

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

جامعة باجي مختار - عنابة

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR - ANNABA



BADJI MOKHTAR ANNABA UNIVERSITY

Faculté des sciences de l'ingénieur

Département d'Electromécanique

MEMOIRE :

Présenté pour l'obtention de diplôme de **MAGISTER**

CONTRIBUTION A L'AMELIORATION DE L'EFFICACITE ENERGETIQUE DES POMPES CENTRIFUGES

Option : Electromécanique

Par :

MERZOUG HOCINE

Directeur de mémoire : Mr BENRETEM .A M.C U. Annaba

Devant le jury:

Président : Mr U.

Examineur : Mr U.

Examineur : Mr U.

Examineur : Mr U.

Année 2006

Dédicaces

*A mes **parents**, qui ont toujours cru en moi et qui m'ont accompagné moralement tout au long de ce parcours. L'éducation, soins et conseils qu'ils m'ont prodigués, m'ont toujours guidé pour faire les bons choix dans ma vie. Ils m'ont appris comment réaliser les rêves difficiles. Sans leur soutien, encouragement et prières, rien n'aurait été possible.*

*A mes **frères** et mes **sœurs** qui étaient toujours là pour me conseiller, me soutenir, m'encourager et prier pour moi. Je les remercie de tout mon cœur.*

*A toute ma **famille**.*

*A la mémoire de défunt « **LAS MAR ABD EL MALEK** ».*

*Et a tout les membres de la classe **Electromécanique** promotion « **2004** ».*

REMERCIEMENT

Tâche ô combien délicate que celle qui consiste à rédiger ces premières pages ! Ici plus que nulle part ailleurs dans un mémoire, le choix des mots et l'ordonnement des idées revêtent une importance démesurée, et les règles et phrases toutes faites de nos prédécesseurs, loin de simplifier les choses, ne font qu'imposer à l'auteur un périlleux exercice de style où il doit faire preuve d'originalité sans toutefois avoir le droit à l'erreur.

Qu'il me soit d'abord permis de remercier et d'exprimer ma gratitude envers **ALLAH**, qui m'a donné la patience et le courage pour que je puisse continuer ce travail.

Ma profonde gratitude à mon **père**, ma **mère** et à toute ma famille, pour le soutien moral indéfectible.

J'adresse mes sincères remerciements à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce mémoire.

Je tiens ensuite à remercier ceux qui ont bien voulu s'atteler à la lourde tâche de la relecture de ce rapport, Messieurs **HAMMAR. Y**, Maître de Conférences à l'Université de Annaba, **SAAD. S**, Maître de Conférences à l'Université de Annaba et **HAYAHOUM. A**, Maître de Conférences à l'Université de Annaba, ainsi que Monsieur **HADDOUCHE. A**, Maître de Conférences à l'Université de Annaba, qui ma fait l'honneur de présider mon jury.

Je tiens également à remercier Monsieur **BENRETEM. A**, Maître de Conférences à l'Université de Annaba et Président du conseil scientifique du département d'électromécanique pour avoir dirigé mon travail. Son encadrement et surtout les conseils avisés qu'il m'a prodigué, témoignent de ses qualités scientifiques et humaines.

Je ne peux oublier, bien sûr, mes amis, avec qui j'ai passé les meilleurs moments durant ces dernières années et dont les conseils m'ont beaucoup aidé pour continuer mon travail dans les meilleures conditions.

Ma gratitude s'adresse également au groupe de travail de l'école **TMS** pour leur amitié, leur soutien constant et leur parole d'encouragement.

Je tiens à remercier profondément mon frère **ABDELGHANI** et son épouse, pour le soutien, la patience, la compréhension et l'encouragement.

Je ne saurais oublier d'adresser mes vifs remerciements à toute la famille **MERZOUK** pour leur collaboration.

ملخص

تستهلك الأنظمة المحركة أكثر من 75% من الكهرباء الكليّة المستعملة في المصنع. تقوم المحركات بتشغيل كل التجهيزات التي تعمل على تحويل الطاقة، و هي تملك تأثيرا مباشرا على إنتاجية المنشآت الصناعية و نوعية المنتج. يمكن المردود الطاقوي العالي من خفض تكاليف استغلال المصنع و رفع الإنتاجية. تحتوي الأنظمة المحركة على عدد معين من العناصر : المروحيات، المضخات و ضاغطات الغازات التي تستجيب لمتطلبات الإنتاجية والتي لا بد أن تكون في أعلى مستوى. المضخات التي تعمل بقوة الطرد عن المركز (الطاردة عن المركز) من أوسع المضخات استعمالا و ذلك لسبب السهولة النسبية في استعمالها ولثمنها المعقول؛ و هي تحظى بإمكانية مثلى لرفع مردودها، ولا يمكن بلوغ أقصى فعالية لها إلا عند ضغط و تدفق آني معينين.

تتحكم في الفعالية الطاقوية العوامل التالية :

- ♦ شكل المضخات؛
- ♦ طريقة التحكم؛
- ♦ شروط الدخول والخروج؛
- ♦ تكيف المضخات مع متطلبات النظام؛
- ♦ مردود المضخات و؛
- ♦ تتابع التشغيل في نظام متعدد المضخات.

هذا العمل المقترح يسمح بجعل النظام يوافق بدقة و بمردود فعال متطلبات الطريقة الصناعية. يعدّ التحريك المتغير السرعة من التقنيات الأحسن و الفعالة المدروسة للوصول إلى هذا الهدف. هذه التقنية لم تظهر إلا بعد التطور الذي حدث في مجال إلكترونيات القدرة و بالتدقيق في المحولات الثابتة، بالإضافة إلى مجهودات الباحثين الجبارة في مجال التحكم الكهربائي. هذا العمل المقترح هو نتاج دراسة معمقة حول فعالية هذه التقنية الجديدة المطبقة على المضخات الطاردة عن المركز.

Résumé

Les systèmes moteurs consomment plus de 75 % de l'électricité d'une usine.

Les moteurs font fonctionner tous les types d'équipement de transformation et ont un effet direct sur la productivité d'une installation et la qualité du produit.

Un rendement énergétique accru permettra de diminuer les frais d'exploitation de l'usine et d'en augmenter la productivité. Les systèmes moteur comprennent un certain nombre de composant : les ventilateurs, les pompes et des compresseurs qui répond au exigences particulières en matière de productivité et se révèle nécessaires pour la maintenir à un niveau élevé.

Les pompes centrifuges sont largement utilisées en raison de leur fonctionnement relativement simple et de leur prix abordable. Elles constituent la possibilité d'amélioration du rendement la plus importante. Elles ne peuvent atteindre leur efficacité maximale qu'à une pression et un débit donné.

L'efficacité énergétique de système de pompes dépend de certains facteurs :

- ✓ la configuration des pompes ;
- ✓ la méthode de contrôle ;
- ✓ les conditions d'entrée et de sortie ;
- ✓ l'adaptation des pompes aux exigences du système ;
- ✓ le rendement des pompes et ;
- ✓ la séquence de fonctionnement dans le système à pompes multiples.

L'approche proposée permet d'adapter avec précision et efficacité de rendement du système aux exigences du procédé industriel.

L'entraînement à vitesse variable est l'une des meilleurs et efficaces techniques étudiées pour arriver à cet objectif. L'apparition de cette technique ne vient qu'après l'évolution obtenue dans le domaine de l'électronique de puissance et exactement au niveau des convertisseurs statiques ainsi que les grands efforts réalisés par les chercheurs dans le domaine de la commande électrique.

Ce travail proposé est le résultat d'une étude approfondie sur l'efficacité de cette nouvelle technique appliquée pour les pompes centrifuges.

Mots clés :

Efficacité énergétique – Pompe centrifuge – Moteur asynchrone – Entraînement à vitesse variable – Onduleur de tension – Modélisation – Simulation.

Abstract

The driving systems consume more than 75 % of the factory's electricity.

The engines drive all the types of equipment of transformation and have a direct effect on the productivity of an installation and quality of the product.

An increased energetic efficiency will make it possible to decrease the operating costs of the factory and to increase the productivity. The driving systems include a certain component count: the ventilators, the pumps and the compressors, which fulfil the requirements particular as regards productivity and proves necessary to maintain it on a high level.

The centrifugal pumps are largely used because of their relatively simple operation and their accessible price. It constitutes the possibility for the most significant improvement of the output. They can await their maximum effectiveness only with a pressure and a flow given.

The energy effectiveness of system of pumps depends on certain factors:

- ✓ pumps configuration ;
- ✓ control method;
- ✓ input and output conditions;
- ✓ the adaptation of the pumps to the requirements of the system;
- ✓ the output of the pumps and;
- ✓ the sequence of operation in the system with multiple pumps

The approach suggested makes it possible to adapt with precision and effectiveness of output of the system the requirements of the industrial process.

The drive at variable speed one of the best and effective technique is studied to arrive at this objective. The appearance of this technique comes only after the evolution obtained in the field from electronics from power and exactly to the level from the static inverters as well as the main efforts carried out by the researchers in the field from the electric drive.

This work is the result of an in-depth study on the effectiveness of this new technique applied for the centrifugal pumps.

Keywords :

Energetic efficiency – Centrifugal pump – Asynchron motor - drive at variable speed -

SOMMAIRE

REMERCIEMENTS	I
DEDICACE	II
RESUME	III
SOMMAIRE	VI
LISTE DES TABLEAUX	X
LISTE DES FIGURES	XI
NOMENCLATURE	XIV
INTRODUCTION GENERALE	01
Chapitre I : EFFICACITE DES SYSTEMES MOTEURS	03
Introduction	03
I.1 - DEFINITION D'UN SYSTEME MOTEUR	03
I.2 - ELEMENT D'UN SYSTEME MOTEUR	04
I.3 - CONSIDERATION ECONOMIQUE	05
I.4 - SEPT ETAPE VERS LEFFICACITE DES SYSTEMES MOTEURS	06
CONCLUSION	07
Chapitre II : POINTS FONDAMENTAUX DU SYSTEME MOTEUR ...	08
Introduction	08
II.1 - FACTEUR INFLUANT SUR LA CONSOMMATION D'ENERGIE DES SYSTEMES MOTEURS	08
II.2 - GENERALITE SUR LES TURBOMACHINES	08
II.2.1 - Classification des pompes roto-dynamiques	09
II.2.2 - Vitesse spécifique	09
II.2.3 - Dimensionnement et analyse des performances des pompes	11
II.2.4 - Ecoulements internes dans les pompes	12
II.2.4.1 – Introduction	12
II.2.4.2 - Equations de base	12
II.2.4.2.1 - Equations de l'écoulement incompressible.....	13

II.2.4.2.2 - Equations dans le repère relatif. Repère d'étude des pompes centrifuges	13
II.2.4.3 - Equation d'Euler pour les pompes	16
II.2.4.3.1 - Définitions générales	16
II.3 - SYSTEMES DE POMPAGE	17
II.3.1 – Généralités	17
II.3.2 - Courbe du système	18
II.3.2.1 - Effets de la hauteur statique sur la courbe du système	20
II.4 - LA THEORIE DES POMPES	21
II.4.1 – Courbe caractéristique des pompes et durée de travail	21
II.4.2 - Point de fonctionnement	22
II.4.3 - N P S H – Hauteur nette absolue à l'aspiration	23
II.4.4 - Principe d'affinité pour les pompes centrifuges (Lois de similitude)	24
II.5 - SYSTEMES D'ENTRAÎNEMENT DE MACHINES ELECTRIQUES	27
II.5.1 – Introduction	27
II.5.2 - Structure d'un entraînement électrique	27
II.5.2.1 - Moteurs des entraînements électriques	28
II.5.2.2 - Convertisseurs statiques	29
II.5.2.3 - Système de commande	29
CONCLUSION	31
Chapitre III : DETERMINATION DU SYSTEME	32
Introduction	32
III.1 - COMPLEMENTATION DES RENSEIGNEMENTS ET DES DONNEES	32
III.2 - POSSIBILITES D'AMELIORATION DES SYSTEMES DE POMPE	33
III.3 - CONCEPTION DU SYSTEME	35
III.3.1 - Introduction	35
III.3.2 - Choix du moteur	36
III.3.3 - Choix du convertisseur statique de puissance	37
III.3.4 - Choix du système de commande	41
III.4 - TECHNIQUE DE GESTION	42
III.4.1 - Modulation de la vitesse	42
III.4.1.1 – Généralités	42

III.4.1.2 - Installation d'un entraînement à vitesse variable	44
CONCLUSION	46
Chapitre IV : MODELISATION ET SIMULATION DU SYSTEME	47
Introduction	47
IV.1 - LE MOTEUR ASYNCHRONE	47
IV.1.1 - MODELISATION DU MOTEUR ASYNCHRONE A CAGE	48
IV.1.1.1 - Equations électriques	48
IV.1.1.2 - Equations magnétiques	48
IV.1.1.3 - Equation mécanique	49
IV.1.2 - TRANSFORMATION DE PARK APPLIQUEE SUR LE MOTEUR ASYNCHRONE	49
IV.1.3 - Le choix du référentiel	52
IV.1.3.1 - Référentiel au stator	52
IV.1.3.2 - Référentiel au rotor	52
IV.1.3.3 - Référentiel au champ tournant	52
IV.1.4 - Modèle du moteur asynchrone selon les axes (d, q)	52
VI.2 - MODELISATION ET COMMANDE DE L'ONDULEUR DE TENSION	56
Introduction	56
VI.2.1 - Configurations de l'onduleur de tension	56
IV.2.2 - Modélisation de l'onduleur de tension	57
IV.2.3 - Commande à la fréquence des grandeurs de sortie (pleine onde)	61
IV.2.4 – Commande en MLI (Modulation de Largeur d'Impulsion)	62
IV.3 - MODELISATION DE LA POMPE CENTRIFUGE	63
IV.3.1 - Équations caractéristiques	63
IV.3.2 - Caractéristique technique de l'installation de pompage au niveau de la pompe P-102	65
IV.4 – MDELISATION GLOBAL DU SYSTEME DE POMPAGE	67
IV.5 – SIMULATION DU SYSTEME	69
IV.5.1 - Introduction	69
IV.5.2 – Résultat de simulation du système sans la variation de vitesse	69
IV.5.3 - Résultat de simulation du système avec la variation de vitesse	74
CONCLUSION	77

CONCLUSION GENERALE78

ANNEXE79

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES83

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 - Conséquence d'amélioration de l'efficacité des systèmes moteurs.....	3
Tableau I.2 - Domaine d'application des systèmes moteurs et ses exigences de rendement	4
Tableaux III.1, 2 et 3 - Points importants cause l'inefficacité d'un système moteur	34
Tableau III.4 - Classification des entraînements	36
Tableau III.5 - Niveaux de tension d'alimentation des entraînements	37
Tableau III.6 - Tableau comparatif des semi-conducteurs de puissance	38
Tableau III.7 - Classification des systèmes convertisseurs - moteurs à courant alternatif	42
Tableau IV.1 - Variation de K_{sp} en fonction de N_{sq}	64
Tableau IV.2 - Caractéristique technique de l'installation de pompage	65
Tableau IV.3 - Paramètres d'utilisation du moteur de la pompe P-102 (Unité NH_3 -ASMIDAL)...	65
Tableau IV.4 - Paramètres de construction du moteur de la pompe P-102 (Unité NH_3 -ASMIDAL)	65
Tableau IV.5 - Variation de la vitesse de la pompe en fonction du débit	75

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 - Composants essentiels d'un système moteur	4
Figure I.2 - Eléments d'un système moteur	5
Figure II.1 - a) Pompe volumétrique à double vis. b) Pompe centrifuge	9
Figure II.2 - Diverses formes d'impulseur en fonction de la vitesse spécifique	10
Figure II.3 - Classification des pompes en fonction de la vitesse spécifique	10
Figure II.4 - Le mouvement rotatif des aubes de l'impulseur pressurise le fluide	12
Figure II.5 - Ecoulement dans une grille tridimensionnelle	14
Figure II.6 - Triangles de vitesses. Vue méridienne et vue de face.....	14
Figure II.7 - Exemple type d'un système de pompage	18
Figure II.8 - Courbe de système	18
Figure II.9 - Variations de la hauteur manométrique totale minimale et du débit exigés par le procédé	19
Figure II.10 - Effets de la hauteur statique sur la courbe du système	20
Figure II.11 - Effet de l'ouverture de la vanne Sur la courbe de système	20
Figure II.12 - Variation du rendement de la pompe	21
Figure II.13 - Changement de résistance de système	21
Figure II.14 - Courbe caractéristique d'une pompe centrifuge pour plusieurs diamètres d'impulseur	22
Figure II.15 - Courbe de système et courbe de la pompe	23
Figure II.16 - Effet de la vanne de régulation sur le point de fonctionnement	23
Figure II.17 - Courbe à vitesse constante par rapport aux courbes à vitesse variable	25
Figure II.18 - Courbe de similitude déterminant le point de fonctionnement à vitesses réduites	26
Figure II.19 - Schéma d'un entraînement électrique	27
Figure II.20 - Classification des moteurs pour entraînements électriques	28
Figure II.21 - Classification des convertisseurs statiques pour entraînement électriques ...	30
Figure III.1 - Classification des associations redresseurs – onduleurs	38
Figure III.2 - Classification des convertisseurs statiques pour entraînement à courant alternatif	40
Figure III.3 - Classification des types de commande	41
Figure III.4 - Economie d'énergie par modulation de la vitesse	43

Figure III.5 - Profils de charge irrégulier (potentiel élevé)	44
Figure III.6 - Profils de charge régulier (potentiel faible)	44
Figure III.7 - Chute de pression dans une vanne de régulation en fonction du débit et de la hauteur statique pour une pompe à vitesse fixe	45
Figure III.8 - Point de fonctionnement d'une pompe à vitesse variable en fonction du débit et de la hauteur statique	46
Figure IV.1 - Représentation schématique du moteur asynchrone à cage triphasé au stator et au rotor	47
Figure IV.2 - Représentation de la transformation de Park pour une machine asynchrone	49
Figure IV.3 - Modèle du moteur asynchrone selon les axes d,q	55
Figure IV.4 - Schéma équivalent d'un onduleur de tension triphasé	56
Figure IV.5 - Bus continu de l'onduleur de tension avec neutre raccordé	59
Figure IV.6 - Modèle de l'onduleur de tension triphasé	60
Figure IV.7 - Modèle de l'onduleur de tension triphasé avec la commande MLI	60
Figure IV.8 - Allure des tensions d'un onduleur triphasé pour une commande en pleine onde (configuration neutre raccordée)	61
Figure IV.9 - Détermination des instants de commutation dans le cas d'une MLI intersective	62
Figure IV.10 - Caractéristiques de fonctionnement (a): $H = f(Q)$; (b): $C = f(N)$; (c): $Q = f(N)$	64
Figure IV.11 - Schéma de l'installation de pompage de l'ammoniac	64
Figure IV.12 - Interface de calcul des paramètre de l'installation	66
Figure IV.13 - Modèle de la pompe centrifuge	67
Figure IV.14 - Modèle du système global de pompage	68
Figure IV.15 - Courant statorique et flux magnétique selon les axes(d,q) dans un fonctionnement à vide et sous charge (charge appliquée à l'instant $t = 2s$)	69
Figure IV.16 - Débit de la pompe correspond à une vitesse de 2500 tr/min	70
Figure IV.17 - Vitesse de rotation et vitesse angulaire du moteur dans un fonctionnement à vide et sous charge (charge appliquée à l'instant $t = 2s$)	70
Figure IV.18 - Couple moteur et vitesse angulaire du moteur dans un fonctionnement à vide et sous charge (charge appliquée à l'instant $t = 2s$)	71
Figure IV.19 - Couple moteur dans le fonctionnement à vide et sous charge (charge appliquée à l'instant $t = 2s$)	71
Figure IV.20 - Courant statorique du moteur dans un fonctionnement à vide et sous charge(charge appliquée à l'instant $t = 2s$).....	72

Figure IV.21 - Courant de ligne (fonctionnement à vide et sous charge).....72

Figure IV.22 - Tension composées des 3 phases (fonctionnement sous charge).....73

Figure IV.23 - Tension simple des 3 phases (fonctionnement sous charge).....73

Figure IV.24 – Représentation de la porteuse et la référence et Détermination des instants de commutation de la commande MLI pour notre système.74

Figure IV.25 - Variation de vitesses de la pompe qui correspond au variation de débit74

Figure IV.26 - Couple du moteur qui fonctionne sous charge avec variation de vitesse75

Figure IV.27 - Courant statorique du moteur qui fonctionne sous charge avec variation de vitesse.....76

Figure IV.28 - Profils de charge de la pompe entraînée à vitesse variable77

NOMENCLATURE

c :	Constante de la courbe de similitude	
C :	Vitesse absolue	[m/s]
C_r :	Couple résistant (charge)	[N.m]
C :	Couple électromagnétique	[N.m]
C_d :	Couple de démarrage	[N.m]
C_n :	Couple nominal	[N.m]
d-q :	Référentiel lié au rotor	
D :	Diamètre de la roue	[m]
D_f :	Diamètre du forage (ou du puits)	[dm]
D_s :	Diamètre spécifique	[-]
f_n :	Fréquence nominale	[Hz]
F :	Forces volumiques	[N/kg]
F :	Poussé radiale	[N]
g :	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
h :	Enthalpie	[J/kg]
h_a :	Pression absolue à la surface du liquide au point d'alimentation de la pompe	[Pa]
h_{vap} :	Pression de vapeur absolue du liquide à la température de pompage	[Pa]
h_{st} :	Différence de hauteur du liquide à l'alimentation par rapport au centre de la pompe	[m]
h_{fs} :	Pertes de charge par frottement dans le tuyau d'aspiration	[m]
H :	Enthalpie totale	[J/kg]
H :	Hauteur manométrique totale	[m]
H_n :	Hauteur d'élévation nominal	[m]
i_a :	Courant d'induit	[A]
i_r :	Courant rotorique	[A]
i_s :	Courant statorique	[A]
I :	Rothalpie	[J/kg]
j :	Moment d'inertie	[kgm ²]
K_{sp} :	Constante qui dépend de la vitesse spécifique de la pompe	
L_r :	Inductance du rotor	[H]
L_s :	Inductance du stator	[H]

M :	Inductance mutuelle	[H]
N :	Vitesse de rotation	[tr/min]
N_{ep} :	Nombre d'étages de la pompe	
NPSH_{req} :	Hauteur nette absolue à l'aspiration	
NPSH_{disp} :	Hauteur nette à l'aspiration disponible	
Ns :	Vitesse angulaire spécifique	[-]
nsq :	Vitesse spécifique	$\left[\frac{tr/min \cdot \sqrt{m^3/s}}{m^{3/4}} \right]$
P :	Nombre de paires de pôles	
p :	Pression	[Pa]
p_o :	Pression atmosphérique	[Pa]
P :	Puissance de la pompe	[W]
Pa :	Puissance mécanique absorbée	[W]
P_h :	Puissance hydraulique	[W]
P_m :	Perte mécanique totale	[W]
Q_n :	Débit nominal	[m ³ /h]
Q_v :	Débit volumique	[m ³ /h]
Q :	Débit de la pompe	[m ³ /h]
r :	Constante du gaz	[J/kg K]
R :	Rayon	[mm]
Re :	Nombre de Reynolds	[-]
R_r :	Résistance rotorique	[Ω]
R_s :	Résistance statorique	[Ω]
S :	Entropie	[J/kg K]
t :	Temps	[s]
T :	Température	[K]
U :	Vitesse d'entraînement	[m/s]
U_s :	Tension statorique	[V]
W :	Vitesse relative	[m/s]
Z :	Energie de position	[m]

Grecques

β :	Angle relatif de la direction de l'écoulement	[°]
δ :	Angle de conicité des lignes de courant	[°]
Φ :	Terme de dissipation visqueuse	[W]
η :	Rendement globale	[-]
η_h :	Rendement hydraulique	[-]
η_m :	Rendement mécanique	[-]
η_v :	Rendement volumétrique	[-]
λ :	Conductivité thermique	[W m ² /K]
μ :	Viscosité dynamique	[Pa.s]
ρ :	Masse volumique	[kg/m ³]
τ :	Contraintes visqueuses	[kg/m ² .s ²]
ω :	Vitesse de rotation	[tr/min]
Ω :	Vitesse angulaire de la machine	[rad/s]
γ :	Poids spécifique d'un liquide	[kg/m ³]
φ :	Position angulaire	[rad]
ψ_s :	Flux couplé statorique	[Wb]
ψ_r :	Flux couplé rotorique	[Wb]
ΔP :	Pertes de puissance	[W]

Indices

x, y, z :	Coordonnées cartésiennes
r, θ, z :	Coordonnées cylindriques
e, s :	Entrée et Sortie
a :	Composante de la vitesse selon l'axe z
r :	Composante de la vitesse selon l'axe r
u :	Composante de la vitesse selon l'axe θ
1 :	Entrée de la pompe
2 :	Sortie de la pompe

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Mise en situation

L'énergie devrait être considérée comme toute autre matière première précieuse nécessaire à la bonne marche d'une entreprise et non pas comme une dépense générale et de maintenance de l'entreprise.

Elle comporte des coûts et des incidences environnementales, qui doivent être bien gérés pour accroître la rentabilité et la compétitivité d'une entreprise et atténuer la gravité de ces incidences ; pour cela la gestion efficace de l'énergie représente un défi.

La rentabilité des mesures d'efficacité énergétique et leurs retombées nombreuses sur le plan de l'environnement, des frais d'exploitation et des frais d'entretien sont de plus en plus reconnues.

La pleine responsabilité de la consommation d'énergie doit faire partie intégrante des méthodes de gestion.

Une gestion bien étudiée de la consommation et des coûts énergétiques élimine le gaspillage et permet de réaliser de façon soutenue des économies cumulatives.

Il est important d'avoir présent à l'esprit le fait que les pompes consomment, dans le monde entier, environ 20% de l'énergie !

On propose ce travail afin de faire connaître les multiples possibilités d'économies d'énergie réalisables dans les pompes centrifuges. Ainsi qu'il renferme des outils visant à faire connaître les concepts de gestion des systèmes moteurs, à déterminer les projets potentiels pour en améliorer le rendement et à faciliter l'évaluation des plans de perfectionnement de ces systèmes.

Objectif

L'objectif de ce travail est de voir la possibilité d'améliorer le rendement des pompes centrifuges. Nous pouvons atteindre ce but en changeant le régime d'entraînement du système moteur.

L'entraînement est conçu comme un bloc intégré dont le but est la conversion optimale de l'énergie électrique en énergie mécanique et hydraulique en tenant compte de critères de performance définis au cahier de charge.

Méthodologie

Le travail est structuré en trois grandes parties.

Dans la première partie nous avons déterminé l'importance d'améliorer l'efficacité énergétique des pompes centrifuges non seulement du côté technique mais aussi du côté économique, pour cela nous avons expliqué les facteurs intrants dans cette opération, ainsi que nous avons étudié les points fondamentaux concernant un système de pompage.

La deuxième partie révèle la technique choisie pour atteindre l'objectif voulu, et qui est l'utilisation d'un entraînement à vitesse variable en déterminant la conception du système obtenu.

Dans la dernière partie le système global de pompage est enfin modélisé et simulé afin de pouvoir analyser son comportement.

Les résultats de la simulation sont interprétés.

Plan de présentation du mémoire

Le présent travail est divisé en quatre parties :

Le premier consiste à déterminer l'intérêt de l'amélioration de l'efficacité des pompes centrifuges, avec une définition du système moteur et ses éléments, la relation entre l'efficacité

énergétique et l'économie industrielle et enfin les étapes essentielles pour améliorer les rendements des pompes.

Le deuxième chapitre est consacré à l'étude des facteurs qui influent sur la consommation d'énergie des systèmes de pompage en revient à une généralité sur les pompes centrifuges et expose les équation et les lois importantes tel que l'équation d'Euler, la loi (condition) de l'NPSH et la loi de similitude et leurs relation avec le rendement.

En fin il décrit la structure et l'avantage d'utiliser un système à vitesse variable.

Le troisième chapitre est consacré à :

- Donner des informations et conseils concernant la compilation des renseignements et de données sur notre système.
- Proposer quelques solutions intéressantes.
- Détailler la conception du notre système.
- En fin dire pourquoi la variation de vitesse de la pompe et parmi les meilleurs solutions.

Le dernier chapitre illustre la modélisation des principales parties du système de pompage proposé (convertisseur - moteur - pompe), ainsi que les résultats de la simulation obtenu à l'aide de logiciel de simulation MATLAB/Simulink.

En fin il nous donne une analyse de ces résultats.

Le mémoire se termine par une conclusion générale et des références bibliographiques.

Chapitre I
EFFICACITE DES SYSTEMES MOTEURS

Chapitre I : EFFICACITE DES SYSTEMES MOTEURS

Introduction

Les systèmes moteurs consomment plus de 75 % de l'électricité d'une usine. Les moteurs font fonctionner tous les types d'équipement de transformation et ont un effet direct sur la productivité d'une installation et la qualité du produit. Un rendement énergétique accru permet de diminuer les effets d'exploitation d'une usine, d'en augmenter la productivité et de réduire les émissions de gaz à effets de serre qui contribuent aux changements climatiques. Etudier la question du rendement énergétique lors de la conception et de la sélection des équipements constitue une pratique commerciale avisée. Souvent, c'est en s'efforçant d'améliorer l'efficacité d'un système moteur que l'on découvre des solutions à bon nombre de problème de production et d'entretien. Dans cette perspective, la consommation d'énergie correspond à la quantité d'énergie utilisée par unité de produit fabriqué. La gestion d'un système moteur comprend la capacité de tirer le plein rendement de ce système tout en réduisant le plus possible ses frais d'exploitation et en maintenant une production efficace et fiable. L'efficacité des systèmes moteurs crée un synergie entre les programmes d'entretien préventif, le fonctionnement des équipements et la productivité du procédé pour établir une politique de réparation et de remplacement basée sur l'engagement envers le choix et l'utilisation d'équipement à haut rendement énergétique.

Tableau I.1 - Conséquence d'amélioration de l'efficacité des systèmes moteurs

AMELIORATION DE LA PRODUCTIVITE	AMELIORATION DE LA FIABILITE	REDUCTION DES COUTS
Meilleur contrôle sur les exigences en matière de procédés	Arrêts programmés au lieu d'arrêts imprévus pour l'entretien	Fonctionnement plus efficace
Possibilité d'atteindre les objectifs de production plus aisément	Prolongement des périodes de production entre les périodes d'entretien	Réduction des coûts d'entretien
Réduction des pertes et de reprises	Prolongement de la durée de vie des équipements	Diminution du coût d'énergie à l'unité

I.1 - DEFINITION D'UN SYSTEME MOTEUR

Un système moteur comprend tous les composants depuis l'intrant énergétique initial jusqu'à l'utilisation en fin de procédé. [1]

C'est un ensemble de mécanismes combinés pour recevoir une certaine forme définie d'énergie, la transformer et la restituer sous une forme plus appropriée ou pour produire un effet donné.

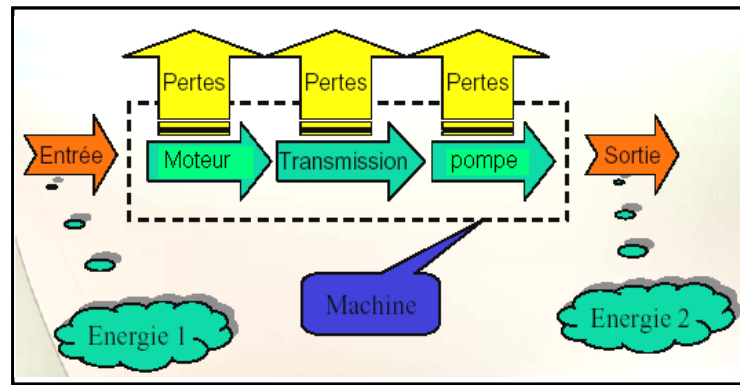


Figure I.1 - Composants essentiels d'un système moteur [4]

I.2 - ELEMENT D'UN SYSTEME MOTEUR

Les systèmes moteurs comprennent un certain nombre de composants, comme l'illustre la **figure I.2**.

Chaque installation possède un certain nombre de systèmes, comme les systèmes de pompage, de ventilation, de chauffage et de réfrigération, ainsi que les systèmes de chaudière à combustion et les systèmes à air comprimé.

Les éléments communs à tous les systèmes sont l'énergie consommée, le matériel de conversion d'énergie, les mécanismes de contrôle et une production de qualité satisfaisant aux exigences en matière de procédé.

L'approche proposée permet d'adapter avec précision et efficacité le rendement du système aux exigences du procédé industriel.

Le présent travail est axé sur un système énergivore.

Ce système comporte des pompes centrifuges qui répondent aux exigences particulières en matière de productivité et se révèle nécessaire pour la maintenir à un niveau élevé.

Tableau I.2 - Domaine d'application des systèmes moteurs et ses exigences de rendement [1]

APPLICATION	RESSOURCE	EXIGENCE DE RENDEMENT
Equipement pneumatique	Air comprimé	Pression et débit adéquats
Contrôle de température pour le procédé	Liquide ou gaz, chauds ou froids	Ecart de température, débit
Transport de matériel, mixage	Débit fluide – liquide/gaz	Maintien du débit en volume
Machines motrices, convoyeurs	Puissance motrice	Vitesse/couple du procédé
Energie hydraulique	Fluide pressurisé	Pression et débit adéquats
Chauffage et ventilation	Ecoulement d'air	Maintien du débit en volume

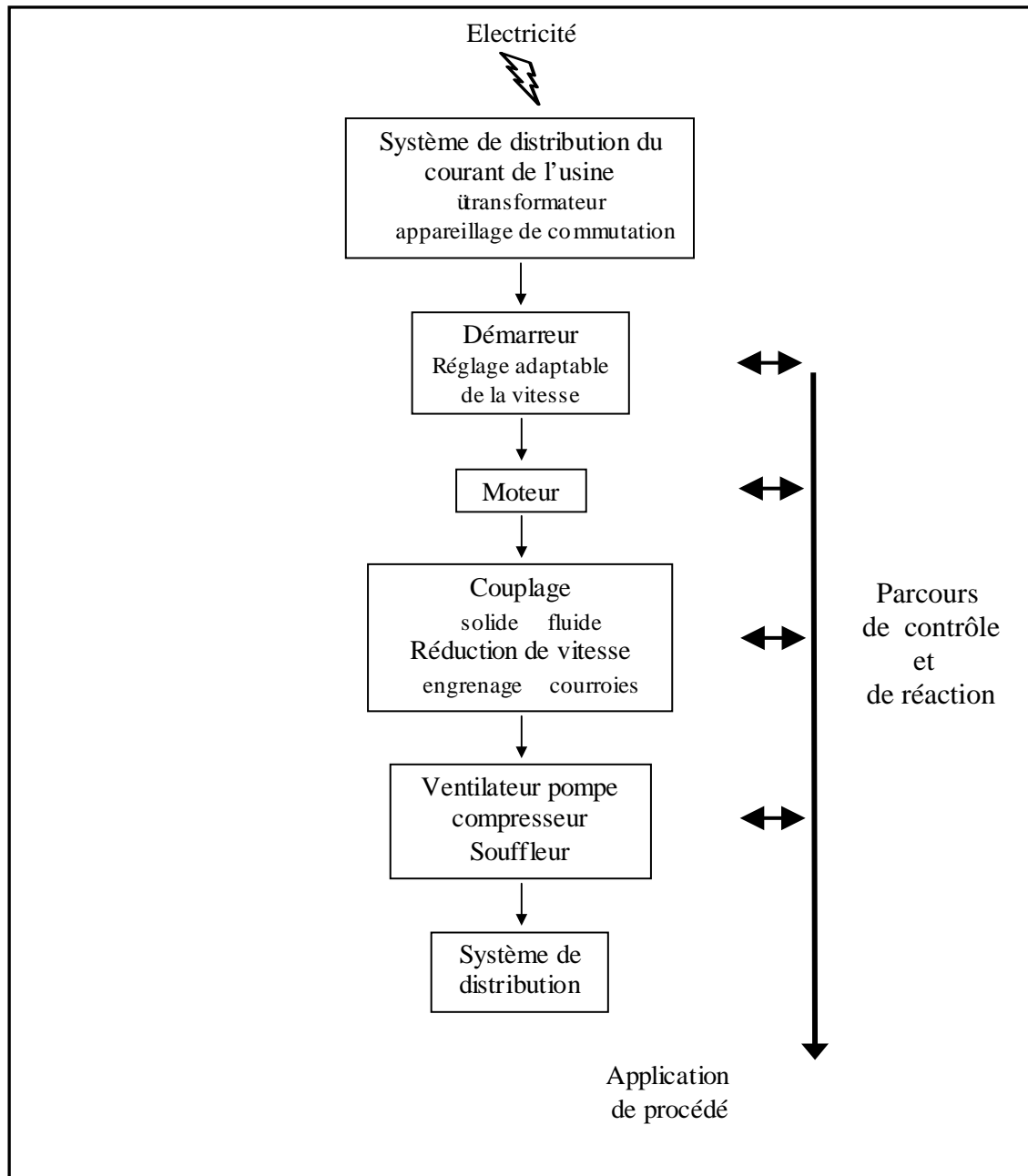


Figure I.2 - Eléments d'un système moteur

I.3 - CONSIDERATION ECONOMIQUE

L'analyse du cycle de vie peut vous permettre de cerner de nouvelles possibilités d'augmenter vos profits.

La consommation d'énergie des systèmes moteurs a une incidence directe sur les bénéfices nets. Les systèmes moteurs influent sur les coûts variables et les coûts fixes. Bien que les coûts en énergie puissent ne pas constituer un haut pourcentage de vos frais de production, toute réduction de la consommation d'énergie fera augmenter votre marge de profit. Par exemple, si vos profits sont de 10 % et que la consommation d'énergie électrique représente en moyenne 4 % de vos frais de production, alors une réduction de 25 % des coûts d'énergie augmentera vos profits de 10 % pour le même volume de ventes.

Tout d'abord, le coût de chaque composant ou système doit être examiné par rapport à son cycle de vie pour chaque application. Les coûts en énergie durant la vie utile d'un moteur ou d'un

système son souvent de plusieurs fois supérieur au coût marginale d'achat d'équipement à haut rendement énergétique. On devra prévoir dans les calculs financiers une estimation des économies annuelles réalisées grâce à une meilleure fiabilité, à une réduction des temps d'arrêt, à des frais d'exploitation plus bas et à une meilleure productivité. La valeur monétaire de ces avantages dépasse généralement celle des seules économies d'énergie; elle doit donc être prise en compte dans l'évaluation des différentes solutions en matière d'économie d'énergie.

Les comparaisons sont souvent simplifiées en fonction :

- Du coût marginal. Il s'agit du supplément payé par rapport au prix d'un composant à rendement inférieur et dont on doit tenir compte quand on prévoit remplacer un composant ;
- Du coût totale d'achat, moins les frais à verser pour ramener l'équipement original à l'état neuf; on en tien compte au moment de remplacer une pièce d'équipement.

L'équipement industriel fonctionne très longtemps. Avec un bon entretien, un gros moteur peu durer jusqu'à 25 ans avant d'être remplacé.

Dans la décision d'achat d'un équipement, une attention particulière devrait être portée à son rendement énergétique afin de ne pas perdre d'occasions d'accroître l'efficacité énergétique des activités de l'usine. [1]

L'analyse globale des coûts du cycle de vie de l'exploitation de pompes dans les installations permet d'identifier, outre les économies d'énergie, d'autres gisements d'économies susceptibles d'être activés par un choix judicieux des produits :

- Meilleure disponibilité de l'installation induisant un accroissement de la productivité.
- Réduction des coûts de maintenance et du coût des réparations.
- Meilleure utilisation des capacités.
- Moindre coûts d'élimination. [6]

Les méthodes les plus souvent employées pour comparer les objets sont les suivantes :

- rendement simple = coût de mise en œuvre du projet / économies annuelles moyennes ;
- valeur actuelle nette = calcul de la valeur des coûts et des économies considérés au long de la durée de vie de l'équipement (les économies réalisées devraient être plus importante que la somme investie) ;
- taux de rentabilité interne = pourcentage du rendement des économies comparé au coût de mise en œuvre du projet (ce pourcentage de rendement devrait être plus élevé que le pourcentage des coûts de mise en œuvre du projet au sein de l'entreprise).

I.4 - SEPT ETAPE VERS L'EFFICACITE DES SYSTEMES MOTEURS

1. Identification du problème ou de l'objectif

L'équipe doit consulter les opérateurs de machine au début du projet pour gagner leur appui. Les tâches à exécuter comprennent l'étude de la documentation sur le système visé et la définition des objectifs, soit l'économie d'énergie ou l'amélioration du procédé. Déterminez si les problème éprouvé sont continus ou non, leur début, les changement survenus dans la production de l'usine ou son fonctionnement, et autres.

2. Rassemblement d'information

Faite un diagramme linéaire montrant tout les composants et les charges qui sollicitent la capacité du système. Décrivez le système en indiquant le type de moteur qu'il comporte, son fonctionnement, ses dispositifs de commande et l'information sur les plaques. Une inspection permettra de déterminer si les composants fonctionnent bien et s'ils son utilisés.

3. Evaluation de l'exploitation du système

Préparer un plan définissant les évaluations à faire et les conditions dans lesquelles elles seront effectuées. Évaluez les exigences en matière de besoins opérationnels par

rapport aux références. Comparez les données obtenues avec l'information sur la conception.

4. Elaboration d'options techniques

Elaborez les solutions de rechange, calculez les économies, estimez les coûts de mise en œuvre et évaluez leur faisabilité sur les plans financiers et fonctionnels. Déterminez les moyens techniques pour augmenter l'efficacité du système satisfaire les besoins de la production.

5. Evaluation des propositions

Evaluez les options, leurs avantages pour les systèmes, les possibilités d'amélioration et les recommandations. Au besoin, faites appel aux services d'entrepreneurs, de fournisseurs ou de consultants.

6. Mise en œuvre du projet

Apportez les changements nécessaires et installez les équipements Une fois le projet mis en œuvre, évaluez les économies réalisées grâce aux mesures appliquées et comparez-les aux économies prévues.

7. Communication

Communiquez les activités et les progrès à la direction et au personnel de l'usine. Ceux-ci vous appuieront davantage lors d'initiatives futures. [1]

CONCLUSION

Indéniablement l'efficacité énergétique a une relation très importante avec l'économie dans les usines.

Le chapitre I présente cette relation et mentionne tous les facteurs intrants dans l'opération d'amélioration de l'efficacité énergétique, ainsi que les étapes nécessaires pour atteindre cet objectif.

Chapitre II
POINTS FONDAMENTAUX DU SYSTEME
MOTEUR

Chapitre II : POINTS FONDAMENTAUX DU SYSTEME MOTEUR

Introduction

La valeur du tout est plus élevée que celle de la somme de ses parties.

Chaque composant du système a son propre rendement. Pour rendre le système le plus efficace possible, chaque composant doit être réglé de manière à donner son plein rendement pendant la majeure partie du temps où le système fonctionne.

L'efficacité du système dépend de la quantité d'énergie consommée pour le travail utile produit ou du nombre d'article fabriqués. Si nul travail utile ou article n'est produit, le rendement du système tombe à zéro.

Le rendement total à un point donné de l'exploitation est le produit de l'efficacité (E) de chaque composant du système.

$$E_{\text{système}} = \frac{\text{production du système}}{\text{Consommation totale d'énergie}} = \left[\frac{\text{Articles produits}}{\text{Puissance requise} \div (E_{\text{composants}} \times F_{\text{facteur d'effet du système}})} \right]$$

Le facteur d'effet du système (F) est un multiplicateur qui indique la somme des pertes de charge par frottement et autres pertes du système de distribution.

II.1 - FACTEUR INFLUANT SUR LA CONSOMMATION D'ENERGIE DES SYSTEMES MOTEURS

Les moteurs produisent un effet de couple qui fait tourner les pompes à une vitesse donnée. Selon une règle simple, le débit est proportionnel à la vitesse de rotation du moteur et la puissance peut s'élever jusqu'au cube de la vitesse.

La courbe de résistance du système (CRS) est utilisée pour déterminer comment les changements du débit influent sur la pression ; on l'obtient en mesurant et en déterminant la pression ou la hauteur en fonction de différents débits du système.

La courbe peut être superposée aux courbes de pression, de débit, de consommation d'énergie et de rendement d'une pompe. Ces courbes peuvent être obtenues auprès des fabricants de pompes. Les courbes des systèmes diffèrent selon leur conception, et chaque CRS est unique. Déterminez le type de système que vous possédez au début de l'évaluation.

La zone de fonctionnement se situe à l'intersection de la courbe de rendement de la pompe et de la courbe de résistance du système.

Ce point d'intersection détermine le débit en volume d'un bout à l'autre du système.

La zone de fonctionnement peut changer pour raison :

- D'une variation du rendement de la pompe – rotor ou boîtier usé, changement de la vitesse de rotation ;
- D'un changement de résistance de système – prolongement des conduites, corrosion, trou, accumulation de déchet dans les conduites ;
- De variation de la résistance de système ou de la pompe [1]

II.2 - GENERALITES SUR LES TURBOMACHINES

Le mot « turbomachine » est généralement utilisé pour les machines tournantes qui transforment l'énergie d'un fluide.

Un premier classement naturel des turbomachines est fait à partir de la nature du fluide utilisé. Selon ce critère elles peuvent appartenir à deux groupes : les machines à fluides incompressibles

telles que **les pompes**, les turbines à eau et les machines à fluides compressibles, dont les compresseurs.

Les pompes sont classées, selon leur principe de fonctionnement, en deux groupes :

- ◆ Les pompes volumétriques qui transportent le fluide grâce à un changement de volume à l'intérieur d'une ou plusieurs cavités.
- ◆ Les pompes roto dynamiques dans lesquelles a lieu un échange de quantité de mouvement entre le fluide et les aubages de la machine.

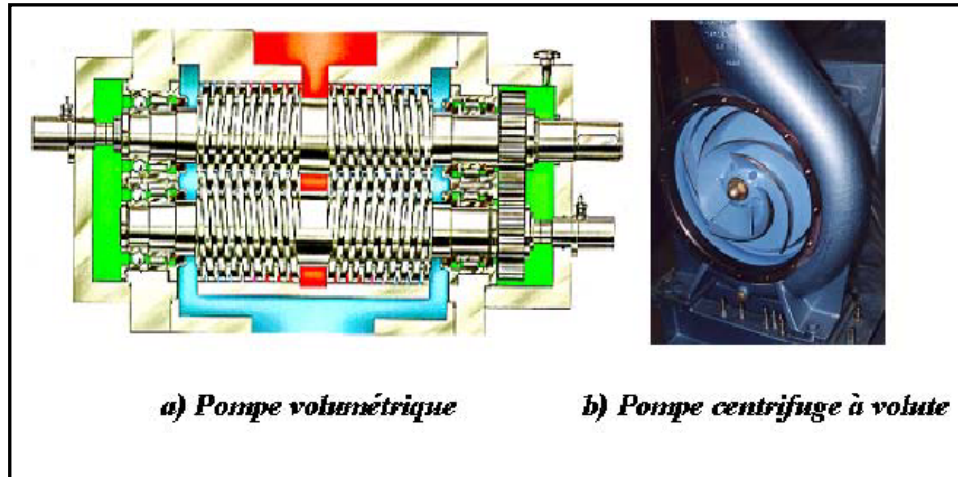


Figure II.1 - a) Pompe volumétrique à double vis. b) Pompe centrifuge [2]

II.2.1 - Classification des pompes roto-dynamiques

Une classification très répandue des pompes, directement liée à la forme générale du rotor, est introduite à partir de la définition du diamètre spécifique (**équation II.1**) et de la vitesse angulaire spécifique (**équation II.2**), deux nombres adimensionnels issus de la similitude des turbomachines :

$$D_s = \frac{D(gH_n)^{1/4}}{\sqrt{Q_n}} \quad (\text{II.1})$$

$$N_s = \frac{\omega\sqrt{Q_n}}{(gH_n)^{3/4}} \quad (\text{II.2})$$

D_s :	Diamètre spécifique	[m]
D :	Diamètre de la roue	[m]
g :	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
H_n :	Hauteur d'élévation nominale	[m]
Q_n :	Débit nominal	[m ³ /h]
N_s :	Vitesse angulaire spécifique	
ω :	Vitesse angulaire de la machine	[rad/s]

II.2.2 - Vitesse spécifique

Les pompes centrifuges sont conçues en fonction de la vitesse spécifique.

La vitesse angulaire spécifique (**N_s**) est un nombre adimensionnel qui est utilisé pour classifier les impulseurs de pompe selon leur type et leur taille.

Ce nombre est défini comme étant la vitesse (en tr/min) à laquelle un impulseur de géométrie similaire fonctionnerait s'il était conçu pour fournir un gallon par minute avec une hauteur

manométrique totale d'un pied. Mathématiquement, la vitesse spécifique est établie selon l'équation suivante :

$$nsq = \frac{N\sqrt{Q_n}}{(H_n)^{3/4}} \tag{II.3}$$

nsq : Vitesse spécifique $\left[\frac{tr/min \cdot \sqrt{m^3/s}}{m^{3/4}} \right]$ **N** : Vitesse de rotation [tr/min]

La vitesse spécifique est calculée au meilleur point d'efficacité, avec un diamètre maximal d'impulseur.

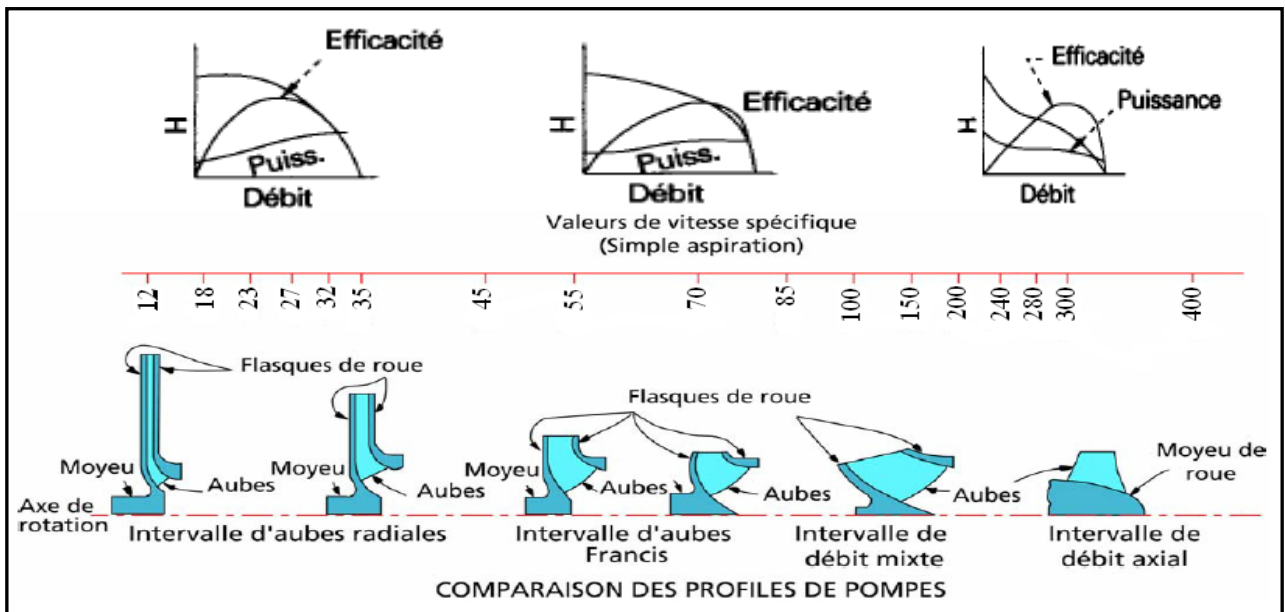


Figure II.2 - Diverse forme d'impulseur en fonction de la vitesse spécifique [7]

La figure II.2 représente la géométrie de différents impulseurs ainsi que leur courbe caractéristique en fonction de la vitesse spécifique.

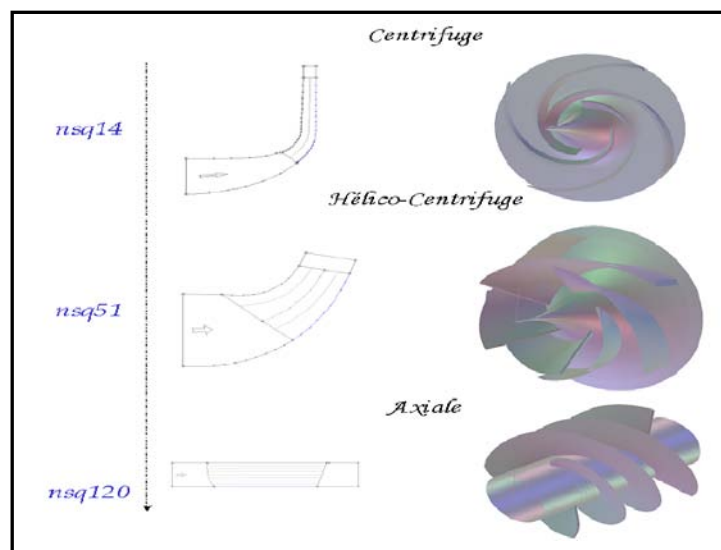


Figure II.3 - Classification des pompes en fonction de la vitesse spécifique [2]

La **figure II.3** montre la relation entre la vitesse spécifique et la forme de la roue. Ainsi, trois groupes de géométries sont établis en fonction de la morphologie de l'écoulement. Ces groupes sont :

- a** - pompes centrifuges ou radiales
- b** - pompes hélicentrifuges ou mixtes
- c** - pompes axiales

On remarque d'après l'équation (II.3) que la vitesse spécifique est proportionnelle au débit et inversement proportionnelle à la hauteur. D'une façon générale, les machines centrifuges seront caractérisées par de faibles vitesses spécifiques, tandis que les machines axiales seront associées à de grandes valeurs du **nsq**

II.2.3 - Dimensionnement et analyse des performances des pompes

Au cours des dernières années, l'évolution conjointe des moyens informatiques et des méthodes numériques est à l'origine de grands progrès dans le dimensionnement et l'analyse des performances des pompes. Cependant, malgré des progrès constants et remarquables, le caractère tridimensionnel, visqueux et instationnaire de l'écoulement interne, rend le processus de conception et de prévision des performances très difficile. Ainsi, la détermination de la géométrie la mieux adaptée aux besoins de l'utilisateur reste toujours une question d'actualité.

Depuis toujours, le principal souci des constructeurs est de disposer, pour la conception, de méthodes rapides, fiables et suffisamment précises.

Deux approches sont appliquées dans le cadre de la conception d'une nouvelle machine : le problème direct et le problème inverse.

• Problème direct (analyse)

Le problème direct concerne l'évaluation des performances d'une machine existante. Pour une géométrie donnée, il s'agit de définir quels sont les champs de pression et de vitesse régissant les écoulements internes et, par la suite, quelles sont les performances globales.

Les constructeurs utilisent fréquemment la méthode directe pour la conception de nouvelles machines. Copier des pompes existantes, les modifier en suivant des lois expérimentales ou tout simplement en modifiant quelques dimensions suivant des règles géométriques, rend plus facile et rapide la conception et la fabrication d'une « nouvelle » machine. Les problèmes apparaissent quand la machine dimensionnée ne répond pas exactement aux besoins de l'utilisateur, c'est à dire lorsque la pompe n'est pas aussi performante que prévu.

• Problème inverse (dimensionnement)

Dans le cadre de la conception d'une nouvelle machine, le problème inverse représente la démarche normale de dimensionnement. Elle permet au concepteur, à partir d'un cahier des charges établies, de spécifier a priori un certain nombre d'éléments des champs de vitesse et de pression. Une gamme de méthodes numériques qui va du modèle simplifié jusqu'à des modèles très avancés permet de déterminer la géométrie des profils qui peuvent réaliser ces distributions.

II.2.4 - Ecoulements internes dans les pompes

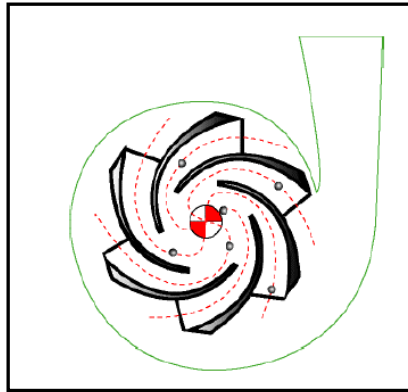


Figure II.4 - Le mouvement rotatif des aubes de l'impulseur pressurise le fluide [7]

II.2.4.1 - Introduction

Pour tous les problèmes de mécanique des fluides, en général, et particulièrement dans les pompes centrifuges, les équations utilisées pour déterminer les écoulements dérivent généralement des équations de conservation : continuité, Navier-Stokes, énergie et équation d'état du fluide. La résolution de ces équations est accompagnée d'hypothèses simplificatrices, associées à des considérations sur la géométrie, les bilans énergétiques ou la décomposition des vitesses en une valeur moyenne et une partie fluctuante. Dans les paragraphes suivants, nous présentons les modélisations utilisées dans la problématique des pompes centrifuges.

II.2.4.2 - Equations de base

Pour un fluide Newtonien, en considérant comme forces de volume la seule force de pesanteur, les formes différentielles de l'équation de continuité (**équation II.4**) et de l'équation des quantités de mouvement (**équation II.5**) peuvent être obtenues à partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{C}) = 0 \quad (\text{II.4})$$

$$\rho \frac{D\vec{C}}{Dt} = \rho \left[\underbrace{\left(\vec{C} \cdot \vec{\nabla} \right)}_{(2)} \cdot \underbrace{\vec{C}}_{(3)} + \frac{\partial \vec{C}}{\partial t} \right] = - \underbrace{\vec{\nabla} p}_{(4)} + \rho \underbrace{g}_{(5)} + \underbrace{\vec{\nabla} \cdot \tau_{ij}}_{(6)} \quad (\text{II.5})$$

Les **termes (1)**, **(2)**, et **(3)** de l'**équation (II.5)** représentent les accélérations totale, convective et locale. Le **terme (4)** représente la force de pression, le **terme (5)** la force de pesanteur, le **terme (6)** les effets visqueux.

L'équation de l'énergie est utilisée sous la forme :

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \vec{\nabla} \cdot \left(\lambda \vec{\nabla} T \right) + \Phi \quad (\text{II.6})$$

Le premier membre de l'**équation (II.6)** représente la variation d'enthalpie ;

Dp/Dt Et $\nabla(\lambda \nabla T)$ sont respectivement les taux de travail des efforts de pression et le transfert de chaleur par conduction dans le fluide où λ est le coefficient de conductivité thermique. Φ est la fonction de dissipation, représentant l'équivalent thermique de l'énergie mécanique liée à la dissipation visqueuse des efforts de cisaillement.

Une équation complémentaire associant la masse volumique à la pression et à la température est nécessaire. Pour des écoulements compressibles, le transport et la génération d'énergie sont couplés à la dynamique du mouvement du fluide et l'équation de l'énergie doit être résolue simultanément avec les équations de continuité et quantité de mouvement.

II.2.4.2.1 - Equations de l'écoulement incompressible

Dans le cas de l'écoulement de fluides incompressibles, la variation de la masse volumique est négligeable. Les équations de continuité et de Navier-Stokes peuvent être respectivement simplifiées :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{C} = 0 \quad (\text{II.7})$$

$$\rho \frac{D\vec{C}}{Dt} = -\vec{\nabla} p + \rho \vec{F} + \mu \nabla^2 \vec{C} \quad (\text{II.8})$$

L'ensemble d'équations (II.7) et (II.8) suffit pour caractériser un écoulement incompressible.

Une autre simplification, fréquemment adoptée dans l'avant projet, considère l'écoulement comme non visqueux ($\mu=0$). Ainsi, l'équation (II.8) peut s'écrire :

$$\rho \frac{D\vec{C}}{Dt} = -\vec{\nabla} p + \rho \vec{F} \quad (\text{II.9-a})$$

Cette équation est connue comme l'équation d'Euler. Elle est utilisable pour l'étude des écoulements éloignés des zones de parois où les effets visqueux sont négligeables. Une simplification additionnelle est faite en négligeant les effets des forces de volume telles que la pesanteur.

$$\rho \frac{D\vec{C}}{Dt} = -\vec{\nabla} p \quad (\text{II.9-b})$$

II.2.4.2.2 - Equations dans le repère relatif. Repère d'étude des pompes centrifuges

En présence d'aubages animés d'un mouvement de rotation, la composition vectorielle des vitesses à l'intérieur d'une machine tournante est la suivante :

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \quad (\text{II.10-a})$$

La vitesse absolue \vec{C} correspond à la vitesse d'une particule de fluide mesurée dans le repère fixe. La vitesse d'entraînement \vec{U} , correspondant à la mise en mouvement du rotor, est exprimée par :

$$\vec{U} = \vec{\Omega} \times \vec{r} \quad (\text{II.10-b})$$

Dans le repère mobile lié au rotor, la même particule présente une vitesse relative \vec{W}

L'introduction de la vitesse relative permet de ramener l'étude de l'écoulement autour des aubages mobiles à celle de l'écoulement autour des mêmes aubages immobilisés artificiellement. Le repère relatif ou système de coordonnées tournant est le plus indiqué pour l'étude d'une roue mobile. Pour les roues fixes les équations seront identiques avec la condition de vitesse de rotation nulle.

Les avantages du repère relatif sont nombreux :

- 1- L'écoulement relatif est stationnaire dans la plupart des cas.
- 2- Les conditions aux limites peuvent être appliquées plus facilement.
- 3- Les profils de vitesse ainsi que les couches limites sont semblables à ceux que l'on observait avec un repère fixe.

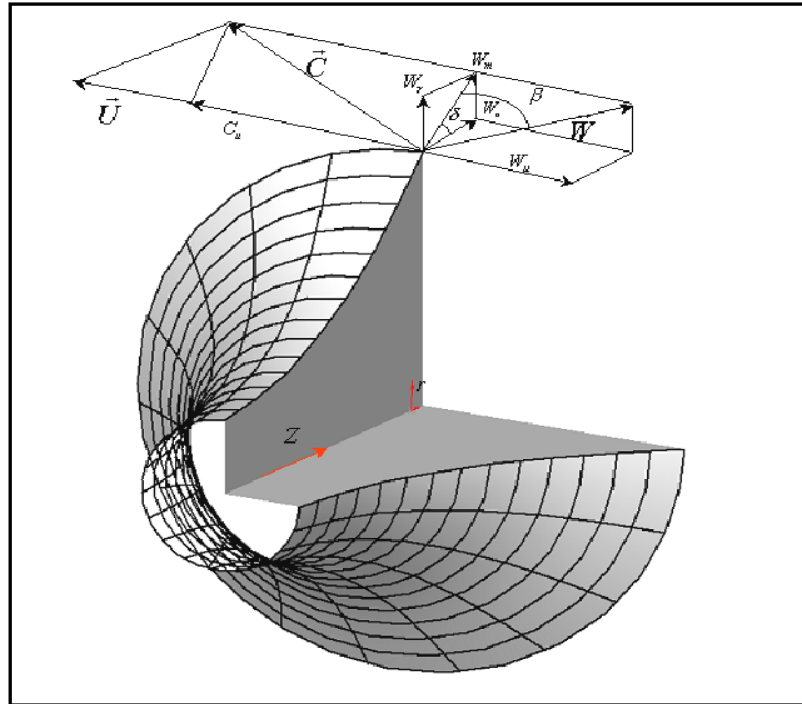


Figure II.5 - Ecoulement dans une grille tridimensionnelle [2]

En considérant l'écoulement dans l'espace inter-aubages d'une grille d'aubes tridimensionnelle, on peut faire apparaître, dans un repère cylindrique, les composantes des vitesses, absolue \vec{C} , relative \vec{W} et d'entraînement \vec{U} (**figure II.5**).

La **figure II.6** définit la vue méridienne et la vue de face de la grille d'aubes retenue, sur laquelle on détaille les différentes composantes de la vitesse absolue.

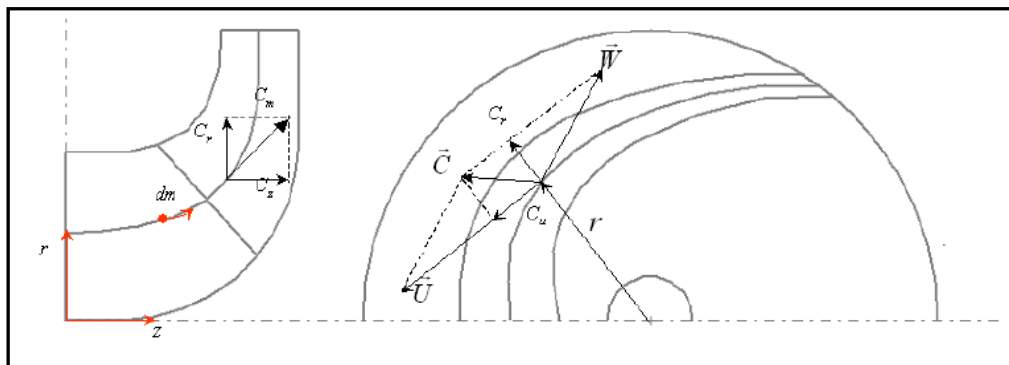


Figure II.6 - Triangles de vitesses. Vue méridienne et vue de face [2]

De ces figures, on déduit la liaison entre les composantes des différentes vitesses :

$$C_r = W_r \quad (\text{II.11-a})$$

$$C_{ij} = W_{ij} + \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (\text{II.11-b})$$

$$C_z = W_z \quad (\text{II.11-c})$$

Finalement, les équations de continuité et de quantité de mouvement peuvent être exprimées en mouvement relatif :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{W}) = 0 \quad (\text{II.12})$$

$$\frac{D\vec{W}}{Dt} + 2\vec{\omega} \times \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r} = -\frac{\nabla p}{\rho} + \vec{F} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial W_i}{\partial x_j} + \frac{\partial W_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \operatorname{div} \vec{W} \right] \quad (\text{II.13})$$

En comparant l'équation (II.5) (repère fixe) et l'équation (II.13) (repère relatif) l'équation du mouvement du fluide dans un repère relatif est identique à l'équation en repère fixe en ajoutant les termes $2\vec{\omega} \times \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}$ (de Coriolis et forces centrifuges) qui agissent sur le fluide en plus des forces de surface et de volume.

Pour un fluide non visqueux, l'équation générale de la dynamique des fluides s'écrit dans le repère relatif :

$$\frac{D\vec{W}}{Dt} + 2\vec{\omega} \times \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r} = -\frac{\nabla p}{\rho} + \vec{F} \quad (\text{II.14})$$

Cette équation peut être écrite, après un certain nombre de manipulations, sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \vec{W}}{\partial t} - \vec{W} \times \vec{\nabla} \times \vec{W} + 2\vec{\omega} \times \vec{W} = -\vec{\nabla} I + T \vec{\nabla} S + \vec{F} \quad (\text{II.15})$$

où T et S représentent respectivement la température et l'entropie pour des écoulements compressibles, et la quantité

$$I = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \quad (\text{II.16})$$

est appelée rothalpie. Aux pertes près, elle est approximativement constante pour tout l'espace inter aubages.

L'équation (II.15), est connue comme l'équation de Crocco ou forme énergétique de l'équation dynamique.

Le terme $\vec{\nabla} S$, associé aux pertes génératrices d'entropie et aux échanges de chaleur avec l'extérieur, est généralement négligeable en fluide incompressible.

Dans le cadre de l'écoulement isentropique défini comme l'écoulement d'un fluide parfait sans échange de chaleur, l'enthalpie h du fluide s'écrit :

$$h = \int \frac{dp}{\rho} \quad (\text{II.17})$$

et l'enthalpie d'arrêt ou enthalpie totale H :

$$H = \int \frac{dp}{\rho} + \frac{C^2}{2} \quad (\text{II.18})$$

Dans ces conditions, en négligeant les forces de volume, le théorème de Bernoulli en écoulement permanent et irrotationnel s'écrit :

$$I = \int \frac{dp}{\rho} + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \quad (\text{II.19})$$

II.2.4.3 - Equation d'Euler pour les pompes

La plus importante relation unidimensionnelle mise en évidence est l'équation d'Euler des turbomachines Elle exprime sous une autre forme la conservation de la rothalpie le long d'une ligne de courant et pour tout l'espace fluide contenu dans la machine.

D'après l'équation (II.18), la variation de l'enthalpie totale pour une machine de compression entre l'entrée et la sortie s'écrit :

$$\Delta H = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \quad (\text{II.20})$$

On démontre, à partir des triangles de vitesses (figures II.5 et II.6), qu'elle s'écrit aussi :

$$\Delta H = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1} \quad (\text{II.21})$$

Concernant les pompes, on utilise la hauteur totale d'élévation au lieu de la variation de l'enthalpie. S'agissant d'un fluide parfait, l'expression ci-dessus est qualifiée de hauteur théorique, sous la forme de la deuxième équation cinématique d'Euler.

$$H_{th} = \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{g} \quad (\text{II.22})$$

II.2.4.3.1 - Définitions générales

Lors de l'étude d'une pompe, les caractéristiques globales les plus importantes sont la hauteur, le débit et le rendement. En négligeant les pertes, la hauteur peut être exprimée à partir de l'équation de Bernoulli, écrite sur une ligne de courant moyenne de l'entrée **1** à la sortie **2** :

$$H = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{C^2}{2g} + z \right)_2 - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{C^2}{2g} + z \right)_1 \quad (\text{II.23})$$

La puissance reçue par le fluide est définie comme la puissance hydraulique et elle est calculée par :

$$P_h = \rho g Q_v H \quad (\text{II.24})$$

On détermine le rendement global η de la machine comme le rapport entre l'énergie apportée au fluide et la puissance mécanique absorbée :

$$\eta = \frac{\rho g Q_v H}{P_a} \quad (\text{II.25})$$

où P_a est la puissance mécanique absorbée.

Généralement, les pertes sont classées en trois groupes : hydrauliques, volumétriques et mécaniques. Ces trois types de pertes sont à l'origine de trois rendements internes.

Le rendement hydraulique η_h définit le rapport entre la hauteur réelle fournie par la machine et la hauteur idéale donnée par l'équation d'Euler (**équation II.22**). Il tient compte des pertes par frottement et par désadaptation du débit :

$$\eta_h = \frac{H}{H_{th}} \quad (\text{II.26})$$

Le rendement volumétrique η_v caractérise le débit de fuite interne entre la sortie et l'entrée par suite des jeux de fonctionnement :

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_v + Q_{vf}} \quad (\text{II.27})$$

Avec Q_{vf} représentant le débit total de fuite.

Enfin, les pertes mécaniques sont prises en compte par le calcul du rendement mécanique η_m .

Elles sont associées aux pertes par frottement de toutes les composantes mécaniques : arbre, paliers, systèmes d'étanchéité, frottement de disques, etc.

$$\eta_m = \frac{P_a - P_m}{P_a} \quad (\text{II.28})$$

Avec P_m la perte mécanique totale.

D'après ces trois définitions, le rendement global de la machine peut être exprimé par leur produit :

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m \quad (\text{II.29})$$

[2]

II.3 - SYSTEMES DE POMPAGE

II.3.1 – Généralités

Le rôle premier d'une pompe est d'aspirer et de refouler efficacement des fluides dans un système. Il est plus facile de maintenir une haute efficacité de pompage et de satisfaire aux exigences de la pompe en matière de débit, lorsque l'on comprend les exigences d'un procédé.

Afin de démontrer la méthode générale d'analyse requise pour obtenir le fonctionnement optimal d'un système de pompage, on peut faire appel à un système simple de transfert des fluides d'un réservoir à travers un filtre, puis, vers un deuxième réservoir (voir la **figure II.7**).

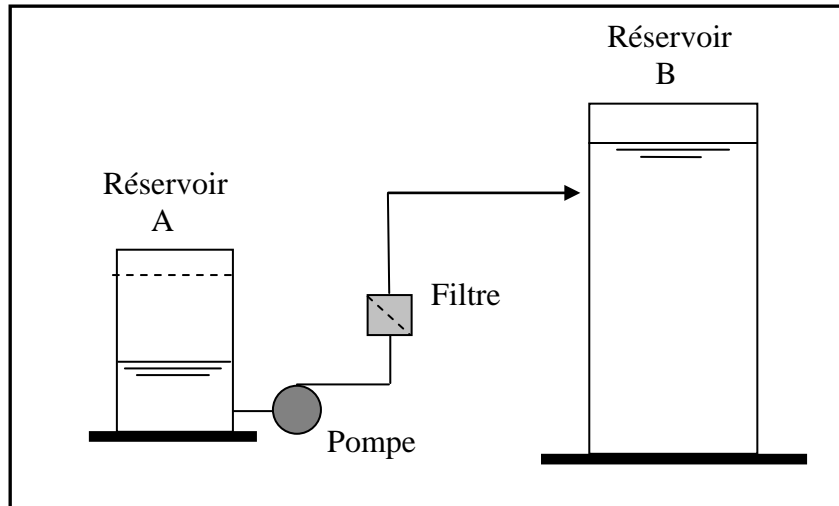


Figure II.7 - Exemple type d'un système de pompage

Une simple esquisse ou un diagramme de la tuyauterie et de l'instrumentation peut fournir des données sur les exigences du procédé. Cette esquisse du système doit comporter un minimum de renseignements, c'est-à-dire non seulement la source d'approvisionnement d'une pompe donnée, mais également toutes les composantes à travers lesquelles le fluide passera avant d'atteindre le ou les points de refoulement final. On devrait inclure tout autre renseignement relatif au fonctionnement du procédé et de la pompe : le diamètre des tuyaux, les boucles de régulation et les détecteurs, de même que les régulateurs de débit comme les robinets et les vannes de régulation.

Par la suite, il est important de connaître les débits de fonctionnement requis. Ces débits comprennent les débits de fonctionnement minimal, normal et maximal.

II.3.2 - Courbe du système

Il est possible d'établir la courbe du système en déterminant la hauteur manométrique totale pour une gamme de débits. Comme l'indique la **figure II.8**, la courbe du système illustre la relation entre le débit et la hauteur manométrique totale requise.

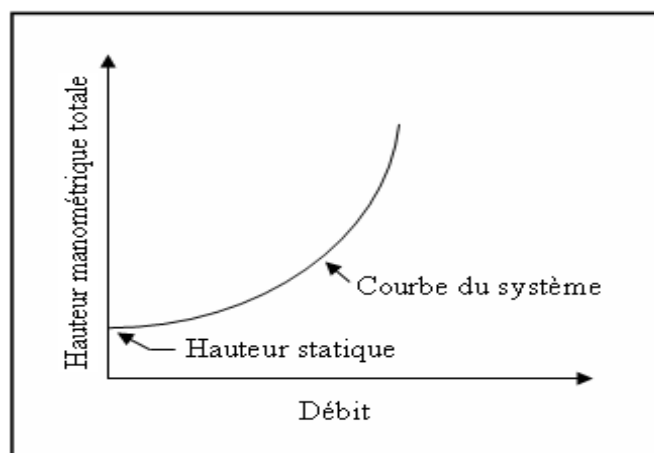


Figure II.8 - Courbe de système

La hauteur statique du système est définie par la hauteur manométrique totale, là où la courbe du système est au débit 0. À mesure que le débit s'accroît, une hauteur supplémentaire est requise afin de surmonter la résistance du système à l'écoulement. Cette résistance est généralement proportionnelle au carré du rapport des débits, sauf pour certains types de fluides (ex. : pâte à haute consistance).

Les paramètres connus qui suivent déplaceront ou modifieront la courbe du système :

- la hauteur statique du système ;
- l'ouverture de la vanne de régulation.

D'autres paramètres inconnus, comme l'encrassement, la rouille et l'usure des composantes du système viendront modifier la courbe du système.

La **figure II.10** démontre comment une variation de la hauteur statique déplacera la courbe du système. La variation des niveaux de fonctionnement des réservoirs est un exemple de variation de la hauteur statique. Les résultats de la **figure II.9** sont inclus dans la **figure II.10** afin de démontrer les effets du niveau du réservoir sur la courbe du système. La variation de la pression de fonctionnement des équipements (ex. : réservoir sous pression ou filtre pressurisé) constitue un autre exemple qui déplacera la courbe du système.

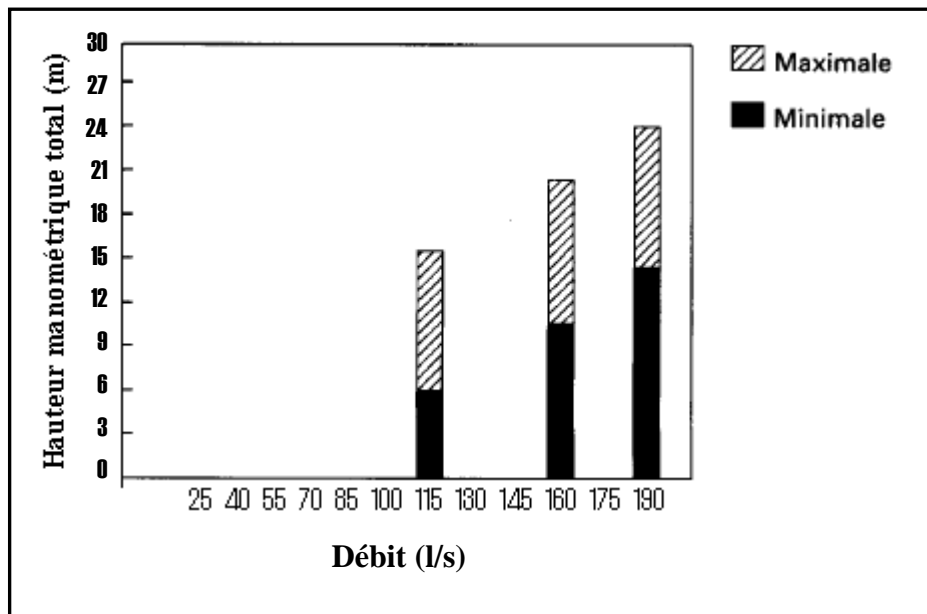


Figure II.9 - Variations de la hauteur manométrique totale minimale et du débit exigés par le procédé [3]

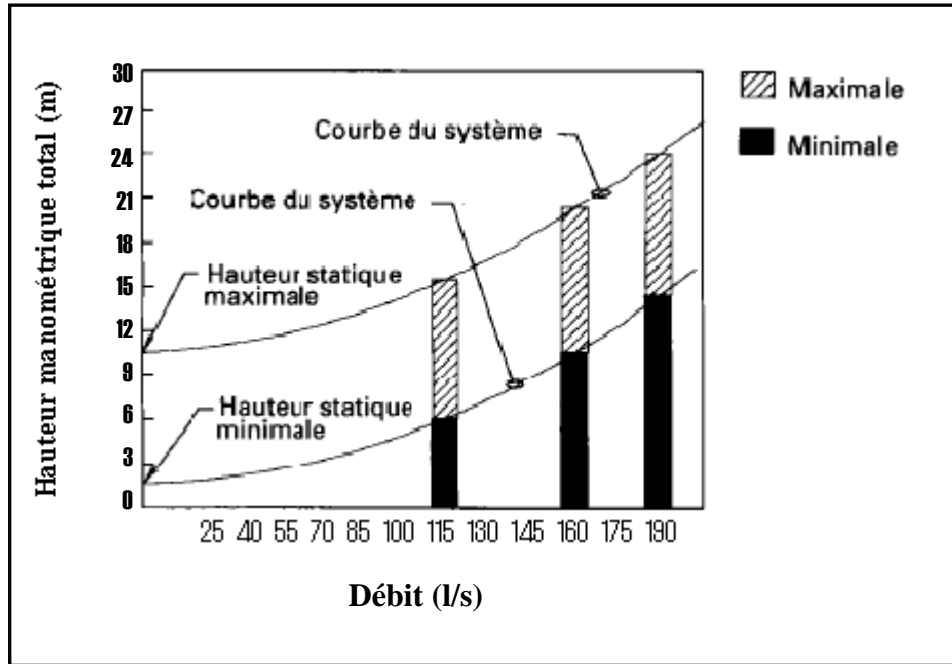


Figure II.10 - Effets de la hauteur statique sur la courbe du système [3]

II.3.2.1 - Effets de la hauteur statique sur la courbe du système

La forme de la courbe du système peut changer en fonction du degré d'ouverture de la vanne de régulation, comme l'indique la figure II.11.

L'ouverture de la vanne peut ainsi avoir des effets sur le débit et la hauteur manométrique totale.

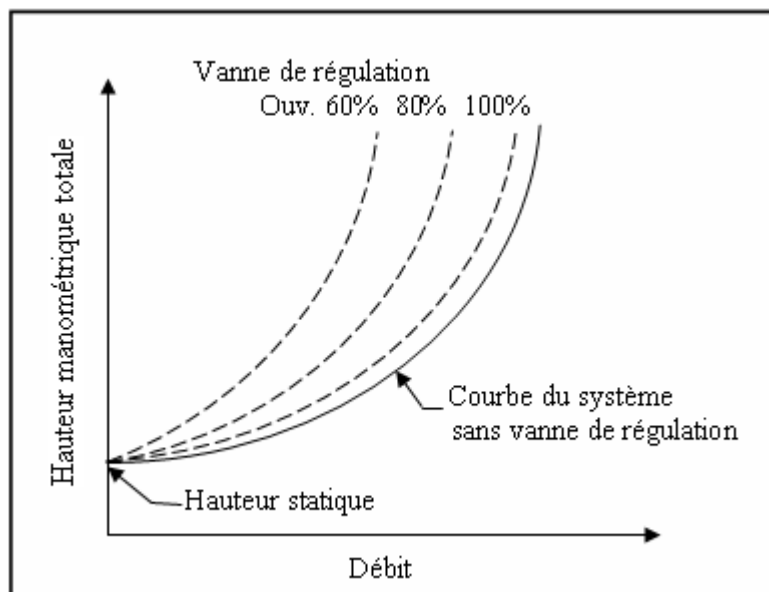


Figure II.11 - Effet de l'ouverture de la vanne Sur la courbe de système

II.4 - LA THEORIE DES POMPES

Les pompes fournissent l'énergie requise pour déplacer un liquide et vaincre la résistance de la tuyauterie, du procédé et des changements d'élévation. Les pompes sont généralement regroupées en deux catégories : les pompes centrifuges et les pompes volumétriques. Dans ce travail, nous traiterons uniquement des pompes centrifuges, car c'est le plus répandu et elles s'appliquent à des puissances supérieures. Elles représentent donc le potentiel d'économie d'énergie le plus élevé.

II.4.1 - Courbe caractéristique des pompes et durée de travail

Au cours de l'année, la plupart des systèmes atteignent différentes zones de fonctionnement en raison de changements aux chapitres de la production, des conditions météorologiques et de type de produit fabriqué.

Afin de satisfaire aux exigences de système, la courbe de rendement peut être modifiée à l'aide de différentes méthodes de contrôle, comme la variation de la vitesse de rotation (entraînement à vitesse réglable), la réduction de débit (augmentation de la résistance de système) ou le changement des caractéristiques de la pompe (variation de l'orientation des aubes du rotor).

Le cycle de charge est illustré par une courbe ou un graphique qui représente, en pourcentage, la durée de fonctionnement par rapport au débit maximum atteint dans chaque zone de fonctionnement.

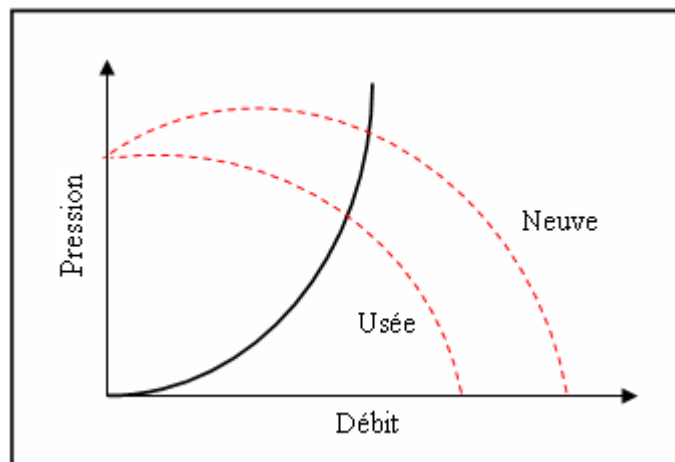


Figure II.12 - Variation du rendement de la pompe

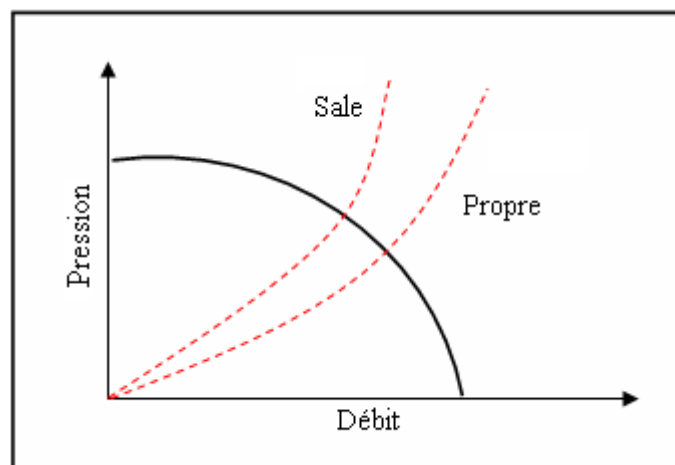


Figure II.13 - Changement de résistance de système

Les installations capables d'atteindre plus de trois zones de fonctionnement peuvent être aisément dotées de mécanisme d'entraînement à vitesse réglable. Celles qui ont quelque zone de fonctionnement distincte pourraient mieux fonctionner à l'aide d'un moteur à plusieurs vitesses. Les installations à débit constant qui n'atteignent qu'une seule zone de fonctionnement n'ont pas besoin de dispositif de contrôle de débit. Le rendement et la consommation d'énergie doivent être évalués séparément pour chaque zone de fonctionnement ; toute fois, il faudra additionner les chiffres obtenus pour faire l'analyse annuelle des coûts. [1]

La performance des pompes centrifuges à vitesse constante peut être illustrée directement sur une courbe caractéristique pour un diamètre d'impulseur donné.

Les courbes caractéristiques indiquent la hauteur manométrique totale fournie par la pompe, sa puissance, son efficacité et son $NPSH_{req}$ (*net positive suction head* : hauteur nette absolue à l'aspiration) à partir du débit nul jusqu'à la capacité maximale.

La valeur de puissance BHP (*brake horse power*) indiquée sur la courbe de la pompe.

Cette valeur doit être multipliée par la densité relative du liquide utilisé.

Les facteurs de correction doivent être appliqués pour l'évaluation du débit, la hauteur manométrique totale et l'efficacité lorsqu'il s'agit d'un fluide dont la viscosité est très différente de celle de l'eau. Ces facteurs de correction se trouvent dans les catalogues des fabricants. La **figure II.14** illustre les courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge pour plusieurs diamètres d'impulseur.

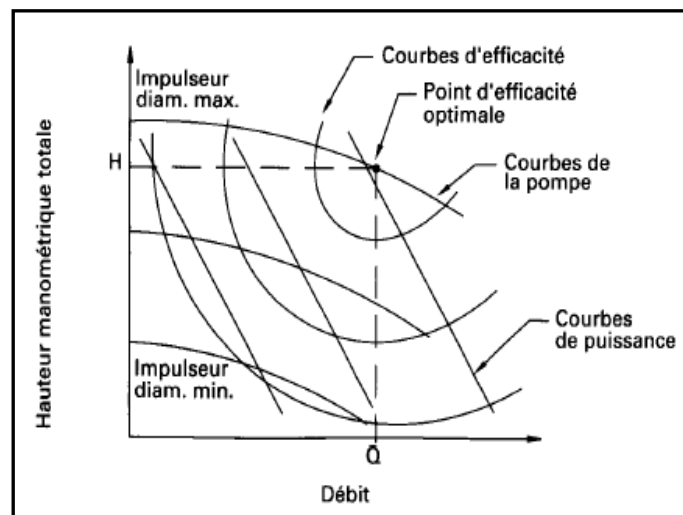


Figure II.14- Courbe caractéristique d'une pompe centrifuge pour plusieurs diamètres d'impulseur [3]

II.4.2 - Point de fonctionnement

La **figure II.16** indique une courbe de pompe à vitesse constante pour un diamètre d'impulseur donné, ainsi que la courbe caractéristique de notre système.

Le point d'intersection de la courbe de la pompe et de la courbe du système correspond au point de fonctionnement (**figure II.15**).

La pompe fonctionne habituellement selon une gamme de débits variables et parfois même selon une gamme de hauteurs statiques variables.

Pour satisfaire toutes ces conditions, on doit faire correspondre la courbe du système avec la courbe d'une pompe à vitesse constante en utilisant une vanne de régulation (**figure II.16**). Les points correspondant à chaque fonctionnement particulier définissent un champ de fonctionnement sur la courbe de la pompe.

Les points de fonctionnement idéaux tiennent compte de facteurs comme l'**efficacité** et le **NPSH_{req}**.

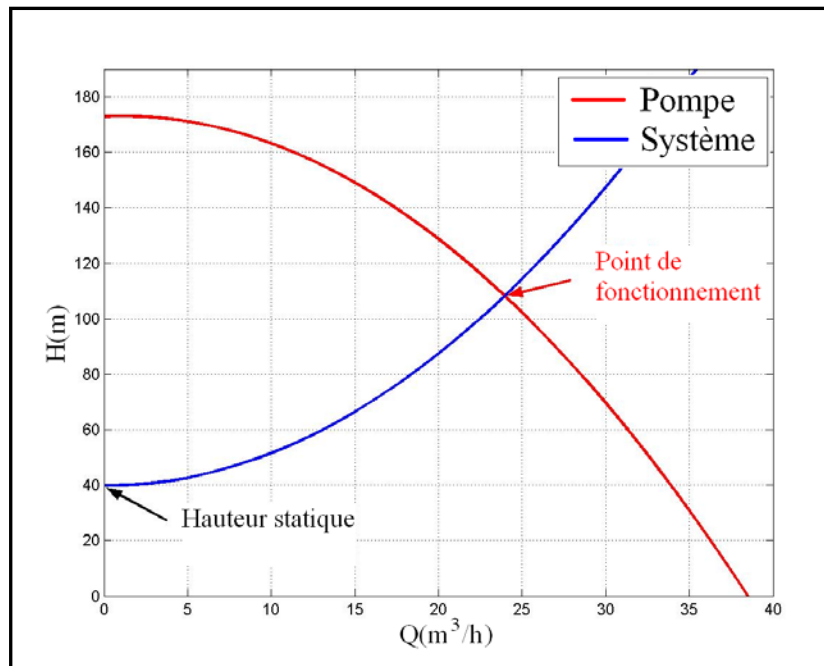


Figure II.15 - Courbe de système et courbe de la pompe

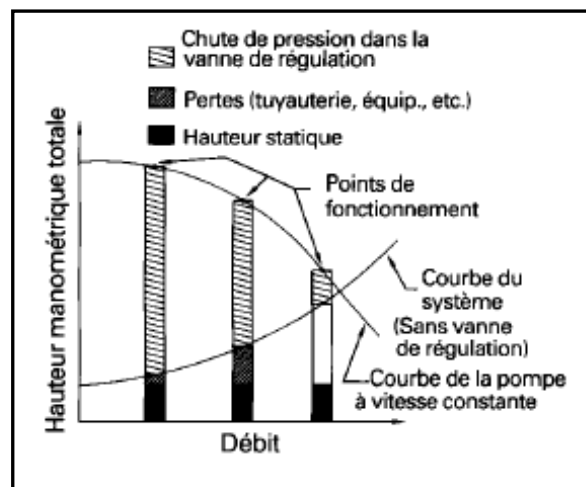


Figure II.16 - Effet de la vanne de régulation sur le point de fonctionnement [3]

II.4.3 - N P S H – Hauteur nette absolue à l'aspiration

Plusieurs paramètres doivent être vérifiés pour assurer une bonne performance des pompes centrifuges. L'un de ces paramètres est la hauteur nette absolue à l'aspiration (NPSH) du liquide à l'impulseur.

Deux valeurs de NPSH doivent être considérées : la hauteur nette à l'aspiration requise (**NPSH_{req}**) et la hauteur nette à l'aspiration disponible (**NPSH_{disp}**).

Le **NPSH_{req}** est déterminé par le fabricant de la pompe. Cette valeur dépend de plusieurs facteurs comme :

- la géométrie de l'impulseur,
- le débit de la pompe,
- la vitesse de rotation,
- la nature du liquide, etc.

On définit ensuite le $NPSH_{disp}$ selon l'équation suivante :

$$NPSH_{disp} = h_a - h_{vap} \pm h_{st} - h_{fs} \quad (\text{II.30})$$

h_a : pression absolue à la surface du liquide au point d'alimentation de la pompe

h_{vap} : pression de vapeur absolue du liquide à la température de pompage

h_{st} : différence de hauteur du liquide à l'alimentation par rapport au centre de la pompe

h_{fs} : pertes de charge par frottement dans le tuyau d'aspiration

Pour obtenir un bon fonctionnement d'une pompe centrifuge, il faut que la valeur du $NPSH_{disp}$ soit supérieure à celle du $NPSH_{req}$ afin d'empêcher la cavitation (un terme employé pour décrire le phénomène qui se produit dans une pompe quand le $NPSH$ est insuffisamment disponible. La pression du liquide est réduite à une valeur égale ou inférieure à sa pression de vapeur là où les petites bulles ou poches de vapeur commencent à se former).

$$NPSH_{disp} > NPSH_{req} \quad (\text{II.31})$$

II.4.4 - Principe d'affinité pour les pompes centrifuges (Lois de similitude)

Afin d'évaluer divers système, on peut recourir aux principe d'affinité pour déterminer comment les changements à une variable influant sur les autres variables telles que la vitesse, le débit, la pression et la consommation d'énergie. Consultez le fabricant afin de déterminer l'incidence de changement sur les courbes de rendement.

Les relations entre la hauteur manométrique totale (**H**), le débit (**Q**), la puissance (**P**), la vitesse (**N**), la densité relative (**Sg**) et le diamètre de l'impulseur (**D**) suivent des règles bien définies, connues sous le nom de lois de similitude.

Ces relations ont d'abord été obtenues expérimentalement, mais elles possèdent un fondement théorique. Ces lois stipulent que:

A diamètre constant :

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (\text{II.32})$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (\text{II.33})$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 \quad (\text{II.34})$$

Pour la plus part des turbomachines, la consommation d'énergie est proportionnelle au cube de la vitesse de rotation, tandis que le débit est directement proportionnel à cette vitesse. En diminuant la vitesse de 20 %, il est possible de réduire la consommation d'énergie d'environ 50 %.

A vitesse constante :

Réduire le diamètre du rotor est un moyen efficace pour diminuer le débit, la pression et la consommation d'énergie où

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (\text{II.35})$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (\text{II.36})$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \quad (\text{II.37})$$

où

N : Vitesse de rotation [tr/min],

Q : Débit [m³/h],

H : Hauteur manométrique [m],

P : Puissance [kW],

D : Diamètre du rotor. [m],

Une partie de la perte d'efficacité de la pompe peut être attribuable à une réduction de 3 % des rotors ; cela est cependant minime en comparaison des économies d'énergie réalisées à l'échelle du système dans sont entier.

L'augmentation de la friction est proportionnelle au carré de la vitesse du fluide.

Les indices 1 et 2 représentent respectivement les conditions de fonctionnement existantes et les nouvelles conditions.

À vitesse variable, le calcul vise à déterminer la puissance requise pour atteindre les divers points de fonctionnement du système en utilisant la vitesse comme variable de contrôle. La **figure II.17** montre les diminutions de vitesse qui entraînent une baisse graduelle de la courbe de la pompe. Si une hauteur statique initiale existe dans le système, il n'est pas facile de déterminer la réduction de la vitesse ; pour y parvenir, il faut recourir à la notion de courbe de similitude.

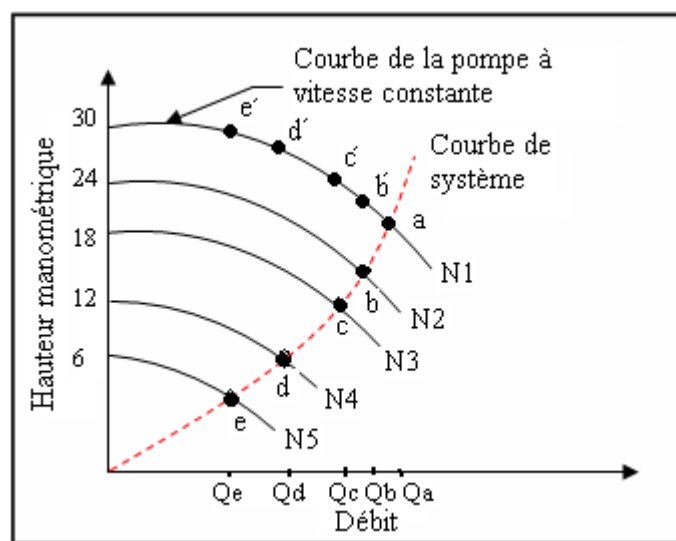


Figure II.17 - Courbe à vitesse constante par rapport aux courbes à vitesse variable

- Qa à Qe** : débit donnée
N1 à N5 : vitesse de rotation correspondante
a : point de conception
a,b,c,d,e : point de fonctionnement à vitesse variable
a,b',c',d',e' : point de fonctionnement à vitesse constante

Les lois de similitude établissent la relation fonctionnelle entre les variables comme la vitesse, le débit, la pression, la puissance, la densité relative et le diamètre de l'impulseur. Les représentations graphiques de ces relations fonctionnelles s'appellent les courbes de similitude. Pour les relations pression-débit ou pression-vitesse, les courbes sont paraboliques et leur sommet est situé à l'origine.

Comme l'indique la **figure II.18**, la courbe de similitude qui croise la courbe du système au point de fonctionnement désiré se prolonge pour finalement rencontrer la courbe de la pompe à vitesse constante.

Lorsqu'il y a réduction de la vitesse, l'intersection de la courbe de similitude et de la courbe de la pompe longe la courbe de similitude à mesure que la courbe de la pompe s'abaisse.

Avec une réduction de vitesse appropriée, l'intersection devrait coïncider avec le point de fonctionnement voulu.

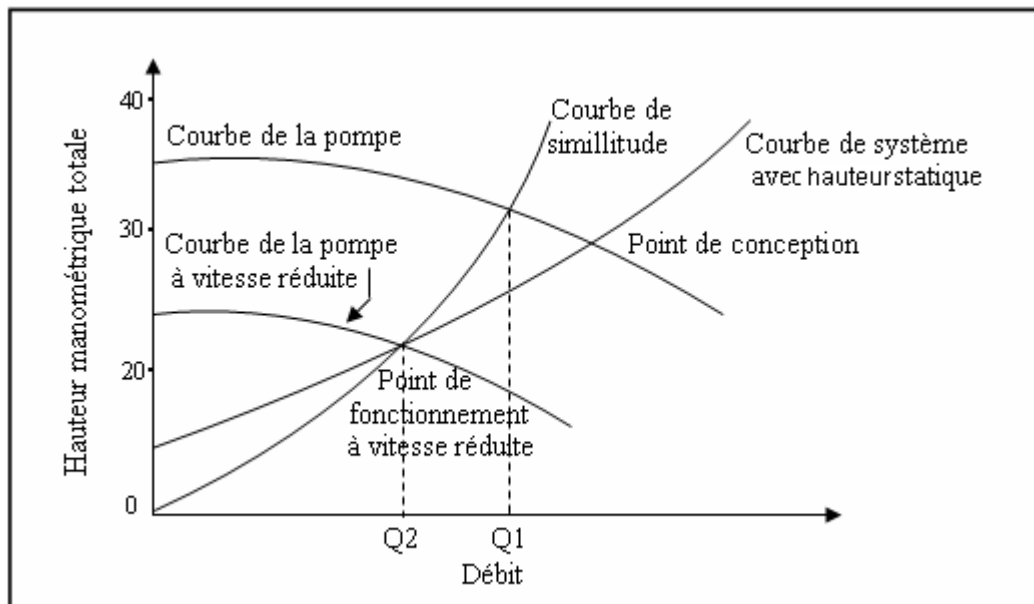


Figure II.18 - Courbe de similitude déterminant le point de fonctionnement à vitesse réduite

Le débit Q_i , à l'intersection de la courbe de similitude et de la courbe de la pompe à vitesse constante, peut être déterminé de façon graphique. Le débit Q_2 , se trouve au point de fonctionnement à la vitesse réduite désirée. La puissance P_1 , qui correspond à Q_1 , peut être déterminée graphiquement à partir de la courbe de puissance.

Ensuite, la puissance désirée, P_2 , est calculée selon l'équation suivante:

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^3 \quad (\text{II.38})$$

L'équation de la courbe de similitude est facile à résoudre, car il s'agit d'un terme quadratique :

$$H = c \times Q^2 \quad (\text{II.39})$$

H, soit la hauteur manométrique totale de la courbe de similitude correspondant au débit **Q**.

c, soit la constante de la courbe de similitude. Pour trouver la constante **c**, on résout l'équation en **y** introduisant les valeurs de la hauteur manométrique totale et du débit correspondant au point de fonctionnement à la vitesse variable désirée.

Dans les équations de calcul, la puissance à vitesse réduite **P2** est calculée directement à partir des valeurs de la pression et du débit ou à partir des lois de similitude.[3]

II.5 - SYSTEMES D'ENTRAÎNEMENT DES MACHINES ELECTRIQUES

II.5.1 – Introduction

Le champ d'application balayé par les entraînements électriques ne cesse de s'étendre de jour en jour. On les trouve actuellement dans tous les domaines de l'industrie, dans les centrales électriques ainsi que dans les systèmes de transport et de manutention. Dans les pays développés, plus de 60% de l'énergie électrique produite est consommé et transformé en énergie mécanique par des entraînements électriques. Ces derniers se sont imposés aux autres types d'entraînements grâce aux avantages suivants [12] :

- grandes étendues de plages de la puissance, du couple élevé et de la vitesse
- rendement élevé
- contrôle rapide et précis de la puissance mécanique produite
- longue durée de vie
- températures ambiantes et environnements d'opération, variés. [9]

II.5.2 - Structure d'un entraînement électrique

Un entraînement électrique est un système électromécanique destiné à réaliser un processus technologique grâce au mouvement d'un organe de travail. Il est constitué d'un moteur électrique, alimenté par un convertisseur statique ou une génératrice, d'un système de commande et d'une charge, (**figure II.19**) [13].

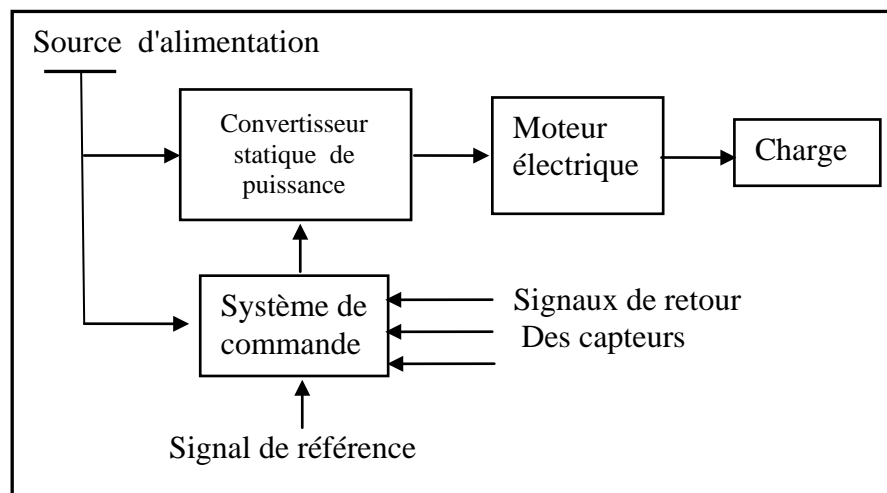


Figure II.19 - Schéma d'un entraînement électrique

La puissance électrique fournie par la source d'alimentation (réseau électrique ou système autonome) au convertisseur de puissance, est transformée en puissance électrique réglable. Cette dernière est transformée en puissance électromagnétique et mécanique par le moteur. Le moteur est en fait un convertisseur électromécanique dont le rotor peut être associé à la partie

mécanique de l'entraînement électrique. La puissance mécanique à l'arbre du moteur est transmise à la charge par l'intermédiaire d'un convertisseur mécanique. Le système de commande peut varier d'un simple bouton poussoir à un ordinateur de commande. En général, il élabore les signaux de commande des semi-conducteurs du convertisseur statique, à partir des consignes de pilotage du procédé et des mesures de tension, courant, vitesse, couple, accélération, . . . fournies par les divers capteurs placés à l'entrée et à la sortie du convertisseur et sur l'arbre du moteur. Le convertisseur statique, alimenté par le réseau industriel, transforme la présentation de l'énergie électrique pour lui donner la forme désirée (tension, courant, fréquence). En d'autres mots, il régule le flux de puissance nécessaire au moteur de façon à obtenir les performances dynamiques désirées. Bien que ne constituant pas la majorité, les entraînements à vitesse variable constitue la classe d'entraînements qui a le plus attiré l'attention des chercheurs au cours des dernières années. Ils présentent les avantages suivants liés à la variation de leur vitesse :

- économie d'énergie
- amélioration du contrôle du procédé (accroissement de la qualité du produit)
- réduction des frais d'entretien
- prolongement de la durée de vie de l'équipement.

II.5.2.1 - Moteurs des entraînements électriques

Les entraînements électriques utilisent des moteurs à courant continu et à champ tournant. Il existe plusieurs critères de classification des moteurs. Selon la nature de la source d'alimentation, on distingue les moteurs à courant continu et les moteurs à courant alternatif (**figure II.20**) [14]. La figure qui suit, donne une brève description des moteurs les plus utilisés dans les entraînements.

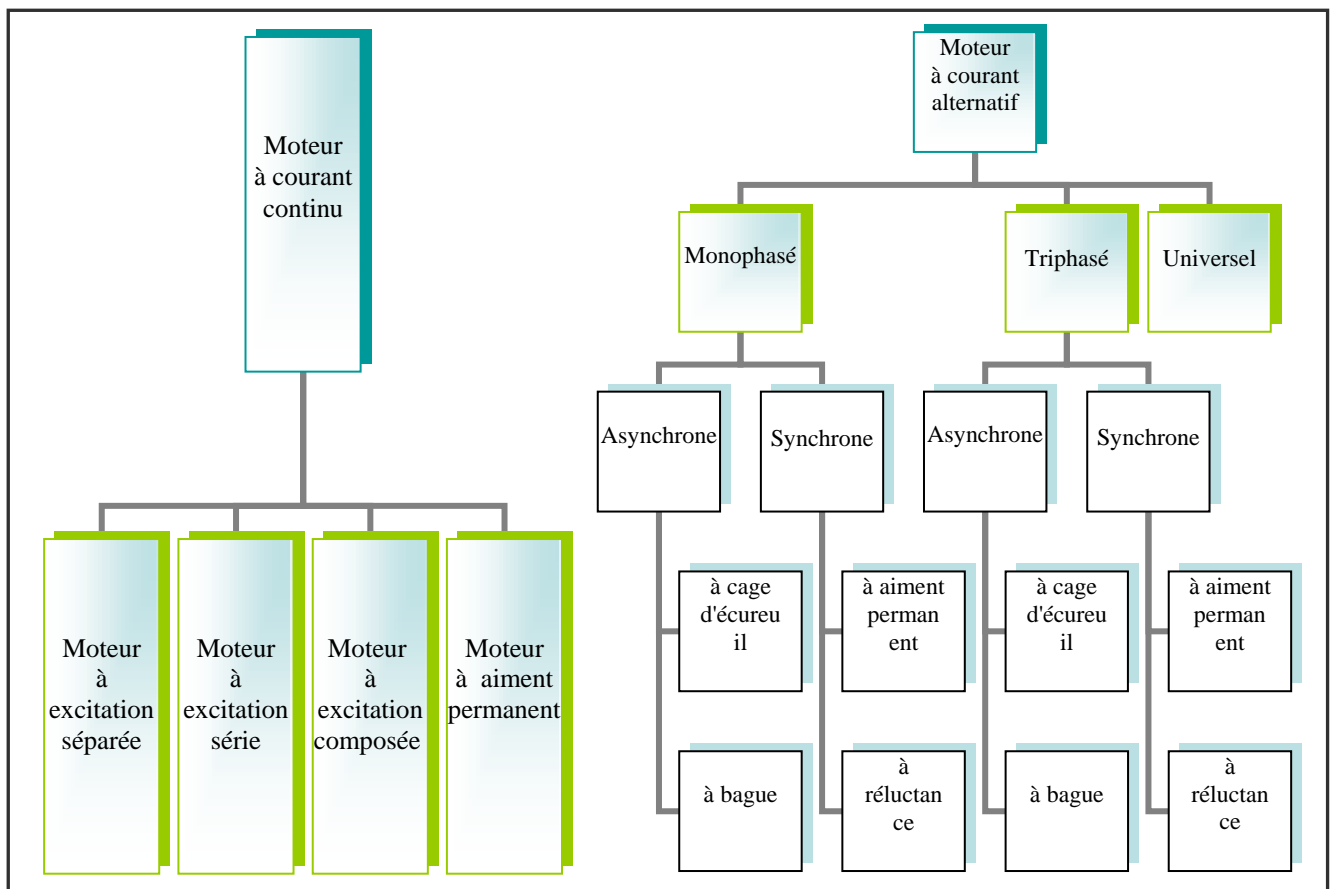


Figure II.20 - Classification des moteurs pour entraînements électriques

○ Entraînements par moteurs à courant alternatif

- Moteurs asynchrones à cage

Le moteur asynchrone triphasé à cage est le plus connu. Il s'est imposé grâce à sa robustesse, sa simplicité de construction et sa facilité d'entretien. Il est destiné en premier lieu aux entraînements à vitesse unique. Ces moteurs possèdent une inductance de fuite relativement élevée pour la limitation du courant d'appel à l'enclenchement.

Afin d'obtenir un couple de décollage suffisant, les rotors sont dimensionnés de manière à obtenir une grande inégalité de la distribution du courant dans la section des barres.

Chacune de ces deux propriétés essentielles d'un moteur à cage normal se répercute d'une façon différente suivant le type de convertisseur statique utilisé pour l'alimentation.

II.5.2.2 - Convertisseurs statiques

La gamme de convertisseurs statiques disponible pour les entraînements électriques par moteurs à courants continu ou alternatif, est caractérisée par une grande diversité de montages et de versions (**figure II.21**).

II.5.2.3 - Système de commande

La commande d'un entraînement doit assumer quatre tâches essentielles :

- piloter la grandeur réglée (vitesse, couple par exemple) conformément au problème technologique d'entraînement à résoudre
- supprimer les influences perturbatrices sur la grandeur réglée, dues aux variations de charge sur l'arbre d'entraînement ou aux fluctuations de la tension du réseau
- respecter certaines grandeurs d'exploitation (flux, courant par exemple) afin d'assurer une utilisation optimale du moteur et du variateur
- éviter les sollicitations inadmissibles de tous les constituants de l'entraînement par des interventions limitatrices (limitation du courant par exemple).

L'entraînement simple d'une pompe est classé parmi ceux exigeant une moindre qualité de régulation. Ils ne fonctionnent généralement que dans un sens de rotation et sans freinage (fonctionnement dans un seul quadrant). Il revient à la régulation de maintenir constante la vitesse de rotation, la dynamique et la précision n'étant pas des paramètres de première importance.

- Commande des moteurs à courant alternatif

Si l'on considère uniquement les nombreuses variantes possibles résultant de la combinaison d'un moteur asynchrone et d'un des types de convertisseurs connus, il en découle que le réglage sera amené à satisfaire, à des exigences en partie très différentes. Les performances de réglage des moteurs asynchrones alimentés par convertisseurs statiques sont caractérisées par les faits suivants :

- sur le moteur asynchrone, existence d'un seul enroulement (stator) accessible en tant qu'entrée de réglage
- en conséquence, interdépendance serrée des deux grandeurs réglant flux et couple
- importance du retour tachymétrique ou du capteur de position du rotor pour l'amélioration des performances de réglage (découplage partiel de structure).

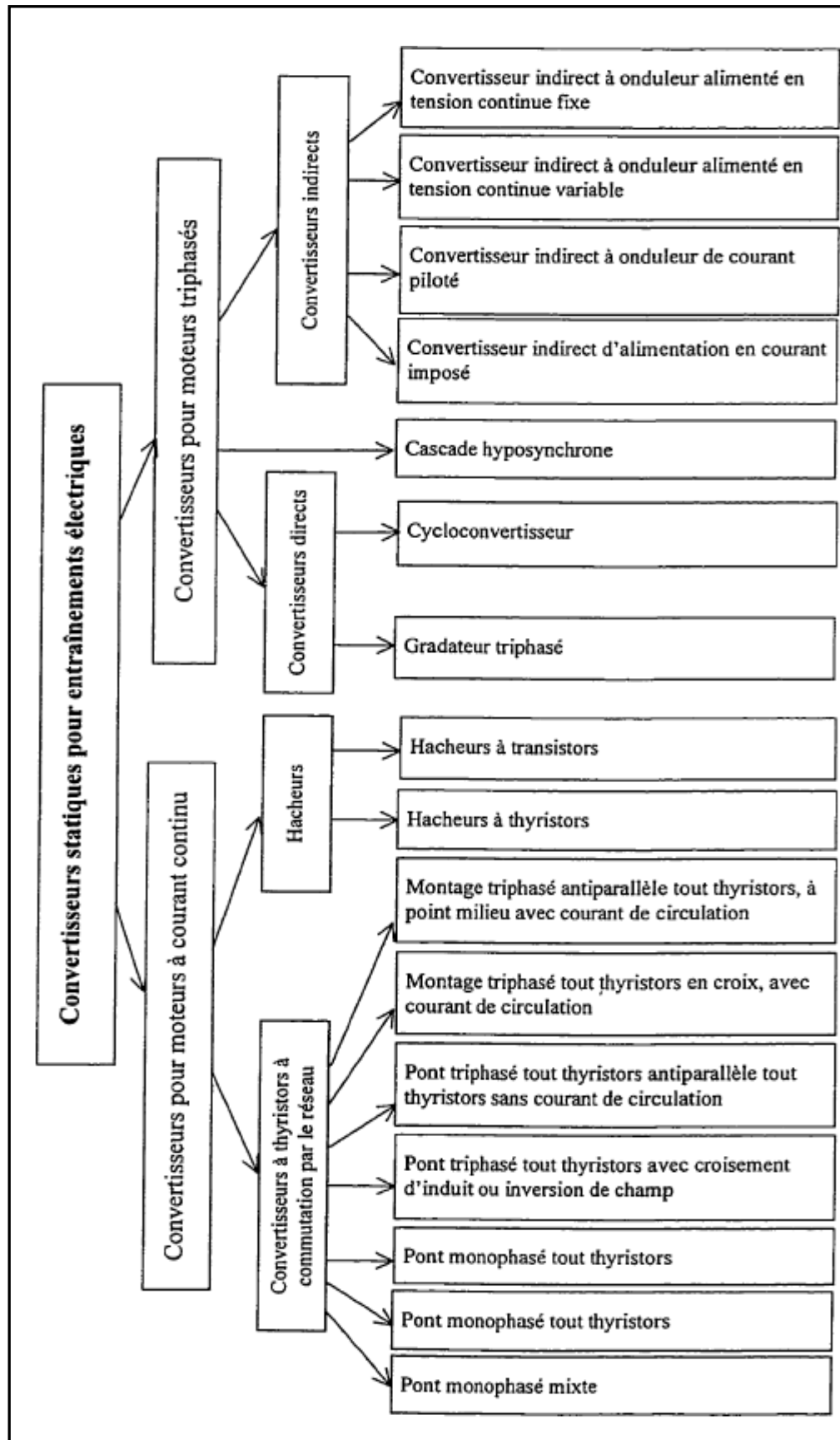


Figure II.21 - Classification des convertisseurs statiques pour entraînement électriques [9]

CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons étudié tous les points fondamentaux concernant un système moteur qui a une efficacité énergétique satisfaisante et qu'on peut les résumés comme suit:

- Les facteurs qui influent sur la consommation d'énergie des systèmes moteurs (les raisons de changement de la zone de fonctionnement des pompes centrifuges).
- Généralité sur les pompes centrifuges et l'importance de la vitesse spécifique d'une pompe et sa relation avec l'impulseur.
- L'importance de l'équation d'Euler pour l'efficacité énergétique des pompes centrifuges.
- Les installations capables d'atteindre plus de trois zones de fonctionnement de préférence doivent utiliser le mécanisme d'entraînement à vitesse variable.
- L'importance de l'NPSH pour une pompe centrifuge.
- La loi de similitude est la loi la plus importante pour notre étude concernant l'efficacité énergétique des pompes.
- L'avantage d'utiliser les entraînements électriques.
- Structure d'un système électromécanique à vitesse variable et leur avantage.

Chapitre III
DETERMINATION DU SYSTEME

Chapitre III : DETERMINATION DU SYSTEME

Introduction

Pour déterminer un système moteur il faut d'abord rassembler les renseignements et les données nécessaires ensuite et à partir des informations obtenues nous pouvons réaliser un système qui répond aux exigences en matière de procédé.

Dans ce chapitre nous déterminons le type des données recueillies, ainsi que quelques solutions proposées pour atteindre notre objectif. Les causes de l'inefficacité des systèmes moteur et exposées.

III.1 - COMPLEMENTATION DES RENSEIGNEMENTS ET DES DONNEES

Avant d'effectuer une analyse, il est nécessaire de recueillir de l'information sur chaque système pour comprendre son fonctionnement.

La précision de l'analyse dépend de la qualité de l'information utilisée. Dans certaines usines, on risque de ne trouver que peu de documentation.

Les renseignements compilés pourront aussi être employés dans le but d'établir des programmes d'entretien, de planifier l'optimisation des ressources, de répartir les coûts, de vérifier les stocks de pièce détachées, de réviser les feuilles de spécification des équipements et d'analyser les fluctuations de la productivité pour éliminer les goulots d'étranglement.

Les diagrammes linéaires peuvent faciliter l'organisation des données. La consommation d'énergie de même que les exigences en matière de rendement et de procédé doivent pouvoir être montrées.

Tous ces aspects doivent être évalués sur une période d'un an, en raison de changements aux chapitres de la température, de l'humidité, de la production saisonnière et de la gamme de produit.

Il n'est pas indésirable de posséder tous les renseignements, mais quand on se sert d'estimation, il faut le mentionner comme tel et noter les hypothèses émises.

La compilation des données a pour but d'établir des zones de fonctionnement précises, qui tiennent compte de la capacité de rendement du système et des impératifs en matière de procédé.

L'information peut provenir des sources suivantes :

- la plaque indicatrice de chaque composant du système ;
- les spécifications du fabricant et les graphiques sur le rendement ;
- les registres de production, les factures du service public, les graphiques de fonctionnement montrant la consommation d'énergie, le débit et la pression sur une période d'un an ;
- les données sur chaque procédé ou pièce d'équipement sollicitant les ressources du système ;
- les diagrammes sur le procédé et l'instrumentation; y compris la stratégie de contrôle du système;
- les évaluations en usine.

Quelques renseignements peuvent ne pas être disponibles ; les données manquantes devront donc être obtenues au moyen d'évaluations. Il est souvent possible d'obtenir de l'information sur le système en examinant l'équipement en place.

Les plans devront être vérifiés pour s'assurer qu'il montre les derniers changements effectués.

Les données sur les systèmes courants de pompe, doivent porter sur ce qui suit :

- l'énergie fournie – tension, taille des conducteurs, calibre des disjoncteurs, capacité du transformateur et de ses bornes, calibre des commutateurs, équilibre de phase facteur de puissance, courant de pointe ;
- la commande de moteur – type, consigne de surcharge, caractéristique de démarrage, système de verrouillage;
- le moteur – type, puissance, rendement, fabricant, tension, courant de pointe, taille de la carcasse, heure de fonctionnement, numéro du modèle, vitesse de rotation, vitesse multiple ;
- la transmission – type, capacité de réglage de la vitesse, rapport de vitesse et couple nominal ;
- la charge entraînée – type, rendement, puissance et vitesse nominale, fabricant, modèle ;
- les effets de système – réducteur de débit, soupapes, clapets, condition aux ouïes d'entrée et de sortie ;
- les exigences relatives à la charge – débit, pression, température, vitesse, heures de fonctionnement ;
- les dispositifs de commande – automatique, manuelle, instrument de mesure, technique d'exploitation. [1]

III.2 - POSSIBILITES D'AMELIORATION DES SYSTEMES DE POMPAGE

Un système qui fonctionne n'est pas nécessairement éconergétique.

Il faut comprendre le fonctionnement des pompes pour concevoir un système moteur éconergétique.

Les pompes déploient la force motrice nécessaire pour l'élévation de liquides et leur acheminement contre la résistance d'un réseau de tuyaux, ou pour vaincre les dénivellations. Ils font appel à un élément commun : le moteur électrique et son entraînement.

Le système de pompes ne peut être éconergétique que si le moteur, l'entraînement et la charge sont considérés comme une seule entité et que ses composants sont optimisés.

On dit que les économies d'énergie découlant de l'amélioration d'installations, notamment en ce qui a trait au type de moteur et d'entraînement, à la puissance et à l'élimination ou à la réduction des charges non nécessaires ainsi qu'à la réduction des périodes de marche au ralenti, peuvent représenter la moitié des économies liées au moteur et à l'entraînement.

Le remplacement des moteurs désuets ou grillés par des unités à haut rendement devrait devenir la norme. On procédera certainement à une évaluation financière dans chaque situation.

En règle générale, si les moteurs consomment plus de la moitié de l'énergie électrique dans une installation, une modernisation reposant sur l'installation de moteurs éconergétiques est probablement justifiée sur le plan financier.

Les moteurs électriques à haut rendement présentent différents avantages :

- économie d'énergie et, par le fait même, d'argent;

- contribution à la réduction de la consommation d'énergie primaire (et donc à la réduction des émissions de gaz à effet de serre);
- diminution de la production de chaleur interne;
- fonctionnement silencieux et produisant moins de chaleur;
- durée de vie utile supérieure, grâce à leur fiabilité;
- réduction des interruptions du procédé;
- réduction des besoins en entretien (p. ex., le remplacement des coussinets).

Les variateurs de vitesse sont relativement nouveaux dans le domaine de l'électronique des commandes. Ils font office d'inverseurs de fréquence et peuvent régler, avec une très grande flexibilité, la vitesse d'un moteur en fonction de la charge liée au procédé. Ces variateurs sont utilisés pour améliorer l'interaction entre le procédé ou l'équipement, et le système d'entraînement.

Outre la réduction de la consommation d'énergie, les variateurs de vitesse peuvent offrir d'autres avantages :

- plus large éventail au chapitre de la vitesse, du couple et de la puissance;
- améliorations au débit du procédé et aux caractéristiques des commandes;
- réduction du délai de réponse;
- possibilité de remplacer les systèmes de pompage axés sur la régulation de l'étranglement ;
- réduction de la maintenance et du temps d'arrêt ;
- prolongation de la durée de vie de l'équipement (p. ex., réduction de l'usure des pompes).[5]

Les tableaux suivants décrivent les possibilités d'optimiser les systèmes moteurs. Le terme «fluide» est utilisé pour parler des gaz ou des liquides.

Tableaux III.1, 2 et 3 - Points importants cause l'inefficacité d'un système moteur [1]

POSSIBILITES	SYSTEME INEFFICACES
Mauvais choix de consigne	<ul style="list-style-type: none"> • En raison des apports au procédé, un système peut atteindre un point déficient de sa courbe de rendement, ce qui amoindrit son efficacité. • Certains systèmes fonctionnent avec une large gamme de débits moyens à cause des changements à la production et les variations des températures saisonnières. • Certaines machines surdimensionnées fonctionnent toujours à capacité réduite.
Age	<ul style="list-style-type: none"> • Le rendement énergétique et l'efficacité du vieil équipement n'ont souvent reçu que peu d'attention du concepteur à l'origine. • Les machines ayant subi plusieurs révisions générale sont inefficaces. • La machinerie moderne, construite à l'aide des matériaux nouveaux, s'écarte moins des normes établies.
Autre méthodes	<ul style="list-style-type: none"> • Certaines applications peuvent être accomplies avec un équipement plus efficace, des instruments améliorés et d'autres techniques de fabrication. • Les périodes d'entretien devront être adaptées aux nouvelles conditions dans lesquelles il faudra procéder au remplacement des filtres, vérifier la propreté des surfaces d'échange de chaleur, maintenir une lubrification suffisante et vérifier l'étanchéité et la mobilité des joints.

POSSIBILITE	DEBIT ET PRESSION EXCESSIFS
Débit excessif	<ul style="list-style-type: none"> • Un débit et une pression supérieurs ne sont pas toujours mieux ; il existe de meilleurs dispositifs de contrôle de débit que les soupapes et les clapets. • Il est important de bien comprendre les exigences relatives au procédé et d'adapter la production du système à ces exigences.
Pertes de débit	<ul style="list-style-type: none"> • Le cycle de certains procédés comporte des périodes où il n'y a nul besoin de fluide. Le fluide inutilisé est redigé dans un système de contournement ou il est renvoyé à un réservoir. • Certains systèmes fonctionnent pendant que la production est stoppée. • Certains systèmes à distribution multipoint peuvent avoir des orifices inutilement ouverts, ou qui sont devenu superflus. • Des dommages, de mauvais joint ou la corrosion peuvent occasionner des fuites excessives de fluide. • Un rotor mal adapté à son boîtier peut devenir moins efficace.
Pertes de pression	<ul style="list-style-type: none"> • La perte de pression augmente de façon exponentielle en fonction de la vitesse du débit. • Les transitions en douceur, spécialement pour ce qui est de l'aspiration, réduisent les pertes de pression. • Les méthodes de construction utilisées pour contourner des structures ou des équipements d'usine peuvent causer des étranglements de conduites. • On doit s'assurer que les soupapes et les clapets ne sont pas figés en position partiellement fermée. • Les filtres bouchés, les tuyaux corrodés et un entretien insuffisant entraînent d'autres problèmes.

POSSIBILITE	EQUIPEMENT SURDIMENSIONNE ET CONTROLE INEFFICACE
Système fonctionnant à capacité restreinte de façon continue	<ul style="list-style-type: none"> • Certaines machines fonctionnent continuellement avec des clapets et des soupapes partiellement fermés, gaspillant ainsi de l'énergie. • Une analogie peut être établie avec un automobiliste roulant sur l'autoroute, l'accélérateur à fond, et contrôlant la vitesse seulement avec le frein. • Ce problème peut se produire, entre autres, parce que : <ul style="list-style-type: none"> • les marges de sécurité originales sont trop grandes ; • une pièce d'équipement sert aujourd'hui une autre application ; • un composant retiré réduit la perte de pression.
Fonctionnement inutile	<ul style="list-style-type: none"> • En raison de la grande importance accordée à la production dans les installations industrielles, on peut régler les machines de manière à ce qu'elles fonctionnent dans les pires conditions, sont toutefois songés aux mesures simples d'économie d'énergie. • Parfois, l'ajout de séquenceurs de commande peut permettre d'interrompre au besoin le fonctionnement de la pompe. • Les dispositifs de contrôle par réaction sont réglés au maximum ou déconnectés.

III.3 - CONCEPTION DU SYSTEME

III.3.1 - Introduction

La conception d'un entraînement électrique consiste au choix des principaux éléments (moteur électrique, convertisseur statique de puissance, système de commande) qui le composent

à partir du cahier des charges. Ce processus commence par le choix du moteur électrique qui satisfait le diagramme de charge du mécanisme entraîné. Le choix du moteur détermine celui de la structure de convertisseur statique à associer. Le système de commande adéquat est ensuite choisi pour l'ensemble convertisseur – moteur pour que les exigences du cahier des charges soient satisfaites. Jusqu'au début des années 80, les entraînements à courant continu étaient la norme à laquelle on comparait tous les autres systèmes. De nos jours les entraînements à courant alternatif offrent une performance égale ou supérieure pour de nombreuses applications. Pour les besoins de notre étude, les systèmes d'entraînement de machines électriques sont classifiés selon les critères suivants (**tableau III.4**) :

- le service de fonctionnement
- le profil de la charge
- la vitesse d'opération

Tableau III.4 - Classification des entraînements [9]

CRITERE DE CLASSIFICATION	TYPE D'ENTRAINEMENT
Service de fonctionnement	<ul style="list-style-type: none"> • continu • cyclique • aléatoire
Profil de charge	<ul style="list-style-type: none"> • constante • variable
Vitesse d'opération	<ul style="list-style-type: none"> • constante • en palier • variable

III.3.2 - Choix du moteur

Le moteur électrique constitue l'élément fondamental d'un système d'entraînement. Pour satisfaire les exigences élevées des mécanismes entraînés, le moteur à courant continu (cc) a été longtemps utilisé et ce malgré sa principale faiblesse due à la présence du collecteur. Avec les énormes progrès réalisés dans les domaines de l'électronique de puissance et de la micro-électronique, les entraînements à moteur à courant alternatif (ca) sont aujourd'hui d'utilisation courante. Ils peuvent désormais fournir des performances dynamiques aussi bonnes que celles des entraînements classiques (cc), tout en étant plus faciles d'entretien et plus compacts [12].

Parmi les moteurs (ca), le moteur asynchrone à cage qui est le moteur employé le plus fréquemment dans l'industrie. Il possède en effet plusieurs avantages : simplicité robuste, prix peut élevé et entretien facile.[11]

Le moteur asynchrone triphasé est considéré à l'heure actuelle comme étant le moyen d'entraînement le mieux au point, le moins problématique et le plus économique.[10]

Il est l'objet de nombreuses études depuis longtemps. Il est beaucoup le moteur le plus utilisé dans l'ensemble des applications industrielles qui ne demandent pas des hautes performances dynamiques, comme par exemple l'entraînement des pompes, des ventilateurs... etc.

Du fait de sa facilité de mise en œuvre, de son faible encombrement, de son bon rendement et de son excellente fiabilité.

Le moteur est choisi tel que son service de fonctionnement se rapproche le plus à celui du mécanisme entraîné.

Le processus de conception d'un système d'entraînement électrique commence par

Le choix du moteur. Pour choisir le moteur, il est nécessaire de calculer la puissance de charge P_{ch} demandée par le mécanisme entraîné. La puissance de charge P_{ch} est calculée par l'une des méthodes suivantes :

- formule établie grâce à l'expérience de conception du mécanisme entraîné
- informations fournies par les diagrammes de couple (charge) $Cr(t)$ et de vitesse $\omega(t)$.

Un choix non adéquat du moteur entraîne des pertes économiques dues, soit à la réduction de la durée de vie du moteur (puissance insuffisante), soit à l'augmentation des coûts d'installation (puissance trop grande). Généralement, le moteur est choisi tel que sa puissance nominale soit un peu supérieure à la puissance de charge ($P_n = 1.1$ à $1.3 P_{ch}$). Néanmoins, dans bien de cas de mécanismes caractérisés par des accélérations/ décélérations fréquentes et/ou variation cyclique de la charge, une vérification du moteur aux critères d'échauffement et de surcharge s'impose.

La vérification du critère d'échauffement permet de s'assurer que la température du moteur, particulièrement celle des isolations, ne dépasse pas la valeur limite spécifiée par le fabricant. Ceci est assez important, car un dépassement de 10°C de la température limite spécifiée entraîne une réduction de la durée de vie du moteur de moitié. [9]

Les informations suivantes sont utiles lors du choix du moteur :

- le type d'application
- le couple et la vitesse de charge
- la tension d'alimentation disponible
- la performance dynamique
- le rendement et la compacité
- l'environnement d'opération.

Les niveaux de tension utilisés pour alimenter les entraînements dépendent le plus souvent de leur puissance (**tableau III.5**).

Tableau III.5 - Niveaux de tension d'alimentation des entraînements [9]

NIVEAUX DE PUISSANCE (kW)	TENSIONS DISPONIBLES (V)
37	208 à 575
37 à 150	460 à 575
150 à 1120	Basse tension (460, 575) Tension moyennes (2300, 4160)
1120 à 1865	Tension moyennes (2300, 4160)
1865 à 7460	Tension moyennes (2300, 4160, 6900)
Plus de 7460	4160, 6900

III.3.3 - Choix du convertisseur statique de puissance

Le choix de la topologie de convertisseur statique suit celui du moteur électrique. La **figure III.1** montre la classification des convertisseurs (onduleurs et cycloconvertisseur) couramment utilisés avec les moteurs à courant alternatif [15]. Nous porterons une attention particulière aux entraînements de ce type à cause des nombreux avantages du moteur asynchrone. Aussi, de nos jours, les entraînements à moteur à courant alternatif offrent des performances semblables à celles des entraînements cc, tant du point de vue économie d'énergie, que du point de vue performances dynamiques.

Les semi-conducteurs de puissance utilisés dans les différentes structures de convertisseurs statiques déterminent de façon substantielles les coûts de réalisation des entraînements, Les structures de redresseurs sont faites essentiellement à base de diodes et de thyristors. Ces semi-

conducteurs sont à commutation naturelle et se prêtent bien à l'utilisation dans les convertisseurs d'entrée. Dans la section onduleur, on utilise généralement la commutation forcée pour la commande des semi-conducteurs.

Les transistors de puissance et les thyristors GTO sont généralement utilisés car n'exigent pas l'installation de dispositifs supplémentaires de commutation. Ils se distinguent par leur taille réduite, leur fiabilité et rendement élevés [15].

Les convertisseurs à base de thyristors sont surtout utilisés pour les entraînements de grande puissance où les capacités des transistors et GTO sont limitées [16] (Tableau III.6).

Dans les entraînements à courant alternatif, on distingue deux principaux groupes d'onduleurs : les onduleurs de tension (OST) et onduleurs de courant (OSC).

Pour les onduleurs de tension, les structures les plus utilisées sont : l'onduleur à commande MLI.

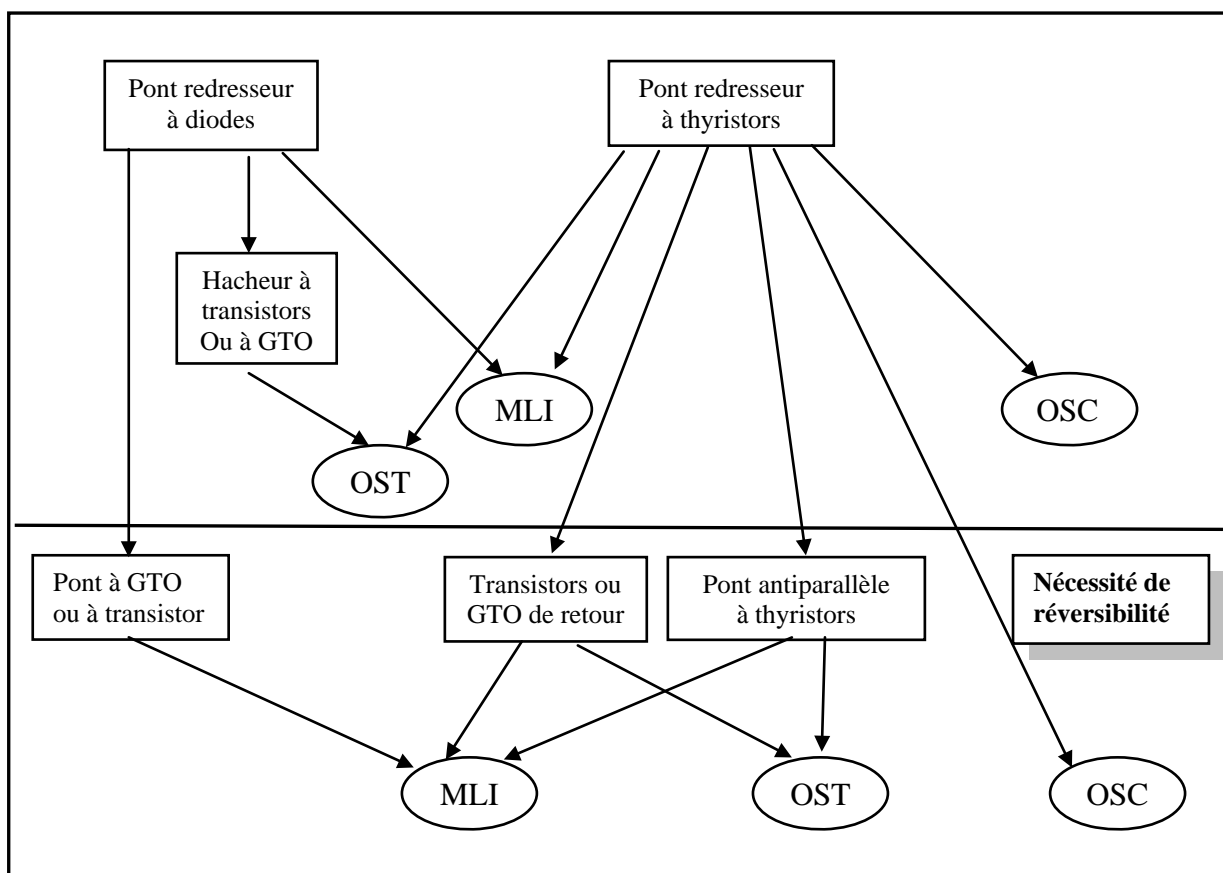


Figure III.1 - Classification des associations redresseurs – onduleurs [9]

Tableau III.6 - Tableau comparatif des semi-conducteurs de puissance [9]

	Puissance approximative Tension/Courant	Limite de fréquence de commutation, Hz	Signal de commande du semi-conducteur
Thyristor	6000 V, 3500 A	400	Courant
GTO	4500 V, 3000 A	2 000	Courant
Transistor bipolaire	1200 V, 800 A	10 000	Courant
IGBT	1200 V, 400 A	20 000	Tension
MOSFET	500 V, 50 A	100 000	Tension

Le convertisseur alimentant l'onduleur MLI est généralement un pont redresseur à diodes.

La modulation de largeurs d'impulsion permet de transformer la tension continue à la sortie du redresseur en tension variable de fréquence variable.

La tension continue est lissée à l'aide d'un filtre qui fournit aussi une partie de la puissance réactive demandée par le moteur.

Dans le cas de l'onduleur à tension en paliers, le convertisseur d'entrée fournit une tension continue variable qui est lissée à l'aide d'un filtre de capacité plus grande que celui utilisé dans l'onduleur à commande MLI.

L'onduleur source de tension est utilisé avec les redresseurs à diodes ou à thyristors. Pour obtenir la variation de la tension continue dans le cas du redresseur à diodes, l'ajout d'un hacheur est nécessaire. Cette insuffisance est surmontée grâce à l'utilisation d'un onduleur à commande par modulation de largeurs d'impulsion (MLI).

Le couple maximal développé par le moteur généralement supérieur au couple d'accélération / décélération, le courant du convertisseur devient le principal facteur de contrainte.

La puissance du convertisseur est déterminée à partir de la puissance maximale demandée par le moteur. Cette dernière correspond généralement aux périodes d'accélération / décélération. Le convertisseur statique est choisi tel que la puissance maximale demandée par le moteur soit couverte par 150% de la puissance nominale du convertisseur [17]. Aussi, selon le standard ICS-3-301 NEMA (National Electrical Manufacturers Association), le convertisseur doit supporter 150% du courant nominal pendant une minute durant l'accélération / décélération [18].

Les informations suivantes sont pertinentes au choix du convertisseur statique :

- le type de moteur
- la puissance maximale demandée
- le besoin de freinage
- le besoin d'inversion de sens du mouvement
- le besoin de fonctionnement à basse vitesse
- le problème d'harmoniques
- la performance dynamique
- l'importance du rendement et de la compacité
- l'importance du bruit acoustique

Pour faciliter le choix de la structure de convertisseur statique, une classification selon le niveau de puissance demandée, le type de semi-conducteur et la performance dynamique est faite (**figure III.2**).

Les gammes de puissance sont établies telles que :

- puissance faible $\Rightarrow P < 100 \text{ kW}$
- puissance moyenne $\Rightarrow 100 \text{ kW} < P < 1 \text{ MW}$
- puissance élevée $\Rightarrow P > 1 \text{ MW}$.

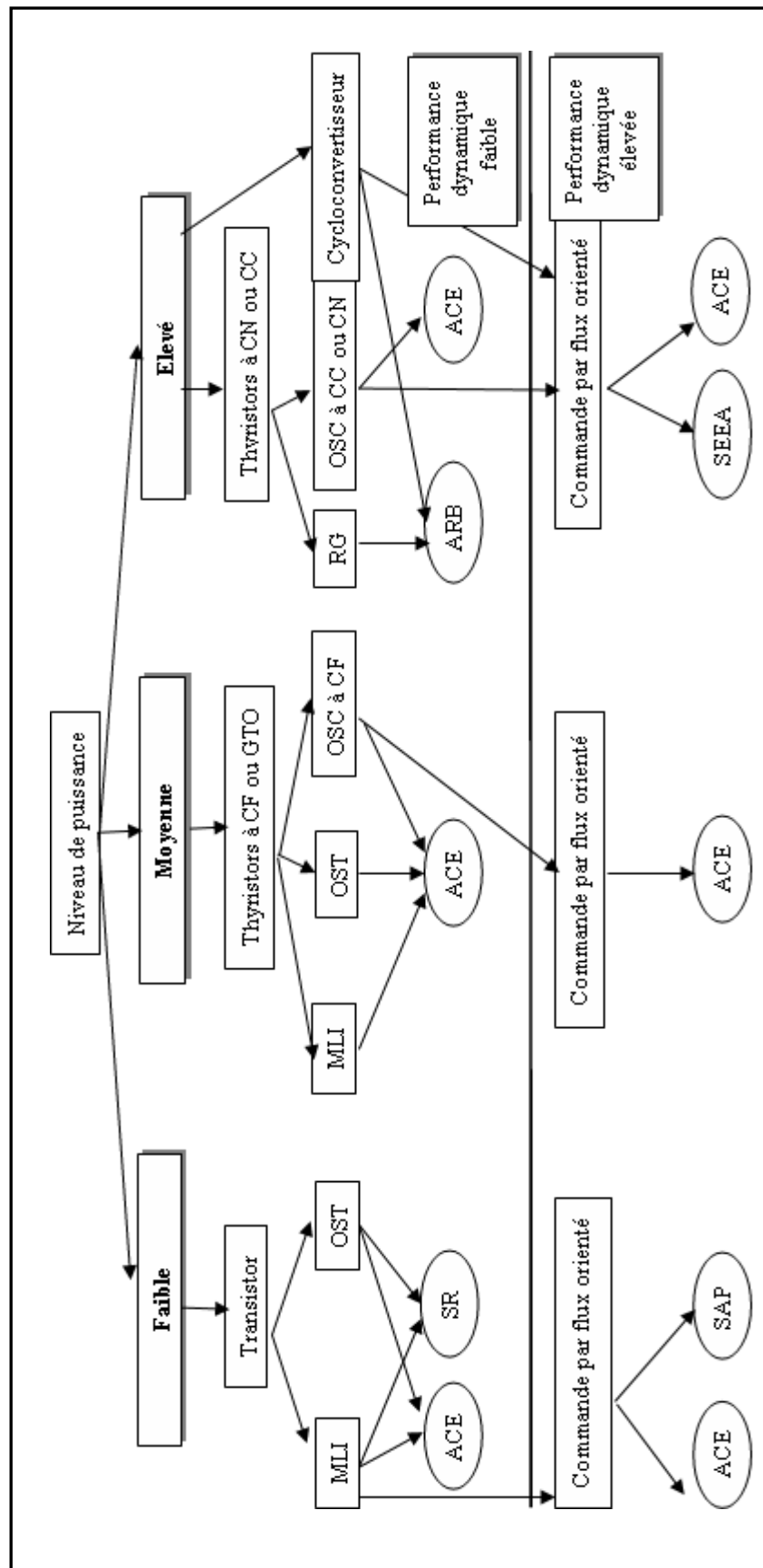


Figure III.2 - Classification des convertisseurs statiques pour entraînements à courant alternatif [9]

ACE	Moteur asynchrone à cage d'écurueil	OSC	Onduleur source de courant
ARB	Moteur asynchrone à rotor bobiné	OST	Onduleur source de tension
CC	Commutation par la charge	RG	Récupération par glissement
CF	Commutation forcée	SAP	Moteur synchrone à aimant permanent
CN	Commutation naturelle	SR	Moteur synchrone A réluctance
GTO	Thyristor GTO	SEEA	Moteur synchrone avec enroulement d'excitation et d'amortissement
MLI	Onduleur à modulation de largeurs d'impulsion		

III.3.4 - Choix du système de commande

Les systèmes d'entraînement des machines électriques sont des systèmes non linéaires, multi-entrées, multi-sorties, avec des paramètres variables. La commande des différentes variables (couple, vitesse ou position) se fait à partir des signaux de retour du système (tension, courant, vitesse du rotor, etc.). Pour les entraînements ca, en fonction du type d'application ou de la performance dynamique exigée, on distingue les commandes scalaire et vectorielle.

Dans le cas de la commande scalaire, l'amplitude de la variable de commande est contrôlée, tandis que dans le cas de la commande vectorielle, l'amplitude et la phase de la variable de commande sont contrôlées.

Dans des applications telles que les pompes, les ventilateurs, la charge requiert une variation de la vitesse pour réaliser une économie d'énergie. Par contre, un contrôle précis de la vitesse n'est pas nécessaire et une simple commande V/f est suffisante.

Dans ce cas, l'amplitude de la tension statorique varie de façon proportionnelle avec la fréquence fondamentale.

Pour obtenir d'excellentes réponses transitoires, aussi bien que des inversions de vitesse rapides et un fonctionnement à partir de la vitesse zéro, la commande vectorielle est utilisée (**figure III.3**). Ceci permet d'obtenir avec le moteur a courant alternatif des caractéristiques identiques à celles du moteur à courant continu a excitation séparée. On distingue les commandes vectorielles directe et indirecte. La différence entre les deux méthodes réside dans la façon dont la position angulaire électrique du rotor θ_e qui doit être connue à tout instant, est calculée. La commande indirecte est généralement préférée à celle directe, car elle cause moins d'interférence d'harmoniques sur le signal de la boucle de retour et permet un réglage de la vitesse au voisinage de zéro. [9]

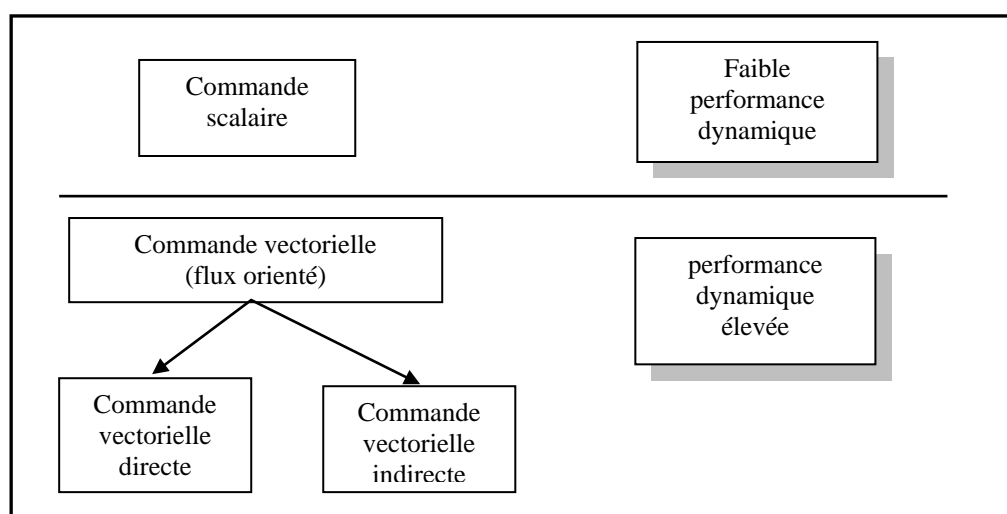


Figure III.3 - Classification des types de commande [9]

Le **tableau III.7** résume le choix des moteurs à courant alternatif et des convertisseurs statiques à associer selon les critères de performances et de puissance [12].

Puissance faible = 100 kW et moins

Puissance moyenne = de 100 kW à 1 MW

Puissance élevée = 1 MW et plus

Tableau III.7 - Classification des systèmes convertisseurs - moteurs à courant alternatif [9]

		Convertisseur statique de puissance				
		Onduleur de tension à transistors	Onduleur de tension à GTO	Onduleur de courant à GTO à commutation forcée	Onduleur de courant à thyristor (à commutation naturelle ou par la charge)	Cycloconvertisseur
Moteur à courant alternatif	Moteur synchrone à aimant permanent	<ul style="list-style-type: none"> ▪Puissance faible (10kw) ▪Haute performance dynamique 	<ul style="list-style-type: none"> ▪Puissance moyenne et élevée (1Mw) 			
	Moteur à reluctance		<ul style="list-style-type: none"> ▪Puissance faible et moyenne (100 kw) 			
	Moteur asynchrone à cage	<ul style="list-style-type: none"> ▪Puissance faible et moyenne (100 kw) ▪Haute performance dynamique ▪Vitesse élevée 	<ul style="list-style-type: none"> ▪Puissance moyenne et élevée (2 Mw) ▪Haute performance dynamique 	<ul style="list-style-type: none"> ▪Puissance moyenne et élevée (4 Mw) ▪Vitesse élevée 		<ul style="list-style-type: none"> ▪Puissance élevée (7.5 Mw) ▪Haute performance dynamique ▪Vitesse basse
	Moteur asynchrone à rotor bobiné				<ul style="list-style-type: none"> ▪Puissance élevée (20 Mw) 	<ul style="list-style-type: none"> ▪Puissance élevée (3 Mw)
	Moteur synchrone avec enroulement d'excitation et amortissement				<ul style="list-style-type: none"> ▪Puissance élevée (20 Mw) ▪Vitesse élevée 	<ul style="list-style-type: none"> ▪Puissance élevée (10 Mw) ▪Haute performance dynamique ▪Vitesse basse

III.4 - TECHNIQUE DE GESTION

III.4.1 - Modulation de la vitesse

III.4.1.1 – Généralités

Une pompe à vitesse constante a habituellement une hauteur manométrique totale plus importante que celle requise par le procédé et à des conditions autres que le point de conception de la pompe.

L'exploitation d'une pompe à vitesse variable peut permettre des économies d'énergie électrique en répondant aux exigences réelles du procédé, comme l'indique la courbe du système à la **figure III.4**.

Le débit est transmis à la hauteur manométrique totale requise par le procédé lorsque la vitesse de la pompe est réglée par un entraînement à vitesse variable (EVV).

Pour bien comprendre le fonctionnement d'un entraînement à vitesse variable, il faut bien saisir que le point de fonctionnement se déplace alors sur la courbe du système et non plus sur la courbe de la pompe à vitesse constante.

Ainsi, les économies réalisées dépendent de la différence de hauteur entre la courbe de la pompe à vitesse constante et la hauteur requise par le système à chaque débit donné, comme l'indique la **figure III.4**.

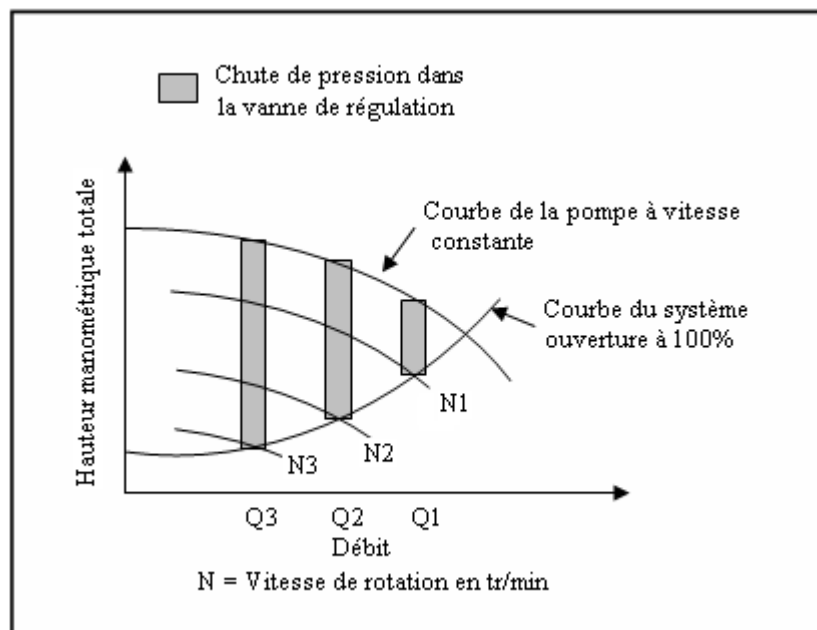


Figure III.4 - Economie d'énergie par modulation de la vitesse

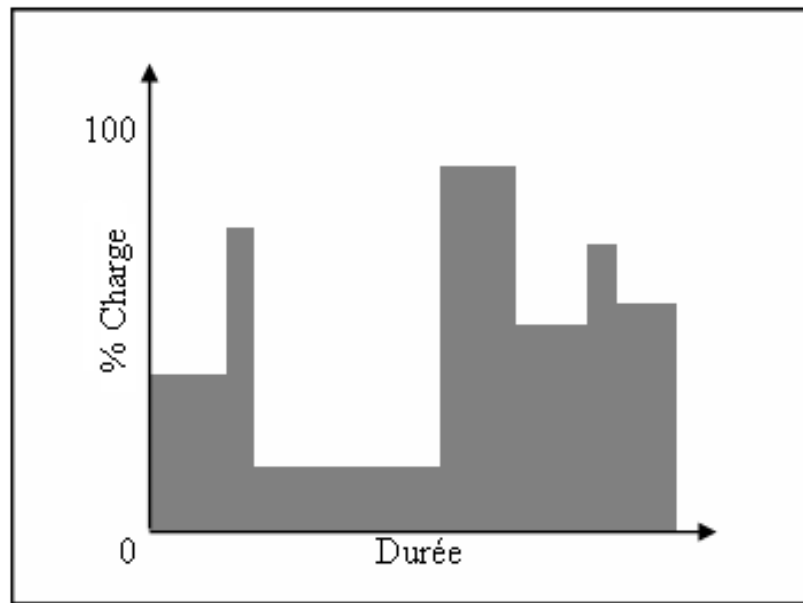


Figure III.5 - Profils de charge irrégulière (potentiel élevé)

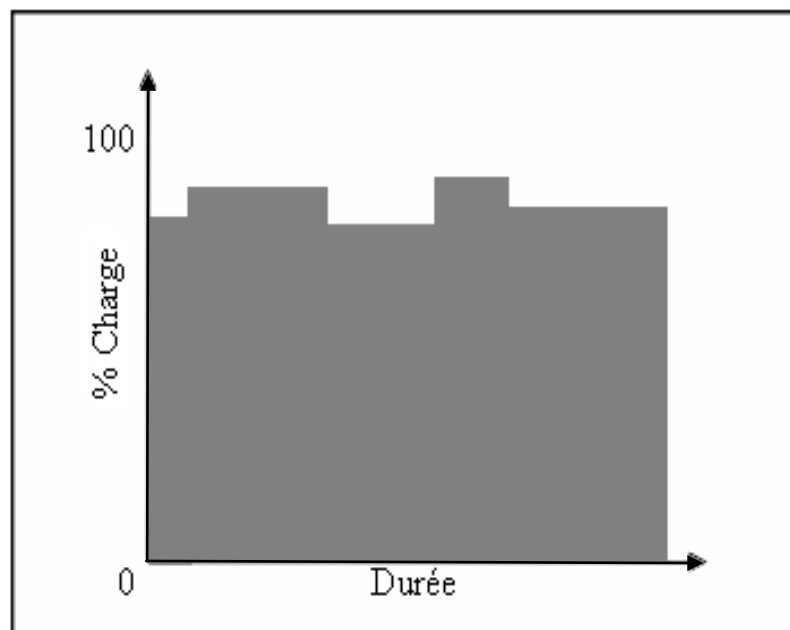


Figure III.6 - Profils de charge régulière (potentiel faible)

Lorsqu'une pompe fonctionne avec une grande variation de débit ou de hauteur statique, la modulation de la vitesse peut être une mesure intéressante pour optimiser le rendement. Les deux graphiques présentés à la **figure III.5** et la **figure III.6** démontrent des profils de charge irréguliers et réguliers d'une pompe. Un profil irrégulier offre un plus grand potentiel d'économie d'énergie qu'un profil régulier.

III.4.1.2 - Installation d'un entraînement à vitesse variable

L'utilisation de la pompe à vitesse variable par rapport à l'utilisation de la pompe à vitesse constante peut offrir des économies d'énergie électrique substantielles quand il y a une grande variation des débits ou des pressions nécessaires au procédé.

Les pompes sont conçues de façon à satisfaire aux conditions de fonctionnement normales et extrêmes, et à fournir les débits et la hauteur manométrique totale exigés par le procédé. Comme l'indique la **figure III.7**, l'impulseur de la pompe à vitesse constante est dimensionné afin de satisfaire à la condition extrême qui définit la courbe spécifique de la pompe. Un entraînement à vitesse variable offre un degré supplémentaire de liberté pour optimiser le fonctionnement réel de la pompe.

Lorsque le procédé requiert un débit moins important, la pompe à vitesse constante fournira ce débit à une hauteur manométrique totale telle qu'elle est dictée par la courbe de la pompe. De plus, le procédé exigera une hauteur moins grande grâce à la réduction des pertes de charge dans la tuyauterie, occasionnées par le faible débit. Une vanne de régulation doit être ajustée afin de fournir un débit faible et éliminer tout excédent de pression produit par la pompe. Cette chute de pression supplémentaire provoquée par la vanne de régulation constitue une perte d'énergie.

La vitesse de la pompe peut être réglée à un débit de procédé réduit afin de s'harmoniser avec la courbe du système, comme l'indique la **figure III.8**. Si la pompe alimente un seul point, la vitesse de la pompe pourra alors être ajustée à l'aide d'un régulateur et la vanne de régulation pourra être éliminée. Lorsque plus d'un point est alimenté par la pompe, chacun de ces points requiert une vanne de régulation ou un robinet pour ajuster le débit. Toutefois, on peut maintenir constante la chute de pression dans les vannes de régulation en réglant la vitesse de la pompe.

En état de fonctionnement normal, la hauteur statique requise par le système est habituellement moins importante qu'au point de conception de la pompe. Cela s'applique notamment dans le cas des pompes raccordées aux réservoirs. Dans le cas d'une pompe à vitesse constante, la hauteur supplémentaire doit être perdue dans une vanne de régulation, comme l'indique la **figure III.7**.

Dans le cas d'une pompe à vitesse variable, la vitesse de la pompe peut être réduite, comme le démontre la **figure III.8**.

La pompe à vitesse variable profite de la hauteur statique supplémentaire grâce au niveau du réservoir d'approvisionnement avec, comme résultante, une consommation d'énergie réduite.

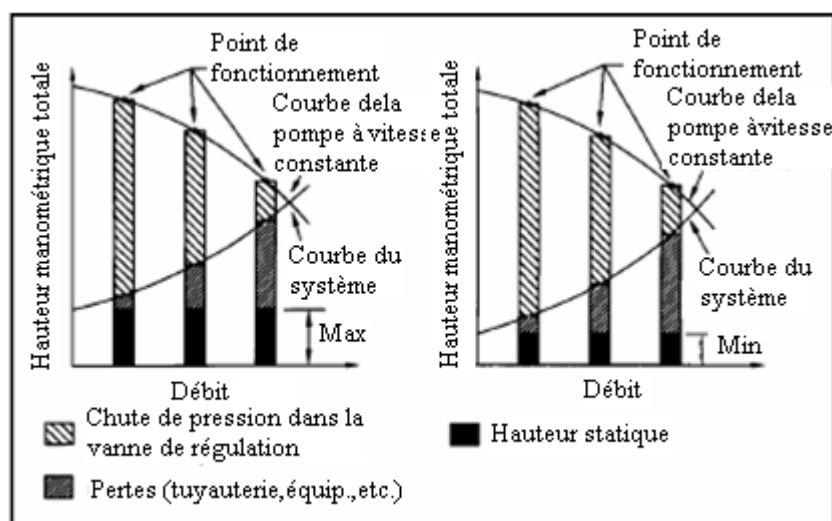


Figure III.7 - Chute de pression dans une vanne de régulation en fonction du débit et de la hauteur statique pour une pompe à vitesse fixe

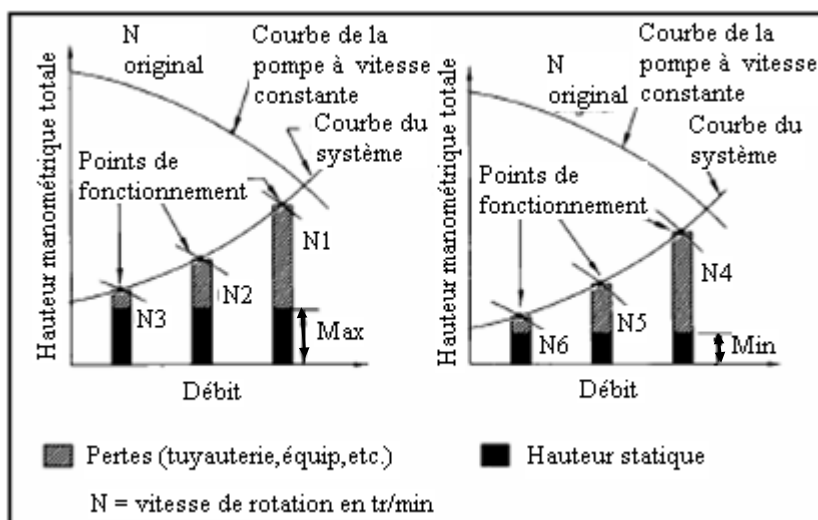


Figure III.8 - Point de fonctionnement d'une pompe à vitesse variable en fonction du débit et de la hauteur statique

Si la pompe alimente un seul point du procédé, une vanne de régulation n'est pas nécessaire. La vitesse de la pompe est réglée afin de fournir une régulation équivalente à celle de la vanne de régulation. Dans le cas d'un système existant, la vanne peut être ouverte à 100 %, minimisant ainsi sa chute de pression.

Des économies encore plus grandes sont possibles en éliminant la vanne de régulation à l'étape de la conception.

L'élimination de la vanne de régulation dès le début permettra non seulement une économie au chapitre des immobilisations, mais éliminera les chutes de pression associées au fonctionnement des vannes et la consommation d'énergie correspondante.

L'utilisation de la pompe à vitesse variable peut également augmenter l'efficacité de fonctionnement du système de pompage. La présence d'un impulseur de dimension maximale plus efficace est la raison principale de cette économie d'énergie.

Il est possible d'établir des limites de vitesse afin de protéger la pompe si le moteur est choisi en fonction des conditions de fonctionnement et non de la capacité maximale de pompage (vitesse).

On a habituellement recours à la recirculation lors du fonctionnement d'une pompe à vitesse constante et ce, pour les raisons suivantes :

- le procédé requiert une pression constante pour tous les débits ;
- le procédé requiert une protection minimale de débit pour la pompe.

Une pression constante pour tous les débits fera en sorte que la pompe fonctionnera à son point de conception et que la consommation d'énergie demeurera constante indépendamment des débits requis par le procédé. Des économies d'énergie électrique sont réalisables en utilisant la vitesse de la pompe pour régler la pression de la pompe au refoulement. Une élimination importante du débit de recirculation engendrera également des économies d'énergie. [3]

CONCLUSION

Ce chapitre commence par montrer que la base de connaissance du système expert est élaborée à partir de la synthèse des informations et articles techniques sur la conception des entraînements.

Il résulte que l'utilisation de la pompe à vitesse variable peut augmenter l'efficacité de fonctionnement de notre système de pompage.

Chapitre IV
MODELISATION ET SIMULATION
DU SYSTEME

Chapitre IV: MODELISATION ET SIMULATION DU SYSTEME

Introduction

La complexité d'un entraînement d'une pompe centrifuge rend difficile son étude globale tant à l'étape de conception, qu'au cours de son fonctionnement normal.

Pour surmonter cette difficulté, on procède généralement à des simplifications : linéarisation de certaines caractéristiques, ajout des inerties de toutes les parties mobiles à celle du moteur, etc.

En fonction des objectifs de modélisation, ces simplifications peuvent donner des résultats satisfaisants. [9]

Dans le but de réduire les coûts et les risques de mauvaises manœuvres dans la phase d'évaluation et d'apprentissage de systèmes complexes, l'utilisation d'outils informatiques de simulation numérique apparaît comme une étape intermédiaire justifiable entre l'étude théorique et les essais sur des installations réelles. Il existe aujourd'hui toute une gamme de logiciels spécialisés dédiés à la modélisation des systèmes à multi variables. [10]

IV.1 - LE MOTEUR ASYNCHRONE

Le moteur asynchrone à cage comporte une partie fixe constituée d'une carcasse à l'intérieur de laquelle sont logés les circuits magnétiques et le bobinage du stator, et une partie mobile appelée rotor. La mise sous tension des bobines du stator provoque une création d'un champ magnétique tournant, qui influe sur les bobines du rotor pour créer un autre champ secondaire. Ce dernier suit le champ statorique, ce qu'il force le rotor à tourner à une vitesse inférieure à celle du champ statorique, cela traduit le phénomène de glissement de vitesse.

Le moteur asynchrone triphasé se compose de six enroulements. Les trois enroulements constituent le stator sont fixes et les autres qui forment le rotor sont mobiles, c'est-à-dire en rotation. Dans l'espace électrique, le moteur asynchrone est représenté par le schéma suivant : Le moteur asynchrone à cage est le moteur le plus répandu dans l'industrie, il est robuste, fiable, économique. Il est également apprécié pour sa très bonne saturation.

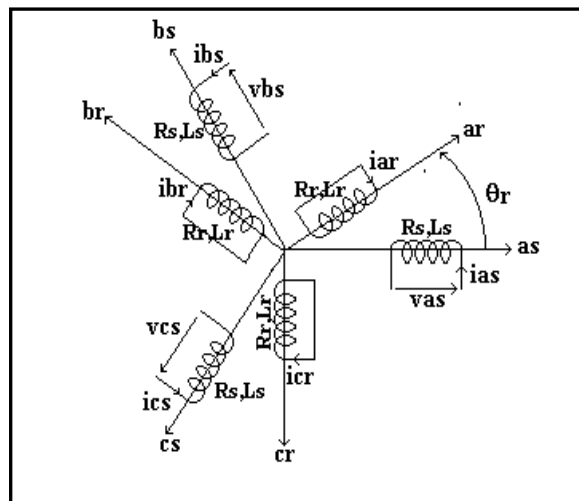


Figure IV.1 – Représentation schématique du moteur asynchrone à cage triphasé au stator et au rotor

IV.1.1 - MODELISATION DU MOTEUR ASYNCHRONE A CAGE :

Le comportement de la machine asynchrone est traduit par trois types d'équations :

IV.1.1.1 - Equations électriques :

Les équations de tension des trois phases statoriques et rotoriques s'écrivent :

$$\begin{bmatrix} Va_s \\ Vb_s \\ Vc_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 \\ 0 & 0 & R_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Ia_s \\ Ib_s \\ Ic_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{d\phi_s}{dt} \\ \frac{d\phi_s}{dt} \\ \frac{d\phi_s}{dt} \end{bmatrix} \quad (\text{IV.1})$$

$$\begin{bmatrix} Va_r \\ Vb_r \\ Vc_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_r & 0 & 0 \\ 0 & R_r & 0 \\ 0 & 0 & R_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Ia_r \\ Ib_r \\ Ic_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{d\phi_r}{dt} \\ \frac{d\phi_r}{dt} \\ \frac{d\phi_r}{dt} \end{bmatrix} \quad (\text{IV.2})$$

IV.1.1.2 - Equations magnétiques :

Les flux qui traversent les surfaces statoriques et rotoriques s'écrivent :

$$[\phi_s] = [L_s][I_s] + [M][I_r] \quad (\text{IV.3})$$

$$[\phi_r] = [M]^T [I_s] + [L_r][I_r] \quad (\text{IV.4})$$

Avec :

$$[I_r] = [I_{a_r} \ I_{b_r} \ I_{c_r}]^T,$$

$$[\phi_s] = [\phi_{a_s} \ \phi_{b_s} \ \phi_{c_s}]^T$$

et

$$[\phi_r] = [\phi_{a_r} \ \phi_{b_r} \ \phi_{c_r}]^T$$

Les matrices d'inductance statoriques [L_s], rotoriques [L_r] et mutuelles stator-rotor [M] sont données par :

$$[L_s] = \begin{bmatrix} L_s & M_s & M_s \\ M_s & L_s & M_s \\ M_s & M_s & L_s \end{bmatrix}, \quad [L_r] = \begin{bmatrix} L_r & M_r & M_r \\ M_r & L_r & M_r \\ M_r & M_r & L_r \end{bmatrix}$$

et

$$[M] = M \begin{bmatrix} \cos \theta & \cos \left(\theta + \frac{2\pi}{3} \right) & \cos \left(\theta - \frac{2\pi}{3} \right) \\ \cos \left(\theta - \frac{2\pi}{3} \right) & \cos \theta & \cos \left(\theta + \frac{2\pi}{3} \right) \\ \cos \left(\theta + \frac{2\pi}{3} \right) & \cos \left(\theta - \frac{2\pi}{3} \right) & \cos \theta \end{bmatrix}$$

IV.1.1.3 - Equation mécanique :

L'équation du mouvement est donnée par :

$$J \frac{d}{dt} \Omega_r + f \Omega_r = C_e - C_r \quad (\text{IV.5})$$

IV.1.2 - TRANSFORMATION DE PARK APPLIQUEE SUR LE MOTEUR ASYNCHRONE :

Dans cette partie, on utilise la transformation de PARK en raison de simplifier le nombre d'équation, et choisir un modèle simple d'une machine asynchrone.

Avec cette transformation, on va essayer de faire la représentation des différentes grandeurs flux Φ , courant I et le couple dans le plan électrique appelé (repère $d - q$), représentés dans la **figure IV.2**.

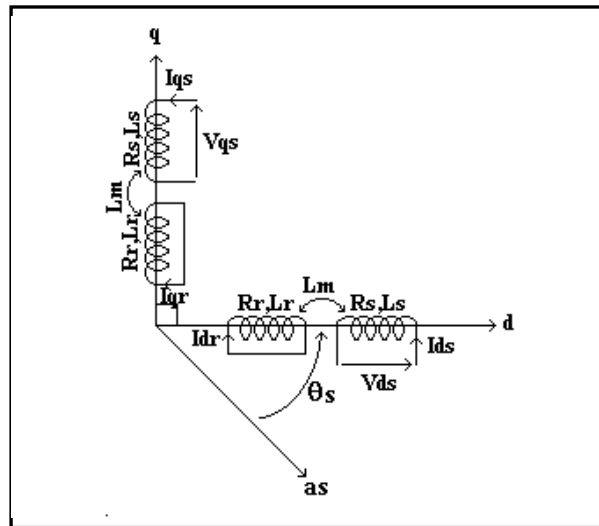


Figure IV.2 - Représentation de la transformation de Park pour une machine asynchrone.

Par cette transformation, la machine triphasée est représentée par une machine biphasée équivalente. Le passage du système triphasé au système biphasé est fait par la multiplication d'une matrice $[P]$, dite matrice de transformation de Park :

$$[P] = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos \theta & \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta + \frac{4\pi}{3}) \\ -\sin \theta & -\sin(\theta + \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta + \frac{4\pi}{3}) \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix}$$

Avec :

$$[P^{-1}] = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 1 \\ \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta + \frac{2\pi}{3}) & 1 \\ \cos(\theta + \frac{4\pi}{3}) & -\sin(\theta + \frac{2\pi}{3}) & 1 \end{bmatrix}$$

On multiplie par la matrice $[P]^{-1}$ pour le passage du système biphasé au triphasé où : θ l'angle entre les systèmes d'axes biphasé et triphasé.

$\omega_{dq} = \frac{d\theta}{dt}$: la vitesse angulaire du système d'axes biphasé par rapport au système d'axes triphasé.

Les transformations des grandeurs statoriques et rotoriques sont les suivants :

$$[Vdq_o_s] = [P] \cdot [Vabc_s] \quad \text{et} \quad [Vabc_s] = [P]^{-1} \cdot [Vdq_o_s] \quad (\text{IV.6})$$

$$[Idq_o_s] = [P] \cdot [Iabc_s] \quad \text{et} \quad [Iabc_s] = [P]^{-1} \cdot [Idq_o_s] \quad (\text{IV.7})$$

$$[\phi dq_o_s] = [P] \cdot [\phi abc_s] \quad \text{et} \quad [\phi abc_s] = [P]^{-1} \cdot [\phi dq_o_s] \quad (\text{IV.8})$$

$$[Vdq_o_r] = [P] \cdot [Vabc_r] \quad \text{et} \quad [Vabc_r] = [P]^{-1} \cdot [Vdq_o_r] \quad (\text{IV.9})$$

$$[Idq_o_r] = [P] \cdot [Iabc_r] \quad \text{et} \quad [Iabc_r] = [P]^{-1} \cdot [Idq_o_r] \quad (\text{IV.10})$$

$$[\phi dq_o_r] = [P] \cdot [\phi abc_r] \quad \text{et} \quad [\phi abc_r] = [P]^{-1} \cdot [\phi dq_o_r] \quad (\text{IV.11})$$

D'après les équations (IV.1), (IV.2), (IV.3), (IV.4) par la multiplication par $[P]$ on trouve :

$$[P] \cdot [Vabc_s] = R_s \cdot [P] \cdot [Iabc_s] + [P] \cdot \frac{d}{dt} [\Phi abc_s] \quad (\text{IV.12})$$

$$[P] \cdot [Vabc_r] = R_r \cdot [P] \cdot [Iabc_r] + [P] \cdot \frac{d}{dt} [\Phi abc_r] \quad (\text{IV.13})$$

$$[P] \cdot [Vabc_s] = R_s \cdot [P] \cdot [Iabc_s] + \frac{d}{dt} \{ [P] \cdot [\Phi abc_s] \} - \frac{d}{dt} \{ [P] \} \cdot [\Phi abc_s] \quad (\text{IV.14})$$

$$[P] \cdot [Vabc_r] = R_r \cdot [P] \cdot [Iabc_r] + \frac{d}{dt} \{ [P] \cdot [\Phi abc_r] \} - \frac{d}{dt} \{ [P] \} \cdot [\Phi abc_r] \quad (\text{IV.15})$$

avec :

$$\frac{d[P]}{dt} = \frac{2}{3} \frac{d\theta}{dt} \begin{bmatrix} \sin \theta & \sin(\theta + \frac{2\pi}{3}) & \sin(\theta + \frac{4\pi}{3}) \\ \cos \theta & \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta + \frac{4\pi}{3}) \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

et

$$\begin{aligned} \omega_{dq} &= \frac{d\theta}{dt} . \\ -\frac{d}{dt} \{ [P] \} \cdot [\Phi abc_r] &= \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \phi a_s \cdot \omega_{dq} \cdot \sin \theta & \phi b_s \cdot \omega_{dq} \cdot \sin(\theta + \frac{2\pi}{3}) & \phi c_s \cdot \omega_{dq} \cdot \sin(\theta + \frac{4\pi}{3}) \\ \phi a_s \cdot \omega_{dq} \cdot \cos \theta & \phi b_s \cdot \omega_{dq} \cdot \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) & \phi c_s \cdot \omega_{dq} \cdot \cos(\theta + \frac{4\pi}{3}) \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} -\omega_{dq} \cdot \phi q_s \\ \omega_{dq} \cdot \phi d_s \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (\text{IV.16})$$

et d'après la transformation du grandeur dans (IV.6), (IV.7), (IV.8), (IV.9), (IV.10) et (IV.11), on a les équations de système sur le repère (d,q) comme suit :

$$Vd_s = R_s \cdot Id_s + \frac{d\phi d_s}{dt} - \omega_{dq} \cdot \phi q_s \quad (\text{IV.17})$$

$$Vq_s = R_s \cdot Iq_s + \frac{d\phi q_s}{dt} + \omega_{dq} \cdot \phi d_s \quad (\text{IV.18})$$

$$Vo_s = R_s \cdot Io_s + \frac{d\phi o_s}{dt} \quad (\text{IV.19})$$

$$Vd_r = R_r \cdot Id_r + \frac{d\phi d_r}{dt} - (\omega_{dq} - \omega_r) \cdot \phi q_r \quad (\text{IV.20})$$

$$Vq_r = R_r \cdot Iq_r + \frac{d\phi q_r}{dt} + (\omega_{dq} - \omega_r) \phi d_r \quad (\text{IV.21})$$

$$Vo_r = R_s \cdot Io_r + \frac{d\phi o_r}{dt} \quad (\text{IV.22})$$

$$\Phi d_s = L_s \cdot Id_s + M \cdot Id_r \quad (\text{IV.23})$$

$$\Phi q_s = L_s \cdot Iq_s + M \cdot Iq_r \quad (\text{IV.24})$$

$$\Phi d_r = L_s \cdot Id_r + M \cdot Id_s \quad (\text{IV.25})$$

$$\Phi q_r = L_r \cdot Iq_r + M \cdot Iq_s \quad (\text{IV.26})$$

IV.1.3 - Le choix du référentiel :

Pour simplifier les équations de la machine, il faut faire un choix de référentiel, les trois types possibles sont :

IV.1.3.1 - Référentiel au stator :

Dans ce type de référentiel, les axes (d,q) par rapport aux axes statorique et rotorique sont définies par :

$$\frac{d\theta_s}{dt} = 0 \text{ et } \frac{d\theta_r}{dt} = -\omega_r$$

Ce type de référentiel est choisi lors des variations importantes de la vitesse du rotor

IV.1.3.2 - Référentiel au rotor :

Dans ce cas, la position des axes (d,q) par rapport aux axes statorique et rotorique est donnée par :

$$\frac{d\theta_s}{dt} = \omega_s \text{ et } \frac{d\theta_r}{dt} = 0$$

Ce type de référentiel est utilisé lorsque la vitesse de rotation de la machine est constante et lors de l'étude des régimes transitoires.

IV.1.3.3 - Référentiel au champ tournant :

Ce référentiel est définie par :

$$\frac{d\theta_s}{dt} = \omega_s \text{ et } \frac{d\theta_r}{dt} = (\omega_s - \omega_r)$$

Ce type de référentiel est choisi lorsque la fréquence d'alimentation est constante

IV.1.4 - Modèle du moteur asynchrone selon les axes (d, q) :

Notons que nous avons choisi le référentiel lié au champ tournant, Avec ses équations et les équations, on trouve les équations des courants suivants

$$\begin{bmatrix} \phi d_s \\ \phi q_s \\ \phi d_r \\ \phi q_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_s & 0 & M & 0 \\ 0 & L_s & 0 & M \\ M & 0 & L_r & 0 \\ 0 & M & 0 & L_r \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Id_s \\ Iq_s \\ Id_r \\ Iq_r \end{bmatrix} \quad (\text{IV.27})$$

$$\begin{bmatrix} I d_s \\ I q_s \\ I d_r \\ I q_r \end{bmatrix} = \frac{1}{L_s L_r - M^2} \begin{bmatrix} L_r & 0 & -M & 0 \\ 0 & L_r & 0 & -M \\ -M & 0 & L_s & 0 \\ 0 & -M & 0 & L_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \phi d_s \\ \phi q_s \\ \phi d_r \\ \phi q_r \end{bmatrix} \quad (\text{IV.28})$$

$$I d_s = (\phi d_s L_r - \phi d_r M) / (L_s L_r - M^2) \quad (\text{IV.29})$$

$$I q_s = (\phi q_s L_r - \phi q_r M) / (L_s L_r - M^2) \quad (\text{IV.30})$$

$$I d_r = (\phi d_r L_s - \phi d_s M) / (L_s L_r - M^2) \quad (\text{IV.31})$$

$$I q_r = (\phi q_r L_s - \phi q_s M) / (L_s L_r - M^2) \quad (\text{IV.32})$$

On a $Vd_r=0$ et $Vq_r=0$, parce que le rotor est en court-circuit.

On remplace les équations ci-dessus dans les équations IV.17,18,20,21, on trouve les équations suivantes :

$$Vd_s = F_1 \Phi d_s - F_2 \Phi d_r + \frac{d\phi d_s}{dt} - \omega_s \Phi q_s \quad (\text{IV.33})$$

$$Vq_s = F_1 \Phi q_s - F_2 \Phi q_r + \frac{d\phi q_s}{dt} + \omega_s \Phi d_s \quad (\text{IV.34})$$

$$0 = F_3 \Phi d_r - F_4 \Phi d_s + \frac{d\phi d_r}{dt} - (\omega_s - \omega_r) \Phi q_r \quad (\text{IV.35})$$

$$0 = F_3 \Phi q_r - F_4 \Phi q_s + \frac{d\phi q_r}{dt} + (\omega_s - \omega_r) \Phi d_r \quad (\text{IV.36})$$

L'équation du mouvement est donnée par :

$$\frac{d\omega_r}{dt} = \frac{1}{F_6} (ce - cr) \quad (\text{IV.37})$$

Sachant que :

$$Ce = \frac{3}{2} F_5 (\Phi q_s \Phi d_r - \Phi d_s \Phi q_r) \quad (\text{IV.38})$$

avec :

$$\begin{aligned} F_1 &= R_s L_r / (L_s L_r - M^2) \\ F_2 &= R_s M / (L_s L_r - M^2) \\ F_3 &= R_r L_s / (L_s L_r - M^2) \\ F_4 &= R_r M / (L_s L_r - M^2) \\ F_5 &= p M / (L_s L_r - M^2) \\ F_6 &= j / p \end{aligned}$$

p est le nombre de paires de pôles.

On peut déterminer le modèle de la machine asynchrone d'après les équations (IV.34), (IV.35), (IV.36), (IV.37), (IV.38), sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} \frac{d\phi d_s}{dt} &= -F_1 \cdot \phi d_s + \omega_s \cdot \phi q_s + F_2 \cdot \phi d_r + Vd_s \cdot \\ \frac{d\phi q_s}{dt} &= -\omega_s \cdot \phi d_s - F_1 \cdot \phi q_s + F_2 \cdot \phi q_r + Vq_s \cdot \\ \frac{d\phi d_r}{dt} &= +F_4 \cdot \phi d_s - F_3 \cdot \phi d_r + (\omega_s - \omega_r) \cdot \phi q_r \cdot \\ \frac{d\phi q_r}{dt} &= +F_4 \cdot \phi q_s - (\omega_s - \omega_r) \cdot \phi d_r - F_3 \cdot \phi q_r \cdot \\ \frac{d\omega_r}{dt} &= \frac{-3}{2} \frac{F_5}{F_6} \cdot \phi d_s \cdot \phi q_r + \frac{3}{2} \frac{F_5}{F_6} \cdot \phi q_s \cdot \phi d_r - \frac{1}{F_6} Cr \cdot \\ \frac{d\theta_r}{dt} &= \omega_r \cdot \end{aligned}$$

Le modèle du moteur asynchrone selon les axes d,q est représenté par la **figure IV.3**.

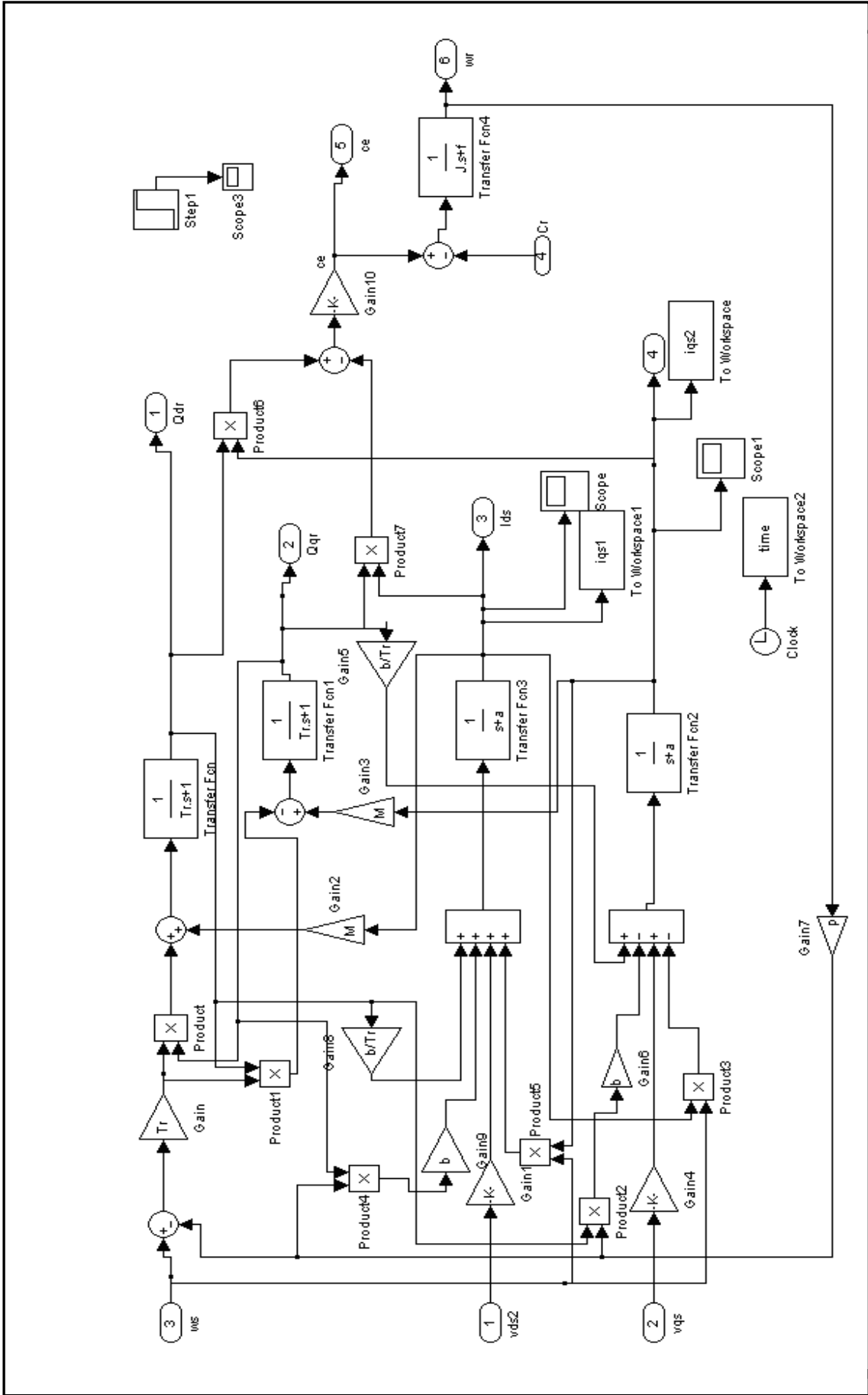


Figure IV.3 - Modèle du moteur asynchrone selon les axes d, q

VI.2 - MODELISATION ET COMMANDE DE L'ONDULEUR DE TENSION

Introduction

L'onduleur est un convertisseur statique assurant la transformation continu-alternatif. Il en existe plusieurs types. Celui utilisé dans ce travail est un onduleur triphasé autonome à fréquence variable à commutation forcée de type MLI (Modulation de Largeur d'Impulsion) opéré en source de tension. Il est alimenté à partir de la tension continue générée conjointement par le redresseur et le hacheur série; il génère une tension à fréquence et à amplitude variables nécessaires pour faire tourner à vitesse variable le moteur asynchrone.

VI.2.1 - Configurations de l'onduleur de tension

Il y a deux configurations possibles pour l'onduleur de tension : avec ou sans neutre raccordé. L'onduleur à neutre raccordé consiste à connecter le neutre de la charge à un neutre créé au point milieu du bus continu de l'onduleur. Cette connexion autorise la circulation de courants homopolaires et permet de contrôler de façon découplée les tensions appliquées aux trois phases de la charge tout comme si elles représentaient trois systèmes monophasés [8].

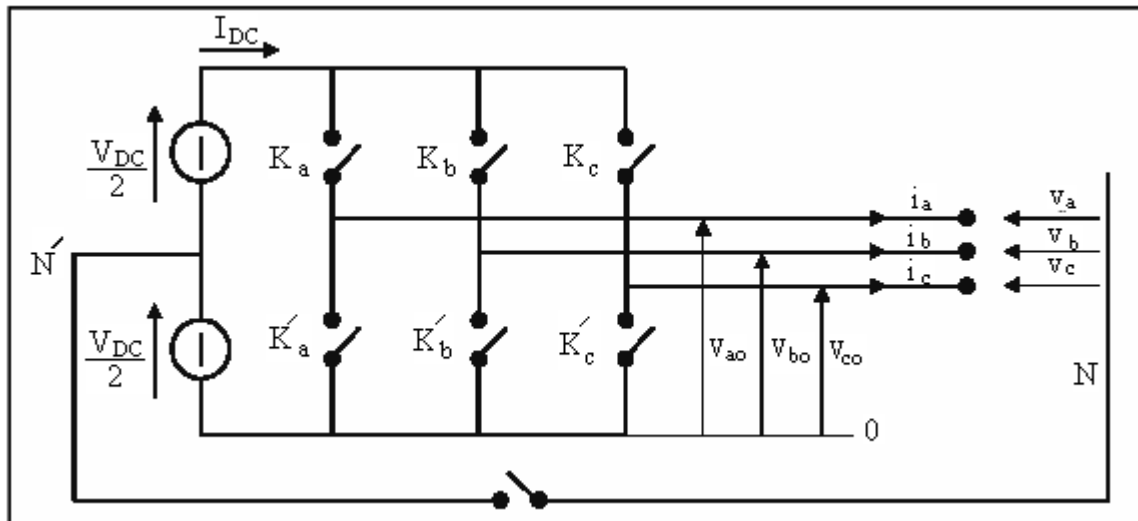


Figure IV.4 - Schéma équivalent d'un onduleur de tension triphasé [8].

On peut distinguer d'une part les tensions des branches (v_{ao} , v_{bo} et v_{co} par rapport à la borne négative du bus continu) qui sont directement fixées par la commande et d'autre part les tensions de phase (v_a , v_b et v_c par rapport au neutre de la charge N) qui peuvent dépendre non seulement de la commande mais aussi des caractéristiques de la charge. Pour trouver la relation entre ces deux tensions, on va supposer dans un premier temps que le neutre n'est pas raccordé et que l'onduleur est connecté à une charge triphasée équilibrée [8].

Les tensions V_{k0} , ($k = a, b, c$) sont directement imposées par la commande et on les utilisera pour déterminer les tensions de phase :

$$+ \begin{cases} V_{ao} - V_a + V_b - V_{bo} = 0 \\ V_{ao} - V_a + V_c - V_{co} = 0 \end{cases} \quad (\text{IV.39})$$

$$2.V_{ao} - 2.V_a + V_b + V_c - V_{bo} - V_{co} = 0 \quad (\text{IV.40})$$

Si la charge est équilibrée :

$$V_a + V_b + V_c = 0 \quad (\text{IV.41})$$

Donc :

$$V_a = \frac{1}{3} \cdot (2.V_{ao} - V_{bo} - V_{co}) \quad (\text{IV.42})$$

$$V_b = \frac{1}{3} \cdot (2.V_{bo} - V_{ao} - V_{co}) \quad (\text{IV.43})$$

$$V_c = \frac{1}{3} \cdot (2.V_{co} - V_{bo} - V_{ao}) \quad (\text{IV.44})$$

En cas de charge déséquilibrée, l'onduleur sans neutre raccordé n'est pas capable de fournir un courant homopolaire (la somme de courants de ligne doit être forcément nulle). Ainsi, si la charge est déséquilibrée et couplée en étoile, les tensions de phase seront aussi déséquilibrées : la tension de chaque phase est modifiée (c'est-à-dire, la tension entre neutres varie) pour obtenir un courant homopolaire nul.

Si on suppose une commande équilibrée, les tensions de branche sont aussi équilibrées :

$$V_{ao} + V_{bo} + V_{co} = 0 \quad (\text{IV.45})$$

Donc la tension entre le neutre de la charge (N) et la référence des tensions de branche (0) est :

$$V_{No} = \frac{V_a + V_b + V_c}{3} \quad (\text{IV.46})$$

Les tensions de phase sont donc

$$(K = a, b, c)$$

$$V_{Ko} = V_K + V_{No} \quad (\text{IV.47})$$

En terme de fondamentaux, les tensions de phase obtenues avec les deux configurations (avec ou sans neutre raccordé) sont identiques dans le cas équilibré, mais sans neutre raccordé les harmoniques d'ordre 3 présents sur la tension de branche disparaissent, la qualité spectrale de la tension de charge n'en est alors que meilleure [8]

IV.2.2 - Modélisation de l'onduleur de tension

Pour la modélisation de l'onduleur, on considère un fonctionnement idéalisé :

- **Interrupteurs parfaits** : La commutation des interrupteurs est instantanée (temps de fermeture et ouverture nul) et sans pertes. Enfin, la chute de tension dans les interrupteurs est considérée nulle en conduction.
- **Sources parfaites** : La tension aux bornes du dipôle continu est constante et ne varie pas avec la puissance échangée.

L'objectif de la modélisation est de trouver une relation entre les grandeurs de commande et les grandeurs électriques de la partie alternative et continue de l'onduleur. Ainsi, comme les grandeurs de commande agissent sur les interrupteurs commandables, on peut définir la fonction de commutation suivante pour définir l'état des interrupteurs ($K = a, b, c$) [8].

- $d_K = 1$ quand K_K est fermé et $d_K = 0$ quand K_K est ouvert.
- $d_K = 0$ quand K'_K est fermé et $d_K = 1$ quand K'_K est ouvert.

Ainsi, on peut calculer les tensions de la partie alternative de l'onduleur en fonction de ces fonctions de commutation. La tension de branche de l'onduleur par rapport à la borne négative du bus continu sera :

$$\begin{bmatrix} V_{ao} \\ V_{bo} \\ V_{co} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d_a \\ d_b \\ d_c \end{bmatrix} V_{Dc} \quad (\text{IV.48})$$

Et par rapport au point milieu du bus continu (N') :

$$\begin{bmatrix} V_{aN'} \\ V_{bN'} \\ V_{cN'} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2.(d_a - 0.5) \\ 2.(d_b - 0.5) \\ 2.(d_c - 0.5) \end{bmatrix} \cdot \frac{V_{Dc}}{2} \quad (\text{IV.49})$$

Si le neutre n'est pas raccordé et la charge équilibrée, la tension de phase sera :

$$\begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d_a \\ d_b \\ d_c \end{bmatrix} \cdot \frac{V_{Dc}}{3} \quad (\text{IV.50})$$

Finalement, si le neutre est raccordé au point milieu du bus continu, la tension de phase sera égale à la tension de branche par rapport à ce point milieu :

$$\begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_{aN'} \\ V_{bN'} \\ V_{cN'} \end{bmatrix} \quad (\text{IV.51})$$

En ce qui concerne la partie continue de l'onduleur, le bus continu est composé en général de deux condensateurs avec leur résistance shunt d'équilibrage (on peut y inclure certaines pertes).

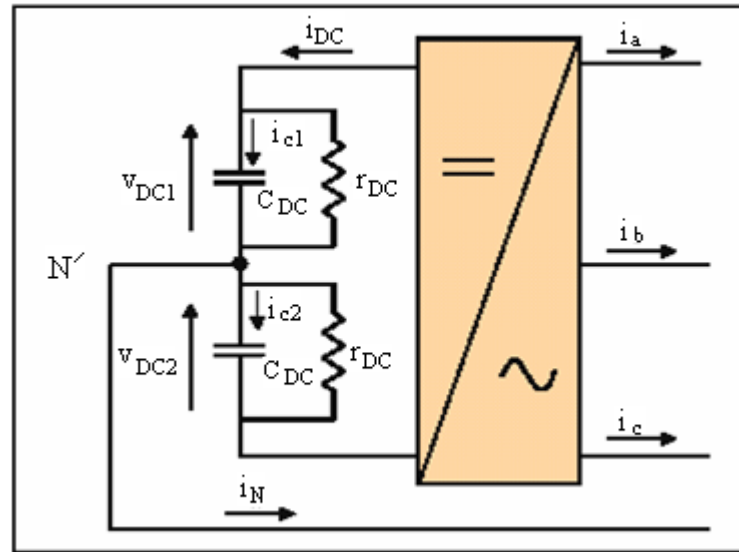


Figure IV.5 - Bus continu de l'onduleur de tension avec neutre raccordé [8].

Si on considère le neutre raccordé, les équations qui relient la tension des condensateurs aux courants du coté alternatif et aux fonctions de commutation sont :

$$\begin{bmatrix} \frac{dV_{Dc1}}{dt} \\ \frac{dV_{Dc2}}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{r_{Dc} \cdot C_{Dc}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{r_{Dc} \cdot C_{Dc}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{Dc1} \\ V_{Dc2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{d_a}{C_{Dc}} & -\frac{d_b}{C_{Dc}} & -\frac{d_c}{C_{Dc}} \\ \frac{1-d_a}{C_{Dc}} & \frac{1-d_b}{C_{Dc}} & \frac{1-d_c}{C_{Dc}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} \quad (\text{IV.52})$$

Si le neutre n'est pas raccordé, le courant du neutre sera nul, et donc les équations deviennent :

$$\begin{bmatrix} \frac{dV_{Dc1}}{dt} \\ \frac{dV_{Dc2}}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{r_{Dc} \cdot C_{Dc}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{r_{Dc} \cdot C_{Dc}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{Dc1} \\ V_{Dc2} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \frac{d_a}{C_{Dc}} & \frac{d_b}{C_{Dc}} & \frac{d_c}{C_{Dc}} \\ \frac{d_a}{C_{Dc}} & \frac{d_b}{C_{Dc}} & \frac{d_c}{C_{Dc}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} \quad (\text{IV.53})$$

Le modèle de l'onduleur triphasé est représenté par la **figure IV.6**.

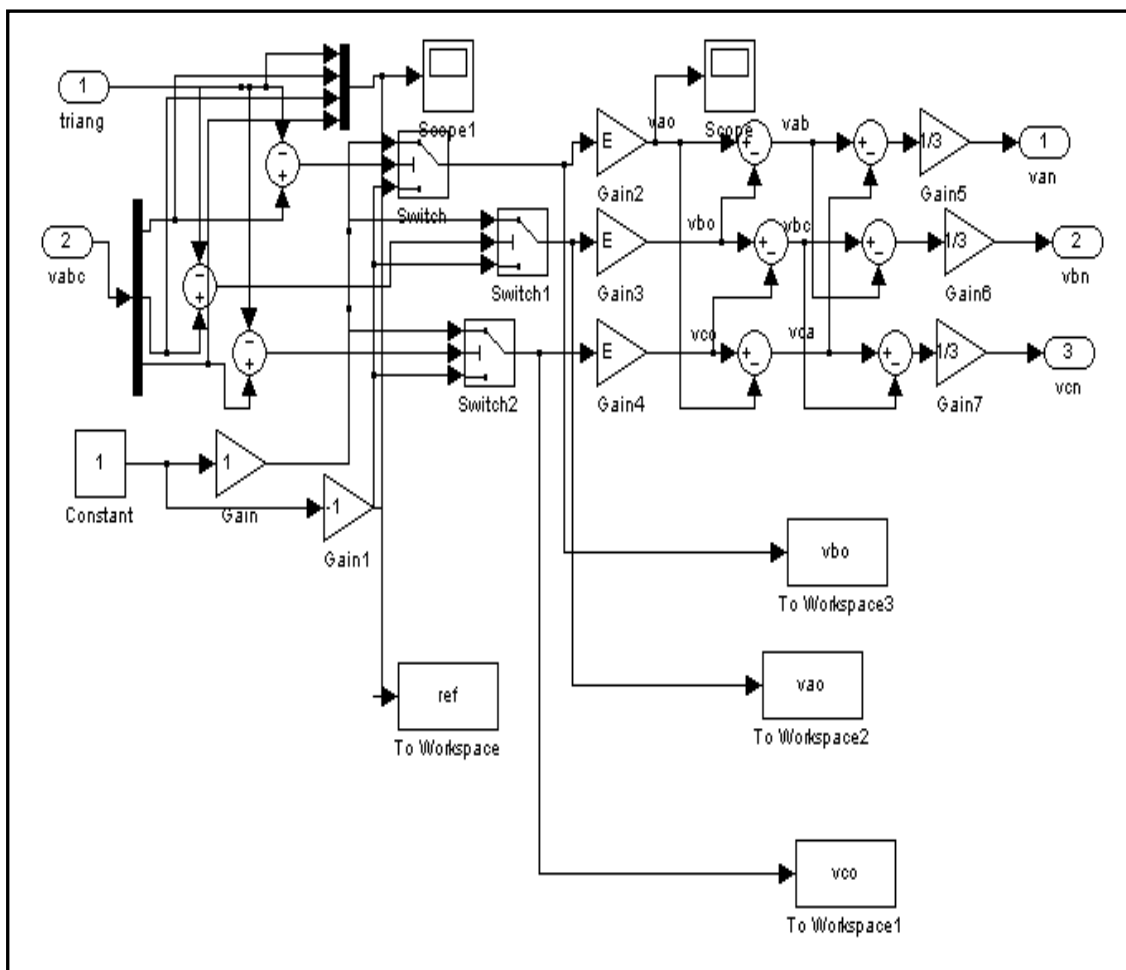


Figure IV.6 - Modèle de l'onduleur de tension triphasé

La figure IV.7 représente le modèle de l'onduleur de tension triphasé avec la commande MLI

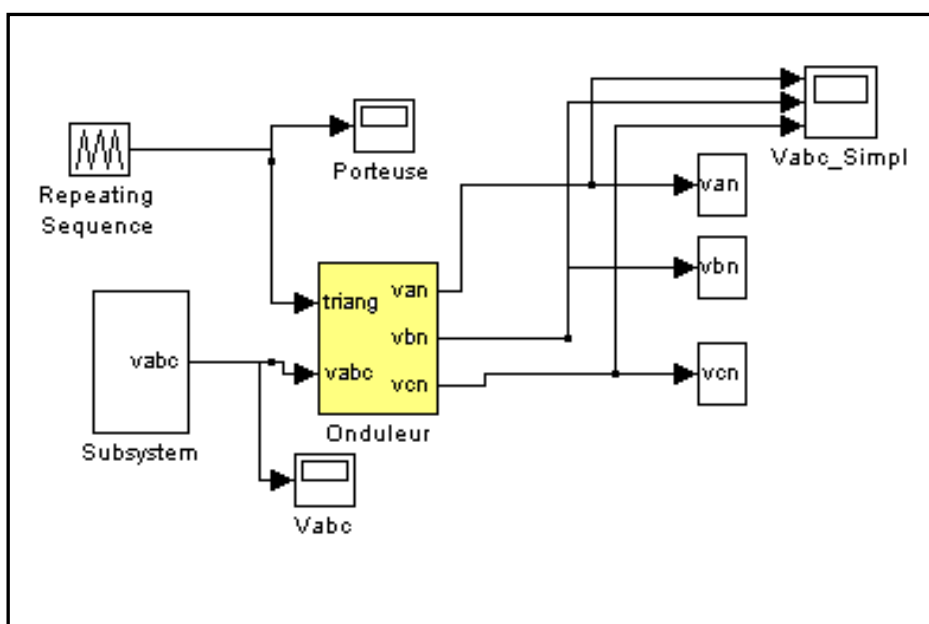


Figure IV.7 - Modèle de l'onduleur de tension triphasé avec la commande MLI

IV.2.3 - Commande à la fréquence des grandeurs de sortie (pleine onde)

Une fois analysée la relation entre les différentes grandeurs électriques de l'onduleur et les fonctions de commutation, on étudie les techniques pour déterminer ces fonctions de commutation, ou autrement dit, la commande rapprochée.

Dans la commande en pleine onde, on ferme les interrupteurs d'une même branche de façon complémentaire pendant une demi période et en décalant la commande de chaque bras d'un tiers de la période ($2\pi/3$). Par conséquent, on obtient trois ondes carrées de tension décalées de $\pi/3$ aux bras de l'onduleur, dont l'amplitude est égale à la tension continue (V_{DC}), et de même période que la tension du réseau (**Figure IV.8**) [8].

La valeur efficace du fondamental de la tension de phase est $(V_K)_1$:

$$(V_K)_1 = \frac{\sqrt{2}}{\pi} \cdot V_{DC} \quad (\text{IV.54})$$

Le développement en série de Fourier de la tension de phase contient tous les harmoniques impairs sauf ceux de rang 3. La valeur efficace des harmoniques est inversement proportionnelle à leur pulsation :

$$\frac{(V_K)_{2h+1}}{(V_K)_1} = \frac{1}{2h+1} \quad (\text{IV.55})$$

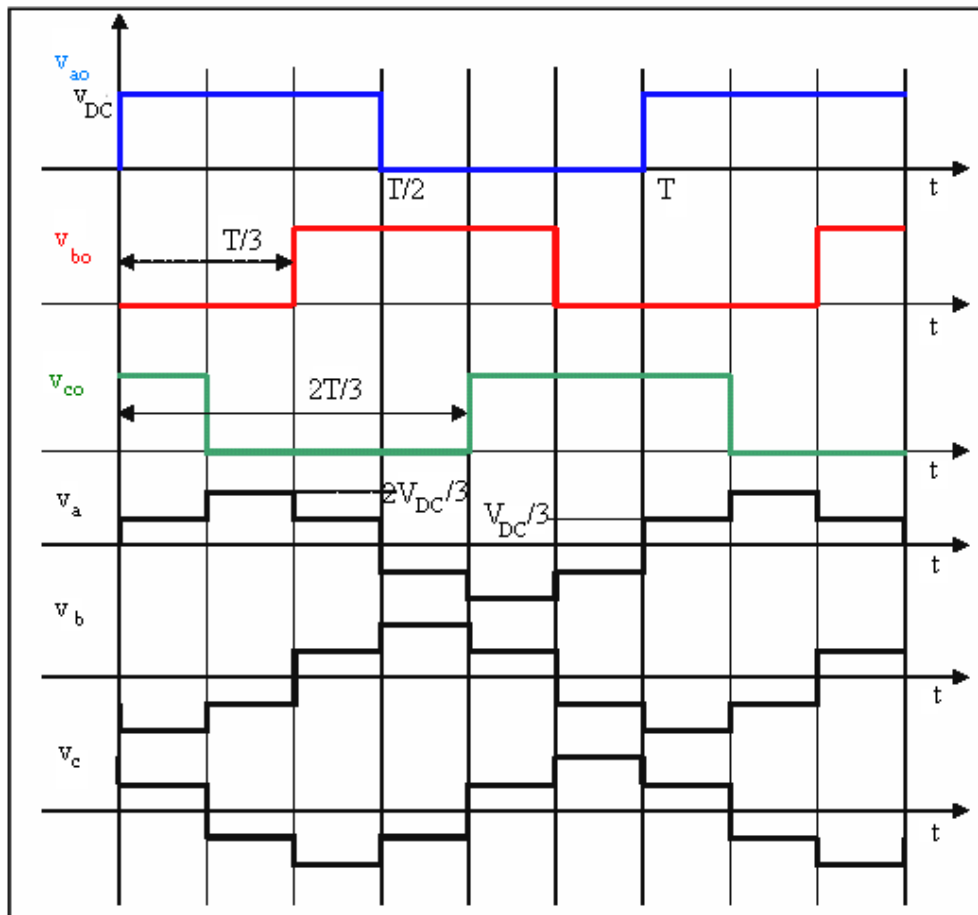


Figure IV.8 - Allure des tensions d'un onduleur triphasé pour une commande en pleine onde (configuration neutre raccordée) [8].

IV.2.4 - Commande en MLI (Modulation de Largeur d'Impulsion)

Cette commande consiste à adopter une fréquence de commutation (f_m) suffisamment élevée par rapport à la fréquence maximum du signal de sortie souhaité ($X_{réf}$), et de reproduire la valeur moyenne de ce signal à chaque période de commutation en jouant sur la durée d'application des tensions positives et négatives par rapport au point milieu du bus continu (V_{KN}) [8].

La méthode classique pour déterminer les instants de commutation des interrupteurs (et donc d'application de tensions positives ou négatives) est la MLI intersective.

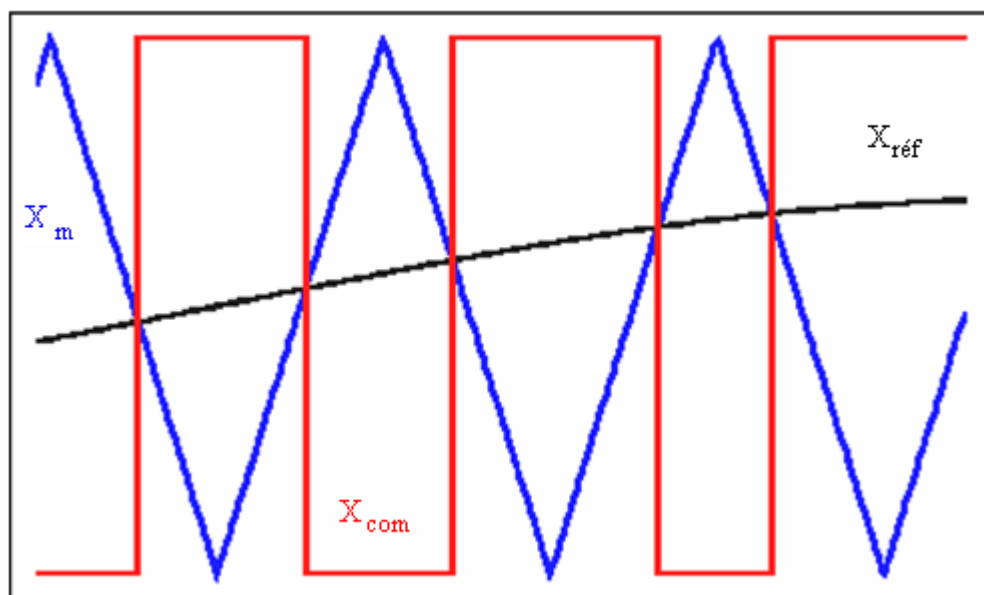


Figure IV.9 - Détermination des instants de commutation dans le cas d'une MLI intersective [8]

Elle se base sur la comparaison d'une onde de modulation (X_m), qui est en général un signal triangulaire de fréquence élevée (f_m) chargée d'imposer les périodes de modulation, avec une onde de référence ($X_{réf}$), qui représente la tension de sortie souhaitée (qui peut être sinusoïdale ou non en fonction de l'application). Le signal de commutation (X_{com}) est déterminé à partir de l'intersection de ces deux signaux (voir **Figure IV.9**). Dans le cas de l'onduleur triphasé on aura 3 signaux de référence (un pour chaque bras de l'onduleur).

IV.3 - MODELISATION DE LA POMPE CENTRIFUGE

La pompe considérée dans ce travail est une pompe centrifuge à axe vertical. Le choix de ce type de pompe relève de plusieurs facteurs :

- la facilité d'adaptation de la pompe aux moteurs électriques de vitesses élevée
- la faible inertie de cette pompe
- le prix modéré de la pompe relativement au volume de fluide déplacé
- le refroidissement du moteur d'entraînement

Dans ce type de pompe, le pompage du fluide, attribué aux forces centrifuges, se fait par rotation d'une ou plusieurs roues montées en série dépendant de la pression requise.

La majorité des pompes centrifuges sont entraînées par des moteurs asynchrones triphasés et fournissent le fluide à un certain débit (Q) dépendant de la hauteur de charge (H) et de la vitesse (N) à laquelle elle est entraînée. Toutefois, il faut une vitesse minimale à une hauteur de charge donnée pour obtenir un débit (**Figure IV.10-c**). La caractéristique $H=f(Q)$ de la **figure IV.10-a** montre le comportement en service d'une pompe centrifuge. Le point de fonctionnement de la pompe est donné par l'intersection de la courbe des pertes de charge avec la courbe de la hauteur d'élévation du fluide; l'adaptation électromécanique optimale de la pompe au moteur est donnée par l'intersection des courbes $C = f(N)$ du moteur et de la pompe (**Figure IV.10-b**).

IV.3.1 - Équations caractéristiques:

D'une façon générale, les constructeurs de pompes ne donnent pas les paramètres physiques de la pompe. Seule la caractéristique de performance $H = f(Q)$ est donnée par le constructeur. Ainsi, connaissant les valeurs de vitesse, hauteur de charge et débit de référence, il est possible de déterminer celles du système à l'aide des formules empiriques [20] suivantes :

$$N_{sq} = \frac{1000 \left(\frac{N}{60} \right) \sqrt{Q}}{\left(\frac{gH}{N_{ep}} \right)^{3/4}}$$

$$Q = K_{sp} N (D_f)^3$$

$$C_r = 0.3 + 3.9 \times 10^{-4} (\omega)^{1.8}$$

ou:

N_{sq} : vitesse spécifique du rotor

N_{ep} : nombre d'étages de la pompe

H : hauteur de charge effective en m

g : l'accélération de la pesanteur = 9.81 N/s^2

ω : vitesse de l'arbre en rad/s

Q : débit de la pompe en l/s

D_f : diamètre du forage (ou du puits) en dm

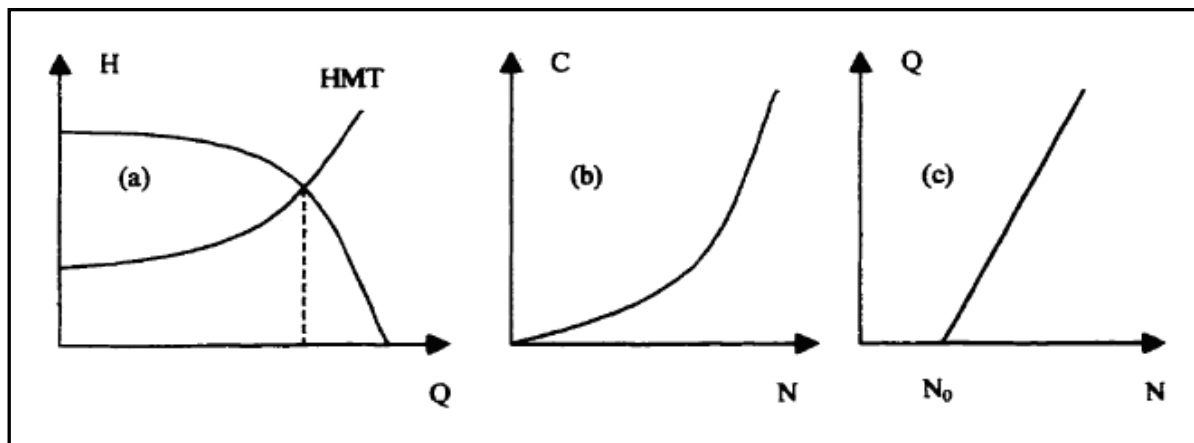
K_{sp} : constante qui dépend de la vitesse spécifique de la pompe et déterminée à partir du **tableau IV.1**

N : vitesse de l'arbre du rotor en tr/min

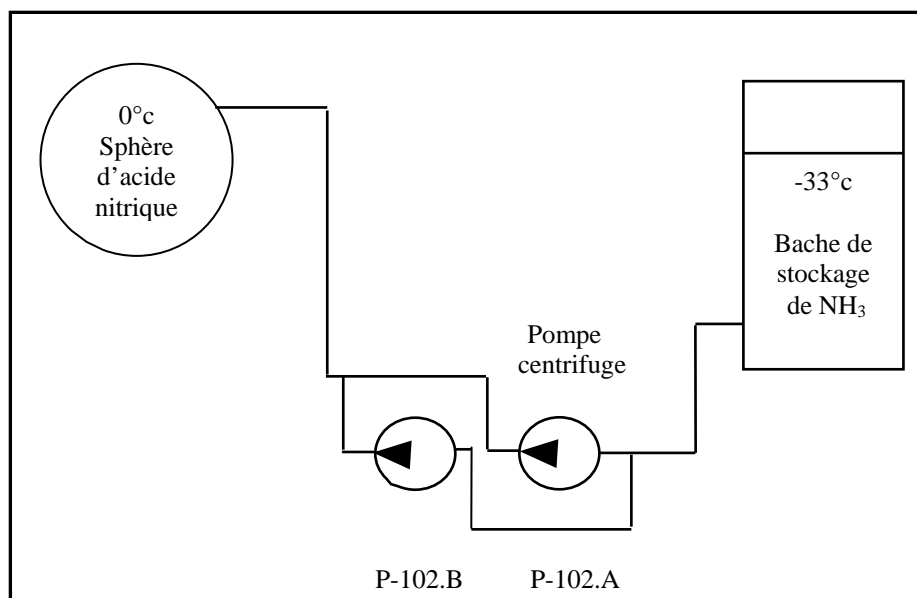
C_r : Couple résistant

Tableau IV.1 – Variation de K_{sp} en fonction de N_{sq}

N_{sq}	60	100	150
K_{sp}	0.00017	0.00030	0.00075

*Figure IV.10 - Caractéristiques de fonctionnement (a): $H = f(Q)$; (b): $C = f(N)$; (c): $Q = f(N)$*

Nous avons élaboré ce travail au niveau de l'installation de pompage de l'unité d'ammoniac à ASMIDAL et exactement au niveau des pompes P-102 destinées à alimenter en ammoniac les unités d'acide nitrique, acide nitrate et d'acide phosphate (**figure IV.11**).

*Figure IV.11 – Schéma de l'installation de pompage de l'ammoniac*

IV.3.2 - Caractéristique technique de l'installation de pompage au niveau de la pompe P-102 :

Tableau IV.2 – Caractéristique technique de l'installation de pompage

Débit	$Q_{\min} = 14 \text{ m}^3/\text{h}$ $Q_{\max} = 36 \text{ m}^3/\text{h}$
Pression	$P_{\text{asp}} = 0,17 \text{ bar}$ $P_{\text{ref}} = 14 \text{ bar}$
HMT	220 m
Vitesse de rotation	$N = 2940 \text{ tr/min}$
Puissance	$P_{\min} = 5,71 \text{ KW}$ $P_{\max} = 14,69 \text{ KW}$
NPSH_{requis}	$\text{NPSH}_{\text{req}} = 2 \text{ m}$
Longueur de la conduite de l'aspiration	$L_{\text{asp}} = 96 \text{ m}$
Diamètre de la conduite de l'aspiration	$D_{\text{asp}} = 100 \text{ mm}$
Section de la conduite de l'aspiration	$S_{\text{asp}} = 0,00785 \text{ m}^2$
Viscosité cinématique	$\nu = 0,425 \times 10^{-5}$
Coefficient de perte de charge ($Re^{-0,25}$)	$\lambda_{\text{asp}} = 0,023$
Angle des coudes de la tuyauterie	$\alpha = 90^\circ$
Coefficient dépend à la forme des coudes	$\xi = 0,23$
Nombre des coudes pour d'aspiration	$n^\circ = 13$
Tension de vapeur	$T_v(\text{à } -33^\circ) = 0.105 \text{ bar}$
Pression du gaz dans la bache de stockage	$p_{\text{gaz(bache)}} = 0.045 \text{ bar}$
Densité de l'ammoniac	$P_{\text{ammoniac}} = 681 \text{ Kg/m}^3$
Rendement de la pompe	$\eta_{\text{pompe}} = 67 \%$

Caractéristique du moteur :

Le moteur est de type asynchrone à cage d'écureuil dont ses paramètres sont présentés dans les deux tableaux suivants :

Tableau IV.3 - Paramètres d'utilisation du moteur de la pompe P-102 (Unité NH₃-ASMIDAL)

U (V)	P _n (kW)	I _n (A)	N _n (tr/min)	η (%)	Cos ϕ	$\frac{C_{\text{max}}}{C_n}$	$\frac{C_d}{C_n}$	J(Kg m)	Masse(Kg)	f(Hz)
380	30	19,4	2940	91	0.89	2.2	1.6	0.48	300	50

Tableau IV.4 – Paramètres de construction du moteur de la pompe P-102 (Unité NH₃-ASMIDAL)

Résistance statorique (R_s)	53,56 mΩ
Résistance rotorique (R_r)	46,17 mΩ
Inductance cyclique statorique (L_s)	43,93 mH
Inductance cyclique rotorique (L_r)	44,58 mH
Inductance cyclique mutuelle (M)	43,46 mH
Coefficient de dispersion (σ)	$35,55 \cdot 10^{-3}$
Moment d'inertie (J)	0,48 kg m ²

IV.3.3 - Exemple de l'exécution du programme de calcul hydraulique de l'installation de pompage

Calcul de NPSH

Calcul NPSH

Pression (Bar): 0,1719 Vitesse de Rotation (T/min): 2073,47305865395

Delta_P (Bar): 6,50482656427018 Vitesse d'écoulement (m/s): 0,897741029909449

Perte de charge [m]: 1,02998998676852 Hauteur d'aspiration [m]: 4,57311832302739

NPSH: 4,54453389652956 Débit [m³/h]: 25,370161505241

Calcul Automatique de NPSH

Pression min (Bar): 0,1719 Pression max (Bar): 0,3456

Nombre de lignes à calculer: 1000 Le pas: 1,73873873873874E-04

Calculer

	P	N	Delta-P	v	h
993	0,344382882882875	2934,81842596043	13,031709859549	1,27067333010313	2,0634724
994	0,344556756756749	2935,55920589054	13,0382893789998	1,27099406180236	2,064514
995	0,344730630630623	2936,29979893412	13,0448688984507	1,27131471258627	2,0655561
996	0,344904504504496	2937,04020523254	13,0514484179016	1,27163528251609	2,0665975
997	0,34507837837837	2937,780424927	13,0580279373525	1,27195577165295	2,0676397
998	0,345252252252244	2938,52045815851	13,0646074568034	1,27227618005789	2,0686815
999	0,345426126126118	2939,26030506792	13,0711869762543	1,27259650779191	2,0697233
1000	0,345599999999992	2939,99996579589	13,0777664957051	1,2729167549159	2,0707652

Quitter

Calcul de NPSH

Calcul NPSH

Pression (Bar): 0,3456 Vitesse de Rotation (T/min): 2939,99996579592

Delta_P (Bar): 13,0777664957055 Vitesse d'écoulement (m/s): 1,27291675491593

Perte de charge [m]: 2,07076520900061 Hauteur d'aspiration [m]: 7,17318029341632

NPSH: 8,70388261507533 Débit [m³/h]: 35,9726274939242

Calcul Automatique de NPSH

Pression min (Bar): 0,1719 Pression max (Bar): 0,3456

Nombre de lignes à calculer: 500 Le pas: 3,4809619238477E-04

Calculer

	h	Ha	NPSH	Q
494	2,05825087767117	7,14191702323138	8,65387040603489	35,8637654226575
495	2,06033659955941	7,14712756826222	8,66220577420833	35,8819320370612
496	2,06242232144765	7,15233811329306	8,67054114238177	35,9000894585675
497	2,06450804333589	7,1575486583239	8,67887651055521	35,9182377011181
498	2,06659376522413	7,16275920335474	8,68721187872865	35,9363767786193
499	2,06867948711237	7,16796974838558	8,69554724690209	35,9545067049426
500	2,07076520900061	7,17318029341642	8,70388261507553	35,9726274939242

Quitter

Figure IV. 12 - Interface de calcul des paramètres de l'installation de pompage

Le modèle de la pompe centrifuge proposé est représenté par la **figure IV.13**

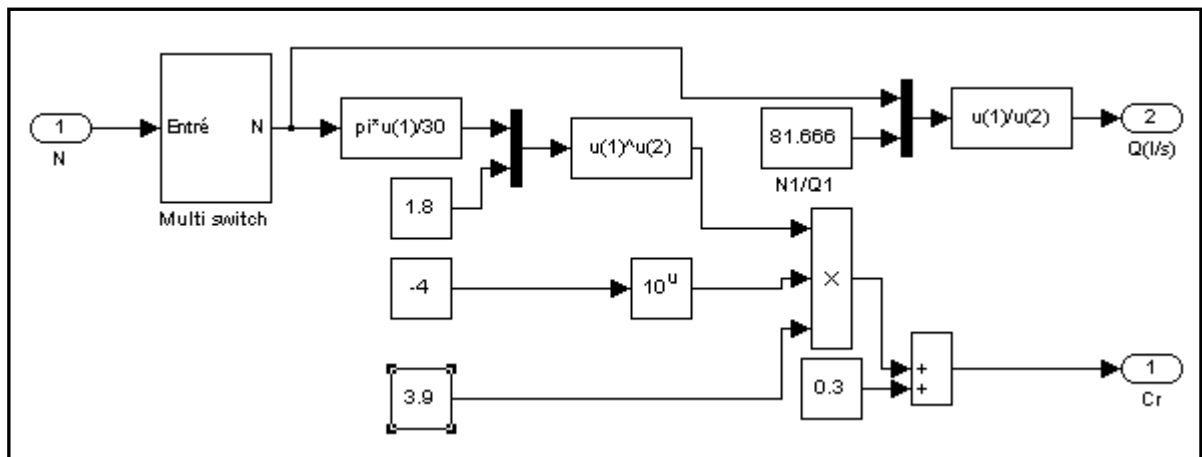


Figure IV.13 - Modèle de la pompe centrifuge

IV.4 – MODELISATION GLOBALE DU SYSTEME DE POMPAGE

On regroupant tous les modèles précédents, on obtient le modèle du système global (**figure IV.14**)

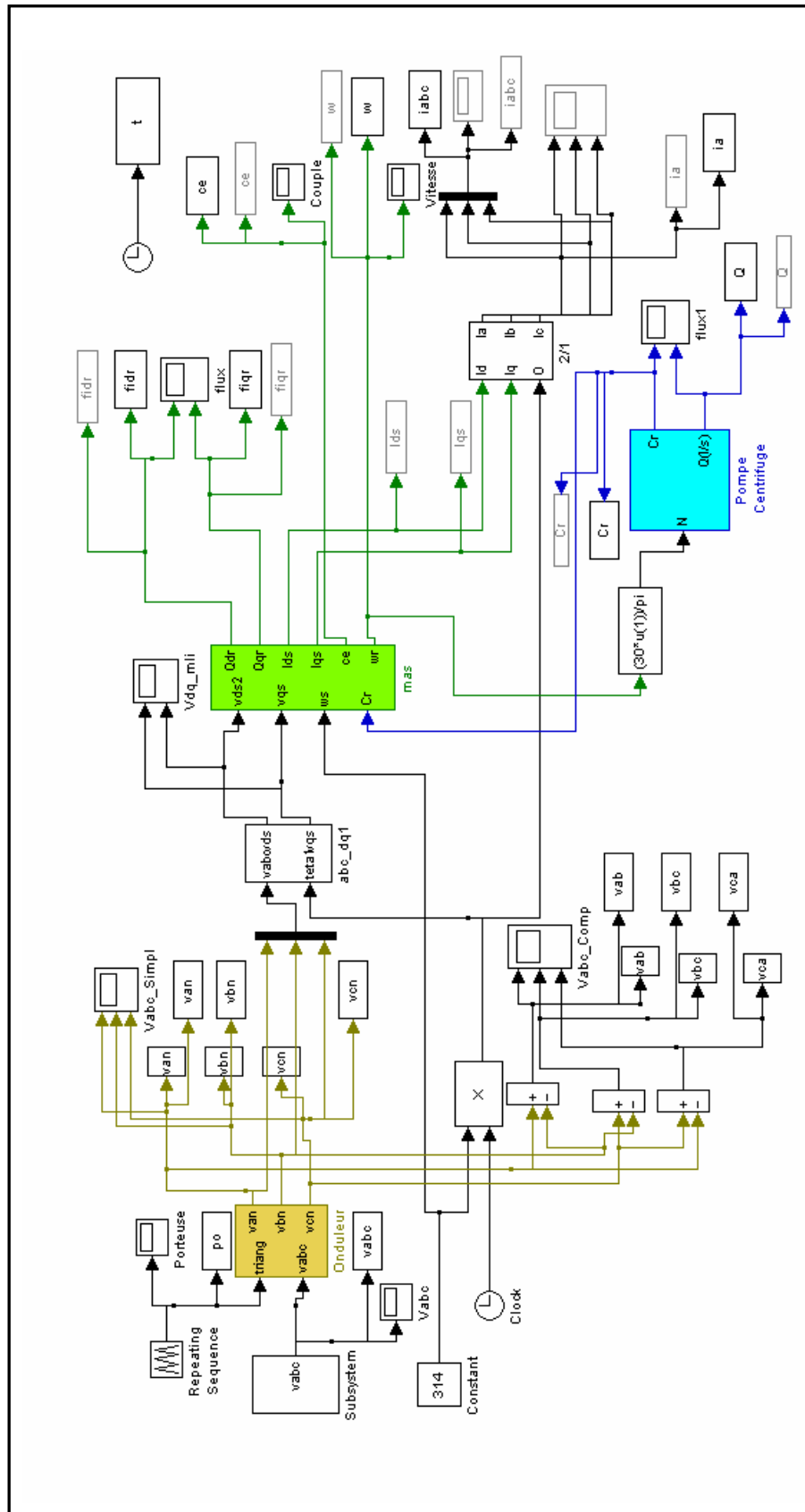


Figure IV.14- Modèle du système global de pompage

IV.5 - SIMULATION DU SYSTEME

IV.5.1 - Introduction

La simulation est un moyen efficace et économique, utilisée pour faire des études préliminaires et/ou comparatives, tant au stade du développement (conception), qu'au cours du fonctionnement normal des systèmes. Aussi, l'utilisation d'un simulateur performant peut considérablement augmenter les capacités d'un système expert.

Plusieurs outils (spécialisés ou non) de simulation sont utilisés dans le domaine des machines électriques et de l'électronique de puissance [19] : ATOSEC5, EMTP, SPICE, SIMNON, MATLAB, etc. [9]

Dans notre étude on a opté l'utilisation du logiciel MATLAB pour réaliser la simulation de notre système qui représente une installation de pompage au niveau de l'entreprise ASMIDAL (Annaba) à l'unité (NH₃).

La simulation qu'on a faite nous a permis d'obtenir les résultats suivants:

IV.5.2 – Résultat de simulation du système sans la variation de vitesse

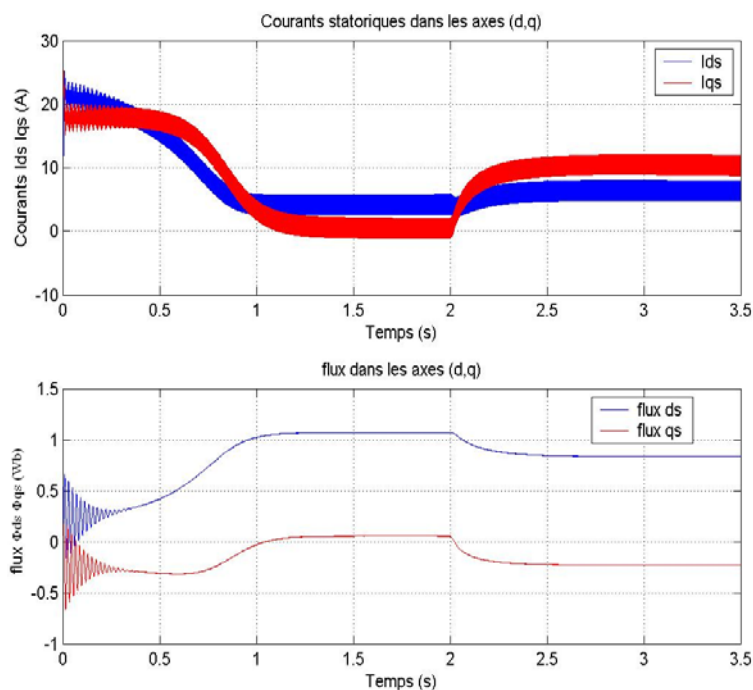


Figure IV.15 - Courant statorique et flux magnétique selon les axes (d, q) dans un fonctionnement à vide et sous charge (charge appliquée à l'instant $t = 2s$)

La **figure IV.15** illustre le régime transitoire et permanent du courant statorique et flux magnétique du moteur de la pompe centrifuge à vide et en charge dans le plan d-q.

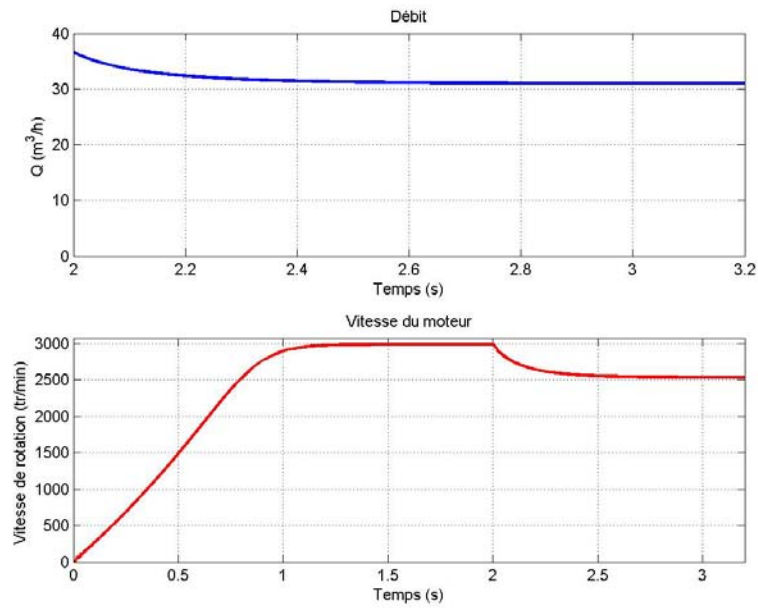


Figure IV.16 - Débit de la pompe correspond à une vitesse de 2500 tr/min

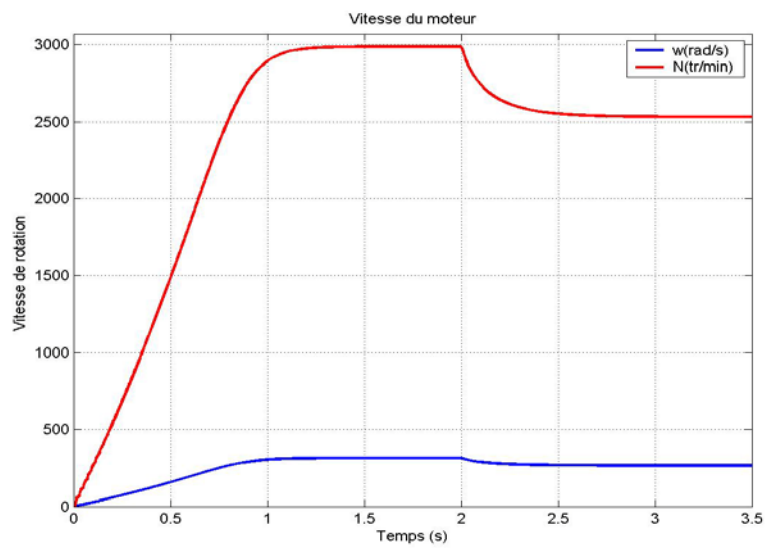


Figure IV.17 - Vitesse de rotation et vitesse angulaire du moteur dans un fonctionnement à vide et sous charge (charge appliquée à l'instant $t = 2s$)

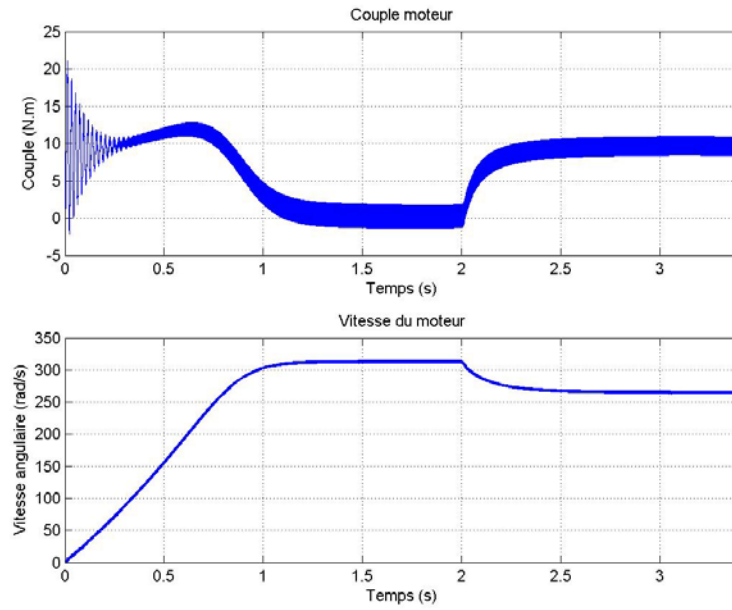


Figure IV.18 - Couple moteur et vitesse angulaire du moteur dans un fonctionnement à vide et sous charge (charge appliquée à l'instant $t = 2s$)

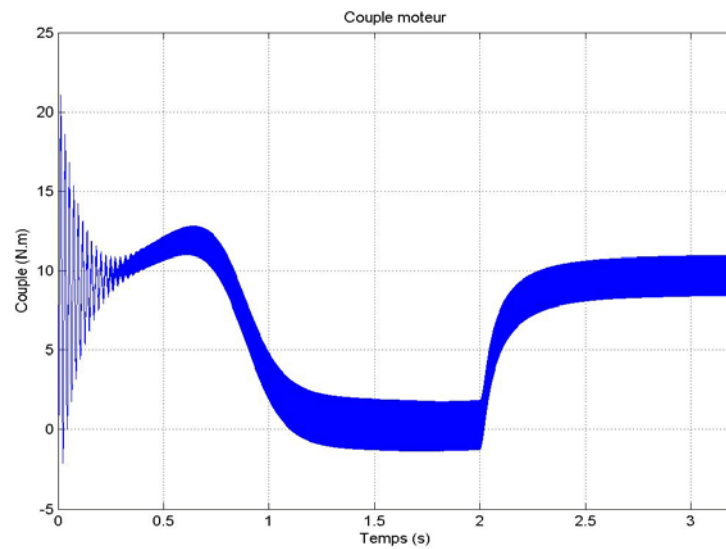


Figure IV.19 - Couple moteur dans le fonctionnement à vide et sous charge (charge appliquée à l'instant $t = 2s$)

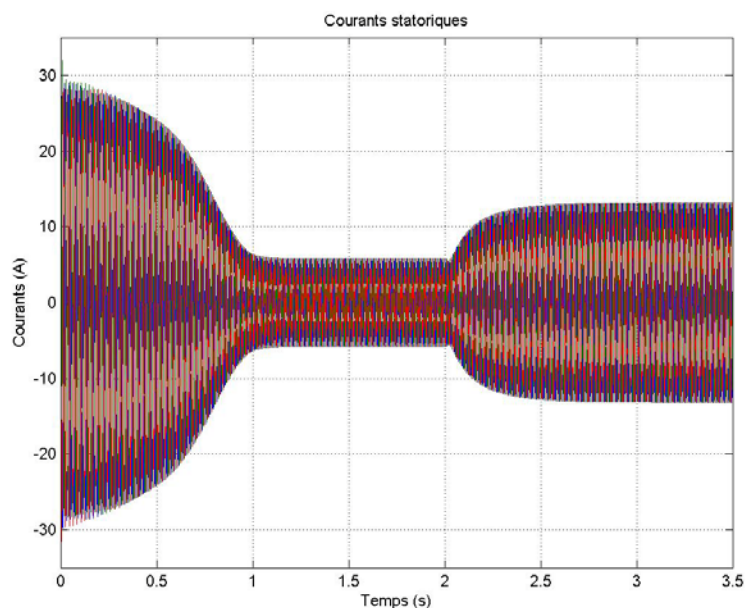


Figure IV.20 - Courant statorique du moteur dans un fonctionnement à vide et sous charge (charge appliquée à l'instant $t = 2s$)

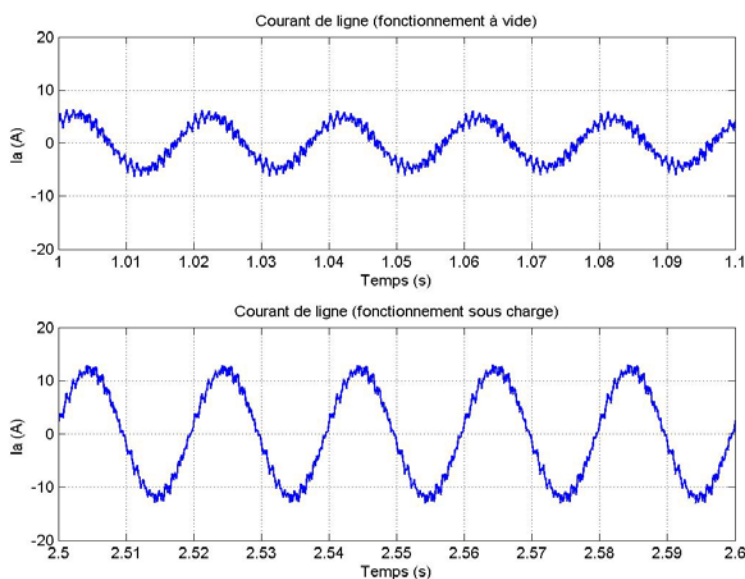


Figure IV.21 - Courant de ligne (fonctionnement à vide et sous charge)

La **figure IV.16** montre la relation de la vitesse de rotation de la pompe avec son débit, où on peut voir un débit égale à $31 \text{ m}^3/\text{h}$ pour une vitesse de $2500 \text{ tr}/\text{min}$. On peut voir également à partir de ces allures et celle de la **figure IV.17** la baisse de la vitesse du moteur au moment où on introduit la charge (la pompe centrifuge). Parallèlement on constate l'accroissement de la courbe du couple moteur (électromagnétique) (à l'instant $t = 2s$) dans les **figures VI.18, IV.19**, cela prouve que le couple est inversement proportionnel à la vitesse du moteur, mais il est proportionnel au courant statorique du moteur, comme le montre les **figures VI.20 et VI.21**.

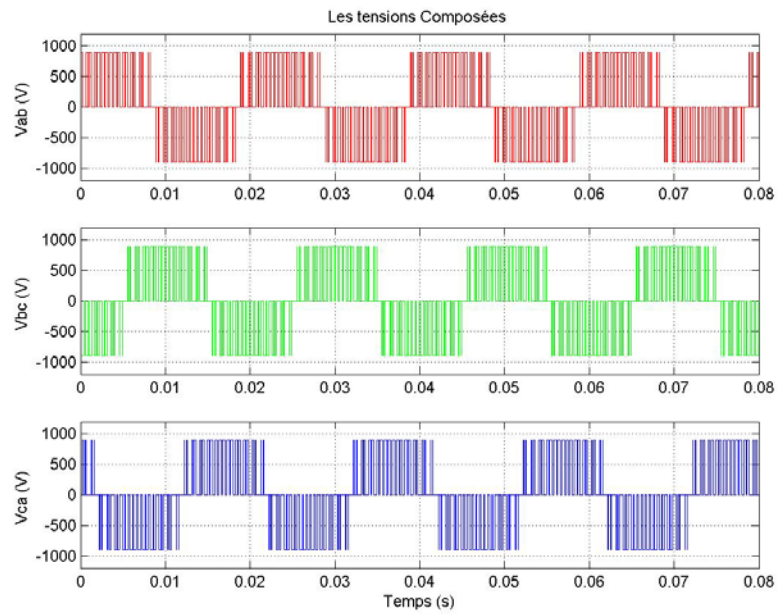


Figure IV.22 – Tension composées des 3 phases (fonctionnement sous charge)

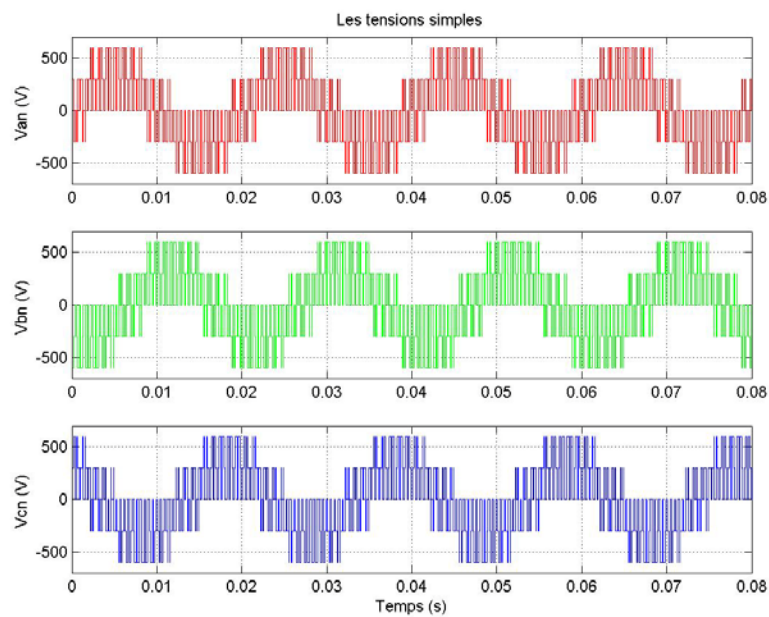


Figure IV.23 – Tension simple des 3 phases (fonctionnement sous charge)

Les deux **figures IV.22** et **IV.23** représentent respectivement l'allure des tensions composées et simples des trois phases du moteur fonctionnant en charge.

IV.5.3 - Résultat de simulation du système avec la variation de vitesse

La deuxième tranche des résultats de simulation consiste au nouveau système c'est-à-dire après l'application de l'entraînement à vitesse variable.

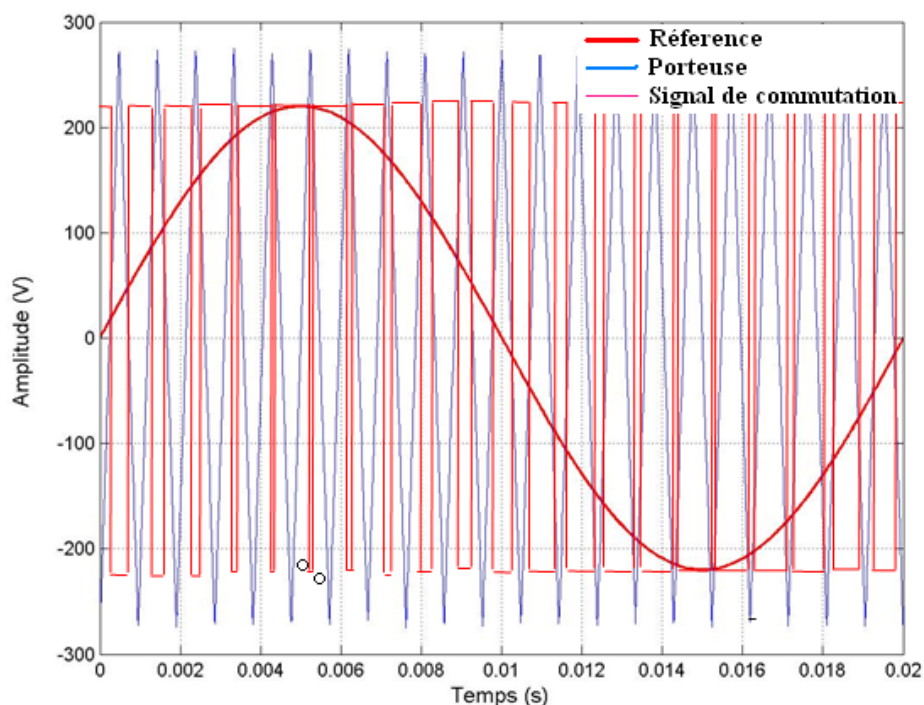


Figure IV.24 – Représentation de la porteuse et la référence et Détermination des instants de commutation de la commande MLI pour notre système

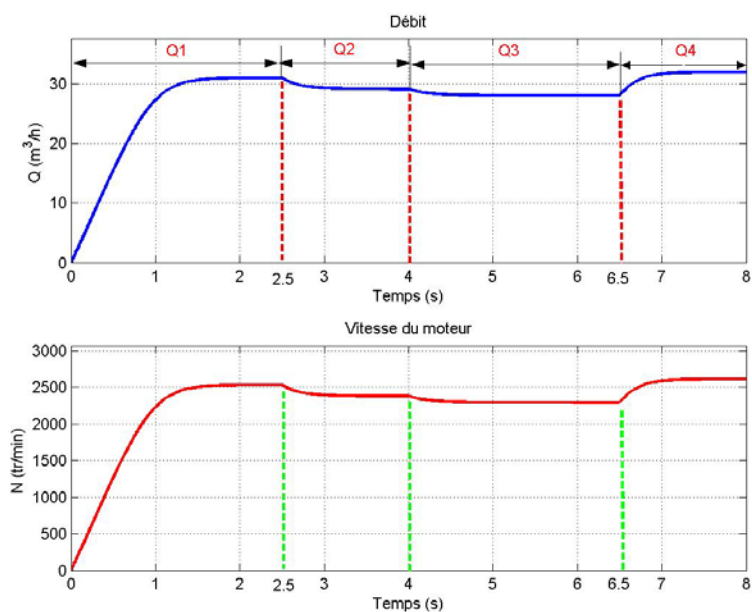


Figure IV.25 - Variation de vitesses de la pompe correspond à la variation de son débit

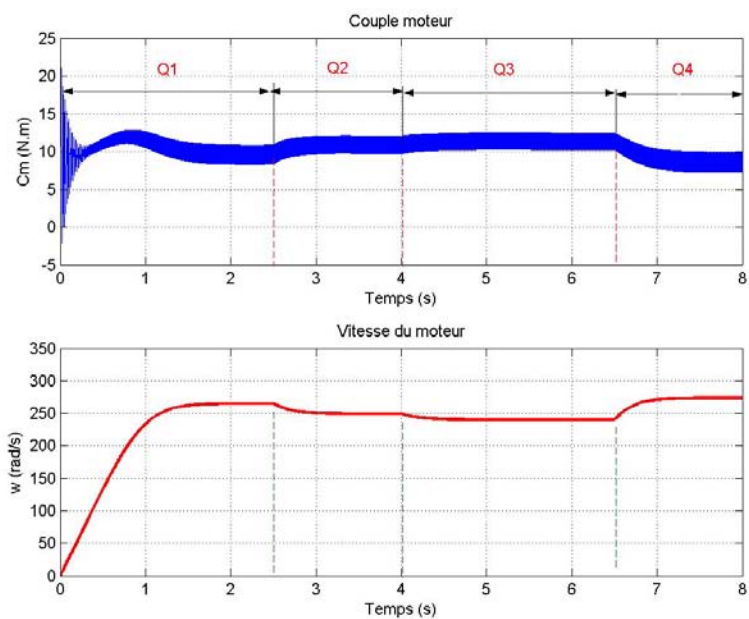


Figure IV.26 - Couple du moteur qui fonctionne sous charge avec variation de vitesse

La **figure IV.25** présente bien la variation de la vitesse de la pompe en fonction de la variation de son débit.

Le **tableau IV.4** donne des valeurs de la vitesse correspondantes au débit comme illustrées dans la figure précédente.

Tableau IV.5 - Variation de la vitesse de la pompe en fonction du débit

Vitesse de rotation de la pompe (tr/min)	2532	2205	2073	2777
Débit de la pompe (m³/h)	31	27	25,38	34

La simulation nous a permis aussi de voir la variation du couple moteur en fonction de la vitesse de la pompe et qu'il est inversement proportionnel à cette dernière et au débit. Cela est très clair dans la **figure IV.26**

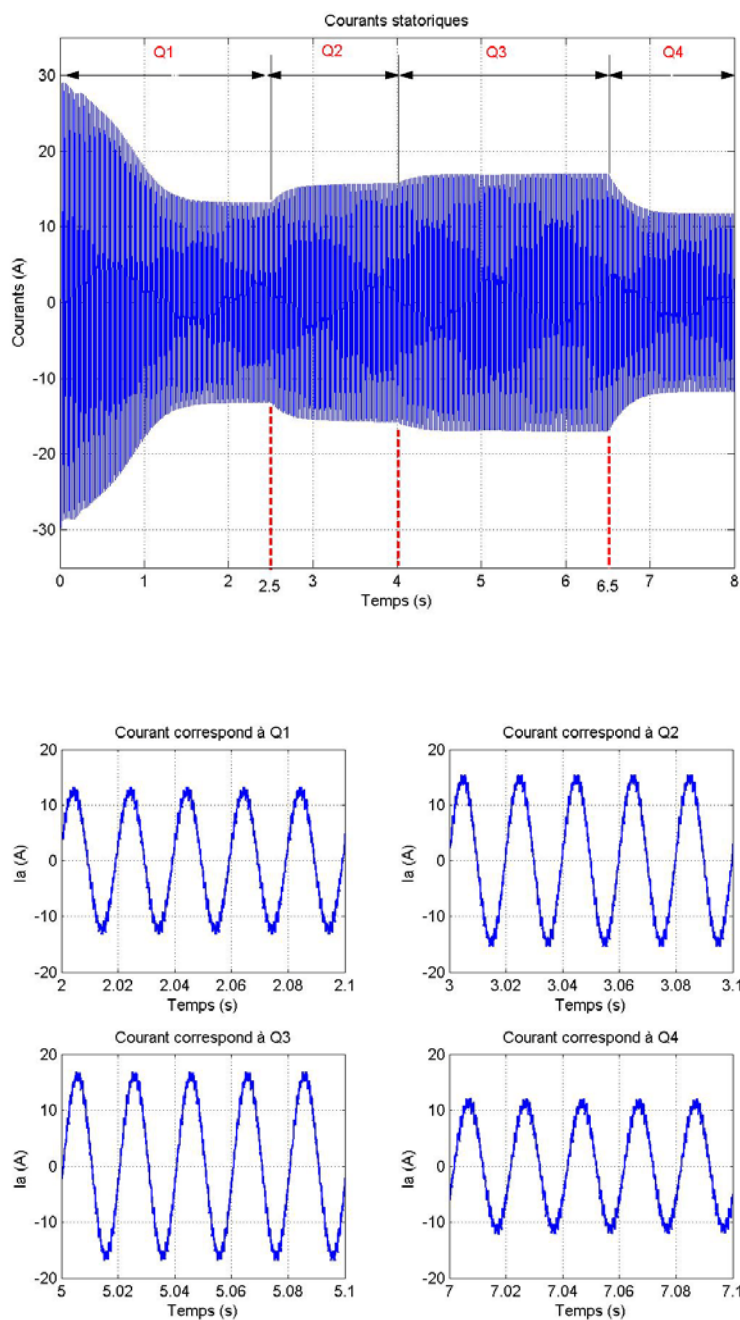


Figure IV.27 - Courant statorique du moteur qui fonctionne sous charge avec variation de vitesse

Le courant statorique résulte de cette variation de vitesse est illustré dans la **figure IV.27** qui est proportionnel au couple moteur évoluant avec la variation du débit de la pompe.

La **figure IV.28** nous montre le résultat final de l'utilisation de l'entraînement à vitesse variable représenté par les profils de charge.

Cela nous prouve que cette technique est susceptible d'améliorer l'efficacité énergétique de la pompe centrifuge et de réduire les pertes énergétiques, comme illustré par ce profil de charge.

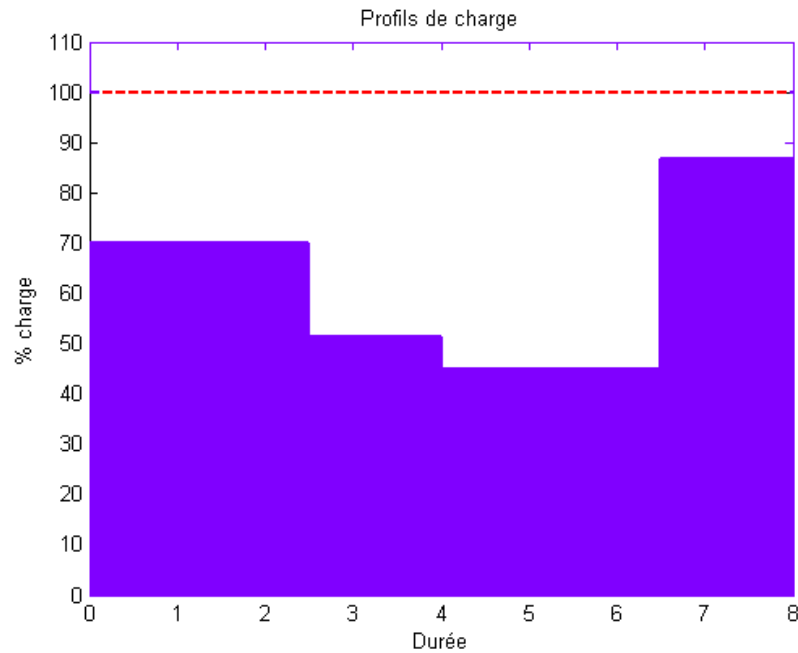


Figure IV.28 - Profils de charge de la pompe entraînée à vitesse variable

CONCLUSION

Pour qu'on puisse faire la simulation de notre système il faut d'abord le modéliser partie par partie.

Ce chapitre traite la modélisation des principales parties du système de pompage proposé (convertisseur – moteur – pompe centrifuge) à l'aide du logiciel MATLAB/Simulink. Les modèles de cet ensemble sont illustrés.

Pour varier la tension et la fréquence de sortie de l'onduleur de tension utilisé, nous avons opté pour la commande en MLI, cela nous permet donc d'obtenir un entraînement à vitesse variable.

A la fin de ce chapitre les résultats obtenus confirment la fidélité de la modélisation effectuée, la robustesse de l'environnement de simulation ainsi que la possibilité d'optimiser le système et minimiser les pertes d'énergie.

CONCLUSION GENERALE

Le mode actuel de vie a créé à l'échelle mondiale une forte demande d'énergie qui entre dans tous les domaines, notamment le domaine industriel.

Il importe d'avoir présent à l'esprit le fait que les pompes consomment dans le monde entier environ 20% de l'énergie.

Les pompes centrifuges sont largement utilisées en raison de leur fonctionnement relativement simple et de leur prix abordable.

Donc, notre contribution consiste à étudier une des solutions importantes pour optimiser cette énergie consommée par les pompes centrifuges et réduire les pertes.

Nous avons trouvé qu'on peut atteindre cet objectif si on changera la commande classique des moteurs électriques de ses pompes par une commande souple nous permettant à varier la vitesse d'entraînement d'une façon satisfaisante aux exigences du système en matière de procédé.

L'élément essentiel qui s'impose pour assurer cette variation est l'onduleur. C'est un convertisseur statique assurant la transformation continue – alternative. Celui utilisé dans ce travail est un onduleur triphasé autonome à fréquence variable de type MLI opéré en source de tension ; il génère une tension à fréquence et à amplitude variable nécessaire pour faire tourner à vitesse variable le moteur asynchrone.

Les pompes centrifuges ne peuvent atteindre leur efficacité énergétique maximale qu'à une pression et un débit donnés, pour cette raison il nous faut tout un système de régulation qui assure la variation de la vitesse du moteur d'une façon automatique dépendant de ses deux paramètres de la pompe mesurés par des capteurs (de pression et de débit).

Les valeurs de la vitesse correspondantes à ces deux paramètres essentiels sont présentés dans ce travail par un programme informatique résultant d'une étude basée sur des calculs hydrauliques au niveau de l'installation de pompage de l'unité d'ammoniac à ASMIDAL et exactement au niveau des pompes P-102 destinées à alimenter en ammoniac les unités d'acide nitrique, acide nitrate et d'acide phosphate.

Après avoir défini tous les paramètres du système moteur de cette installation, les principales composantes structurelles sont modélisées et implantées dans l'environnement de simulation MATLAB/Simulink.

Après la simulation nous avons obtenu des résultats satisfaisants et clairs confirmant que l'utilisation de l'entraînement à vitesse variable des pompes centrifuges est une optimale solution malgré sa complexité et son prix relativement élevé.

CONCLUSION GENERALE

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] PEEIC (Programme d'Economie d'Énergie dans l'Industrie Canadienne), « **Guide d'évaluation du rendement du systèmes moteurs éconergétiques** ». Ressources naturelles Canada 2004.
- [2] ASUAJE. M, « **Méthodologie et optimisation dans la conception et l'analyse des performances des turbomachines a fluide incompressible** ». Thèse de doctorat de l'école nationale supérieure d'arts et métiers, centre de paris. Juillet 2003.
- [3] Hydro Québec, « **Les économies d'énergie électrique dans les systèmes de pompage** ». Bibliothèque nationale du Québec 1993.
- [4] YOUNES. R, « **Pompes** ». www.ryounes.net, 2005/2006
- [5] PEEIC, « **Guide de planification et de gestion de l'efficacité énergétique** ». Ressources naturelles Canada 2002.
- [6] PAULY. C, (TECHNIQUE COMPACT), « **Pompes et systèmes (seul le retour sur investissement compte)** ». Directoire Recherche et Développement. Décembre 2002.
- [7] CHAURETTE. J, « **Introduction à la vitesse spécifique des pompes centrifuges**». Fluide Design Inc, www.fluidedesign.com . Avril 2003.
- [8] ETXEBERRIA- OTADUI. I, « **Sur les système de l'électronique de puissance dédiés a la distribution électrique – application a la qualité de l'énergie** ». Thèse de doctorat de l'institut national polytechnique de Grenoble. Septembre 2003.
- [9] DOUMBIA. M.L, « **Outil d'aide à la conception des système d'entraînement de machine électrique, exemple d'application** ». Thèse de Ph.D de l'école polytechnique de Montréal. Mai 2000.
- [10] BOUBACAR. N, « **Conception techno - économique d'un système de pompage autonome photovoltaïque – aérogénérateur** ». Mémoire de M.Sc.A. de l'école polytechnique de Montréal. Février 1999.
- [11] WILDI. T, « **Electrotechnique** ». 3^{ème} édition, De Boeck, Canada.1999.
- [12] LEONHARD. W, « **Adjustable-Speed AC Drives** ». Proceeding of the IEE, Vol.76, No 4. April 1988.
- [13] BONAL. J, « **Entraînement électrique à vitesse variable** ». Technique et documentation Lavoisier, Paris.1997.
- [14] FINK. G. D., BEATY. H. W, « **Standard handbook for Electrical Engineers** ». Thirteenth edition. Mc Graw-Hill inc.1993.

- [15] JARC. D. A., NOVOTNY. D. W, « **A Graphical Approach to AC Drive Classification** ». IEEE Industry Application Society Annual Meeting Conference Record, 1986.
- [16] BOSE. B. K, « **Modern Power Electronics: Evolution, Technology and Application** ». IEEE Press. New-York. 1991.
- [17] CHHAYA. S, « **Expert System Aided Automated Design of AC Drive System**». Ph.D. Thesis, University of Tennessee, Knoxville. 1995.
- [18] CHEN. D., BOSE. B. K, « **Expert System Based Automated Selection of Industrial AC Drive** ». IEEE/IAS Annual Meeting Conference Record. 1992.
- [19] MOHAN. N, UNDELAND. T et ROBBINS. W, « **Simulation of Power Electronic and Motion Control Systems – An Overview** ». Proceeding of the IEEE, Vol. 82, No 8, August, 1989.
- [20] STPANOFF. A. J, « **Pompe Centrifuges et pompes Hélices** ». Dunod. Paris. 1961

ANNEXE