qui en résulte pourra avoir un grand nombre d'architectures. Le présent travail a effectivement comme premier objectif, en utilisant une démarche de conception basée sur la décomposition structurelle C (convertisseur), O (Opérateur) ..., de traiter la question de recherche et d'identification de ces architectures. Le choix des configurations optimales se base sur des critères de qualification tels que le rendement et la gamme de vitesses, en respectant les contraintes technologiques liées à la conception et à l'exploitation de la machine (Véhicule, engin, éolienne, ...).

En effet, en se référant à la littérature relative à la conception des systèmes de transmission, en particulier les systèmes continuellement variables, les recherches actuelles sont constamment élaborées sur des cas particuliers. En fait, les travaux de conception et d'optimisation sont réalisés sur des architectures préalablement définies par des constructeurs et/ou choisies par les auteurs sans justifier leur choix. Dans ce contexte, l'apport envisagé à travers ce travail de thèse consiste à concevoir et choisir/sélectionner les composants d'une telle transmission répondant au mieux aux spécifications du cahier des charges. Afin de répondre à cet objectif, nous établissons une démarche systématique d'identification des architectures des transmissions continuellement variables, d'une part, et à appliquer, sur la base de ces architectures et configurations possibles, des méthodes de conception optimales d'autre part. Nous pensons que ces deux étapes constituent ensemble un outil d'aide à la décision pour la détermination des composants les plus adéquats, vis-à-vis à un cahier des charges donné, d'une transmission à dérivation de puissance.

À cet effet, ce mémoire de thèse est organisé en cinq chapitres, le premier est introductif, il constitue une étude bibliographique et précise la terminologie adoptée le long de ce travail.

Nous proposons par la suite, dans le chapitre II, une démarche de conception préliminaire, qui permet de faire émerger des alternatives de solutions et d'architectures des transmissions continuellement variables, cette démarche s'appuie sur la décomposition à travers des outils de conception (par exemple : OTé : Organigramme Technique étendu,...) et des flux énergétiques,

(Source : S, Convertisseur : C, Transmetteur : T, Opérateur : O). Il est à noter que le train planétaire joue un rôle fondamental dans la constitution de ces transmissions à dérivation de puissance, son rendement est ainsi un facteur prépondérant dans la modélisation d'un tel système. C'est ainsi que l'étude et l'analyse de la transmission imposent une définition et une description plus précises du train planétaire. Cela fera l'objet du chapitre III où nous avons décrit et mis en œuvre un algorithme simple et systématique permettant le calcul du rendement mécanique des trains d'engrenages planétaires fonctionnant comme des mécanismes différentiels ou réducteurs/multiplicateurs de vitesse (Aittaleb5 et al., 2014).

Dans le chapitre IV, nous présentons la méthodologie générale de conception/dimensionnement des transmissions continues en identifiant les composants les plus adéquats vis-à-vis les données du cahier des charges, cette étape est entamée d'une part sur la base des résultats de la conception préliminaire (chapitre II) et d'autre part sur des critères de performance de prise de décisions tel que le rendement, la masse et l'encombrement,... pour une éventuelle optimisation. La première application de ce travail fait l'objet de la conception du système de transmission d'une éolienne à vitesse variable continuellement adaptée à la vitesse du vent tout en maintenant la vitesse de la génératrice constante et en respectant les contraintes de conception (puissance transmise, masse, encombrement, rendement). Dans ce chapitre IV, nous intéressons à la recherche et à la définition des architectures dans la phase de conception préliminaire particulièrement au transmetteur d'énergie mécanique entre les pales et la génératrice permettant d'adapter l'énergie mécanique du rotor à la génératrice. À la fin de ce chapitre, nous sommes arrivés à déterminer les composants les plus optimaux pour deux architectures différentes en faisant leur comparaison.

Le chapitre V est dédié à la conception optimisée de la transmission continuellement variable intégrée dans la chaîne cinématique d'un véhicule, qui est un tracteur agricole de 81 KW. La dite transmission est supposée utilisant un variateur hydrostatique contenant une pompe et un moteur à cylindrées variables. La démarche de conception dans cette partie de ce mémoire débute par la recherche et l'identification des configurations possibles, suivie par une formulation du problème d'optimisation. La fonction objectif qui est relative à la consommation du véhicule aboutit à la détermination des variables de conception optimales, en l'occurrence les cylindrées maximales de l'unité hydrostatique (pompe/moteur), les rapports des vitesses des engrenages ordinaires à rapports fixes et la raison de base du train planétaire. Les solutions présentées et leurs résultats sont comparés avec les solutions classiques permettant de mettre en valeur tout l'intérêt des travaux développés dans cette thèse. Une conclusion et des perspectives clôturant ce mémoire permettent de réaliser une synthèse de ce travail.

CHAPITRE I

Les Transmissions Continuellement Variables : Contexte Général & État de l'art



Chapitre I

Les Transmissions Continuellement Variables : Contexte Général et État de l'art

I. 1 Introduction

La motorisation d'un système mécanique nécessite la transmission de puissance de la partie moteur (dite aussi partie motrice) à la partie récepteur (dite aussi partie réceptrice). Les systèmes de transmission mécaniques permettent l'adaptation des paramètres de la partie réceptrice à ceux de la partie motrice. Ces paramètres sont la vitesse et le couple.

Les problèmes environnementaux et de consommation d'énergie sont au cœur de notre actualité. C'est pourquoi, les systèmes de transmission et d'adaptation de puissance (adapter la vitesse et le couple) à la demande de la partie réceptrice, utilisés dans les moyens de transport, les machines agricoles, de travaux publics propres et à faible émission de gaz à effet de serre, et dans d'autres domaines, tels que, les éoliennes, les machines outils, etc., sont d'un enjeu mondial.

En effet, les études sur la conception préliminaire des systèmes de transmission mécaniques sont motivées par la nécessité d'un changement radical dans les domaines du transport, du secteur non routier, agricole et de la production d'énergie. L'urgence de la situation actuelle nécessite ce changement.

Dans cette perspective, nous présentons le contexte actuel qui motive le développement des moyens de transmission et d'adaptation de puissance, dans les secteurs routiers et non routiers, afin de répondre à ces problèmes à partir des technologies existantes et l'adoption des nouvelles technologies qui utilisent de moins en moins de carburants fossiles, et améliorent des performances en l'occurrence, le rendement, la masse, l'encombrement et le coût, pour mieux situer notre travail.

I. 2 Des problèmes et des ressources limitées

Dans toutes les sociétés, l'activité humaine consomme de l'énergie qui peut être produite par des sources d'énergies renouvelables ou non renouvelables. Donc, l'énergie est l'une des conditions incontournable, qui régit nos vies et favorise la civilisation.

Par conséquent, la santé, l'agriculture, le transport et l'industrie du monde moderne dépendent de l'approvisionnement durable de l'énergie dans la plupart des cas. Ce concept d'énergie est fondamental pour des systèmes de transformation (comme la chimie et la métallurgie) et de transmission mécanique, qui sont la base de la révolution industrielle.

Cependant, du fait que, le développement intensif et incontrôlable de la civilisation humaine et l'industrialisation ont un grand impact négatif sur l'environnement ainsi que sur les ressources énergétiques. Ainsi, depuis quelques années, les enjeux environnementaux s'immiscent de plus en plus souvent dans le monde industriel. En effet, les contraintes en matière énergétiques deviennent plus restrictives et sont maintenant largement considérées lors de développement et de conception de nouveaux produits.

Principal responsable de ces modifications, le secteur routier a été la cible de différentes démarches incitatives et légales visant à réduire les émissions de dioxyde de carbone des véhicules, mais encore le secteur non routier.

Les secteurs routier et non routier ont connu une croissance régulière au cours des 30 dernières années. On estime que le secteur du transport est actuellement responsable de près de 60% de la demande mondiale totale de pétrole et sera la plus forte croissance de la demande d'énergie dans le futur (U.S. EIA, 2010 ; An, 2010), (cf. Fig. 1.1). La part du secteur routier de la consommation mondiale totale des carburants liquides a augmenté de 50% en 2002 à 53% en 2007 et devrait atteindre 61% en 2035 ce qui représente 87% de l'augmentation totale de la consommation mondiale (Atabani, 2011).

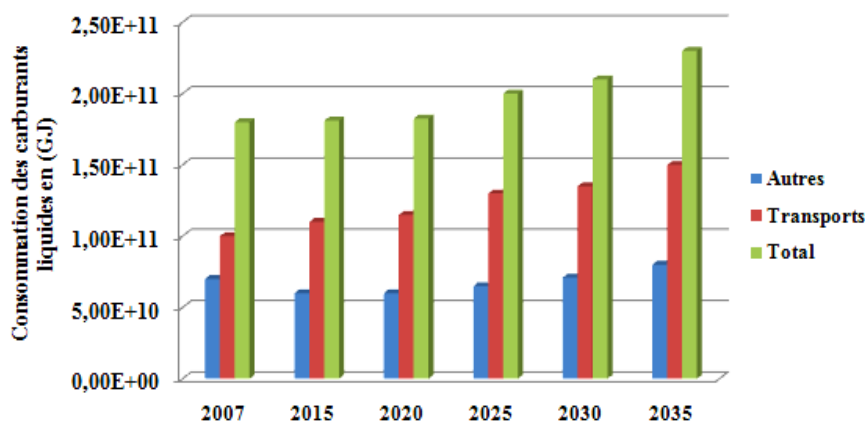
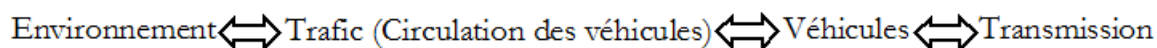


Figure 1.1 : Consommation mondiale des transports et autres secteurs des carburants liquides entre 2007 et 2035 (U.S. EIA, 2010)

En effet, les secteurs routier et non routier sont parmi les premiers contributeurs au réchauffement de la planète (IFEU, 2008 ; CITEPT, 2011). C'est dans ce contexte que les constructeurs des véhicules se sont engagés à réduire les émissions de CO₂ de leur gamme de véhicules. Ainsi, l'ingénierie des véhicules, la technologie et la conception des mécanismes de transmission ont été toujours soumises à l'évolution. L'état de l'art actuel est caractérisé par les interrelations suivantes :



Par suite, les impératifs d'économie de carburant, de performances et de confort de conduite sont primordiaux, dans le processus de conception d'une transmission de puissance. Sachant que, l'utilité d'une telle transmission se caractérise par son impact sur la chaîne cinématique, sur la consommation de carburant (rendement), le poids, la fiabilité, la durée de vie, le niveau de bruit et la convivialité du véhicule. Historiquement, les améliorations technologiques et conceptuelles des véhicules ont été toujours orientées vers l'amélioration du moteur, du système de transmission de puissance, du poids des véhicules, de la carrosserie et des accessoires pour une économie de carburant plus élevée (Van et al., 2004 ; Pundir, 2010).

Les solutions techniques les plus prometteuses restent l'amélioration du moteur thermique et/ou du système de transmission de puissance.

Schématiquement, on perçoit donc deux méthodes visant à réduire les émissions de CO₂. La première consiste à conserver la transmission à rapports discrets, et augmenter le rendement du moteur à faible charge, où il est le plus souvent utilisé. La seconde consiste à modifier la transmission, et vise à concentrer l'utilisation du moteur (par exemple : moteur thermique) où son rendement est intrinsèquement meilleur. Les constructeurs ont ainsi mené différentes recherches visant à améliorer les systèmes de transmissions de puissance, pour favoriser l'utilisation du

moteur dans sa plage de meilleur rendement. En mécanique industrielle, la réduction de la consommation et des émissions polluantes constituent des axes de recherche majeurs, ainsi que le confort d'utilisation. Dans ce contexte, de nombreux efforts sont portés sur la partie motorisation des véhicules. Toutefois des recherches sont également entreprises sur la transmission mécanique et donc sur le rendement, la marge du rapport de transmission, le poids, l'encombrement des transmissions et le confort d'utilisation, etc.

Par conséquent, en phase de la conception, il est primordial de posséder des modèles permettant d'aider le concepteur au choix de la configuration la plus optimale, qui satisfait les exigences citées auparavant en fonction des solutions techniques retenues. C'est l'objectif de ce travail de thèse.

I. 3 Terminologie

Pour plus de clarté, nous souhaitons d'ores et déjà définir et préciser le vocabulaire que nous emploierons le long de ce mémoire.

I.3.1 Technologies de la chaîne cinématique

La chaîne cinématique est une partie d'un mécanisme que dans le présent document est défini comme suit :

Définition 1 : La chaîne cinématique ou la chaîne de traction comprend toutes les parties mobiles du véhicule : En parlant de l'ensemble des organes d'un véhicule assurant son déplacement, qui produit et transmet le mouvement.

Définition 2 : La chaîne cinématique est la conduite dans un système (véhicule, éolienne, machine outil, etc.) qui génère, transmet et adapte l'énergie nécessaire et adéquate à la partie réceptrice (par exemple à la propulsion d'un véhicule ou à faire tourner une génératrice d'une éolienne).

Il peut être configuré de nombreuses manières, en fonction du type des systèmes tels que, ceux où toute la puissance de propulsion est générée par un moteur thermique et les systèmes hybrides (électriques ou hydrauliques).

I. 3.2 Systèmes de transmission : Fonction et types

En mécanique industrielle, les systèmes de transmission de puissance sont des composants technologiques intermédiaires implantés entre le moteur (Convertisseur d'énergie) et le récepteur (exemple : roues motrices d'un véhicule), (cf. Fig. 1.2). Utilisés dans de multiples contextes (machines-outils, véhicules routiers et non routiers, éoliennes, etc.). Ils permettent d'adapter la

transmission d'une puissance (couple et vitesse) entre un arbre moteur et un arbre récepteur. En proposant plusieurs coefficients de réduction discrets (ou de démultiplication), dénommés rapports de transmission, ces systèmes sont ainsi, l'élément central qui adapte le couple moteur disponible, peu négociable, au couple nécessaire à la charge, souvent très variable en fonction des différentes situations dynamiques, pour vaincre les efforts résistifs variables suivant les conditions de fonctionnement.

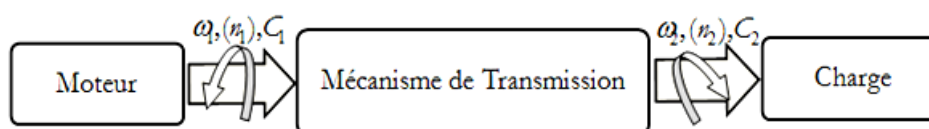


Figure 1.2 : Emplacement d'une transmission mécanique

Dans de nombreuses applications, la puissance disponible au niveau de la partie motrice est fournie avec une vitesse de rotation inadaptée au fonctionnement du système récepteur ; une adaptation de puissance est alors nécessaire afin d'exploiter au mieux les performances du moteur, selon les conditions de son utilisation. Par exemple, les machines industrielles à moteurs électriques asynchrones telles qu'un tour, dont la fréquence de rotation est liée à celle du courant du secteur, ne permettent pas ainsi d'obtenir plusieurs vitesses de fonctionnement sans une boîte de vitesses (Il s'agit d'un ensemble de réducteurs disposés dans un même boîtier). Dans le cas des véhicules, il y a plus généralement inadéquation entre le couple fourni par le moteur thermique, souvent limité et variable sur une plage de régime de rotation bornée et le couple nécessaire à la roue pour vaincre les résistances inertielles et faire face aux différentes conditions de roulage du véhicule (démarrage, accélération, roulage, marche arrière, etc.). La boîte de vitesses offre ainsi la possibilité d'augmenter le couple disponible sur l'essieu moteur, le réducteur à engrenages étant la solution la plus commune pour réaliser cette fonction.

En somme, toutes les machines motorisées, y compris, les véhicules routiers et non routiers, les navires, les avions, les machines outils et les éoliennes, etc., ont besoin des systèmes de transmission de puissance permettant d'adapter les paramètres de la partie réceptrice à ceux de la partie motrice, en particulier, le couple et la vitesse de rotation. Cependant, les boîtes de vitesses et les réducteurs à engrenages ne permettent toujours pas d'atteindre les performances souhaitées. En effet, comme exemple, pour un moteur à combustion interne possédant une plage de rendement optimal relativement étroite, il serait intéressant de fonctionner au régime de meilleur rendement, malgré la variation de la vitesse du moteur. Ceci est impossible avec une boîte de vitesses à rapport fixes ou discrets.

La boîte idéale serait celle proposant le bon rapport pour chaque situation. Cette configuration d'une transmission ayant un nombre infini de rapports constitue la base des systèmes de transmission à variation continue, en anglais, ils sont dits **C**ontinuously **V**ariable **T**ransmission (CVT). Une transmission (CVT) pourra être vue comme une transmission à rapports multiples infinis. Celle-ci a l'avantage d'adapter en permanence le régime du moteur et le couple appliqué pour correspondre au mieux à l'équation économie/vitesse imposée par le conducteur. D'autre part, la variation du rapport se fait progressivement, sans aucun à-coup, permettant de garantir un confort plus meilleur en comparaison avec les transmissions à rapports discrets. Les systèmes de transmission à variation continue sont utilisés aussi dans certaines technologies des éoliennes.

En effet, L'intégration des systèmes éoliens au réseau nécessite de produire de l'énergie électrique à la fréquence électrique constante. La nécessité de maximiser la puissance de vent fluctuant exige une régulation de la vitesse mécanique de l'arbre d'entrée de la génératrice. Pour cela, la technologie des transmissions continuellement variables permet de développer une stratégie de contrôle de suivi de la puissance maximale pour les systèmes éoliens.

La Figure 1.3 montre les caractéristiques de couple et de puissance maximale obtenues avec un moteur capable de délivrer son couple maximal C_{Max} à ω_{Max} et couplé à une boîte de vitesses idéale (rendement parfait) à 5 rapports de transmission. Nous pouvons remarquer qu'un nombre discret de rapports ne permet pas d'exploiter en permanence la puissance maximale $C_{Max} \times \omega_{Max}$ du moteur électrique ; on peut noter l'existence d'un "trou" de puissance entre chaque vitesse dû au nombre discret de rapports de réduction de la boîte qui fixe la pente des droites de puissances en fonction de la vitesse de rotation.

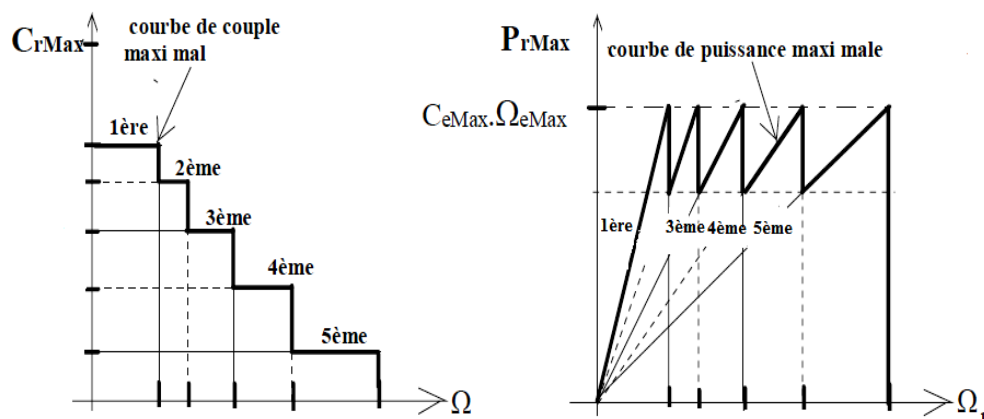


Figure 1.3 : Caractéristiques de couple et puissance maximales à la sortie d'une boîte de vitesses avec un moteur sans possibilité de fonctionnement à puissance maximale constante associé à une boîte à 5 vitesses

La solution mécanique pour rendre possible l'exploitation de la puissance maximale est d'utiliser un variateur mécanique¹ avec un rapport de réduction continu (progressif).

Les systèmes de transmissions sont classés comme indiqué sur la Figure 1.4, selon leurs utilisations prévues. En fait, deux principaux types de transmissions sont utilisés pour différentes applications, ils sont généralement classés comme, transmission à engrenages (où à rapports discrets) et transmission continuellement variable (où à rapport progressif). L'organigramme de la Figure 1.4 permet de résumer l'ensemble des différentes solutions technologiques qui sont utilisées en transmission de puissance mécanique.

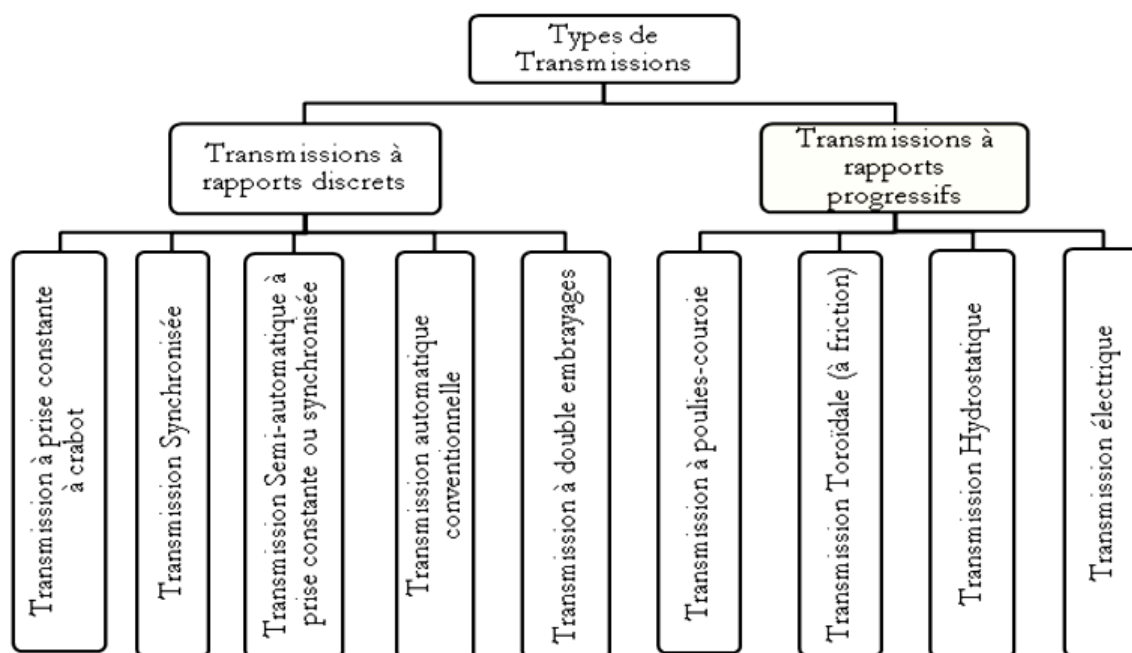


Figure 1.4 : Classification systématique des transmissions de puissance mécanique

I.3.2.1 Rapport de transmission

Le rapport de transmission noté τ_T , est le rapport de la vitesse angulaire ω_1 (rd/s) de l'arbre d'entrée et ω_2 (rd/s) de l'arbre de sortie d'une transmission, il est égal aussi au rapport des fréquences de rotation correspondante n_1 et n_2 en (tr/mn) telles que :

$$\tau_T = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (1.1)$$

De l'équation 1.1 et en tenant compte des sens de rotation des arbres d'entrée et de sortie, on distingue les cas de fonctionnement suivants :

¹ Un variateur de vitesse (CVU : Continuously Variable Unit) est un dispositif mécanique, électrique ou hydraulique permettant de faire varier continûment le rapport de démultiplication d'un moteur. Il est utilisé en remplacement d'une boîte de vitesses à rapports discrets.

- $\tau_T > 0$, les arbres d'entrée et de sortie de la transmission ont le même sens de rotation ;
- $\tau_T < 0$, les arbres d'entrée et de sortie de la transmission n'ont pas le même sens de rotation ;
- $\tau_T > 1$, rapport multiplicateur de vitesse ;
- $\tau_T < 1$, rapport de réduction de vitesse.

I.3.2.2 Définition des signes du couple et de la puissance

Parmi, les facteurs déterminants d'une transmission sont les couples agissant sur ses arbres d'entrée et de sortie. Le sens du couple C (N.m) est en principe sans conséquence. Le sens du couple de l'arbre d'entrée d'une transmission donnée est normalement défini comme positif. En établissant l'équation des moments, on peut montrer que le sens du couple est toujours inversé le long d'un arbre. En effet, le sens du couple change le long d'un arbre de transmission, mais le sens de rotation ne change pas. Par conséquent, le signe de la puissance absorbée P (positif) ou délivrée (négatif) peut être déterminé à un point particulier à partir de la vitesse de rotation et le couple au niveau de ce point de la transmission au moyen de l'équation 1.2.

$$P = C \cdot \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (1.2)$$

I.3.2.3 Rendement

Le rendement global d'une transmission de puissance est défini comme le rapport de la puissance sur l'arbre de sortie ($C_2 \cdot \omega_2$) et celle sur l'arbre d'entrée ($C_1 \cdot \omega_1$) du système de transmission considéré :

$$\eta_T = \frac{C_2 \cdot \omega_2}{C_1 \cdot \omega_1} \quad (1.3)$$

Le rendement est défini dans l'objectif d'évaluer les pertes de puissance au niveau des systèmes de transmission.

I.3.2.4 Masse comme valeur caractéristique d'une transmission

Un autre facteur essentiel de la performance d'une transmission est sa masse totale. Le coût d'une transmission est approximativement proportionnel à son poids. La masse de la transmission peut être liée au couple d'entrée et au rapport maximal de la transmission. L'analyse d'un grand nombre de transmissions qui ont été conçues et produites a montré que l'évolution de la masse en fonction du couple, du rapport maximal et du nombre des roues dentées, dans le cas

d'une transmission à engrenage (Lechner et al., 1999) peut être utilisé pour l'évaluation de la masse prévue d'une transmission, dont le rapport de transmission global, le couple de sortie du système de transmission et le nombre des vitesses sont notés respectivement C_2 et N_V . Ce modèle d'évolution de la masse permet aussi de contrôler si la transmission conçue est concurrentielle par rapport à sa masse (cf. Fig. 1.5).

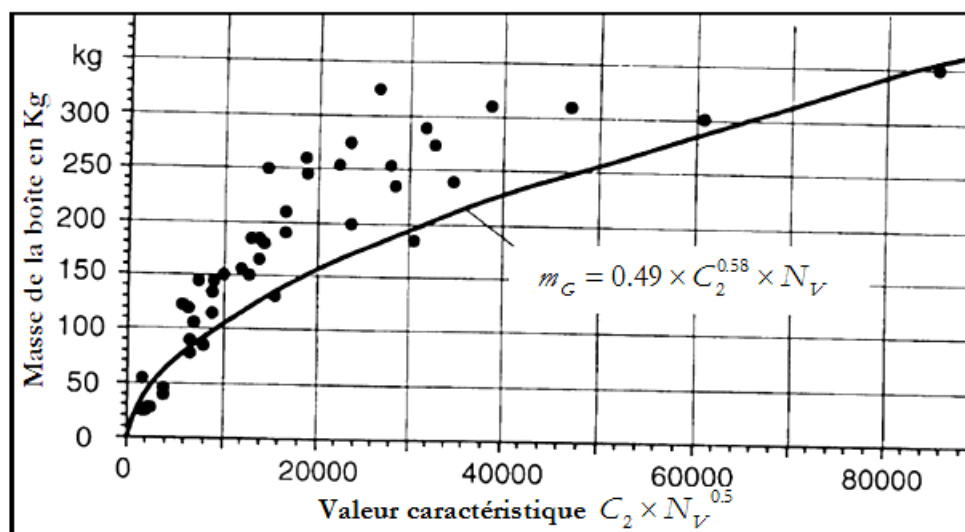


Figure 1.5 : La masse de la boîte de vitesses pour les transmissions de véhicules avec un boîtier de fonte en fonction du couple de sortie C_2 et du nombre de vitesses N_V (Lechner et al., 1999)

I. 4 Trains ordinaires

L'engrenage sert à transmettre un mouvement de rotation par obstacles avec changement de ses caractéristiques. Il est constitué de deux roues dentées en contact (cf. Fig. 1.6). La plus petite s'appelle le pignon et la plus grande est la roue. Une roue qui a un rayon infini s'appelle crémaillère. Nous pouvons utiliser en général les engrenages pour transmettre le mouvement et la puissance mécanique entre deux arbres parallèles ou non parallèles, concourants ou non concourants et perpendiculaires ou non perpendiculaires. Les engrenages peuvent avoir diverses utilités comme la réduction (ou la variation) de vitesse de rotation entre deux arbres avec réduction (ou multiplication) du couple moteur (Mathis, 1998; Henriot, 2006).

Pour les systèmes d'engrenages on peut définir le rapport de transmission (rapport de vitesse ou rapport de réduction) τ et le rapport de couple G_r par les équations 1.4 et 1.5.

$$\tau = \frac{\omega_{\text{sortie}}}{\omega_{\text{entrée}}} = \frac{Z_e}{Z_s} \quad (1.4)$$

$$G_r = \frac{C_{\text{sortie}}}{C_{\text{entrée}}} \quad (1.5)$$

Avec ; ω_{sortie} la vitesse angulaire de l'arbre de sortie en rad/s, $\omega_{\text{entrée}}$ la vitesse angulaire de l'arbre d'entrée en rad/s, Z_e et Z_s respectivement le nombre de dents des roues d'entrée et de sortie, C_{sortie} le couple de l'arbre de sortie en N.m et $C_{\text{entrée}}$ le couple de l'arbre d'entrée. Afin de réduire l'encombrement et économiser la matière on limite le rapport de transmission d'un même couple de roue ($1/8 \leq Z_1/Z_2 \leq 8$). Au-delà de ces valeurs, il est préférable d'utiliser un train d'engrenages.

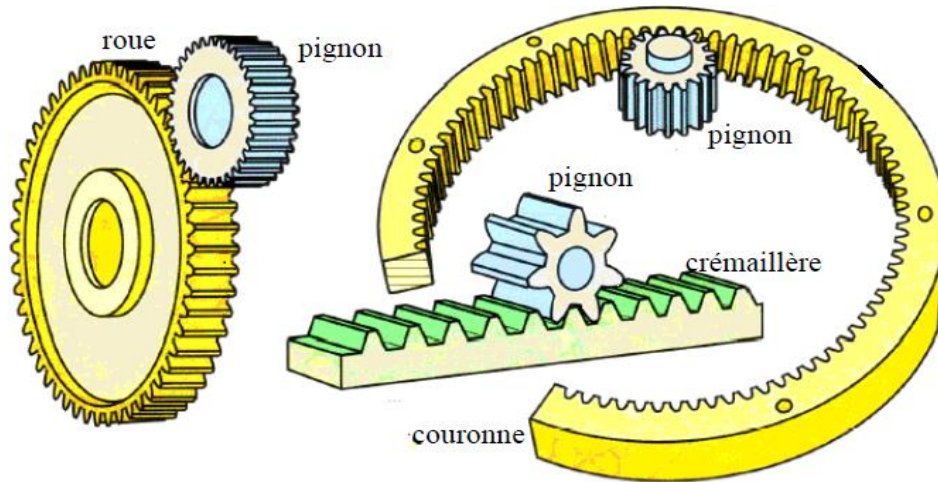


Figure 1.6 : Engrenages

I.4.1 Train à N engrenages d'axes parallèles et fixes

Les trains d'engrenages (cf. Fig. 1.7) ont différentes roues dentées. Ils peuvent transformer le mouvement entre deux arbres ou plus. Le rapport de transmission τ d'un train d'engrenage peut être calculé par l'équation 1.6 (Esnault, 2006) :

$$\tau = \frac{\omega_{\text{sortie}}}{\omega_{\text{entrée}}} = (-1)^n \frac{\prod Z_{\text{menantes}}}{\prod Z_{\text{menées}}} \quad (1.6)$$

C'est le rapport entre le produit du nombre de dents des roues menées et le produit du nombre de dents des roues menantes. Avec, n le nombre de contacts extérieurs. À partir de l'équation 1.6 et de la Figure 1.7 on peut avoir :

$$\tau = (-1)^n \frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot \dots \cdot Z_{N-1}}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot \dots \cdot Z_N} \quad (1.7)$$

On peut savoir le sens de rotation à partir de la valeur de n :

- Nombre de contacts extérieurs pairs (2, 4, 6, ...) : le sens de rotation de sortie identique à celui de l'entrée.
- Nombre de contacts extérieurs impairs (1, 3, 5, ...) le sens de rotation de sortie est inverse à celui de l'entrée

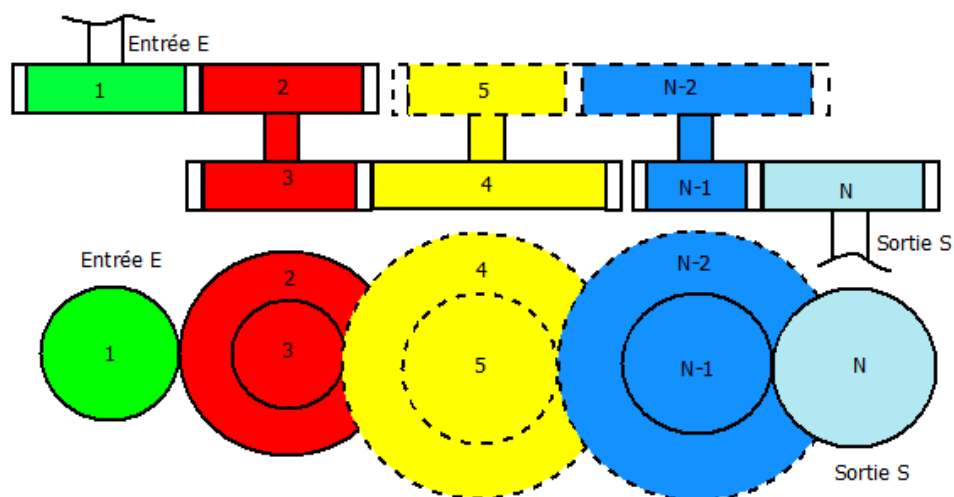


Figure 1.7 : Train à N engrenages d'axes parallèles et fixes

I. 5 Trains planétaires

Nous consacrons cette section au rappel des concepts les plus importants relatifs aux trains planétaires (cf. Fig. 1.8), sachant qu'il est le composant « pivot » d'une transmission continuellement variable à dérivation de puissance. Appelés aussi des trains épicycloïdaux, les trains planétaires sont des composants mécaniques qui sont intégrés dans les chaînes cinématiques d'un grand nombre de machines industrielles et systèmes. Ils fonctionnent comme réducteurs/multiplicateurs de vitesse ou systèmes différentiels. Nous citons comme exemples :

- Dans la transmission des puissances mécaniques (boîtes automatiques, etc.) ;
- Différentiel automobile ;
- Les véhicules hybrides sont de plus en plus utilisés et comportent des trains planétaires mécaniques pour gérer et transmettre les vitesses et les couples des différents actionneurs (Kim et al., 2010) ;
- Multiplicateurs des éoliennes.

En cas de leur utilisation comme réducteur/multiplicateur, les trains épicycloïdaux permettent d'obtenir un grand rapport de réduction/multiplication (cas de leur intégration dans la chaîne cinématique des éoliennes).

Les configurations sont nombreuses et variées. Sous le nom de train épicycloïdal ou train planétaire, on désigne un système de transmission de puissance entre deux ou plusieurs arbres dont certains tournent non seulement autour de leur propre axe, mais aussi avec leur axe autour d'un autre axe fixe appelé aussi axe principal.

Les engrenages peuvent être cylindriques ou coniques. Ceux dont l'axe coïncide avec un axe fixe dans l'espace s'appellent « Couronne (C) ou planétaire (P) » et ceux qui tournent avec leur axe autour de l'axe fixe s'appellent « satellites (S) ». Ces derniers sont maintenus en place par une pièce mobile nommée « porte-satellites (PS) ». Les axes des satellites ne sont pas fixes (cf. Fig. 1.8).

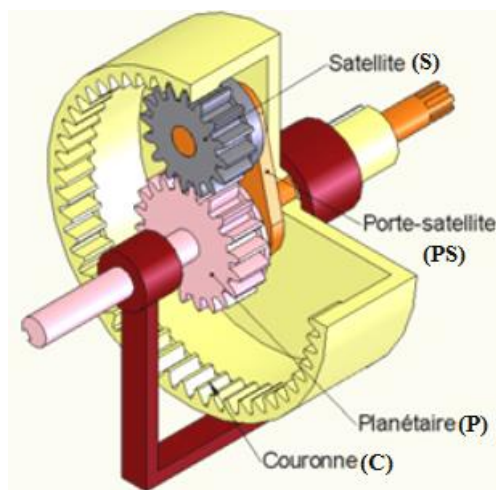


Figure 1.8 : Exemple d'un train épicycloïdal

Le désavantage majeur des systèmes planétaires est la difficulté qu'on rencontre à aligner les éléments et à éviter les déformations qui modifient l'alignement ; une grande précision est nécessaire lors du montage pour un fonctionnement efficace et réduire le bruit au minimum (Drouin, et al., 2006).

1.5.1 Types de trains épicycloïdaux

Usuellement, il y a quatre types de trains épicycloïdaux (cf. Fig. 1.9). 1 (P) s'appelle le soleil ou planétaire, 2 (S) les satellites, 3 (C) la couronne et 4 (PS) le porte-satellites.

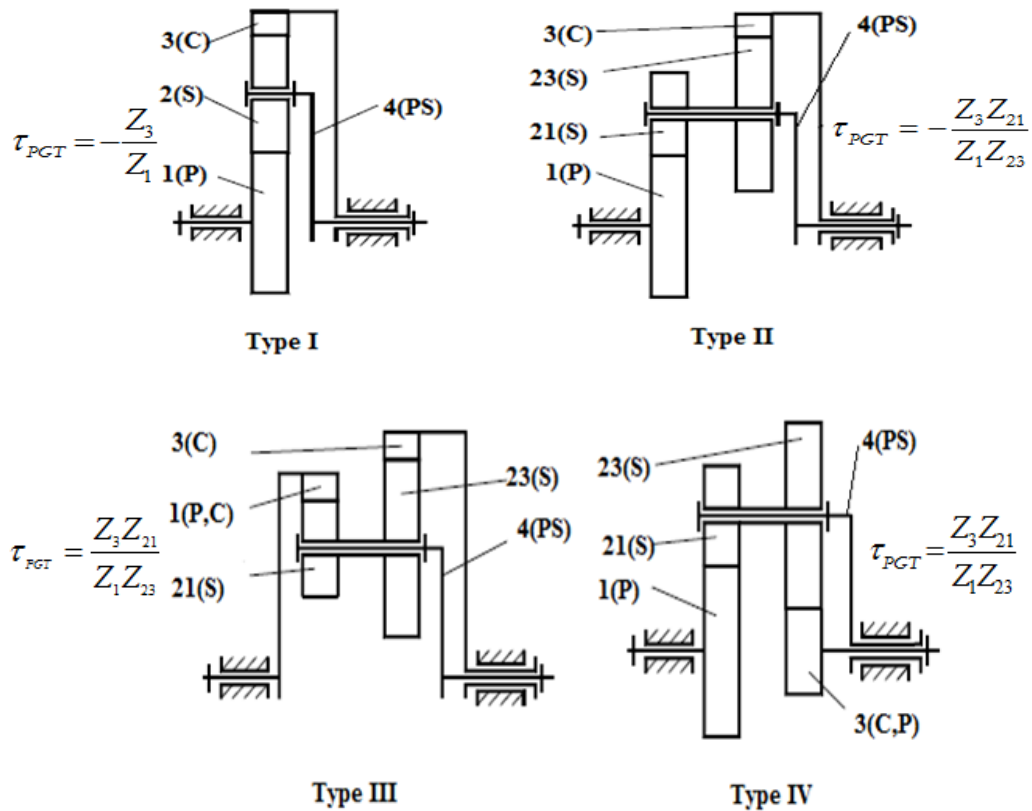


Figure 1.9 : Types de trains épicycloïdaux (Henriot, 1979)

Cette classification permet l'identification d'un train en fonction de son corps. Les quatre principaux types présentés permettent le calcul du rapport de vitesse des différents trains épicycloïdaux.

1.5.2 Formule de Willis

La formule de Willis (loi de Willis 1841) pour un train épicycloïdal (Henriot, 1979) permet de déterminer facilement le rapport de réduction i_{PGT} d'un train épicycloïdal.

$$\tau_{PGT} \omega_3 + \omega_4 (1 - \tau_{PGT}) - \omega_1 = 0 \quad (1.8)$$

Avec ; $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ les vitesses respectives du planétaire, d'un satellite, de la couronne et du porte satellites et τ_{PGT} est la raison de base d'un train planétaire. Il y a des modes de fonctionnement d'un train épicycloïdal : le cas où au moins une des pièces (le planétaire, la couronne ou le porte-satellites) est fixe les deux autres sont soit entrée ou sortie, dans ce cas, le train épicycloïdal se comporte comme un réducteur/multiplicateur ; dans ces cas, il y a 6 modes différents de fonctionnement et une large marge du rapport de réduction i_{PGT} de ce train (cf. Tableau 1.1), le cas où les différents composants sont mobiles, le train planétaire est dit différentiel. Le mot « différentiel » dans ce cas et le long de cette thèse signifie que les trois arbres

sont actifs (en mouvement). Cela est dit pour éviter toute confusion avec le différentiel utilisé dans les véhicules. En nous appuyant sur les équations 1.1, 1.8 et sur celle du rapport de transmission du train planétaire (Éq. 1.9), la valeur du rapport de réduction/multiplication i_{PGT} pour chacun des cas d'un réducteur/multiplicateur (Tableau 1.1) est donnée par :

$$i_{PGT} = \frac{\omega_{sortie}}{\omega_{entrée}} = (-1)^n \frac{\Pi Z_{menantes}}{\Pi Z_{menées}} \quad (1.9)$$

où ; n, est le nombre des contacts extérieurs ; Z, étant le nombre de dents des roues.

Exemple : Si la valeur de $\tau_{PGT} = -3$, on peut calculer la valeur du rapport de réduction dans chaque mode de fonctionnement (cf. Tableau 1.1). À partir des résultats obtenus, on voit bien que ce train planétaire offre une large marge de rapports de réduction (entre 4 et -3).

Tableau 1.1 : Rapports de réduction d'un train planétaire pour différents mode de fonctionnement

Mode de fonctionnement	Bloqué	Entrée	Sortie	Rapports de réduction	Exemple : $\tau_{PGT} = -3$
Mode 1	$\omega_4 = 0$	ω_1	ω_3	$i_{PGT} = \frac{1}{\tau_{PGT}}$	-0,334
Mode 2	$\omega_4 = 0$	ω_3	ω_1	$i_{PGT} = \tau_{PGT}$	-3
Mode 3	$\omega_3 = 0$	ω_1	ω_4	$i_{PGT} = \frac{1}{1 - \tau_{PGT}}$	0,25
Mode 4	$\omega_3 = 0$	ω_4	ω_1	$i_{PGT} = 1 - \tau_{PGT}$	4
Mode 5	$\omega_1 = 0$	ω_3	ω_4	$i_{PGT} = \frac{\tau_{PGT}}{\tau_{PGT} - 1}$	0,75
Mode 6	$\omega_1 = 0$	ω_4	ω_3	$i_{PGT} = \frac{\tau_{PGT} - 1}{\tau_{PGT}}$	1,334

1.5.3 Efforts sur les dentures dans le cas d'un train épicycloïdal de type 1

Le tain épicycloïdal de type 1 a deux groupes d'engrenages (circuits fondamentaux). Le premier circuit fondamental est constitué du planétaire et du satellite et le deuxième groupe par le satellite et la couronne (cf. Fig. 1.8, Fig. 1.9). Si on applique un couple d'entrée C_1 au planétaire (cf. Fig. 1.10), on peut obtenir les différentes composantes des forces qui sont appliquées au point de contact M (cf. Fig. 1.11) à travers les équations suivantes (Marcelin, 2001) :

$$F_{r12} = \frac{C_1}{0,5D_1} \quad (1.10)$$

$$F_{t12} = F_{r12} \tan(\alpha) \quad (1.11)$$

$$F_{n12} = \frac{F_{t12}}{\cos(\alpha)} \quad (1.12)$$

où F_{n12} , F_{t12} et F_{r12} désignent respectivement la force normale, la force tangentielle et la force radiale exercées par la roue (1) planétaire du train sur la roue (2) satellite, α étant l'angle de pression. Réciproquement, le principe de l'action et de la réaction conduit aux mêmes valeurs des forces au signe près F_{n21} , F_{t21} et F_{r21} (exercées par la roue (2) satellite du train sur la roue (1) planétaire) comme dans l'équation 1.10, l'équation 1.11 et l'équation 1.12.

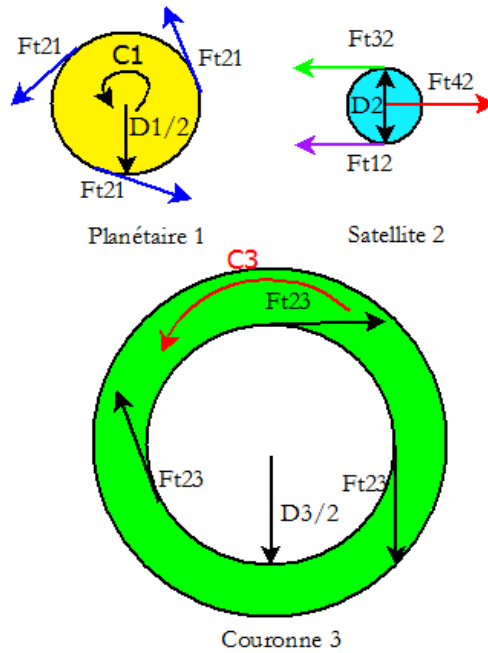


Figure 1.10 : Forces sur le planétaire, le satellite et la couronne

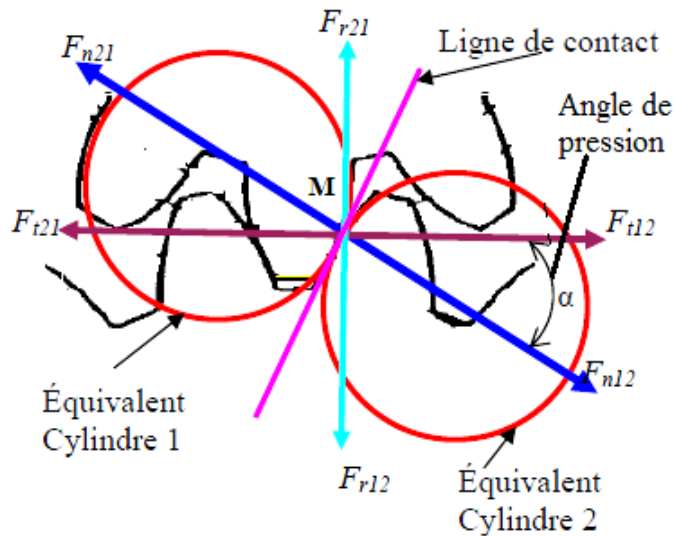


Figure 1.11 : Deux dents en contact sont considérées comme deux cylindres en contact

I.5.4 Contraintes sur les dents d'un engrenage

Pour des engrenages à 2 roues en contact, la force tangentielle entre les dents des engrenages implique l'application de deux types de contraintes mécaniques sur chaque dent d'engrenage (Henriot, 1979; Marcelin, 2001)

- la résistance à la rupture par flexion en pied de dent ;
- la résistance à la pression superficielle (pression de Hertz).

Dans la plupart des cas pratiques industriels, les deux contraintes sont appliquées sur l'engrenage avec certaines marges sur les valeurs du module, du diamètre primitif, de la vitesse tangentielle maximale et de la vitesse angulaire maximale. La pression de Hertz au point primitif est très voisine du maximum : c'est elle que l'I.S.O adopte comme critère ; $\sigma_{H..0}$: appelée pression superficielle de base (Henriot, 1979) :

$$\sigma_{H..0}(\text{daN} / \text{mm}^2) = \frac{86}{\sqrt{\sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha)}} \sqrt{K} \quad (1.13)$$

Le facteur K est très couramment utilisé dans des méthodes de calcul (engrenages marins par exemple), tel que (Henriot, 1979) :

$$K = \frac{F_t}{d_1 \cdot b} \times \frac{u \pm 1}{u} \quad (1.14)$$

On définit le facteur K_0 appelé capacité de charge ou densité de transmission caractérisée par la durée de travail du flanc d'une dent d'engrenage (Kapelevich et al., 2011). Pour une paire de roues conjuguées, le coefficient de la densité de transmission K_0 de la roue dentée :

$$K_0 = \frac{2 \cdot C_1}{d_1^2 \cdot b} \times \frac{u \pm 1}{u} \quad (1.15)$$

C_1 : couple du pignon moteur, d_1 : diamètre primitif du pignon d'attaque, b : largeur de la surface effective des roues en prise, $u = Z_2/Z_1$: rapport d'engrènement, Z_2, Z_1 : nombres de dents respectivement des roues motrice et réceptrice, + : engrenage extérieur, - : engrenage intérieur.

I. 6 Transmissions à rapports discrets

L'apparition des transmissions à engrenages à plusieurs rapports discrets est liée aux premières machines industrielles qui recevaient l'énergie motrice d'un arbre moteur commun animé par un

moulin à eau ou une machine à vapeur, tournant à vitesse constante. Des systèmes de pignons permettaient le choix d'une vitesse de fonctionnement. Le rapport de transmission est fixé pour chaque changement de vitesse.

Les transmissions à rapports discrets exigent un étagement propre pour chaque récepteur et ce, pour chaque motorisation. Les coûts de production deviennent alors excessifs. En plus, les impératifs d'économie de carburant, de performances (un bon rendement global de la chaîne de traction, bruit faible, plus légère, ...) et de confort de conduite ont entraîné les constructeurs dans une course aux transmissions mécaniques à plusieurs rapports discrets. En effet, l'augmentation du nombre de vitesse permettra de converger vers le fonctionnement optimal du moteur correspondant à son point de fonctionnement de meilleur rendement.

En se basant sur cette idée d'augmenter le nombre de rapports de vitesse, les transmissions à variation continue (CVT) fournissent les meilleurs moyens de mettre en œuvre cette stratégie en permettant un nombre infini de rapport de vitesses du moteur/récepteur. Ces systèmes de transmission de puissance offrent, par rapport à un système de transmission conventionnel, un découplage plus important entre régime moteur et vitesse de la partie réceptrice, autorisant une meilleure optimisation du rendement de fonctionnement du moteur suivant les conditions d'utilisation.

I. 7 Transmission à variation continue

Léonard de Vinci a esquissé la première idée d'une transmission continuellement variable en 1490. Au début des années 1930, General Motors avait développé une CVT toroïdale. Le fabricant britannique Austin a utilisé une CVT depuis plusieurs années dans une de ses petites voitures, mais elle a été abandonnée en raison de son coût élevé, manque de fiabilité et du faible couple transmissible (Yamaguchi, 2000).

En 1958, est apparu le modèle 600 de l'automobile néerlandaise DAF, qui était doté de la transmission Variomatic à variation continue par poulies coniques à diamètre effectif variable et courroie en caoutchouc (brevet Van Doorne) pour gérer un moteur de cylindrée 0,6 litre (Birch, 2000). Depuis, l'auteur de ce brevet a proposé une version courroie métallique de poussée (V-push belt) en 1987. Elle est plus compacte et transmet des puissances plus importantes que ses précédentes (Hendriks et al., 1988).

Les transmissions à variation continue peuvent être classées en deux catégories (cf. Fig. 1.12) :

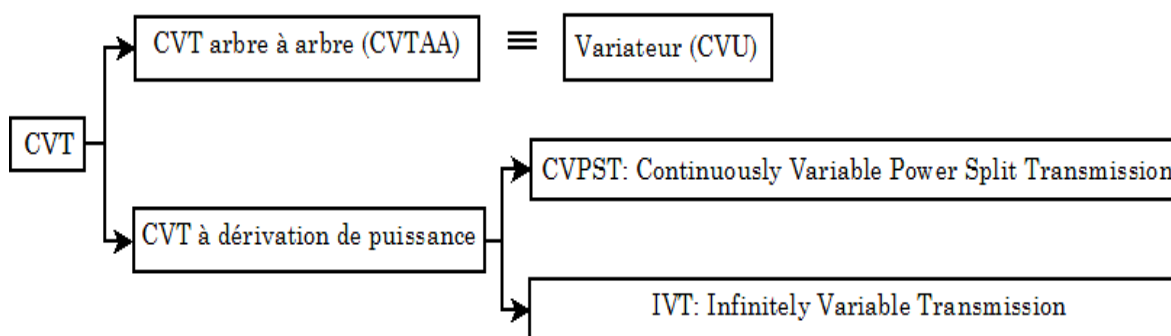


Figure 1.12 : Types de CVT

1. Celles dites arbre à arbre ou directes sont des transmissions constituées uniquement par un variateur communément appelé l'élément variable noté (CVU), en anglais Continuously Variable Unit. Dans ce type de transmissions 100% du flux de puissance est transmis à travers l'élément variable (cf. Fig. 1.13-a). Elles sont notées aussi (CVTAA) : Transmission continuellement variable arbre à arbre.
2. Contrairement aux systèmes arbre à arbre, où la totalité de puissance traversera l'unité de variation (variateur). Dans ce type de transmissions en général, uniquement une partie de puissance traversera l'unité variable (cf. Fig. 1.13-b). ces transmissions opèrent soit comme :
 - Transmission continue à dérivation de puissance (abrégé CVPST : en anglais Continuously Variable Power Split Transmission) ;
 - Transmission infiniment variable² (abrégé IVT : en anglais Infinitely Variable Transmission).

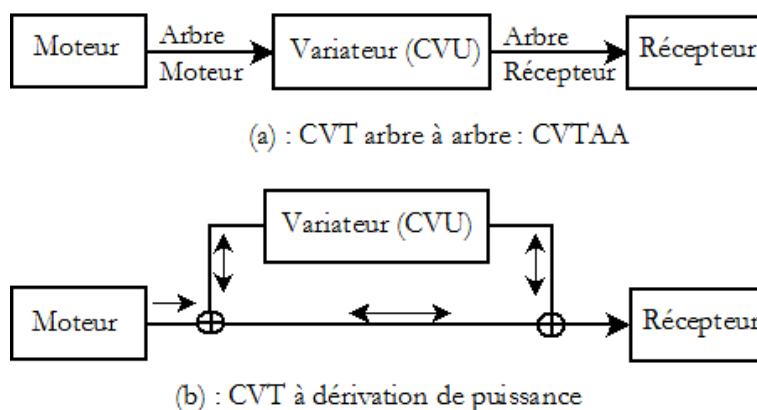


Figure 1.13 : Les types de transmissions CVTs par rapport à l'écoulement de puissance

² Transmission infiniment variable (IVT) est une typologie particulière de CVT, qui offre la possibilité d'obtenir une vitesse de sortie nulle avec une vitesse d'entrée différente de zéro.

De nombreuses tentatives ont été entreprises pour développer de telles transmissions arbre à arbre qui peuvent être classées en plusieurs catégories (cf. Fig. 1.14), selon la technologie adoptée pour l'élément variable (Lu, 1998).

Néanmoins, les transmissions continues arbre à arbre (CVTAA) présentent des inconvénients majeurs à cause, entre autres, son faible rendement, limitation de sa marge du rapport, sa faible capacité du couple et une durée de vie plus courte par rapport aux transmissions à rapports discrets. Elles ont été destinées surtout pour des machines industrielles à puissance modérée (Andrew, 2003).

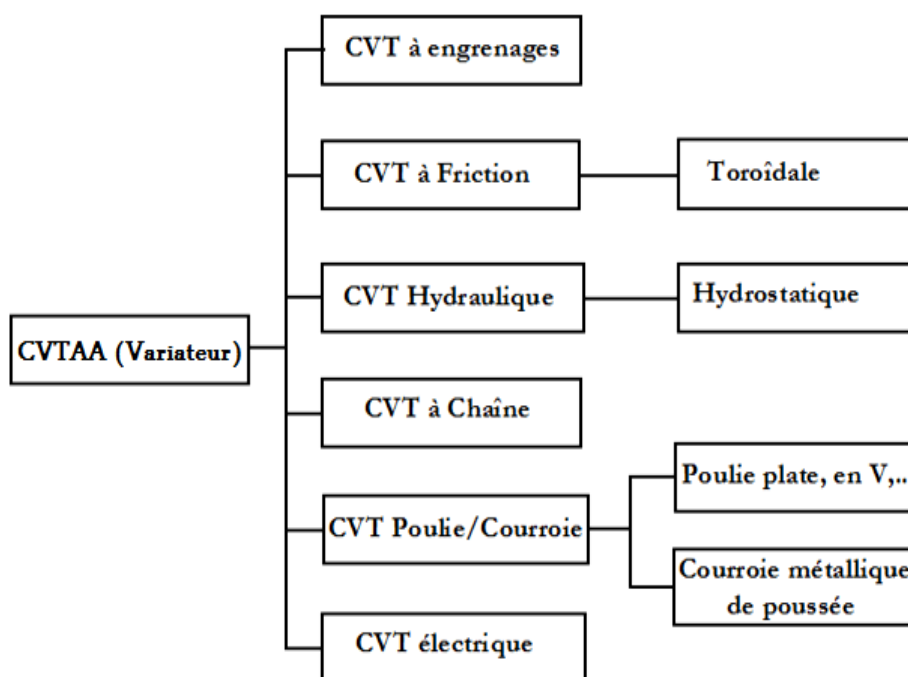


Figure 1.14 : Classification des CVTs arbre à arbre (CVTAA) selon le type de technologie

La combinaison d'une transmission arbre à arbre (CVTAA) avec un ou plusieurs trains épicycloïdaux et un ou plusieurs mécanismes à rapport fixe (**FR** : **F**ixed **R**atio), comme le montre la Figure 1.15, constitue des transmissions de puissance qui peuvent surmonter certains inconvénients cités auparavant. En effet, pour les applications industrielles où le poids est une préoccupation majeure, la transmission continuellement variable à dérivation de puissance aurait des avantages sur des applications de transmissions directes arbre à arbre.

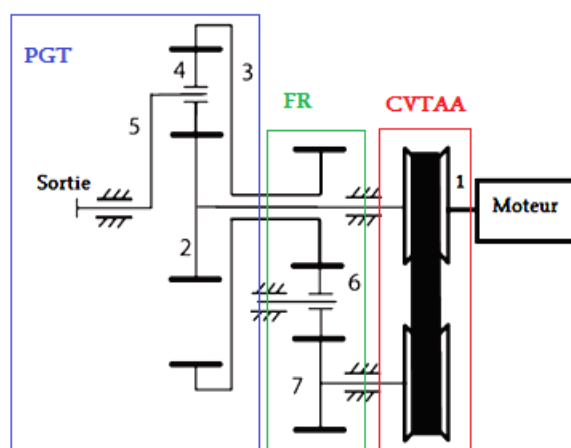


Figure 1.15 : Modèle d'une CVT à dérivation de puissance

I.7.1 Transmissions continues à dérivation de puissance

Les systèmes de transmission continue à dérivation de puissance sont des transmissions composées par le couplage d'une transmission continue arbre à arbre désignée CVTAA, d'un ou plusieurs trains planétaires (PGT : Planetary Gear Trains), et d'un ou plusieurs mécanismes à rapport fixe (FR). Ce type de transmissions permettent l'amélioration des performances des transmissions continues arbre à arbre, surtout l'augmentation de la gamme de rapports de transmission, le rendement et de la capacité de transmission en terme de couple/puissance (Beachley et al., 1984 ; Vahabzadeh et al., 1990 ; Yan et al., 1994).

Les transmissions à dérivation de puissance offrent un bon compromis entre les transmissions mécaniques traditionnelles (efficaces, mais discontinues) et les CVTAAs standards (Scarlett, 2001 ; Setlur et al., 2001), qui sont continues, mais caractérisées par un rendement modeste et un couple transmissible faible. Ce type de technologie est utilisé actuellement dans le secteur automobile. Il est également utilisé dans les tracteurs agricoles (Renius, et al., 2005). Récemment, il est aussi incorporé dans certaines nouvelles générations des éoliennes (Lahr et al., 2009).

La transmission continûment variable à répartition de puissance opère dans un circuit de puissance mécanique à trois branches ou l'une des branches est connectée à l'entrée ou à la sortie et les deux autres sont reliées par un variateur (CVTAA), ce dernier est ensuite relié soit à l'entrée ou à la sortie (Mucino et al., 2001 ; Linares et al., 2010 ; Alarico et al., 2013 ; Ait taleb1 et al., 2011)).

La transmission infiniment variable introduit une dimension supplémentaire exclusive, en étendant la plage de variation sans aucune discontinuité jusqu'à la marche arrière. Sa plage de variation passe alors par la vitesse nulle, indépendamment du régime moteur : à cet instant, le

rapport de démultiplication apparent est infini. Cette caractéristique lui décerne le qualificatif de transmission infiniment variable (Yan et al., 1994 ; Schembri et al., 2009).

I. 8 Développement chronologique des transmissions continuellement variables

Dans ce paragraphe, nous sommes intéressés aux systèmes de transmissions continuellement variables à dérivation de puissance et ceux infiniment variables (IVT), en donnant une description d'après la littérature de leur évolution. Nous rappelons que ces systèmes de transmission intégrant principalement un variateur de vitesse et un ou plusieurs trains planétaires (à 3 arbres actifs).

Le développement de ce type de transmission a commencé à partir des années 70, où la transmission continuellement variable a été la combinaison d'un PGT avec une CVTAA à courroie trapézoïdale, la CVTAA a été utilisée pour contrôler la vitesse et en même temps, la plage du rapport de transmission (Lemmens, 1972). Yan et Hsieh ont effectué une analyse préliminaire d'une transmission infiniment variable. Ils ont conclu que seulement, quelques architectures peuvent être utilisées comme une IVT. Par la suite, ils ont établi et analysé les modèles de performances, à savoir, le rendement mécanique de la transmission infiniment variable, cette analyse a permis de conclure sur le rendement global de la transmission, le flux d'énergie et la marge du rapport de vitesses (Yan et al., 1994). Une étude a proposé une CVT à dérivation de puissance avec deux phases distinctes de fonctionnement en mesure de garantir un flux de puissance sans recirculation sur toute la plage de vitesses (Mantriota, 2001). En 2002, une étude théorique et expérimentale a été effectuée sur les performances d'une IVT (Mantriota, 2002). En utilisant un banc d'essai approprié, les résultats obtenus ont montré qu'une évaluation détaillée des performances des composants de l'IVT permet, en fonction des conditions opérationnelles, d'obtenir une bonne évaluation des performances de l'IVT par le modèle théorique. Une méthodologie systématique pour l'analyse des performances de l'unité de répartition de la puissance d'un système hybride a été présentée. Cette méthode est basée sur la théorie des graphes et les concepts de la théorie des circuits fondamentaux (Kin-Tak Lama D., 2011). Schembri et al., ont présenté une analyse cinématique et une procédure détaillée d'optimisation de la conception d'une transmission infiniment variable des véhicules hors route. Le critère d'optimisation adopté est basé sur la minimisation de la puissance de recirculation qui détermine les différents rapports améliorant le rendement mécanique et réduit le couple maximal traversant la CVTAA, permettant ainsi d'avoir des composants plus compacts et économiques. En considérant, les rendements de PGT et de CVTAA constants. Cependant, les concepts qui sont correctement analysés et optimisés peuvent avoir de meilleures performances en termes, de la puissance de recirculation et des rapports de vitesses, ce qui permet au concepteur d'opter pour le

choix particulier entre différentes architectures (Schembri et al., 2009). Linares et al., ont décrit un ensemble de concepts afin de classer les transmissions CVT's.

Les variables de conception sont les caractéristiques du PGT qui déterminent le rapport de transmission de blocage, ainsi que le rapport du variateur (Linares et al., 2010). Un modèle théorique pour étudier les performances des véhicules agricoles au moyen de tests d'accélération a été développé. Le modèle prend en compte toutes les forces qui agissent sur le véhicule en mouvement pour décrire ses relations cinématiques : La résistance au roulement des dispositifs de propulsion, le glissement sur le sol, la résistance aérodynamique, la pente et la prise de force. Les résultats des tests suggèrent qu'il était possible d'obtenir une indication sur les performances des transmissions de puissance intégrées à des différentes conceptions de la chaîne cinématique. En conséquence, leurs performances sont influencées par le type de la transmission, son architecture qui prévaut sur son type général et par le frottement interne (Marco et al., 2012 ; Aittaleb6 et al., 2011).

Une architecture de transmission à répartition de puissance pour les véhicules hors route a été présentée. Le concept est basé sur une transmission hybride à dérivation de puissance composée par une e-CVTAA (variateur électrique) et un train planétaire. L'analyse des simulations de fonctionnement en mode hybride a permis l'évaluation de l'architecture en fonction de leur performances (Corbelli, 2011).

Zhao et al., ont proposé une architecture d'une chaîne cinématique d'une éolienne à vitesse variable. Sachant qu'en intégrant, une CVT dans la chaîne cinématique d'une éolienne à vitesse variable, on peut avoir une vitesse constante de la génératrice. Par conséquent, la génératrice peut être couplée directement au réseau. En conséquence, les inconvénients des éoliennes traditionnelles, par exemple, le prix élevé du système d'électronique de puissance, les perturbations dues à l'intégration des systèmes éoliens dans les réseaux de distribution tels, les harmoniques et interharmoniques et des fortes charges sur le train d'entraînement seront évités (Zhao et al., 2003).

Hall et al., ont élaboré une méthode de conception d'une CVT pour étudier le gain en termes de performances de l'intégration de celle-ci dans une éolienne à vitesse fixe à décrochage régulier. Les résultats ont montré qu'une conception optimale de ce dispositif, peut améliorer le rendement de l'éolienne à vitesse fixe dans la région de charge partielle et la possibilité de l'utiliser pour limiter la puissance dans la région à pleine charge, lorsque le pitch contrôle est utilisé (Hall et al., 2011).

I. 9 Conclusion

Afin que nous proposons une démarche de conception des transmissions continuellement variables, nous avons décrit dans ce chapitre :

- les motivations, les exigences environnementales et les restrictions gouvernementales qui ont décerné à ces transmissions le qualificatif de technologie émergente. Elles jouent, sans aucun doute, un rôle crucial dans la stratégie d'amélioration des performances des machines mécaniques (véhicules routiers et non routier, éolienne, machine outils, etc.) ;
- la terminologie adoptée le long de ce mémoire ;
- une étude bibliographique.

Nous avons constaté que, beaucoup de recherches et de travaux de conception et d'optimisation élaborés sur des cas particuliers des architectures (constructeurs/choisis par les auteurs) des transmissions continuellement variables, sans justifier leur choix, sont disponibles dans la littérature scientifique. Toutefois, on assiste à un manque de méthode d'identification de leurs architectures. Il devient donc indispensable d'acquérir une connaissance sur la conception des transmissions continuellement variables. Une telle approche nécessite une base théorique sous forme d'une méthodologie de conception.

À cet effet, nous proposons dans le chapitre II une démarche de conception préliminaire, qui permet de faire émerger des alternatives de solutions et d'architectures des transmissions continuellement variables, ainsi que des critères de performance de prise de décisions tels que rendement, masse, encombrement,... pour une éventuelle optimisation.

CHAPITRE II

Identification et Analyse des Architectures des Transmissions Continuellement Variables



Chapitre II

Identification et Analyse des Architectures des Transmissions Continuellement Variables

II. 1 Introduction

Afin d'augmenter le degré de flexibilité, améliorer le rendement des mécanismes, obtenir une large gamme de vitesses (parfois, à partir d'une vitesse d'entrée constante), des systèmes de transmission à variation continue sont incorporés dans la chaîne cinématique des systèmes qui les incorporent (exemple : entre le rotor/pales et la génératrice d'une éolienne), (Mantriota, 2002 ; Hall et al., 2012 ; Lahr et al., 2009). Ces systèmes de transmission offrent la possibilité de dérivation de puissance (CVPST), ou une transmission infiniment variable (IVT). En utilisant cette technologie, une portion de puissance d'entrée du mécanisme passe à travers la CVTAA, son pourcentage varie en fonction du type de flux de la puissance et des variables de fonctionnement du système utilisant une telle transmission. Il est montré qu'une transmission continuellement variable améliore la capacité de transmission du couple et le rendement global de la transmission (Schembri et al., 2009).

Dans ce chapitre, nous nous intéressons à la phase de conception préliminaire des transmissions continuellement variables à dérivation de puissance (PSCVT) ou infiniment variable (IVT). Pour répondre à cet objectif, nous adoptons une démarche de conception, basée

sur la notion de décomposition à travers des outils de conception (OTé : Organigramme Technique étendu,...), et de flux énergétique (Sallaou, 2008). Cette démarche, nous guidera à l'identification de la typologie de la circulation et de la transformation des flux d'énergie dans le système étudié, selon la décomposition (Source : S, Convertisseur : C, Transmetteur : T, Opérateur : O) (cf. Fig. 2.1). Par suite, elle permettra de distinguer l'ensemble d'architectures qui peuvent exister, une tentative d'identification des architectures des transmissions continuellement variables a été entreprise auparavant (Ait taleb1 et al., 2011 ; Ait taleb4 et al., 2011).

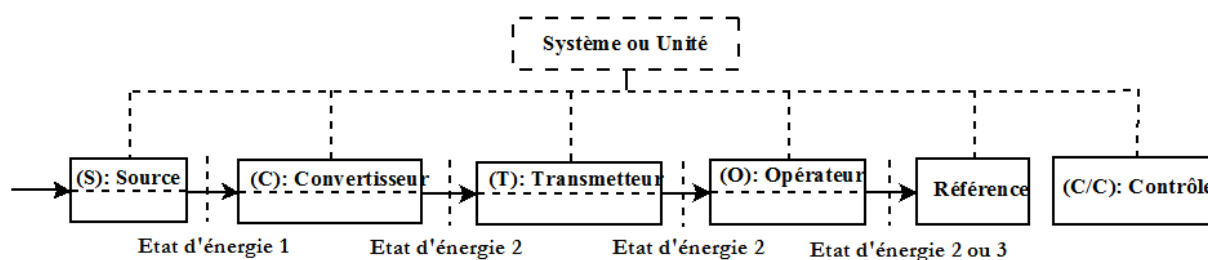


Figure 2.1 : Décomposition d'un système et états d'énergie correspondant

II. 2 Enjeux des phases préliminaires de la conception

De manière générale, la conception de produit apporte une réponse aux besoins exprimés sous forme d'un dossier de définition du produit formalisé à la suite d'une succession d'artefacts¹ émis durant le processus de conception (Scaravetti, 2004). En effet, l'enjeu économique du développement de produits industriels nécessite la prise en compte du processus de conception sur les différentes phases du cycle de vie, depuis les premières réflexions sur le besoin du client en passant par la sortie du produit de la chaîne de production, jusqu'à la fin de vie du produit (destruction, recyclage) (Sallaou, 2008). La phase de conception, au début du cycle de vie produit, apparaît éminemment stratégique, et notamment ses phases très amont « fuzzy front end ». C'est dans cette période où on détermine et on décide sur la grande majorité des caractéristiques et des comportements du futur produit.

II. 2.1 Caractère stratégique de la conception

Si des recherches ont été entreprises afin de maîtriser les coûts de développement de produits, la communauté de recherche en conception s'intéresse également à rationaliser et améliorer le processus de développement de produit afin de répondre au mieux aux exigences simultanées de qualité, de délai et de coût qui y sont liées (Gautier et al., 2000). Ainsi, la conception des

¹ L'artefact est une structure d'origine artificielle dont l'apparition est liée à la méthode utilisée au cours d'une observation ou d'une expérience [Hachette, 91].

transmissions de puissance a pour but de spécifier un produit (une transmission) répondant aux attentes supposées, mais non toujours clairement et complètement identifiées d'un client. Elle est soumise à des conditions nombreuses et variées (lois du domaine, contraintes de fabrication, critères fonctionnels), pour ces raisons, il existe une multitude de solutions. Dans ces conditions, on peut affirmer que la conception des transmissions de puissance est une activité complexe, non réductible à un modèle unique quelle que soit sa taille, le nombre de ses composants et l'intensité de leur interaction. L'étude de l'activité de conception des transmissions continuellement variées est un domaine de recherche d'actualité, qui devrait trouver ses lettres de noblesses en se dotant de fondements scientifiques solides. Cet objectif peut être atteint par le biais d'études de cas et par la proposition de modèles, plutôt des modèles qui peuvent expliquer ou peuvent reproduire certains aspects. Dans cette perspective, nous nous intéressons en particulier aux phases préliminaires de la conception des systèmes de transmissions continuellement variables de puissance. Pourtant, ces phases ne valent en général qu'environ 5 à 10% du coût du produit, mais elles conditionnent plus de 80% des coûts engagés sur l'ensemble du cycle de vie du produit (Mathelin, 2006). Ce qui montre notre intérêt à la conception préliminaire. Nous utiliserons pour notre part le terme de conception préliminaire, qui recouvre à la fois la phase de recherche de concepts (Conceptual design) et de conception architecturale (Embodiment design) (Sallaou, 2008). C'est dans cette optique que se conçoit notre recherche.

II. 2.2 Outils et méthodes supports

Les outils et méthodes sont très nombreux même si, d'un point de vue opérationnel, leur usage est loin d'être généralisé dans les bureaux d'études. On a recensé plus d'une centaine d'outils et de méthodes divers et variés pouvant être mobilisés (Vadcard, 1995) :

- Caractérisation du besoin : analyse fonctionnelle, QFD², FAST, APTE. (AFAV, 1989) ;
- Recherche de solution : brainstorming, concassage, matrices de découvertes ;
- Définition du produit : graphe de démontage, architecture produit, dessins techniques ;
- Matérialisation de solution: maquette ou prototype, logiciels de CAO, de synthèse d'image outils de simulation ;
- Analyse de solution : AMDEC, bloc diagrammes, arbres de défaillances, analyse de la valeur ;

²QDF : *Quality Function Deployment*, est défini comme une méthodologie qui convertit les demandes des utilisateurs en caractéristiques qualité, détermine la qualité de conception du produit fini et déploie de façon systématique cette qualité (globale) au niveau (local) de la qualité des composants et des processus, et de leurs interrelations.

- Gestion de projet : compte-rendu, organigrammes, diagrammes (Gantt³) et réseaux (PERT⁴ et MPM⁵), documents de coûts (suivi financier de projet) ;
- Gestion de la qualité : diagrammes cause-effets, diagrammes d'affinité, PARETO, plans d'expériences.

II. 3 Démarche de conception

Nous avons basé la démarche sur le fait qu'il est possible de proposer des modèles de composants à différents niveaux systémiques, faisant intervenir différentes variables, adaptés à l'évaluation des performances des différents concepts (architectures et composants). Parmi les outils de représentation de l'analyse de la valeur, nous proposons d'utiliser : l'Organigramme Technique étendu (OTé) et le Bloc Diagramme Fonctionnel (BDF). Ces outils seront adoptés aux approches organique et physique (Scaravetti, 2004), afin d'aider à la structuration d'un problème de conception.

Par conséquent, la définition complète d'une solution de conception passe par le choix des composants et les variables de définition liées à ces composants. Ce qui nécessite en plus d'une décomposition fonctionnelle une décomposition organique du produit à concevoir. Nous nous intéressons dans notre travail à contribuer à la mise en place d'une base de connaissances, comme outils d'aide à la conception des transmissions continuellement variables de puissance en mettant en relation des connaissances liées aux composants de ces systèmes à concevoir, de point de vue fonctionnel, organique et physique. Cette base fournira au concepteur de ces transmissions de puissance, les connaissances nécessaires à différentes étapes du processus de conception. Elles permettront de faire des choix technologiques (composants et agencement des composants) et de modèles de comportement pour valider ces choix. L'approche utilisée se base sur des analyses structurelle et comportementale, elle est structurée de manière à tirer profit, de l'ensemble des fonctionnalités disponibles dans ces outils de conception avancés. Le principe d'analyse consiste, pour un domaine considéré, à définir un critère ou une combinaison de critères, par exemple le rendement de la transmission, sa masse et son encombrement qui sont identifiés et caractérisés par une ou plusieurs variables de conception, telles que, la raison de base du train épicycloïdal, le rapport de vitesses de la transmission du mécanisme à rapport fixe et celui de l'unité

³ Le diagramme de GANTT est un graphique (chronogramme) qui consiste à placer les tâches chronologiquement en fonction des contraintes techniques de succession (contraintes d'antériorités).

⁴ PERT (Program Evaluation and Research Task ou Program Evaluation and Review Technic) a été mise au point lorsque les États-Unis ont entrepris de créer leur force d'attaque nucléaire (sous-marins et fusée Polaris). Principe de la méthode : Réduire la durée totale d'un projet par une analyse détaillée des tâches ou activités élémentaires et de leur enchaînement. On étudie les délais sans prendre en compte les charges.

⁵ MPM (Méthode des Potentiels Métra). A l'identique de la méthode PERT cette méthode permet de réduire la durée totale d'un projet. On étudie les délais sans prendre en compte les charges et les moyens disponibles.

continuellement variable, disponibles dans les modèles, permettant l'évaluation de la caractéristique spécifiée dans le cahier des charges.

L'analyse du besoin et l'analyse fonctionnelle permettent l'identification du besoin « adapter la transmission d'une puissance (couple et vitesse) entre un arbre moteur et un arbre récepteur, tout en permettant la variation continue de la vitesse », c'est la fonction principale du système de transmission de puissance. Nous devons alors définir une marge de rapports de vitesses. Il reste à rechercher instantanément, le rapport global de transmission le plus adéquat aux conditions de fonctionnement du système qui intègre la transmission (véhicules routiers ou non, machines outils, éoliennes, etc.). Par exemples, les rapports de vitesses qui visent à concentrer l'utilisation du moteur thermique, sur le point où le rendement est meilleur, ou ceux, qui assurent la rotation constante de l'arbre de la génératrice d'une éolienne, quelque soit la vitesse du rotor. Cette fonction sera assurée par le contrôle du rapport de vitesses de l'unité à variation continue, qui à son tour agit sur un arbre du train épicycloïdal, et par suite, sur le rapport global de la transmission. Le contrôle du système de transmission de puissance est sa fonction contrainte. Les fonctions principale et contrainte seront considérées comme d'éventuelles entrées de la base de connaissances, et les critères de qualification client et d'appréciation des fonctions qui interviendront dans les modèles de comportement sont les rendements des composants de la transmission continuellement variable, le rendement global de la transmission, la masse et l'encombrement.

Une phase d'analyse organique (structurelle) se base sur une vision organique (l'organigramme technique étendu au milieu extérieur). Elle va permettre l'identification des composants pour la réalisation des fonctions requises et qui peuvent être placées comme entrées de la base et la mise en place des variables de conception, qui seront en relation avec les critères dans les modèles de comportement. Cette logique permettra, de construire l'architecture du système. Cet organigramme technique étendu (OTé) permet d'identifier et de définir les caractéristiques structurantes suivantes (Scaravetti, 2004) :

- Les éléments standards, à choisir ou à dimensionner ;
- Les éléments non définis, à dimensionner ;
- Les contraintes d'interface : les contraintes de compatibilités et d'assemblage qui apparaissent lorsqu'il faut associer les blocs identifiés pour constituer le système.

Cependant, seuls les premiers uniquement définissent le produit au stade du concept. Au-delà, d'autre choix sont réalisés (conception architecturale). Une phase de formalisation du problème

sous forme de biais d'attaque du problème, sous forme de contradictions ou de simplification à l'instar de TRIZ⁶. Ces biais proviennent de deux structurations initiales du problème :

- les phénomènes physiques pertinents du problème, l'expression des lois de conservation de l'énergie et leur analyse en fonction des attentes selon les situations de vie ;
- les graphes substances/champs et leurs interprétations.

L'analyse de ces deux structurations conduit à l'expression des biais d'attaque de type "contradiction technique", "contradiction physique", "simplification", "Paramètres de conception", "principes d'innovation" et "solutions standards" résolubles avec les outils de résolution TRIZ (Nadeau et al., 2007). Bien évidemment, on retrouve les biais d'attaque obtenus par l'analyse des comportements physiques.

À travers cette analyse, on définit les flux mis en jeu et les éventuels effets induits pour compléter les résultats de l'étape précédente et par conséquent la mise en place des modèles de comportement. L'approche physique se base sur une classification des différents composants qui participent à la transmission d'un flux d'énergie dans le système étudié, selon s'ils sont des composants actifs, des composants d'interaction, ou des composants passifs (Arbaoui, 2006). Les flux utilisés évoluent dans les composants jusqu'à la réalisation des actions requises.

En effet, la qualification des configurations du système étudié dans ce travail de thèse se base sur des critères de qualification tels que le rendement, la gamme de vitesses, et la masse en respectant les contraintes technologiques liées à la conception et à l'exploitation des mécanismes intégrant la transmission étudiée. Pour cela, nous cherchons à faire le lien entre les composants, et des critères modèles de comportement qualifiés permettant le choix des configurations d'architectures répondant au besoin exprimé.

II. 4 Organisation structurelle d'une transmission continuellement variable

II. 4.1 Décomposition de la chaîne cinématique

II.4.1.1 Décomposition de niveau 0

Pour que la transmission fonctionne adéquatement comme lien entre le moteur (source d'énergie) et le récepteur, le concepteur est astreint à considérer « la chaîne cinématique » dans son ensemble fonctionnel, y compris le moteur, le système d'adaptation du couple et de la vitesse

⁶ TRIZ, acronyme russe, peut être traduit en anglais par « Theory of Inventive Problem Solving » (acronyme anglo-saxon TIPS) ou en français par « Théorie de la Résolution de Problèmes Inventifs », est une méthodologie dédiée à l'analyse et à la résolution des problèmes techniques nécessitant des solutions innovantes, ainsi qu'une théorie sur l'évolution technologique des produits.

de rotation (système de transmission) et du récepteur (cf. Fig. 2.2). À l'entrée, on dispose de différentes énergies fournies par des sources externes ou internes, selon le type du système. En sortie, le système alimente par une énergie adaptée à la partie réceptrice et aux conditions de fonctionnement. Par exemple, pour un système éolien ; à l'entrée, on dispose d'une énergie aéroulque, le système fournie une énergie électrique adaptée au réseau.

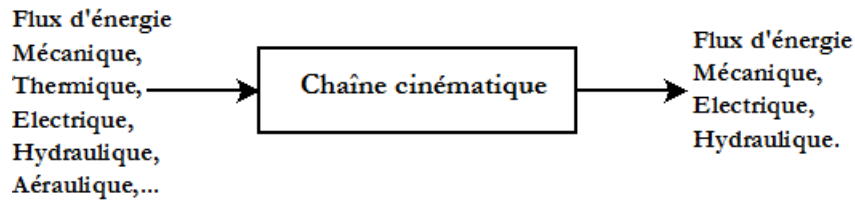


Figure 2.2 : Flux d'entrée et sortie d'une chaîne cinématique

II.4.1.2 Décomposition de niveau 1

Cette étape permet, à travers la décomposition de la chaîne cinématique par l'OTé, de définir ses composants. Dans cette perspective, à travers sa décomposition par l'organigramme technique étendu (Ote) à un niveau donné (cf. Fig. 2.3) et selon la pertinence des connaissances disponibles et leur précision, on définit les composants en tant que composants standards (leurs caractéristiques sont disponibles dans les catalogues), standards d'entreprise ou des composants à concevoir.

Dans cette représentation organique, le système est représenté au niveau 1, il est ensuite décomposé en éléments selon plusieurs niveaux. Ces éléments constituent des entités et ont une fonction et une finalité fonctionnelle en s'associant à d'autres composants. Pour cela, nous proposons d'organiser la décomposition organique de la chaîne cinématique du mécanisme intégrant la transmission continuellement variable selon la Figure 2.3 et le Tableau 2.1.

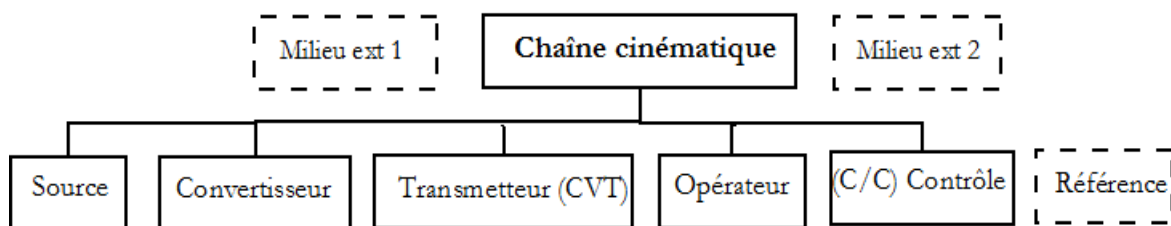


Figure 2.3 : Décomposition de niveau 1 de la chaîne cinématique d'un système

Tableau 2.1: Identification des composants de niveau 1 de la chaîne cinématique

Composants de niveau 1	Flux fonctionnels		Classe de composants	Identification des composants
	Flux d'entrée	Flux de sortie		
C	ET, EE, EH, EA	EM	C	Convertisseur
T	EM	EM	T	CVT
O	EM	EM, EE, EH	T/C	Récepteur
Réf	EM		T	

EM : Énergie Mécanique, ET : Énergie Thermique, EH : Énergie Hydraulique,
EA : Énergie Aéraulique

Les classes de fonctions sont liées aux différents composants du système comme suit :

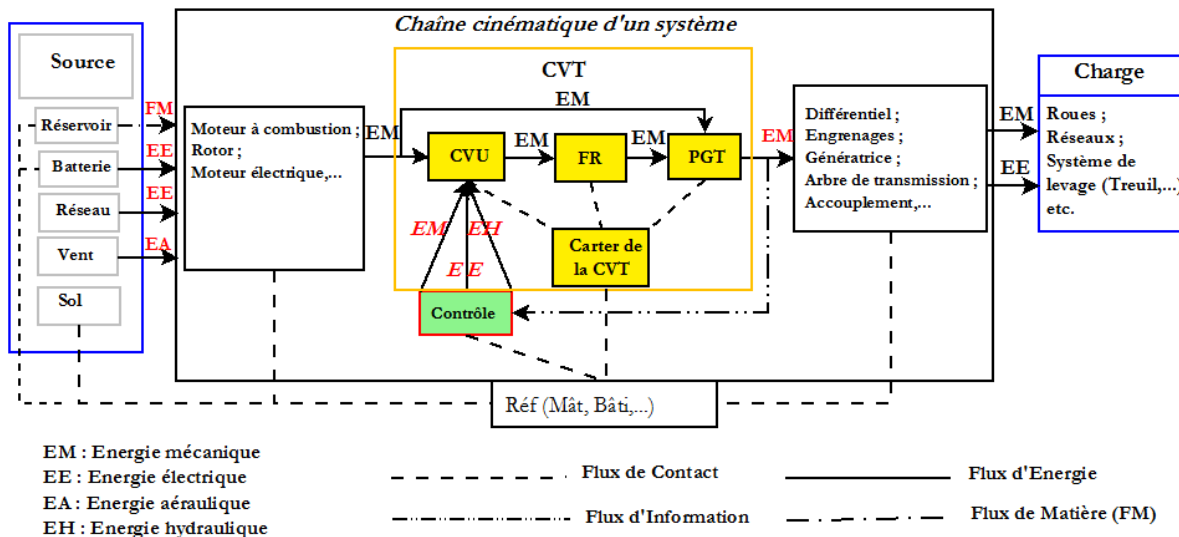
- Source (S) qui permet de fournir ou de stocker de l'énergie, elle représentera l'énergie électrique (batterie ou réseau), l'énergie thermique produite par la combustion, l'énergie mécanique ou l'énergie aéraulique. Elle pourra être externe ou interne au système étudié intégrant la transmission continuellement variable ;
- Convertisseur (C) qui permet de convertir l'énergie importée de la source en une énergie utilisable par les autres composants de la chaîne cinématique, par exemple, un moteur électrique, thermique ou un rotor d'un système éolien réalisera cette fonction ;
- Transmetteur (T) qui transmettra l'énergie du convertisseur à l'opérateur sans changement de nature. C'est à ce niveau où le système de transmission de puissance étudié réalisera sa fonction en tant qu'adaptateur tout en changeant les paramètres, à l'entrée pour qu'ils soient pertinents à la sortie de cette énergie pour les adapter à l'opérateur ;
- Opérateur (O) qui joue le rôle du récepteur, il pourra être l'arbre de la génératrice d'une éolienne qui permettra la transmission de l'énergie mécanique (en termes de mouvement de rotation) à la charge, il pourra être les arbres des roues d'un véhicule.

La décomposition au niveau 1 de la chaîne cinématique ne permet pas d'identifier séparément les composants du système de transmission de puissance intervenant directement sur le flux fonctionnel. À ce niveau, le concepteur ne peut intervenir que sur la conception de la référence (Bâti), qui est le composant d'interaction avec le corps du mécanisme. Pour la conception de la transmission continuellement variable, il faut décomposer la chaîne cinématique à un niveau inférieur.

II. 4.1.3 Décomposition de niveau 2

Cette étape permet, à travers le Bloc Diagramme Fonctionnel de mettre en évidence, les interactions énergétiques de façon explicite et de définir des niveaux, de la chaîne cinématique d'un système comme suit (cf. Fig. 2.4) :

- Niveau fonctionnel : à ce niveau, apparaissent les stratégies de commande et de pilotage de la transmission continuellement variable ; la variation du rapport de transmission est réalisée continuellement, en considérant les conditions de fonctionnement du système. Un tel système de commande permet également, de maintenir par exemple, le moteur thermique à son régime optimal ou une vitesse de rotation constante du récepteur (cas de l'arbre rapide en éolienne), afin d'obtenir un bon rendement de la chaîne cinématique, lequel a des conséquences non négligeables sur la consommation ou la production ;
- Niveau système : les organes de transmission sont agencés sommairement ; c'est à ce niveau que le cheminement des flux fonctionnels d'énergie de puissance et de commande au sein de la chaîne cinématique du système et des composants sont présentés ;
- Niveau réseau : les composants et leurs interactions sont mis en exergue en couvrant l'ensemble des flux d'énergie, de contact, de matière et d'information.



CVT : elle représente, en général toutes les architectures et les configurations possibles d'une transmission continue à dérivation de puissance

Figure 2.4 : Bloc diagramme fonctionnel de niveau 2 d'une chaîne cinématique d'un système

Remarque : La définition des composants est abordée plus loin. La démarche de conception optimisée avec comme fonction objectif les critères de qualification, tels le rendement, la masse

ou l'encombrement de la transmission continuellement variable aboutit à la détermination des variables de conception optimales définissant les composants de la transmission.

Ensuite, à travers la décomposition au niveau 2 de la chaîne cinématique d'un système par l'Organigramme Technique étendu, nous définissons les composants de la transmission continuellement variable, selon qu'ils s'agissent des composants standards, standards d'entreprise ou des composants à concevoir. On s'intéresse à définir les composants de niveau 2 et d'illustrer la démarche de conception du système de transmission à partir de l'assemblage de composants. La décomposition de la CVT, nous permet d'émerger ses principaux composants sans prendre en considération leur agencement (cf. Fig. 2.5).

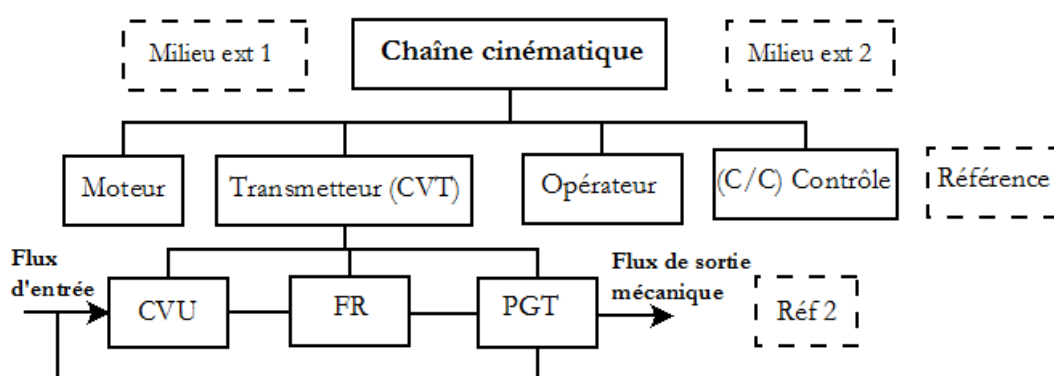


Figure 2.5 : Décomposition de niveau 2 de la chaîne cinématique d'un système

La décomposition au niveau 2 permet d'identifier les composants du système de transmission de puissance mécanique liée au flux fonctionnel principal (convertisseur (moteur), système de transmission, récepteur) et particulièrement à la transmission continuellement variable (cf. Tableau 2.3). L'organigramme technique permet de donner la structure des composants du niveau considéré avec, les flux d'énergies qui leur traversent. À cette étape, le concepteur peut opter pour la sélection de composants standards dans une base ou leur conception.

Tableau 2.2 : Identification des composants de niveau 2 de la chaîne cinématique

Composants de niveau 2	Flux fonctionnels		Classe de composants	Identification des composants
	Flux d'entrée	Flux de sortie		
C	EM, EH, EE	EM	C	Variateurs
T	EM	EM	T	Réducteurs
O	EM	EM	T	Train épicycloïdal
C/C	EE	EM, EH, EE	C	
Réf 2	EM		T	Carter

Remarque : La décomposition au niveau 2 de la chaîne cinématique permet l'identification des composants de la transmission continuellement variable. À ce niveau de décomposition, on peut déjà énumérer un certain nombre d'architectures, selon l'agencement des composants, soit en position de (C), (T) ou (O).

Pour le système de contrôle (cf. Fig. 2.6), il sera décomposé au niveau inférieur à partir d'un composant d'acquisition (cf. Tableau 2.3) et d'un composant de commande (cf. Tableau 2.4).

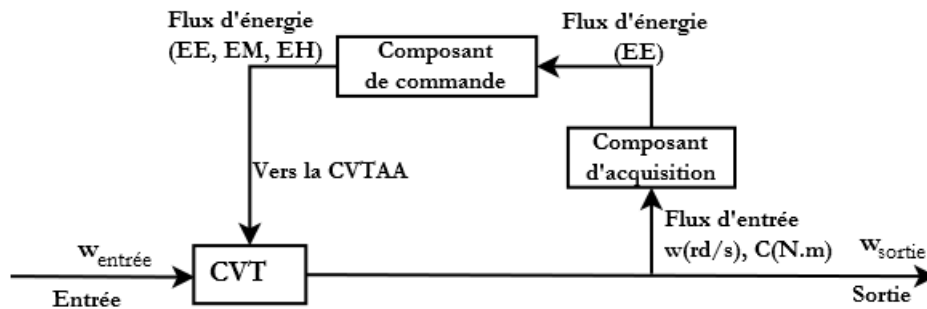


Figure 2.6 : Mise en évidence des composants d'acquisition et de commande

Il correspond à la variation du rapport global des vitesses de la transmission continuellement variable, en considérant le couple et la vitesse de rotation à la sortie du système de transmission (le rapport globale ou total étant défini par : $\tau_{CVT} = \frac{\omega_{sortie}}{\omega_{entrée}} = \frac{N_{sortie}}{N_{entrée}}$) ; en effet, il revient à choisir manuellement ou instantanément pour les systèmes à variation automatique, le rapport global de transmission adéquat aux conditions de fonctionnement du système (véhicules, machines outils, éoliennes, etc.).

Dans le cas d'une transmission à variation automatique ; le composant d'acquisition permet de « prélever la vitesse de rotation de l'arbre de sortie ainsi que le couple » (cf. Tableau 2.3).

Tableau 2.3 : Composant d'acquisition

Composants d'acquisition de puissance	Flux fonctionnels		Classe de composants	Identification des composants
	Flux d'entrée	Flux de sortie		
Acquisition	Puissance Mécanique $\omega(\text{rd/s}), C(\text{N.m})$	Signal Électrique	C	Tachymètre, Couple-mètre

Le composant de commande permet de « varier le rapport de transmission de l'unité continuellement variable CVTAA \equiv CVU » (le rapport étant défini par :

$$\tau_{CVU} = \frac{\omega_{s,CVTAA}}{\omega_{e,CVTAA}} = \frac{N_{\text{sortie,CVTAA}}}{N_{\text{entrée,CVTAA}}}, \text{ et par suite faire varier le rapport global de transmission}$$

continuellement variable du système (cf. Tableau 2.4). Après, acquisition et traitement de l'information à la sortie du système de transmission (vitesse et couple), le signal (généralement un flux électrique) est communiqué au composant de commande intégré au variateur (unité continuellement variable CVTAA), ce cas de figure est surtout développé pour le cas des éoliennes (Mangialardi et al., 1996 ; Mihailidis et al., 2006 ; Corbelli, 2011). Cette partie ne sera pas traitée dans la suite du mémoire.

Tableau 2.4 : Composants de commande

Composants de Commande	Flux fonctionnels		Classe de composants	Identification des composants
	Flux d'entrée	Flux de sortie		
C	EE	EM	C	Moteur électrique
		EH	C	Électrovanne
		EE	T	Variateur électrique
T	EM	EM	T	Ressort, Vis-écrou, Engrenage, Came, ...
		EH	C	Pompe à cylindrée variable,
		EE	C	Génératrice
	EH	EM	T	Moteur hydraulique, Vérin, ...
	EE		C	Moteur électrique à vitesse variable
O	EM	EM	T	Système de poussée
	EH	EH		Système de variation de courant
	EE	EE		Conduites,

Par exemples, si le variateur est un système à poulies courroie où la variation des rayons effectifs des poulies se fait d'une manière asservie, en agissant sur les flancs des poulies par des forces dues à une pression hydraulique (cf. Fig. 2.7).

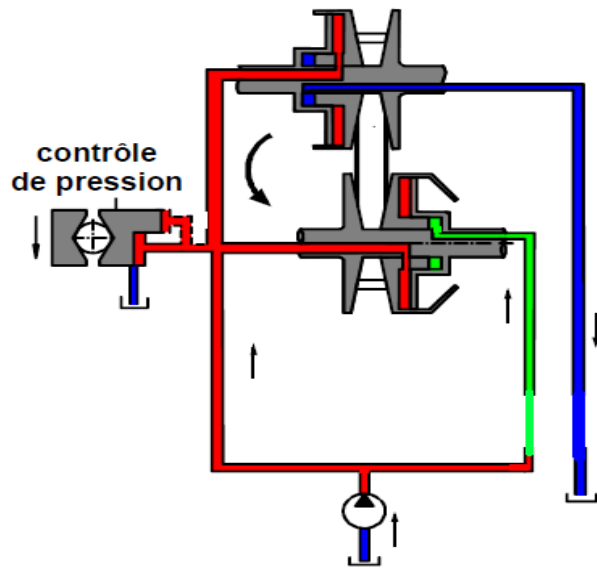


Figure 2.7 : Principe de fonctionnement du système de contrôle hydraulique de la CVTAA

Le niveau de pression est assuré par le capteur de couple (composant d'acquisition) en fonction de la démultiplication du variateur. Par conséquent, la variation des rayons et le réglage de la force de serrage des poulies contre la courroie (clamping force) sont due à une variation du débit du flux hydraulique qui est fonction du signal transmis par le composant d'acquisition.

II. 5 Analyse des architectures

On s'intéresse à définir les composants de niveau 2 et d'illustrer la démarche de conception des transmissions continuellement variable à partir de l'assemblage des composants. Au niveau 2, selon la logique considérée C, T, O, nous construisons l'organigramme technique en identifiant les différents composants. Dans un premier temps, nous considérons le système de transmission continuellement variable, dans un cas de configuration de base où, on distingue au niveau 2, l'unité continuellement variable CVTAA, le mécanisme à rapport fixe FR et le train épicycloïdal PGT (cf. Fig. 2.8).

On met en évidence aussi, sur l'organigramme technique étendu, les interactions entre les composants et celles des différents composants avec la référence. On distingue la référence globale au niveau 1, de la référence locale à chaque niveau inférieur, le carter qui représente le corps (bâti) de la transmission continuellement variable, par exemple au niveau 2.

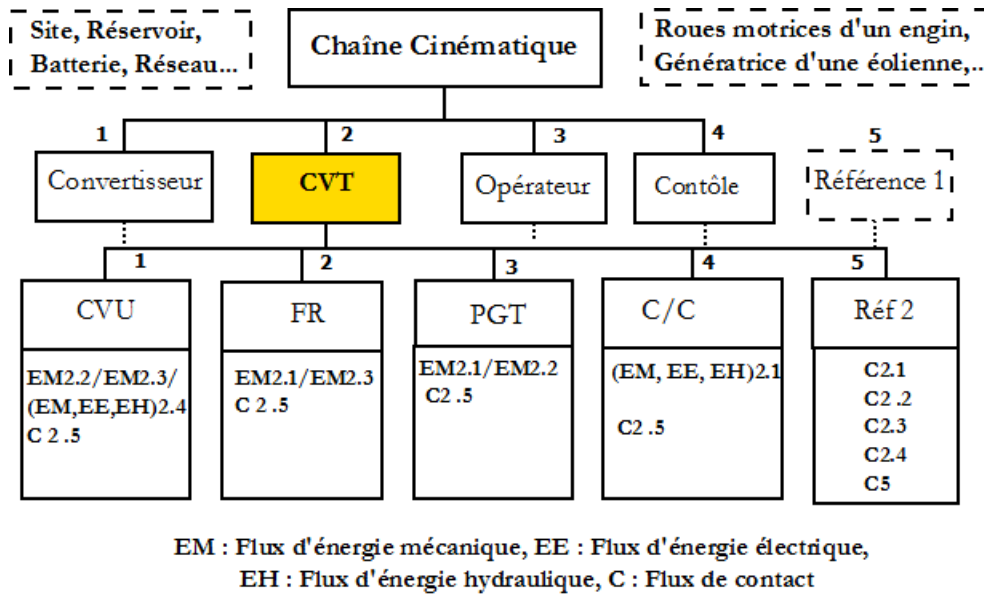


Figure 2.8 : Organigramme technique étendu d'une chaîne cinématique intégrant une CVT

L'organigramme technique (cf. Fig. 2.8) ainsi construit renseigne sur les interactions nécessaires ou possibles entre les composants, par exemple, l'interaction entre le variateur ou l'unité continuellement variable et le système de contrôle peut être réalisée par différents flux d'énergie. Ces interactions sont mises en évidence, de façon explicite dans les Figures 2.4 et 2.6.

II.5.1 Identification des architectures

Concevoir une transmission continuellement variable à dérivation de puissance, Pour répondre à un besoin exprimé sous forme d'un cahier des charges Cdc. À cela, il existe plusieurs architectures de ces transmissions, nous tentons à identifier les différentes architectures et configurations possibles.

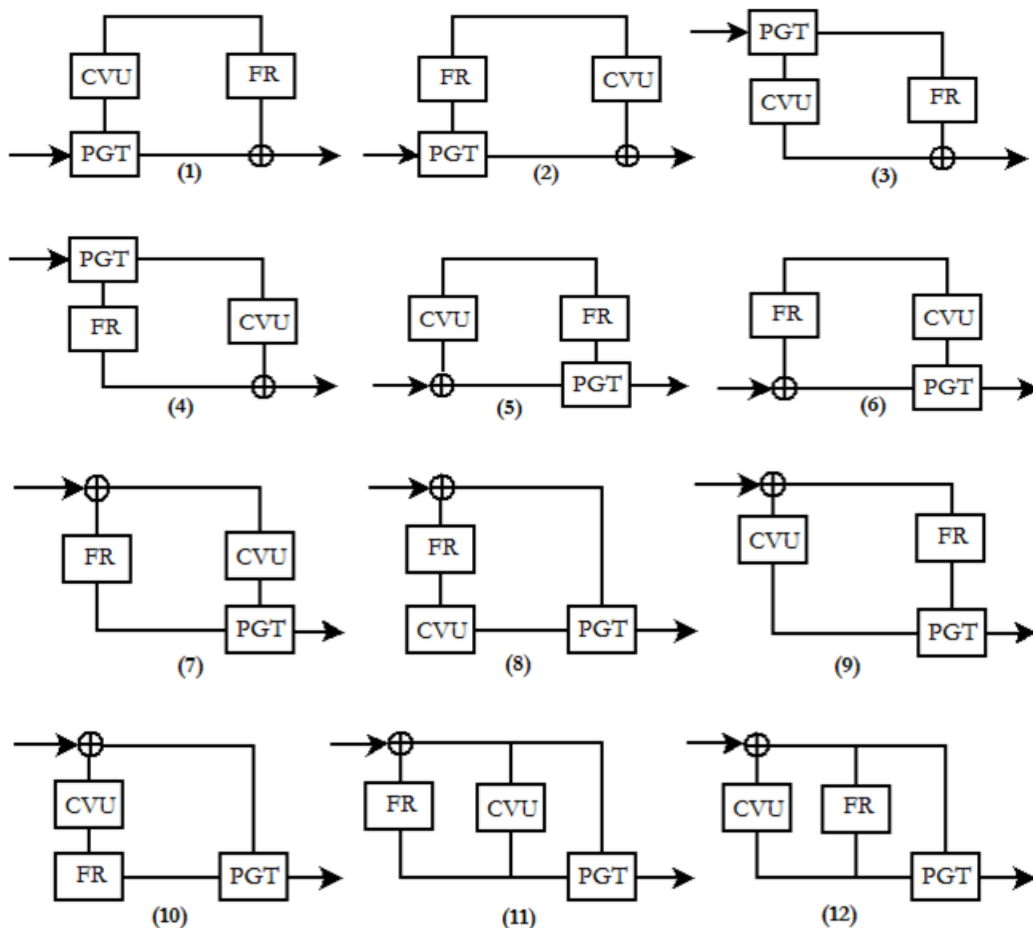
La phase d'identification des architectures consiste à rechercher exhaustivement les architectures et configurations solutions à ce besoin. Elle procède à la définition préliminaire de l'architecture du produit à partir de la mise en place offerte par les divers composants, comme étant (C), (T), ou (O), (Réf) et des choix des interactions entre les composants. La représentation des flux entre les éléments du produit permet de visualiser les composants clés faisant transiter les flux, ce qui permet de délimiter les interactions. Celles faisant intervenir de l'énergie mécanique sont très importantes et permettent de configurer l'architecture du système. Elles induisent des contraintes d'assemblages du fait de la rigidité des composants réalisant ces interactions.

Outre l'agencement des composants selon, la vision (C), (T), (O) et leur assemblage via les interactions intervenant le flux mécanique, les interactions induisant autres flux d'énergie, que l'énergie mécanique, permettent d'engendrer plusieurs configurations de chaque architecture. Ces

interactions infèrent aussi, soit des contraintes d'assemblage, de conduite ou d'étanchéité, ainsi que des effets induits qui leurs sont liées (perte de charge, frottement, fuites,...).

La Figure 2.9 montre les différentes architectures possibles de la CVT, selon la classification (C), (I), (O), que peut prendre chaque composant, en l'occurrence l'unité à variation continue (CVTAA), le train planétaire (PGT) et le mécanisme à rapport fixe (FR).

Selon le type et l'emplacement des interactions, les composants de la transmission continuellement variable font circuler entre eux des flux d'énergie de différents types. On s'intéresse à travers ce travail, aux flux d'énergie mécanique qui mettent en jeu des éléments solides introduisant des contraintes d'assemblage des composants. En considérant d'une part que l'unité continuellement variable ait une seule entrée et une seule sortie et de même pour le mécanisme à rapport fixe, et d'autre part, le train épicycloïdal ait trois arbres entrée-sortie. Nous avons dressé l'ensemble d'architectures possibles (cf. Fig. 2.9).



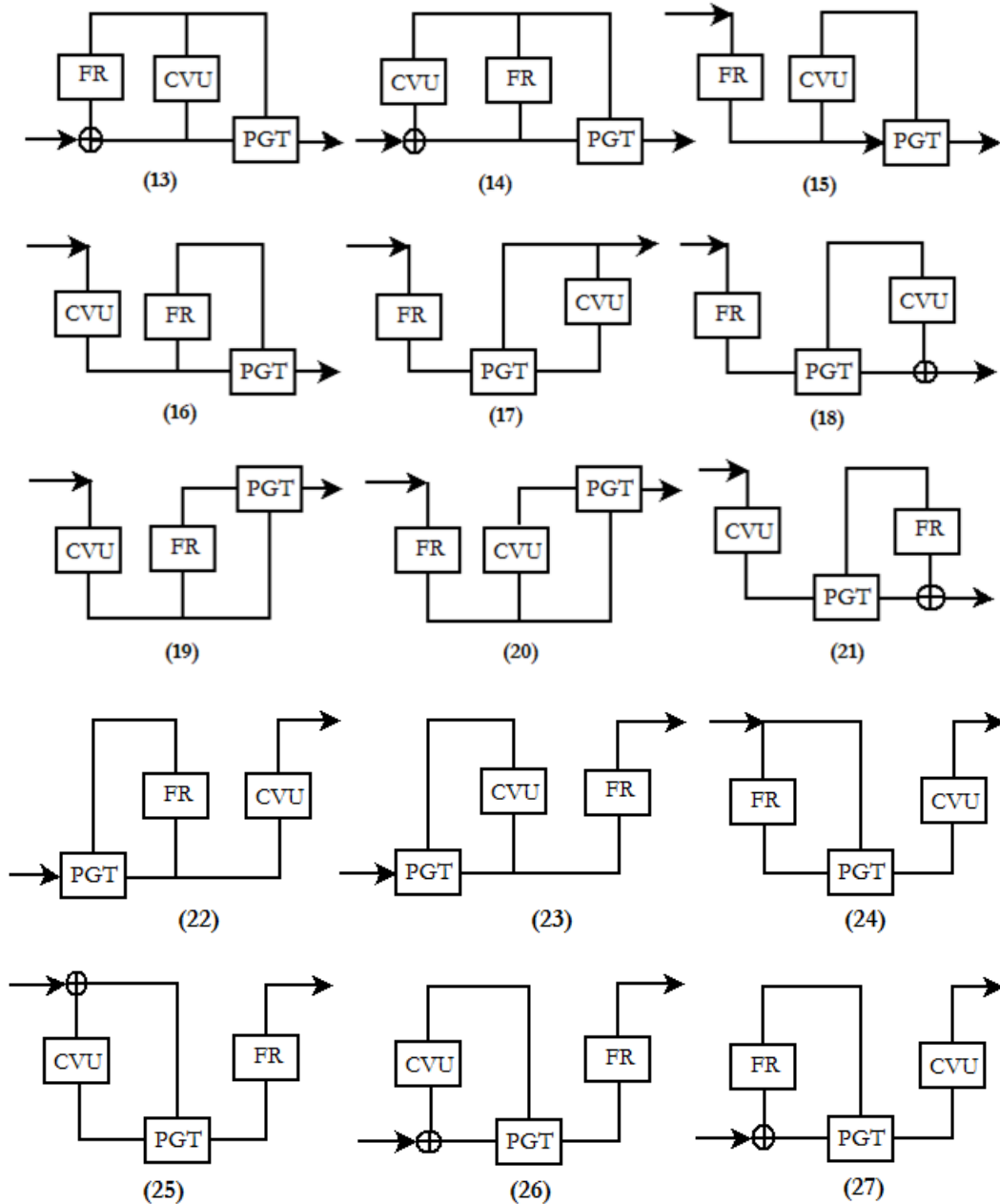


Figure 2.9 : Différentes Architectures possibles d'une CVT à dérivation de puissance

Après une analyse des différentes architectures, nous faisons les observations suivantes :

- le PGT, peut fonctionner comme collecteur ou diviseur de puissance ;
- l'axe principal du PGT, soit qu'il est colinéaire avec les axes des arbres d'entrée et de sortie ou parallèle à l'un d'eux ou aux deux.

À partir de ces remarques, on peut classer les différentes architectures comme suit :

Définition 1.

- Celles pour lesquelles, un arbre du PGT est lié directement à la sortie du système de transmission ; ces architectures sont groupées sous l'appellation entrée couplée (**Input-Coupled (IC)**), en l'occurrence les architectures 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 19, 20, 24, 25, 26 et 27 (cf. Fig. 2.10-a) ;
- Celles pour lesquelles, un arbre du PGT est lié directement à l'entrée du système de transmission ; ces architectures sont groupées sous le terme sortie couplée (**Output-Coupled (OC)**), dans ce cas, on trouve les architectures 1, 2, 3, 4, 17, 18, 21, 22 et 23 (cf. Fig. 2.10-b).

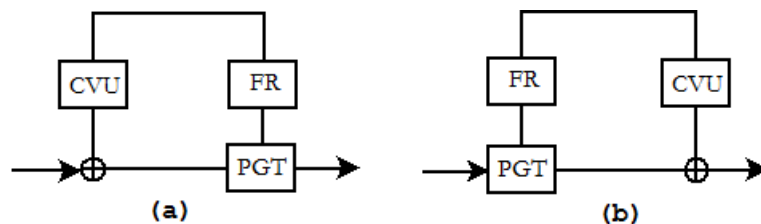


Figure 2.10 : Différents agencements des architectures (a) : entrée-couplée, (b) : sortie-couplée

Définition 2.

- Les architectures pour lesquelles, l'axe principal du PGT est colinéaire avec les deux axes des arbres d'entrée et de sortie sont appelées, soit entrée couplée série ou sortie couplée série, à savoir les architectures 1, 2, 5, 6, 13, 14, 15, 16, 18, 21, 22 et 23 (cf. Fig. 2.11-a) ;
- Celles pour lesquelles, l'axe principal du PGT est parallèle à l'un des axes des arbres d'entrée et de sortie ou les deux, sont groupées sous le terme, soit entrée couplée parallèle ou sortie couplée parallèle, dans ce cas sont les architectures 3, 4, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 17, 19, 20, 21, 24, 25, 26, et 27 (cf. Fig. 2.11-b).

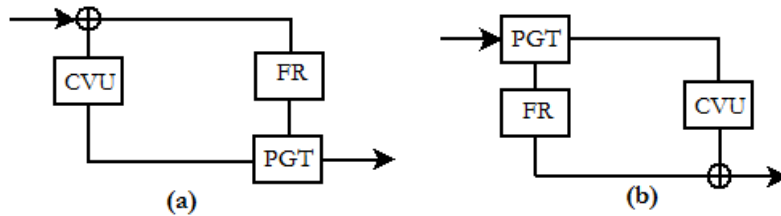


Figure 2.11 : (a): entrée couplée parallèle, (b): sortie couplée parallèle

II.5.2 Analyse des résultats

Toutes les architectures, que nous avons énumérées d'une manière générique, en se basant sur la classification (C), (I) et (O) que peut prendre chaque composant, ainsi que, leur assemblage par des interactions qui induisent des flux d'énergie mécanique constituent une base d'architectures.

Tout de même, nous supposons que la base est assez restreinte, sachant que, nous sommes limités à la définition la plus élémentaire d'une transmission continuellement variable à dérivation de puissance, en utilisant un seul composant pour les trois éléments constituant la transmission. Dès lors, que la définition d'une transmission continuellement variable est une combinaison au moins, d'une unité continuellement variable et un ou plus des deux autres composants, le mécanisme à rapport fixe et le train épicycloïdal.

Par conséquent, nous pourrions définir d'autres architectures supplémentaires. La Figure 2.12 montre des architectures obtenues en combinant, une CVU, un PGT et deux FR. L'agencement de ces composants aboutit à des différentes architectures, comme suit :

- Entrée-couplée série, soit 2, 7, 11 et 12 ;
- Entrée-couplée parallèle, soit 1 et 10 ;
- Sortie-couplée série, soit 4, 5, 8 et 9 ;
- Sortie-couplée parallèle, soit 3 et 6.

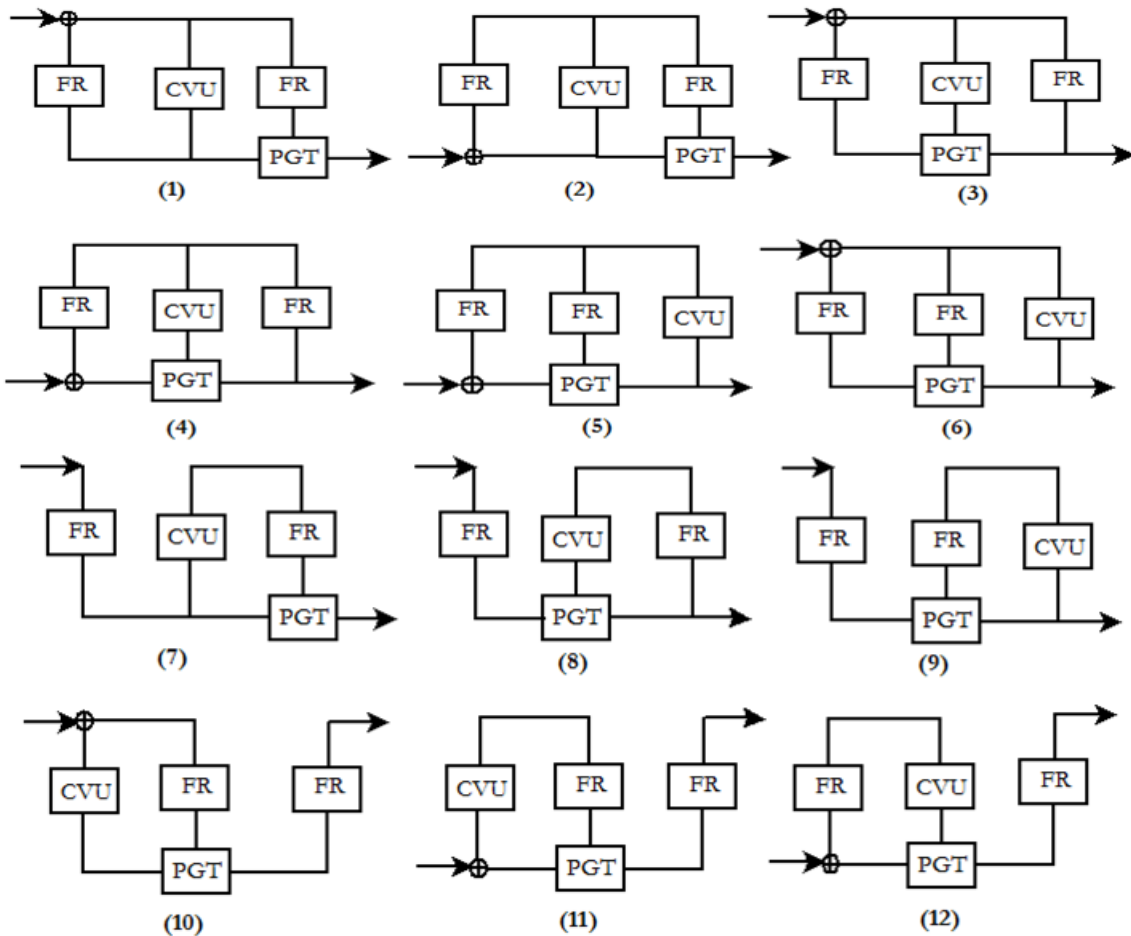


Figure 2.12 : Architectures de CVT à deux mécanismes à rapport fixe (FR)

Toutes les configurations élémentaires (cf. Fig. 2.9) citées auparavant, sont obtenues avec un agencement d'une seule unité continuellement variable, un seul FR et un seul PGT à trois arbres actifs. Nous avons au total **27** architectures. Pour chacune, nous aurons six configurations possibles, selon les liaisons du PGT avec les autres composants de la transmission continuellement variable, soit **27x6=142** configurations. En effet, un PGT à trois arbres actifs, en l'occurrence, le planétaire (P), la couronne (C) et le porte-satellites (PS). En général, quelque soit le type d'architecture, entrée-couplée parallèle ou série (cf. Fig. 2.10) et sortie-couplée parallèle ou série (cf. Fig. 2.11), utilisant un seul PGT, on aura six configurations pour chaque architecture comme le montre la Figure 2.13.

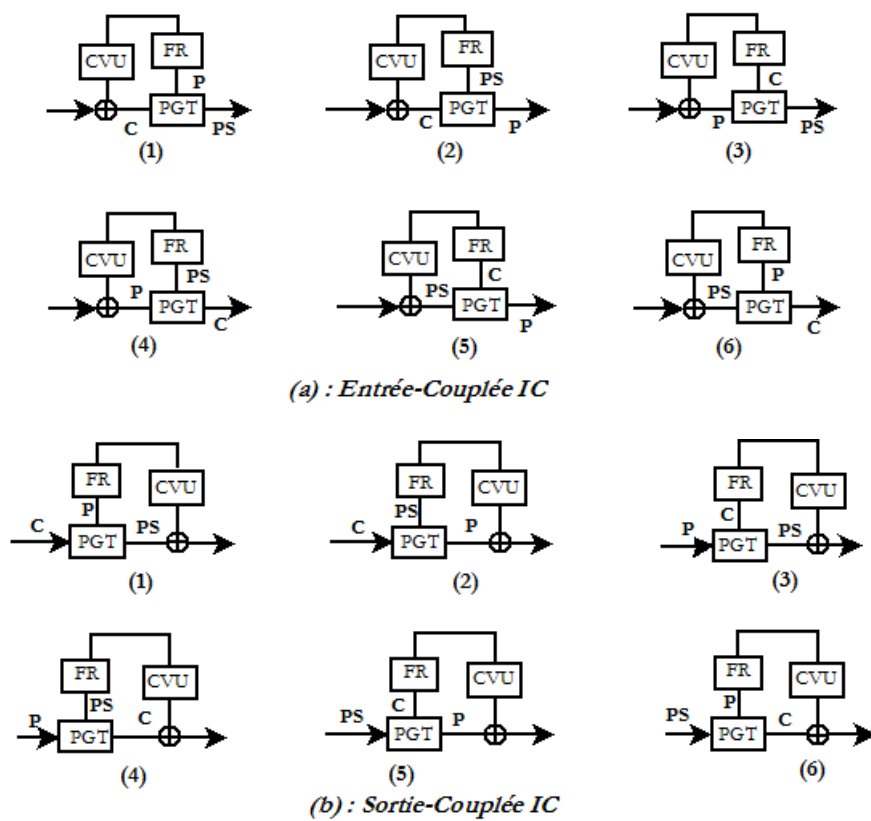


Figure 2.13: Différentes configurations d'architecture, (a) : entrée couplée, (b) : sortie couplée

En plus, la Figure 2.14 montre des architectures plus complexes composées des deux architectures élémentaires (cf. Fig. 2.10), ainsi que d'autres qui sont composées de plus d'un seul composant (PGT, FR, CVTAA), que nous suggérons plus importantes de point de vue, application industrielle (Kai et al., 2011) :

- Des architectures combinées d'une entrée-couplée et une sortie-couplée (cf. Fig. 2.14-a, Fig. 2.14-b) ;

- Une architecture complexe composée de deux trains épicycloïdaux de types I, II, III et IV ou un train épicycloïdal à étages surtout pour des applications à des capacités plus exigeantes (par exemple, les multiplicateurs des éoliennes), un mécanisme à rapport fixe et une unité continuellement variable (cf. Fig. 2.14-c).

Nous utilisons un train épicycloïdal composé (bridge type planetary) à quatre axes actifs (Linares et al., 2010), dans ce cas de figure, nous obtenons les architectures de la Figure 2.15. L'intégration du mécanisme à rapport fixe dans certains cas est imposée par le type du variateur, afin de réaliser l'assemblage avec le train planétaire.

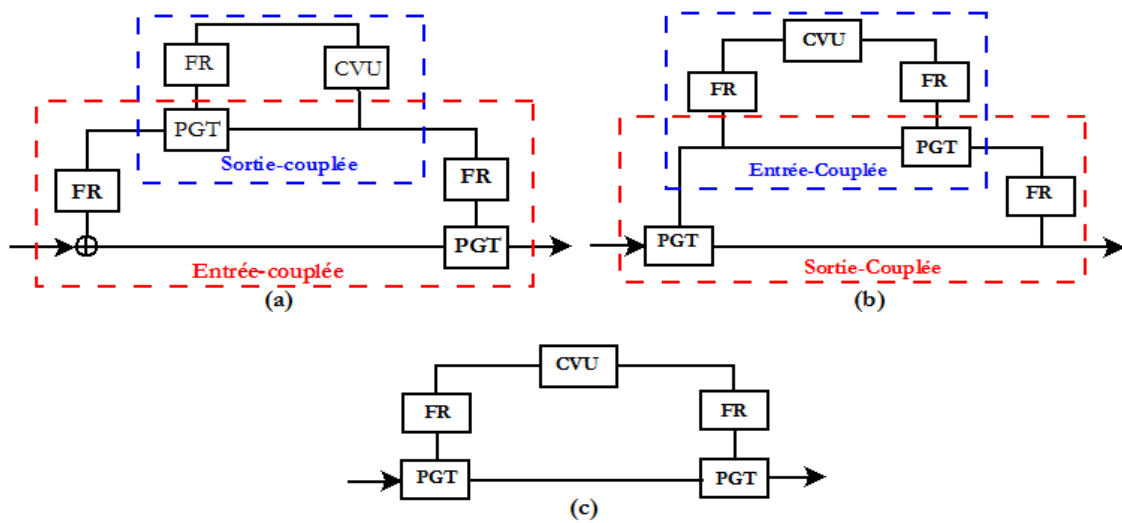


Figure 2.14 : (a), (b) : Architecture combinée IC- OC, (c) : Architecture complexe

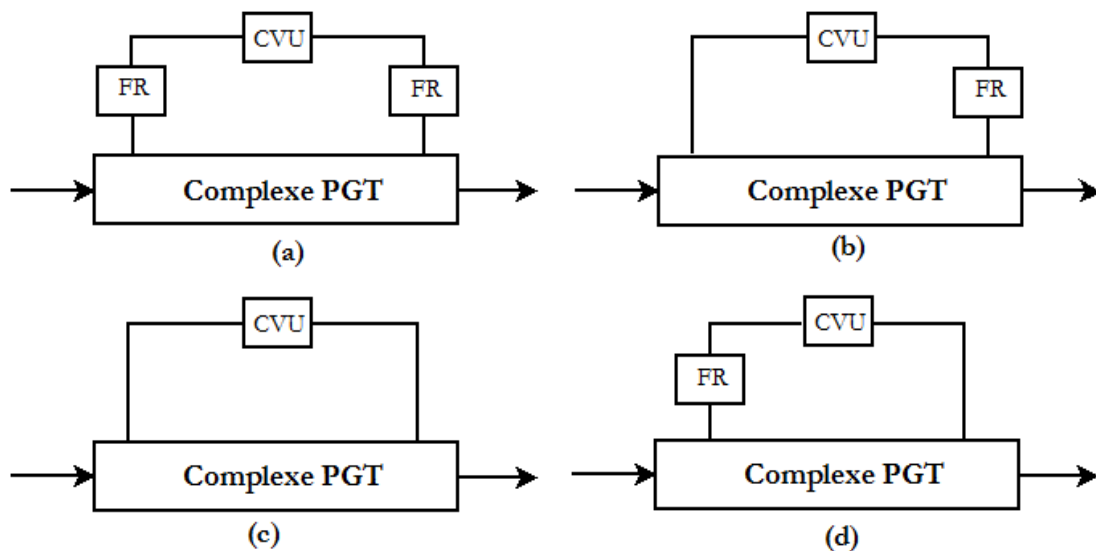


Figure 2.15 : Architecture avec un PGT à quatre axes actifs

II.5.3 Synthèse

En tenant compte que pour chaque architecture élémentaire constituée d'un seul PGT, un seul FR et une seule CVTAA, six configurations sont possibles. Nous obtenons $27 \times 6 = 142$ configurations, et cela pour un seul type de CVTAA. Ce nombre de configurations peut être augmenté davantage, en modifiant le type de la CVTAA (électrique, hydrostatique ou mécanique) et le type du FR (engrenages, poulies-courroie, pignon-chaîne,...). En effet, chaque configuration correspond à une réalisation particulière de toutes les variables de conception. Pour un cahier des charges (CdC) donné ou imposé, on détermine donc les valeurs des variables de conception (VCo), en optimisant les variables critères (Cr). Ces variables sont définies ci-dessous.

- Les variables de conception (VCo), telles que le rapport de transmission de la CVTAA, la raison de base du PGT et le rapport des vitesses du FR structurent la conception et permettent de distinguer par leurs valeurs deux configurations différentes. C'est l'adéquation (synergie) de toutes les variables de conception qui définissent totalement une solution de conception potentielle (Vernat, 2004) ;
- Les critères (Cr), tels que le rendement global de la transmission CVT, les rendements des composants (PGT, CVTAA et FR), la masse, l'encombrement et le coût permettent de traduire l'état ou la qualité d'une alternative de conception et de la comparer par rapport à une référence définie par le cahier des charges ou liée à l'état de l'art associé à l'entreprise ou au secteur industriel concerné. Ces caractéristiques sont liées à la traduction physique d'une configuration donnée et sont généralement directement liées aux variables de conception. elles correspondent à une vision du système dans son ensemble et à des critères de performance globale du produit. Ces critères sont donc associés à des objectifs de conception et à des critères de qualité que l'on cherche à optimiser en vue d'obtenir une conception optimale (Vernat, 2004).

Dans le contexte d'un problème donné, le concepteur différenciera parmi ces variables entre les critères (Cr), les variables de conception (VCo) et les variables restantes qui sont les variables auxiliaires (VA) tel, dans la présente application, le type de flux d'énergie (cf. Chap. III, §. III.2). Les critères peuvent être des VCo , par exemple, la marge du rapport de vitesses de la transmission peut être définie comme critère de qualification ou fonctions des variables de conception $f(VCo)$; l'expression du rendement (la masse ou l'encombrement) comme critère est réalisée en fonction des variables de conception. Ces variables sont listées sur le Tableau 2.5.

Tableau 2.5 : Variables de conception et variables critères d'une architecture

Variables de conception VCo				Variables Critères Cr					
Rapport global des vitesses de la transmission CVT	Rapport de vitesses de la CVU	Rapport des vitesses de FR	Raison du PGT	Rendement du PGT	Rendement de la CVU	Rendement de la CVT	Masse	Encombrement	Coût
τ_{CVT}	τ_{CVU}	τ_{FR}	τ_{PGT}	η_{PGT}	η_{CVU}	η_{CVT}	M	V, vol	$C, coût$

Comme aucune décision n'est intervenue à partir de la sélection des concepts, la démarche consiste à générer un espace de solutions qui n'est pas restreint a priori. L'exploitation de cet espace est nécessaire pour aider à la décision en conception des systèmes de transmission à l'hierarchisation des solutions, à la réduction de l'espace et à la recherche de l'ensemble des solutions potentielles.

II. 6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons mis en place une démarche de conception systématique des transmissions continuellement variables à partir des analyses structurelle et énergétique pour aboutir à la construction d'une base d'architectures de ces transmissions. En effet, l'enjeu pour la conception préliminaire est le passage de l'idée au concept puis à l'objet. Mais les choix sont difficiles à faire, les décisions difficiles à prendre, à ce stade. Nous tentons de mettre en place une démarche structurée permettant d'optimiser cette phase, en construisant des éléments d'aide à la décision en conception préliminaire de ce type de transmissions.

En effet, les composants de la transmission sont identifiés dans la décomposition structurelle par l'OTÉ, selon la logique (S, C, T, O, Réf) et sont choisis soit comme transmetteur ou convertisseur d'énergie (utilisation d'un variateur électrique ou hydraulique), après identification du flux fonctionnel.

À l'issue de cette analyse, nous avons pu énumérer un ensemble d'architectures possibles des transmissions continuellement variable, par la suite, ces architectures sont classées selon, la disposition du train épicycloïdal au sein de la transmission et selon l'agencement géométrique des composants, en particulier celui du PGT. Nous avons établi aussi des architectures particulières, suite au nombre (par exemple, deux FR ou deux PGT) et aux types des composants (PGT simple ou à étages) et à la combinaison des architectures élémentaires à savoir, entrée-couplée et sortie-

couplée. À ce stade, nous devons proposer des critères pour la restriction du nombre de configurations possibles.

Le chapitre suivant sera consacré à une analyse énergétique des architectures, qui va nous permettre de les classifier en fonction du type de flux d'énergie. Par la suite, nous avons décrit et mis en œuvre un algorithme simple et systématique pour le calcul du critère rendement mécanique des trains planétaires (Aittaleb5 et al., 2014). Il est alors possible d'associer les contraintes et variables de conception à prendre en compte dans les modèles de critères de performance, par le biais entre autres de lois physiques et de modèles existants, afin d'aboutir au choix des configurations les plus optimales.

CHAPITRE III

Analyse Énergétique d'une Transmission Continuellement Variable



Chapitre III

Analyse Énergétique d'une Transmission Continuellement Variable

III. 1 Introduction

Le chapitre précédent avait comme objectif global, en suivant une démarche systématique, d'identifier l'ensemble d'architectures (configurations) possibles de transmission continuellement variable à dérivation de puissance. La question cruciale qui se pose à ce stade là, après avoir dégagé les différentes configurations pouvant avoir lieu, est comment le concepteur pourra être guidé afin de choisir entre ces architectures possibles. Autrement dit, le concepteur a besoin d'outils et critères lui permettant le meilleur choix entre les solutions possibles.

Nous rappelons que le critère rendement est l'un des critères retenus les plus importants qu'on doit en tenir en compte lors d'une étude de choix entre les configurations. Dans cet objectif, nous nous sommes intéressés dans ce chapitre à présenter une procédure d'évaluation du rendement d'une transmission continuellement variable à dérivation de puissance. Le rendement mécanique de ce type de transmissions est déterminé en fonction des rendements de l'unité de variation (CVTAA), du train épicycloïdal (PGT), du train à rapport fixe (FR) et en fonction de l'architecture elle-même. Pour une question de simplicité, les rendements de la CVTAA et du FR sont considérés, dans le présent travail, constants.

Cependant, celui du PGT ne pourra pas être considéré constant du fait qu'il peut devenir de valeur très faible à cause de l'apparition du phénomène de recirculation de puissance. Par la suite, notre objectif consiste à établir d'une part un algorithme simple à mettre en œuvre pour calculer le rendement mécanique d'un train épicycloïdal et les formules de calcul du rendement d'autre part (Aittaleb5 et al., 2014). Pour le premier volet concernant la méthode de calcul du rendement d'un PGT, nous nous sommes basés sur le principe bien connu qui tient compte du rendement d'un train épicycloïdal lorsque, le porte-satellites est maintenu fixe. Cet algorithme permet de calculer le rendement mécanique, en se basant sur une analyse cinématique. L'une des premières méthodes sur le calcul du rendement mécanique du PGT a été initiée par Macmillan (Macmillan, 1949). Cette méthode, et de nombreuses autres méthodes, sont basées sur l'hypothèse que les couples sont indépendants du mouvement relatif. Comme souvent adopté dans la littérature, toutes sortes de pertes sont négligées sauf par engrenement et les effets d'inertie sont également ignorés. Bien que, ces hypothèses sont restrictives, elles sont largement adoptées dans la pratique industrielle (Henriot, 1979 ; Szwarcman, 1983 ; Laus et al., 2012). Il est à noter que lorsque le PGT est adopté en tant que réducteur/multiplicateur de vitesses, l'évaluation du rendement est un cas particulier du mécanisme différentiel.

Afin d'illustrer les points forts du présent algorithme, deux applications seront présentés :

La première portera sur un exemple d'évaluation du rendement mécanique à l'aide de deux approches différentes. La première consiste à calculer le rendement du PGT comme étant un mécanisme à trois arbres actifs "différentiel". L'autre approche consiste à calculer ce rendement en décomposant le PGT en deux trains d'engrenages épicycloïdaux élémentaires. Les résultats obtenus par les deux approches seront comparés avec ceux obtenus par la méthode de Pennestri et al. (Pennestri et al. 2012). À noter que la méthode de Pennestri et ses collaborateurs se base sur la décomposition du PGT en des trains épicycloïdaux élémentaires appelés aussi les circuits fondamentaux ;

La deuxième concerne le rendement mécanique d'un PGT qui fonctionne comme un réducteur de vitesse complexe. Les résultats seront comparés avec ceux qui sont disponibles dans la littérature obtenus différemment avec d'autres approches (Chen et al., 2007 ; Tuplin, 1957).

III. 2 Notion de flux de puissance

Nous rappelons que la constitution des transmissions à variation continue à dérivation de puissance (CVPST) y compris les transmissions infiniment variables (IVT) se base sur l'élément central « le train épicycloïdal (PGT) » fonctionnant comme différentiel de vitesse ; ce dernier,

quelque soit son type, est un mécanisme à trois arbres d'entrée/sortie, le calcul de son rendement nécessite tout d'abord une analyse attentive des cheminements des puissances, appelés flux de puissance (ou d'énergie). Pour cela, on a introduit la notion de facteur de recirculation de puissance qui permet l'identification pour chaque architecture de transmission le type de flux de puissance. La connaissance de ce flux permet enfin à exprimer de manière simple le rendement du PGT et par suite celui de la transmission elle-même. En effet, un train épicycloïdal comporte trois organes :

- l'arbre moteur, l'arbre récepteur (généralement un des deux arbres du PGT à une vitesse constante) ;
- l'arbre de variation : en faisant varier sa vitesse, on fera varier la vitesse de l'un des deux arbres du PGT ou les deux.

Les vitesses relatives des arbres sont liées par la formule de Willis (cf. Éq. 3.2) et la somme algébrique des couples appliqués de l'extérieur sur les trois arbres actifs du train planétaire est nulle (cf. Éq. 3.3) ; par conséquent, la variation de la vitesse de l'organe de variation revient à varier la puissance de recirculation (cf. Fig. 3.1). Nous allons aussi faire abstractions des rendements pour le raisonnement qui va suivre. Si la puissance circulant à travers un le chemin (circuit) contenant le système de variation est supérieure à la puissance d'entrée P_{in} , le flux de puissance est dit régénératif (recirculation) (cf. Fig. 3.1b). En revanche, lorsque le flux de puissance à travers chacune des deux voies est inférieure à l'entrée P_{in} , le flux de puissance est dit non-régénératif (dérivation) (cf. Fig. 3.1a). Dans le cas de puissance régénératrice (recirculation de puissance), deux situations peuvent se présenter (cf. Fig. 3.2) :

- la puissance à travers le PGT est supérieure à la puissance d'entrée (régénération mécanique) ;
- la puissance à travers la CVTAA (\equiv CVU) est supérieure à la puissance d'entrée (régénération variable).

Selon les conditions de fonctionnement, les types de flux de puissance qui sont en nombre de trois (Type I, Type II et Type III) se distinguent entre eux respectivement comme suit (Schembri et al., 2009) :

$$\frac{P_{cir}}{P_{in}} < 0 \text{ (Type I)} ; \frac{P_{cir}}{P_{in}} > 1 \text{ (Type II)} ; \frac{P_{cir}}{P_{in}} < 1 \text{ (Type III)} \quad (3.1)$$

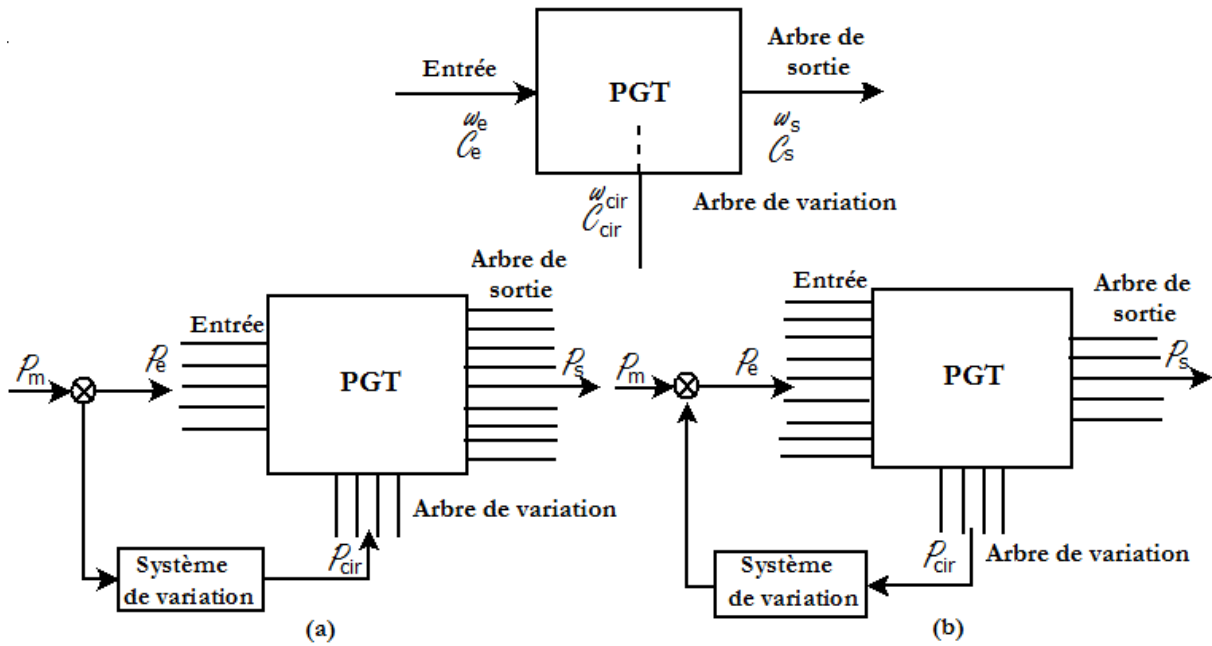


Figure 3.1 : Configuration d'un PGT comme variateur de vitesse

En tenant compte du sens de flux de puissance qui pourra avoir lieu entre les trois éléments (PGT, FR, CVU), ces transmissions sont classiquement divisées en trois types pour le cas entrée-couplée et trois autres pour le cas sortie-couplée : Type I, Type II et Type III, (cf. Fig. 3.2 et Fig. 3.3).

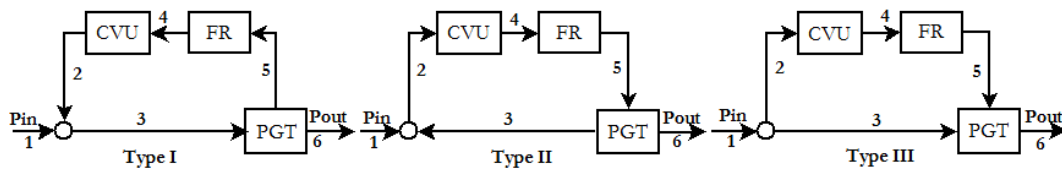


Figure 3.2 : Types de flux de puissance spécifique pour Entrée-Couplée

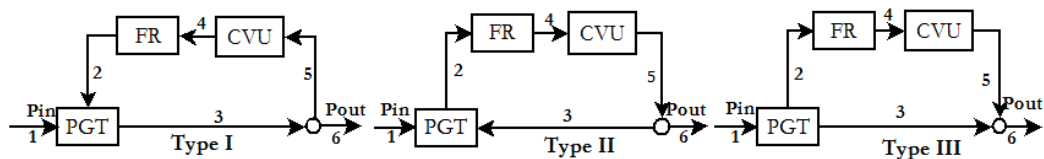


Figure 3.3 : Types de flux de puissance spécifique pour Sortie-Couplée

III. 3 Modélisation des composants de la transmission continuellement variable

Il est difficile de proposer directement un modèle global d'un produit à concevoir. Par conséquent, il est courant, en conception, de représenter le système à concevoir comme un ensemble de composants. Cette vision du système, nous amène à formuler plusieurs modèles de

comportement que nous nommons modèles de composants, nous nous intéressons dans ce chapitre, seulement au modèle du rendement. Ce type de modèle relie généralement des variables de conception, critères et variables auxiliaires qui sont propres au composant, ainsi que des variables intermédiaires propres aux milieux et aux composants extérieurs exerçant une influence sur lui. Le modèle de composant permet donc de décrire la manière dont-il réagit face à des sollicitations extérieures, qui peuvent être dues à des éléments extérieurs au système, ou propres au système mais extérieures au composant. Le composant de la transmission continuellement variable qui fait l'objet de cette étude est le train planétaire.

III.3.1 Rendement d'un train épicycloïdal intégré dans une transmission continument variable

III.3.1.1 Différentes approches de calcul du rendement d'un PGT : Littérature

Dans le domaine industriel, les trains d'engrenages épicycloïdaux jouent un rôle fondamental dans les chaînes cinématiques de nombreux systèmes mécaniques. Leur utilisation est très large et variée et ils sont utilisés comme mécanisme différentiel ou en tant que réducteur ou multiplicateur de vitesses. Par exemple, les trains épicycloïdaux équipent un grand nombre de transmission de systèmes tels que les voitures électrique et hybride, les véhicules lourds et les éoliennes, ces trains épicycloïdaux sont intégrés notamment dans les transmissions continuellement variables (Yan et al., 1994 ; Schembri et al., 2009 ; Pennestri et al., 2012).

L'évaluation du rendement mécanique d'une transmission intégrant un ou plusieurs trains épicycloïdaux nécessite la connaissance des rendements des composants de celle-ci, en particulier celui des trains d'engrenages épicycloïdaux. Il est à noter que le train planétaire joue un rôle fondamental dans la constitution de ces transmissions, son rendement est ainsi un facteur prépondérant dans la modélisation d'un tel système. C'est ainsi que l'étude et l'analyse du rendement de la transmission imposent une définition et une description plus précises du rendement des trains épicycloïdaux. L'analyse du rendement mécanique est une étape nécessaire dans le processus de conception des PGT à plusieurs degrés de liberté intégrés dans une transmission continuellement variable. Le rendement mécanique de tels mécanismes est défini usuellement comme étant le rapport de la puissance de sortie par la puissance à l'entrée. Pour un train différentiel simple qui a trois arbres actifs, la définition du rendement ne changera pas, mais le fait d'avoir trois bornes "entrée-sortie", il est nécessaire d'identifier en premier lieu la configuration et le type de flux de puissance correspondants au fonctionnement du train différentiel. Par ailleurs, au cours du fonctionnement, nombreuses situations cinématiques

particulières du PGT peuvent avoir lieu. À titre d'exemple, nous mentionnons le point de synchronisation (point où les vitesses des trois arbres actifs du PGT sont égales) et le point de blocage (point où le rapport des vitesses est égal à zéro ; la vitesse de l'arbre de sortie du PGT est nulle).

En bref, les pratiques industrielles ont besoin de procédures fiables et simples pour le calcul de manière systématique du rendement mécanique du PGT sans difficulté dans ces situations. Le plus simple consiste à maintenir le rendement constant, alors que le système fonctionne indépendamment de l'état cinématique (cf. par exemple (Yan et al., 1994 ; Schembri et al., 2009)). En faisant référence à la littérature, nous pourrions dénoter différentes procédures basées sur différents principes, qui sont utilisées et appliquées pour évaluer cette grandeur importante (Pennestri et al., 1993 ; del Castillo 2002 ; Chen et al., 2007), par exemple, celle liée aux transmissions intégrant des trains épicycloïdaux (Lu, 1998 ; Mucino, et al., 2001 ; Pennestri et al., 2012 ; Mantriota, 2001 ; Mantriota et al., 1999), nous citons entre autres une approche qui est très populaires à savoir l'approche de Pennestri et al. (Pennestri et al., 2003 ; Pennestri et al., 2012), qui permet d'estimer systématiquement le rendement mécanique d'un PGT. Cette approche considère que le train épicycloïdal est composé de circuits fondamentaux (trains épicycloïdaux élémentaires, EPGT : **E**lementary **P**lanetary **G**ears **T**rain), et le rendement global du PGT est calculé, en se basant sur cette hypothèse. Toutefois, on peut noter que de nombreuses étapes sont nécessaires et de très longues formules sont produites.

III.3.1.2 Notion de rendement d'un train épicycloïdal comme système différentiel : équations de base

Le train différentiel considéré dans ce travail est un mécanisme épicycloïdal à deux degrés de liberté et est constitué de deux planétaires (i) et (j), d'un porte satellite (k) et des satellites (S). Un (ou les deux) planétaire(s) pourra être une (ou deux) couronne(s). Soient ω_i, ω_j et ω_k les vitesses angulaires, respectivement, du planétaire, du porte satellite et du planétaire/couronne. De même, on désigne par C_i, C_j et C_k les couples respectivement sur les arbres du planétaire (i), de la couronne (j) et celui du porte satellite (k). Nous rappelons ensuite les lois de base qui régissent les trains épicycloïdaux.

Relation de Willis : En désignant par τ_{PGT} la raison de base du train, les vitesses angulaires de ses trois arbres entrée/sortie sont reliées entre elles par la relation usuelle de Willis :

$$\frac{\omega_i - \omega_k}{\omega_j - \omega_k} = \tau_{PGT} \quad (3.2)$$

Équilibre des couples : En négligeant l'effet dynamique, l'équation d'équilibre en termes des moments, appliquée sur le train épicycloïdal, fournit la relation (3.3), permettant de lier entre les couples agissants sur les trois arbres du mécanisme en étude comme suit :

$$C_i + C_j + C_k = 0 \quad (3.3)$$

Puissances sur les arbres actifs : Soient P_i , P_j et P_k respectivement les puissances sur le planétaire (i), le planétaire (j) et le porte-satellites (k). Ces quantités sont définies par les produits des couple et des vitesses angulaires correspondantes telles que :

$$P_i = C_i \cdot \omega_i, P_j = C_j \cdot \omega_j \text{ et } P_k = C_k \cdot \omega_k \quad (3.4)$$

Rendement mécanique du train différentiel : nous considérons un train planétaire à 2 degrés de liberté à trois arbres actifs, qui sont simultanément en mouvement, le rendement mécanique du PGT est défini usuellement par l'expression suivante :

$$\eta_{PGT} = \frac{\text{Puissance (arbre (s) mené (s))}}{\text{Puissance (arbre (s) menant (s))}} \quad (3.5)$$

Par exemple, si le planétaire (i) est un arbre menant et les deux autres, qui sont le deuxième planétaire (j) et le porte-satellites (k), sont des arbres menés, la définition précédente devient :

$$\eta_{PGT} = \frac{|C_j \cdot \omega_j| + |C_k \cdot \omega_k|}{|C_i \cdot \omega_i|} \quad (3.6)$$

III.3.1.3 Algorithme d'évaluation du rendement mécanique des trains épicycloïdaux

Dans un train ordinaire, la puissance dissipée par frottement entre les roues dentées est généralement comprise entre 1 et 2% de la puissance à transmettre (del Castillo, 2002). Cependant, les pertes dans un PGT peuvent être élevées d'une manière surprenante pour certaines situations cinématiques, donc un rendement très faible (Henriot, 1979 ; del Castillo, 2002). Il convient non seulement de fournir une estimation numérique du rendement, mais aussi son expression analytique. Cette dernière considération est particulièrement pertinente car l'expression analytique n'est pas unique et dépend du sens de flux de puissance transmise par le train planétaire (Aittaleb5 et al., 2014). En supposant que seules les pertes énergétiques par

engrènement entre les dents sont tenues en compte, et en adoptant cette même hypothèse qui considère les pertes par engrènement seulement, nous nous présenterons une procédure générale de calcul du rendement mécanique des PGTs.

III.3.1.3.1 Rendement de base d'un PGT

En immobilisant le porte-satellites, on obtient un train ordinaire avec un rendement ρ , appelé rendement de base (Henriot, 1979), il est estimé en calculant le produit de tous les rendements correspondants aux paires de roues dentées qui composent le PGT :

$$\rho = \prod_{i=1}^m \rho_i \quad (3.7)$$

Le rendement de base d'un train ordinaire avec un seul engrenage est communément estimé à 0,98 pour un engrenage extérieur et à 0,99 pour un engrenage intérieur. Sinon, nous l'estimons avec une équation analytique (Tuplin, 1957), qui tient compte des nombres de dents des roues dentées formant l'engrenage, si Z_a et Z_b désignent ces nombres de dents, respectivement, on a :

$$\rho_i = 1 - \frac{1}{5} \left| \frac{1}{Z_a} + \frac{1}{Z_b} \right|, \text{ pour un engrenage extérieur.} \quad (3.8)$$

$$\rho_i = 1 - \frac{1}{5} \left| \frac{1}{Z_a} - \frac{1}{Z_b} \right|, \text{ pour un engrenage intérieur.} \quad (3.9)$$

En s'appuyant sur les hypothèses citées auparavant, nous allons proposer un algorithme simple et systématique pour le calcul du rendement du PGT, et ce pour toutes les configurations possibles, et systématiquement, en tenant compte des flux de puissance du train épicycloïdal comme un mécanisme différentiel.

III.3.1.3.2 Flux de puissance dans un PGT comme un mécanisme différentiel

Afin de systématiser l'évaluation du rendement mécanique d'un PGT comme un mécanisme différentiel, nous introduisons la notion de flux de puissance entre les trois arbres actifs du PGT. La détermination du type de flux conduit à utiliser l'équation (3.6). Cependant, cette étape de l'analyse sera effectuée en supposant l'absence de pertes d'énergie. En effet, il est courant d'admettre que ces pertes ne sont pas assez significatives pour changer le type de flux de puissance de manière significative dans les transmissions d'engrenages épicycloïdaux (Pennestri et al., 2003 ; Laus et al., 2012). En tenant compte de la notation utilisée dans la section précédente et en considérant que le PGT comme un seul bloc, on peut en déduire l'état d'équilibre de puissance, tel que :

$$P_i + P_j + P_k = 0 \quad (3.10)$$

En combinant l'équation précédente (3.10) avec les équations (3.2, 3.3, 3.4), on obtient les rapports de puissance ci-après :

$$\frac{P_i}{P_j} = -\frac{1 - \omega_k/\omega_j}{1 - \omega_k/\omega_i} \quad \text{ou} \quad \frac{P_j}{P_i} = -\frac{1 - \omega_k/\omega_i}{1 - \omega_k/\omega_j} \quad (3.11)$$

$$\text{et} \quad \frac{P_k}{P_i} = -\frac{1 - \omega_j/\omega_i}{1 - \omega_j/\omega_k} \quad \text{ou} \quad \frac{P_k}{P_j} = -\frac{1 - \omega_i/\omega_j}{1 - \omega_i/\omega_k} \quad (3.12)$$

La puissance d'entrée au bloc PGT est considérée comme algébriquement positive et la puissance de sortie est négative. Les équations (3.11 et 3.12) permettent d'identifier le flux de puissance dans le PGT. Pour ce faire, il suffit de connaître le sens de flux de puissance à travers l'un des trois axes du PGT et les trois vitesses angulaires, ou les rapports de vitesses, pour obtenir le type de flux de puissance. Dans ce qui suit, cet arbre sera celui de la sortie ou le sens de la puissance est négatif. Donc, par la suite grâce aux équations (3.11) ou (3.12), nous pouvons identifier les deux autres cas. Pour plus de clarté, nous illustrons cela en utilisant un exemple, où l'on considère un PGT avec une raison $\tau_{PGT} = -3.5$. L'arbre (j) est considéré comme l'arbre de sortie, la puissance P_j est alors négative (puissance de sortie). En outre, afin de montrer tous les cas possibles de flux de puissance, nous considérons une large gamme de rapport des vitesses

$\tau = \frac{\omega_j}{\omega_i}$, qui pourrait être négatif. Dans cet exemple, ce rapport est considéré comme étant dans

l'intervalle [-1, 1.5]. Dans la Figure 3.4, les rapports de puissances, définies par les équations (3.11) et (3.12) sont tracés en fonction du rapport de vitesses. D'après le graphique (cf. Fig. 3.4) et les signes des quantités P_i/P_j et P_k/P_j , nous concluons l'existence de trois cas de flux de puissance. Le premier est défini dans l'intervalle [-1, -0.284], le second correspond à l'intervalle [-0.284, 0], et le dernier correspond à [0, 1.5]. Des résultats similaires peuvent être conclus lorsque le porte-satellites (k) ou le planétaire (i) sont des arbres de sortie.

L'importance de cette courbe réside dans l'identification des flux de puissances dans un PGT comme un mécanisme différentiel ; ce résultat, nous conduit à écrire pour le présent exemple le rendement mécanique de tel PGT comme suit :

- dans le premier intervalle où $\tau \in [-1, -0.28]$,

$$\eta_{PGT} = \frac{|P_j|}{|P_k| + |P_i|} \quad (3.13)$$

- dans le deuxième intervalle où $\tau \in [-0.28, 0]$,

$$\eta_{PGT} = \frac{|P_j| + |P_k|}{|P_i|} \quad (3.14)$$

- dans le troisième intervalle où $\tau \in [0, 1.5]$,

$$\eta_{PGT} = \frac{|P_i| + |P_j|}{|P_k|} \quad (3.15)$$

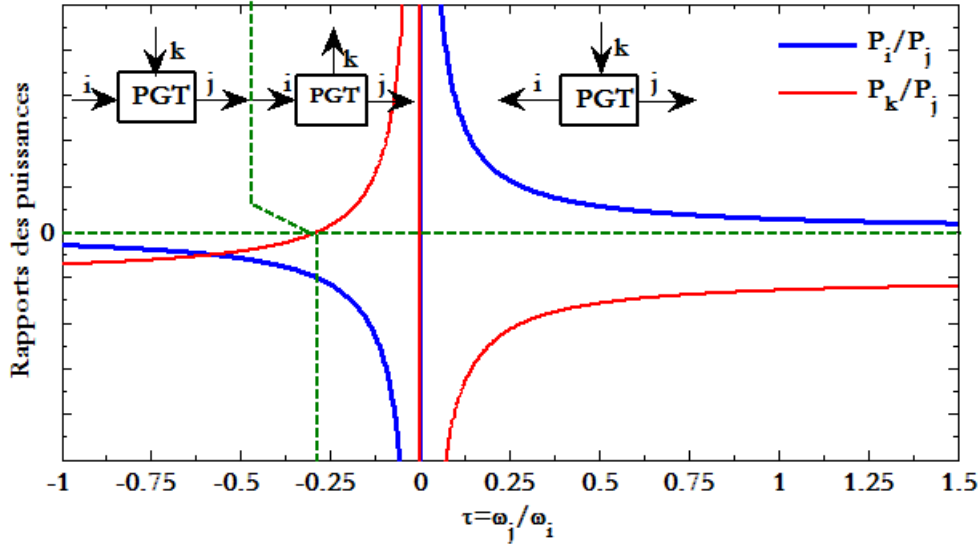


Figure 3.4 : Rapports de puissances par rapport au rapport de vitesses $\tau = \omega_j / \omega_i$

Remarque : Il convient de souligner à ce niveau que les équations (3.10), (3.11) et (3.12) concernant le PGT comme un bloc entier sont semblables à celles délivrées dans la Réf. (Pennestri et al., 2012), mais, les équations de cette Réf. correspondent aux trains épicycloïdaux élémentaires (EPGT). Un train épicycloïdal élémentaire est composé seulement de trois éléments qui sont un planétaire, une couronne et un porte-satellites. Un train épicycloïdal classique est habituellement composé d'un moins deux EPGT.

III.3.1.3.3 Une approche pour calculer le rendement mécanique d'un PGT

Les flux de puissance sont maintenant bien identifiés par l'analyse prédéfinie dans le paragraphe précédent. Afin d'atteindre l'objectif qui concerne la détermination du rendement mécanique d'un train épicycloïdal donné, compte tenu de la notation utilisée ci-dessus, nous introduisons les quantités d'énergie (P) et (P'), définies respectivement par (Aittaleb5 et al., 2014) :

- (P) est la plus grande valeur des puissances qui traversent les trois arbres actifs du PGT:

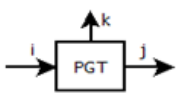
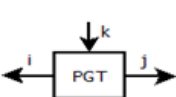
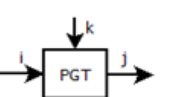
$$P = \text{Sup}(|P_i|, |P_j|, |P_k|) \quad (3.16)$$

- (P') est la puissance relative définie par :

$$P' = |C_i(\omega_i - \omega_k)| \text{ ou } P' = |C_j(\omega_j - \omega_k)| \quad (3.17)$$

À partir de l'exemple précédent (cf. §. III.3.1.3.2), où le planétaire “j” est considéré comme arbre de sortie, la puissance (P) peut être facilement identifiée, en se référant aux flux de puissances (cf. Tableau 3.1).

Tableau 3.1 : Identification de la puissance (P) (le planétaire "j" est un arbre de sortie)

Flux d'énergie type I	Flux d'énergie type II	Flux d'énergie type III
		
$P = P_i $	$P = P_k $	$P = P_j $

En tenant compte seulement des pertes causées par l'engrènement comme il a été mentionné précédemment, les équations (3.2) et (3.10) permettent d'obtenir une relation entre les couples C_i et C_j , la raison τ_{PGT} et le rendement de base ρ du PGT, déterminé par l'équation (3.7), tel que :

- dans le cas où le planétaire (i) est moteur : $C_j = -\rho.C_i.\tau_{PGT}$ (3.18)

- dans le cas où le planétaire (i) est récepteur : $C_j = -\rho^{-1}.C_i.\tau_{PGT}$ (3.19)

En introduisant, l'exposant (q) qui peut prendre les valeurs (+1) ou (-1) selon les conditions de fonctionnement du PGT, les deux formules précédentes peuvent être regroupées en une seule de la manière suivante (Aittaleb5 et al., 2014) :

$$C_j = -\rho^q.C_i.\tau_{PGT} \quad (3.18)$$

Les équations (3.4) et (3.19) conduisent ainsi à :

$$C_k = -C_i(1 - \rho^q.\tau_{PGT}) \quad (3.19)$$

La valeur de l'exposant (q) est liée à la fonction du planétaire (i) (menant ou mené) dans le mécanisme. Nous avons montré que la valeur de l'exposant (q) est donnée par le signe de la puissance relative (P') définis en (Éq. 3.17), obtenue par inversion du mouvement relativement au porte-satellites (k) des planétaires (i) ou (j). En effet, le signe du rapport des couples n'est pas influencé par l'existence ou non des frottements, et de même pour le signe des couples appliqués sur les planétaires du PGT ne sera pas modifié à cause de la situation de fonctionnement. En

tenant compte du fait que la puissance (P), définie par l'équation (3.16), est toujours positive, le signe de la puissance relative (P') est le même que le signe du rapport de puissance (P'/P), de sorte que :

$$q = \text{sign}(P') = \text{sign}\left(\frac{P'}{P}\right) \quad (3.20)$$

Pour une situation de fonctionnement donnée du PGT, l'un des trois arbres (i, j ou k) du PGT sera l'arbre de sortie. Dans le Tableau 3.2, nous avons regroupé l'ensemble des différents cas qui fournissent le rapport de puissances (cf. Éq. 3.5) par rapport aux vitesses des arbres du PGT et sa raison de base τ_{PGT} , pour les trois cas de flux de puissance. Ce rapport est de même signe que celui de (q). Enfin, les expressions analytiques du rendement mécanique d'un PGT donné, pour les différents cas de flux de puissance, sont rapportées dans le Tableau 3.3. A noter que ce tableau comprend tous les cas de fonctionnement d'un PGT qui opère comme un mécanisme différentiel avec trois arbres actifs. Lorsque le PGT est utilisé comme un réducteur/multiplicateur de vitesses, ces expressions analytiques (cf. Tableau 3.3), deviennent des cas particuliers du cas général.

Tableau 3.2 : Rapports pour les six configurations et pour chaque cas de flux de puissance

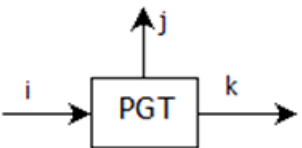
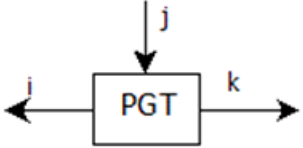
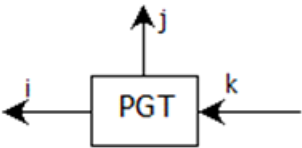
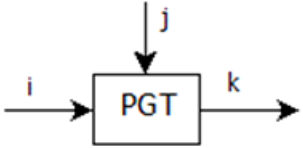
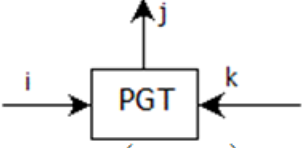
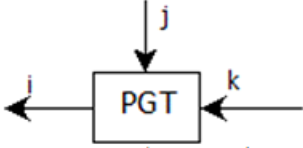
Arbre de sortie	Flux d'énergie I	Flux d'énergie II	Flux d'énergie III
	Signe (q) = Signe du rapport de puissance (P'/P)		
i	$\frac{\omega_k - \omega_i}{\omega_i + \omega_k(\tau_{PGT} - 1)}$	$\frac{\omega_i - \omega_k}{\omega_k(\tau_{PGT} - 1)}$	$\frac{\omega_k - \omega_i}{\omega_i}$
j	$\frac{\omega_i - \omega_k}{\omega_i}$	$\frac{\omega_i - \omega_k}{\omega_k(\tau_{PGT} - 1)}$	$\frac{\omega_k - \omega_i}{\omega_i + \omega_k(\tau_{PGT} - 1)}$
k	$\frac{\omega_i - \omega_k}{\omega_i}$	$\frac{\omega_k - \omega_i}{\omega_i + \omega_k(\tau_{PGT} - 1)}$	$\frac{\omega_i - \omega_k}{\omega_k(\tau_{PGT} - 1)}$

Un algorithme systématique pour calculer le rendement mécanique du PGT: Un algorithme permettant de calculer le rendement mécanique d'un PGT donné est élaboré et proposé ici. Cet algorithme consiste en les étapes suivantes (Aittaleb5 et al., 2014) :

- le PGT est identifié par sa raison τ_{PGT} et son rendement basique ρ (pour calculer ρ , cf. Éq.3.7) ;
- préciser l'arbre de sortie (i, j ou k) (cela dépend de la fonction du PGT lui même) ;

- pour une situation cinématique donnée, les vitesses angulaires des trois arbres actifs ω_i , ω_j et ω_k sont bien connues, sinon, procéder à une analyse cinématique du PGT pour établir toutes les équations entre elles ;
- identifier le cas de flux de puissance I, II ou III, en estimant le signe des quantités P_i/P_j et P_k/P_j par les équations (3.11) et (3.12). Dans cette étape, les pertes de puissance sont négligées ;
- le cas de flux de puissance est maintenant déterminé, identifier alors le signe de l'exposant (q) grâce aux formules indiquées dans le Tableau 3.2. Le rendement mécanique de PGT peut être calculé facilement, en utilisant le Tableau 3.3, où tous les cas possibles sont illustrés.

Tableau 3.3 : Rendement mécanique du PGT pour les trois types de flux de puissance

 $\frac{P'}{P} = \frac{\omega_i - \omega_k}{\omega_i}$ $(a) \eta_{PGT} = \frac{\tau_{PGT} \cdot \rho^q \cdot \omega_j + (1 - \tau_{PGT} \cdot \rho^q) \omega_k}{\omega_i}$	 $\frac{P'}{P} = -\frac{(\omega_i - \omega_k)}{\tau_{PGT} \cdot \omega_j}$ $(b) \eta_{PGT} = \frac{\omega_i - (1 - \tau_{PGT} \cdot \rho^q) \omega_k}{\tau_{PGT} \cdot \rho^q \cdot \omega_j}$
 $\frac{P'}{P} = -\frac{(\omega_i - \omega_k)}{(1 - \tau_{PGT}) \cdot \omega_k}$ $(c) \eta_{PGT} = \frac{\omega_i - \tau_{PGT} \cdot \rho^q \cdot \omega_j}{(1 - \tau_{PGT} \cdot \rho^q) \omega_k}$	 $\frac{P'}{P} = -\frac{(\omega_i - \omega_k)}{(1 - \tau_{PGT}) \cdot \omega_k}$ $(d) \eta_{PGT} = \frac{(1 - \tau_{PGT} \cdot \rho^q) \omega_k}{\omega_i - \tau_{PGT} \cdot \rho^q \cdot \omega_j}$
 $\frac{P'}{P} = \frac{(\omega_i - \omega_k)}{\tau_{PGT} \cdot \omega_j}$ $(e) \eta_{PGT} = \frac{\tau_{PGT} \cdot \rho^q \cdot \omega_j}{\omega_i - (1 - \tau_{PGT} \cdot \rho^q) \omega_k}$	 $\frac{P'}{P} = -\frac{(\omega_i - \omega_k)}{\omega_i}$ $(f) \eta_{PGT} = \frac{\omega_i}{\tau_{PGT} \cdot \rho^q \cdot \omega_j + (1 - \tau_{PGT} \cdot \rho^q) \omega_k}$

Pour rendre plus concret l'algorithme proposé pour l'estimation du rendement mécanique des PGTs, nous traitons deux applications, la première est sur un PGT seul fonctionnant dans divers cas de régimes de vitesses, et la seconde est sur un PGT opérant comme un réducteur complexe.

III.3.1.4 Applications

III.3.1.4.1 Application 1

Cette application est divisée en deux parties. La première (Partie I) vise à illustrer l'utilisation de l'algorithme, et la seconde (Partie II) montrera une étude comparative.

Partie I : Illustration de l'algorithme

Nous considérons un PGT ayant une raison $\tau_{PGT} = -3.5$, et constitué d'un planétaire, d'une couronne et d'un porte-satellites. L'architecture du PGT est représentée par la Figure 3.5. Son rendement de base est calculé par les équations (Éqs. 3.7-3.9) : $\rho = 0.99 \times 0.98 = 0.9702$. Dans cet exemple, les indices (i, j, k) désignent respectivement, le planétaire, les arbres de la couronne et du porte-satellites. L'arbre (k) est choisi comme arbre de sortie. Une vitesse angulaire constante est imposée à l'arbre d'entrée du mécanisme, et un rapport de transmission global τ , défini par $\tau = \omega_k / \omega_i$, varie de -0.5 à 1.5, c'est-à-dire $\tau \in [-0.5, 1.5]$.

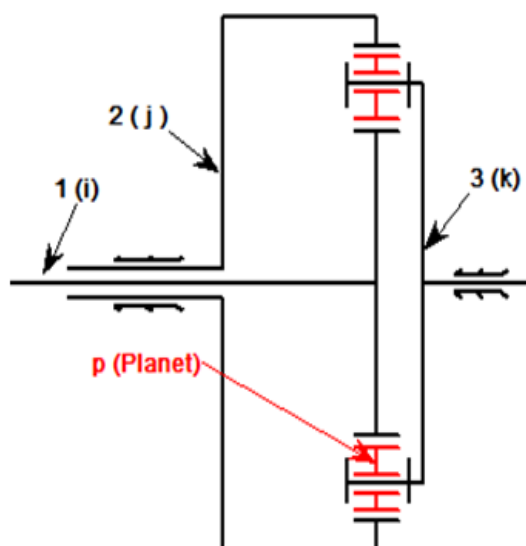


Figure 3.5 : Architecture du PGT (Mucino, et al., 2001)

La Figure 3.6 montre le rapport de puissances en fonction du rapport de transmission τ . D'après ce graphe, il est évident, de remarquer l'existence des trois types de flux de puissance I, II et III, quand le rapport de transmission τ varie de -0.5 à 1.5.

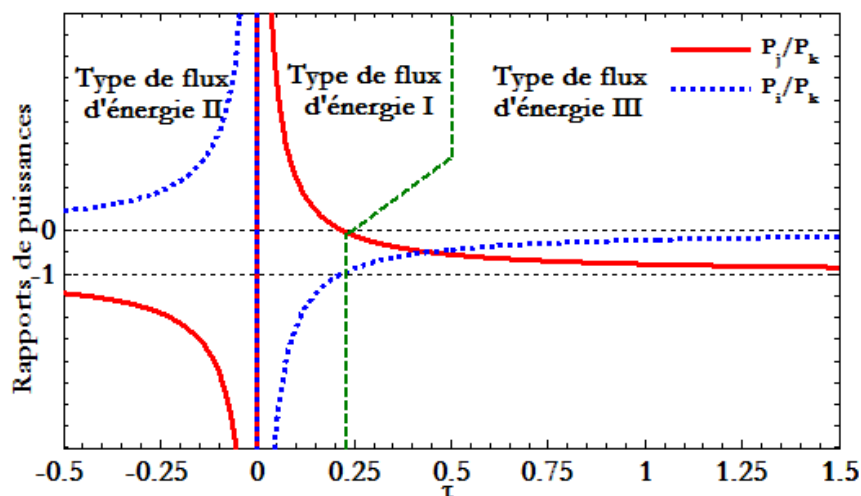


Figure 3.6 : Types de flux de puissance en fonction du rapport de transmission

Ensuite, la Figure 3.7 montre pour chaque type de flux le changement de signe du rapport de puissance (P'/P). Dans le but de prouver que le signe du rapport de puissances coïncide avec celui du rapport de vitesses, les rapports de vitesses relatives sont également représentés (cf. la partie droite de la Figure 3.7). Nous avons remarqué que, dans tous les cas, le changement de signe du rapport de puissances relatives est réalisé au point de synchronisation $\tau=1$, il correspond à la situation cinématique où les trois arbres actifs du PGT tournent à la même vitesse.

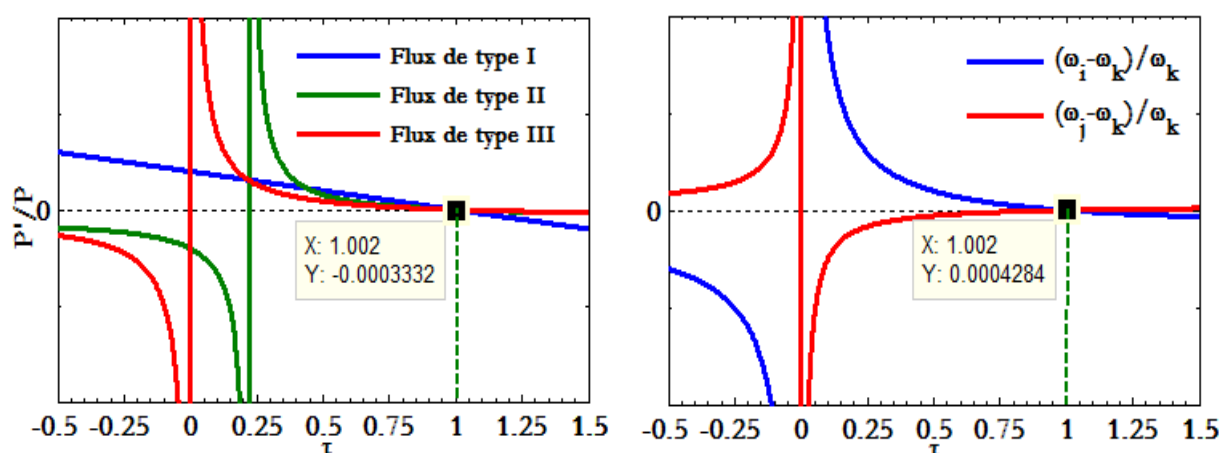


Figure 3.7 : Rapports de puissances (à gauche) et les rapports de vitesse relative (à droite) par rapport au rapport de transmission

Enfin, le rendement du PGT est illustré sur la Figure 3.8, par rapport au rapport de transmission τ . Dans la présente application, le point de synchronisation, où les trois vitesses de

rotation sont les mêmes, se produit dans la zone du flux de puissance III (cf. Fig. 3.7) et, par conséquent, dans les zones où le flux de puissance est de type I ou II, la courbe de rendement ne change pas en terme de courbure. Cela est bien différent au point de synchronisation, où le rendement du PGT change de courbure (cf. Fig. 3.8), ceci est dû au changement du signe de l'exposant (q), comme indiqué, soit par le rapport des puissances (P'/P) pour le cas de flux de puissance III, ou le rapport de vitesses. Dans ce cas, le rendement doit être égal à l'unité, ce qui est en accord avec nos prédictions. Un autre point particulier est le point de blocage qui correspond à $\tau = 0$; en ce point, il existe toujours un changement de type de flux de puissance qui entraîne un changement du sens d'évolution du rendement.

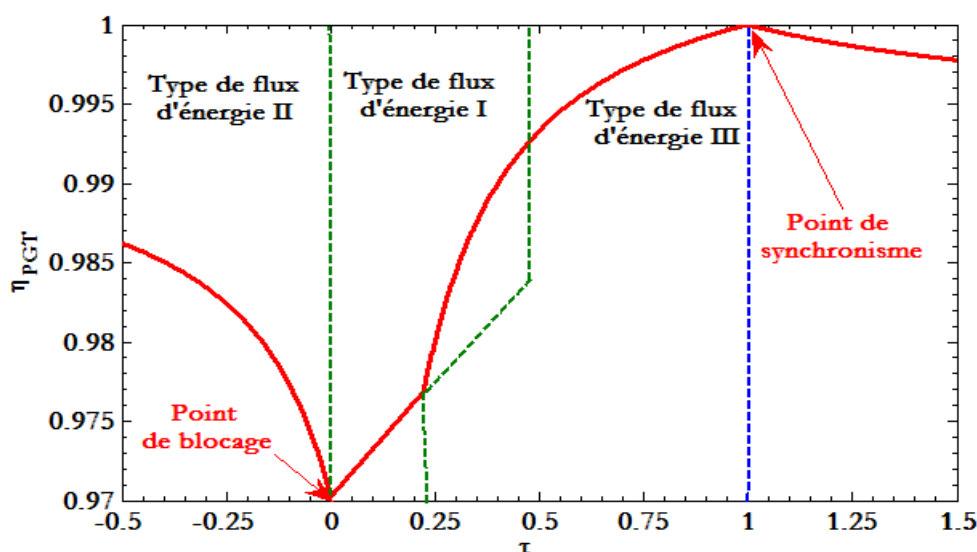


Figure 3.8 : Rendement mécanique du PGT par rapport au rapport de transmission

Remarque : Il est intéressant de noter que le présent algorithme est suffisamment robuste dans le sens où il est capable de calculer le rendement mécanique même dans les points de transition sans difficulté.

Partie II : Étude comparative

Dans cette partie de l'application, nous considérons le train épicycloïdal (PGT), schématisé sur la Figure 3.5, et fonctionne avec les mêmes conditions indiquées dans la partie I. Dans cette deuxième partie, nous allons déterminer de nouveau le rendement de ce mécanisme, mais en utilisant sa décomposition en deux circuits fondamentaux. Le premier circuit (C_1) est composé du planétaire, du porte-satellites et des satellites, tandis que le deuxième (C_2) contient la couronne, et le porte-satellites et les satellites. Les deux circuits sont présentés dans la Figure 3.9. Leurs arbres sont notés (i_1, j_1, k_1) pour (C_1) et (i_2, j_2, k_2) pour (C_2). Leurs raisons de bases sont données par

$\tau_d = \pm Z_{j_l} / Z_{i_l}$ ($l=1, 2$), qui peuvent être calculées à partir de τ_{PGT} et des contraintes

cinématiques. Pour cet exemple, $\tau_{C1} = -\frac{Z_{j1}}{Z_{i1}} = -0.8$ et $\tau_{C2} = \frac{Z_{j2}}{Z_{i2}} = 2.8$

$$\text{avec, } \begin{cases} Z_{i1} = Z_s \\ Z_{j1} = Z_i \end{cases} \text{ et } \begin{cases} Z_{i2} = Z_s \\ Z_{j2} = Z_j \end{cases} \quad (Z_s \text{ nombre de dents du satellite}) \quad (\text{cf. Fig. 3.11, 3.13}) \quad (3.21)$$

$$\text{et } Z_j = Z_i + 2 \cdot Z_s \quad (3.22)$$

En combinant les équations (3.23) et (3.24) avec la raison de base du PGT, nous obtenons les deux raisons de base du EPGT₁ et EPGT₂ (circuits fondamentaux C₁ et C₂).

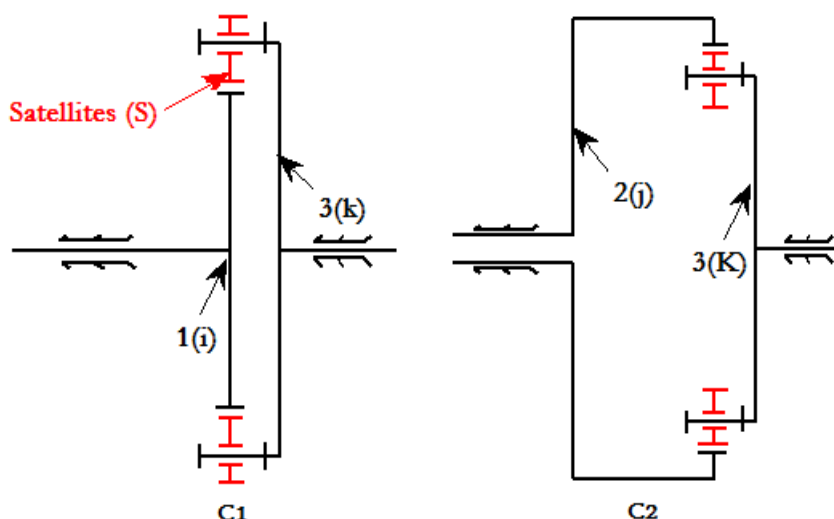


Figure 3.9 : Les deux circuits fondamentaux (C₁) à gauche et (C₂) à droite

En s'appuyant sur le résultat présenté ci-dessus et en tenant compte, que le porte-satellites (k) est un arbre de sortie, les trois types de flux de puissance possibles sont illustrés sur la Figure 3.10.

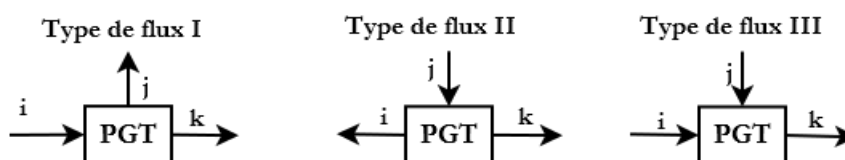


Figure 3.10 : Types de flux de puissance

Pour le premier cas de flux de puissance, en utilisant l'équation (3.11) et (3.12), il est facile de déterminer tous les types de flux de puissance pour les deux circuits fondamentaux (C₁) et (C₂), (cf. Fig. 3.11).

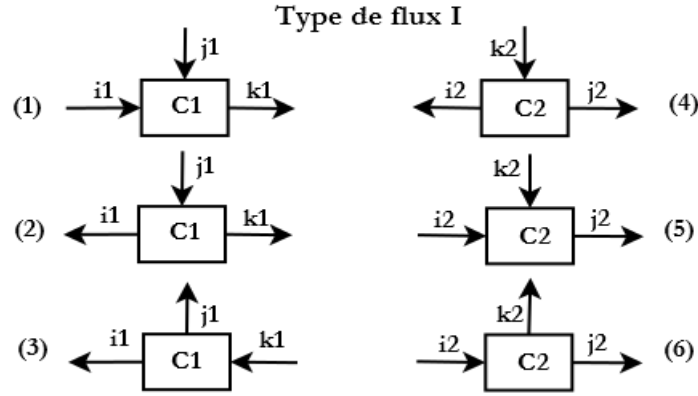


Figure 3.11 : Les types de flux de puissance possibles pour les deux trains épicycloïdaux élémentaires (C1 et C2) (cas de type de flux de puissance I du PGT)

En utilisant l'algorithme présenté auparavant (cf. §. III.3.1.3.3), les rendements mécaniques pour les deux trains planétaires élémentaires sont regroupés dans le Tableau 3.4, et ce pour tous les types de flux de puissance possibles. Des résultats similaires sont présentés dans l'annexe (I) pour les types de flux de puissance II et III.

Tableau 3.4 : Rendement mécanique des trains épicycloïdaux fondamentaux (C1) et (C2) (cas de flux de puissance I)

(1) $\eta_{C1} = \frac{(1 - \tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^2) \cdot \omega_{k1}}{\omega_{i1} - \tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^2 \cdot \omega_{j1}}$	(4) $\eta_{C2} = \frac{\omega_{i2} - \tau_{C2} \cdot \rho_{in}^2 \cdot \omega_{j2}}{(1 - \tau_{C2} \cdot \rho_{in}^2) \cdot \omega_{k2}}$
(2) $\eta_{C1} = \frac{\omega_{i1} - (1 - \tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^2) \cdot \omega_{k1}}{\tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^2 \cdot \omega_{j1}}$	(5) $\eta_{C2} = \frac{\tau_{C2} \cdot \rho_{in}^2 \cdot \omega_{j2}}{\omega_{i2} - (1 - \tau_{C2} \cdot \rho_{in}^2) \cdot \omega_{k2}}$
(3) $\eta_{C1} = \frac{\omega_{i1}}{\tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^2 \cdot \omega_{j1} + (1 - \tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^2) \cdot \omega_{k1}}$	(6) $\eta_{C2} = \frac{\tau_{C2} \cdot \rho_{in}^2 \cdot \omega_{j2} + (1 - \tau_{C2} \cdot \rho_{in}^2) \cdot \omega_{k2}}{\omega_{i2}}$

Les rendements mécaniques η_{C1} et η_{C2} (cf. Fig. 3.12) passent par de nombreuses transitions, quand le rapport de vitesses τ varie dans l'intervalle $[-0.5, 1.5]$. On peut remarquer que, lorsque $\tau = 1$ qui correspond au point de synchronisation pour les deux circuits fondamentaux C₁ et C₂, les rendements élémentaires sont égaux à l'unité. Cette remarque est en bon accord avec notre hypothèse qui stipule que seules les pertes dues à l'engrènement sont considérées. Afin de déterminer le rendement mécanique du PGT comme un seul mécanisme à trois arbres actifs, on combine les deux trains planétaires élémentaires (C₁) et (C₂).

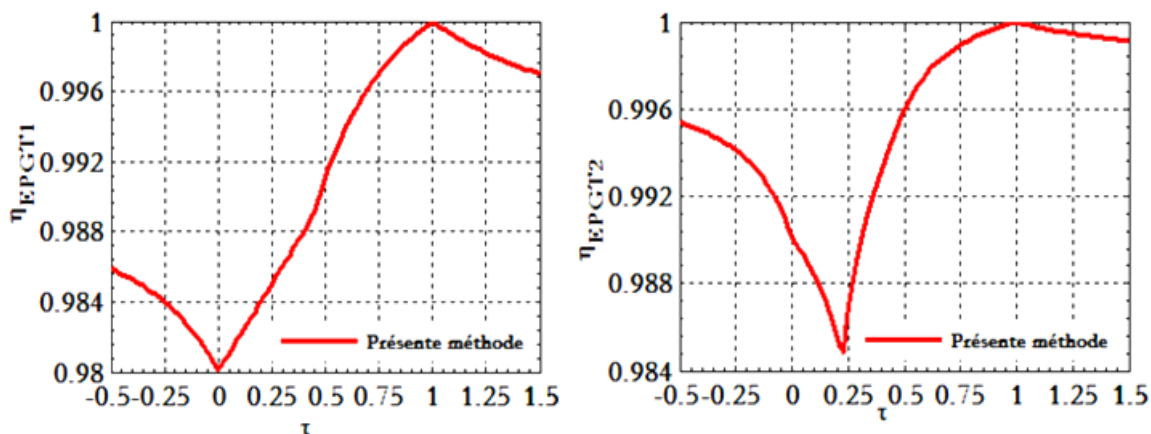


Figure 3.12 : Rendement mécanique des deux trains épicycloïdaux élémentaires (C_1) et (C_2) (cas de flux de puissance I)

En considérant le flux de puissance dans le PGT et sa décomposition (C_1) et (C_2), les combinaisons possibles sont résumées dans la Figure 3.13.

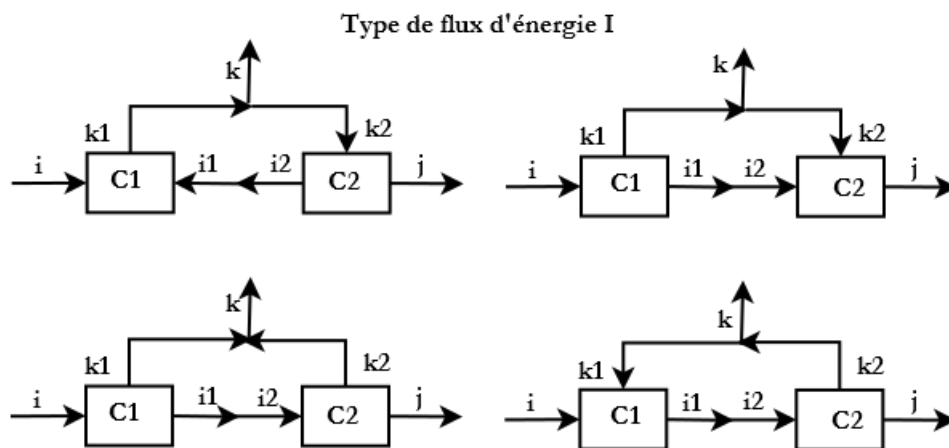


Figure 3.13 : L'ensemble des combinaisons possibles en fonction de l'analyse du flux de puissance

Le rendement mécanique du PGT est ensuite calculé, en se basant sur ces combinaisons, et les résultats sont rapportés dans le Tableau 3.5 (voir Annexe I). Les résultats obtenus par cette approche sont comparés à ceux obtenus directement dans la partie II (cf. Fig. 3.14). Comme, on peut le voir sur cette Figure, les deux courbes sont parfaitement superposées l'une sur l'autre. Toutefois, l'application du présent algorithme à un PGT en tant que mécanisme en un seul bloc est très facile à utiliser et très pratique. Cette comparaison indique la robustesse de notre méthode en tant qu'approche générale et simple pour le calcul du rendement mécanique des PGTs opérants comme mécanismes différentiels ou réducteurs/multiplicateurs. Pour les autres cas de flux de puissance (II et III), ces rendements sont fournis dans l'annexe I.

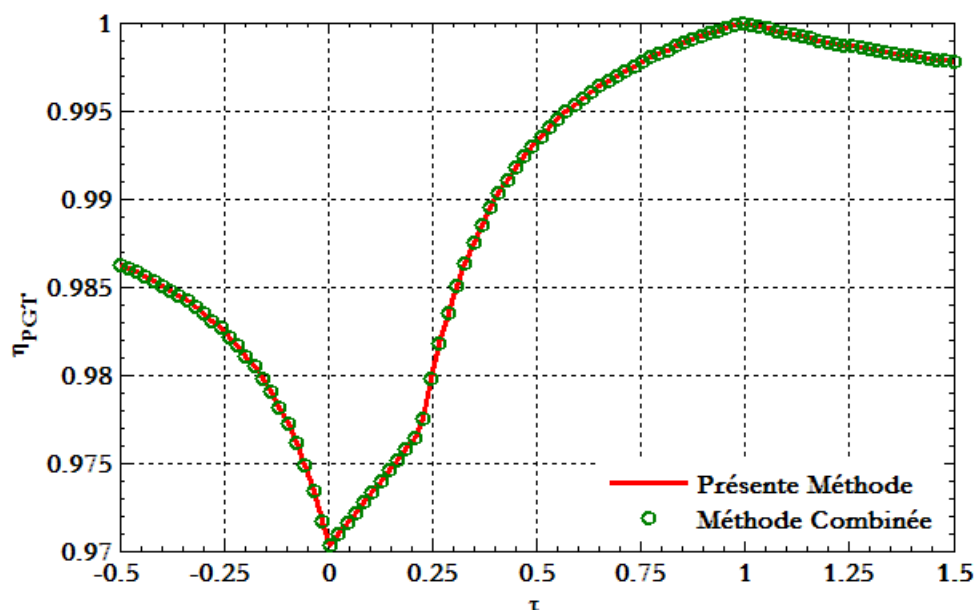


Figure 3.14 : Le rendement global du PGT : comparaison des deux méthodes

Comparaison avec la méthode de Pennistri et al.

Nous rappelons que la méthode de décomposition, consistant à décomposer le PGT en des trains épicycloïdaux élémentaires (C_1) et (C_2) a été aussi adoptée par Pennistri et al. (cf. par exemple (Pennistri et al., 2012)) pour le calcul du rendement mécanique des trains épicycloïdaux. Cependant, les deux rendements des circuits fondamentaux sont évalués dans ce travail différemment (cf. Tableau 3.4). Pour ces deux trains planétaires élémentaires, nous avons comparé nos résultats à ceux obtenus par la méthode de Pennistri et al., présentés dans la référence (Pennistri et al., 2012) (cf. Fig. 3.15). Comme, on peut le noter à partir de ces deux graphes comparatifs (cf. Fig. 3.15), les deux approches fournissent la même valeur du rendement des deux EPGTs élémentaires sur un intervalle du rapport des vitesses τ , ce qui n'est pas vrai pour les autres intervalles. En outre, au point de synchronisation pour les deux trains épicycloïdaux élémentaires (C_1) et (C_2) correspondant à ($\tau = 1$), les rendements calculés à partir de la méthode des auteurs (Pennistri et al., 2003) ne sont pas égaux à l'unité. Cette remarque pourrait être vérifiée en utilisant les expressions théoriques données dans la référence mentionnée auparavant.

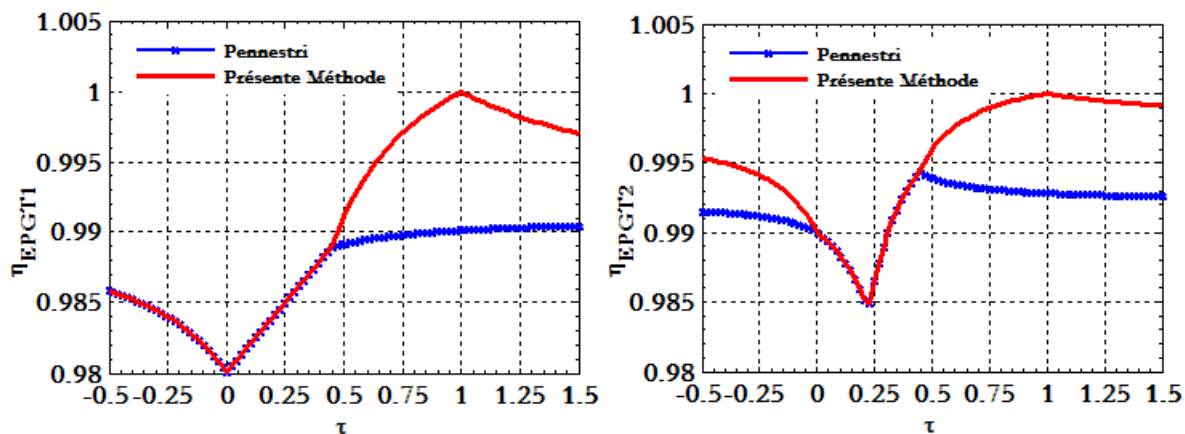


Figure 3.15 : Rendement mécanique des deux trains planétaires élémentaires (C_1) et (C_2) : Comparaison (Présente méthode et Réf. (Pennestri et al., 1993 ; Pennestri, et al., 2012))

Pour résumer, le rendement mécanique du PGT considéré comme un seul bloc à trois arbres actifs est calculé par :

- la présente méthode, en considérant le PGT comme un seul bloc (dans le graphe, « Présente Méthode ») ;
- la présente méthode, en décomposant le PGT en deux trains épicycloïdaux élémentaires (C_1) et (C_2) (dans le graphique « combiné ») ;
- la méthode de Pennestri et al. (Pennestri et al., 2012), en décomposant aussi, le PGT en deux trains épicycloïdaux élémentaires (C_1) et (C_2) (dans le graphe, «Pennestri»).

À partir de la comparaison montrée dans la Figure 3.16, on constate que toutes les approches fournissent la même valeur pour τ compris entre 0 et 0.45. Au point de synchronisation, le rendement calculé par la présente méthode est égale à l'unité, contrairement à celui calculé par la méthode de Pennestri et al. (Pennestri et al., 2012). En plus, selon la Figure 3.16, il semble que cette méthode présente un passage instable au point de synchronisation ($\tau = 1$) du PGT, en tant que mécanisme différentiel, contrairement à l'algorithme que nous avons proposé qui traverse cette transition sans difficulté. En effet, en se référant à la Figure 3.16, où nous avons représenté les graphes du rendement du PGT, nous pouvons noter l'influence du pas de calcul sur l'évolution du rendement d'un PGT, au voisinage du point de synchronisation.

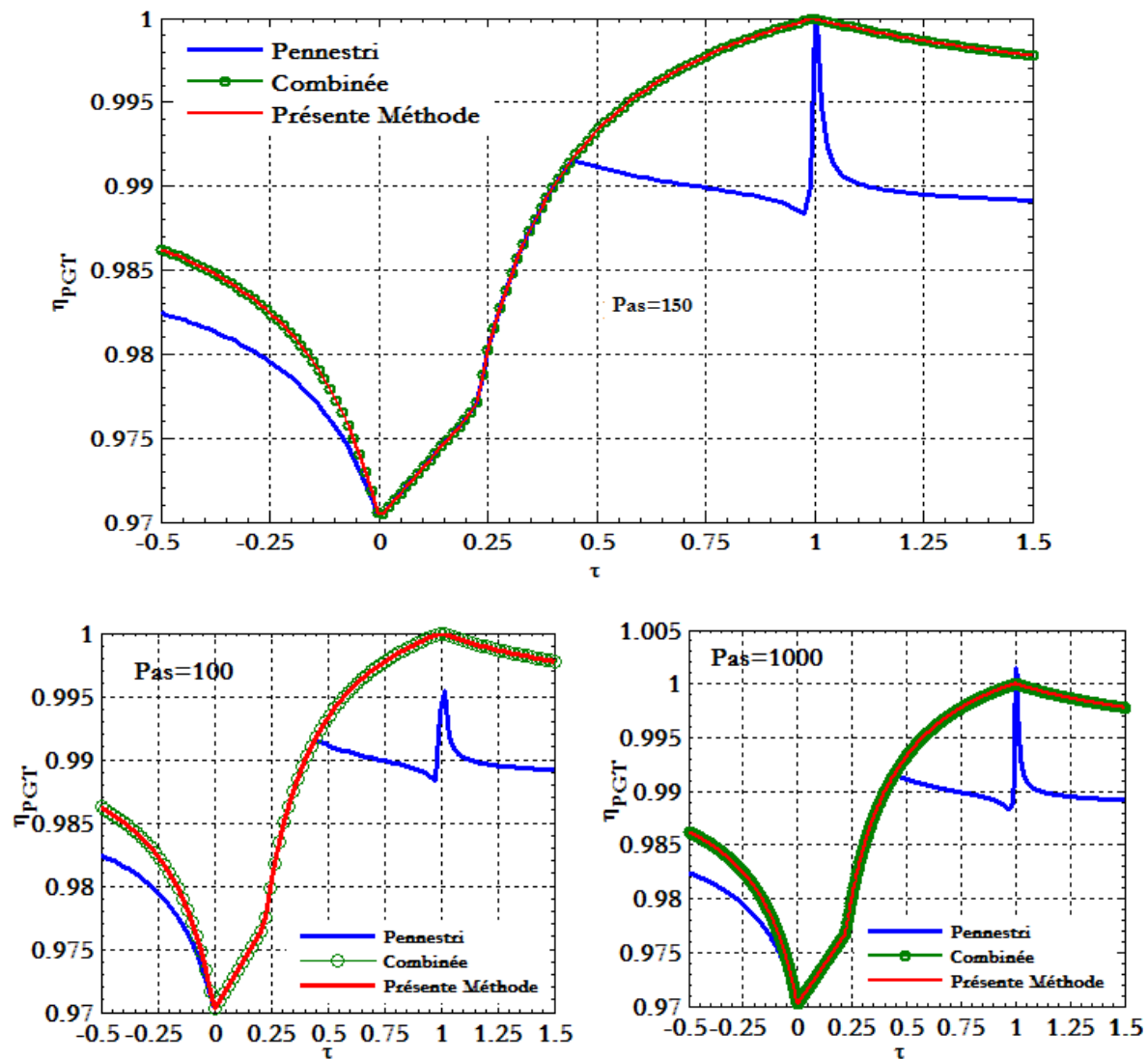


Figure 3.16 : Le rendement global du PGT: comparaison des trois méthodes (différents pas)

III.3.1.4.2 Application 2 : Train épicycloïdal qui fonctionne comme un réducteur complexe

L'algorithme proposé présenté dans ce mémoire, permet également d'estimer le rendement mécanique des trains épicycloïdaux quand ils fonctionnent comme des réducteurs de vitesse ou des multiplicateurs. En effet, les trains épicycloïdaux deviennent des trains d'engrenages classiques ayant une entrée et une sortie. Cependant, leur rendement peut être modifié en raison de la combinaison du nombre de dents de leurs engrenages, en maintenant constant le rapport de vitesse entre les arbres d'entrée et de sortie. Dans cette application, on considère un cas de ces mécanismes, avec un grand rapport de vitesses. La Figure 3.17 montre le schéma d'un réducteur épicycloïdal complexe qui permet, en théorie, un rapport de vitesse infini (Chen et al., 2007). En tenant compte, de la notation adoptée dans (Chen et al., 2007), les nombres de dents sont

désignés par Z_A et Z_B respectivement pour la première paire de roues dentées G_1 , et Z_C et Z_D pour la seconde paire de roues dentées G_2 (cf. Fig. 3.17). Le rapport de transmission du PGT est donné par :

$$\tau_{PGT} = \frac{\omega_4 - \omega_2}{\omega_1 - \omega_2} = \frac{Z_B \cdot Z_C}{Z_A \cdot Z_D} \quad (3.23)$$

L'arbre (1) est fixé et par suite, le mécanisme fonctionne comme un réducteur de vitesse épicycloïdal avec un rapport de vitesse noté τ (Chen et al., 2007) :

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_4} = \frac{Z_A \cdot Z_D}{Z_A \cdot Z_D - Z_B \cdot Z_C} \quad (3.24)$$

En se référant à la définition des trains épicycloïdaux, les arbres (i , j et k) correspondent respectivement à (4, 1 et 2). Les rendements de base ρ_1 et ρ_2 des deux engrenages G_1 et G_2 sont évalués selon l'équation (3.9).

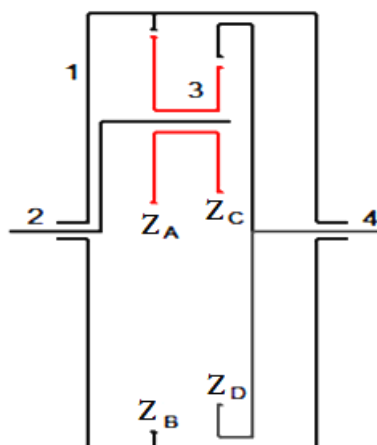


Figure 3.17 : Réducteur épicycloïdal complexe (Chen et al., 2007)

Le rendement du réducteur est calculé dans ce mémoire par le biais du présent algorithme comme suit. Selon, cet algorithme, nous devons d'abord identifier le flux de puissance et ensuite le signe de l'exposant (q). Du fait que l'arbre de sortie est la couronne (4), les types de flux de puissance possibles sont (c), (e) ou (f) (cf. Tableau 3.3). Nous allons ensuite déterminer le signe du rapport de puissances P'/P , en analysant cas par cas, en rappelant que l'arbre (j) correspond à l'élément (1) qui est fixé :

- le premier cas (c), $\frac{P'}{P} = -\frac{\omega_i - \omega_k}{(1 - \tau_{PGT}) \cdot \omega_k} = \frac{\tau_{PGT}}{(1 - \tau_{PGT})} > 0$, donc $q = +1$, et en se basant sur le Tableau 3.3 (cas (c)), $\eta_{PGT} = \frac{1 - \tau_{PGT}}{1 - \rho \cdot \tau_{PGT}}$;
- pour le cas (e), ce cas est impossible, en fait, l'arbre (j) est fixée et l'arbre (i) doit être une sortie ;
- le dernier cas (f), $\frac{P'}{P} = -\frac{\omega_i - \omega_k}{\omega_i} = \tau - 1 = \frac{\tau_{PGT}}{(1 - \tau_{PGT})} > 0$, donc $q = +1$, et en se basant sur le Tableau 3.3 (cas (f)), $\eta_{PGT} = \frac{1 - \tau_{PGT}}{1 - \rho \cdot \tau_{PGT}}$.

Ainsi, d'après ces résultats, à l'exception du cas (e) qui est infaisable, nous concluons que les deux autres cas, fournissent la même expression analytique du rendement mécanique du PGT qui fonctionne comme étant un réducteur complexe. Les résultats numériques de la présente méthode sont reportés dans le Tableau 3.6, en comparaison avec deux autres approches, disponibles dans la littérature, à savoir ceux du Tuplin (Tuplin, 1957) et de Chen et Angeles (Chen et al., 2007). La comparaison montre un excellent accord entre les trois différentes méthodes. Bien que, ces différentes méthodes donnent des valeurs presque identiques du rendement, nous pensons que la présente approche semble être très pratique par sa simplicité d'utilisation.

Tableau 3.5 : Rendement mécanique du PGT comme réducteur

Z_A	Z_B	Z_C	Z_D	τ	Tuplin (Tuplin, 1957) (%)	Chen et Angeles (Chen et al., 2007) (%)	Présente Méthode (%)
16	34	15	32	256	24	22.31	22.31
48	102	45	96	256	46.2	46.22	46.22
96	119	90	112	256	82.4	82.37	82.37

III. 4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté un algorithme simple, direct et systématique pour évaluer le rendement mécanique des trains épicycloïdaux qui fonctionnent comme mécanismes différentiels ou réducteurs/multiplicateurs de vitesses. Pour un PGT donné, caractérisé par sa raison et son rendement de base, le rendement mécanique est calculé en deux étapes. Après avoir identifié l'arbre de sortie, la première étape consiste en la détermination du type de flux de puissance (I, II ou III). Ceci peut être réalisé seulement grâce à une analyse cinématique en

calculant les rapports des puissances sur les arbres actifs du PGT. Le but principal de cette première étape est de faire correspondre l'un des six cas que nous avons indiqués dans le Tableau 3.3 au fonctionnement du PGT étudié. La deuxième étape consiste à calculer le rendement mécanique du PGT après avoir évalué le signe du rapport de la puissance relative par la plus grande des puissances d'entrée/sortie du PGT. Le signe de ce rapport est facile à trouver en utilisant une analyse très simplifiée des trois vitesses des arbres actifs. Au moyen d'exemples illustrés, nous avons clairement démontré qu'il traverse sans fluctuations des situations particulières comme le point de blocage ou le point de synchronisation.

Enfin, l'algorithme développé dans ce chapitre, pour le calcul du rendement d'un PGT, nous servira pour l'estimation du rendement d'une transmission continuellement variable à dérivation de puissance intégrant au moins un PGT. Nous rappelons ici que le facteur rendement est un critère parmi d'autres, adopté pour un éventuel choix entre différentes configurations ou architectures possibles d'une transmission à variation continue répondant à un cahier des charges préfixé. Dans le chapitre suivant, nous allons utiliser les présents résultats pour la qualification d'une configuration d'une architecture donnée, d'un système mécanique de transmission continuellement variable intégré dans la chaîne cinématique d'une éolienne.

CHAPITRE IV

Conception Préliminaire d'une Transmission Variable adaptée à un Système Éolien



Chapitre IV

Conception Préliminaire d'une Transmission Variable adaptée à un Système Éolien

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à la recherche et à la définition de solutions dans la phase de conception préliminaire à travers une analyse structurelle et comportementale du système de transmission à variation continue. Le système choisi pour illustrer notre étude est une éolienne à vitesse variable (Bianchi et al., 2007 ; Aguglia et al., 2010). On s'intéresse particulièrement au transmetteur d'énergie mécanique entre le rotor et la génératrice permettant d'adapter l'énergie mécanique du rotor à la génératrice, et nous envisageons y intégrer la fonction régulation de vitesse. Une telle solution présente des avantages tels un rendement maximal de l'éolienne, même avec des changements brusques de la vitesse du vent et la génération d'un courant électrique à une fréquence constante.

En effet, les éoliennes à vitesse variable sont capables de s'adapter à des vitesses faibles de vent et ont donc, un rendement plus important que celles à vitesse fixe. La solution technologique habituelle adoptée pour réaliser cette régulation de puissance est l'électronique de puissance (EP) (Zhao et al., 2003), en plus, elle permet à la génératrice de produire une puissance électrique à une fréquence constante ; cependant, le coût élevé et la faible fiabilité de cette technologie (EP) dans ce secteur limitent son utilisation. Une autre alternative consiste à adapter continuellement la vitesse du rotor continuellement adaptée à la vitesse du vent tout en maintenant la vitesse de la génératrice constante et en respectant les contraintes de conception (puissance transmise, masse, encombrement, rendement). Les travaux pionniers utilisant cette idée remontent vers les années 2000 (Mangialardi et al., 1996 ; Zhao et al., 2003).

En utilisant les notions et concepts présentés dans les chapitres précédents, nous traitons dans ce chapitre, la conception préliminaire du transmetteur constitué d'un multiplicateur épicycloïdal et d'une transmission continuum variable à dérivation de puissance. Les interactions entre ces composants permettent de définir les différentes configurations possibles. La qualification de la configuration proposée est basée sur plusieurs facteurs (variables de conception, critères et contraintes technologiques).

L'objectif consiste à étudier la possibilité d'intégrer et de concevoir une transmission à variation continue optimale dans la chaîne cinématique d'un système éolien (rotor, multiplicateur, génératrice). Par conséquent, la régulation de la fréquence de rotation de l'arbre de la génératrice via la transmission continuellement variable remplace la solution habituelle au moyen de l'EP pour la régulation de fréquence du courant injecté dans le réseau électrique.

IV.2 Fonctionnement des éoliennes

Pour convertir l'énergie disponible dans le vent en énergie électrique, les turbines éoliennes doivent être composées d'une partie mécanique et d'une partie électrique. La partie mécanique sert à capter l'énergie cinétique disponible dans le vent et à la transformer en énergie mécanique rotative. Cette dernière est transmise via un système d'entraînement, habituellement composé d'un multiplicateur, à une génératrice électrique. Le design de cet entraînement est propre à chaque éolienne. Il y a essentiellement deux types d'entraînement, soit les entraînements avec multiplicateur et les entraînements sans multiplicateur. Le multiplicateur permet la diminution du couple et l'augmentation de la vitesse du côté de la génératrice électrique par rapport au côté du rotor de la turbine. La présence du multiplicateur sépare l'arbre de transmission de la turbine en deux, soit l'arbre à vitesse lente - côté moyeu - et l'arbre à vitesse rapide - côté génératrice. La conversion d'énergie mécanique en énergie électrique est effectuée via la génératrice électrique.

Deux grandes classes de turbines éoliennes sont présentes dans l'industrie, soit les éoliennes à axe horizontal et les éoliennes à axe vertical (cf. Fig. 4.1). Les éoliennes à axe horizontal sont composées principalement d'une tour au sommet de laquelle une nacelle est installée. Cette nacelle supporte le rotor de la turbine - moyeu et pales – et comporte le système d'entraînement ainsi que la génératrice, ce qui pose des problèmes mécaniques. Pour ce qui est des éoliennes à axe vertical, l'axe de rotation du rotor est perpendiculaire au sol.

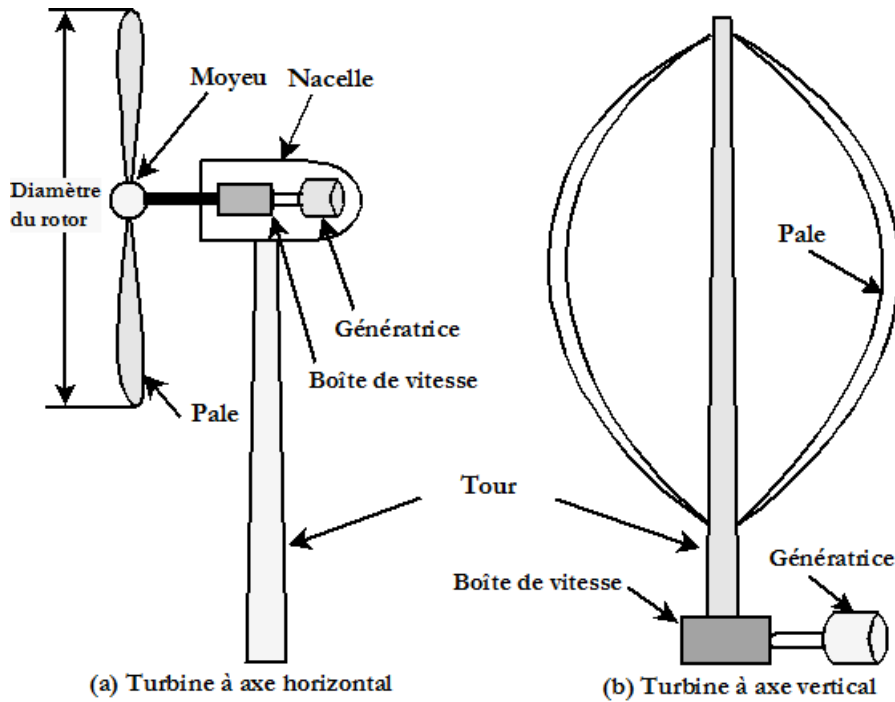


Figure 4.1 : Représentation des concepts d'éoliennes (a) à axe horizontal et (b) à axe vertical

Ces deux méthodes de captation de l'énergie disponible dans le vent ont des avantages et des inconvénients, ils sont résumés dans le Tableau 4.1.

Tableau 4.1 : Avantages et inconvénients des éoliennes à axe horizontal et à axe vertical (Dominique, 2010)

	Avantages	Inconvénients
AXE HORIZONTAL	<ul style="list-style-type: none"> • Efficacité de conversion d'énergie élevée ; • Auto démarrage possible; • Rotor positionné en hauteur ; • donnant accès à des vents élevés. 	<ul style="list-style-type: none"> • Coût d'installation élevé ; • Nécessite une tour robuste ; • Nécessite de longs câbles électriques.
AXE VERTICAL	<ul style="list-style-type: none"> • Coût d'installation réduit ; • Maintenance des équipements plus aisée ; • Ne nécessite pas de dispositif d'orientation de la turbine dans l'axe du vent. 	<ul style="list-style-type: none"> • Efficacité de conversion d'énergie faible ; • Haute variation du couple mécanique et des forces sur les éléments des pales ; • Doit démarré en moteur ; • Options limitées pour le contrôle de la vitesse ou de la puissance.

La presque totalité des turbines éoliennes rencontrées dans le domaine de production d'électricité est à axe horizontal. Ce choix repose principalement sur le fait que ce type de turbine présente un coefficient de puissance (rapport entre la puissance utile ou captée et la puissance de la masse d'air en mouvement) de conversion d'énergie relativement élevé, environ deux fois plus élevé que celui relatif aux éoliennes à axe vertical (cf. Fig. 4.2). En plus, cette architecture à axe

vertical se distingue par leur faible vitesse d'amorçage (cut-in). Habituellement, les éoliennes à axe horizontal comportent deux ou trois pales, quoiqu'on retrouve une majorité de turbines à trois pales. Le choix du nombre de pales est fonction de différents facteurs dont le coût, la performance, les charges mécaniques en présence, l'impact sur l'entraînement mécanique et son coût et le bruit (Dominique, 2010).

Par ailleurs, les éoliennes à axe vertical souffrent des phénomènes de fatigue causés par la haute variation du couple mécanique ; ceci en réduit sa robustesse et sa durée de vie. Autre inconvénient, pour certaines éoliennes à axe vertical, est de nécessiter un dispositif auxiliaire de démarrage. D'autres utilisent la poussée (drag) plutôt que la portance aérodynamique (lift, effet qui permet à un avion de voler), ce qui se traduit par une réduction du coefficient de puissance et du rendement. La majorité des éoliennes à axe vertical tournent à faible vitesse, ce qui est très pénalisant dans les applications de génération d'électricité avec connexion au réseau public (50 ou 60 Hz) car le multiplicateur doit permettre une importante démultiplication. Le faible rendement aérodynamique et la quantité de vent faible qu'elles reçoivent au niveau du sol constituent les principaux handicaps de celles-ci en comparaison avec les éoliennes à axe horizontal.

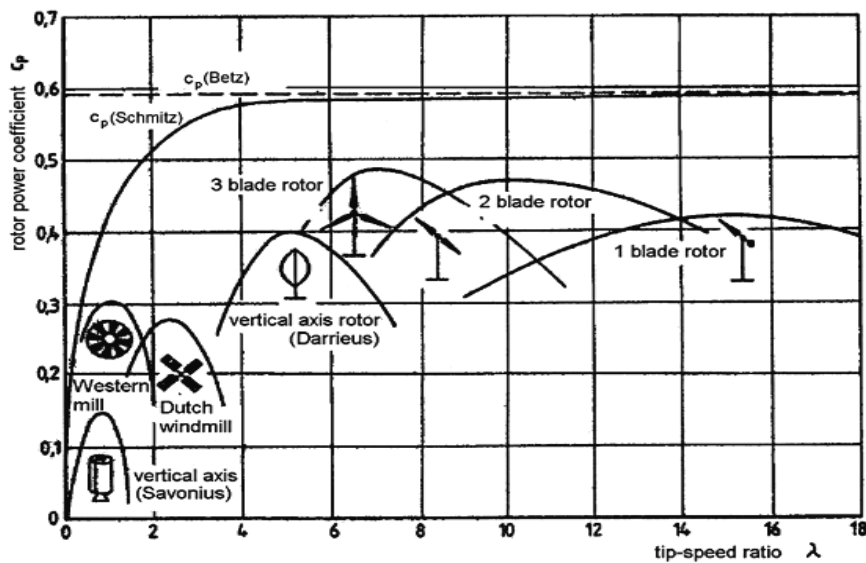


Figure 4.2 : Coefficients de puissance (C_p) de différents concepts de rotors éoliens (Manfred, 2008)

IV.3 Configuration des éoliennes

La configuration d'une éolienne détermine sa capacité de régulation en vitesse et en puissance. La nature de sa partie électrique et de sa connexion au réseau définit si l'éolienne est à vitesse fixe ou à vitesse variable. Quant au rotor, sa disposition (horizontale ou verticale) détermine la

méthode de régulation de la puissance, soit le décrochage aérodynamique passif, le décrochage aérodynamique actif et le calage variable des pales.

IV.3.1 Caractéristiques d'une éolienne

Pour l'analyse de la capacité de génération électrique d'un système de conversion d'énergie cinétique des particules de la masse d'air en mouvement passant par la section de la surface active S balayée par les pales du rotor en énergie mécanique. Les éoliennes sont habituellement modélisées à l'aide de la relation (4.1) liant la vitesse du vent et la puissance mécanique extraite de l'arbre de la turbine (Heier, 2006) :

$$P_{rot}(V_v) = \frac{1}{2} c_p(\lambda, \beta) \cdot S \cdot \rho_{air} \cdot V_v^3 \quad (4.1)$$

- P_{rot} : La puissance aérodynamique capturée par une turbine [W] ;
- S : La surface circulaire balayée par la turbine, le rayon du cercle est déterminé par la longueur de la pale [m²] ;
- ρ_{air} : Densité d'air [kg/m³], (1.225 kg/m³ à la pression atmosphérique à 15°C) ;
- V_v : Vitesse du vent [m/s], (ρ_{air} , V_v sont des caractéristiques du site où l'éolienne fonctionne) ;
- β : Angle d'orientation des pales ou de calage [degré °] ;
- λ : Vitesse spécifique ou coefficient de vitesse réduite définie comme étant le rapport entre la vitesse linéaire périphérique en bout de pale $V_{per} = R\Omega_{rot}$ et de la vitesse du vent (TIR : Tip Speed Ratio), il s'exprime par :

$$\lambda = \frac{R \cdot \Omega_{rot}}{V_v} \quad (4.2)$$

- Le coefficient de puissance c_p , il représente le rendement aérodynamique de la turbine éolienne et dépend de ses caractéristiques. Il varie avec l'angle d'orientation des pales (β) et le rapport de vitesses (λ). Le coefficient c_p ne peut théoriquement pas dépasser la limite dite de Betz de l'ordre de 59% (Abdelli, 2007). Une éolienne est typiquement caractérisée par sa courbe $c_p = f(\lambda)$. Le coefficient de puissance pourra être déterminé à

partir des tests expérimentaux ou des calculs utilisant la théorie des éléments de pales (Dominique, 2010).

IV.3.2 Régulation mécanique de la puissance d'une éolienne

Le dimensionnement en puissance de l'ensemble de la turbine, de la génératrice et de toute la structure mécanique (nacelle, mât) associés est défini pour une vitesse du vent nominale au-delà de laquelle il est nécessaire d'écrêter la puissance. Ainsi, l'allure idéale typique de la puissance d'un aérogénérateur est celle présentée sur la Figure 4.3.

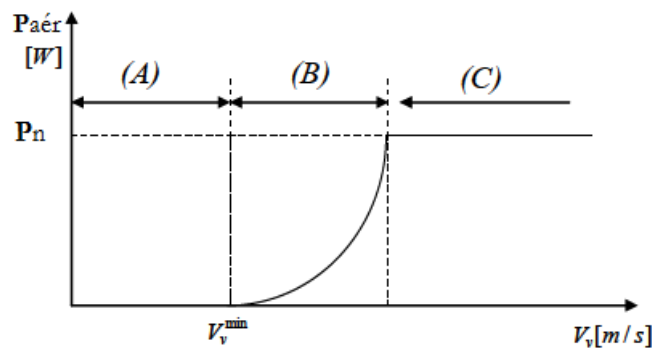


Figure 4.3 : Courbe typique de puissance en fonction de la vitesse du vent

La caractéristique de puissance en fonction de la vitesse du vent comporte trois zones distinctes (Hall et al., 2011) :

- la zone A , où $P_{aér} = 0$ (la turbine ne fournit pas de puissance) ;
- la zone B , dans laquelle la puissance fournie sur l'arbre dépend de la vitesse du vent V_v ;
- la zone C , où généralement la vitesse de rotation est maintenue constante par un dispositif de régulation et où la puissance $P_{aér}$ fournie reste sensiblement égale à la puissance nominale P_n .

Il existe quatre voies principales pour limiter la puissance éolienne dans le cas de fortes valeurs du vent (cf. Fig. 4.4). La première est une technique active assez coûteuse et complexe appelée système à pas variable « dite en anglais pitch » : elle est donc plutôt utilisée sur les systèmes à vitesse variable de moyenne à fortes puissances (au-delà de quelques 100 kW). Elle consiste à régler mécaniquement la position angulaire des pales sur leur axe ce qui permet de décaler dynamiquement la courbe du coefficient de puissance de la voilure. La seconde technique est passive « en anglais stall ». Elle consiste à concevoir la forme des pales pour obtenir un décrochage dynamique du flux d'air des pales à fort régime de vent. Il existe aussi des

combinaisons des deux technologies précédemment citées. La troisième façon de limiter la puissance est la déviation de l'axe du rotor dans le plan vertical (un basculement de la nacelle) ou une déviation dans le plan horizontal (rotation autour de l'axe du mat). Ainsi, la turbine n'est plus face au vent et la surface active de l'éolienne diminue. Il existe également des dispositifs intermédiaires qualifiés de « stall actif » dans lesquels un très faible réglage de l'angle de calage associé à un profil de pale optimisé permet d'obtenir un compromis entre complexité du système de réglage et qualité de la courbe de puissance obtenue.

Comme la nacelle dans ce type d'éolienne est située en haut du mât et elle doit contenir la génératrice électrique, il est nécessaire de chercher à l'alléger au maximum. Or, les machines électriques conventionnelles étant dimensionnées en couple, donc, on cherche à les faire tourner rapidement pour atteindre des puissances massiques satisfaisantes. La dernière famille qui permet la régulation de la puissance éolienne consiste à faire varier la vitesse de rotation Ω_{mt} par une action électrique. Par le biais de la génératrice accouplée à une chaîne de conversion statique pilotée pour gérer le transfert d'énergie, la vitesse de rotation peut être pilotée selon le point de fonctionnement souhaité. Le plus souvent, dans les turbines classiques à axe horizontal, le dispositif de réglage à fréquence variable est associé à un réglage mécanique (pitch ou stall).

C'est pourquoi, dans les chaînes de conversion électromécaniques conventionnelles, on intercale entre la turbine et la génératrice par un multiplicateur mécanique à engrenages.

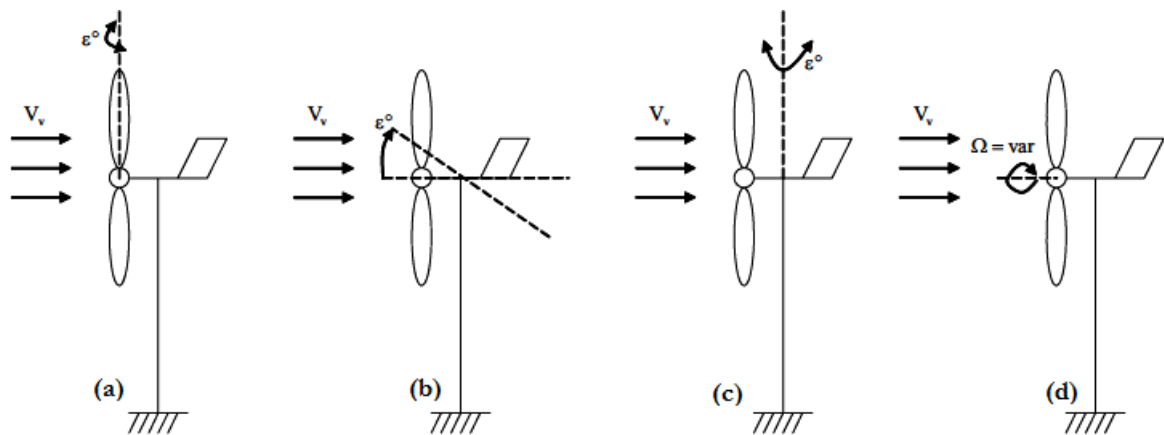


Figure 4.4 : Limitation de puissance éolienne : a) pitch, b) déviation verticale de l'axe de rotation, c) rotation horizontale de l'axe de rotation, d) vitesse de rotation continûment variable

IV.3.3 Multiplicateur

Le multiplicateur est un composant intégré dans la chaîne cinématique d'une turbine éolienne. La vitesse de rotation d'une turbine éolienne typique est de l'ordre de quelques tours/mn à

quelques centaines de tours/mn selon ses dimensions, alors que la vitesse optimale d'une génératrice conventionnelle se situe entre 800 et 3600 tours/mn (Mathew, 2006). En conséquence, un multiplicateur est habituellement nécessaire pour adapter les deux vitesses de rotation. Le multiplicateur d'une turbine éolienne doit être extrêmement robuste (heavy duty). L'idéal serait que la génératrice électrique puisse aussi fonctionner à vitesse variable en fonction de celle du vent. Cette approche implique toutefois un convertisseur électronique pour adapter la fréquence de fonctionnement de la génératrice à celle du réseau. Le surcoût n'est pas négligeable. Dans les turbines de taille moyenne et grande, la relation de vitesses désirée est obtenue par l'introduction d'un système d'engrenage (multiplicateur) à 2 ou 3 étages, ou les trains épicycloïdaux. Une méthode de conception optimisée du système de transmission mécanique (Multiplicateur) intégré à une éolienne sera développée au cours de ce chapitre.

IV.3.4 Les génératrices électriques

Les génératrices électriques utilisées dans le domaine de l'éolien sont de différentes natures, soit les machines synchrones, les machines asynchrones et les machines à courant continu. Elles sont utilisées afin de transformer une énergie mécanique rotative en une énergie électrique et peuvent être connectées directement au réseau ou via un convertisseur de puissance.

IV.3.5 Les éoliennes à vitesse variable

IV.3.5.1 Principe

Les deux structures existantes des éoliennes à vitesse variable sont basées, soit sur une machine asynchrone à cage, pilotée au stator de manière à fonctionner à vitesse variable, par des convertisseurs statiques, soit sur une machine asynchrone à double alimentation et à rotor bobiné. La vitesse variable est réalisée par l'intermédiaire des convertisseurs de puissance, situés dans le circuit rotorique.

IV.3.6 Intérêt de la vitesse variable

Si on considère les courbes du coefficient de puissance en fonction de λ , il apparaît clairement l'importance d'un réglage de vitesse. En effet, si la génératrice électrique est de type synchrone ou asynchrone directement couplée au réseau, la vitesse est sensiblement constante et le rendement aérodynamique ne peut être maximal que pour une seule vitesse de vent (λ_{opt}). La Figure 4.5 montre que la position du maximum de la courbe puissance en fonction de la vitesse de rotation change avec la vitesse du vent. Pour une vitesse de vent V_1 et une vitesse mécanique

de la génératrice Ω_1 , on obtient une puissance nominale P_1 (point A). Si la vitesse du vent passe de V_1 à V_2 , et que la vitesse de la génératrice reste inchangée (cas d'une éolienne à vitesse fixe), la puissance P_2 se trouve sur la deuxième caractéristique (point B). La puissance maximale coïncide avec le point C sur cette caractéristique. Si on désire extraire la puissance maximale, il est nécessaire de fixer la vitesse de la génératrice à une vitesse supérieure Ω_2 . Il faut donc rendre la vitesse mécanique variable en fonction de la vitesse du vent pour extraire le maximum de la puissance générée. Les techniques d'extraction maximale de puissance consistent à ajuster le couple électromagnétique de la génératrice pour fixer la vitesse à une valeur de référence (Ω_{ref}) calculée pour maximiser la puissance extraite.

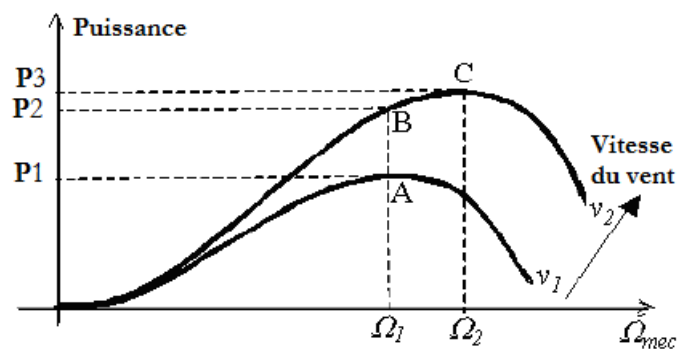


Figure 4. 5 : variation de la puissance éolienne en fonction de la vitesse du vent (Elaimani, 2004)

L'intégration des éoliennes au réseau électrique nécessite de produire de l'énergie électrique à une fréquence bien définie. La nécessité de maximiser la puissance de vent fluctuant nécessite une régulation de la vitesse mécanique de la turbine. Parmi les combinaisons possibles de l'ensemble « convertisseur, génératrice et multiplicateur » pour des éoliennes dans la plage de puissance de 100 kW-5 MW, l'utilisation d'une génératrice électrique à induction à rotor bobiné (WRIG : Wound Rotor Induction Generator) couplé à un multiplicateur à rapport fixe représente la solution la plus courante (Corbelli, 2011). Jusqu'à présent, un intérêt mineur semble être accordé aux solutions à entraînement direct basé sur l'utilisation d'une génératrice multipolaire synchrone. Ces solutions à entraînement direct sont encore très coûteuses en raison de la grande échelle de conversion AC/AC pour l'intégration au réseau de l'électricité produite (Corbelli, 2011).

IV. 4 Synthèse

Une éolienne extrait le maximum d'énergie aérodynamique lorsqu'elle fonctionne à une vitesse optimale du rotor, qui dépend de la vitesse du vent. Celle-ci est fluctuante par nature, donc, la

vitesse optimale du rotor l'est également. Des recherches antérieures ont montré qu'en fonctionnement à vitesse variable, la production d'énergie est plus élevée par rapport au fonctionnement à vitesse constante. En plus de l'augmentation de la production, le fonctionnement à vitesse variable permet une réduction des charges dynamiques exercées sur les composants mécaniques (Kanellos et al., 2000 ; Mangialardi et al., 1996). Cependant, un problème se pose lorsque la vitesse du rotor varie, l'éolienne doit fournir une puissance à la même fréquence du réseau. Pour répondre à ces exigences, les éoliennes actuelles à vitesse variable, intègrent un système d'électronique de puissance coûteux pour convertir la puissance à fréquence variable à une fréquence constante. L'électronique de puissance a une efficacité limitée et elle peut introduire de distorsion harmonique du courant alternatif dans le réseau électrique, ce qui réduit la qualité de l'énergie produite (Mihailidis et al., 2006). En plus, de ces inconvénients, l'EP est parmi les principaux facteurs de défaillance des éoliennes (environ 25% des défaillances) (Zhao, et al., 2003 ; Mihailidis et al., 2006). Ces inconvénients peuvent être surmontés si la vitesse du rotor est continuellement adaptée à la vitesse du vent tout en maintenant, la vitesse de l'arbre de la génératrice constante. Par conséquent, la transmission pourra être conçue comme une transmission à variation continue (CVT). Certains auteurs ont présenté une analyse d'une transmission continuellement variable (Mihailidis et al., 2006). L'efficacité de son intégration passe par l'étude du gain en performance basée sur les données du vent (Hall et al., 2011 ; Hall et al., 2012 ; Lahr et al., 2009). L'étude a montré que les gains peuvent être supérieurs à 10%, quelle que soit la vitesse du vent. D'autres solutions préconisent un contrôle du couple et de la vitesse par servomoteur (Zhao et al., 2003).

Notre contribution consiste à concevoir une transmission continuellement variable intégrée dans la chaîne cinématique d'une éolienne. Le but principal d'intégrer cette transmission dans la chaîne cinématique du système éolien est la multiplication et la régulation de la vitesse de l'arbre rapide. Pour cela, nous proposons une architecture de cette transmission parmi, celles recensées dans le chapitre II (cf. chapitre II, §.II.5.1).

Ensuite, nous proposons une démarche de conception optimisée afin de définir les variables de conception optimales en se basant sur le critère masse des composants de la transmission (Multiplicateur). Une comparaison entre les résultats de cette étude de conception avec des données de Réf. Sera illustrée à la fin du chapitre.

IV.5 Modélisation et approche de conception

IV.5.1 Approche structurale

La définition de l'architecture du système passe par le choix des composants. L'organigramme technique étendu (OTé) permet de préciser la structure des composants du niveau considéré avec, en plus, les premières interactions identifiables à cette étape (cf. Fig. 4.6) (Zhao et al., 2003 ; Sallaou, 2008).

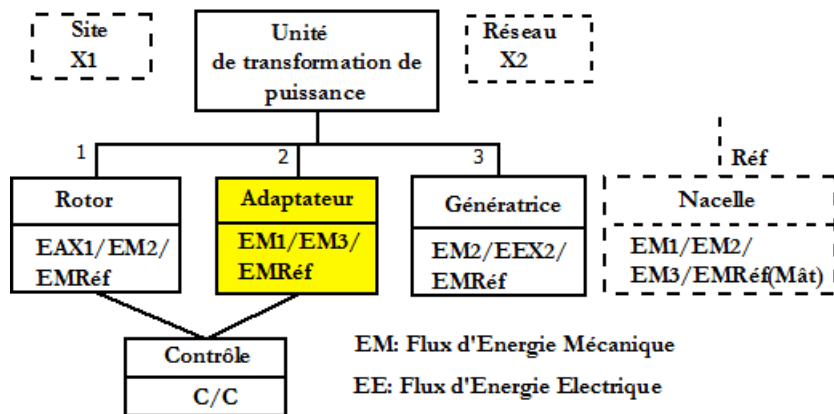


Figure 4.6 : OTé de l'unité de transformation de puissance du système éolien

Pour concrétiser notre approche, nous nous' intéressons à la conception préliminaire des composants de transmission de puissance mécanique liée au flux fonctionnel principal (rotor, adaptateur, génératrice) et particulièrement à l'adaptateur. L'analyse est réalisée en comparaison par rapport à la transmission classique, habituellement utilisée sur les systèmes éoliens standards (cf. Fig. 4.7).

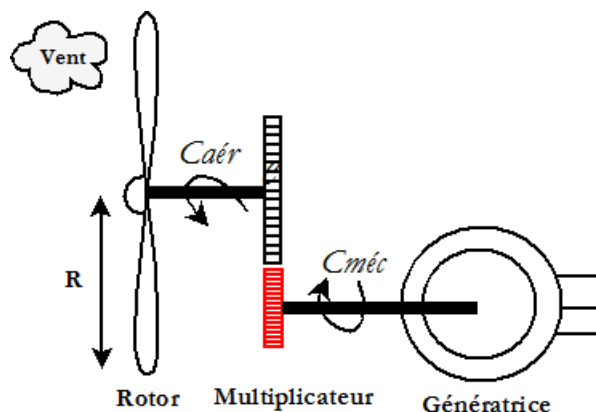


Figure 4.7 : Système éolien de référence (Aguglia et al., 2010)

IV.5.2 Architectures proposées

L'architecture proposée de l'adaptateur se compose d'un multiplicateur épicycloïdal et d'une transmission continument variable à dérivation de puissance constituée elle-même d'un variateur, d'un réducteur à rapport fixe et d'un autre train épicycloïdal (cf. Fig. 4.8, Fig. 4.9). La capacité de la dérivation de puissance du train planétaire est utilisée pour qu'une partie de la puissance générée par le rotor s'écoule à travers l'unité à variation continue permettant de réguler la vitesse de l'arbre de la génératrice. La qualification de la configuration se base sur des variables de décisions telles que, les variables de conception des composants du transmetteur du système étudié et les critères de qualification (dans cette étude, nous avons choisi la masse et l'encombrement comme critères). Bien sûr, d'autres critères peuvent être analysés de façon similaire (coût, performances de la transmission, ...), en respectant les contraintes technologiques liées à la conception et à l'exploitation des éoliennes vis-à-vis des multiplicateurs conventionnels à rapports discrets largement utilisés (cf. Fig. 4.7).

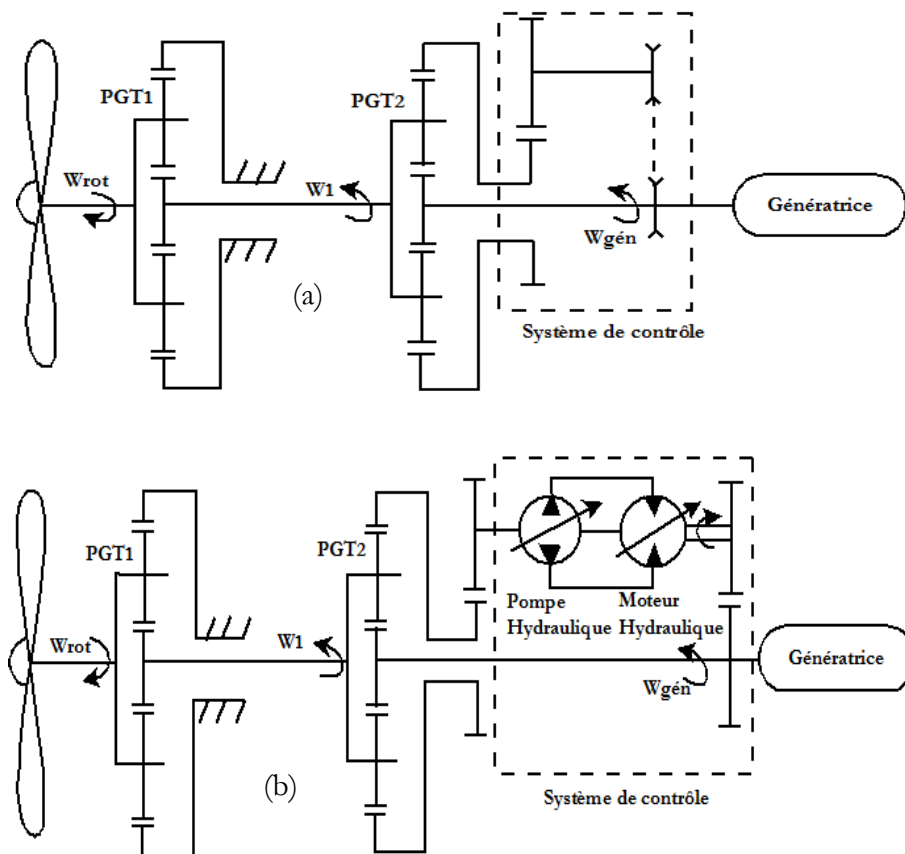


Figure 4.8: Schéma de principe du train d'entraînement à dérivation de puissance pour une éolienne (cas Sortie-Couplée) : (a) : CVTAA à courroie métallique, (b) : CVTAA hydrostatique

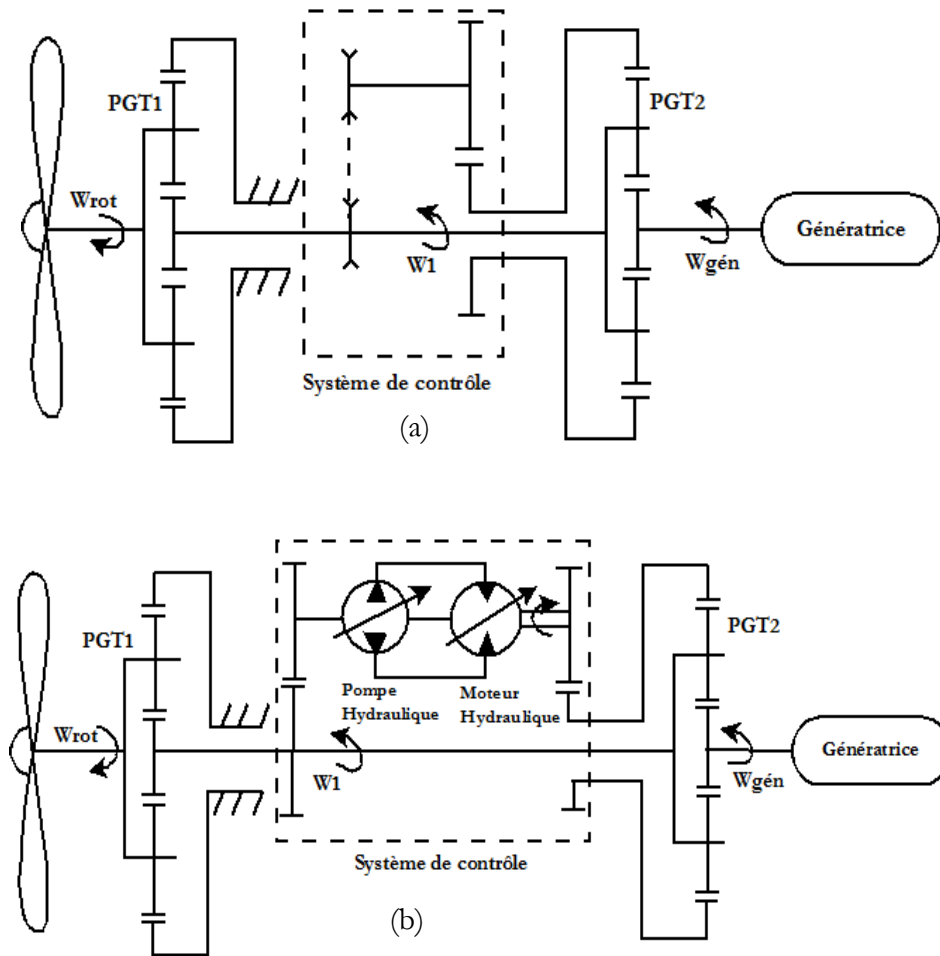


Figure 4.9 : Schéma de principe du train d'entraînement à dérivation de puissance pour une éolienne (cas Entrée-Couplée) :

(a) : CVTAA à courroie métallique, (b) : CVTAA hydrostatique

Les Figures 4.8 et 4.9 montrent le train d'entraînement dans les deux cas d'architectures (Entrée-Couplée et Sortie-Couplée), qui est composé du rotor de la turbine, d'un multiplicateur planétaire, sa raison de base est notée τ_{PGT1} , un deuxième train planétaire (PGT2, τ_{PGT2}) lié à une unité de transmission continuellement variable (CVTAA) au moyen d'une paire de roues dentées d'ajustement constitue une transmission continuellement variable (CVT). Le noyau du multiplicateur que nous proposons est le deuxième train épicycloïdal constitué d'un planétaire (P), une couronne (C), des satellites et le porte satellite (PS), en raison de ses caractéristiques de dérivation ou sommation de puissance. La CVT est liée au rotor à travers le multiplicateur d'ajustement de rapport de vitesse τ_1 et à la génératrice. Les vitesses des trois arbres du train planétaire (PGT2) sont dépendantes et réglables par conséquent, la vitesse de la génératrice de l'éolienne, elle-même est réglable. Chaque vitesse peut être exprimée en fonction des deux autres

vitesses. De cette manière, la vitesse du rotor peut varier, la vitesse de la génératrice se maintient constante. Cette dernière est directement reliée au réseau. Cette conception a des avantages tels que, par exemple les forces dynamiques de contact entre les dents demeurent plus faibles et le rendement pourra être plus élevé (Zhao et al., 2003). La génératrice asynchrone à cage directement couplée au réseau électrique (sans interface électronique de puissance) jusqu'à des puissances dépassant le mégawatt peut être utilisée dans ce projet de conception (Abdelli, 2007).

IV.5.3 Modèles de comportement

Pour examiner l'efficacité de l'insertion d'une transmission à dérivation de puissance dans une éolienne, et démontrer l'application de cette approche de conception dans le présent modèle. Nous adoptons le modèle d'éolienne de référence. Nous comparons ensuite nos résultats avec les données de conception relatives au modèle de l'éolienne de référence (Aguglia et al., 2010).

IV.5.3.1 Modélisation au niveau « système éolien »

La puissance extraite par l'éolienne est une fonction de trois facteurs principaux : l'énergie éolienne disponible, la courbe de puissance de la génératrice et la capacité de la machine à réagir à des fluctuations du vent. L'expression de l'énergie produite par le vent est donnée par (Ackermann, 2005) :

$$P_{mt}(V_v) = \frac{\pi}{8} c_p(\lambda, \beta) \cdot D_{mt}^2 \cdot \rho_{air} \cdot V_v^3, \quad (4.3)$$

où D_{mt} : est le diamètre du rotor ; $D_{mt} = 2R$.

L'évolution du coefficient de puissance $c_p(\lambda, \beta)$ est une donnée spécifique à chaque éolienne. À partir des relevés réalisés sur l'éolienne de référence, l'expression du coefficient de puissance a été approchée, pour ce type d'éolienne, par l'équation suivante (Aguglia et al., 2010) :

$$c_p(\lambda, \beta) = 0.22 \left(\frac{116}{\lambda_i} - 0.4\beta - 5 \right) \exp\left(\frac{-21}{\lambda_i} \right), \quad (4.4)$$

$$\text{avec : } \frac{1}{\lambda_i} = \frac{1}{\lambda + 0.08\beta} - \frac{0.035}{\beta^3 + 1} \quad (4.5)$$

Les Figures 4.10 et 4.11 montrent l'influence de l'angle de calage β sur le coefficient de puissance $c_p(\lambda, \beta)$ et la puissance aéroulque. Par conséquent, le choix de cet angle s'avère une

décision prépondérante dans la suite de l'étude, dans notre cas, nous avons pris $\beta = 2^\circ$ (cf. Fig. 4.10, Fig. 4.11). On règle le système de façon à ce que pour chaque vitesse de vent, l'éolienne fonctionne à puissance maximale. La puissance éolienne dans la plage (B) (cf. Fig. 4.3) résulte de la vitesse de rotation de l'arbre mécanique de l'éolienne, de la vitesse du vent et de la caractéristique $c_p(\lambda)$. Elle peut être optimisée dans le but de maximiser l'énergie captée par l'éolienne.

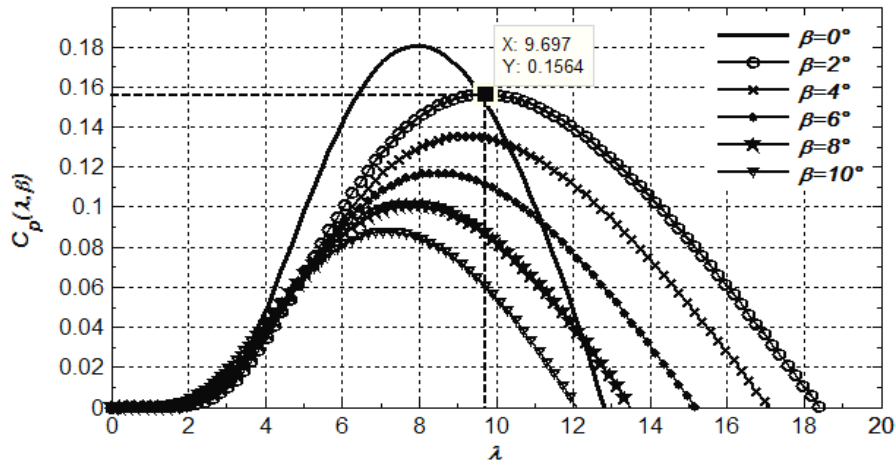


Figure 4.10 : Coefficient de puissance en fonction du ratio de vitesse (λ) et de l'angle de calage (β)

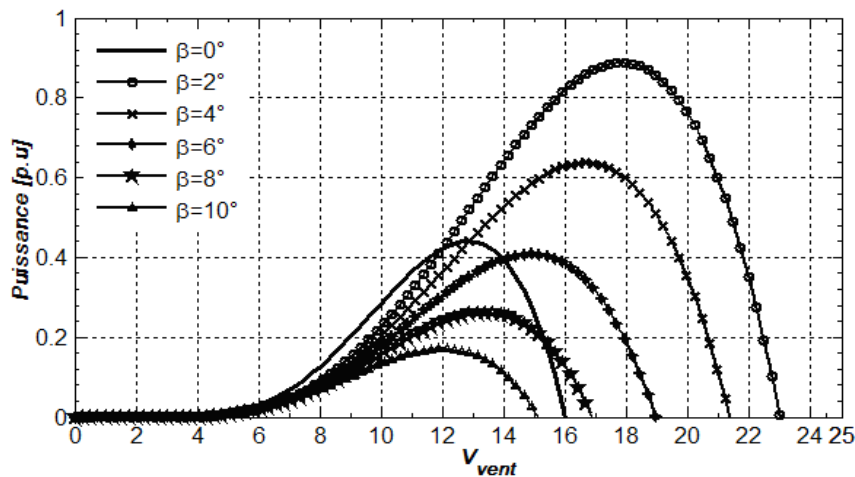


Figure 4.11 : Puissance théorique en fonction de l'angle de calage (β) et la vitesse du vent

La Figure 4.12 donne l'image de la famille des courbes de la puissance éolienne en fonction de la vitesse de rotation pour différentes vitesses du vent, ainsi que la courbe optimale qui relie leurs sommets selon une fonction cubique de la vitesse de rotation. En suivant cette courbe continuellement, la puissance éolienne recueillie sera toujours maximale. C'est ce qu'on appelle le **Maximum Power Point Tracking**.

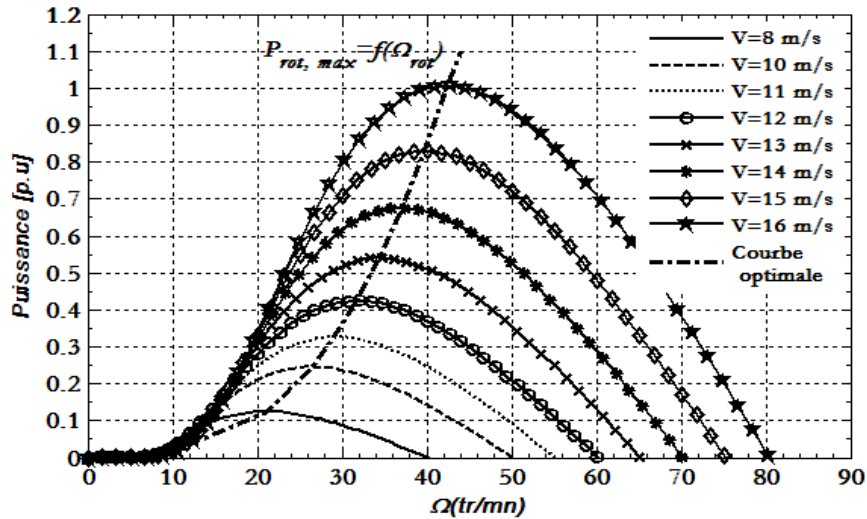


Figure 4.12 : Puissance éolienne en fonction de la vitesse de rotation pour différentes vitesses du vent

La puissance maximale est atteinte pour une vitesse de rotation de la turbine donnée par la caractéristique de l'éolienne $P_{rot}(\omega_{rot})$, en fixant la vitesse spécifique à λ_{opt} (cf. Fig. 4.13).

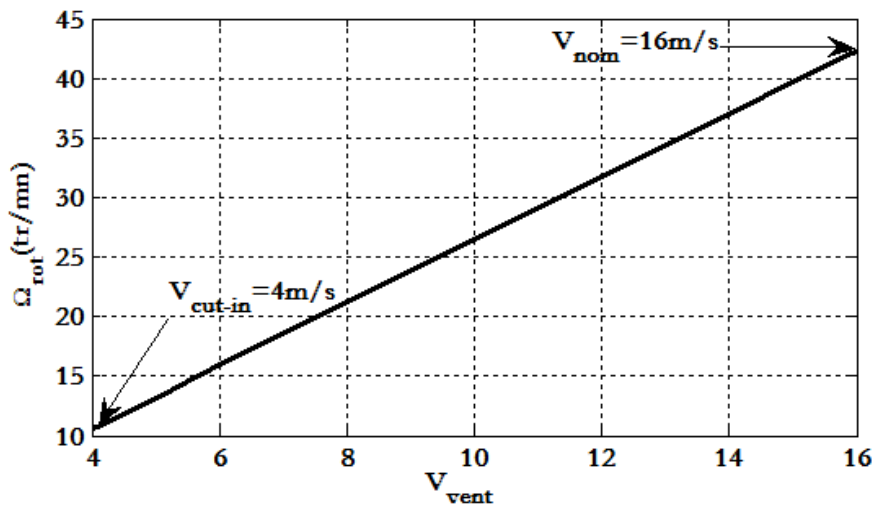


Figure 4.13 : $\Omega_{rot-opt}$ en fonction de la vitesse du vent dans la région B (cf. Fig. 4.3)

IV.5.3.2 Modélisation au niveau « Adaptateur »

Nous rappelons que le système de transmission de l'éolienne composé du multiplicateur (PGT1) et de la transmission à variation continue (CVT) consiste à adapter les vitesses et les couples. Le comportement du train d'engrenages planétaire est caractérisé par la relation caractéristique donnant le rapport de base τ_{PGT} . Soient ω_p , ω_c et ω_{ps} les vitesses angulaires respectives du planétaire, couronne et porte satellites. En fonctionnement général, ce rapport τ_{PGT} s'exprime selon la formule usuelle de Willis :

$$\tau_{PGT} = \frac{\omega_P - \omega_{PS}}{\omega_C - \omega_{PS}} \quad (4.6)$$

Le rapport de transmission du multiplicateur (PGT1) est τ_1 , celui de la CVU est τ_{CVU} et τ_{FR} celui du train d'engrenages d'ajustement entre la CVU et le deuxième train épicycloïdal (PGT2) (cf. Fig. 4.14).

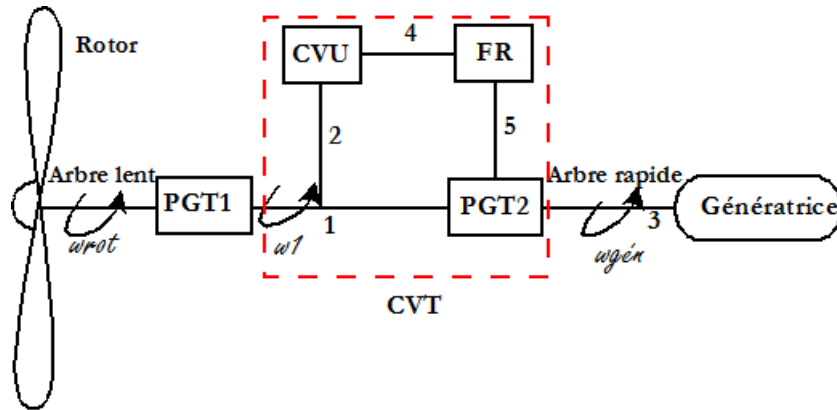


Figure 4.14 : Architecture entrée couplée de la chaîne cinématique proposée d'une éolienne

Le rapport global de la transmission est le rapport de la vitesse angulaire de l'arbre d'entrée de la génératrice (arbre rapide) et celle de l'arbre lent (cf. Fig. 4.14) :

$$\tau = \frac{\omega_{g\acute{e}n}}{\omega_{rot}} \quad (4.7)$$

En variant le rapport de vitesse de la CVU, la vitesse de l'arbre lent est maintenue variable pour une vitesse spécifique λ optimale, relativement au changement de la vitesse du vent en fonctionnement à charge partielle. La vitesse de l'arbre rapide (arbre d'entrée de la génératrice) restera constante.

L'étude se rapporte au multiplicateur ayant la fonction d'adaptateur qui doit satisfaire les conditions suivantes :

- La gamme du rapport global de la transmission définie par les deux limites :

$$\tau_{min} = \frac{\omega_{g\acute{e}n}}{\omega_{rot-max}}, \tau_{max} = \frac{\omega_{g\acute{e}n}}{\omega_{rot-min}} \quad (4.8)$$

Sachant que $\omega_{g\acute{e}n}$ est constante et ω_{rot} est définie dans la plage de la région B (cf. Fig. 4.3 et Fig. 4.13) ;

- Le variateur a une gamme de rapports de vitesses entre 0.5 et 2.5 (valeurs usuelles).

Il est important de noter que l'efficacité aérodynamique est maximale à la vitesse spécifique optimale. La valeur du couple est obtenue comme suit (Hansen et al., 2003) :

$$C_{mt}(V_v) = \frac{1}{2} \pi \rho_{air} R_{mt}^3 V_v^2 c_t(\lambda_{opt}) \quad (4.9)$$

avec c_t est le coefficient de couple du rotor :

$$c_t(\lambda) = \frac{c_p(\lambda)}{\lambda} \quad (4.10)$$

IV.5.4 Cas de l'architecture entrée-couplée (IC : Input-Coupled)

La chaîne cinématique de l'éolienne dans ce cas de figure est composée d'un multiplicateur épicycloïdal (PGT1) et d'une transmission continuellement variable entrée-couplée (cf. Fig. 4.14). Six configurations d'architecture sont possibles selon l'agencement des arbres actifs d'indices 1, 3, et 5 du deuxième train épicycloïdal (PGT2) avec le FR, la CVU et la génératrice (cf. Fig. 4.14)

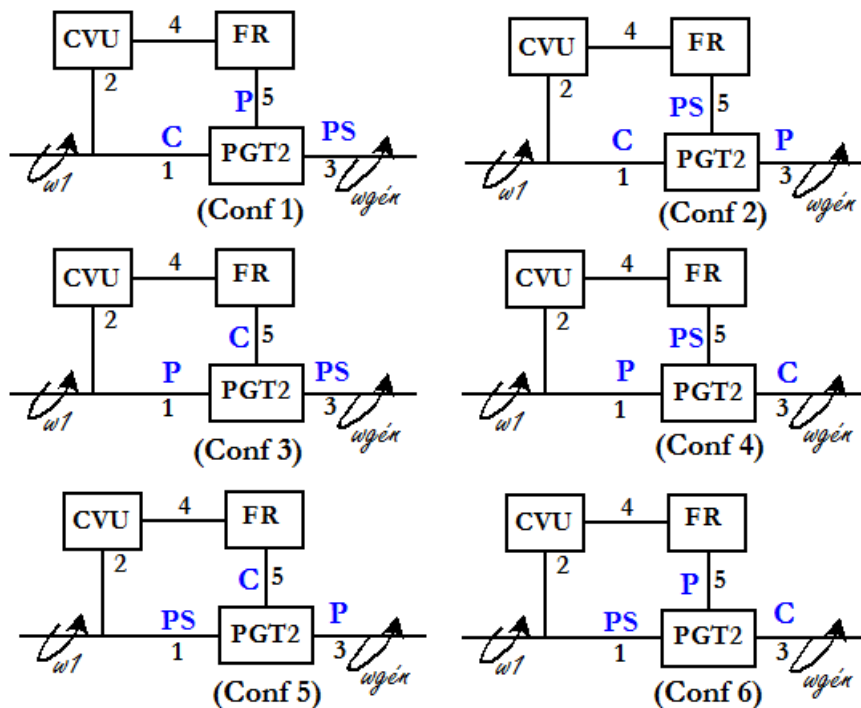


Figure 4.15 : Les différentes configurations possibles de l'architecture entrée-couplée

Chaque arbre actif du deuxième train planétaire PGT2 de la CVT (cf. Fig. 4.14) d'indices 1, 3 et 5 peut être soit planétaire (P), couronne (C) ou porte-satellites (PS). Ces différentes combinaisons forment les six configurations d'une architecture donnée (cf. Fig. 4.15). Ainsi, le rapport des vitesses se diffère d'une configuration à l'autre (cf. Tableau 4.2).

Tableau 4. 2 : Rapport global de transmission pour les différentes configurations

Configurations	1	5	3	$\tau = \frac{\omega_{gén}}{\omega_{mt}}$
1	C	P	PS	$\tau_1 \cdot \frac{\tau_{PGT2} - \tau_{CVU} \tau_{FR}}{\tau_{PGT2} - 1}$
2	C	PS	P	$\tau_1 \cdot (\tau_{CVU} \tau_{FR} \cdot (1 - \tau_{PGT2}) + \tau_{PGT2})$
3	P	C	PS	$\tau_1 \cdot \frac{1 - \tau_{PGT2} \tau_{CVU} \tau_{FR}}{1 - \tau_{PGT2}}$
4	P	PS	C	$\tau_1 \cdot \frac{1 + \tau_{CVU} \tau_{FR} \cdot (\tau_{PGT2} - 1)}{\tau_{PGT2}}$
5	PS	C	P	$\tau_1 \cdot (1 + \tau_{PGT2} \cdot (\tau_{CVU} \tau_{FR} - 1))$
6	PS	P	C	$\tau_1 \cdot \frac{\tau_{PGT2} + \tau_{CVU} \tau_{FR} - 1}{\tau_{PGT2}}$

IV.5.5 Influence du rapport de transmission du multiplicateur (PGT1) sur les variables de conception de la CVT

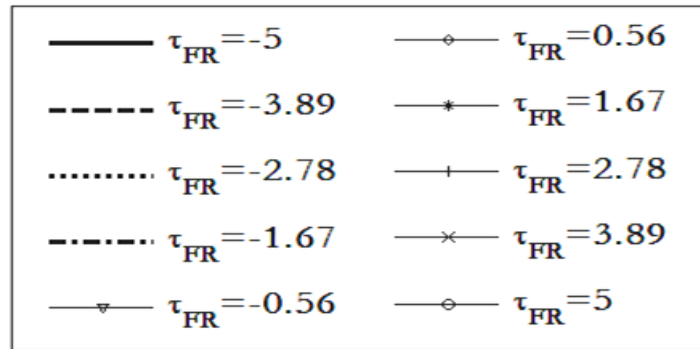
IV.5.5.1 Étude cinématique

À ce stade là, nous sommes entrain de déterminer toutes les combinaisons potentielles du rapport de transmission du multiplicateur (PGT1) τ_1 et les variables de conception de la CVT, à savoir τ_{PGT2} et τ_{FR} qui assureront la marge du rapport global de la transmission imposé

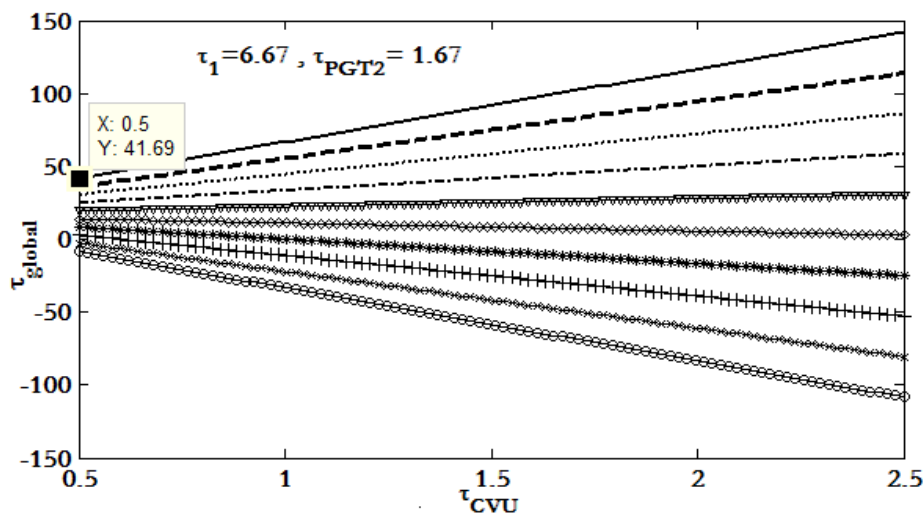
$[\tau_{\min} = \frac{\omega_{gén}}{\omega_{mt-\max}}, \tau_{\max} = \frac{\omega_{gén}}{\omega_{mt-\min}}]$ (cf. Éq.4.8). Nous supposons que la vitesse angulaire de la génératrice est égale à la vitesse de synchronisation pour un réseau de fréquence $f = 50\text{Hz}$ ($\omega_{gén} = \omega_{yn} = 1500 \text{tr/mm}$). La vitesse angulaire optimale du rotor varie dans la région B (cf. Fig. 4.3) entre deux valeurs limites ($\omega_{mt-\min} = 10,58 \text{tr/mm}$) et ($\omega_{mt-\max} = 42,33 \text{tr/mm}$) (cf. Fig. 4.13) qui correspondent respectivement à la vitesse d'amorçage ($V_{\text{cut_in}} = 4\text{m/s}$) et à la vitesse nominale du vent ($V_{\text{nom}} = 16\text{m/s}$). Ainsi le rapport global de la transmission $\tau \in [35,44, 141,78]$ (cf. Éq. 4.8). Nous suggérons que le rapport de transmission du multiplicateur (PGT1) ne doit pas dépasser $\tau_{1,\max} = 24$, pour des raisons d'encombrement et d'optimisation de la masse totale de la transmission, de même pour la raison de base τ_{PGT2} du deuxième train planétaire (PGT2) et du rapport des vitesses τ_{FR} du train à rapport fixe (FR).

Pour les mêmes raisons ainsi que la capacité de transmission de couple, nous avons imposé les intervalles de variation des différentes variables τ_1 , τ_{PGT2} et τ_{FR} respectivement [5, 24], [-5, 5] et [-5, 5]. Ensuite, nous avons discrétisé les marges des rapports des vitesses du FR et du multiplicateur (PGT1) en dix parties égales, de même pour la marge de variation de la raison de base τ_{PGT2} du train planétaire (PGT2), afin d'alléger le calcul (cf. Tableau 4.3).

Tableau 4.3 : Différents rapport du train à rapport fixe FR



Le Tableau 4.3 donne plusieurs valeurs possibles de τ_{FR} dans l'intervalle [-5, 5]. L'ensemble des schémas de la Figure 4.16 montrent les différentes combinaisons possibles pour la configuration 1 qui assurent la marge du rapport global de la transmission, d'autres figures montrent les différentes combinaisons des variables de conception (τ_{FR} , τ_1 , τ_{PGT2}) pour les différentes configurations (voir Annexe II).



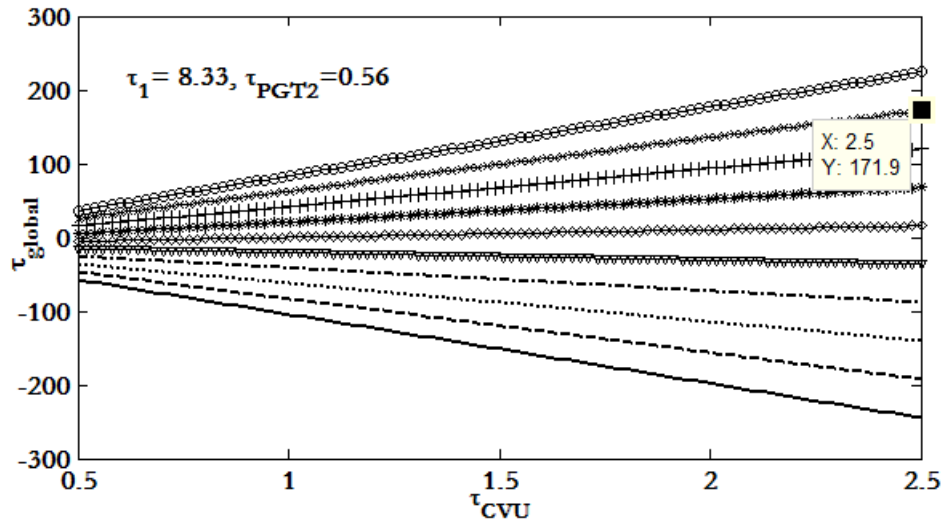


Figure 4.16 : Rapport global de transmission en fonction du rapport du multiplicateur (PGT1) et des variables de conception de la CVT (Cas : Configuration 1)

À partir de la Figure 4.16, le Tableau 4.4 résume les résultats. Chaque figure correspond à dix combinaisons d'une seule valeur de τ_1 et τ_{PGT2} et de dix valeurs de τ_{FR} qui assureront la marge du rapport global de la transmission, en variant le rapport des vitesses de l'unité à variation continue CVTAA (CVU) entre les deux limites ([0.5, 2.5] valeurs usuelles) (cf. Fig. 4.16).

Ensuite, nous ne retenons que 14 combinaisons potentielles qui assureront la marge du rapport global de transmission entre ses deux limites [$\tau_{\min} = 35.44$, $\tau_{\max} = 141.78$] (cf. colonnes colorés, Tableau 4.4), et ce uniquement pour la configuration 1 de l'architecture entrée-couplée.

Par conséquent, nous aurons un nombre important de combinaisons possibles pour l'ensemble des configurations, soit pour l'architecture entrée-couplée ou sortie-couplée. Alors, dans un premier lieu le critère de qualification est d'ordre cinématique. Dans cette perspective, toute configuration assurant la marge du rapport global de transmission entre 35.44 et 141.78 est une configuration potentielle qui fera l'objet d'une analyse de conception plus détaillée.

Tableau 4.4 : Différentes combinaisons assurant la marge du rapport de transmission (cas de configuration 1)

τ_1	τ_{PGT2}	τ_{FR}	$\tau \in [35.44, 141.78]$
5	0.56	5	[21.87, 134.4]
6.67	0.56	5	[29.17, 179.2]
		3.89	[20.83, 137.5]
	1.67	-5	[41.7, 141,7]
8.33	0.56	5	[36.46, 224]
		3.89	[26.04, 171.9]
	1.67	-5	[52.08, 177.1]
		-3.89	[45.14, 142,4]
10	0.56	5	[43.75, 268.7]
		3.89	[31.25, 206.2]
		2.78	[18.45, 143.7]
	1.67	-5	[62.5, 212.5]
		-3.89	[54.17, 170.8]
11.67	0.56	5	[51.04, 313.5]
		3.89	[36.46, 240,6]
		2.78	[21.88, 167.7]
	1.67	-3.89	[63.19, 197.3]
		-2.78	[53.47, 150.7]
13.33	0.56	3.89	[41.67, 275]
		2.78	[25, 191.7]
	1.67	-2.78	[61.11, 172.2]
15	0.56	2.78	[28.12, 215.6]
16.67	-0.56	5	[32.74, 139.9]
	0.56	2.78	[31.25, 239.6]
18.33	-0.56	5	[36.01, 153.9]
	0.56	2.78	[34.37, 263.5]
20	-0.56	5	[39.29, 167.9]
		2.78	[37.5, 287.5]
	0.56	1.67	[12.5, 162.5]
21.28	0.56	1.67	[13.3, 172.9]
	0.56	2.78	[39.91, 306]
	-0.56	3.89	[34.21, 140,6]
22.64	0.56	2.78	[42.46, 325.5]
	0.56	1.67	[14.15, 184]
	-0.56	3.89	[36.39, 149.6]
24	-0.56	3.89	[38.57, 158.6]

IV.5.5.2 Étude dynamique

Après le choix cinématique des combinaisons, il reste à vérifier si le premier multiplicateur (PGT1) supporte le couple généré par le rotor. Le couple maximal appliqué à l'arbre lent dans le

cas de l'éolienne de référence (Aguglia et al., 2010) est égal à $C_{rot-max} = 279100 \text{ N.m}$. Ensuite, il y a deux démarches pour le choix dynamique, soit par sélection en vérifiant combinaison par combinaison, ou, on choisit le multiplicateur en se référant au couple transmis directement d'un catalogue constructeur. Dans le cas où le choix du multiplicateur (PGT1) se fait à partir d'un catalogue constructeur, nous opterons pour le multiplicateur REDEX ANDANTEX SR (cf. Tableau 4.5).

Tableau 4.5 : Variables de décision du multiplicateur (PGT1)

Couple (N.m)	τ_{PGT1}	τ_1	η_{PGT1}	Combinaison (38)		Masse (kg)	Inertie (kg.m ²)	Encombrement du PGT1
282540	$0.9569 = \frac{A.b}{a.B}$	23.2	0.69	A=40 a=28	B=36 b=32	4104	775	Ø1300×730

A, B, a et b sont les nombres des dents des planétaires (A et B) et des satellites (a et b) du multiplicateur PGT1 (cf. Fig. 4.17).

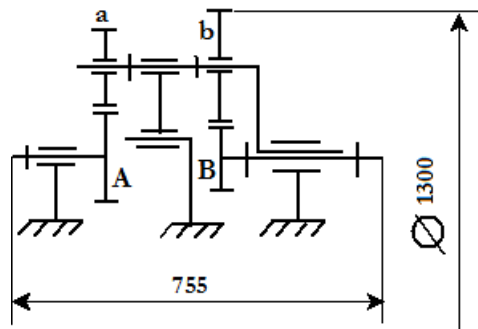


Figure 4.17 : Schéma du premier multiplicateur (PGT1)

Ensuite, nous déterminons les variables de conception en l'occurrence, la raison de base τ_{PGT2} du deuxième train planétaire de la CVT (PGT2) et le rapport τ_{FR} du train d'engrenage ordinaire (FR) qui assureront la marge du rapport global de transmission combinés avec le multiplicateur choisi PGT1. La détermination de τ_{PGT2} donnera une idée sur le type du train planétaire à adopter (Velicu, 2007). Nous avons obtenu 20 combinaisons possibles pour les six configurations de l'architecture entrée-couplée (cf. Tableau 4.6). Enfin, il reste à choisir entre ces différentes combinaisons, la meilleure sera la plus optimale.

Tableau 4.6 : Différentes combinaisons pour les six configurations entrée-couplée ($\tau_1 = 23.2$)

Configurations	τ_{PGT2}	Type de PGT	τ_{FR}	$\tau \in [35.44, 141.78]$
1	0.56	IV	1.67	[14.50, 188.5]
2	-1.67	I	1.67	[12.89, 219.1]
	-2.78	I	1.67	[8.593, 300.7]
	-3.89	I	1.67	[4.296, 382.4]
	-5	I	1.67	[0.20, 464.00]
3	5	IV	2.78	[34.48, 195.6]
	3.89	IV	2.78	[35.12, 205.4]
	1.67	IV	1.67	[16.43, 151.8]
	0.56	IV	1.67	[10.63, 262.5]
4	-0.56	I	1.67	[12.37, 228.9]
	-1.67	I	1.67	[17.01, 140.7]
	-2.78	I	2.78	[35.47, 210.8]
	-3.89	I	2.78	[34.54, 196.6]
	-5	I	2.78	[34.03, 188.7]
5	3.89	IV	1.67	[8.163, 308.9]
	2.78	IV	1.67	[12.46, 227.3]
	1.67	IV	1.67	[16.76, 145.6]
6	1.67	IV	3.89	[36.35, 144.6]
	0.56	IV	1.67	[16.24, 155.4]

IV.6 Critères de choix et résolution

On peut choisir la masse de la transmission comme fonction objectif, étant donné que la masse est une fonction de la capacité de transmission de couple. La contrainte est de choisir une transmission ayant une masse optimale avec une capacité de transmission de couple acceptable. Ce choix correspond au souci de réduire au maximum la masse de la transmission, tout en lui assignant de respecter le critère (transmettre et adapter le couple et la vitesse) (Aittaleb7 et al., 2013). La motivation est en général d'ordre économique, car tout gain de matière réduit les coûts de production, mais, dans le domaine des éoliennes, la masse embarquée est une grandeur intrinsèquement déterminante, car elle implique des problèmes d'encombrement et conditionne la structure mât et la stabilité de l'éolienne. L'objectif du travail présenté dans cette section est de trouver le train planétaire et le mécanisme à rapport fixe ayant les masses les plus petites possibles.

IV.6.1 Minimisation de la masse du PGT

L'approche utilisée pour minimiser la masse du PGT permet d'optimiser à la fois l'agencement cinématique des trains d'engrenages et la géométrie des dents pour atteindre une transmission à haute densité (Kapelevich et al., 2011). Elle introduit des fonctions de volume adimensionnelles de boîte à engrenages (par exemple : PGT) (cf. Fig. 4.19) qui peuvent être minimisées par l'optimisation du rapport d'engrenage interne. La capacité de charge ou la densité de transmission est définie par la durée de travail du flanc d'une dent d'engrenage. Pour une paire de roues conjuguées, le coefficient de la densité de transmission d'une roue dentée est décrit par K_0 (Kapelevich et al., 2011) :

$$K_0 = \frac{2C_1}{d_1^2 b} \times \frac{u \pm 1}{u} \quad (4.11)$$

- C_1 : Couple du pignon d'attaque ($C_1 = C_{mt} / \tau_1$) ;
- d_1 : Diamètre primitif du pignon d'attaque (cf. Fig. 4.19) ;
- b : Largeur de la surface effective des roues en prise (cf. Fig. 4.19) ;
- $u = Z_2 / Z_1$: Rapport d'engrènement entre deux roues ;
- Z_2, Z_1 : Nombre de dents respectivement des roues motrice et réceptrice ;
- \pm : + engrenage externe, - : engrenage interne.

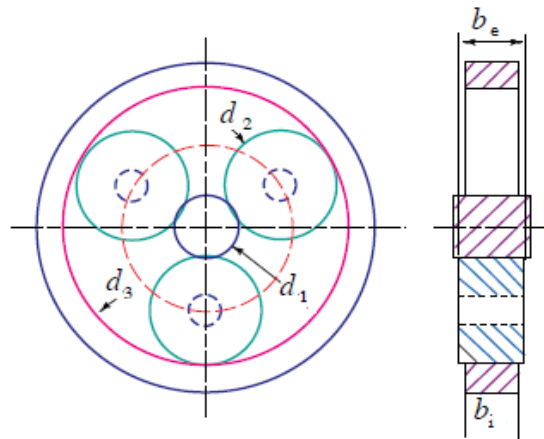


Figure 4.18 : Définition du volume du tarin planétaire

IV.6.1.1 Fonction de volume

Selon l'application, le coefficient de la densité de transmission K_0 d'un engrenage varie statistiquement de 0.5 à 4.0 MPa pour les transmissions commerciales et environ 4,0 à 12,0 MPa

pour l'aéronautique, les voitures de course et l'automobile. La masse du pignon d'attaque est donnée par (Kapelevich et al., 2011) :

$$m_1 = \rho \cdot V_1 \cdot k_{v1} \quad (4.12)$$

- ρ : Masse volumique (kg/m³) ;
- k_{v1} : Coefficient d'utilisation du volume de pignon ;
- V_1 : Volume du cylindre primitif.

En considérant l'équation (4.10) le volume s'écrit ainsi :

$$V_1 = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{C_1}{K_0} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \quad (4.13)$$

La masse totale des deux roues engrenées est obtenue par sommation telle que :

$$m = \begin{cases} = m_1 + m_2 = \rho \cdot (V_1 \cdot k_{v1} + V_2 \cdot k_{v2}) \\ = \rho \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \frac{C_1}{K_0} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot (k_{v1} + u^2 \cdot k_{v2}) \end{cases} \quad (4.14)$$

D'où la fonction de volume adimensionnelle de l'engrenage est définie par (Kapelevich et al., 2011) :

$$F_{ve} = \frac{u \pm 1}{u} \cdot (k_{v1} + u^2 k_{v2}) \quad (4.15)$$

Nous supposons que tous les composants du PGT2 ont la même masse volumique, son poids total est :

Pour un PGT de type I :

$$m = \rho \cdot V_1 \cdot \left(k_{v1} + u^2 \cdot n \cdot k_{v2} + \frac{k_{v3} \cdot k_{bv}}{\tau_{PGT2}^2} \right) \quad (4.16)$$

- n : Nombre de satellites ;
- $k_{bv} = b_i / b_e$: Rapport effectif des largeurs des dents intérieures et extérieures (cf. Fig. 4.19).

Le coefficient d'utilisation du volume k_v dépend de la forme de l'engrenage (corps solide, jante, trous d'allègement, ...), pour le pignon d'entraînement k_v varie de 0.8 à 1, les roues entraînées de 0.3 à 0.7 et pour les roues internes (couronne) de 0.05 à 1. Pour atteindre une

pression de contact similaire (planétaire/satellite, satellite/couronne), le coefficient k_{bw} est généralement <1 , de 0.7 à 0.9. Enfin la fonction adimensionnelle du PGT est donnée par (Kapelevich, et al., 2011) :

$$F_{ve} = \frac{u+1}{u \cdot n} \cdot \left(k_{v1} + u^2 \cdot n \cdot k_{v2} + \frac{k_{v3} \cdot k_{bw}}{\tau_{PGT2}^2} \right) \quad (4.17)$$

Nous rappelons que l'objectif ici consiste à choisir le train planétaire (PGT2) de la CVT (cf. Fig. 4.14) qui transmet le couple maximal avec le minimum de masse. Pour ce faire, nous cherchons l'optimum de la fonction adimensionnelle F_{ve} (car la quantité $\frac{\rho \cdot \pi \cdot C_{1,max}}{2 \cdot K_o}$ est une constante). Les graphes illustrés sur la Figure 4.20 déterminent les rapports $u = Z_2/Z_1$ optimaux.

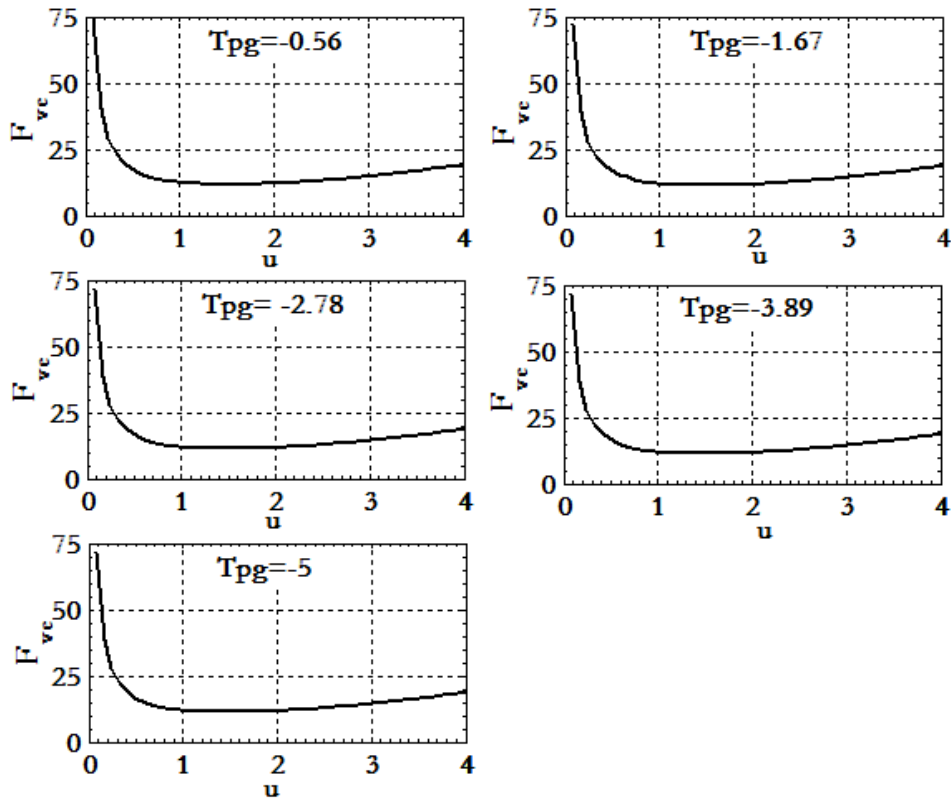


Figure 4.19 : Fonctions de volume adimensionnelles des différents PGT2 de type I

Les valeurs correspondantes sont reportées sur le Tableau 4.7 en fonction des différentes raison de base du PGT2 de type I.

Tableau 4.7 : Rapports optimaux pour les différents PGT2 de type I

τ_{PGT2}	u
-0.56	0.418
-1.67	0.382
-2.67	0.379
-3.89	0.378
-5	0.378

Pour les configurations où la roue d'attaque est une couronne, la fonction de volume adimensionnelle sera la suivante :

$$F_{ve} = \frac{u-1}{n \cdot u} \left(k_{v3} \cdot k_{bw} + n \cdot u^2 \cdot k_{v2} + \tau_{PGT2}^2 \cdot k_{v1} \right) \quad (4.18)$$

Et par suite la masse du PGT2 dans le cas où l'entrée est la couronne (cf. Tableau 4.8) :

$$m = \rho \cdot \frac{\pi}{1} \cdot \frac{C_1}{K_0} \cdot \frac{u-1}{n \cdot u} \left(k_{v3} \cdot k_{bw} + n \cdot u^2 \cdot k_{v2} + \tau_{PGT2}^2 \cdot k_{v1} \right) \quad (4.19)$$

Les masses optimales obtenues des différents PGT2 de type I sont reportées sur le Tableau 4.7.

Tableau 4.8 : Masses optimales des PGT2 de type I

τ_{PGT2}	Masse (kg)	
	Configuration 4	Configuration 2
-0.56	215.23	
-1.67	208.21	171.44
-2.67	207.64	253.31
-3.89	207.48	376.14
-5	207.41	539.91

Pour un PGT de type IV :

En considérant les équations 4.12 et 4.13, on aura la masse du premier engrenage constitué du planétaire avec les premières satellites :

$$m_I = \rho \cdot \frac{\pi \cdot C_1}{2 \cdot K_0} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_1 \cdot n} \cdot (k_{r1} + u_1 \cdot n \cdot k_{r2}) \quad (4.20)$$

Pour le deuxième engrenage, deuxième satellites/deuxième planétaire, on a le volume d'un seul satellite est :

$$V_3 = \frac{\pi \cdot C_2}{2 \cdot K_0} \cdot \frac{u_2 + 1}{u_2} \quad (4.21)$$

avec : $C_2 = \frac{C_1}{n} \cdot u_1$ et $\tau_{PGT2} = \frac{1}{u_1 \cdot u_2}$, par suite la masse du deuxième engrenage est donnée par :

$$m_{II} = \rho \cdot \frac{\pi \cdot C_1}{2 \cdot K_0} \cdot \frac{u_1 \cdot (u_2 + 1)}{u_2 \cdot n} \cdot (n \cdot k_{r1} + u_2^2 \cdot k_{r2}) \quad (4.22)$$

La fonction de volume adimensionnelle est la suivante :

$$F_{ve} = \frac{u_1 + 1}{u_1 \cdot n} \cdot (k_{r1} + n \cdot u_1^2 \cdot k_{r2}) + \frac{u_1 \cdot (u_2 + 1)}{u_2 \cdot n} \cdot (n \cdot k_{r1} + u_2^2 \cdot k_{r2}) \quad (4.23)$$

donc, la masse totale du PGT2 de type IV est :

$$m = \rho \cdot \frac{\pi \cdot C_1}{2 \cdot K_0} \cdot \left(\frac{u_1 + 1}{u_1 \cdot n} \cdot (k_{r1} + n \cdot u_1^2 \cdot k_{r2}) + \frac{u_1 \cdot (u_2 + 1)}{u_2 \cdot n} \cdot (n \cdot k_{r1} + u_2^2 \cdot k_{r2}) \right) \quad (4.24)$$

La minimisation de la fonction adimensionnelle (cf. Éq. 4.23) permet d'avoir les rapports optimaux u_1 et u_2 pour les PGT2 de type IV (cf. Fig. 4.21), par conséquent, nous pouvons choisir les combinaisons optimales des nombres de dents des différentes roues (Premier planétaire/premières satellites, deuxième planétaire/deuxièmes satellites).

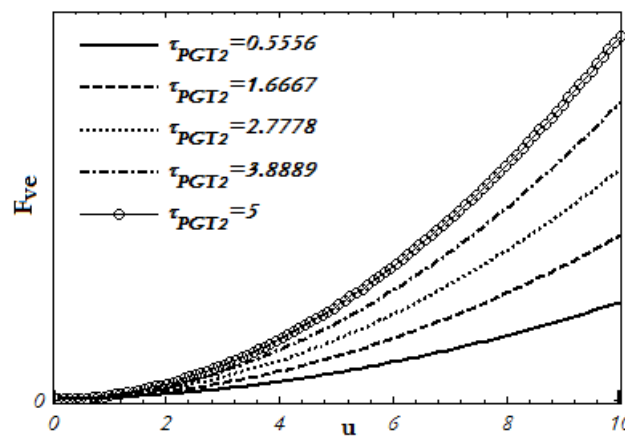


Figure 4.20 : Les fonctions de volume adimensionnelles des différents PGT2 de Type IV

Les valeurs correspondantes des rapports optimaux u_1 et u_2 sont reportées sur le Tableau 4.9 en fonction des différentes raisons de base du PGT2 de type IV.

Tableau 4.9 : Rapports optimaux des PGT2 de type IV

τ_{PGT2}	u_1
0.56	0.44
1.67	0.267
2.67	0.23
3.89	0.22
5	0.21

Enfin, nous pouvons déterminer les masses des différents PGT2 de type IV (cf. Tableau 4.10).

Tableau 4.10 : Masses optimales des différents PGT2 de type IV

τ_{PGT2}	Configurations	Masse (kg)
0.56	1, 6, 3	301.72
1.67	3, 5, 6	177.95
2.67	3, 5	166.28
3.89	3, 5	164.64
5	3	166.41

IV.7 Comparaison

La démarche de conception et d'optimisation nous a permis le choix des configurations les plus optimales, celles sont reportées sur le Tableau 4.10. En faisant référence à ce tableau, il est clair que les deux configurations 3 et 5 sont les plus optimales du fait que les masses correspondantes sont les plus faibles.

Tableau 4.11 : Configurations les plus optimales en masse du PGT2

Configurations	τ_{PGT2}	τ_{FR}	Masse de PGT2 (kg)
2	-1.67 (Type I)	1.67	171.42
4	-5 (Type I)	2.78	207.41
3	3.89 (Type IV)	2.78	164.64
5	3.89 (Type IV)	1.67	164.64

D'autres critères sont nécessaires pour choisir entre ces deux configurations (3 et 5). En fait, le PGT est l'élément clé de la transmission continuellement variable ; nous optons pour le critère « rendement ». En traçant, les graphes du rendement pour ces deux configurations, nous remarquons que le rendement mécanique du PGT2 de la configuration 3 est plus meilleur que celui de la configuration 5 (cf. Fig. 4.22). Autre considération technologique, telle que le montage du PGT2 au sein de la transmission, en effet le montage du PGT2 de la configuration 3 est plus facile à celui de la configuration 5.

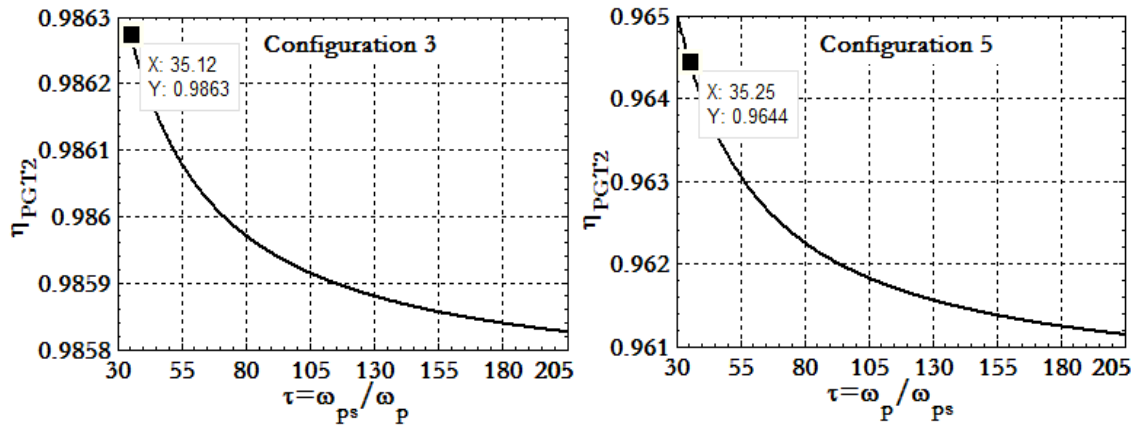


Figure 4. 21 : Rendement du PGT2 pour les configurations 3 et 5

En fin, nous avons pu choisir l'architecture globale de la transmission mécanique de l'éolienne et déterminer ses variables de conception, en l'occurrence $\tau_{PGT2} = 3.89$ (PGT de type IV), $\tau_{FR} = 2.78$ et le critère masse $M_{PGT2} = 164.64 Kg$, nous déterminons aussi, la masse du train d'ajustement. Nous supposons que ce mécanisme est un train d'engrenage ordinaire à deux étages, sa masse optimale est $M_{FR} = 125.78 Kg$. En considérant la masse du multiplicateur (PGT1) et la masse de l'unité à variation continue, nous comparons nos résultats à ceux relatifs à l'éolienne de référence aux paramètres suivants : $P_n = 1.5 MW$ (puissance nominale), diamètre du rotor $D = 65m$ et le multiplicateur de rapport $G = 70$ (Aguglia et al., 2010). Nous avons calculé la masse optimisée d'un multiplicateur ordinaire à deux étages de rapport $G = 70$, elle est égale à $M_{Mul} = 7686.3 Kg$. La masse totale de la transmission proposée est environs $M_T = 4545 Kg$. Nous avons un gain qui peut atteindre 26% en masse, si on utilise la transmission proposée (cf. Fig. 4.22).

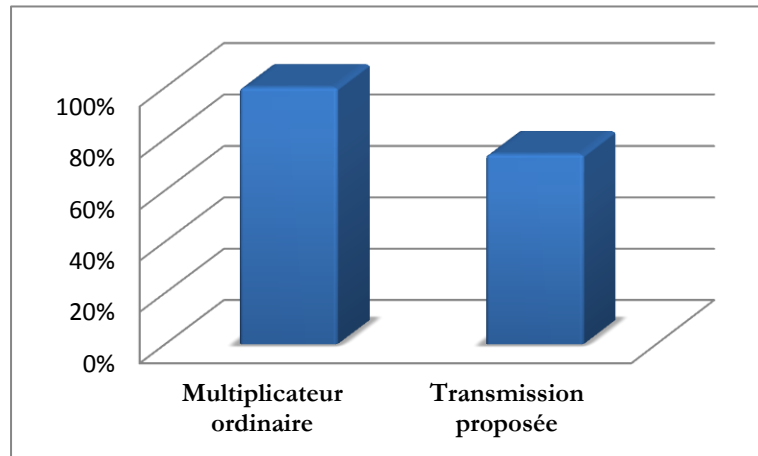


Figure 4.22 : Comparaison des masses des deux transmissions

IV.8 Conclusion

Une démarche de conception du système de transmission mécanique pour les convertisseurs d'énergie éolienne est proposée. L'arbre d'entrée de la transmission est entraîné par le rotor, l'arbre de sortie est relié à la génératrice principale et le troisième arbre est lié à un variateur de commande à vitesse variable. Ce système de transmission permet de faire varier la vitesse du rotor en fonction de la vitesse du vent actuelle tout en conservant la vitesse de la génératrice constante, conduisant à une meilleure exploitation du potentiel de l'énergie éolienne disponible. Il peut être monté juste avant la génératrice. Il se compose de deux parties : la première est un multiplicateur planétaire, la deuxième est un système à variation continue composé d'un train planétaire, un variateur à courroie métallique ou hydraulique et un train d'engrenage d'ajustement. La deuxième partie est utilisée pour la régulation de la vitesse du rotor. Suite à une démarche d'optimisation, nous avons noté un gain qui peut atteindre 26% en masse par rapport à une éolienne de référence. Un avantage supplémentaire est que, en adaptant la vitesse du rotor à la vitesse du vent, la charge dynamique sur le système de transmission est considérablement réduite.

Le chapitre suivant est dédié à la conception optimisée de la transmission continuellement variable hydromécanique intégrée dans la chaîne cinématique d'un tracteur agricole de 81 KW. La démarche de conception débute par la recherche et l'identification des configurations possibles, suivie par une formulation du problème d'optimisation. La fonction objectif qui est relative à la consommation du véhicule aboutit à la détermination des variables de conception optimales, en l'occurrence les cylindrées maximales de l'unité hydrostatique (pompe/moteur), les rapports des vitesses des engrenages ordinaires à rapports fixes et la raison de base du train planétaire.

CHAPITRE V

Conception Optimisée d'une Transmission Continuellement Variable Intégrée dans un Véhicule



Chapitre V

Conception Optimisée d'une Transmission Continuellement Variable Intégrée dans un Véhicule

V. 1 Introduction

Aujourd'hui, les tendances de développement dans l'industrie automobile et des machines mobiles sont influencées par des préoccupations mondiales sur la limitation de l'énergie et de la réduction des gaz à effet de serre et de hautes performances. Il a été indiqué que l'amélioration de 50% de la consommation de carburant contribue à la réduction de gaz CO₂ de 33% (Heera et al., 2003). Par conséquent, l'amélioration de l'efficacité du combustible peut être considérée comme étant d'une importance pour répondre à l'exigence de la réduction des émissions ainsi que l'économie de carburant. Ces contraintes exigent, entre autres de nouvelles solutions techniques permettant l'optimisation de la chaîne de transmission. La technologie des CVT continue d'émerger comme une technologie qui peut contribuer à l'amélioration de l'efficacité énergétique des véhicules avec des moteurs à combustion interne, car il permet au moteur de fonctionner à plein rendement. Beaucoup d'autres technologies telles que les véhicules électriques hybrides et les piles à combustible font l'objet de recherches actuelles, mais les coûts élevés empêchent leur développement à grande échelle, en particulier dans les poids lourds. Des solutions plus simples, comme les transmissions à variation continue, sont alors des alternatives intéressantes : elles conservent

quelques-uns des avantages des solutions hybrides, en réduisant considérablement le coût global du système. Les CVTs hydrostatique-mécaniques à dérivation de puissance sont adaptées pour des applications à haute capacité de puissance. L'agencement correct de ces deux types de technologies de transmission (solutions architecturales) se traduira par des performances qui conservent la plupart des avantages des deux transmissions mécaniques et hydrostatiques.

Ce chapitre examine les flux de puissance de la CVT à dérivation de puissance, les modèles qui en découlent et analyse leur adéquations à des situations de fonctionnement variées. Basé sur des modèles théoriques, les caractéristiques d'état ont été étudiées pour montrer les avantages et les inconvénients de ces transmissions, puis une application pratique de cette technologie a été effectuée pour analyser son adéquation. L'objectif principal de ce chapitre est l'étude de la faisabilité d'intégrer une CVT à dérivation de puissance hydrostatique-mécanique dans la chaîne cinématique d'un véhicule agricole. Étant donné que ces technologies permettent le découplage du régime moteur de la vitesse des roues, une gestion optimisée du moteur devient possible, ce qui conduit à diminuer la consommation de carburant que celui des solutions traditionnelles. Dans la suite, nous montrons qu'avec une démarche de conception optimale d'une CVT hydrostatique-mécanique intégrée dans la chaîne cinématique d'un véhicule agricole ou travaux publics, il est possible d'améliorer le rendement global du véhicule. En effet, l'un des objectifs les plus importants de la conception optimisée d'une transmission hydrostatique-mécanique est d'améliorer le rendement de la transmission. En outre, le critère d'encombrement contraigne le processus de conception. Par conséquent, la conception de la transmission hydrostatique-mécanique sera définie comme un problème d'optimisation, où le but est non seulement le meilleur rendement, mais aussi la plus petite taille de la transmission.

V. 2 Théories fondamentales

Dans cette section, nous formulons les modèles des composants utilisés dans la transmission à dérivation de puissance hydrostatique-mécanique en fonction des variables de conception des paramètres de fonctionnement du moteur, ainsi que, des variables exprimant des contraintes de conception et des exigences imposées par le cahier des charges.

V.2.1 Le principe de la CVT hydrostatique-mécanique à dérivation de puissance

La transmission à dérivation de puissance hydrostatique-mécanique est un dispositif de transmission d'énergie. Plusieurs possibilités, de combiner une transmission hydrostatique (CVTAA) avec des composants de transmission mécanique, pour constituer une telle transmission à dérivation de puissance. En fait, les architectures générales d'une CVT, proposées au chapitre II, peuvent être la structure de principe d'une transmission hydrostatique-mécanique à dérivation de puissance. L'énergie mécanique d'entrée est répartie sur deux circuits, un circuit mécanique comprenant au moins un train épicycloïdal et l'autre hydrostatique. Le circuit hydrostatique (CVTAA) est constitué par la combinaison d'au moins une pompe et un moteur hydrauliques ayant des cylindrées réglables en continu. Conformément à l'architecture d'une CVT intégrée à un système considéré, seulement une partie de la puissance sera transmise via la transmission hydrostatique. En effet, le rendement total sera supérieur en comparaison avec celui d'une CVT hydrostatique directe (arbre à arbre) en raison du rendement élevé du circuit contenant le PGT. Par conséquent, le rendement global de la transmission augmente avec la diminution du taux de puissance à travers la CVTAA.

V.3 Modélisation de la CVT à dérivation de puissance

L'état instantané de la transmission est décrit au moyen du vecteur vitesse $\vec{\omega}$ et du vecteur couple \vec{C} , où les composantes de ces vecteurs sont respectivement les vitesses angulaires et les couples de tous les arbres de transmission. Ces vecteurs sont organisés selon l'agencement des composants de la transmission, au moyen d'un système d'équation non linéaire :

$$\begin{aligned} [\Omega(\vec{\omega}, \vec{C}) \cdot \vec{\omega}] &= b_{\omega} \\ [C(\vec{\omega}, \vec{C}) \cdot \vec{C}] &= b_C \end{aligned} \quad (5.1)$$

Les matrices Ω et C sont obtenues à partir des relations cinématiques et dynamiques traduisant le comportement global du système de transmission en tenant compte des connexions de la dite transmission hydrostatique-mécanique. Les termes b_{ω} et b_C sont respectivement les vitesses et les couples imposés par les liaisons de la transmission avec le mécanisme qui l'intègre.

V.3.1 Les composants mécaniques

Les principaux éléments mécaniques de la transmission à dérivation de puissance sont le(s) train(s) planétaire(s) (PGT) et les réducteurs/multiplicateurs à engrenages ordinaires (cf. Fig. 5.1). Le train planétaire est composé d'un planétaire (i), une couronne (j), des satellites et d'un porte-satellites (k).

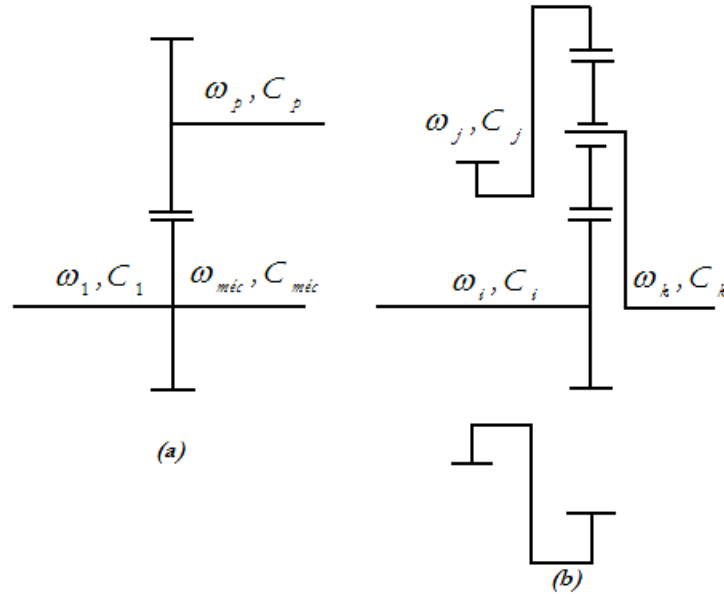


Figure 5.1 : Schéma d'un réducteur/multiplicateur ordinaire (a), et d'un train épicycloïdal simple (b).

Les équations cinématiques de l'engrenage ordinaires sont les suivantes :

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 \\ 1 & \frac{1}{\tau_1} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \omega_1 \\ \omega_p \\ \omega_{méc} \end{Bmatrix} = 0 \quad (5.2)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & -\tau_1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} C_1 \\ C_p \\ C_{méc} \end{Bmatrix} = 0 \quad (5.3)$$

Les équations de vitesses et de couples d'un train épicycloïdal simple sont les suivantes (cf. §.III.3.1.2, Éq. 3.3 et §.III.3.1.3.3, Éqs. 3.21, 3.22) :

$$\begin{bmatrix} 1 & -\tau_{PGT} & (\tau_{PGT} - 1) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \omega_i \\ \omega_j \\ \omega_k \end{Bmatrix} = 0 \quad (5.4)$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & -\rho^q \cdot \tau_{\text{PGT}} \\ 1 & 0 & -(1 - \rho^q \cdot \tau_{\text{PGT}}) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} C_k \\ C_j \\ C_i \end{Bmatrix} = 0 \quad (5.5)$$

L'exposant (q) peut prendre les valeurs (+1) ou (-1) selon les conditions de fonctionnement du PGT (cf. §. III.3.1.3.3). Le rendement de base ρ d'un train ordinaire avec un seul engrenage est communément estimé à 0,98 pour engrenages extérieurs et à 0,99 pour les engrenages internes. Sinon, nous l'estimons avec les équations analytiques 3.9 et 3.10 (cf. §. III.3.1.3.1).

V.3.2 L'unité hydrostatique à variation continue

L'unité à variation continue hydrostatique est constituée de deux machines à cylindrée variable réversibles. Leurs cylindrées maximales sont notées à V_p et V_m . En faisant varier les cylindrées, il est possible de modifier en continu la vitesse dans la plage idéale $[-\infty, +\infty]$. Cependant, les pertes d'énergie et les limites structurelles des machines, limitent cette gamme, imposant l'introduction d'engrenages de rapport de transmission τ_1 et τ_2 (cf. Fig. 5.2), afin d'ajuster la vitesse de chaque unité hydrostatique à l'intérieur d'une plage admissible.

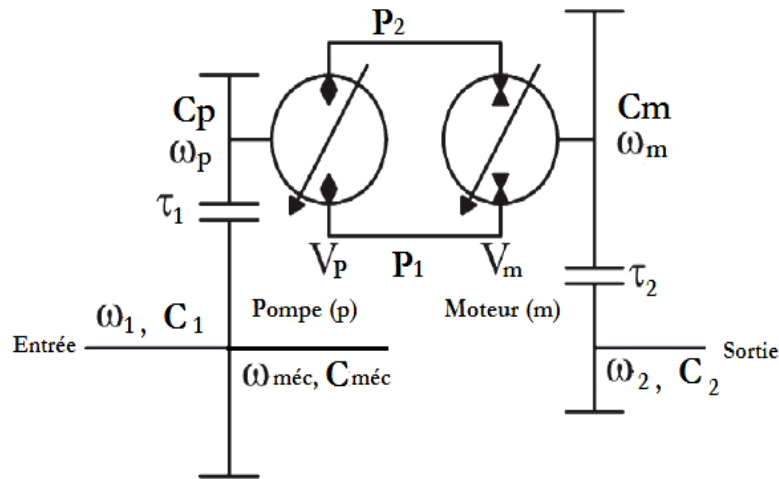


Figure 5.2 : Unité hydrostatique à variation continue

De façon générale, on notera avec l'indice « p » toute quantité relative à la pompe, et avec l'indice « m », celle relative au moteur. Les rapports de transmission sont définis par les équations 5.2 et 5.6. Idem pour les couples (cf. Éqs. 5.3, 5.7) :

$$\begin{bmatrix} 1 & \tau_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \omega_m \\ \omega_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (5.6)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{\tau_2} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} C_m \\ C_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (5.7)$$

Les équations fondamentales régissant la transmission de puissance à travers l'unité à variation continue (CVTAA) sont énumérées et délivrées ci-dessous en négligeant les pertes, directement à partir de la loi cinématique traduisant l'égalité des débits à la sortie de la pompe et à l'entrée du moteur (loi de conservation des débits), de la loi dynamique en régime permanent traduisant le fait que la pression est identique dans les deux chambres (pertes de charges négligées entre les deux machines) (Calloch et al., 2003) et des liaisons entre les composants de la CVT (cf. Fig. 5.1 et Fig. 5.2) :

$$\begin{bmatrix} \tau_1 \cdot \alpha \cdot V_p - \tau_2 \cdot \beta \cdot V_m \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (5.8)$$

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{\tau_1 \cdot \alpha \cdot V_p} - \frac{1}{\tau_2 \cdot \beta \cdot V_m} \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} C_1 + C_{méc} \\ C_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (5.9)$$

- $\alpha \cdot V_p$: La cylindrée de la pompe, V_p est la cylindrée maximale de la pompe, le coefficient α est tel que $\alpha \in [-1, 1]$;
- $\beta \cdot V_m$: La cylindrée du moteur, V_m est la cylindrée maximale du moteur et le coefficient β est tel que $\beta \in [0.25, 1]$.

Ces formules idéales sont influencées dans la réalité par deux groupes de pertes :

- Fuites, mais aussi la compressibilité du fluide, elles réduisent la vitesse de sortie ;
- Les pertes volumétriques (fuite et compressibilité du fluide) donnent lieu à la définition du rendement η_v dit rendement volumétrique.
- Les pertes hydromécaniques (frottement et pertes de charge au sein des machines) donnent lieu à la définition du rendement η_{hym} .

On note :

- η_{vp} et η_{hym_p} pour la pompe ;

- η_{vm} et η_{hymm} pour le moteur

Pour s'approcher de la réalité, en tenant compte des rendements de la pompe et du moteur, les équations 5.8 et 5.9 sont modifiées comme suit :

$$\left[\tau_1 \cdot \alpha \cdot V_p \cdot \eta_{vp}^k - \tau_2 \cdot \beta \cdot V_m \cdot \eta_{vm}^{-k} \right] \times \begin{Bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (5.10)$$

$$\left[\frac{(\eta_{hymp} \cdot \eta_1)^k}{\tau_1 \cdot \alpha \cdot V_p} - \frac{(\eta_{hymm} \cdot \eta_2)^{-k}}{\tau_2 \cdot \beta \cdot V_m} \right] \times \begin{Bmatrix} C_1 + C_{méc} \\ C_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (5.11)$$

où l'exposant k est une fonction du flux de puissance. En particulier, $k = 1$ si le flux est dirigé de la pompe vers le moteur ; $k = -1$ dans le sens inverse, les rendements η_v et η_{hym} désignent respectivement le rendement volumétrique et hydrostatique-mécanique des machines hydrauliques (pompe et moteur). Tandis que η_1 et η_2 prennent en compte les pertes mécaniques dans les engrenages ordinaires. Le rendement de chaque engrenage est estimé à 0,98.

V.3.3 Réglage du régime du moteur thermique (à combustion interne)

Le but principal des tracteurs agricoles est d'accomplir un travail de traction. Cependant, les moteurs à combustion interne équipant les tracteurs agricoles, possèdent une plage de rendement optimal relativement étroite. Les courbes caractéristiques du moteur de référence par exemple, montrent la plage de puissance constante¹ dans laquelle la puissance nominale est disponible sur une grande plage de régime, au détriment des conditions de fonctionnement (cf. Fig. 5.3).

À cet effet, le régime moteur pour un travail de traction, ne peut pas être défini en tant que valeur unique. Il ne peut être évalué que par une bonne connaissance des courbes caractéristiques du moteur. La puissance constante est la donnée la plus intéressante car, elle détermine les régimes optimums d'utilisation du moteur (cf. Fig. 5.3), ainsi que sa capacité à maintenir cette puissance disponible, malgré une chute de régime. Enfin, la plage de puissance constante indique en fait les régimes minimum et maximum utilisables lors des

¹ On parle de puissance constante lorsque la puissance nominale est disponible sur une grande plage de régime.

travaux (Plage d'utilisation, cf. Fig. 5.3). Nous essayons d'en tirer profit de ces caractéristiques du moteur à combustion interne pour élargir la plage du rendement optimal.

Pour ce faire, nous intégrons une transmission continuellement variable à dérivation de puissance adéquate et optimale à la chaîne cinématique du tracteur de référence.

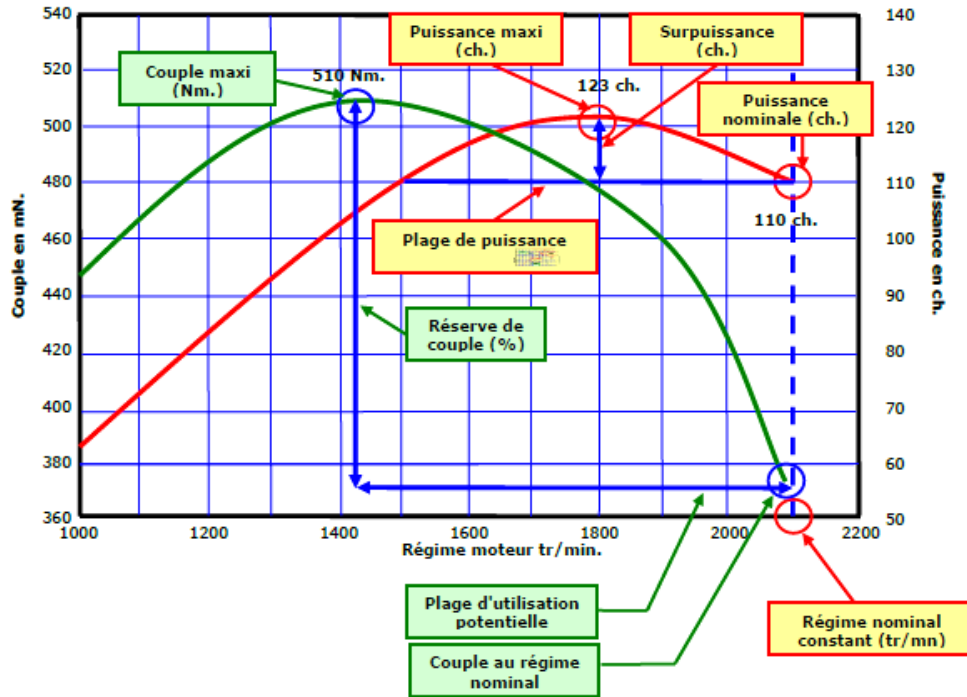


Figure 5.3 : Courbes caractéristiques d'un moteur à combustion interne de puissance nominale 110 Ch. (norme ECE R24)

V.3.4 Force de traction

Considérons maintenant les caractéristiques mécaniques requises pour l'entraînement d'un véhicule agricole, qui au fur et à mesure de son évolution est devenu un outil de traction très polyvalent. L'effort total de résistance à l'avancement ($F_{rés}$) que doit vaincre le système de motorisation (cf. Fig. 5.3), afin d'accélérer avec une intensité a , le véhicule de masse totale M , comprend plusieurs composantes définies ci-après :

$$F_{rés} = F_{roul} + F_{aéro} + M \cdot g \cdot \sin(\gamma) + M \cdot a + F_t \quad (5.12)$$

F_{roul} est la force de résistance au roulement liée au coefficient de roulement des pneus sur le sol. Si les pneus avant sont différents des pneus arrière ou, simplement, si leurs pressions de gonflage sont différentes, l'effort de résistance au roulement vaut (Multon et al., 1995) :

$$F_{roul} = (C_{RR,av} M_{av} + C_{RR,ar} M_{ar}) \cdot g \cong C_{RR,moy} \cdot M \cdot g \quad (5.13)$$

où M_{av} et M_{ar} sont respectivement les masses portées par les roues avants et arrières, g est l'accélération de la pesanteur ($9,82 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$) et C_{RR} est le coefficient de résistance au roulement (par exemple : Sur macadam : 0,02 à 0,025, sur terrain agricole : 0,14 à 0,25).

$F_{aéro}$ est la force de résistance aérodynamique, proportionnelle à la masse volumique de l'air ($1,28 \text{ kg}/\text{m}^3$), au carré de la vitesse relative (compte tenu du vent) par rapport à l'air, à la section frontale S_f du véhicule et à son coefficient C_x de pénétration dans l'air (environ 0,3 à 0,4 habituellement) (Multon et al., 1995).

$$F_{aéro} = \frac{\rho \cdot V^2}{2} C_x S_f \quad (5.14)$$

Pour un fonctionnement où la vitesse reste faible (moins de 50 km/h), cette composante pourra être négligée.

$M \cdot g \cdot \sin(\gamma)$: est la force nécessaire, proportionnelle à la masse totale du véhicule, pour vaincre une pente d'angle d'inclinaison γ (cf. Fig. 5.4) ;

$M \cdot a$: est le terme dynamique d'accélération ($a > 0$ pour une accélération et < 0 pour une décélération) ;

F_{tr} : est l'effort de traction (cf. Éq. 5.20), pratiquement, ne dépasse pas 60% du poids total du tracteur augmenté des reports de charges (outil et masses d'alourdissement) (Angonin, 2013).

Le rendement en traction η_t est le rapport de la puissance de traction P_t sur la puissance à l'essieu moteur P_m du tracteur. Il exprime le pourcentage de puissance aux roues motrices convertie en puissance de traction. Il est défini par (Nakib et al., 2013) :

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_m} \quad (5.15)$$

Sachant que

$$P_t = F_{tr} \cdot V_r = \mu_t \cdot W \cdot V_r = \mu_t \cdot W \cdot V_t (1 - \delta) \quad (5.16)$$

$$P_m = (F_{tr} + F_{roul}) \cdot V_t = \mu_{tmax} \cdot W \cdot V_t \quad (5.17)$$

- où F_{tr} : Force de traction (N) ;

- V_t, V_r : Vitesse théorique et vitesse réelle (m/s) ;
- $\mu_{t\max}$: Coefficient de traction maximal, il est donné par $\mu_{t\max} = 0.75$ (Nakib et al., 2013) ;
- W : Charge dynamique aux roues motrices (N) ;
- δ : Le glissement des roues motrices traduisant la diminution de la vitesse de déplacement du tracteur. Il s'exprime par la formule suivante (Nakib et al., 2013) :

$$\delta = \frac{V_t - V_r}{V_t} \quad (5.18)$$

où, la vitesse théorique se calcule de la manière suivante :

$$V_t = \frac{\omega_s \cdot r}{i_{fr}} \quad (5.19)$$

- où ω_s (rd/s) étant la vitesse de rotation de l'arbre de sortie de la transmission ;
- r : le rayon dynamique de la roue motrice en mètre ;
- i_{fr} : Le rapport de transmission entre l'arbre de sortie de la CVT et les roues motrices, il est exprimé en fonction de l'effort total de résistance à l'avancement, du rayon des roues motrices et du couple de sortie de la CVT (cf. éq. 5.16).

$$F_{rés} = \frac{C_s \cdot i_{fr}}{r} \quad (5.20)$$

où C_s : le couple à la sortie de la CVT (N.m).

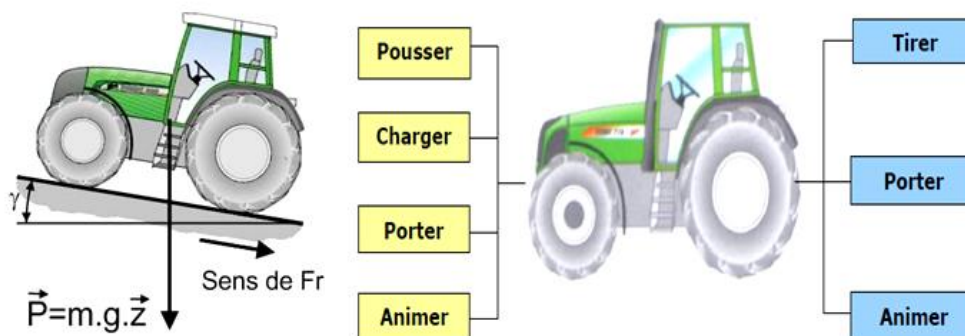


Figure 5.4 : Fonctions d'un tracteur

V. 4 Démarche de conception

On a noté récemment, l'utilisation de plus en plus des transmissions continuellement variable dans le secteur industriel des véhicules tels que le machinisme agricole, les machines de travaux publics et certaines marques d'automobiles. Cela pourra être justifié par la recherche d'amélioration du confort de la conduite sans compromettre le rendement global et éventuellement son coût. Dans cette application, nous sommes intéressés plutôt au machinisme non routier. La technologie actuelle offre plusieurs solutions de transmissions à variation continue (CVTAA) : l'hydrodynamique, l'hydrostatique, la mécanique et l'électrique. La transmission hydrodynamique (convertisseur de couple) ne convient pas pour ces applications parce que son rapport de transmission n'est pas contrôlable par l'utilisateur et elle a un bon rendement seulement à des vitesses élevées. La transmission mécanique avec ses variantes (courroie métallique, toroïdale) se caractérise par un rendement élevé, mais avec une faible puissance et une plage de vitesse réduite. La transmission électrique, bien que particulièrement adaptée pour le contrôle de la vitesse, a parfois des niveaux insatisfaisants des performances et un coût encore élevé. La transmission hydrostatique, au contraire, offre la possibilité de contrôler la vitesse, mais avec un faible rendement, provoquée par la double conversion d'énergie ayant lieu dans la transmission hydrostatique. À partir de ces considérations, on peut justifier l'utilisation des transmissions continuellement variables à dérivation de puissance dont le circuit de contrôle est un variateur hydrostatique (cf. Fig. 5.7, 5.8). Nous rappelons que cette transmission est constituée principalement d'un PGT, un variateur (CVU/CVTAA) et un ou plusieurs trains ordinaires à rapports fixes (FR). Du fait que le dimensionnement et le choix des composants sont multiples, nous proposons dans la suite de ce chapitre une démarche de conception basée sur l'optimisation. Une application sur la détermination des composants de la transmission d'un tracteur permettra de valider la démarche proposée.

La démarche de conception considérée ici consiste en un problème d'optimisation, où la fonction objectif à minimiser est la perte totale de la transmission, afin de choisir la configuration la plus optimale parmi celles énumérées au chapitre II (cf. II.5.1, II.5.2). Elle consiste dans un premier temps, à développer une procédure pour la modélisation de chaque composant. Par suite, un modèle global pour l'ensemble de la transmission est défini, permettant d'analyser la transmission et ses performances. Enfin, elle détermine les variables de conception des différentes configurations qui minimisent la fonction objectif et répondent

aux exigences prescrites au cahier des charges fonctionnel et aux contraintes de conception. Ensuite, il reste à choisir la configuration la plus adéquate, en se basant sur d'autres critères tels que les rendements des composants de la CVT, leurs masses, le rendement global de la transmission et le type de flux de puissance. L'intérêt de ce travail est d'apporter une contribution aux choix optimisés dans le domaine de la modélisation globale de transmission hydrostatique-mécanique dans des conditions d'exploitation variables et son intégration dans les véhicules. Les solutions possibles de conception de transmission sont en fonction de la base des données des connaissances techniques, des spécifications et des exigences de conception, des configurations proposées, et des composants standards disponibles (cf. Fig. 5.5).

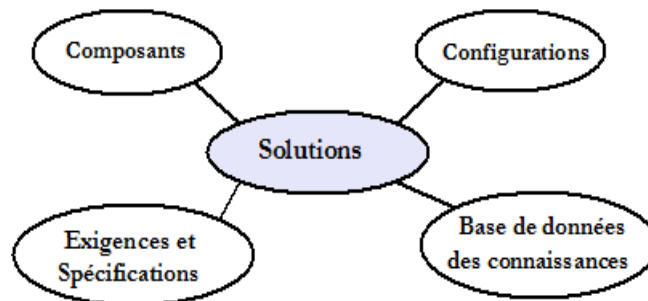


Figure 5.5 : Contexte de recherche de solutions

L'organigramme de la Figure 5.6 présente l'idée générale proposée du processus de conception. Ce dernier commence avec les spécifications et les exigences, ainsi, les différents scénarios représentant les conditions de fonctionnement variées sont élevés.

Les différentes configurations possibles sont proposées et leurs différents composants sont sélectionnés. Puis, en tenant compte des modèles de chaque composant et des interactions possibles entre les composants de la transmission, les variables de conception sont exprimées en fonctions des paramètres relatifs à la puissance d'entrée (paramètres moteur) et aux contraintes liées à l'effort global de traction imposé par le cahier des charges.

La minimisation de la fonction objectif permet de déterminer les variables de conception pour les différentes configurations. L'analyse des résultats permet le choix des composants standards ou la détermination des composants à concevoir. Enfin, des critères de qualifications permettent de qualifier la configuration la plus adéquate parmi les configurations optimales.

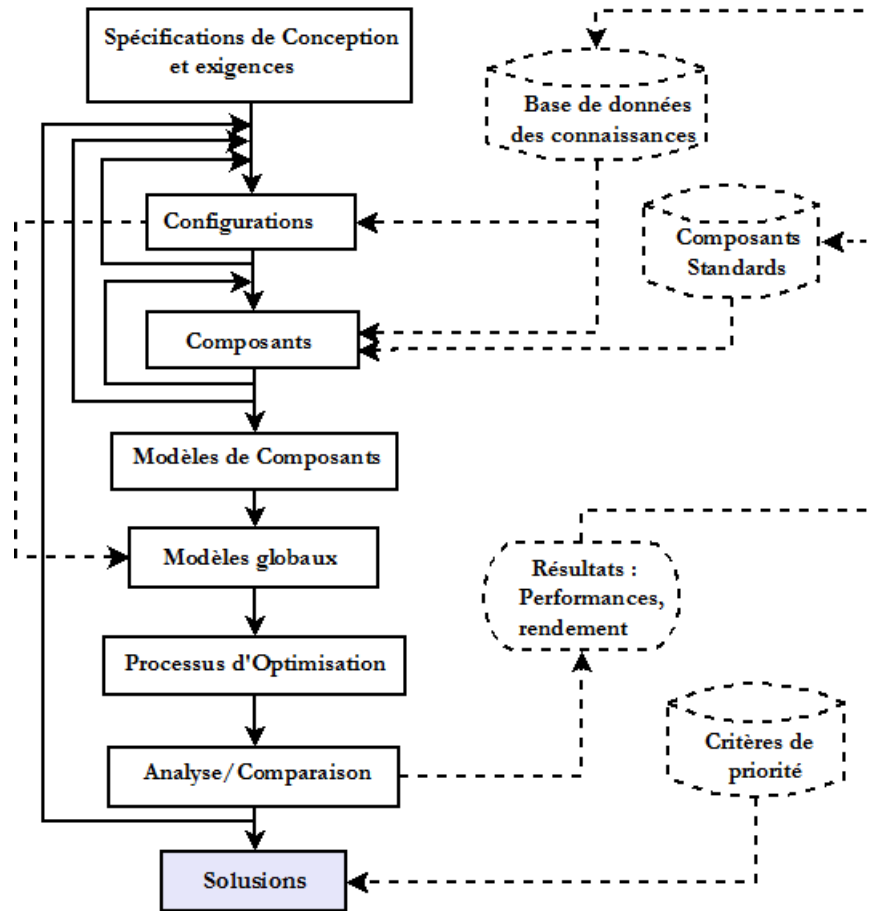


Figure 5.6 : Organigramme du processus de conception d'une CVT

V. 5 Optimisation du système de transmission intégré à un véhicule

L'optimisation des performances d'un véhicule agricole ou de travaux publics résulte de la combinaison appropriée de sa puissance, de son poids, de sa vitesse et de sa force de résistance à la traction et au glissement. Pour une taille donnée d'un véhicule, le poids, la vitesse et la force de résistance doivent être combinés afin que la condition optimale de fonctionnement soit atteinte. Un arrangement incorrect induirait une consommation non optimisée de l'énergie (Rossetti et al., 2013).

À cet effet, la conception optimisée d'un système de transmission à variation continue intégré à ce type de véhicule est définie comme étant un problème d'optimisation dans lequel la fonction objectif est la perte moyenne de transmission provoquant la consommation de carburant. Les variables de conception du système de transmission proposé sont les cylindrées des deux machines hydrauliques (pompe et moteur), les rapports de démultiplication des vitesses des engrenages ordinaires et de la raison de base du train

planétaire. Afin, d'identifier les variables de conception de la transmission continuellement variable ayant les meilleures performances parmi celles satisfaisantes les contraintes nécessaires à son intégration dans la chaîne cinématique d'un tel véhicule et répondant à un cahier des charges imposé. Le processus d'optimisation peut être généralement formulé comme suit :

Trouver $x = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$ minimisant $f(x)$; sous contraintes $g_j(x) \leq 0, j = 1, \dots, m$ et $h_l(x) = 0, l = 1, \dots, p$

Sachant que :

- x_1, x_2, \dots, x_n sont les variables d'optimisation libres (degré de liberté) ;
- les contraintes d'égalité $h_l(x) = 0, l = 1 \dots p$ sont des paramètres de conception ;
- les contraintes d'inégalité $g_j(x) \leq 0, j = 1 \dots m$ sont les contraintes de conception ;
- $f(x)$ est la fonction objectif.

V.5.1 Variables de conception

Les variables soumises à l'optimisation sont :

- Les cylindrées V_p et V_m ;
- Les rapports de transmission τ_1 et τ_2 ;
- La raison de base du train planétaire τ_{PGT} .

V.5.2 Paramètres de conception

Les paramètres de conception fournis en entrée de la procédure d'optimisation sont les suivants (cf. Tableau 5.1) :

- La puissance de conception (puissance constante) du moteur à combustion interne ICE (Internal Combustion Engine) ;
- La vitesse du véhicule ;
- La force de traction maximale ;
- Rayon de la roue ;

- Le régime moteur de conception.

V.5.3 Les contraintes de conception

La procédure d'optimisation doit satisfaire certaines contraintes de conception et structurelles, en particulier :

- La pression maximale des machines hydrauliques (Pompe et moteur) : $\Delta p \leq \Delta p_{\max}$ ($\Delta p_{\max} = 300$ bars), pressions nominales courantes des machines à pistons ;
- Volumes maximum et minimum permis pour les cylindrées des machines hydrauliques : $V_{p,\min} \leq V_p$ et $V_m \leq V_{m,\max}$;

Cylindrée de la pompe (valeurs maximales habituelles)	$V_{p,\max} = 150 \text{ cm}^3/\text{tr}$
Cylindrée de la pompe (valeurs maximales habituelles)	$V_{m,\max} = 250 \text{ cm}^3/\text{tr}$

- Le maximum et le minimum de la raison de base du train planétaire $\tau_{\text{PGT},\min} \leq \tau_{\text{PGT}} \leq \tau_{\text{PGT},\max}$ ($-4.5 \leq \tau_{\text{PGT}} \leq 4.5$) (Velicu, 2007) ;
- Type de flux de puissance, il est exprimé selon l'équation 3.1 (cf. §. III.2) :

Les vitesses de rotation maximales des machines hydrauliques (pompe/moteur) ont été considérées comme une fonction de la cylindrée nominale $\omega_{\max}(V_{I,II})$. Parce que, les vitesses maximales de ces machines se rapportent à l'état de la machine en pleine cylindrée. Le facteur β (resp α) a été ajouté pour modéliser l'augmentation de la vitesse maximale dans les conditions à cylindrée partielle ($\alpha < 1$). Ces paramètres apparaissent comme des données d'entrée pour la procédure de conception, elles sont automatiquement satisfaites, en fixant des valeurs propres sur le modèle numérique du véhicule.

V. 6 Fonction objectif

Le but de l'optimisation est la minimisation de la consommation de carburant provoquée par des pertes de transmission. Par conséquent, la fonction objectif est la perte moyenne calculée dans la plage des régimes optimums d'utilisation du moteur (cf. Fig. 5.5)

$$f(x) = \frac{\int_{\omega_{opt,min}}^{\omega_{opt,max}} (1 - \eta_{CVT}) \cdot d\omega}{\omega_{opt,max}} \quad (5.21)$$

V. 7 Étude de cas

Afin de tester la procédure d'optimisation, le véhicule étudié est un tracteur de puissance élevée (Fendt 412 Vario). Les caractéristiques du moteur à combustion interne équipant le véhicule et les dimensions et les données du véhicule sont représentées respectivement dans la Figure 5.3 et le Tableau 5.1. Les Figures 5.7 et 5.8 montrent les architectures proposées du système de transmission à variation continue intégré dans la chaîne cinématique du véhicule. Les contraintes de conception sont résumées dans la section V.5.3, les exigences et les spécifications fonctionnelles du moteur sont présentées dans les sections V.3.3 et V.3.4. La vitesse réelle de travail du véhicule est supposée constante dans la plage des régimes d'utilisation potentielle. Pour éviter des pertes par recirculation de puissance, il est recommandé que la transmission travaille dans le type de flux de puissance III. Le régime maximal est atteint lorsque le moteur est accéléré au maximum. Dans le cas de la courbe de la Figure 5.3, le régime maximal atteindra sans doute 2300tr/mn (Angonin, 2013). Par conséquent, les régimes d'utilisation maximum et minimum sont définis par (Angonin, 2013) :

- Régime d'utilisation maxi = régime puissance nominale = 80–90% du régime maxi du moteur ($\omega_{opt,max} = 2100$ tr/mn) ;
- Régime d'utilisation mini = Régime début plage de puissance constante = 65% régime maxi du moteur ($\omega_{opt,max} = 1500$ tr/mn).

Vu le nombre important d'architectures et par suite, de configurations, et la complexité de modélisation et d'implémentation du processus d'optimisation, nous traitons uniquement deux architectures.

Une architecture entrée couplée et une sortie couplée composées d'une transmission hydrostatique (CVTAA/CVU), d'un train planétaire de type I et de deux trains d'engrenage ordinaires. À la fin de la démarche de conception optimisée, nous choisissons la configuration la plus adéquate parmi les 12 possibles, celle qui répondra aux exigences et spécification susmentionnées et satisfaisant les contraintes de conception et les critères de qualification.

Tableau 5.1 : Caractéristiques techniques des tracteurs de la gamme « Fendt 400 Vario » (Agro-Fendt , 2011)

Série	411 Vario	412 Vario	413 Vario	414 Vario	415 Vario
Moteur					
Puissance nominale (KW/ch.) (ECE R24)	74/100	81/110	88/120	96/130	103/140
Puissance maximale (KW/ch.) (ECE R24)	85/115	92/125	99/135	107/145	114/155
Suralimentation / Régulation moteur	Turbocompresseur / EDC				
Régime nominal (tr/min)	2100	2100	2100	2100	2100
Régime avec puissance maxi (tr/min)	1900	1900	1900	1900	1900
Couple maxi (Nm) / Régime (tr/min)	505/1400	550/1400	589/1400	613/1400	657/1400
Consommation de carburant optimale (g/kWh)	205	205	204	203	204
Transmission et prise de force	Transmission continue Vario				
Vitesse maximale (km/h)	50 (limitée à 40 km/h en France)				
Dimension et poids					
Poids à vide selon DIN 70020 (daN)	5400	5400	5420	5450	5450
Poids total autorisé en charge (daN)	9000	9000	9000	9500	9500
Rapport poids / puissance (daN/kW)					35
Rapport entre l'arbre de sortie et les roues motrices	$i_{fr} = 36.5$				
Pneumatiques : Les tracteurs de la série 400 sont équipés à l'arrière de pneus de diamètre $Dr \approx 2$ m. $r = 905$ mm					

V.7.1 Architectures entrée couplée/sortie couplée

Pour la configuration de l'architecture entrée couplée présentée sur la Figure 5.7, la source motrice (M) ou le moteur à combustion interne entraîne l'arbre planétaire (i) et la pompe hydraulique. L'arbre du moteur hydraulique est engrené avec la couronne (j) du train planétaire et le porte-satellites (k) est lié au récepteur.

La configuration de l'architecture sortie couplée (cf. Fig. 5.8), le moteur à combustion interne (M) entraîne le porte-satellites (k), la pompe hydraulique est entraînée par la couronne (j) via un engrenage ordinaire de rapport τ_1 . L'arbre de sortie du moteur hydraulique est lié à l'arbre de sortie de la transmission (i) par un engrenage ordinaire de rapport τ_2 .

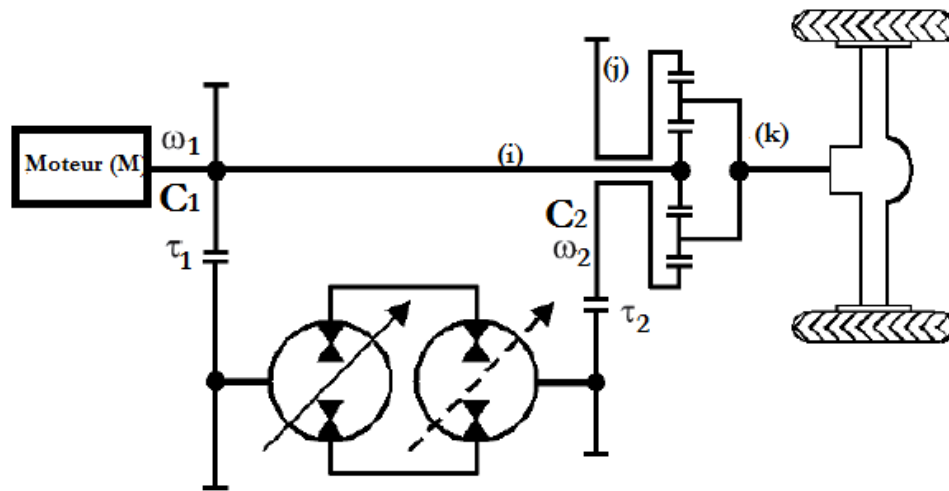


Figure 5.7 : Schéma d'une transmission entrée-couplée

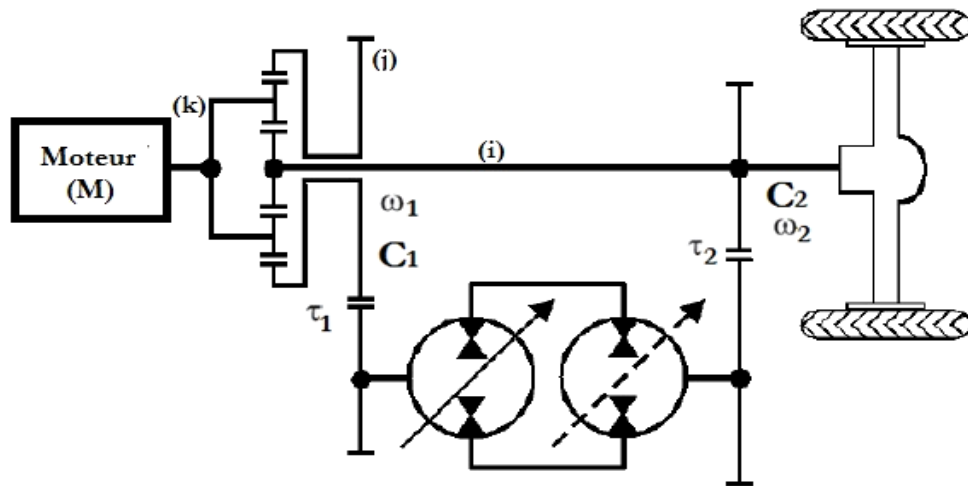


Figure 5.8 : Schéma d'une transmission sortie-couplée

V.7.2 Définition et résolution du système

Les équations 5.5, 5.6 et 5.7-5.10 permettent la définition d'un système de quatre équations et six inconnues. Pour le cas de la Figure 5.8 qui correspond à la configuration 3 (cf. §. IV.5.4, Fig. 4.15 et Tableau 4.2), deux autres équations qui tiennent compte des liens entre les éléments sont ensuite considérées (cf. Éqs. 5.21, 5.22).

$$\begin{cases} \omega_{\text{méc}} - \omega_i = 0 \\ \omega_2 - \omega_j = 0 \end{cases} \quad (5.22)$$

De même pour les couples (cf. Fig. 5.2) :

$$\begin{cases} C_{\text{méc}} + C_i = 0 \\ C_2 + C_j = 0 \end{cases} \quad (5.23)$$

La dernière contrainte nécessaire pour rendre le système déterminé est la vitesse et le couple de l'un des deux arbres extrêmes. Pour l'entrée-couplée (cf. Fig. 5.7), où le moteur est relié à l'arbre 1, les équations sont les suivantes :

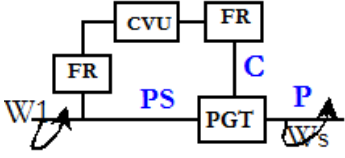
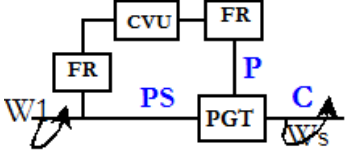
$$\omega_1 = \omega_{\text{moteur}} ; C_1 = C_{\text{moteur}} \quad (5.24)$$

$$F_{\text{rés}} = \frac{C_k \cdot i_{fr}}{r} \quad (5.25)$$

Le Tableau 5.2 résume les équations qui tiennent des liens entre les différents composants de la transmission pour l'architecture entrée-couplée de la Figure 5.8.

Tableau 5.2 : Équations relevant des connexions de composants pour les différentes configurations d'une CVT entrée-couplée

Configurations	Équations de vitesses	Équations de couples	Force de traction
<p>Configuration 1</p>	$\begin{cases} \omega_{\text{méc}} - \omega_j = 0 \\ \omega_2 - \omega_i = 0 \end{cases}$	$\begin{cases} C_{\text{méc}} + C_j = 0 \\ C_2 + C_i = 0 \end{cases}$	$F_{\text{rés}} = \frac{C_k \cdot i_{fr}}{r}$
<p>Configuration 2</p>	$\begin{cases} \omega_{\text{méc}} - \omega_j = 0 \\ \omega_2 - \omega_k = 0 \end{cases}$	$\begin{cases} C_{\text{méc}} + C_j = 0 \\ C_2 + C_k = 0 \end{cases}$	$F_{\text{rés}} = \frac{C_i \cdot i_{fr}}{r}$
<p>Configuration 3</p>	$\begin{cases} \omega_{\text{méc}} - \omega_i = 0 \\ \omega_2 - \omega_k = 0 \end{cases}$	$\begin{cases} C_{\text{méc}} + C_i = 0 \\ C_2 + C_j = 0 \end{cases}$	$F_{\text{rés}} = \frac{C_k \cdot i_{fr}}{r}$
<p>Configuration 4</p>	$\begin{cases} \omega_{\text{méc}} - \omega_i = 0 \\ \omega_2 - \omega_k = 0 \end{cases}$	$\begin{cases} C_{\text{méc}} + C_i = 0 \\ C_2 + C_k = 0 \end{cases}$	$F_{\text{rés}} = \frac{C_j \cdot i_{fr}}{r}$

<p>Configuration 5</p> 	$\begin{cases} \omega_{\text{méc}} - \omega_k = 0 \\ \omega_2 - \omega_j = 0 \end{cases}$	$\begin{cases} C_{\text{méc}} + C_k = 0 \\ C_2 + C_j = 0 \end{cases}$	$F_{\text{rés}} = \frac{C_i \cdot i_{fr}}{r}$
<p>Configuration 6</p> 	$\begin{cases} \omega_{\text{méc}} - \omega_k = 0 \\ \omega_2 - \omega_i = 0 \end{cases}$	$\begin{cases} C_{\text{méc}} + C_k = 0 \\ C_2 + C_i = 0 \end{cases}$	$F_{\text{rés}} = \frac{C_j \cdot i_{fr}}{r}$

V.7.3 Définition des conditions de travail

La charrue :

- Poids total : 1260 kg ;
- Largeur de travail $4 \times 16''$ soit environ 1.63(m).

Condition de travail :

- Vitesse d'avancement (vitesse réelle : 2.22 m/s soit 8 km/h ;
- Glissement de 20% ;
- Résistance du sol à la traction (Angonin, 2013) : 60 kg/dm² (cette valeur correspond à un sol limono-argileux en consistance friable à sec) ;
- Profondeur moyenne de travail : 25 cm ;
- Pente peut atteindre 30%.

Effort de traction pressenti (F_{tr}) :

- F_{tr} = largeur de travail x résistances du sol x Profondeur de travail ;
- F_{tr} = 2445 daN.

Poids du tracteur nécessaire pour tirer la charrue (Angonin, 2013) :

- $P_{\text{trac}} = (\text{Effort de traction} + \text{poids de la charrue}) \times 1,4$;
- P_{trac} (kg) = 5180 (kg) ou 5180 daN.

Remarque : il est évident que le poids à vide du tracteur de référence 5400 daN (cf. Tableau 5.1) est bien adapté à l'application que nous avons choisie. Lorsque le besoin existe, il faut pouvoir alourdir le tracteur pour atteindre le poids adhérent optimal ; Ce poids adhérent² se calcule en fonction de la puissance nominale du moteur exprimée en chevaux à la norme ECE R24 qui est la référence pour les tracteurs agricoles. Pratiquement, l'effort de traction est fonction du poids total du tracteur augmenté des reports de charges (lestage³, outils et masses d'alourdissement).

V. 8 Résultats

Le Tableau 5.3 résume les résultats des différentes configurations de la transmission entrée-couplée (cf. Fig. 5.8), pour un tracteur agricole (cf. Tableau 5.1). En fait, les valeurs obtenues des variables de conception sont le résultat d'un processus d'optimisation. Par conséquent, les valeurs des variables de conception pour les six configurations sont optimales, mais, nous devons choisir une configuration parmi les six. Pour cela, nous utilisons d'autres critères de qualification qui nous permettent de prendre la décision. Le Tableau 5.4 donne un aperçu de la relation entre la cylindrée des machines hydrauliques (Pompe/Moteur) et leur masse, pour une pression de fonctionnement de 300 bars.

En se basant sur le critère masse des composants hydrauliques, le Tableau 5.4, nous permet de qualifier les deux configurations 3 et 4. Ensuite, nous déterminons les masses optimales des trains épicycloïdaux de ces deux configurations (cf. §. IV.6.1), en tenant compte du couple d'entrée au PGT et de l'arbre d'attaque du PGT (arbre d'entrée). Le processus de minimisation de la masse pour un choix optimal des PGT a montré que, leurs masses optimales sont faibles devant les masses des machines hydrauliques. Par conséquent, dans ce cas les masses des machines hydrauliques sont suffisantes pour prendre la décision. D'autres critères de qualification sont le rendement des PGT et le flux de puissance de la CVT.

² L'unité du poids adhérent est *le kilogramme par cheval (kg/Ch.)*. C'est lui qui augmentera le coefficient d'adhérence du tracteur, pour lui assurer une meilleure traction sans qu'il soit nécessaire de ralentir la vitesse ni même d'augmenter la puissance de base du tracteur.

³ Lestage liquide: comme pour les roues avant les pneumatiques arrière sont remplies d'eau. Le lestage solide: c'est le plus couramment utilisé. Il est réalisé par accrochage de masse en fonte sur les jantes arrière et avant du tracteur. Le lestage sur le châssis : Fixation de masses amovibles sur le support d'essieu avant.

Les Figures 5.9 et 5.10 montrent les rendements des PGT et le type de flux de puissance pour les deux configurations 3 et 4. En fait, les raisons de base optimales obtenues ont permis d'avoir des rendements très satisfaisants des trains planétaires (cf. Fig. 5.9, 5.10 à gauche). Nous constatons qu'elle n'y a pas une différence significative entre les rendements des PGT des deux configurations, alors que les flux de puissance sont différents. La configuration 4 fonctionne avec un flux de puissance de type II (cf. Fig. 5.10 à gauche), mais la configuration 3 fonctionne avec un flux de puissance de type III (cf. Fig. 5.9 à gauche), ce dernier est le plus recommandé.

Tableau 5.3 : Résultats d'optimisation pour le tracteur agricole

Configurations	Variables de conception	Résultats : valeurs des V_{co}
Configuration 1 	τ_1	0.67
	τ_2	1.34
	τ_{PGT}	-0.57
	V_p	53 (cm³)
	V_m	134 (cm³)
Configuration 2 	τ_1	1.45
	τ_2	2.45
	τ_{PGT}	-3.57
	V_p	42 (cm³)
	V_m	107 (cm³)
Configuration 3 	τ_1	0.49
	τ_2	0.5
	τ_{PGT}	-1.7
	V_p	37 (cm³)
	V_m	98 (cm³)
Configuration 4 	τ_1	1.5
	τ_2	2.35
	τ_{PGT}	-0.54
	V_p	40 (cm³)
	V_m	103 (cm³)
Configuration 5 	τ_1	1.7
	τ_2	2.34
	τ_{PGT}	-2.57
	V_p	67 (cm³)
	V_m	147 (cm³)

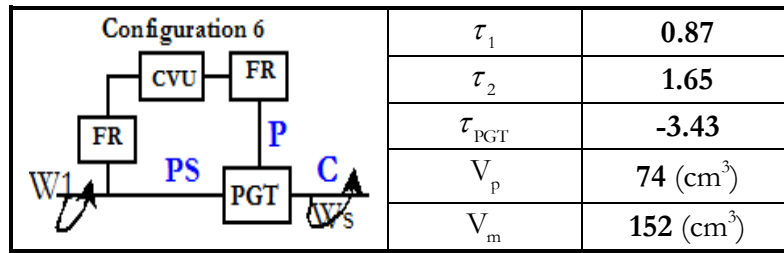


Tableau 5.4 : Caractéristiques de composants d'une CVU (d'après des documents Sauer, Série 20)

Série	Cyl.maxi (cm ³ /tr)	Vit.maxi (tr/mn)	SPV ⁴		SMF ⁵	SMV ⁶		
			Cyl.gavage (cm ³ /tr)	Masse (kg)	Masse (kg)	Cyl.mini (cm ³ /tr)	Vit.maxi (tr/mn)	Masse (kg)
20	33.3	3590	12.3	45	30	12.5	4150	51
21	51.6	3100	12.3	55	35	19.5	3700	61
22	69.8	2810	18.0	63	40	26.4	3250	69
23	89.0	2590	18.0	78	47	33.6	3000	84
24	118.7	2350	18.0	124	70	44.7	2750	139
25	165.3	2100	32.8	164	124	62.6	2400	179
26	227.3	1890	32.8	212	152	85.9	2200	227
27	333.3	1670	65.5	270	197	126.0	1900	285

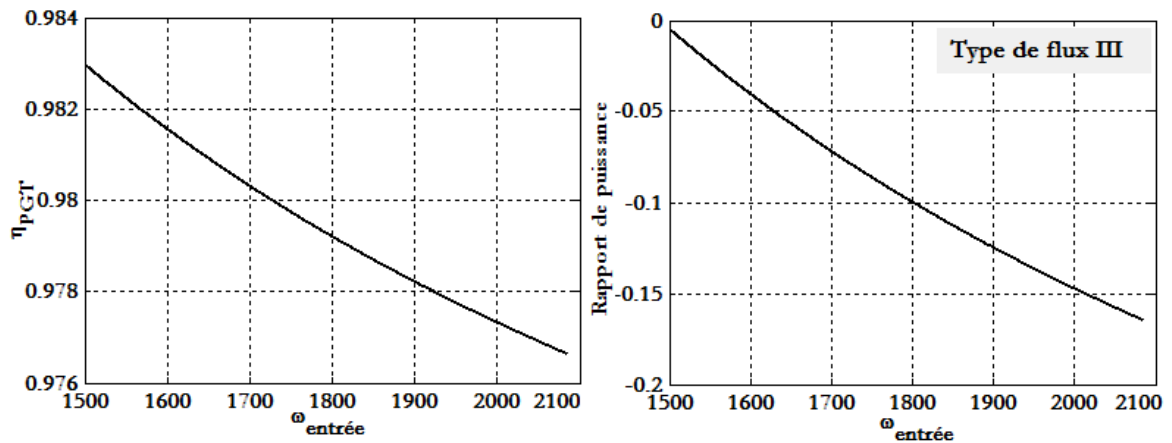


Figure 5.9 : Rendement du PGT et flux de puissance de la CVT pour la configuration 3

⁴ SPV : Pompes à cylindrée variable.

⁵ SMF : Moteurs à cylindrée fixe.

⁶ SMV : Moteurs à cylindrée variable.

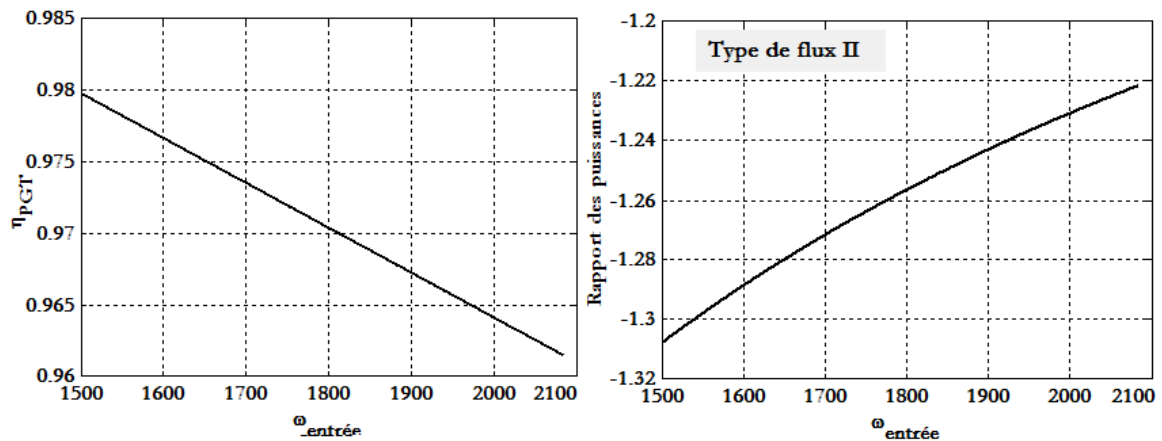


Figure 5.10 : Rendement du PGT et flux de puissance de la CVT pour la configuration 4

En fait, la transmission présente un rendement global supérieur à 80% (cf. Fig. 5.11) dans la plage de vitesses d'utilisation, ce qui est sensiblement plus élevé que la norme proposée par Renius et al., pour une transmission hydraulique à variation continue (Renius et al., 2005).

En conclusion, nous suggérons que la configuration 3 est la plus adéquate à répondre au cahier des charges et aux exigences imposées.

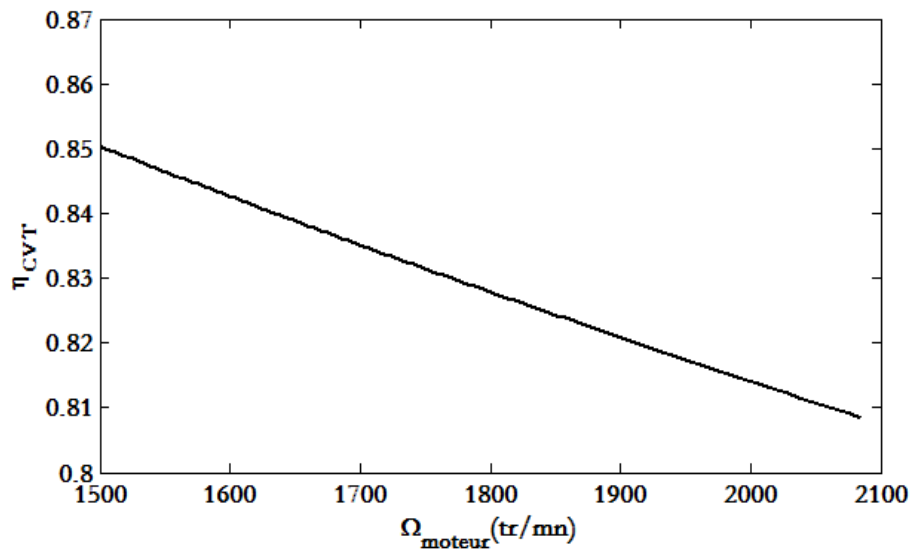


Figure 5.11 : Rendement global de la transmission dans la plage des régimes d'utilisation

V.9 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté, une démarche de conception optimisée d'une transmission hydrostatique-mécanique continuellement variable à dérivation de puissance. Ce type transmission est souvent utilisé pour des véhicules à forte puissance. Le support d'application choisi est un tracteur agricole de 81KW.

Les avantages de la transmission continuellement variable à dérivation de puissance sont contrebalancés par une réduction du rendement, provoquée par une double conversion d'énergie ayant lieu dans la transmission hydrostatique. Par conséquent, la conception de la transmission à dérivation de puissance doit être soigneusement étudiée. La fonction objectif à minimiser est la perte totale de la transmission, et les variables de conception sont les cylindrées des machines hydrauliques, les rapports de multiplication de vitesses des engrenages ordinaires et la raison de base du train planétaire. La procédure ne dépend pas de l'expérience et des connaissances précédentes car aucune hypothèse n'a été faite sur le dimensionnement des composants.

La procédure a démontré être capable de gérer la conception optimisée, en répondant à toutes les contraintes de conception et d'obtenir une transmission à haut rendement. Nous proposons également comme perspective dans le présent contexte de développer la conception optimisée des configurations de transmissions continuellement variables à dérivation de puissance plus complexes.

Conclusions et Perspectives



Conclusions et Perspectives

La motorisation des systèmes mécaniques tels que, entre autres, les véhicules routiers et non routier, les éolienne, les machine outils, nécessite une adaptation du régime de leur partie motrice, en termes de vitesse, couple et puissance, aux conditions imposées par l'état de fonctionnement de leur partie réceptrice. A titre d'exemple, on a montré que les systèmes de transmissions continuellement variable permettent de réaliser cette fonction en garantissant plus de confort de conduite et avec moins de consommation énergétique pour les véhicules. Nous rappelons que cette catégorie de systèmes de transmission sont composés principalement d'un train planétaire (ayant deux degrés de liberté), un variateur de vitesse et éventuellement des trains d'engrenage ordinaires (réducteurs/multiplicateurs de vitesse). Dans cette thèse, partant d'un cahier des charges spécifique, nous nous sommes intéressés à la proposition d'une démarche de conception permettant la détermination des composants constituant la transmission continuellement variable à concevoir. Une telle approche nécessite une base théorique sous forme d'une méthodologie de conception. À cet effet, nous avons proposé dans le chapitre II une démarche de conception préliminaire à partir d'analyses structurelle et énergétique qui permet de dégager l'ensemble d'architectures possibles relatives aux transmissions continuellement variables, classées ensuite selon la disposition du train épicycloïdal au sein de la transmission et l'agencement géométrique des composants. En se basant sur des contraintes de conception et sur les interactions des entrées/sorties du train épicycloïdal avec les composants de la transmission, nous avons énuméré plusieurs configurations pour chacune des architectures. Dans le chapitre III, nous avons présenté une analyse énergétique des architectures, qui nous a permis de les classer en fonction du type de flux d'énergie. Nous rappelons que le rendement d'une transmission continuellement variable à dérivation de puissance est fortement influencé par celui du train planétaire, composant principal dans ce type de transmission. Depuis, une attention particulière est donnée à la manière

d'évaluation du rendement du train, en fait, nous avons établi une procédure simple et efficace pour le calcul du rendement mécanique des trains d'engrenages planétaires quel que soit leur type. La dite procédure s'applique aisément au cas particulier, où le train planétaire fonctionne comme étant un réducteur/multiplicateur de vitesse.

Le facteur rendement est un critère parmi d'autres que nous avons adopté pour converger vers une conception optimale, permettant de comparer entre différentes configurations ou architectures possibles d'une transmission continuellement variable répondant à un cahier des charges préfixé. Ensuite, une démarche de conception optimisée d'un système de transmission continuellement variable pour les convertisseurs d'énergie éolienne a été proposée au chapitre IV. Avec, ce système de transmission, nous pouvons maintenir la vitesse de la génératrice constante malgré la variation de la vitesse du vent. Ce cas de fonctionnement conduit à une meilleure exploitation du potentiel de l'énergie éolienne disponible.

La démarche d'optimisation consiste à choisir la configuration la plus optimale qui satisfait dans un premier temps, la marge du rapport de vitesses de telle sorte que l'arbre rapide tourne avec la vitesse de synchronisation de la génératrice. Le deuxième critère de qualification que nous avons adopté est le critère « masse », ce critère a permis d'identifier la configuration la plus optimale ; en fait, nous avons identifié les configurations les plus légères en ayant la capacité de transmission suffisante du couple généré au niveau du rotor de l'éolienne, d'une part. D'autre part, parmi ces configurations les plus légères, le critère de qualification « rendement » nous a permis d'identifier la configuration ayant le meilleur rendement, celle-ci est la plus optimale. La comparaison des résultats de la présente conception avec les valeurs standards a montré tout l'intérêt des approches proposées.

Une deuxième application, qualifiée aussi d'importante parmi les travaux de cette thèse, a concerné la conception du système de transmission continuellement variable (à dérivation de puissance) d'un véhicule non routier, c'était un tracteur ayant une puissance moyenne de 81 KW. L'unité de variation (le variateur) adoptée dans cette transmission est un système hydraulique, constitué d'une pompe et d'un moteur volumétriques à cylindrées variables. Après avoir identifié les différentes configurations possibles, le choix entre celles-ci est basé sur la minimisation des pertes énergétiques à travers la transmission étudiée. Les variables de conception sont les cylindrées des machines hydrauliques (pompe et moteur), les rapports de multiplication/réduction de vitesses des engrenages ordinaires et la raison de base du train planétaire. La procédure a démontré être capable de gérer la conception optimisée, en répondant à l'ensemble

des contraintes de conception imposées par le fonctionnement du système et les contraintes technologiques des composants.

Comme perspectives de cette thèse, nous avons énuméré un ensemble de points pouvant constituer des axes de recherche.

Le premier axe consiste à appliquer la présente approche de conception des systèmes de transmissions continuellement variables ayant des architectures plus complexes, cas des systèmes utilisant deux ou plusieurs trains planétaires, ces architectures peuvent être rencontrées dans les engins lourds. Dans cet objectif et pour être plus systématique, il sera judicieux d'adopter des outils d'analyse tels que la théorie des graphes au niveau structurel et le bond graph au niveau comportemental.

Le deuxième axe que nous qualifions d'important est le développement des modèles dynamiques des sous-systèmes des transmissions continuellement variable. En effet, les systèmes deviennent de plus en plus légers, c'est le cas qu'on réalise une optimisation où la masse est adoptée comme fonction objectif. Le développement des modèles dynamiques permettra de montrer les frontières d'une telle optimisation. Une bonne application concernera par exemple la chaîne cinématique d'une éolienne intégrant une transmission continuellement variable. Les éoliennes fonctionnent en régime dynamique très fort dans le champ de vent à vitesse variable. Les comportements dynamiques permettront aussi, pour une éolienne, de réaliser sa commande active.

Le troisième axe comme perspective de perfectionnement est la réalisation d'un outil numérique facile à manipuler permettant d'intégrer cette démarche de conception, en partant des données d'un cahier des charges donné, en passant par les choix des architectures, configurations, composants, l'évaluation de leurs performances et arriver en fin au choix « optimal », qui sera la meilleure configuration répondant au cahier des charges indiqué.

En dernier lieu, nous avons l'intention de dégager dans le futur proche l'aspect pédagogique de l'enseignement de la conception mécanique des systèmes de transmission en général et les systèmes de transmission continuellement variables (à dérivation de puissance et/ou infiniment variable), en particulier.

Annexes



Annexe I

Annexe I.1

Tableau 1 : Rendement mécanique calculé à partir de la méthode de décomposition (cas de flux de puissance de type I)

Combinaison (1-4)	$\eta_{PGT} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{C1} \left(1 - \frac{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \right) + \left(\frac{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \right) + \left(\frac{1 - \omega_{j2} / \omega_{i2}}{\eta_{C2} + \omega_{j2} / \omega_{i2}} \right)}} - \frac{\eta_{C2}}{\eta_{C1} \left(\frac{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \right) \left(\frac{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{k2}}{1 - \omega_{j2} / \omega_{i2}} \right) + \left(\frac{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{k2}}{1 - \omega_{j2} / \omega_{i2}} \right)} + \frac{1}{\left(1 - \frac{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{\eta_{C1} \left(1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1} \right)} \right)}$
Combinaison (2-5)	$\eta_{PGT} = \frac{\eta_{C1}}{\frac{1}{\left(\frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \right) + \left(\frac{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{i2}}{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{k2}} \right)} + \frac{1}{1 + \left(\frac{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{i2}}{\eta_{C2} + \omega_{j2} / \omega_{k2}} \right) \cdot \left(\frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}} \right)}} - \frac{\eta_{C1} \cdot \eta_{C2}}{\left(\frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \right) \cdot \left(\frac{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{k2}}{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{i2}} \right) + \left(\frac{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{k2}}{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{i2}} \right)} + \frac{\eta_{C2} \cdot \eta_{C2}}{1 + \left(\frac{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{i2}}{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{k2}} \right)}$
Combinaison (2-6)	$\eta_{PGT} = \frac{\eta_{C1}}{\frac{1}{\left(1 + \frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}} \right) \cdot \left(\frac{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{i2}}{1 - \omega_{j2} / \omega_{k2}} \right)} + \frac{1}{\left(\frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \right) + \left(\frac{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{i2}}{1 - \omega_{j2} / \omega_{k1}} \right)}} - \frac{\eta_{C1} \cdot \eta_{C2}}{\left(1 - \frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \right)} - \frac{\eta_{C1}}{\left(\frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \right) \cdot \left(\frac{1 - \omega_{j2} / \omega_{k2}}{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{i2}} \right) + \left(\frac{1 - \omega_{j2} / \omega_{k2}}{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{i2}} \right)}$
Combinaison (3-6)	$\eta_{PGT} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{C1} \cdot \left(\frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} + \frac{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{i2}}{1 - \omega_{j2} / \omega_{k2}} \right)} + \frac{1}{\left(1 + \frac{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{i2}}{1 - \omega_{j2} / \omega_{k2}} \right) \cdot \left(\frac{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}} \right)}} + \frac{\eta_{C2}}{\eta_{C1} \cdot \left(\frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \right)} - \frac{1}{\left(\frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \right) \cdot \left(\frac{1 - \omega_{j2} / \omega_{k2}}{\eta_{C2} - \omega_{j2} / \omega_{i2}} \right) + \left(\frac{1 - \omega_{j2} / \omega_{k2}}{\eta_{C1} \cdot \left(\eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2} \right)} \right)}$

Annexe I

Annexe I.2 : Flux de puissance de type II

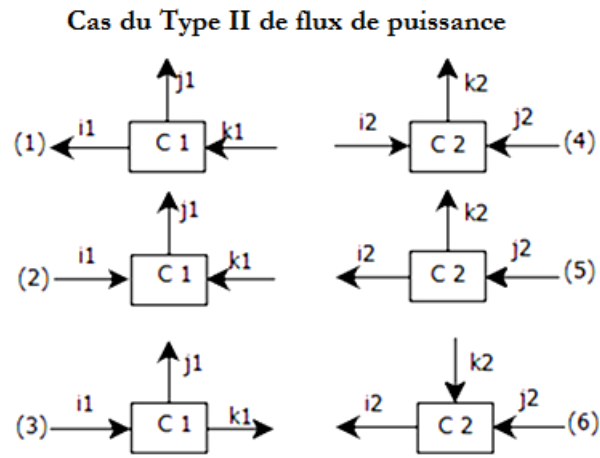


Figure 1 : Les types de flux de puissance possibles pour les deux trains épicycloïdaux élémentaires (C1 et C2) (cas de type de flux de puissance II du PGT)

Tableau 2 : Rendement mécanique des trains épicycloïdaux fondamentaux (C1) et (C2) (cas de flux de puissance II)

(1) $\eta_{C1} = \frac{\omega_{i1} - \tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^q \cdot \omega_{j1}}{(1 - \tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^q) \cdot \omega_{k1}}$	(4) $\eta_{C2} = \frac{(1 - \tau_{C2} \cdot \rho_{in}^q) \cdot \omega_{k2}}{\omega_{i2} - \tau_{C2} \cdot \rho_{in}^q \cdot \omega_{j2}}$
(2) $\eta_{C1} = \frac{\tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^q \cdot \omega_{j1}}{\omega_{i1} - (1 - \tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^q) \cdot \omega_{k1}}$	(5) $\eta_{C2} = \frac{\omega_{i2} - (1 - \tau_{C2} \cdot \rho_{in}^q) \cdot \omega_{k2}}{\tau_{C2} \cdot \rho_{in}^q \cdot \omega_{j2}}$
(3) $\eta_{C1} = \frac{\tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^q \cdot \omega_{j1} + (1 - \tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^q) \cdot \omega_{k1}}{\omega_{i1}}$	(6) $\eta_{C2} = \frac{\omega_{i2}}{\tau_{C2} \cdot \rho_{in}^q \cdot \omega_{j2} + (1 - \tau_{C2} \cdot \rho_{in}^q) \cdot \omega_{k2}}$

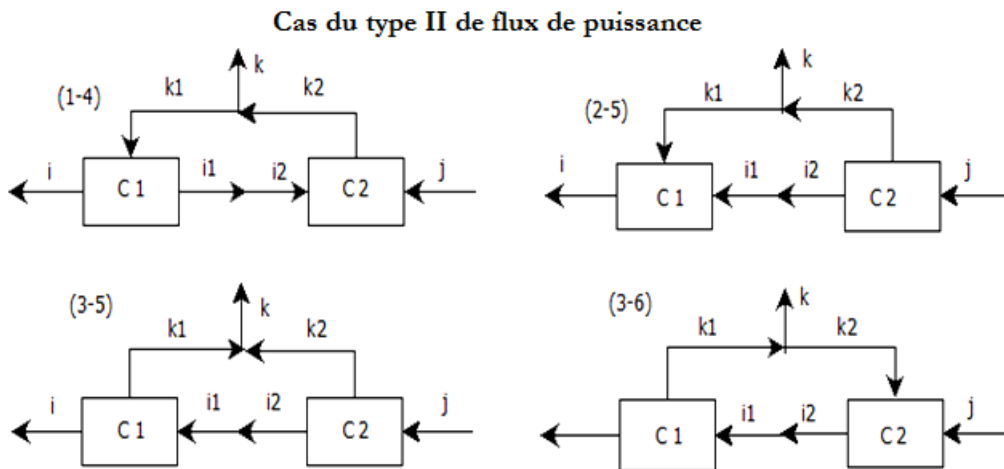


Figure 2 : L'ensemble des combinaisons possibles en fonction de l'analyse du flux de puissance

Tableau 3 : Rendement mécanique calculé à partir de la méthode de décomposition (cas de flux de puissance de type II)

Combinaison (1-4)	$\eta_{PGT} = \frac{1}{\eta_2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1 - (\omega_{j1}/\omega_{i1})}{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{k1})} \square \frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2}}{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{i2}}} + \frac{1}{\frac{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{i2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2}} + \frac{1 - (\omega_{j1}/\omega_{i1})}{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{k1})}} - \frac{\eta_{C1}}{\eta_{C2} \square \frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{i2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2}} \square \frac{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{k1})}{1 - (\omega_{j1}/\omega_{i1})} + \frac{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{k1})}{1 - (\omega_{j1}/\omega_{i1})}} + \frac{1}{\eta_{C2} \square (1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2})}$
Combinaison (2-5)	$\eta_{PGT} = \frac{\eta_2}{\frac{1}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{i2}} + \frac{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{i1})}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2}}} + \frac{1}{1 + \frac{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{i1})}{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{k1})} \square \frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{i2}}} - \frac{\eta_{C1} \cdot \eta_2}{1 - \frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{i2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2}}} + \frac{\eta_{C1} \cdot \eta_2}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{i2} \square \frac{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{k1})}{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{i1})} + \frac{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{k1})}{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{i1})}}$
Combinaison (2-6)	$\eta_{PGT} = \frac{1}{\eta_2} \cdot \frac{1}{\frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{i2}}{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2}} + \frac{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{i1})}{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{k1})}} + \frac{1}{1 + \frac{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{i1})}{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{k1})} \square \frac{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{i2}}} + \frac{\eta_{C1}}{\eta_2} - \frac{\eta_{C1}}{\eta_2} \cdot \frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{i2}}{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2}} - \frac{\eta_{C1}}{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2}} \square \frac{\eta_{C1} - \omega_{j1}/\omega_{k1}}{\eta_{C1} - \omega_{j1}/\omega_{i1}} + \frac{\eta_{C1} - \omega_{j1}/\omega_{k1}}{\eta_{C1} - \omega_{j1}/\omega_{i1}}$
Combinaison (3-6)	$\eta_{PGT} = \frac{1}{\eta_2} \cdot \frac{1}{\frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{i2}}{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2}} + \frac{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{i1})}{1 - (\omega_{j1}/\omega_{k1})}} + \frac{1}{1 + \frac{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{i1})}{1 - (\omega_{j1}/\omega_{k1})} \square \frac{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{i2}}} + \frac{1}{\eta_2} - \frac{\eta_{C1}}{\eta_2} \cdot \frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{i2}}{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2}} - \frac{1}{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2}/\omega_{k2}} \square \frac{1 - (\omega_{j1}/\omega_{k1})}{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{i1})} + \frac{1 - (\omega_{j1}/\omega_{k1})}{\eta_{C1} - (\omega_{j1}/\omega_{i1})}$

Annexe I

Annexe I.3 : Flux de puissance de type III

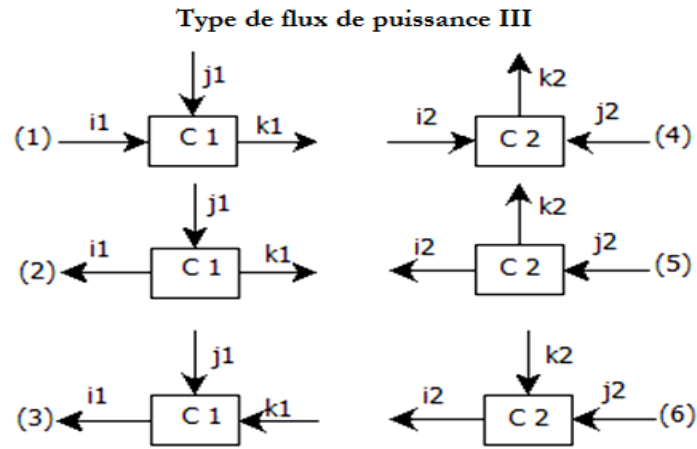


Figure 3 : Les types de flux de puissance possibles pour les deux trains épicycloïdaux élémentaires (C1 et C2) (cas de type de flux de puissance III du PGT)

Tableau 4 : Rendement mécanique des trains épicycloïdaux fondamentaux (C1) et (C2) (cas de flux de puissance III)

(1) $\eta_{C1} = \frac{(1 - \tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^q) \cdot \omega_{k1}}{\omega_{i1} - \tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^q \cdot \omega_{j1}}$	(4) $\eta_{C2} = \frac{(1 - \tau_{C2} \cdot \rho_{in}^q) \cdot \omega_{k2}}{\omega_{i2} - \tau_{C2} \cdot \rho_{in}^q \cdot \omega_{j2}}$
(2) $\eta_{C1} = \frac{\omega_{i1} - (1 - \tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^q) \cdot \omega_{k1}}{\tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^q \cdot \omega_{j1}}$	(5) $\eta_{C2} = \frac{\omega_{i2} - (1 - \tau_{C2} \cdot \rho_{in}^q) \cdot \omega_{k2}}{\tau_{C2} \cdot \rho_{in}^q \cdot \omega_{j2}}$
(3) $\eta_{C1} = \frac{\omega_{i1}}{\tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^q \cdot \omega_{j1} + (1 - \tau_{C1} \cdot \rho_{ex}^q) \cdot \omega_{k1}}$	(6) $\eta_{C2} = \frac{\omega_{i2}}{\tau_{C2} \cdot \rho_{in}^q \cdot \omega_{j2} + (1 - \tau_{C2} \cdot \rho_{in}^q) \cdot \omega_{k2}}$

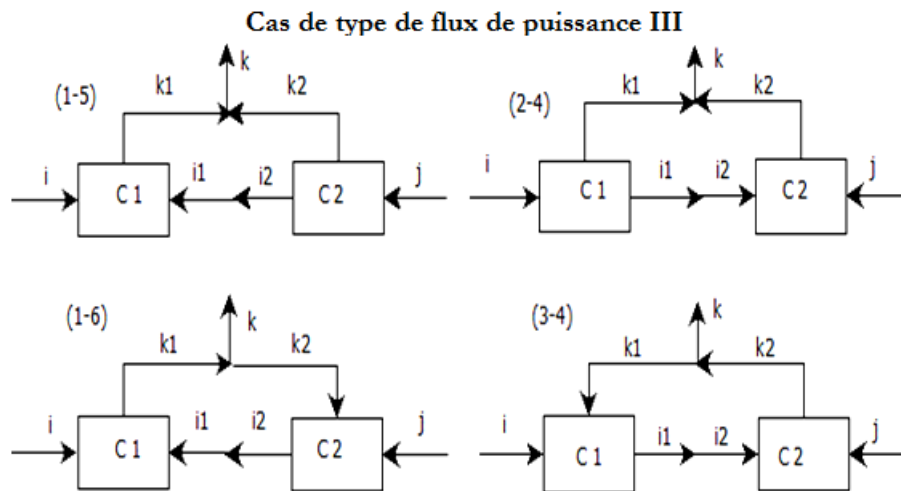
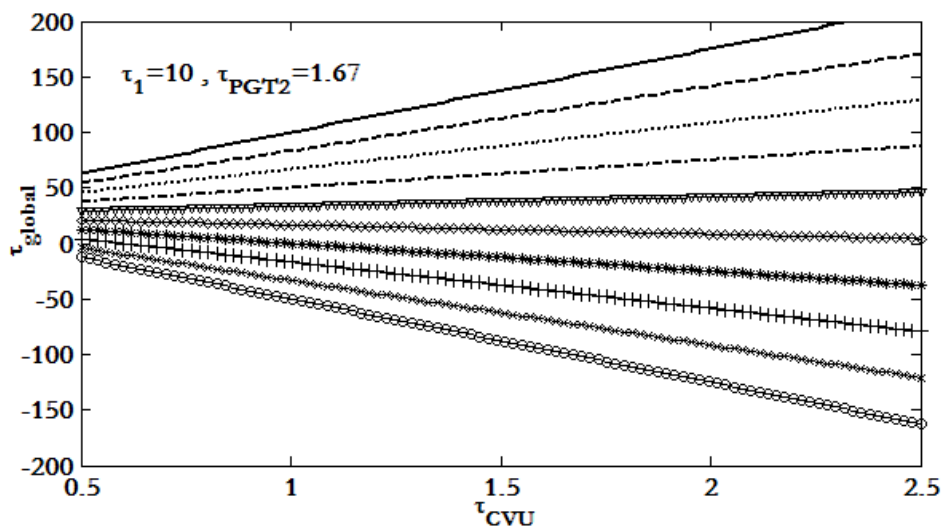
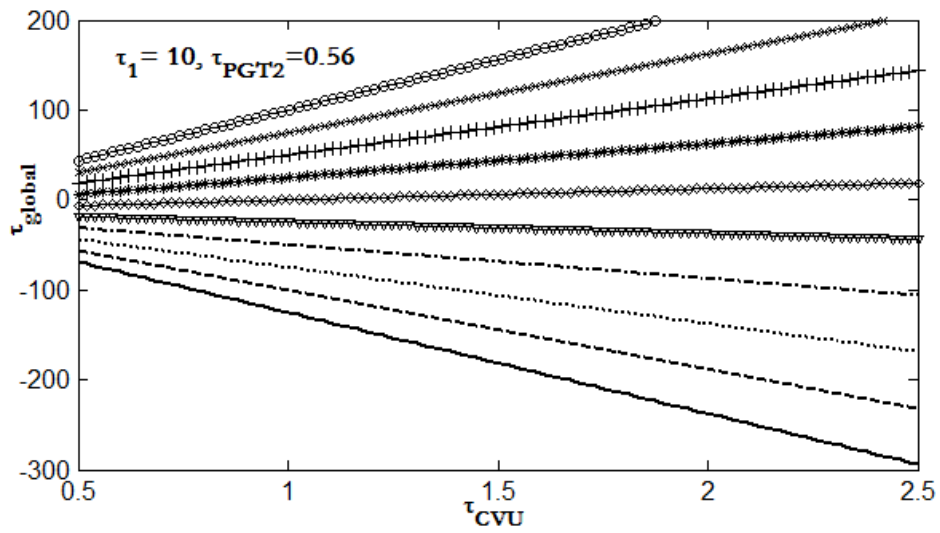
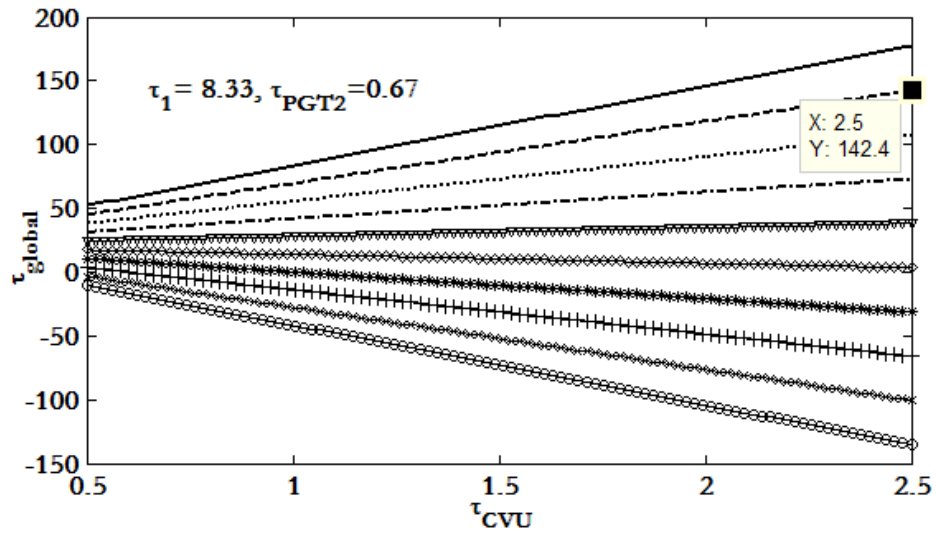


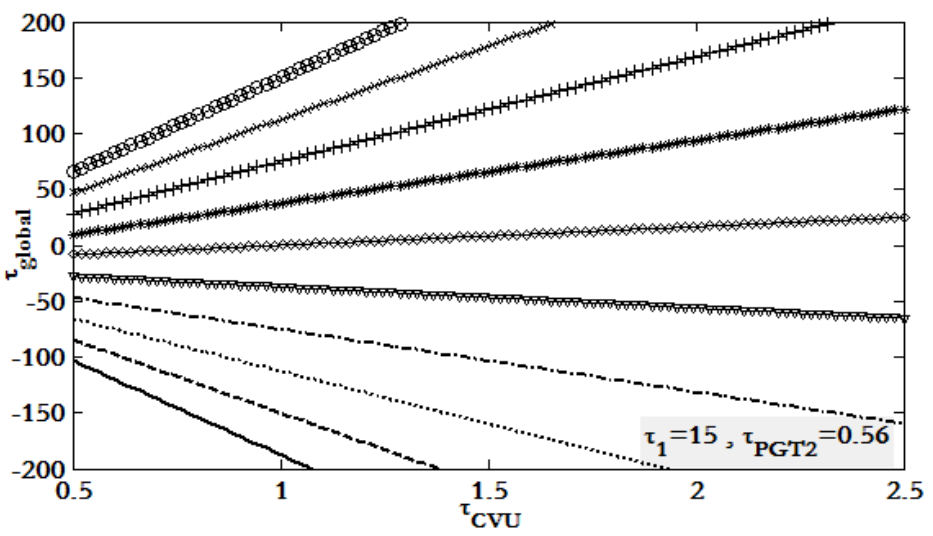
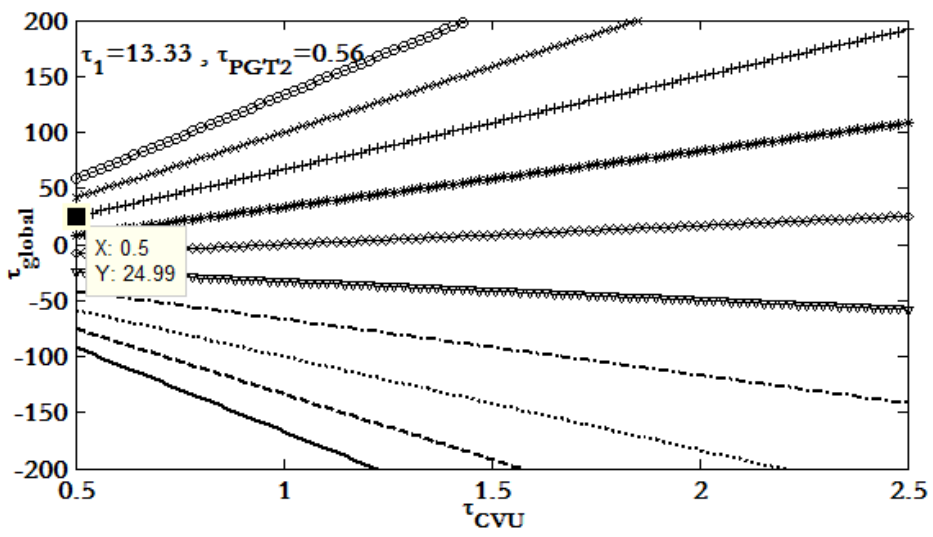
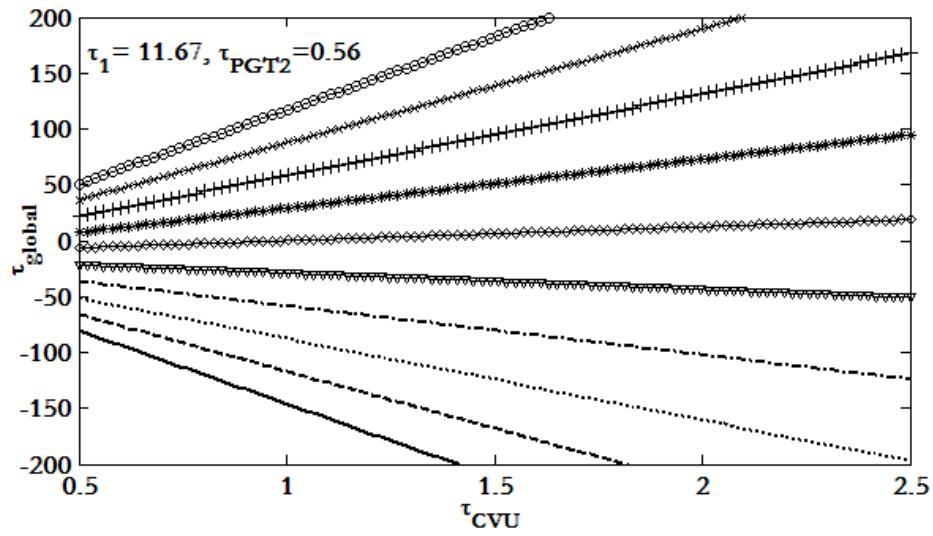
Figure 4 : L'ensemble des combinaisons possibles en fonction de l'analyse du flux de puissance

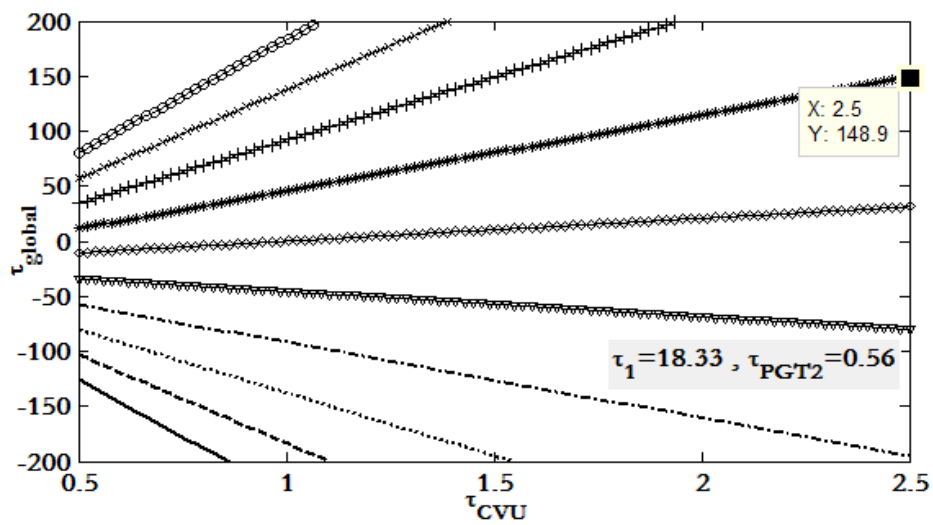
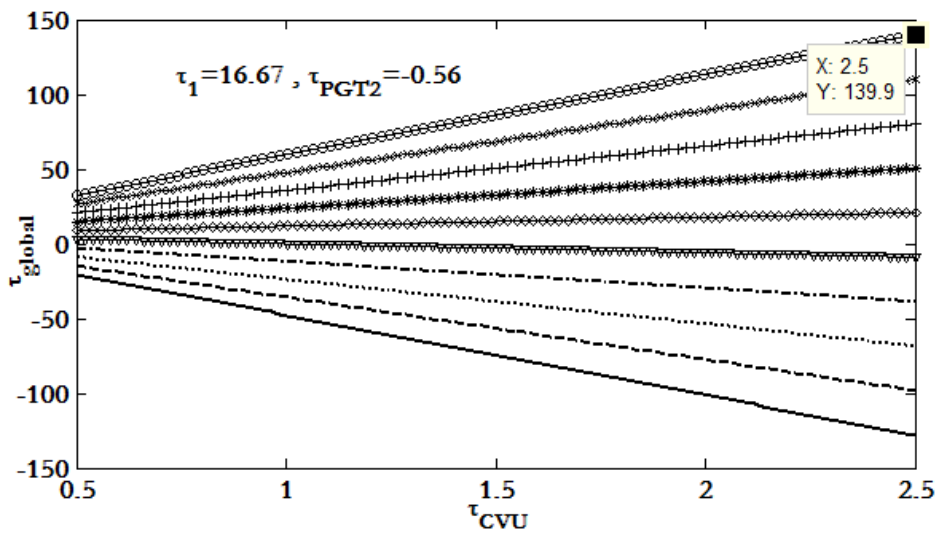
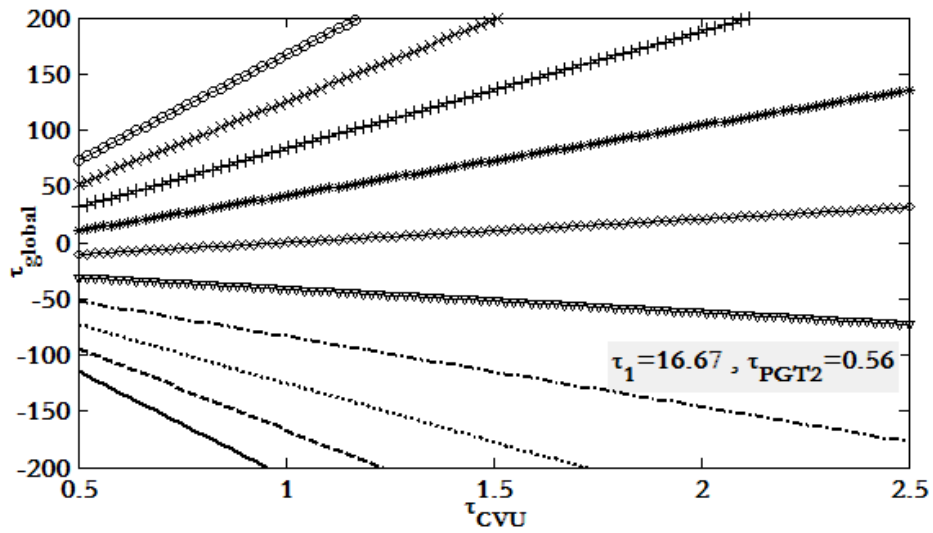
Tableau 5 : Rendement mécanique calculé à partir de la méthode de décomposition (cas de flux de puissance de type III)

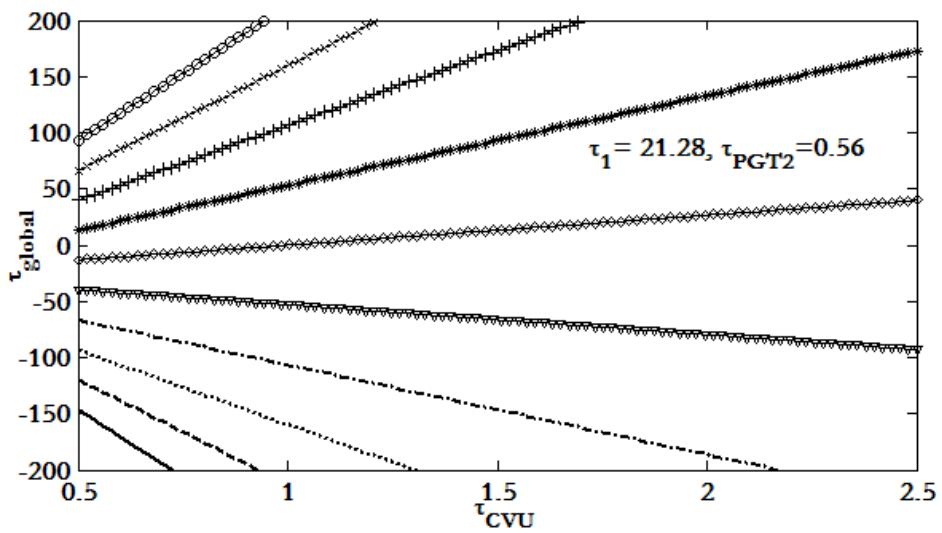
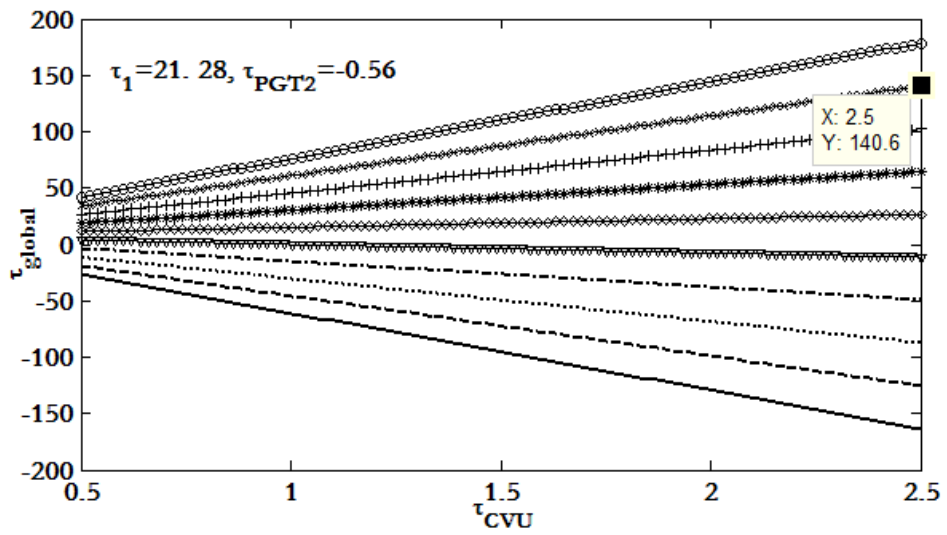
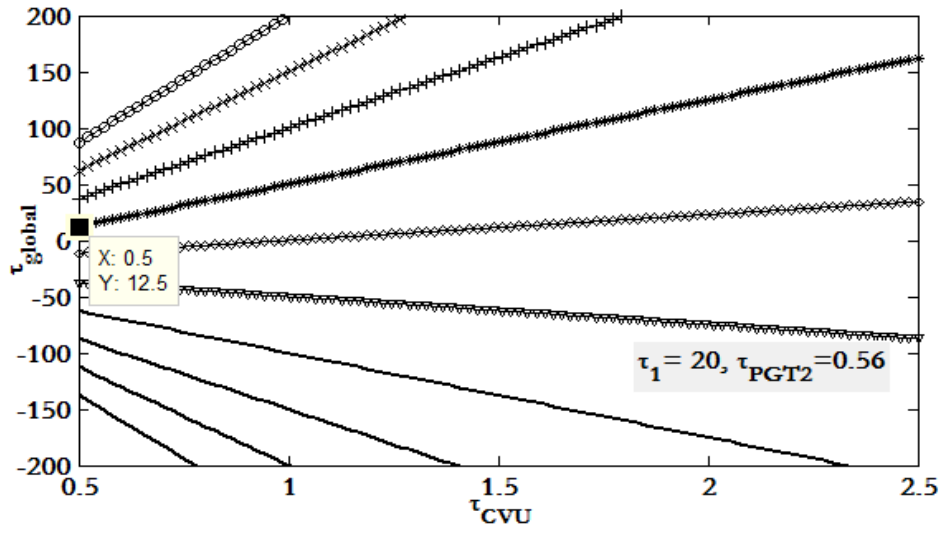
Combinaison (1-5)	$\eta_{PGT} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{C1} \left(1 + \frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{k2}} \square \frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}}{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}} \right)} + \frac{1}{\eta_2 \left(1 + \frac{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \square \frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{k2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2}} \right)}}$
Combinaison (1-6)	$\eta_{PGT} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{C1} \left(1 + \frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2}}{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{k2}} \square \frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}}{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}} \right)} + \frac{1}{\frac{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} + \frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2}}{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{k2}}} - \frac{1}{\eta_2 \cdot \left(\frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2}}{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{k2}} + \frac{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \right)} + \frac{1}{1 + \frac{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \square \frac{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{k2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2}}}}$
Combinaison (2-4)	$\eta_{PGT} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{C1} \cdot \left(\frac{1}{1 + \frac{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{k2}} \square \frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}} + \frac{1}{\frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} + \frac{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{k2}}} \right)} - \frac{1}{\left(\frac{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{k2}} + \frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \right)} + \frac{1}{\eta_2 \cdot \left(1 + \frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \square \frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{k2}}{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2}} \right)}}$
Combinaison (3-4)	$\eta_{PGT} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{C1} \left(-\frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} + \frac{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{k2}} \right)} + \frac{1}{1 + \frac{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{k2}} \square \frac{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}}{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}} + \frac{1}{\left(-\frac{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2}}{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{k2}} + \frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \right)} + \frac{1}{\eta_2 \cdot \left(1 + \frac{1 - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{i1}}{\eta_{C1} - \eta_{C1} \cdot \omega_{j1} / \omega_{k1}} \square \frac{1 - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{k2}}{\eta_{C2} - \eta_{C2} \cdot \omega_{j2} / \omega_{i2}} \right)}}$

Annexe II :









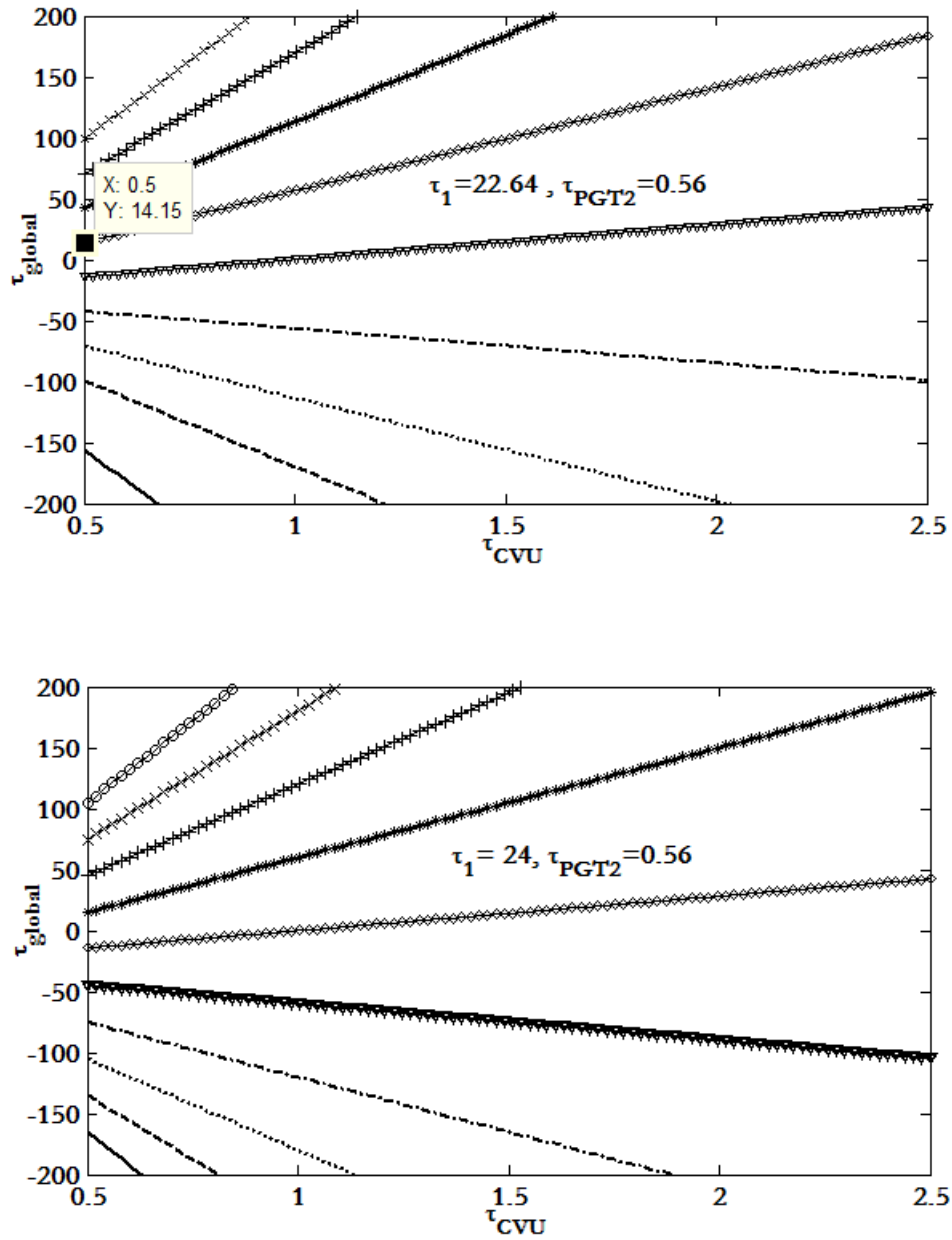


Figure 5 : Rapport global de transmission en fonction du rapport du multiplicateur et des variables de conception de la CVT

Références bibliographiques



Références bibliographiques

- Abdelli A. «Optimisation multicritère d'une chaîne éolienne passive.» Thèse, Institut National Polytechnique, Toulouse, 2007.
- Ackermann T. *Wind Power in Power Systems*. John Wiley & Sons. Édité par Royal Institute of Technology. Stockholm, 2005.
- AFAV, Association Française pour l'Analyse de la Valeur. «Exprimer le besoin, applications de la démarche fonctionnelle.» Édité par AFNOR. coll. Afnor Gestion, 1989.
- Agro-Fendt. 2011. www.fendt.fr/download/pdf/08015700_FE_400_F_Internet.pdf (accès le 2014).
- Aguglia D., P. Viarouge, R. Wamkeue, et J. Cros. «Determination of Fault Operation Dynamical Constraints for the Design of Wind Turbine DFIG Drives.» *Mathematics and Computers in Simulation* 81, n° 2 (2010): 252 – 262.
- Ait taleb1 A., A. Chaâba, et M. Sallaou. «Identification et Analyse des Architectures des Transmissions Continuum Variables à Dérivation de Puissance.» *Revue de Mécanique Appliquée et Théorique* 2, n° 4 (2011): 311-321.
- Ait taleb2 A., A. Chaâba, et M. Sallaou. «Conception préliminaire d'une Transmission Continuum Variable adaptée à un système éolien.» *21^{ème} Congrès Français de Mécanique*. Bordeaux, 26 au 30 août 2013, 2013.
- Ait taleb3 A., A. Chaâba et M. Sallaou. «Efficiency Evaluation of Continuously Variable Transmissions Including a Planetary Gear Train.» *Energy and Power Engineering* 5 (2013) : 153-160.
- Ait taleb4 A., A. Chaâba, et M. Sallaou. «Identification et Analyse des architectures des Transmissions Infiniment Variables.» *10^{ème} Congrès de mécanique* . Oujda, 19-22 Avril , 2011.
- Aittaleb5, A., A. Chaaba, and Sallaou M. “On the Mechanical Efficiency Assessment of Epicyclic Gear Trains: Analytic Formulas and an Easy Algorithm.” *SAE, Advanced Hybrid and Electric Vehicle Powertrains (Part 1)*, 2014.
- Ait taleb6 A., A. Chaâba, et M. Sallaou. « Aide à la décision en conception des transmissions continuum variables.» *7^{ième} Congrès Conférence Internationale Conception et Production Intégrées*. Oujda 19, 20 & 21 octobre 2011.
- Ait taleb7 A., A. Chaâba, et M. Sallaou. «Optimisation d'une transmission continuum variable à dérivation de puissance : *Minimisation de la masse* » *11^{ème} Congrès de mécanique* . Agadir, 23-26 Avril, 2013.
- Alarico M. et A. Rossetti. «Fuel consumption reduction in urban buses by using power split transmissions.» *Energy Conversion and Management* 71 (2013): 159–171.
- Andrew J.F. *Design and Analysis of a Modified Power Split Continuously Variable Transmission*. Thesis, Morgantown: West Virginia University, 2003.
- Angonin B. «Règles de base de l'utilisation du tracteur agricole.» http://www.canc.nc/fileadmin/documentscanc/internet/a_telecharger/Machinisme/Documents_techniques/R%C3%A8gles_base_utilisation_tracteur.pdf. Chambre d'Agriculture de Nouvelle Calédonie. 2013. (accès le 2014).
- Arbaoui, A. «Aide à la décision pour la définition d'un système éolien, Adéquation au site et à un réseau faible.» Thèse de Doctorat, ENSAM, Bordeaux, 2006.

- Beachley N.H., C. Anscomd, et C. R. Burrows. «Evaluation of split-path extended range continuously-variable transmissions for automotive applications.» *J. Franklin Inst.* 317, n° 4 (1984): 235–262.
- Beachley N.H. et A.A. Frank. «Continuously variable transmissions: theory and practice.» Technical Report, College of Engineering, University of Wisconsin, Madison, 1979.
- Bianchi, F. D., H. De Battista, et R. J. Mantz. *Wind Turbine Control Systems, Advances in Industrial Control Series*. Édité par Springer. 2007.
- Birch, S. «Audi Takes CVT From 15th Century to 21st Century.» *Automotive Engineering International Online. SAE International*, January 2000.
- Calloch S., J.E. Cognard, D. Dureisseux, et D. Marquis. *Les systèmes de transmission de puissance (Systèmes mécaniques et hydrauliques)*. Édité par Lavoisier. Paris: Hermès Science, 2003.
- Cheah C. et J. Heywood. «Meeting U.S. passenger vehicle fuel economy standards in 2016 and beyond.» *Energy Policy* 39 (2011): 454–466.
- Chen C. et J. Angeles. «Virtual-Power Flow and Mechanical Gear Mesh Power Losses of Epicyclic Gear Trains.» Édité par ASME. *Journal of Mechanical Design* 129, n° 1 (2007): 107-113.
- Cheong K.L., P.Y. Li, et T.R. Chase. «Optimal Design of Power-Split Transmissions for Hydraulic Hybrid Passenger Vehicles.» American Control Conference. 2011. 3295-3300.
- Corbelli P. «Hybrid e-CVT Power Split Drivelines.» Thesis, Faculty of Engineering Department of Electrical Engineering, Bologna, 2011.
- del Castillo J.M. «The analytical expression of the efficiency of planetary gear trains.» *Mechanism and Machine Theory* 37, n° 2 (2002): 197-214.
- Dominique G. «Asservissement d'une éolienne à vitesse variable et à pas fixe dans le cadre d'un système de jumelage éolien-diesel à haute pénétration.» Grade de maître en sciences appliquées, Université du Québec, Rimouski, 2010.
- Drouin G., M. Gou, P. Thiery et R. Vinet. *Éléments de machine*. Presse Internationale Polytechnique, 2006 ;
- Elaimani S. «Modélisation de différentes technologies d'éoliennes Intégrées dans un réseau de moyenne tension.» Thèse, École centrale de Lille, Lille, 2004.
- Esnault, F. *Construction Mécanique, Transmission de Puissance 1. Principes*. 3. Édité par Dunod. Vol. 1. Principes et écoconception. Paris, 2006.
- Gautier F. et V. Giard. «Vers une meilleure maîtrise des coûts engagés sur le cycle de vie, lors de la conception de produits nouveaux.» *Comptabilité, Contrôle, Audit* 2, n° 6 (2000): 43-75.
- Hall, J.F., C.A. Mecklenborg, D. Chen, et S.B. Pratap. «Wind energy conversion with a variable-ratio gearbox: design and analysis.» *Renewable Energy* 36 (2011): 1075-1080.
- Hall J.F. et D. Chen. «Performance of a 100 kW wind turbine with a Variable Ratio Gearbox.» *Renewable Energy* 44 (2012): 261-266.
- Hansen A.D., C. Jauch, P. Sørensen, F. Iov et F. Blaabjerg. *Dynamic wind turbine models in power system simulation tool DIgSILENT*. Édité par Risø National Laboratory. Roskilde, 2003.
- Heera L., et K. Hyunsoo. «CVT Ratio Control for Improvement of Fuel Economy by Considering Powertrain Response Lag.» *KSME International Journal* 17, n° 11 (2003): 1725-1731.
- Heier S. *Grid Integration of Wind Energy Conversion Systems*. 2nd Ed. Édité par Wiley. 2006.
- Hendriks E., P. ter Heegde, et T. van Prooijen. «Aspects of a metal pushing v-belt for automotive CVT applications.» *SAE Transactions, SAE Technical Paper* 97, n° 881734 (1988).

- Henriot G. *Engrenages Conception Fabrication Mise en Oeuvre* 2. 8^{ième} Édition. Dunod. Paris, 2006.
- Henriot G. *Traité théorique et pratique des engrenages 1*. Paris: Dunod, 1979.
- Joumard R., M. André, et R. Vidon. «Influence du cycle de conduite sur les émissions unitaires de polluants des voitures particulières.» Rapport , INRETS, 1999.
- Pattas K., E. A. Stapountzis, A. Mihailidis, et G. Tsili. «A 250 kW wind energy converter without rotor shaft.» *Proc. of the 6th National Congress on Renewable Energy, 3-5 November*. Volos, Greece, 1999. 357-364.
- Kai L.C., Y.L. Perry, et R.C. Thomas. «Optimal Design of Power-Split Transmissions for Hydraulic Hybrid Passenger Vehicles.» *American Control Conference*. San Francisco, CA, USA, 2011. 3295-3301.
- Kanellos F.D., S.A. Papathanassiou et N.D. Hatziaargyriou. «Dynamic analysis of a variable speed wind turbine equipped with a voltage source ac/dc/ac converter interface and a reactive current control loop.» Édité par IEEE. *10th Mediterranean Electrotechnical Conference*. 2000. 986–989.
- Kapelevich A.L. et V.M. Ananiev. «Gear Transmission Density.» *Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences*, 2011.
- Kim B. S., J. B. Song et J. J. Park. «A Serial-Type Dual Actuator Unit with Planetary Gear Train: Basic Design and Applications.» *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 15, n° 1 (2010): 108-116.
- Kin-Tak Lama D. «A Study on the Mechanical Efficiency of Power Split Unit of the Toyota Hybrid System.» *Journal of Science and Innovation* 1, n° 4 (2011): 7-16.
- Kress J.H. «Hydrostatic power splitting transmissions for wheeled vehicles - classification and theory of operation.» *Society of Automotive Engineers*, 1968.
- Lahr D.F. et D. Hong. «Operation and Kinematic Analysis of a Cam-Based Infinitely Variable Transmission.» *Journal of Mechanical Design* 131 (2009): 1-7.
- Laus L.P., H. Simas et D. Martins. «Efficiency of gear trains determined using graph and screw theories.» *Mechanism and Machine Theory* 52 (2012): 296–325.
- Lechner G., et H. Naunheimer. *Automotive Transmissions*. Berlin Heidelberg: Springer, 1999.
- Lemmens J. Continuously variable automatic transmission. Brevet 3850050. 26 November 1974.
- Lemmens J. Variable speed transmission. Brevet 3641843. 15 February 1972.
- Linares P., V. Méndez, et H. Catala. «Design parameters for continuously variable power-split transmissions using planetaries with 3 active shafts.» *Journal of Terramechanics* 47 (2010): 323–335.
- Lu Z. «Acceleration Simulation of a Vehicle with a Continuously Variable Power Split Transmission.» Masters Thesis, West Virginia University, 1998.
- Luigi M. et G. Mantriota. «Comments on "Maximum mechanical efficiency infinitely variable transmissions"» *Mechanism & Machine Theory* 33, n° 4 (1998): 443-447.
- Luigi M. et G. Mantriota. «Dynamic behaviour of wind power systems equipped with automatically regulated continuously variable transmission.» *Renewable Energy* 7, n° 2 (1996): 185–203.
- Macmillan R.H. «Epicyclic gear efficiencies.» *Engineer (4900)* 188 (1949): 727-728.
- Manfred S. *Wind Energy Systems for Electric Power Generation*. Édité par Springer. Berlin: Inst. of Energy and Automation Technology, 2008.
- Mantriota G. et Luigi M. «Power flows and efficiency in infinitely variable transmissions.» *Mechanism and machine theory* 34 (1999): 973-994.

- Mantriota G. «Power split continuously variable transmission systems with high efficiency.» *Proc. Instn. Mech. Engrs., Part D: J. Automobile Eng.* 215 (D3) (2001): 357-368.
- Mantriota G. «Theoretical and experimental study of power split CVT systems: part I.» *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D: J. Automobile Eng.* 215 (D7) (2001): 837–850.
- Mantriota G. «Performances of a series infinitely variable transmission with type I power flow.» *Mechanism and Machine Theory* 37 (2002): 579–597.
- Mantriota G. «Performance of a parallel infinitely variable transmission with a type II power flow.» *Mechanism and machine theory* 37 (2002): 555-578.
- Marcelin J. L. Conception Optimale des Engrenages Cylindriques Avec Problèmes Corrigés et Programmes de Calcul d'optimisation. Édité par Cépaduès-Éditions. Toulouse, 2001.
- Marco B., F. Dario, et S. Luigi. «Assessment of the efficiency of tractor transmissions using acceleration tests.» *biosystems engineering* 112 (2012): 171-180.
- Mathelin S. «Contribution aux démarches d'amélioration des outils de conception collaborative Application à l'ergonomie dans l'industrie automobile : un système d'information pour l'intégration de points de vue métier en conception.» *Thèse de Doctorat*, Institut national polytechnique, Grenoble, 2006.
- Mathew S. *Wind Energy: Fundamentals, Resource Analysis and Economics*. Édité par Springer. 2006.
- Mathis, R. «Une Théorie de l'Invention et de l'Optimisation des Concepts de Trains Epicycloïdaux.» Thèse de doctorat, Université de Strasbourg, 1998.
- Mihailidis, A., G. Karaoglanidis, et I. Nerantzis. «A CVT system for wind energy converters.» *Proc. of the 2nd Intl. Conf. "Power Transmissions"*. Novi Sad, 2006. 411-416.
- Mucino V.H., Z. Lu, J.E. Smith, M. Kimcikiewicz, et B. Cowan. «Design of continuously variable power split transmission systems for automobive applications.» *Mech Engrs Part D* 215 (2001): 469-478.
- Mucino V.H., J.E. Smith, B. Cowan, et M. Kmicikiewicz. «A continuously variable power split transmission for automotive applications.» *SAE Technical Paper*, n° 970687 (1997).
- Multon B. et L. Hirsinger. «Problème de la motorisation d'un véhicule électrique (première partie).» *3E.I.*, 1995 : 53-64.
- Nadeau, J.P. et J. Pailhès. «Analyse et structuration du problème lors d'une séance de créativité » *10ème Colloque National AIP PRIMECA*. La Plagne. 2007.
- Nakib H., F. Kaci, et A. Kidar. «Performances de Traction du Tracteur Cirta.6807.» *"Nature & Technologie" . A- Sciences fondamentales et Engineering*, n° 9 (2013): 46-54.
- Nilabh S. «Modeling and simulation of friction limited continuously variable transmissions.» Thèse, Clemson University, 2006.
- Pennestrì E. et F. Freudenstein. «The Mechanical Efficiency of Epicyclic Gear Trains.» Édité par ASME. *Journal of Mechanical Design* 115, n° 3 (1993): 645-651.
- Pennestrì, E. et P. Valentino. «A Review of Formulas for the Mechanical Efficiency of Two Degrees of Freedom Epicyclic Gear Trains.» *ASME, Journal of Mechanical Design* 125, 2003: pp 602-608.
- Pennestrì E., L. Mariti, P.P.Valentini, et V.H. Mucino. «Efficiency evaluation of gearboxes for parallel hybrid vehicles:Theory and applications.» *Mechanism and Machine Theory*,49, 2012: pp 157-176.
- Renius K., et R. Resch. «Continuously Variable Tractor Transmissions.» *Agricultural Equipment Technology Conference 14-16 February 2005*. Louisville, Kentucky, USA: ASAE – the Society for engineering in agricultural, 2005. 1-37.

- Rossetti A., et A. Macor. «Multi-objective optimization of hydro-mechanical power split transmissions.» *Mechanism and Machine Theory* 62 (2013): 112–128.
- Sallaou, M. «Taxonomie des connaissances et exploitation en conception préliminaire-application à un système éolien.» Thèse de Doctorat, ENSAM (Bordeaux) , 2008.
- Scaravetti, D. «Formalisation préalable d'un problème de conception, pour l'aide à la décision en conception préliminaire.» Thèse de Doctorat, ENSAM, Bordeaux, 2004.
- Scarlett, A.J. «Integrated control of agricultural tractors and implements: a review of potential opportunities relating to cultivation and crop establishment machinery.» *International Journal on Computers and Electronics in Agriculture* 30, n° 1-3 (2001): 167-191.
- Schembri V. S., G. Carboni, M. Napolitano, et E. Sedoni. «Design Optimization of Input and Output Coupled Power Split Infinitely Variable Transmission.» Édité par ASME. *Journal of Mechanical Design* 131 (2009): 1-11.
- Setlur, P., J.R. Wagner, D.M Dawson, et B. Samuels. «Nonlinear control of a continuously variable transmission (CVT) for hybrid vehicle powertrains.» Édité par IEEE/ASME American Control Conference. 2001. 1304-1309.
- Singh, T., et S. S. Nair. «A mathematical review and comparison of continuously variable transmissions.» *SAE paper*, n° 922107 (1992).
- Syed, F., Kuang M. L., et Ying H. «Active Damping Wheel-Torque Control System to Reduce Driveline Oscillations in a Power-Split Hybrid Electric Vehicle.» *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 58, n° 9 (2009): 4769-4785.
- Szwarcman, M. *Éléments de machine*. Édité par Lavoisier Technique et Documentation. Paris, 1983.
- Tuplin, W.A. «Compounded Epicyclic Gear Trains.» *Machine Design* 7, n° 29 (1957): 100-1004.
- Vahabzadeh, H., J.P. Macey, et O. Dittrich. «A split torque, geared-neutral infinitely variable transmission mechanism.» *In Proceedings of 23rd Fisita International Congress*. 1990. 687–695.
- Vadcard, P. «Méthodologie de conception de produit, l'évolution des représentations du produit.» Édité par ENSAM. *Actes du séminaire Confère- Technologies et outils de représentation du concepteur*. Paris, 1995.
- Velicu, R. «On the mechanical efficiency of speed multipliers for wind turbines.» *Annals of the ORADEA University*, 2007: 1078-1081.
- Vernat, Y. «Formalisation et qualification de modèles par contraintes en conception préliminaire.» Thèse, ENSAM, Bordeaux, 2004.
- Yamaguchi, J. «Nissan's Extroid CVT.» *Automotive Engineering International Online, SAE International*, February 2000.
- Yan, H.-S., et L.-C. Hsieh. «Maximum Mechanical Efficiency of Infinitely Variable Transmissions.» *Mech. Mach. Theory* 29, n° 5 (1994): 777-784.
- Zhang, M., Z. Zhou, J. Xie, et Z. Xi. «Modeling and control simulation for farm tractors with hydro-mechanical CVT.» Édité par ICAL Automation and Logistics. *IEEE International Conference on*. 1-3 Sept. 2008.
- Zhao, X., et P. Maißer. «A novel power splitting drive train for variable speed wind power generators.» *Renewable Energy* 28 (2003): 2001–2011.

Résumé : Les transmissions à variation continue promettent d'améliorer les performances et la maniabilité des machines industrielles. L'utilisation des transmissions à variation continue arbre à arbre (variateur à courroie, variateur hydrostatique, ...) ont été entravées par leurs limites, surtout en termes de capacité de transmission de couple et/ou leurs faibles rendements. La transmission continuellement variable à dérivation de puissance, réalisée par la combinaison d'au moins un train planétaire et un variateur de vitesse, a été conçue et mise au point afin de combiner leurs avantages. Du fait que les façons de connexion entre les entrées-sorties des composants de la dite transmission sont nombreuses, notre première contribution à travers ce travail consiste à établir une démarche de recherche et d'identification des différentes architectures que peuvent prendre ces transmissions. La démarche établie est basée sur des outils de conception tels que « OTé : Organigramme Technique étendu, ... ».

Nombreuses les architectures et configurations possibles répondant aux spécifications du cahier des charges, du fait que les choix sont multiples, il est judicieux et ingénieux de mettre en œuvre des approches et méthodes permettant de sélectionner les meilleures solutions parmi celles possibles. Les principaux critères de sélection retenus sont le rendement et l'encombrement et/ou la masse des composants. Dans ce contexte et comme premier critère, nous avons établi un algorithme simple pour l'expression du rendement des trains épicycloïdaux à trois arbres actifs étant donné que celui-ci est l'élément central dans ce type de transmission.

Afin de trouver une solution intégrale et optimale de la conception du système de transmission à dérivation de puissance, dont les variables de conception, entre autres, sont la(es) raison(s) de base de(s) train(s) épicycloïdal(aux), le rapport des nombres de dents des trains ordinaires, etc., nous avons proposé une méthode de détermination de l'architecture et de la configuration les plus adéquates pour un cahier des charges donné.

Enfin, et pour mettre en valeur les résultats de cette thèse, deux applications industrielles différentes sont traitées, la première est relative à la transmission d'une éolienne, cette transmission à variation continue permet de lier le rotor (pales) avec la génératrice, en exigeant une rotation à vitesse constante de l'arbre rapide malgré la variation de la vitesse de vent. La deuxième application concerne l'intégration d'une transmission à dérivation de puissance dans une chaîne cinématique d'un tracteur. Au moyen des outils de l'optimisation, les résultats montrent tout l'intérêt des approches développées à travers les travaux de cette thèse du fait qu'il est facile de remarquer le gain en termes d'encombrement/masse des composants et dans le rendement du système qui intègre ce type de transmission.

Mots clés : Train épicycloïdal, Variateur de vitesse, Rendement, Flux de puissance, Conception.

Abstract: The continuously variable transmissions (CVT) allow to improve the performance and drivability of industrial machines. The use of non split continuously variable transmission or shaft to shaft transmission (variator) has been hampered by their power limitations and their low efficiencies. The continuously variable power-split transmission achieved by combining at least one of planetary gear train and a variator was designed and developed in order to combine their advantages. In view of the large number of architectures and configurations of continuously variable transmissions, our first contribution through this work is to establish a research approach and identifying different architectures that can these transmissions take. The approach is based on design tools such as "OTé ...".

A large number of architectures and configurations witch possibly meet the requirements of the specifications. In the fact that, the choices are too many; it is appropriate and ingenious to implement approaches and methods for selecting among the best possible solutions. The main criteria adopted for the selection, are efficiency and bulk or weight of the components. In this context and in the first test, we have developed a simple algorithm for expressing and assessing the efficiency of a planetary gear train with three active shafts, because it is the principal element in this type of transmission.

In order to find a complete and integrated solution for the design of CVT whose variable design, among others, are the basic reason(s) of planetary gear train(s), the ratio(s) of the teethes numbers of ordinary train(s), etc., we proposed a method for determining the most appropriate architecture and configuration for a given specification.

Finally, and in order to give an importance to the results of this thesis, two different industrial applications are treated. The first one is related to the continuously variable transmission of a wind turbine, this later allows to link the rotor (blades) with the generator, by requiring a constant speed rotation to the rapid shaft, despite the variation of the wind speed. The second application concerned the integration of continuously variable power split transmission in a drive chain of a tractor. Using the optimization tools, the results show us all the interest of approaches developed through works of this thesis, so it's very easy to observe the gain in terms of bulk/weight of components and efficiency of the system that integrates this type of transmission.

Keywords: Planetary gear train, Variator, Efficiency, Power flow, Mechanical design.