

*République Algérienne Démocratique et Populaire*  
*Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique*

*Université de Ghardaïa*



N° d'ordre :  
N° de série :

Faculté des Sciences et Technologies  
Département d'automatique et électromécanique

**Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de**

**MASTER**

**Domaine :** *Sciences et Technologies*

**Filière :** *Electromécanique*

**Spécialité :** *Maintenance Industriel*

**Par :** MEDJEDOUB Mohammed  
ZEGAIT Brahim

***Thème***

***Etude et Réparation des Défaits d'Equilibrage des Moteurs  
Electrique Asynchrone de l'Unité de Boosting Sonatrach Hassi Rmel***

**Soutenu publiquement le .././2019**

**Devant le jury :**

<b>SEBA Hadj Yahia</b>	<b>MCB</b>	<b>Université</b>	<b>Président</b>
<b>MEDOUKALI Hamza</b>	<b>MAB</b>	<b>Université</b>	<b>Examinateur</b>
<b>FIHAKHIR Amine</b>	<b>MAB</b>	<b>Université</b>	<b>Examinateur</b>
<b>ZETANI Brahim</b>	<b>MAB</b>	<b>Université</b>	<b>Encadreur</b>

**Année universitaire 2018/2019**

# Dédicaces

---

Dédicaces :

Je dédie ce modeste travail à :

Celle qui ne pense qu'à moi : ma très chère mère ;

Celui qui n'a cessé de m'aider avec indéfectible soutien :

Mon cher père ;

Mes frères ;

Mes sœurs ;

Toute ma grande famille ;

Tous mes amis.

A toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Mohammed, Brahim

# Remerciements

Nous tenons à remercier en premier lieu et très chaleureusement notre promoteur, le M<sup>r</sup> ZITANI pour avoir accepté de diriger notre travail, pour ses précieux conseils, pour son esprit d'ouverture et sa disponibilité. Grâce à lui, notre travail s'est déroulé dans les meilleures conditions.

Merci M<sup>r</sup> ZITANI pour votre volonté, votre conscience professionnelle et votre sérieux.

Nous remercions également le Département des Sciences et Technologies pour son excellent travail afin de faire de cette division un succès.

Nous remercions également DAIRA HALIM,

Et à la fin merci à nos amis qui ont contribué de près ou de loin.

*Table des*  
*Matières*

Introduction générale .....	02
<b>Chapitre I : Généralité</b>	
<b>I-1.</b> Introduction.....	05
<b>I-2.</b> Situation géographique.....	05
<b>I-3</b> Historique.....	06
<b>I-4</b> Répartition des installations de Hassi R'mel.....	06
<b>I-5.</b> Divisions de Sonatrach Hassi R'mel.....	07
<b>I-6.</b> Fonction maintenance au sein de Sonatrach.....	08
<b>I-6-1.</b> Définition de la maintenance.....	08
<b>I-6-2.</b> Différents types de la maintenance .....	09
<b>I-7.</b> Présentation de service mécanique de Sonatrach Hassi R'mel .....	11
<b>I-8.</b> Machines tournantes utilisé à Sonatrach Hassi R'mel.....	11
<b>I-9.</b> Conclusion.....	12
<b>Chapitre II : Généralités sur les moteurs asynchrones</b>	
<b>II-1.</b> Introduction .....	14
<b>II-2.</b> Historique.....	14
<b>II-3.</b> Définition .....	14
<b>II-4.</b> Eléments de constitution de la machine asynchrone.....	15
<b>II-5.</b> Fonctionnement du moteur asynchrone .....	19
<b>II-6.</b> Démarrage des moteurs.....	20
<b>II-6-1.</b> Démarrage direct.....	21
<b>II-6-2.</b> Démarrage étoile-triangle .....	21
<b>II-7.</b> Caractéristique du moteur asynchrone.....	24
<b>II-7-1.</b> Fonctionnement à vide.....	24
<b>II-7-2.</b> Fonctionnement en charge.....	24
<b>II-8.</b> Plaque signalétique .....	25
<b>II-9.</b> Utilisation du moteur asynchrone.....	26
<b>II-10.</b> Avantages et inconvénients du moteur asynchrone.....	26
<b>II-11.</b> Conclusion.....	27

**Chapitre III : Technique d'équilibrage**

**III-1.** Introduction.....29

**III-2.** Force centrifuge et déséquilibre.....29

**III-2-1** Force centrifuge.....29

**III-2-2.** Rotor équilibré et rotor déséquilibré.....29

**III-3.** Déséquilibre (balourd) .....31

**III-4.** Correction du balourd.....33

**III-5.** Techniques utilisées pour l'équilibrage.....36

**III-6.** Méthodes d'équilibrage.....39

**III-7.** Qualité d'équilibrage.....43

**III-8.** Étapes d'équilibrages dans l'atelier.....45

**III-9.** Taches de travail à l'atelier pour l'équilibrage d'un moteur asynchrone.....50

**III-10.** Conclusion.....59

**Chapitre IV : Modélisation et correction du déséquilibre**

**IV-1.** Introduction.....61

**IV-2** Équilibrage statique ; mesure et calcul.....61

**IV-3.** Équilibrage dynamique ; mesure et calcul .....64

**IV-4.** Méthodes alternatives proposée .....68

**IV-4-1.** Equilibrage sur un plan avec 3 masses (sans angle de phase) .....68

**IV-5.** Programme d'équilibrage "Stand Alone".EXE.....72

**IV-6.** Rapport utilisé dans la simulation.....73

**IV-7.** Conclusion.....73

Conclusion générale.....75

Références bibliographiques.....77

Annexe.....79

*Liste des*  
*Figures*

## Chapitre I : Généralité

Fig. I-1. Gisement Hassi R'mel.....	05
Fig.I-2. Organigramme de la maintenance.....	09
Fig. I-3. Maintenance prédictive off line.....	10
Fig. I-4. Maintenance prédictive on line.....	10
Fig. I-5. Machine tournante.....	12

## Chapitre II : Généralité sur les moteurs asynchrone

Fig.II-1. Eléments de constitution de la machine asynchrone.....	15
Fig.II-2. Stator d'une machine asynchrone.....	16
Fig.II-3. Coupe schématique de la constitution du stator.....	17
Fig.II-4. Rotor bobiné.....	18
Fig.II-5. Rotor à cage.....	18
Fig.II-6. Principe de fonctionnement du moteur asynchrone.....	20
Fig.II-7 Schémas de puissance et les caractéristiques du démarrage direct.....	21
Fig.II-8. Démarrage étoile-triangle.....	23
Fig.II-9. Caractéristique du moteur asynchrone.....	24
Fig.II-10. Point de fonctionnement du moteur.....	25
Fig.II-11. Plaque signalétique.....	25

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

Fig.III-1. Rotor équilibré.....	30
Fig.III-2. Rotor déséquilibré.....	31
Fig.III-3. Disque tournant avec excentration $r$ du centre de masse $m$ .....	31
Fig.III-4. Valeur du balourd.....	32
Fig.III-5. Balourd statique. ....	33
Fig.III-6. Balourd dynamique.....	33
Fig.III-7. Correction du balourd.....	34

## Liste des figures

---

<b>Fig.III-8.</b> Correction polaire.....	35
<b>Fig.III-9.</b> Correction composée.....	35
<b>Fig.III-10.</b> Equilibreuse H6V. ....	38
<b>Fig.III-11.</b> Principe d'équilibrage sur site.....	39
<b>Fig.III-12.</b> Procédure d'équilibrage.....	41
<b>Fig.III-13.</b> Rotor a un balourd statique qui peut être déterminé par simple balancement sur des couteaux.....	42
<b>Fig.III-14.</b> Rotor a un simple couple de balourd qui ne peut être déterminé qu'en rotation...	43
<b>Fig.III-15.</b> Limite précision d'équilibrage (excentricité) .....	45
<b>Fig.III-16.</b> Degrés de qualité d'équilibrage pour divers groupes des rotors rigides représentatifs.....	45
<b>Fig.III-17.</b> Cinq possibilités de positionnement des rotors.....	46
<b>Fig.III-18.</b> Exemple du rotor à 2 plans de correction.....	47
<b>Fig.III-19.</b> Rotor d'un moteur asynchrone.....	50
<b>Fig.III-20.</b> Vérification du l'état de palier.....	50
<b>Fig.III-21.</b> Mesurer du poids. ....	51
<b>Fig.III-22.</b> Mesurer le long de rotor.....	51
<b>Fig.III-23.</b> Mesurer le diamètre de rotor.....	51
<b>Fig.III-24.</b> Préparation et réglage de la machine.....	52
<b>Fig.III-25.</b> Positionnement du rotor sur machine.....	53
<b>Fig.III-26.</b> Fixation de roulement de buté axiale sur le rotor.....	53
<b>Fig.III-27.</b> Contrôle de flexion du rotor.....	54
<b>Fig.III-28.</b> Installation d'une band réfléchissante.....	54
<b>Fig.III-29.</b> Méthode calcule isométrique de la tolérance.....	55
<b>Fig.III-30.</b> Configuration du coffret de mesure cab820.....	56
<b>Fig.III-31.</b> Chargement de la vitesse.....	57
<b>Fig.III-32.</b> Rotor en tolérance.....	57
<b>Fig.III-33.</b> Montage du demi-accouplement.....	58
<b>Fig.III-34.</b> Rapport du rotor nu et équipé.....	59

## Liste des figures

---

### Chapitre IV : Modélisation et correction du déséquilibre

<b>Fig.IV-1.</b> Arrangement simplifié utilisant uniquement un compteur de vibrations et un Accéléromètre.....	61
<b>Fig.IV-2.</b> Diagramme vectoriel.....	62
<b>Fig.IV-3.</b> Rotor montrant les plans de mesure.....	64
<b>Fig.IV-4.</b> Utilisation de l'unité de déclenchement.....	65
<b>Fig.IV-5.</b> Représentation vectorielle des niveaux de vibration.....	67
<b>Fig.IV-6.</b> Diagramme vectorielle initial.....	69
<b>Fig.IV-7.</b> Diagramme vectoriel.....	71
<b>Fig.IV-8.</b> Programme d'équilibrage "Stand Alone".EXE.....	73
<b>Fig.IV-9.</b> Rapport utilisé.....	73

### Liste des tableaux

<b>Tableau IV-1.</b> Mesure des niveaux de vibrations et les angles de phase.....	67
---	----

*Introduction*

*Générale*

# Introduction générale

---

## Introduction générale

Les moteurs asynchrones sont considérés comme l'une des fiertés de notre ère industrielle, on les retrouve partout et dans chaque processus industriel, et ceci grâce à leurs robustesses et leur coût le moins cher parmi les moteurs, en outre l'utilisation de l'énergie électrique et tous ces avantages.

Comme toute machine, les moteurs asynchrones ne sont pas à l'abri des pannes de différents types : électriques, mécaniques, au niveau du rotor, au niveau du stator. Et pour différentes causes : défaut de fabrication, utilisation non conforme, les réparations mal exécutées.....,et cela se traduit par une grande parties des travaux de maintenances pour remettre à niveau ces moteurs, commençant par l'instauration d'une maintenance préventive par les biais des révisions périodiques, le graissage, le test de niveau des vibrations, et équilibrage si nécessaire, en outre d'une maintenance curative lorsque des pannes d'arrêt se manifestent.

Durant notre stage pratique effectué au sein de la société SONATRACH Hassid R'mel, dont le département de maintenance central dispose d'un atelier spécialisé dans les moteurs asynchrone, permis les interventions les plus importantes sur ces moteurs on note l'opération d'équilibrage qui constituera le point principal de ce travail, car le déséquilibre est la cause la plus fréquente des vibrations excessives dans les machines tournantes.

Le déséquilibre génère des forces proportionnelles au carré de la vitesse de rotation de la machine, pour cette raison la réduction de ces vibrations par l'équilibrage est très importante car elle contribue à la prolongation de la durée de vie des moteurs et en particulier les moteurs qui tournent à hautes vitesses.

Au cours des quatre dernières décennies, diverses techniques de l'équilibrage ont été introduite pour corriger le déséquilibre des rotors, mais la méthode d'équilibrage utilisée par l'atelier de maintenance de SONATRACH Hassi R'mel est celle dite "technique de mesure de l'amplitude de vibrations avec l'angle de phase". Cette méthode qui sera analysée dans ce travail avec le mode de calcul qui va avec. Cependant, dans certains cas l'équilibrage doit être effectué sans l'utilisation des mesures d'angle de phase, ceci peut être simplement dû à la forme du rotor à équilibrer. Pour ces types de cas, on a développé un programme MATLAB qui donne la correction en utilisant les

## **Introduction générale**

---

mesures d'amplitudes de vibrations seulement sans les mesures d'angle de phase, cette méthode d'équilibrage et connue par " la technique de mesure de vibration sans angle de phase" et ceci sera considéré comme notre contribution par ce travail qui est organisé comme suit :

Le premier chapitre : intitulé " Généralité" qui contient une présentation du service maintenance de SONATRACH Hassi R'mel.

Le second chapitre : intitulé " Généralité sur les moteurs asynchrones ." Ce chapitre expose le principe de fonctionnement des moteurs asynchrones, leurs utilisations, leurs avantages, leurs inconvénients, ainsi que les défauts rotoriques des moteurs asynchrones.

Le troisième chapitre : intitulé " Technique d'équilibrage" qui contient le principe théorique de l'équilibrage des rotors ainsi que les méthodes pratique effectuées durant le stage pratique à SONATRACH Hassi R'mel.

Le quatrième chapitre : intitulé " Modélisation et correction du déséquilibre". Il contient la partie calcule des méthodes d'équilibrage utilisées sur site, "avec angle de phase" ainsi celle propose "sans angle de phase," ainsi que le code de calcul MATLAB qui permet de donner les résultats de la correction. Ce code est élaboré sous forme d'un programme " Stand Alone".EXE.

*Chapitre I :*

*Généralités*

# Chapitre I : Généralité

## I-1 Introduction

Notre travail a commencer par un stage pratique au sein de la société de Sonatrach a Hassi R'mel, durant cette période de stage on a eu connaissance des différent parties de la société ainsi que le fonctionnement de cette branche régionale de Sonatrach, et sa contribution dans l'objectif global de production des hydrocarbures, dans ce qui suit on va définir la structuration et le fonctionnement de cette brache de la société Sonatrach

## I-2 Situation géographique

Le gisement Hassi R'mel se trouve à 550 km au sud d'Alger, entre les wilayas de Laghouat et de Ghardaïa. Il considéré l'un des premiers gisements de gaz naturel au monde avec un volume de gaz à condensat, estimé à près de 3000 milliards de mètres cube standard contenu dans une structure d'environ 80 km de long et 60 km de large.

Il est compris entre 2° 55' et 3° 50' de longitudes et 3° 50' de latitudes Nord. Dans cette région relativement plate du Sahara l'altitude moyenne est d'environ de 750 m au-dessus du niveau de la mer. [1]

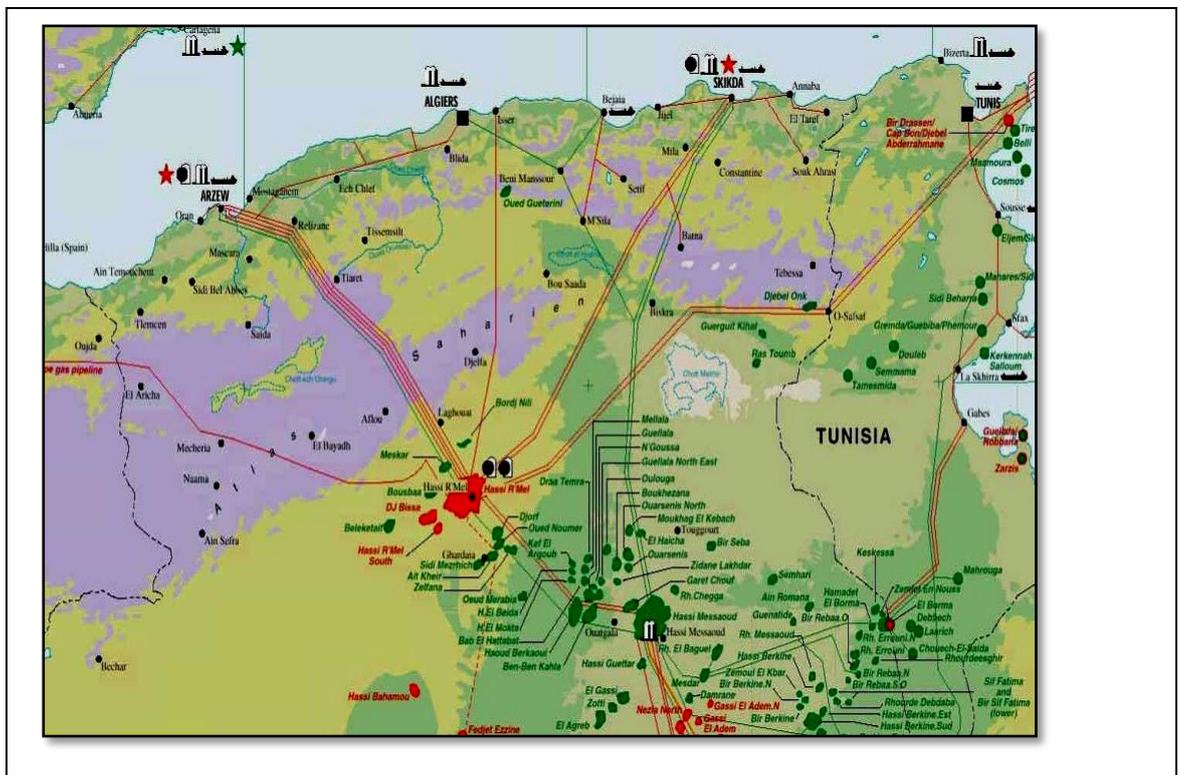


Fig.I-1. Gisement Hassi R'mel. [1]

# Chapitre I : Généralité

---

## I-3 Historique

**1951** : première campagne géophysique intéressant la région.

**1952** : le forage du premier puits d'exploration à quelques kilomètres de BERRIANE, mit en évidence la présence d'un trias gréseux qui présentait toutes les caractéristiques d'un réservoir recouvert d'un trias salifère pouvant jouer le rôle de couverture.

**1956** : sondage de HR1 à une dizaine de kilomètres à l'est du point d'eau de HASSI R'MEL. La profondeur de 2132 m fut atteinte et révéla la présence d'un réservoir de gaz humide sous une forte pression. Le puits HR1 venait d'être implanté sur le sommet de l'anticlinal, hypothèse vérifiée par la sismique de la même période.

Les forages qui suivirent confirmèrent l'existence d'un important anticlinal et permirent d'étudier avec plus de précision les niveaux géologiques ainsi que les caractéristiques de l'effluent.

**1957-1960** : furent forés HR2-HR3-HR4-HR5-HR6-HR7-HR8 et HR9, le gisement de HR a commencé à produire en 1961 le réservoir de HR présente une forme elliptique orienté sud-ouest nord. Il s'étend sur une superficie d'environ 3500km<sup>2</sup>. Les réserves prouvées en place sont évaluées à plus de 2800 milliards de m<sup>3</sup>. [11]

## I-4 Répartition des installations de Hassi R'mel

Pour une exploitation rationnelle du gisement de gaz, les unités de traitement de la région de Hassi R'mel sont réparties en trois secteurs étalés sur toute la superficie :

### a) Secteur Nord ; regroupant :

- Module 3 : unité de traitement de gaz.
- SCN : station de compression nord.
- CTH2 : centre de traitement d'huile.
- CTH4 : centre de traitement d'huile.

### b) Secteur centre ; regroupant :

- Module 0 : unité de traitement de gaz.
- Module 1 : unité de traitement de gaz.
- Module 4 : unité de traitement de gaz.
- CSTF : centre de stockages et transferts de condensat et GPL.
- SRGA : station de récupération de gaz associés.
- CTH 1 : centre de traitement d'huile.
- CTH 3 : centre de traitement d'huile

### c) Secteur Sud, regroupant :

# Chapitre I : Généralité

---

- Module 2 : unité de traitement de gaz.
- SCS : station de compression sud.
- HR Sud
- CTH Sud
- CTG Djebel Bissa

La capacité de production totale par jour avoisine de:

- 280 millions de m<sup>3</sup> de gaz de vente.
- 10 millions de tonnes de GPL.
- 30 millions de tonnes de condensat.

La capacité de réinjections pour chaque station de compression est de 90 millions de m<sup>3</sup> par jour avec une puissance de 600000 Chevaux. [1]

## I-5 Les divisions de Sonatrach Hassi R'mel

### I-5-1. Division production

C'est la division principale et contient plusieurs directions :

#### a-Direction engineering et production

Elle a pour objectif l'organisation et la mise en œuvre des services techniques opérationnels et d'intervention sur toutes les installations de surface des puits, la supervision des travaux d'entretien des équipements de fond des puits (puits de gaz et d'huile), ainsi que l'exploitation des CTH (centre de traitement d'huile).

#### b- Direction exploitation

Elle assure l'exploitation des unités de traitement et des stations de réinjection de gaz et veille à la réalisation du programme de production de la région.

#### c- Direction maintenance :

Elle est chargée de la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre des services de maintenance, besoins actuels et futurs de la région, dans les différentes activités : mécanique, électromécanique, instrumentation, et télécommunication.

#### d- Direction technique

Elle s'occupe de la maintenance des réseaux et collecte de transport de gaz et de la réalisation de nouveaux projets.

#### e- Direction logistique

Elle lance les projets dans le secteur de soutien et réalise les travaux non pétroliers, en l'occurrence de génie civil, entretien des locaux, électricité, bâtiment, plomberie et

# Chapitre I : Généralité

---

climatisation ainsi que le transport, maintenance des véhicules et engins et production d'eau potable et industrielle.

Les autres divisions assurent le support pour la division de production, ces divisions sont :

**Division sécurité** : Elle assure la sécurité du personnel et des installations industrielles de Hassi R'mel. Elle est organisée en équipes d'intervention et de prévention.

**Division finance** : Elle a pour objectif la prestation des services de trésorerie, de compatibilité générale, de comptabilité de gestion et de contentieux au niveau de la région.

**Division ressources humaines** : Elle assure l'organisation et le contrôle des activités de la région en matière de recrutement, formation, gestion du personnel, prestations sociales, activités culturelles et administration générale.

**Division approvisionnement** : Elle recouvre les activités d'achat et de la gestion des stocks.

**Division informatique** : Elle assure la gestion, le développement et la maintenance de l'outil informatique.

**Division intendance** : Elle a pour objectif la prestation des services de restauration et d'hébergement et la gestion des patrimoines mise à disposition.[1]

## I-6 Fonction maintenance au sein de Sonatrach

Aujourd'hui, la gestion de la maintenance s'est considérablement développée. Les énormes efforts sont engagés dans la maintenance des installations imposent de nouvelles approches. Il a été aussi démontré que la durée de vie des équipements et leurs taux de disponibilité dépendent essentiellement des programmes de maintenance appliqués. [11]

### I-6-1 Définition de la maintenance

D'après la norme **AFNOR X60-100**, la maintenance est définie comme étant l'ensemble des opérations permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé, donc maintenir c'est effectuer les opérations « réparation, dépannage, révision... », permettant ainsi l'assurance de la continuité pour la qualité de la production. [11]

# Chapitre I : Généralité

## I-6-2 Différents types de la maintenance

Il existe trois types essentiels de la maintenance.

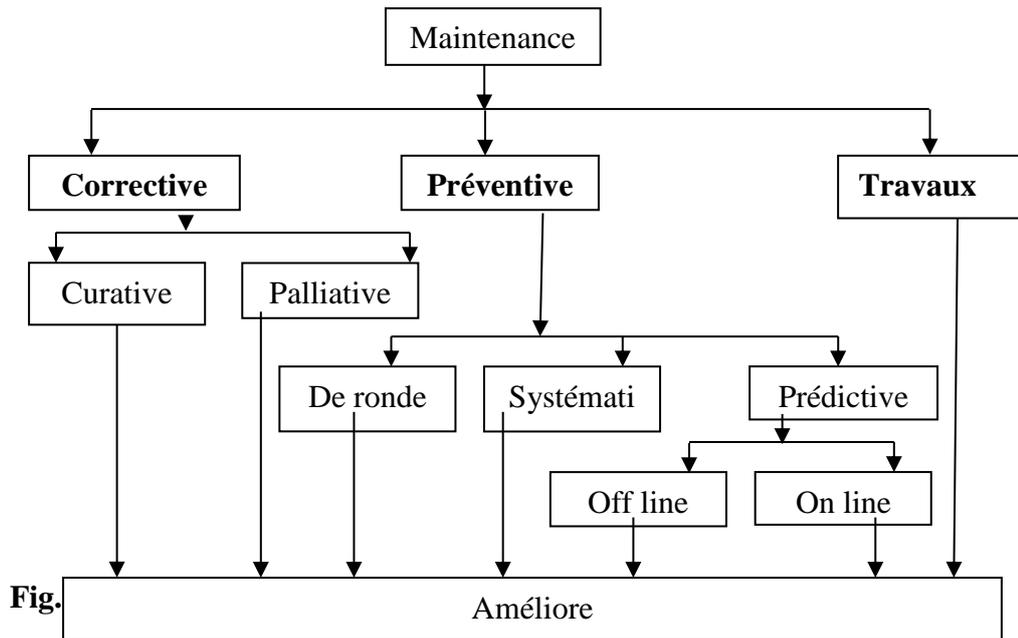


Fig.I-2. Organigramme de la maintenance. [2]

### I-6-2-1 Maintenance corrective

La maintenance corrective est l'opération de maintenance effectuée après défaillance, ce type de maintenance vise à intervenir à la suite d'une panne « curative » ou de réparer « palliative ». [11]

### I-6-2-2 Maintenance préventive

D'après la norme **AFNOR X60-010** c'est une maintenance effectuée dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un système, c'est une maintenance prévue, préparée et programmée avant la date probable d'apparition d'une défaillance.

Il existe trois formes de maintenance préventive :

#### a-1 Maintenance systématique

En s'appuyant sur une gestion rigoureuse, et sur une connaissance statistique de la vie des composants de chaque machine, on programme l'arrêt du matériel pour une révision systématique avant usure ou panne.

#### a-2 Maintenance de ronde

C'est une maintenance effectuée par la surveillance des équipements. [11]

# Chapitre I : Généralité

## a-3 Maintenance conditionnelle « prédictive »

D'après la norme **AFNOR X60-010**, la maintenance conditionnelle se définit auto diagnostic, information d'un capteur caractérisé par les mesures « vibration et bruit, huile, température ... ». [11]

### a-3-1 Types de maintenance prédictive

Il existe deux types de maintenance prédictive.

#### a-3-1-1. On Line

C'est un mode de maintenance prédictive où il est conçu pour faire de la surveillance à une salle de control pour permettre l'arrêt automatique des machines. Cette méthode coûte chère où elle est utilisée que pour les turbomachines ou pour des équipements stratégiques. [11]

#### a-3-1-1. Off Line

C'est le deuxième mode de la maintenance prédictive, il est conçu pour faire des contrôles assistés par des appareils portables. [11]

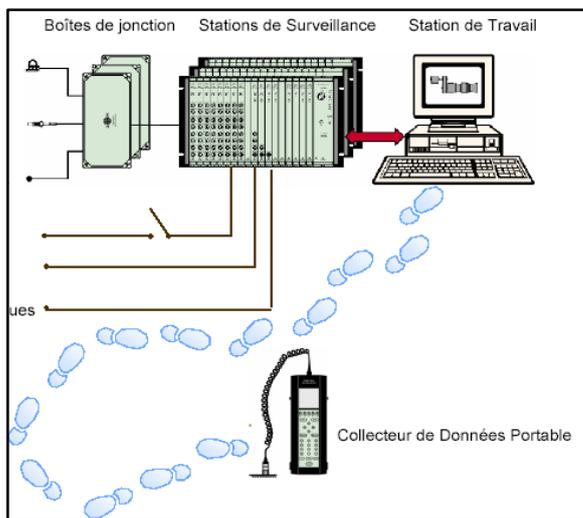


Fig. I-3. Maintenance prédictive off line

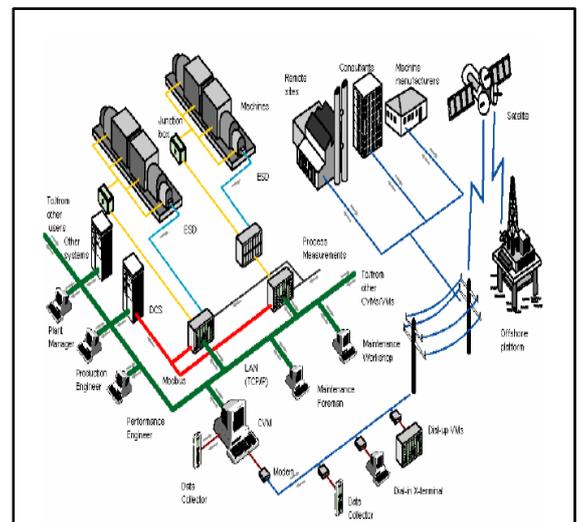


Fig. I-4. Maintenance prédictive on line

### a-3-2. Avantages et Inconvénients

#### a-3-2-1. Avantages

- Optimisation de la durée de fonctionnement.
- Optimisation de l'intervention (préparation).

# Chapitre I : Généralité

---

- Evaluation réelle de l'état de la machine.
- Evite les pertes de production.

## a-3-2-2. Inconvénients

- a.  Coût de l'investissement (homme / matériel).
- b.  Astreindre à un programme suivi. [4]

## I-7 Présentation de service mécanique de Sonatrach Hassi R'mel

Le service mécanique est un service de prestation il est lié à la direction maintenance, il se compose de trois sections :

- **Section fabrication mécanique :** Elle dispose d'un atelier de fabrication mécanique, elle assure la réalisation des pièces de rechange simple, et bien sûr, chariotage fraisage rectification...etc.
- **Section vibration et équilibrage :** Elle dispose d'un atelier de l'équilibrage, ce service s'occupe de suivi des machines tournantes par l'analyse vibratoire et équilibrage des rotors. [1]

## I-8 Machines tournantes utilisé à Sonatrach Hassi R'mel

Les machines tournantes sont des équipements très important dans le procédé de raffinage et de traitement des hydrocarbures ainsi le transport de ces derniers, les machines tournantes existent en plusieurs type suivant l'utilisation ou le mode de fonctionnement, on trouve les machine tournante réceptrices, comme les compresseurs, les pompes, les ventilateurs, et on trouve les machine tournantes motrices qui entraînent les machine précédentes, comme les turbines, les moteur thermique, les moteur électriques.

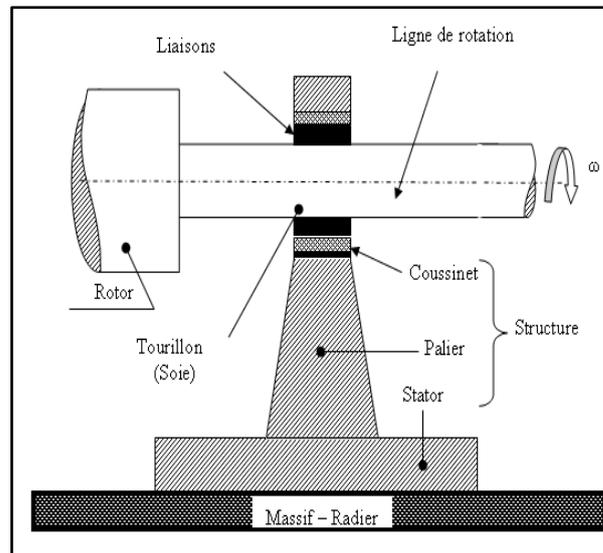
Les machines tournantes sont composées généralement comme suite :

- **Un rotor :** C'est un élément mécanique est une structure mobile rotative dans le stator.
- **La structure :** La structure fixe possède les éléments essentiels suivants :
  - ✓ Les coussinets.
  - ✓ Les paliers.
  - ✓ Le stator ou l'enveloppe de la machine.

# Chapitre I : Généralité

– **Les liaisons** : Le rotor est lié à la structure non rotative par des liaisons qui assurent le guidage du rotor ou ils sont classés :

- ✓ Liaison fluide.
- ✓ Liaison à roulement ou à coussinet.
- ✓ Liaison magnétique. [1]



**Fig. I-5.** Machine tournante. [1]

## I-9 Conclusion

Durant le stage pratique au sein de la Sonatrach Hassid R'mel, on a eu un contact direct avec l'industrie pétrolière ainsi que les problèmes de maintenance quotidiennes, parmi lesquelles on a décidé de traiter le sujet de correction des déséquilibres des rotors de moteur électrique.

*Chapitre II :*  
*Généralité sur les*  
*Moteurs asynchrones*

## **Chapitre II : Généralités sur les moteurs asynchrones**

---

### **II-1 Introduction**

Les moteurs électriques sont de nos jours, part les dispositifs d'éclairage, les récepteurs les plus répons dans les industries. La fonction, de convertir l'énergie électrique en énergie mécanique, leur donne une importance économique toute particulière qui fait qu'aucun concepteur d'installation ou de machine, aucun installateur et aucun exploitant ne peut les ignorer.

Parmi tous les types de moteurs existants, les moteurs asynchrones triphasés notamment les moteurs à cage sont les plus utilisés dans l'industrie et au-delà d'une certaine puissance dans la plupart des applications, et les moteurs asynchrones à bagues sont utilisés pour certaines applications de forte puissance dans l'industrie.

Dans ce chapitre nous allons exposer des généralités sur les moteurs asynchrones et les constituons, principe de fonctionnement, caractéristique...etc.).

### **II-2 Historique**

Historiquement le dix-neuvième siècle fût l'époque des grandes découvertes en électrotechnique dont les bases fondamentales ont été établies (1820--1830) par des hommes de sciences parmi lesquels on peut citer, OERSTED, AMPERE, BIOT, SAVART, LAPLACE, OHM, FARADAY ; Plus tard en (1873) MAXWELL formalisa les lois de l'électromagnétisme moderne dans son fameux ouvrage ;"Treatise on Electricité and Magnétisme".

Mais ce n'est qu'à partir de (1870) que l'électrotechnique industrielle s'affirma notamment grâce à la production d'énergie électrique par les génératrices à courant continu (dynamos) de gramme et de siemens. Ensuite, dans les années (1880), furent conçus les alternateurs et les transformateurs polyphasés les premiers devaient concurrencer et détrôner les dynamos pour la production de l'électricité, enfin les travaux du yougoslave TESLA et de l'italien FERRARIS complétèrent les systèmes à courants alternatifs polyphasés par la conception et la construction des machines d'induction ou asynchrones en (1888). [2]

### **II-3 Définition**

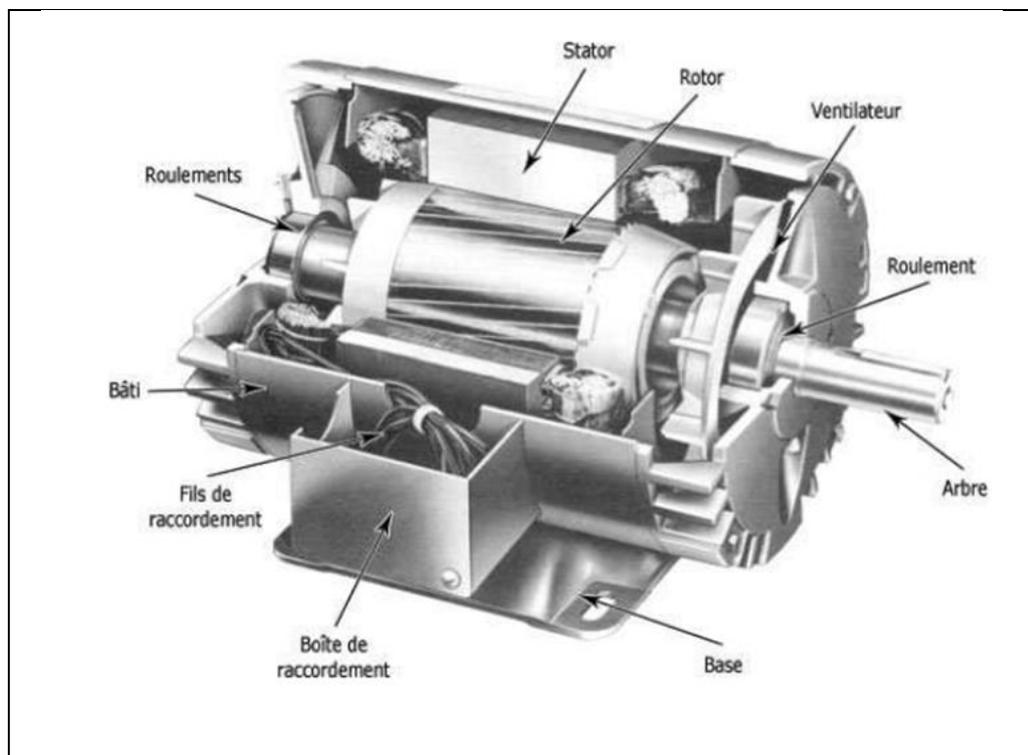
Une machine asynchrone est une machine à courant alternatif dont la vitesse du rotor et la vitesse du champ magnétique tournant ne sont pas égales, le rotor est toujours en retard par rapport à la vitesse du champ statorique, la machine asynchrone est dite

## Chapitre II : Généralités sur les moteurs asynchrones

machine à induction car l'énergie transférée du stator au rotor ou inversement se fait par induction électromagnétique. [1]

### II-4 Eléments qui constitue de la machine asynchrone

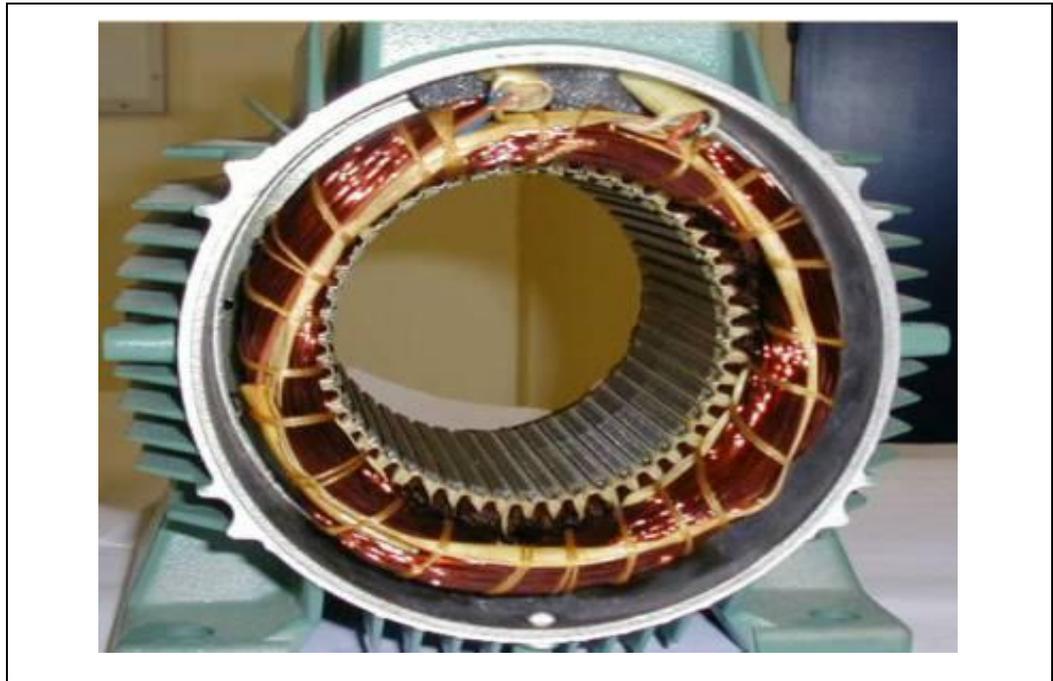
La machine asynchrone souvent appelée machine à induction, comporte deux parties essentielles, l'une partie fixe appelée stator portant un bobinage triphasé logé dans les encoches. Ces dernières sont liées à la source d'alimentation et l'autre partie mobile appelée rotor qui peut être soit bobiné soit à cage d'écureuil. Ces deux parties sont séparées par un entrefer (**Fig.II-1**). [1]



**Fig.II-1.** Eléments de constitution de la machine asynchrone.

#### II-4-1 Stator

Le stator de la machine asynchrone est constitué de tôles d'acier dans lesquelles sont placés les bobinages statoriques. Ces tôles sont, pour les petites machines, découpées en seule pièce alors qu'elles sont, pour les machines de puissance plus importantes découpées par sections, elles sont habituellement recouvertes de vernis pour limiter l'effet des courants de Foucault. Au final, elles sont assemblées les unes aux autres à l'aide de boulons ou de soudures pour former le circuit magnétique statoriques.



**Fig.II-2.** Stator d'une machine asynchrone.

Une fois cette étape d'assemblage terminée, les enroulements statoriques sont placés dans les encoches prévus à cet effet. Ces enroulements pouvant être insérés de manière imbriquée, ondulés ou encore concentriques. L'enroulement concentrique est très souvent utilisé lorsque le bobinage de la machine asynchrone est effectué mécaniquement. Pour les grosses machines, les enroulements sont faits de méplats de cuivre de différentes sections insérés directement dans les encoches. L'isolation entre les enroulements électriques et les tôles d'acier s'effectue à l'aide matériaux isolants qui peuvent être de différents types suivant l'utilisation de la machine asynchrone.

Le stator d'une la machine asynchrone est aussi pourvu d'une boîte à bornes à laquelle est reliée l'alimentation électrique. La figure II-3 représente les différentes parties de constitution du stator d'une machine asynchrone. Nous pouvons visualiser la présence d'ailettes de ventilation assurant le refroidissement la machine lorsque celle-ci fonctionne en charge. [1]

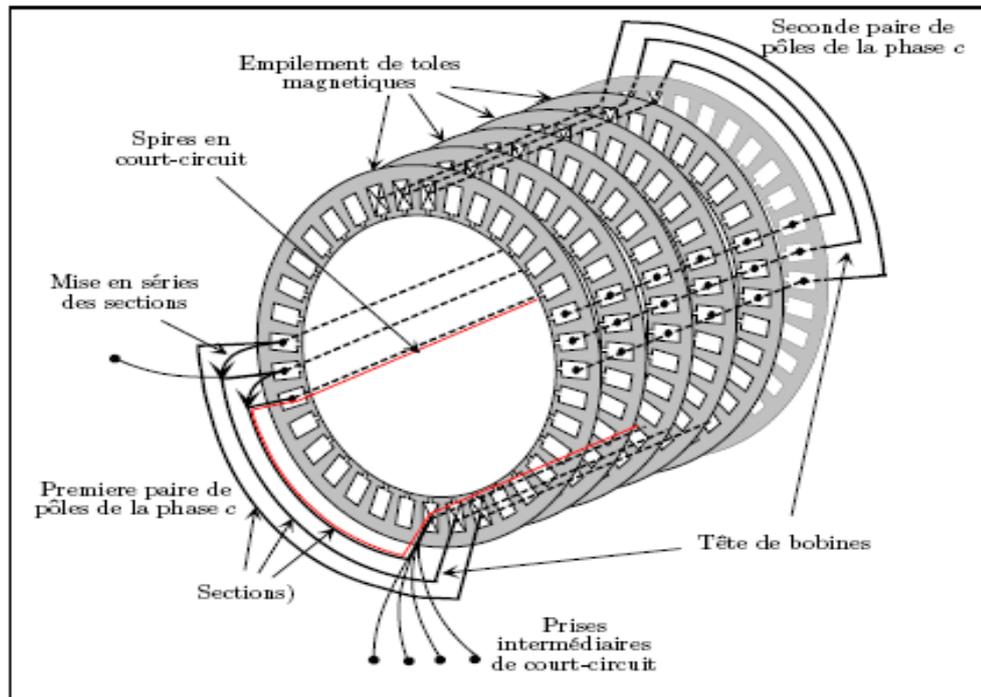


Fig.II-3. Coupe schématique de la constitution du stator.

### II-4-2 Rotor

Le rotor n'est lié à aucune source d'énergie électrique, (ni continue, ni alternative) ce qui simplifie beaucoup sa construction on distingue deux types de rotor. [3]

#### II-4-2-1 Rotor à bagues

Ce rotor à pôle lisse comporte dans ces rainures un enroulement identique à celui du stator, les trois phases sont branchées en étoile ce qui permet d'insérer un rhéostat dans leur circuit, ce rhéostat qui est mise en marche normale et permet d'assurer des meilleures conditions de démarrage.

Signalons que, si le nombre des pôles du rotor est obligatoirement le même, que celui de stator. Le nombre de phases peut être différent. Cependant il n'est pas intéressant pour un moteur à bague d'augmenter le nombre des phases du rotor car il faudrait augmenter le nombre des bagues et des balais. [1]



**Fig.II-4.** Rotor bobiné.

### II-4-2-2 Rotor à cage

L'enroulement est remplacé par des barres de cuivre ou d'aluminium logées dans des encoches, et réuni à leurs extrémités par deux couronnes de cuivre ou d'aluminium. Ces cages comportent généralement des barreaux décalés afin de réduire les harmoniques d'encoches, il en résulte une légère diminution de la F.E.M induite par le champ tournant statorique dans ces barreaux. Un tel rotor est très robuste, et sa construction est particulièrement économique.



**Fig.II-5.** Rotor à cage.

La cage étant généralement réalisée avec l'aluminium que l'on coule dans les encoches préparées à l'avance. En effet il n'est pas nécessaire d'isoler les barres et la masse du rotor car

## **Chapitre II : Généralités sur les moteurs asynchrones**

---

les courants induits s'établissent surtout dans les barres. Leur étude théorique est identique à celle des moteurs à bagues.

Si  $N$  désigne le nombre des barres d'une cage, les extrémités des barres, étant en court-circuit par les flasques. Un rotor à cage est assimilable à un rotor à bagues qui aurait  $q=N$  phases si la cage tourne dans un champ bipolaire alors qu'il a  $q= N / p$  phases si la cage tourne a un champ  $2P$  pôles.

Par comparaison avec les moteurs à bagues, les moteurs à cage ont l'avantage d'être robustes et du coût plus faible. Il n'est pas possible de faire varier la résistance de leur rotor. Ce qui rend défavorable les conditions de démarrage quand on l'alimente à tension et à fréquence constantes. [1]

### **II-4-3 Paliers**

Les paliers, qui permettent de supporter et de mettre en rotation le rotor, sont constitués de flasques et de roulements à billes insérés à chaud sur l'arbre du rotor. Les flasques, moulés en fonte, sont fixés sur le carter statorique grâce à des boulons ou des tiges de serrage. L'ensemble ainsi établi constitue alors la machine asynchrone à cage d'écureuil.

### **I-5. Fonctionnement du moteur asynchrone**

Le principe de fonctionnement des moteurs asynchrones est basé sur la production d'un champ tournant. Telle que on considère un aimant tournant produit un champ électromagnétique qui traverse un cylindre métallique. Les génératrices du cylindre placées dans le champ se comportent comme des brins actifs (AB et CD).

Elles sont parcourues par un courant proportionnel à  $F$  et engendrent des forces perpendiculaires qui constituent le couple.

On constate que le cylindre suit la rotation de l'aimant avec un léger décalage appelé glissement.

## Chapitre II : Généralités sur les moteurs asynchrones

Sur les moteurs asynchrones triphasés, le champ tournant est produit par trois bobinages fixes géométriquement décalés de  $120^\circ$ , et parcourus par des courants alternatifs présentant le même décalage électrique. Les trois champs alternatifs qu'ils produisent se composent pour former un champ tournant d'amplitude constante comme il a présenté dans cette figure II-6.

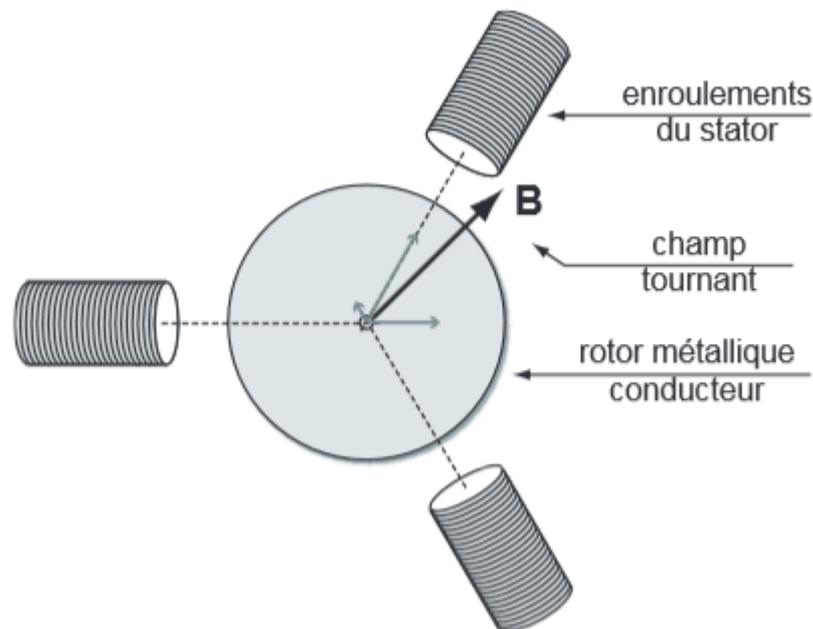


Fig.II-6. Principe de fonctionnement du moteur asynchrone. [7]

### II-6. Démarrage du moteur asynchrone

#### II-6-1. Démarrage direct

C'est le mode de démarrage le plus simple dans lequel le stator est directement couplé sur le réseau. Le moteur démarre sur ses caractéristiques naturelles. Au moment de la mise sous tension, le moteur se comporte comme un transformateur dont le secondaire, constitué par la cage du rotor très peu résistante, est en court-circuit. Le courant induit dans le rotor est important. Il en résulte une pointe de courant sur le réseau :

**$I_d$**  Courant démarrage = 5 à 8  **$I_n$**  le courant nominal

Le couple de démarrage est en moyenne :  $C_{\text{démarrage}} = 0.5 \text{ à } 1.5 C_{\text{nominal}}$ .

Malgré les avantages qu'il présente (simplicité de l'appareillage, couple de démarrage élevé, démarrage rapide, prix faible), le démarrage direct ne peut convenir que dans les cas où :

- la puissance du moteur est faible par rapport à la puissance du réseau, de manière à limiter les perturbations dues à l'appel de courant,

## Chapitre II : Généralités sur les moteurs asynchrones

- la machine entraînée ne nécessite pas une mise en vitesse progressive où comporte un dispositif amortisseur qui réduit le choc du démarrage,
- le couple de démarrage peut être élevé sans incidence sur le fonctionnement de la machine ou de la charge entraînée. la figure II-6 Présente schémas de puissance d'un démarrage direct et leur caractéristique. [1]

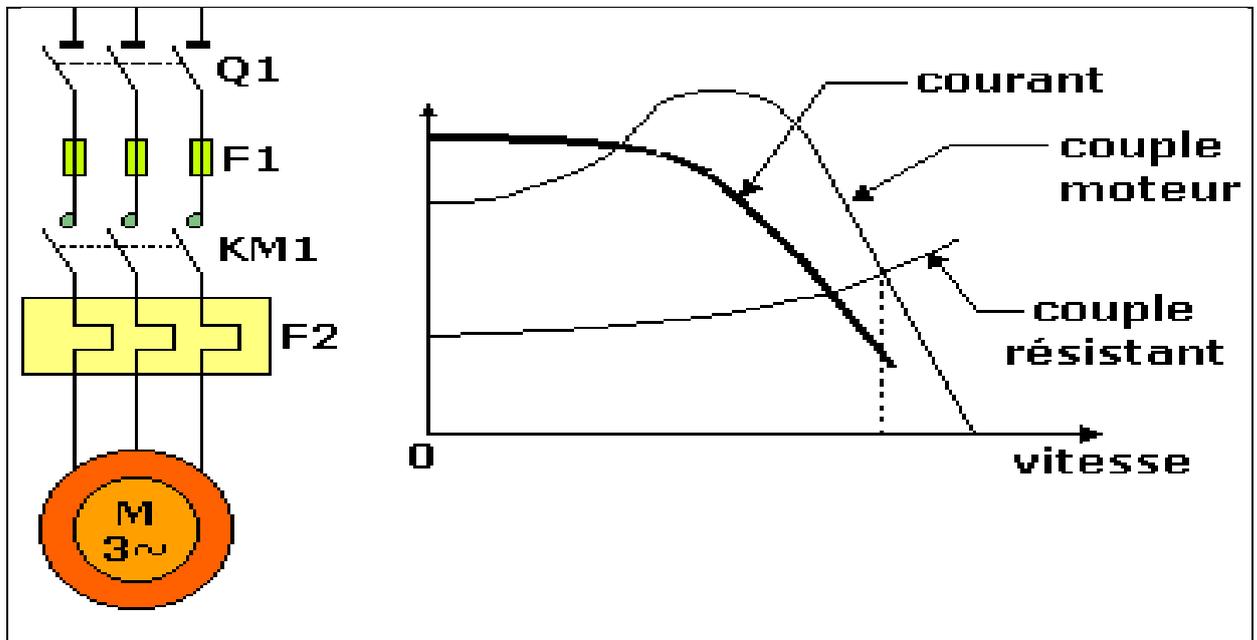


Fig.II-7. Schémas de puissance et les caractéristiques du démarrage direct.

### II-6-2. Démarrage étoile-triangle

Ce mode de démarrage ne peut être utilisé qu'avec un moteur sur lequel les deux extrémités de chacun des trois enroulements statoriques sont ramenées sur la plaque à bornes.

Le principe consiste à démarrer le moteur en couplant les enroulements en étoile comme la Figure II-8 est indiqué sous la tension réseau, ce qui revient à diviser la tension nominale du moteur en étoile par 3.

La pointe de courant de démarrage est divisée par 3: - courant du démarrage  $I_d = 1.5 \text{ à } 2.6 I_n$  courant nominale.

En effet, un moteur 380 V couplé en étoile absorbe un courant 3 fois plus faible qu'en couplage triangle sous 380 V.

Le couplage étoile étant effectué sous 380 V, le courant est divisé une nouvelle fois par  $\sqrt{3}$  donc au total par 3. Le couple de démarrage étant proportionnel au carré de la tension d'alimentation, il est lui aussi divisé par 3 :

## **Chapitre II : Généralités sur les moteurs asynchrones**

---

$C_d = 2$  à  $5 C_n$  la vitesse du moteur se stabilise quand les couples moteur et résistant s'équilibrent, généralement entre 75 et 85 % de la vitesse nominale. Les enroulements sont alors couplés en triangle et le moteur rejoint ses caractéristiques naturelles. Le passage du couplage étoile au couplage triangle est commandé par un temporisateur. La fermeture du contacteur triangle s'effectue avec un retard de 30 à 50 millisecondes après l'ouverture du contacteur étoile, ce qui évite un court-circuit entre phases, les deux contacteurs ne pouvant être fermés simultanément.

Le courant qui traverse les enroulements est interrompu à l'ouverture du contacteur étoile. Il se rétablit à la fermeture du contacteur triangle. Ce passage en triangle s'accompagne d'une pointe de courant transitoire très brève mais très importante, due à la force contre électromotrice du moteur.

Le démarrage étoile-triangle convient aux machines qui ont un faible couple résistant ou qui démarrent à vide (ex : machine à bois).

Pour limiter ces phénomènes transitoires, des variantes peuvent être nécessaires, au-delà d'une certaine puissance. L'une consiste en une temporisation de 1 à 2 secondes au passage étoile-triangle.

Cette temporisation permet une diminution de la force contre-électromotrice, donc de la pointe de courant transitoire.

Ceci ne peut être utilisé que si la machine a une inertie suffisante pour éviter un ralentissement trop important pendant la durée de la temporisation. Une autre est le démarrage en 3 temps : étoile-triangle + résistance-triangle.

La coupure subsiste, mais la résistance mise en série, pendant trois secondes environ, avec les enroulements couplés en triangle, réduit la pointe de courant transitoire. Une variante est le démarrage étoile-triangle + résistance-triangle sans coupure.

La résistance est mise en série avec les enroulements immédiatement avant l'ouverture du contacteur étoile. Ceci évite toute interruption de courant, donc l'apparition de phénomènes transitoires. L'utilisation de ces variantes se traduit par la mise en œuvre de matériel supplémentaire, ce qui peut avoir pour conséquence une augmentation non négligeable du coût de l'installation. [1]

$C_d$  : couple de démarrage

$C_n$  : couple nominale.

## Chapitre II : Généralités sur les moteurs asynchrones

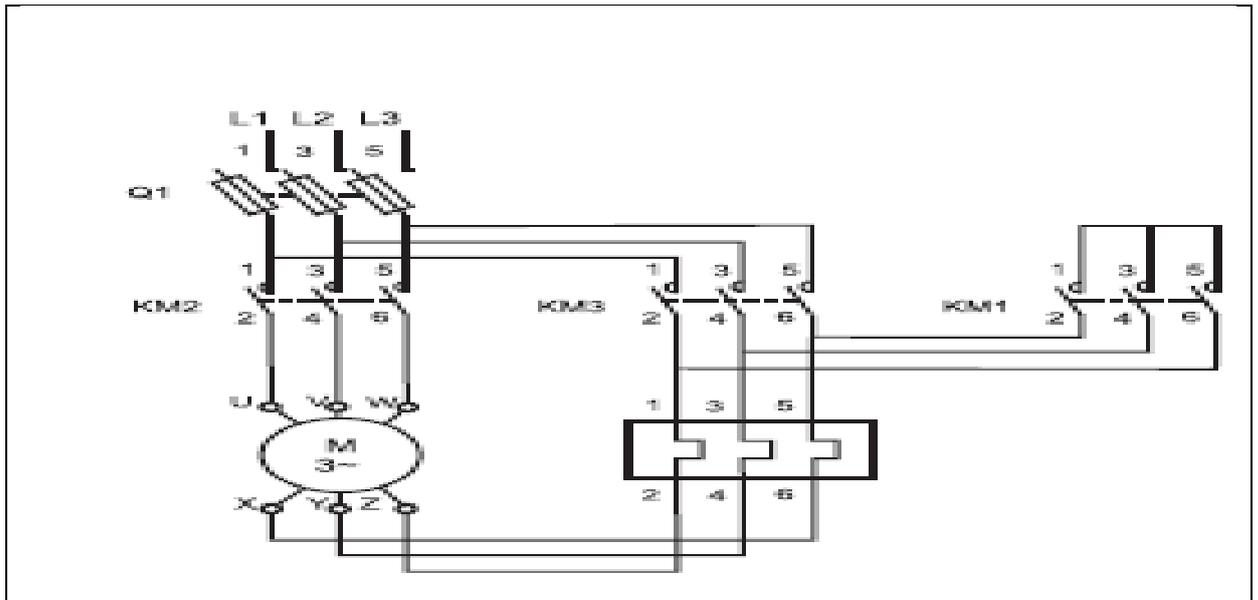


Fig.II-8. Démarrage étoile-triangle.

### Fonctionnement étoile :

Q1 : fermé

KM3 : ouvert

KM1 : fermé

KM2 : fermé

### Fonctionnement triangle :

Q1 : fermé

KM3 : ouvert

KM1 : fermé

KM2 : fermé

## II-7. Caractéristique du moteur asynchrone

### II-7-1. Fonctionnement à vide

A vide le moteur n'entraîne pas de charge.

- Conséquence : le glissement est nul est le moteur tourne à la vitesse de synchronisme.

A vide : et donc :  $g = 0$   $n_0 = n_s$

$g$  : glissement

## Chapitre II : Généralités sur les moteurs asynchrones

$n_0$  : la vitesse du moteur à vide

$n_s$  : la vitesse du champs tournant

• Autres observations :

Le facteur de puissance à vide est très faible ( $<0,2$ ) et le courant absorbé reste fort (P est petit et Q est grand). On parle alors de courant réactif ou magnétisant (ils servent à créer le champ magnétique).

### II-7-2. Fonctionnement en charge

Le moteur fournit maintenant de la puissance active, le stator appelle un courant actif.

Remarque : le moteur asynchrone est capable de démarrer en charge.

Comme est illustré sur La figure II-9.

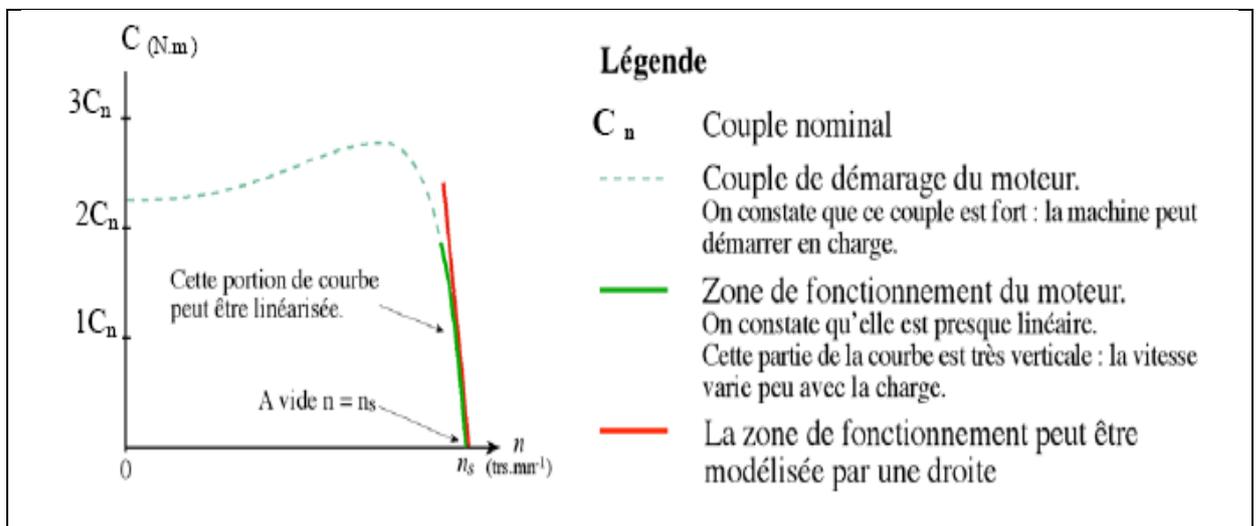


Fig.II-9. Caractéristique du moteur asynchrone.

Le couple varie avec la fréquence de rotation pour le moteur et pour la charge entraînée. Les Caractéristiques du moteur et de la charge se croisent au point de fonctionnement pour lequel les couples moteur et résistant sont identiques, comme le présente la figure II-10.

La courbe du couple résistant dépend de la charge. [1]

## Chapitre II : Généralités sur les moteurs asynchrones

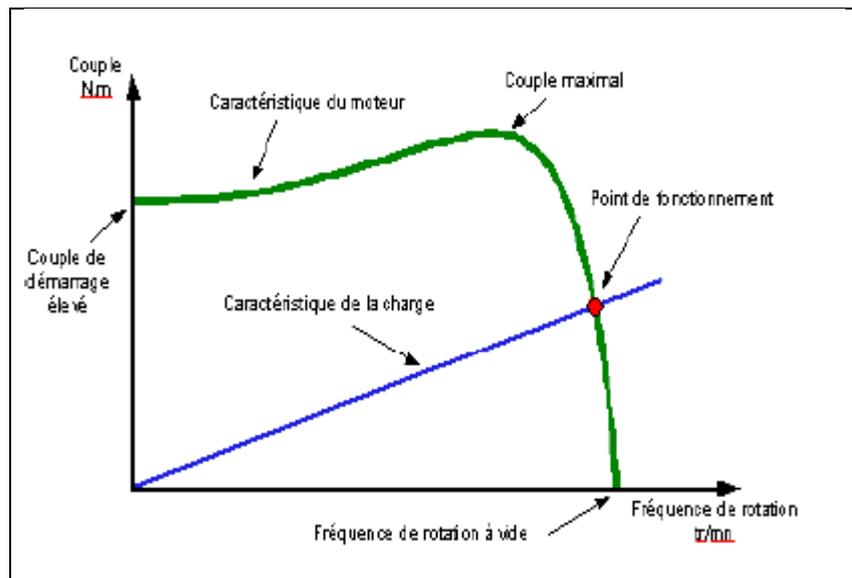


Fig.II-10. Point de fonctionnement du moteur.

### II-8 Plaque signalétique :

Tous les moteurs asynchrones sont fournis avec une plaque signalétique puis contient un résumé des Caractéristiques technique du moteur figure II-11.

-Exemple d'une plaque signalétique. [5]

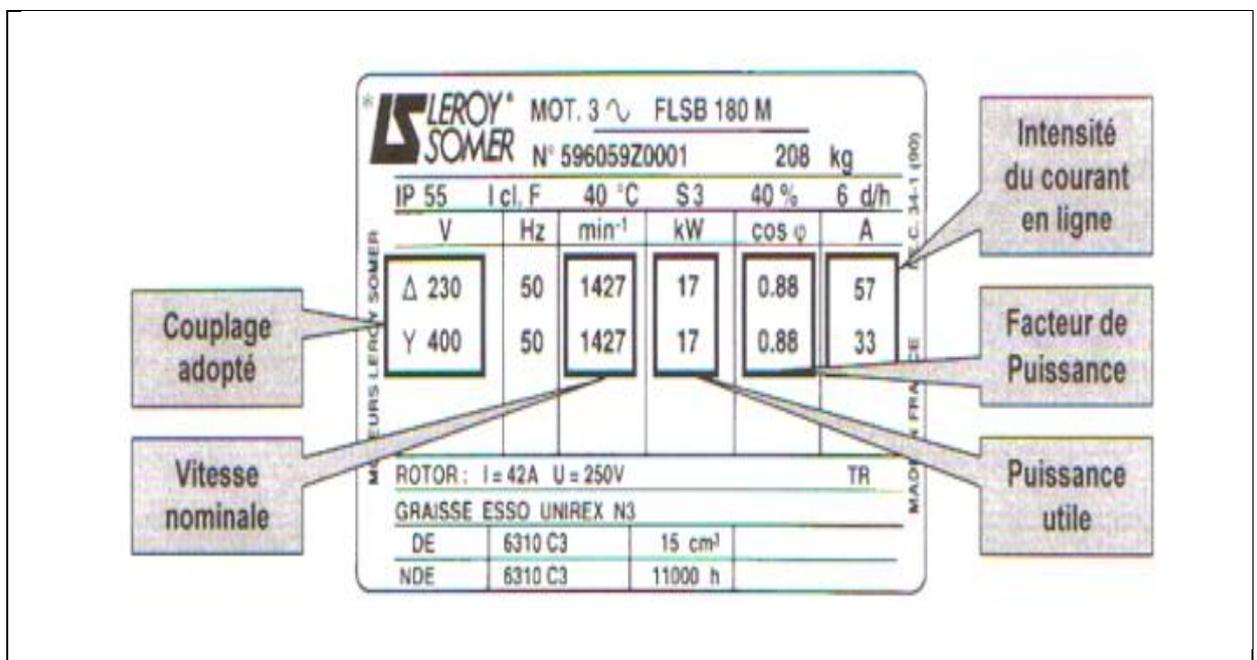


Fig.II-11. Plaque signalétique.

### II-9 Utilisation du moteur asynchrone

Les performances d'un moteur sont évaluées par effort aux les domaines suivants : démarrage, variation de la vitesse, freinage et inversion de sens de marche.

## **Chapitre II : Généralités sur les moteurs asynchrones**

---

Comme la vitesse  $N$  reste proche de la vitesse  $N_s$  de synchronisme, pour varier la vitesse du moteur il faut faire varier la fréquence  $f_s$  à l'aide d'un onduleur.

Cependant pour faire varier la vitesse sans modifier le couple utile il faut garder le rapport  $V_s / f_s$  constant ( $V_s$  est la tension d'alimentation d'un enroulement). Si on augmente la vitesse, il faut augmenter la fréquence et la tension d'alimentation dans les limites du bon fonctionnement de la machine.

Le moteur asynchrone triphasé, d'une puissance de quelques centaines de watts à plusieurs mégawatts est le plus utilisé de tous les moteurs électriques. Son rapport coût/puissance est le plus faible. Associés à des onduleurs de tension, les moteurs asynchrones de forte puissance peuvent fonctionner à vitesse variable dans un large domaine.

Toutefois l'emploi de ce type de moteur est évité en très forte puissance ( $P > 10$  MW) car la consommation de puissance réactive est alors un handicap.

Si l'on compare le moteur asynchrone au moteur shunt à courant continu, on constate que les caractéristiques dans leurs parties stables, sont identiques, ce qui conduit aux mêmes applications industrielles. En ce qui concerne le choix d'un moteur pour une application donnée, il est intéressant de signaler les avantages et les inconvénients de ces deux moteurs. [1]

### **II-10. Avantages et Inconvénients du moteur asynchrone**

#### **II-10-1. Avantages du moteur asynchrone**

Comparé au moteur shunt, le moteur asynchrone a l'avantage d'être alimenté directement par le réseau triphasé. Son prix d'achat est moins élevé, il est beaucoup plus robuste car il ne nécessite pratiquement pas d'entretien.

Ces deux qualités fondamentales (prix et solidité) résultent du fait qu'il n'a pas de collecteur. En effet, le collecteur est un organe coûteux et fragile qui nécessite un entretien fréquent : changement des balais.

#### **II-10-2 Inconvénients du moteur asynchrone**

A l'exception du démarrage et de l'inversion du sens de marche que l'on peut résoudre de façon satisfaisante, le moteur asynchrone a des performances très médiocres par rapport à celles du moteur shunt. [3]

## **Chapitre II : Généralités sur les moteurs asynchrones**

---

### **II-11 Conclusion**

Dans ce chapitre on a donné un aperçu sur les machines asynchrones et nous avons donné une description générale sur les moteurs asynchrones triphasés (constitution, Principe de fonctionnement, caractéristique...etc.), ainsi que l'utilisation de ce type de moteur, et ses avantages et ses inconvénients.

*Chapitre III :*

*Technique*

*D'équilibrage*

# Chapitre III : Technique d'équilibrage

---

## III-1 Introduction

Un rotor est composé d'un arbre sur lequel sont montées plusieurs parties actives (Roues, engrenage, poulie ventilateur.....etc.) l'ensemble tourne autour d'un axe de rotation.

En pratique, il est impossible d'obtenir une concentricité parfaite c.-à-d. le centre de gravité du rotor n'est pas confondu avec leur axe de rotation.

L'équilibrage est un procédé par lequel le déséquilibre est éliminé en mesurant les vibrations produites lorsque le rotor est en rotation et en calculant la masse de correction requise pour réduire le balourd et les vibrations qui en résultent.

Dans ce chapitre nous allons exposer l'équilibrage, le phénomène de "déséquilibre" ; qu'est considérée la cause numéro un des vibrations dans les machines tournantes, en plus la connaissance et la procédure pratiques requises pour effectuer des tâches de l'équilibrage.

## III-2 Force centrifuge et déséquilibre

Un rotor équilibré ne vibre pas, un rotor déséquilibré vibre. Cette différence de condition s'explique essentiellement par l'absence ou la présence de forces centrifuges non compensées agissant sur le rotor. [10]

### III-2-1. Force centrifuge

Une pièce en rotation, génère une force qui tend à la pousser dans une direction radiale éloignée de son axe de rotation, cette force est appelée "force centrifuge". En cherchant un peu, vous trouveriez assez facilement plusieurs exemples d'application de la force centrifuge dans la vie de tous les jours. [10]

### III-2-2. Rotor équilibré et Rotor déséquilibré

#### a. Rotor équilibré

Un rotor parfaitement équilibré, c'est-à-dire un rotor dont la masse est également répartie autour de son axe de rotation, ne vibre pas. Ce phénomène s'explique par le fait que toutes les forces centrifuges sont compensées. [10]

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

La figure suivante montre un rotor équilibré où, pour toute particule de masse  $m$ , située à une distance quelconque de l'axe de rotation, il existe une autre particule  $m^*$ , de masse égale à  $m$ , mais localisée dans une position diamétralement opposée à celle-ci. [10]

De même, toute force centrifuge  $F$ , générée par la rotation de  $m$  est aussitôt compensée par une force centrifuge opposée  $F^*$ , générée par la rotation de  $m^*$ . Sans force périodique agissant sur le rotor, il y a absence de mouvement vibratoire. [10]

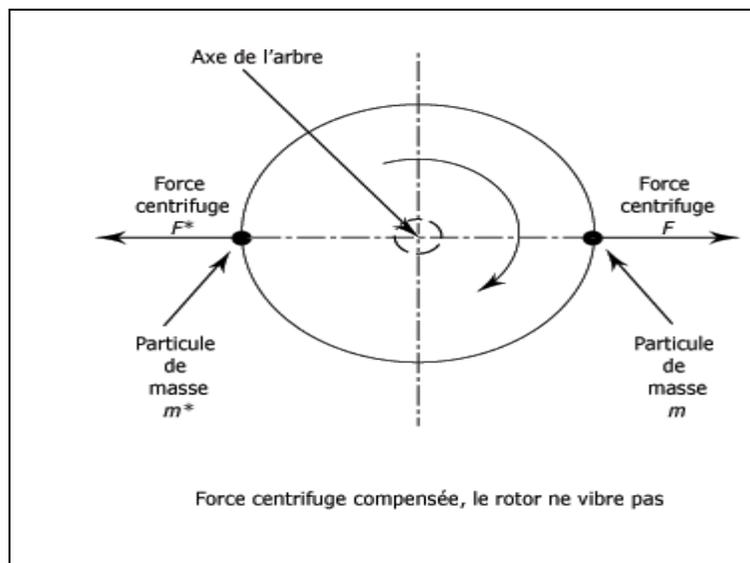


Fig.III-1. Rotor équilibré. [10]

### b. Rotor déséquilibré

La figure suivante montre un rotor "déséquilibré" par la présence d'une masse  $m$  localisée sur un côté du rotor. Ici, contrairement au rotor équilibré étudié plus tôt, la force centrifuge  $F$  exercée par la "partie lourde" du rotor n'est pas compensée par une force équivalente de direction opposée.

Cette force centrifuge  $F$  non compensée tourne avec la masse  $m$  et tente d'entraîner le rotor le long de sa ligne d'action. La vibration ainsi causée est transmise aux paliers du rotor et tous les points des paliers la reçoivent une fois par tour. Ce phénomène explique pourquoi la composante de déséquilibre apparaît toujours dans le spectre de vibrations à la fréquence de rotation de l'arbre. [10]

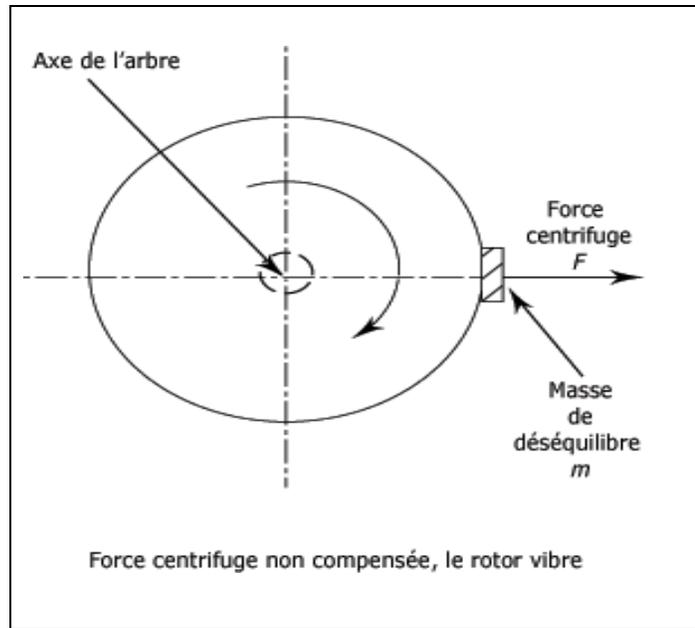


Fig.III-2. Rotor déséquilibré. [10]

## III-3 Déséquilibre (balourd)

### III-3-1 Définition

Le déséquilibre, comme il est défini par la norme international Iso 1925 "Vibrations mécaniques - Équilibrage - Vocabulaire", est l'état dans lequel se trouve un rotor quand, à la suite de forces centrifuges, une force ou un mouvement vibratoire est communiqué à ses paliers. Le **balourd** est un autre terme couramment employé comme synonyme de déséquilibre. [11]

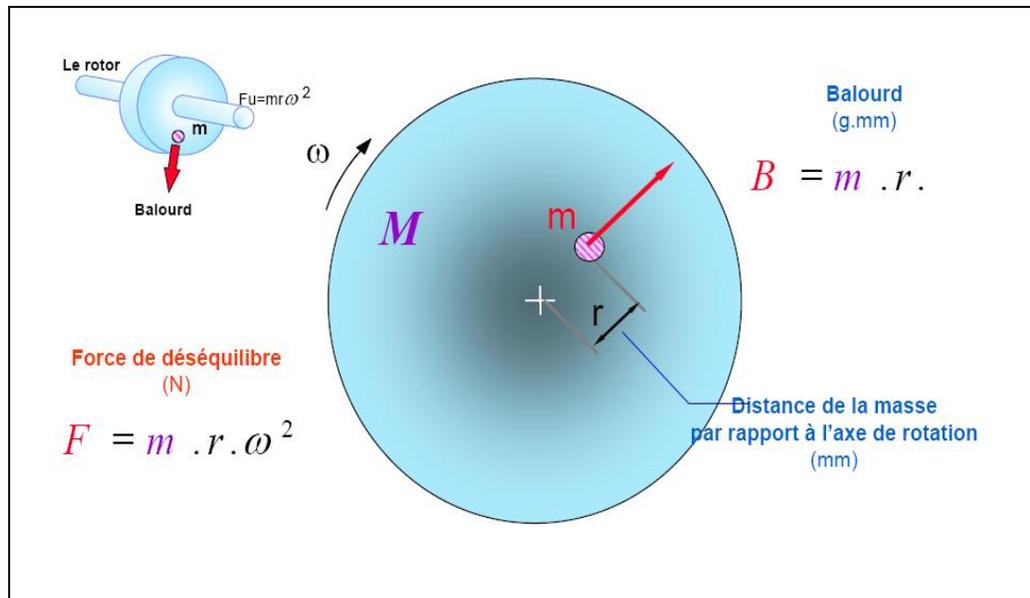


Fig.III-3. Disque tournant avec excentration r du centre de masse m. [11]

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

### III-3-2 Balourd résiduel admissible

Idéalement, une machine parfaitement équilibrée ne vibre pas. Mais dans la pratique, tout rotor, même après équilibrage, présente un balourd résiduel.

On appelle balourd résiduel admissible ( $U_{adm}$ ) la valeur maximale du balourd sous laquelle le balourd résiduel est considéré comme acceptable. Plus la masse du rotor est importante, plus le balourd résiduel admissible est grand. [9]

C'est pourquoi il existe un rapport entre le balourd résiduel admissible et la masse du rotor  $M$  en termes de **balourd spécifique résiduel admissible** ( $e_{adm}$ ) donné par l'équation  $e_{adm} = U_{adm}/M$ . [9]

### III-3-3 Valeur du balourd

La mesure quantitative du balourd d'un rotor est obtenue en faisant le produit de la masse de déséquilibre  $m$  par la distance  $r$  qui la sépare de l'axe de l'arbre. La valeur ainsi calculée est appelée valeur du balourd  $U$  où  $U = mr$ . Les unités de valeur du balourd sont les grammes millimètres ( $g \cdot mm$ ). [10]

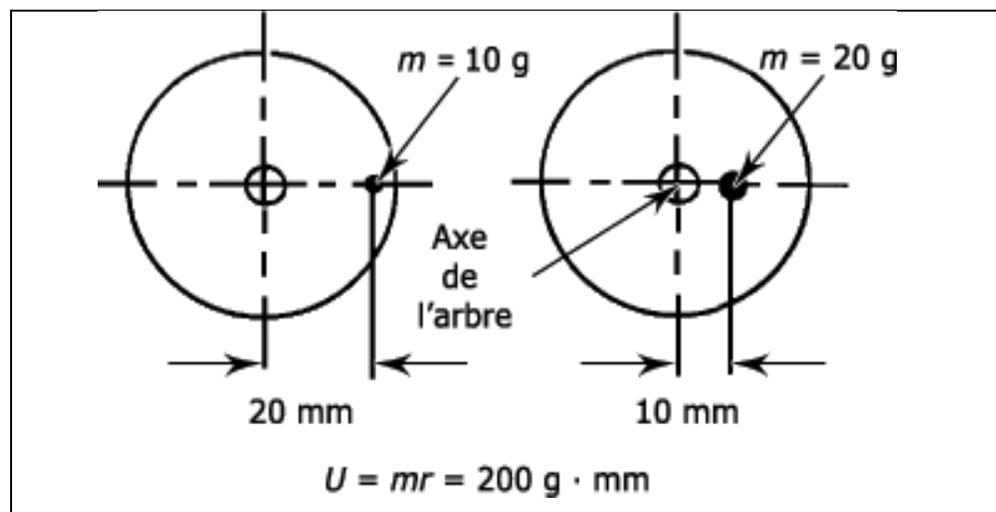


Fig.III-4. Valeur du balourd. [10]

### III-3-4 Types de balourd

#### III-3-4-1 Balourd statique

C'est l'axe d'inertie et l'axe de rotation sont parallèles mais non confondues. [11]

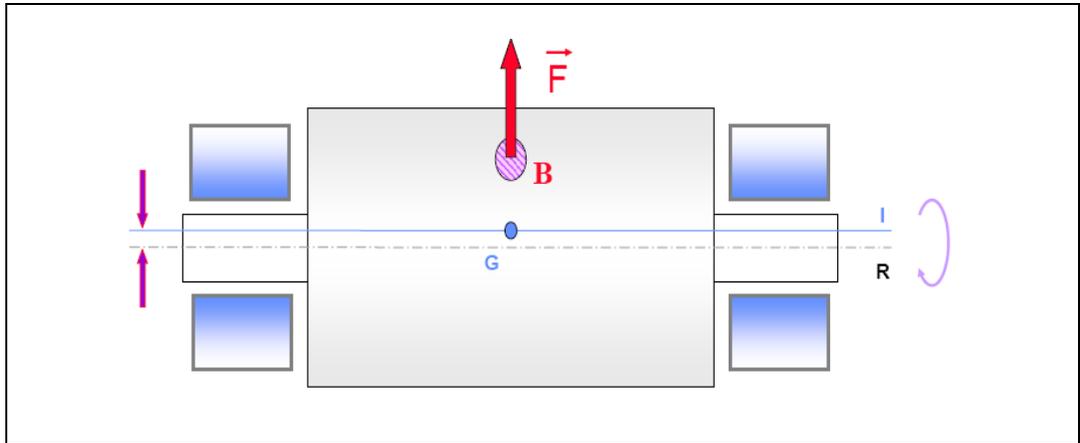


Fig.III-5. Balourd statique. [11]

### III-3-4-2 Balourd dynamique

C'est l'axe principal d'inertie et l'axe de rotation forme un angle non nul mais leur intersection ne coïncide pas avec le centre de masse. [11]

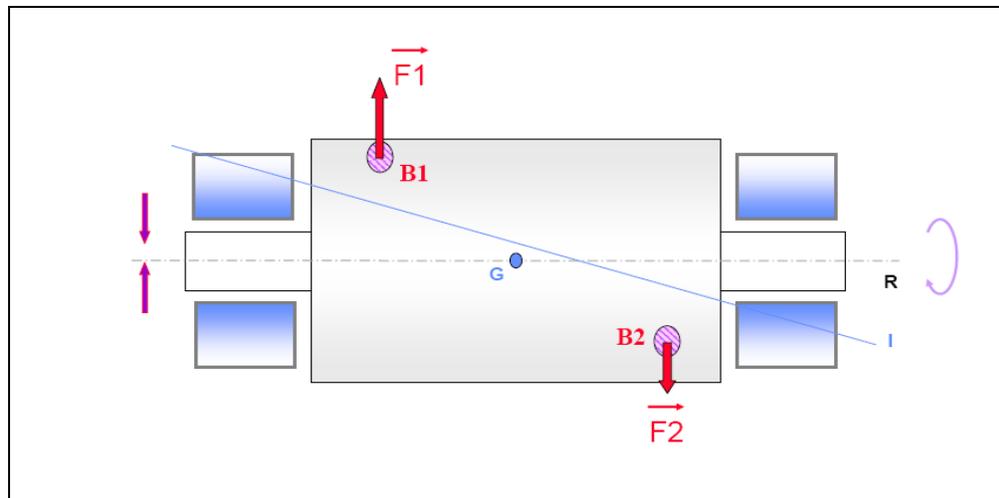


Fig.III-6. Balourd dynamique. [11]

### III-4 Correction du balourd

La correction de balourd est une procédure de rectification de la répartition des masses du rotor. Elle s'effectue dans la plupart des cas avec ajout ou par enlèvement de la matière.

De telle manière que les forces centrifuges s'annulent et donc la somme des balourd égale à zéro. [11]

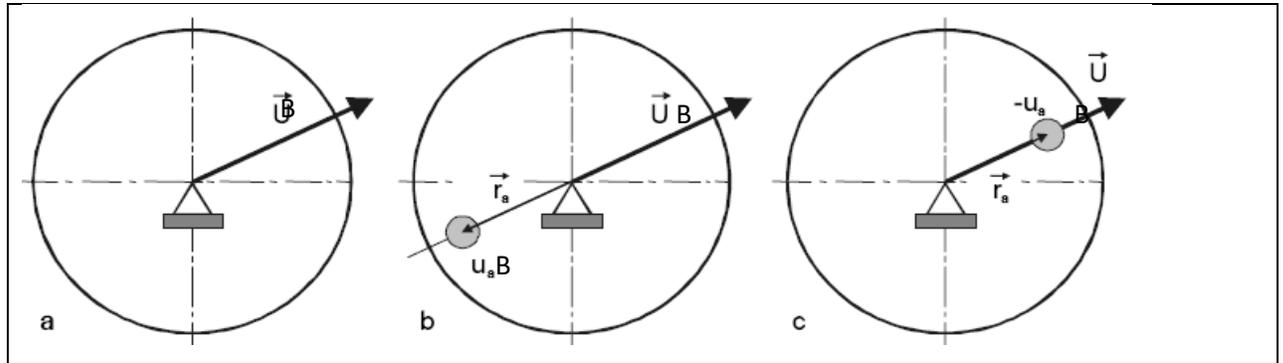


Fig.III-7. Correction du balourd. [11]

- a) Balourd :  $U$
- b) Ajout de matière sur côté opposé.
- c) Enlèvement de matière de même côté.

### III-4-1 Types de correction

Une possibilité de correction consiste à déplacer l'axe de rotation du rotor vers l'axe d'inertie. Cette procédure – appelée centrage de masse – est parfois utilisée lors de l'équilibrage en un ou deux plans. Le rotor est tout d'abord positionné de façon quelconque, le balourd est déterminé par rapport à l'axe de rotation ainsi défini, puis le rotor est déplacé pendant la rotation de manière à ce que les deux axes coïncident, et le point de centre est alors exécuté.

Lorsque d'autres éléments du rotor sont ensuite usinés (centrages, portées de palier, etc.), le nouveau balourd ainsi créé doit être compensé.

L'approche la plus courante consiste cependant à rapprocher l'axe d'inertie de l'axe de rotation du rotor par enlèvement, déplacement ou ajout de matière.

On peut utiliser pour ceci tous les procédés de fabrication imaginables de très grands balourds ne peuvent être corrigés efficacement que par ajout de matière ; pour les petits ou moyens balourds, aucune procédure n'est privilégiée.

Le type de correction choisi pour chaque cas dépend avant tout du rotor, du temps disponible et des coûts. [11]

#### III-4-1-1 Correction polaire

Ce type de correction pour le quel tout angle peut-être utiliser selon la position du balourd. [11]

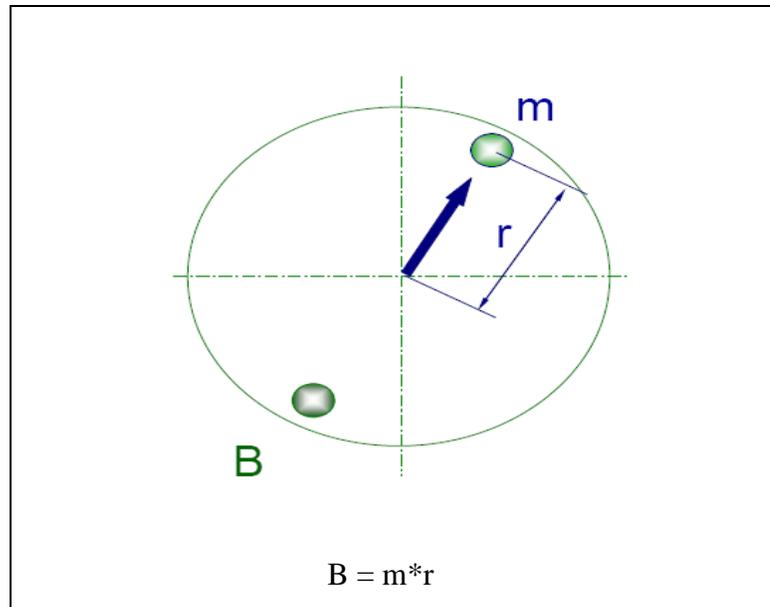


Fig.III-8. Correction polaire. [11]

### III-4-1-2 Correction composée

Ce type de correction utilise ou on ne peut corriger que dans des positions données et bien déterminer donc on parle de correction en points fixes. [11]

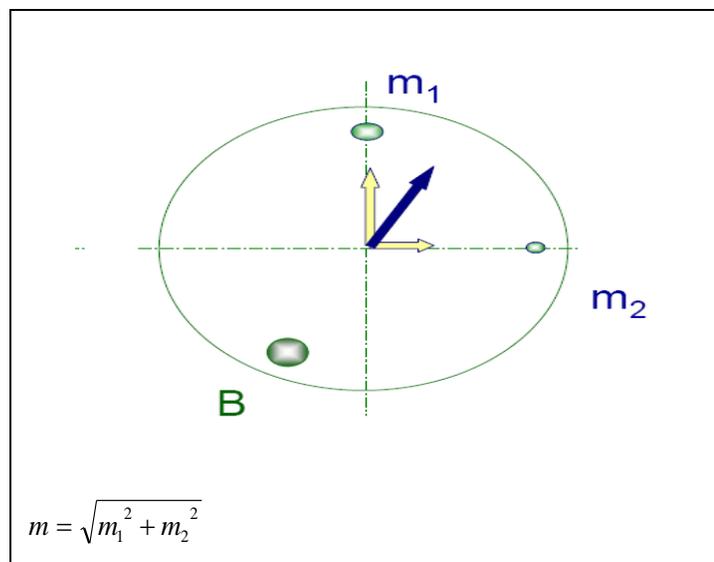


Fig.III-9. Correction composée. [11]

La mise œuvre les différents procédés d'ajout de matière, Comme suit :

- \_ La mise en place de goupilles cannelées ;
- \_ la pose de vis ;

## **Chapitre III : Technique d'équilibrage**

---

- \_ L'insertion de barres d'acier ;
- \_ Le visage de masses de correction ;
- \_ Le rivetage de masses de correction ;
- \_ la pose d'agrafes ;
- \_ la pose de bagues autour de tourillons ;
- \_ La mise en place de masselottes dans des rainures ;
- \_ Le soudage ;
- \_ Le soudage par point ;
- \_ La projection de matière ;
- \_ la pose de mastic (avec durcisseur) ; [11]

### **III-5 Techniques utilisées pour l'équilibrage**

Lorsque l'analyse vibratoire nous montre un pic d'amplitude élevée à la fréquence de rotation cela indique généralement que le rotor présente un balourd. Il faut donc faire un équilibrage.

Pour ce dernier il existe deux techniques son possible :

- ◆ Equilibrage sur site.
- ◆ Equilibrage sur machine (équilibreuses soit H4B ou H6V), dans l'atelier. [10]

#### **III-5-1 Equilibrage sur machine**

Si l'accessibilité au rotor est possible on procède à l'équilibrage sur site dans le cas contraire tel que le cas des compresseurs ou turbines l'équilibrage sur équilibreuse est à éviter de plus, si le balourd est très important il y a risque d'endommagement des paliers

Aussi, l'équilibrage sur site présente un risque d'explosion surtout dans le domaine pétrolier.[10]

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

---

### a. L'équilibreuse :

Toute opération d'équilibrage doit être exécutée à l'aide d'une machine à d'équilibrage appropriée. La plupart des machines d'équilibrage pouvant accepter des rotors dans une large plage de masses et de dimensions, il est parfois envisageable d'utiliser différents modèles et différentes tailles de machines pour une même application.

La machine d'équilibrage est composée de deux parties : une partie mécanique et une partie électronique :

La Partie mécanique se compose de deux portes paliers (2 piédestaux) qui sont mobiles se déplacer sur une glissière. Le poids du rotor est de 10kg jusqu'à 1000 kg pour la H4B entrainement par courroie et de 10 kg jusqu'à 9000 kg entrainement par cardan.

Ecartement des portes paliers est entre : 200mm et 5300 mm

Le diamètre de tourillons est entre 40 mm et 320 mm

Deux capteurs de vibration situés en dessous des paliers et relient entre la partie mécanique et la partie électronique de la machine. Une lampe stroboscopique pour mesurer la vitesse de rotation et mentionnée le repère. Au lieu de la butée normale le bâti de palier gauche est équipé d'une butée à poulie.

Un tambour gradué calé sur l'extrémité droite de l'arbre secondaire est pourvu en plus d'une échelle angulaire de repères définissant les axes cardinaux "V "et " H". Le tambour gradué tourne avec la pièce à équilibrer. Il permet de situer le balourd sur la pièce.

L'arbre principale est entrainé par le moteur, par l'intermédiaire d'un manchon d'accouplement ; d'une boîte de vitesse et d'un arbre cardan spécial. L'arbre d'entrainement articulé est solidaire du tambour gradué est accouplé par l'autre bout à la pièce à équilibrer.

La machine est équipée d'une boîte à vitesse, montée sur un socle en béton.

Le changement des vitesses ne sera fait qu'à l'arrêt seulement.

Une plaque indicatrice donne les positions respectives du levier de changement de vitesses.

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

La partie électrique est composée par un moteur triphasé qui assure l'entraînement à une vitesse 1500tr/min est prévu pour un montage en étoile et en triangle et est équipé d'un thermostat et d'un relais de freinage.

Le calculateur de l'équilibreuse afin de calculer le balourd correcteur et à quelle angle (CAB 690-H).

Pour faire une manipulation on a besoin :

- Des données de la machines, introduites manuellement, par l'intermédiaire d'un clavier intégré.
- Des données mesurées par les capteurs de vibration et capteur de vitesse de rotation.

Les résultats sont affichés sur le moniteur. [11]



Fig.III-10. Equilibreuse H6V. [11]

### III-5-2 Equilibrage sur site

Cet équilibrage suppose dans de nombreux cas comme un complément de l'équilibrage sur machine, il permettra de finir presque parfaitement la compensation dans les conditions de services.

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

Un opérateur exercé effectuera cet équilibrage très rapidement et on n'aura pas besoin de démontage et l'installation est rendu opérationnel rapidement sous trop pénaliser la production.[11]

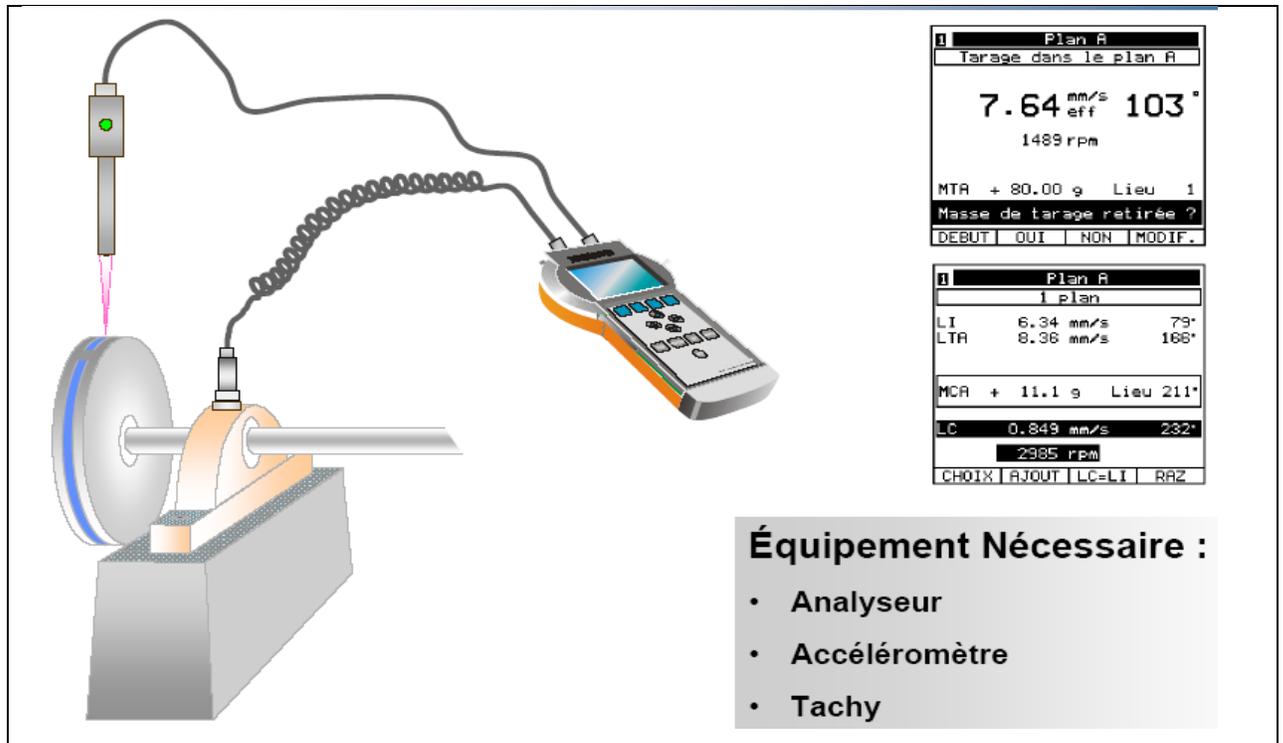


Fig.III-11. Principe d'équilibrage sur site. [11]

### Remarque

Il faut noter que l'inconvénient de l'équilibrage sur site est :

La demande plusieurs démarrages en temps réduit ce qui peut provoquer l'endommagement de l'équipement.

### III-6 Méthodes d'équilibrage

#### III-6-1 Procédure d'équilibrage

Pour équilibrer un rotor, vous devez placer une masse de correction d'une certaine grosseur à un endroit où elle annule le balourd du rotor, c'est-à-dire en un point qui lui est diamétralement opposé. Pour ce faire, il vous faut déterminer la valeur et la position de la masse de correction.[7]

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

---

### a. Balourd initial ( $A_0$ et $\varnothing_0$ )

La procédure d'équilibrage consiste d'abord à mesurer la vibration causée par le déséquilibre du rotor.[7]

### b. Vibration avec une masse d'essai ( $A_1$ et $\varnothing_1$ )

Après avoir établi l'état initial du rotor sous la forme des valeurs  $A_0$  et  $\varnothing_0$ , vous devez placer une masse d'essai connue sur le rotor. La masse d'essai a pour effet de modifier l'amplitude et l'angle de phase de la vibration. Vous obtenez alors les mesures suivantes :  $A_1$  et  $\varnothing_1$ , soit l'amplitude et la phase de la vibration avec la masse d'essai.[7]

### c. Masse de correction ( $m_c$ et $\varnothing_c$ )

Connaissant l'effet de la masse d'essai, l'étape suivante consiste à augmenter ou à réduire cette masse de façon à la rendre égale au balourd et, au besoin, à la déplacer angulairement jusqu'à ce qu'elle soit diamétralement opposée au balourd. Ce calcul, normalement fait au moyen d'un programme d'équilibrage ou d'un diagramme vectoriel, vous donne la valeur  $m_c$  de la masse de correction et l'angle de correction  $\varnothing_c$ . [7]

### d. Vibration résiduelle

Il ne vous reste plus qu'à poser la masse de correction à l'endroit approprié sur le rotor et à mesurer de nouveau l'amplitude et l'angle de phase de la vibration. Si la vibration résiduelle ne se trouve pas en deçà d'un seuil acceptable, vous devrez reprendre le cycle d'équilibrage.

Vous trouverez à la figure suivante un résumé des principales étapes de la procédure d'équilibrage sur un plan. La masse initiale de déséquilibre y est représentée par la valeur  $m_r$ . [7]

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

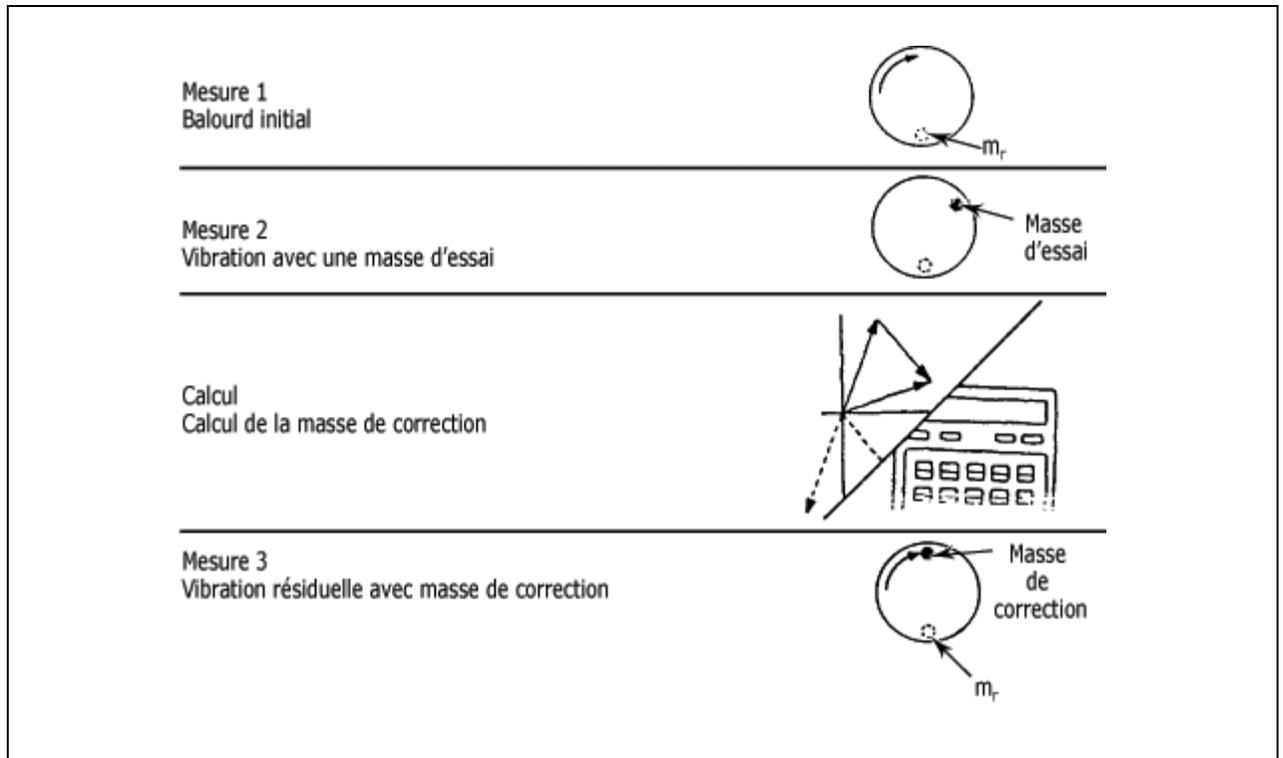


Fig.III-12. Procédure d'équilibrage.[7]

### III-6-2 Choix d'une masse d'essai

Les calculs de correction du déséquilibre sont basés sur les changements que produit la masse d'essai sur l'état initial du rotor. Il est donc important de choisir une masse qui permette d'obtenir de bons résultats.[7]

$$m_r = U_{adm} / r_c \quad \text{III.1}$$

$$m_r = \frac{\text{Balourd spécifique} \times \text{Masse du rotor}}{\text{Rayon de correction}} \quad \text{III.2}$$

$$m_r = \frac{e \times M}{r_c} \quad \text{III.3}$$

$$m_c = \text{Masse d'essai} = (5 \text{ à } 10) \times m_r \quad \text{III.4}$$

avec :

$m_r$  : masse résiduelle.

$r_c$  : rayon de correction

$U_{adm}$  : balourd résiduel admissible

$e$  : balourd spécifique

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

---

M : masse du rotor

$m_c$  : masse d'essai

### III-6-3 Calculs de correction

Quand des résultats satisfaisants sont obtenus à la suite des différentes mesures, l'étape suivante consiste à calculer la masse et l'angle de correction requis. Il existe deux méthodes pour trouver ces valeurs : par le tracé d'un diagramme vectoriel ou par le recours à un programme d'équilibrage. [7]

### III-6-4 Equilibrage statique et dynamique

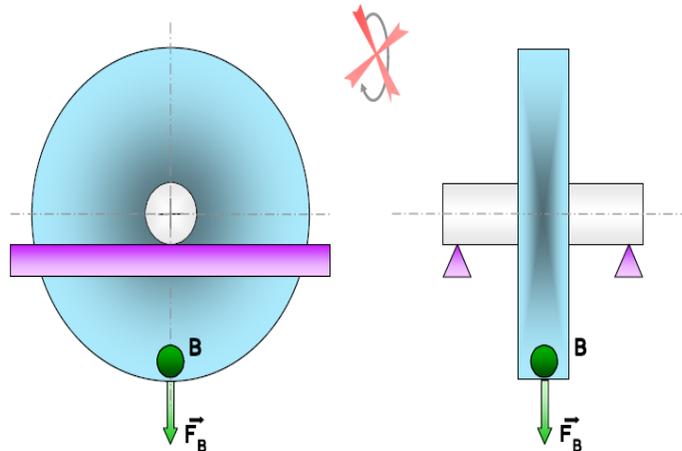
#### III-6-4-1 Equilibrage en un seul plan ou (statique)

En générale il est utilisé pour les rotors minces c-à-d que le diamètre du rotor est plus grand, d'épaisseur  $D \gg h$  (poulies, ventilo, etc....)

Cette correction des masses faites dans un plan radial du rotor et pour une meilleure précision dans le plan de centre de la masse.

- D : diamètre de plan de correction

- h : épaisseur. [11]



**Fig.III-13.** Rotor a un balourd statique qui peut être

déterminé par simple balancement sur des couteaux. [11]

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

### III-6-4-2 Equilibrage en deux plans ou (dynamique)

Pour ce dernier il est utilisé pour les rotors long  $L \gg D$  (compresseur, électrique, etc..) dans ce cas on ne peut pas négliger le couple de balourd, et la modification de la répartition des masses elle se fait au moins sur deux plans radiaux. [11]

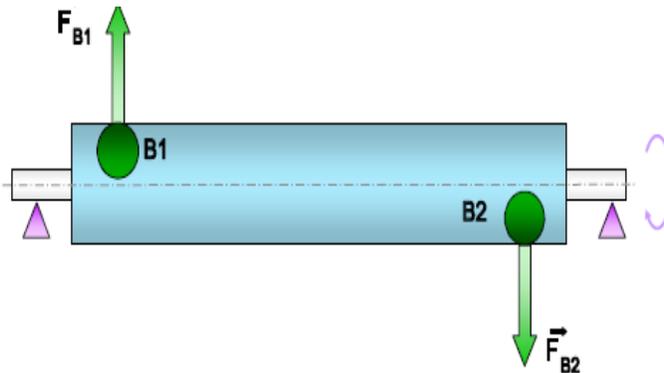


Fig.III-14. Rotor a un simple couple

de balourd qui ne peut être déterminé qu'en rotation. [11]

### III-7 Qualité d'équilibrage

#### III-7-1 Définition

Le but théorique d'équilibrage est de créer une distribution parfaite des masses d'un rotor au tour de son axe de rotation,

Cette action permettra d'éliminer toutes les forces centrifuges. Mais en pratique il faudra donc définir les tolérances parce qu'en réalité on ne pourra jamais obtenir un équilibrage parfait

On définit donc des groupes de rotors que l'on distingue par leur qualité d'équilibrage  $G$ , le calcul de cette qualité n'est qu'en cas d'utilisation d'une machine spécialement conçue (par ex : machine à équilibrer), en cas d'équilibrage sur site, les points suivants doivent être rigoureusement vérifiés.

- . L'linéarité du système.
- . L'influence croisée négligeable (séparation de plans). [11]

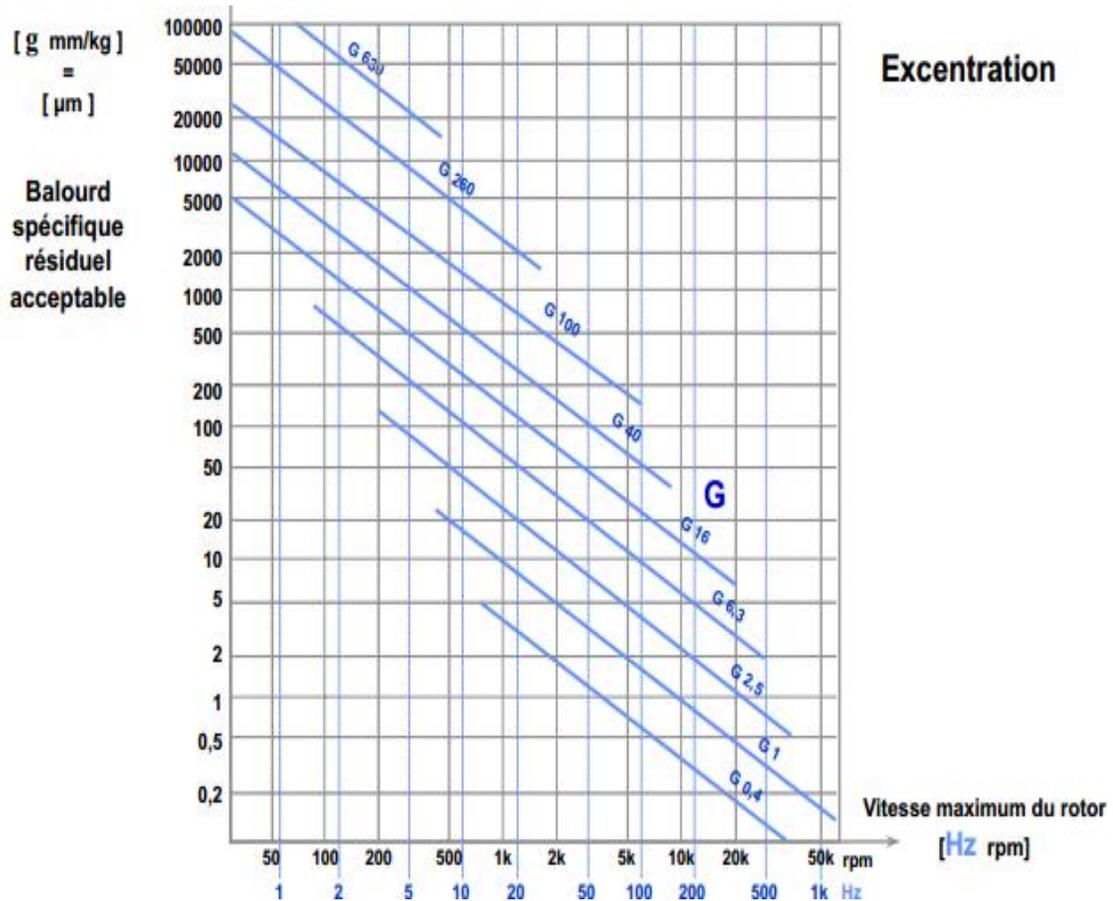


Fig.III-15. Limite précision d'équilibrage (excentricité). [9]

## III-7-2 Degré de qualité d'équilibrage G

L'expérience montre qu'en général, pour des rotors du même type, la valeur du balourd spécifique ( $e_{adm}$ ), varie inversement à la vitesse du rotor pour un degré de qualité d'équilibrage donné, selon la relation  $e_{adm} \times \omega = \text{degré de qualité}$ , exprimé en millimètres par seconde.[7]

Les degrés de qualité proposés par la norme Iso 1940 sont désignés en fonction du produit de cette relation, c'est-à-dire si le produit  $e_{adm} \times \omega$  est égal à 630 mm/s, le degré de qualité d'équilibrage est désigné "G630".[7]

Où : G = critère de qualité [mm/s]

e = excentration du centre de masse [mm]

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

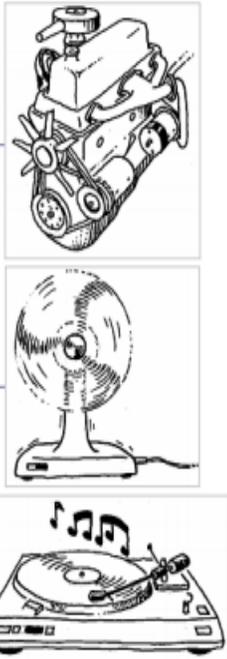
$\omega$  = vitesse angulaire maximale de rotor [rad/s].

**Remarque :** Ne pas confondre **G** qui désigne usuellement le centre de masse, et **G** critère de qualité lié à la vitesse.

La norme propose des formules permettant de rapporter le critère de qualité à une qualité d'équilibrage sur chaque plan de compensation. Ces formules dépendent de la géométrie du rotor ainsi que de ses points d'appui. Dans le cas simple d'un rotor parfaitement symétrique. [11]

Tolérance d'équilibrage :  $T = G/2$

Grade	Exemples de rotor
630	Grand vilebrequin lent de moteur 4 temps.
250	Vilebrequin rapide de moteur diesel 4 cylindres. ←
100	Vilebrequin de moteur diesel 6 (ou plus) cylindres.
40	Roue de véhicule. Vilebrequin de moteur de voiture.
16	Arbre d'entraînement et rotor général non critique.
6,3	Rotors de ventilateur et tablier. Composants de machine. Moteur électrique et induit de générateur. ←
2,5	Rotors de turbine. Entraînement de machine-outil. Petits induits de moteur électrique.
1	Tourne-disque et magnéto-cassette. Parties mobiles de machine de polissage. ←
0,4	Rotor de meule de haute précision. Gyroscopes.



**Fig.III-16.** Degrés de qualité d'équilibrage des rotors rigides représentatifs. [9]

### III-8 Etapes d'équilibrages dans l'atelier

1) Inspection visuelle du rotor (nu).

2) Il faut contrôler la flèche du rotor, c-à-d la flèche mesurée ne doit pas dépasser la flèche calculée :

-La flèche mesurée < flèche calculée.

-Si la flèche mesurée > flèche calculée, il faut redresser la flèche du rotor à l'aide des méthodes suivantes :

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

- a) Le chauffage avec un chalumeau.
- b) Le redressement à l'aide d'une presse.
- c) Machine spéciale pour redressement de la flèche.

3) Le choix de la machine est suivant le poids du rotor :

-Les rotors qui pèsent moins de 10kg ne peuvent pas à équilibrée, pour la H4B, le poids du rotor doit être plus que 10kg et moins de 1000 kg et pour la H6V le poids varie entre 500 kg à 9000 kg.

4) Choix de la technique d'équilibrage statique/dynamique.

5) Avant de démarrer l'équilibreuse, il faut faire entrer les données suivantes :

-Faire un croquet du rotor nue (Il existe généralement Cinq possibilités), le choix entre ces possibilités est en fonction de la géométrie du rotor.

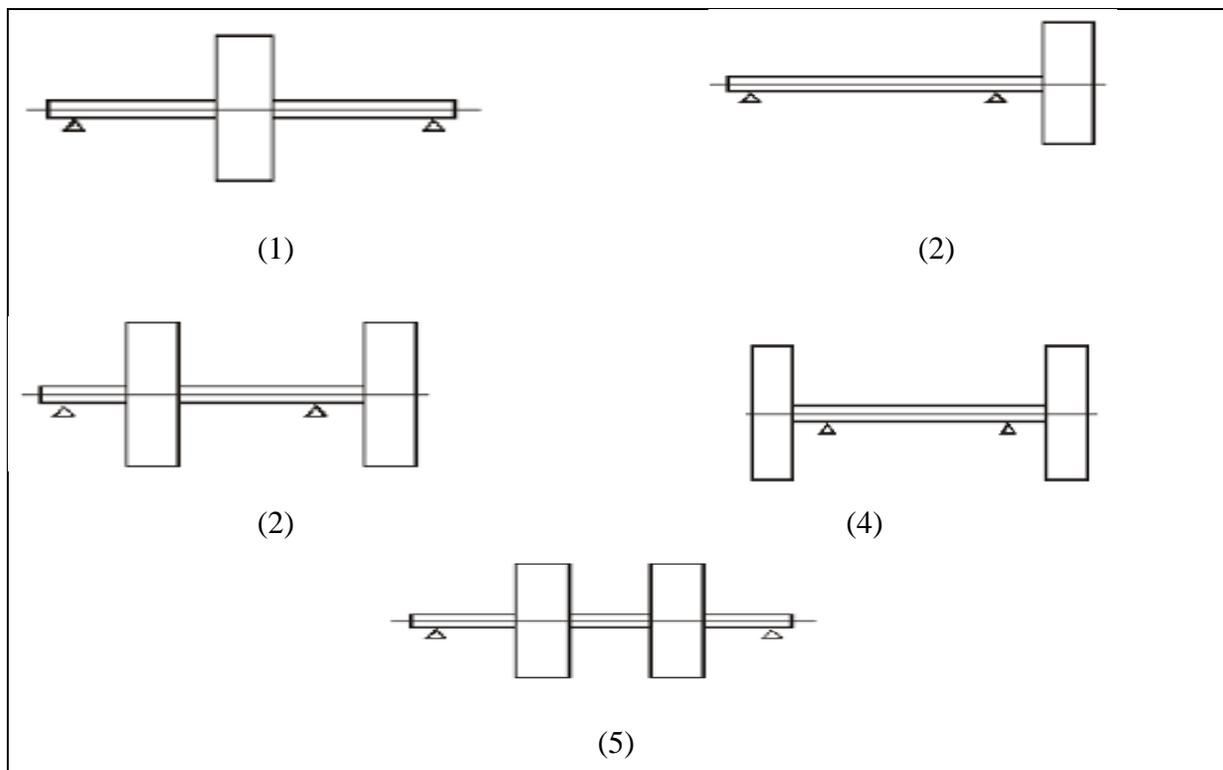


Fig.III-17. Cinq possibilités de positionnement des rotors.

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

Exemple :

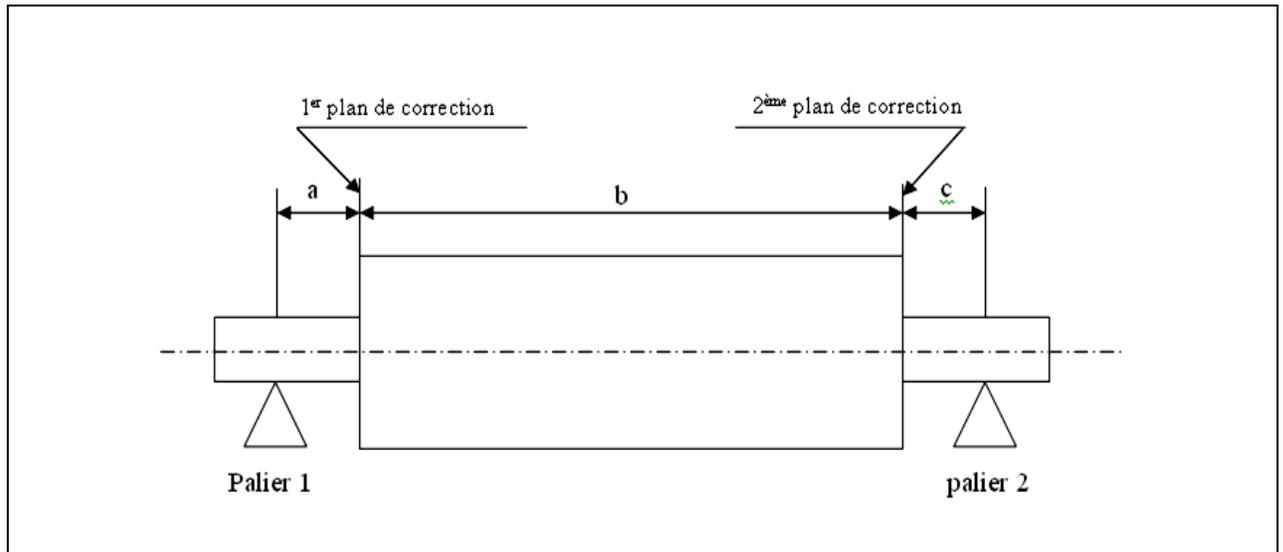


Fig.III-18. Exemple du rotor à 2 plans de correction.

Avec :

**a** : la distance entre le milieu du palier 1 et la face du plan 1<sup>er</sup> de correction.

**b** : la distance entre les deux faces de correction.

**c** : la distance entre la face de deuxième plan de correction et le milieu du deuxième palier.

(a, b, c) ils aident l'intégrateur de signaux à localiser le lieu exacte de correction sur les plans d'équilibrages.

. Entrer les rayons des deux plans de correction ( $r_1, r_2$ ).

**Remarque** : Pour l'équilibrage statique il existe un seul plan de correction donc les coordonnées (cet  $r_2$ ) n'existe pas et **-b-** sera la distance entre le plan de correction et le milieu de 2<sup>ème</sup> palier.

6) Définir le type d'équilibrage : +/- (ajout/ enlève).

Il existe deux modes pour chaque type :

**a) Composante** : on trouve sur le plan de correction des têtant ou en peut ajouter des masselottes réparties a la même distance de centre de ce plan (Rotor d'un moteur électrique).

**b) Polaire** : on peut faire la correction sur toute la surface du plan

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

---

(Rotor d'un compresseur centrifuge)

7) Calculer la vitesse d'équilibrage, elle doit être inférieure de la vitesse critique pour éviter le phénomène de résonance.

### . Pour l'équilibreuse H4B :

$N \longrightarrow$  la vitesse critique

$$P \times N^2 = 450 \times 10^6 \quad \text{III-5}$$

$$. N = 10^3 \sqrt{\frac{450}{P}} \text{ [tr/min]} \quad \text{III-6}$$

$V_1 \longrightarrow$  vitesse d'équilibrage.

$D_1$  : diamètre sous couroi

$V_2$ : vitesse de moteur électrique

$D_2$  : diamètre de moyeu

$P$  : poids du rotor

$$V_1 * D_1 = V_2 * D_2 \quad \text{III-7}$$

$$V_1 = V_2 * D_2 / D_1 \quad \text{III-8}$$

**Remarque :**

Pour évite la vitesse de résonance en peu varie le moyeu (  $D_2 = 45, 75, 106, 130$ ).

### . Pour l'équilibreuse H6V :

$N \longrightarrow$  la vitesse critique

$V_{eq} \longrightarrow$  la vitesse d'équilibrage

$P \longrightarrow$  poid du rotor

$$. N = 10^3 \sqrt{\frac{1800}{P}} \text{ tr/min} \quad \text{III-9}$$

$V_{eq} < N$

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

---

Il existe une boîte de vitesse à Cinq rapports (2080, 1450, 850, 480, 250 tr/min).

8) Définir la qualité d'équilibrage qui dépend des exigences de l'équipement à équilibrer et de la vitesse de service.

9) Calcule de la tolérance d'équilibrage (rotor nu et équipé).

10) Préparation de la machine d'équilibrage et installation du rotor.

H4B : réglage des galets (suivant diamètre du palier).

- Réglage du moyeu et le diamètre sous courroie (suivant vitesse de rotation).
- Les butées de blocage.
- La lampe stroboscopique et le réfléchissant ou le compte phase.
- Vérification des paramètres de configuration de la machine.
- Introduire les données spécifiques du rotor sur la machine.

H6V : choix du cardan d'entraînement selon abaque (moment d'inertie), réglage des galets (suivant diamètre du palier).

- Vérification des paramètres de configuration de la machine
- Introduire les données spécifiques du rotor sur la machine [11]

### III-9. Les taches de travail à l'atelier pour l'équilibrage d'un moteur asynchrone

- **Vérification d'état du rotor**

Inspection visuelle



**Fig.III-19.** Rotor d'un moteur asynchrone.

### - Vérification du journal de palier

L'état du journal palier semble acceptable



**Fig.III-20.** Vérification du l'état de palier.

### - Mesure des dimensions et poids du rotor



**Fig.III-21** Mesurer du poids.



**Fig.III-22.** Mesurer le long de rotor.



**Fig.III-23** Mesurer le diamètre de rotor.

### - Préparation et réglage de la machine

Dans cette partie on règle les paramètres suivants :

- La distance entre palier de la machine **Fig.III-24. (a)** = la distance entre palier du rotor.
- Le diamètre sous courroie **Fig.III-24. (b)** = le diamètre ou la courroie va être posée.
- Le diamètre tourillons **Fig.III-24. (c)** = Le diamètre de palier ou va être posée le rotor.

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

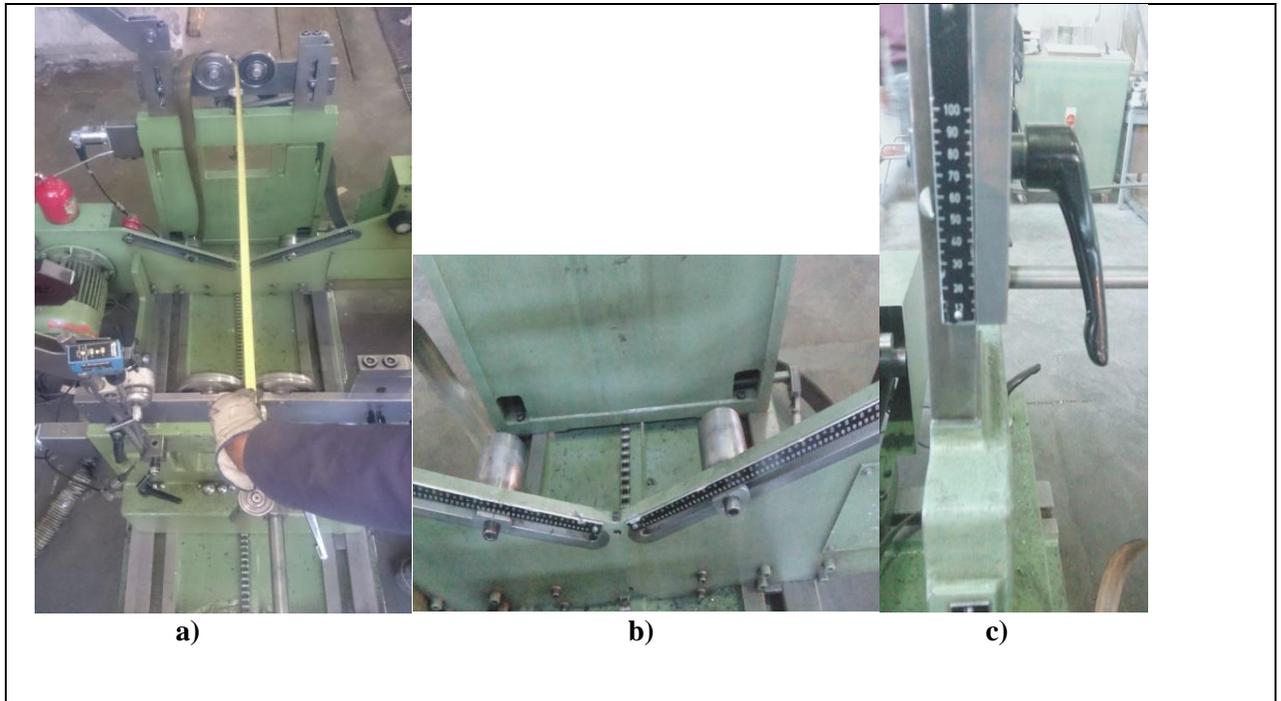


Fig.III-24. Préparation et réglage de la machine.

- **Calcul de la vitesse critique**

La vitesse d'équilibrage doit être inférieure à la vitesse critique déterminée par la formule empirique suivante (pour machine H4V), pour rester dans le domaine linéaire :

$$N = 10^3 \sqrt{450/p} \quad \text{III-10}$$

P : poids du rotor (kg)

N: la vitesse critique (tr/min).

Poids du rotor=128kg, alors la vitesse critique égale : N =1875 tr/min

- **Calcul de vitesse d'équilibrage on fonction des diamètres des poulies disponibles**

$$N1 * D1 = N2 * D2 \quad \text{III-11}$$

Telle que :

N1 : vitesse de rotation du moteur N1=1370 tr/mn

D1 : diamètre de moyeu de la poulie (D1=45 / 75 /106 / 130) mm

N2 : vitesse d'équilibrage

D2 : diamètre de l'arbre sous courroie

$$N2 = N1 * D1/D2$$

III-12

Dans notre cas :

$$N2 =$$

La vitesse d'équilibrage sur machine est donc égale à : 1370 tr/min.

### - Positionnement du rotor sur machine



**Fig.III-25.** Positionnement du rotor sur machine.

### - Fixation de roulement de buté axiale sur le rotor

Afin d'éviter le déplacement axial de l'arbre, on fixe un appui ponctuel par des billes placées aux extrémités d'arbre.



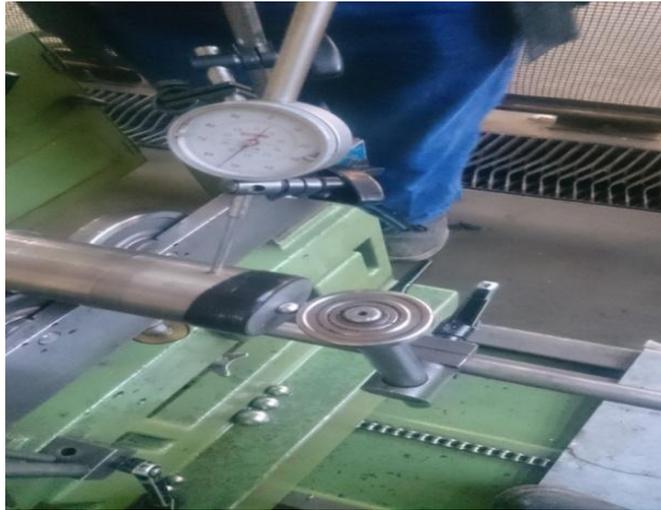
**Fig.III-26.** Fixation de roulement de buté axiale sur le rotor.

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

---

### -Contrôle de flexion du rotor (Run out check)

Dans cette partie, on vérifie la flexion de l'arbre dans différent endroit de l'arbre et les impulseurs aussi. La valeur du Run-out ne doit pas dépasser les 0.04 mm sinon le rotor sera envoyé à la section de fabrication pour d'autres réparations possibles.



**Fig.III-27.** Contrôle de flexion du rotor.

### - Installation du capteur de vitesse et bande réfléchissante sur le rotor

On doit toujours installer une band réfléchissante sur le rotor afin que la machine puisse mesurer la vitesse réelle de rotation de l'arbre par ce que la mesure du balourd et sa phase nécessite non seulement la mesure de vibration mais aussi la vitesse de rotation.



**Fig.III-28.** Installation d'une band réfléchissante.

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

### -Equilibrage du rotor nu

Pour cette étape d'équilibrage le rotor doit être équilibré sans accessoires à savoir demi-accouplement, ventilateur, collet de butée...etc.

**Tolérance** : la tolérance peut être calculée par 2 méthodes différentes

### - Méthode automatique selon la norme ISO 1940

Le cab820 calcule automatiquement la tolérance en introduisant le poids, la vitesse et la géométrie du rotor ainsi le niveau de qualité selon ISO 1940.

$$U = \frac{G \cdot m}{\omega}$$

III-13

U = balourd résiduel admissible (somme des balourds résiduels pour les plans 1 et 2).

G = niveau de qualité selon ISO 1940.

m = masse du rotor, éventuellement sans arbre auxiliaire.

- $\omega$  = vitesse angulaire du rotor en fonctionnement cette valeur peut être aussi introduite manuellement.

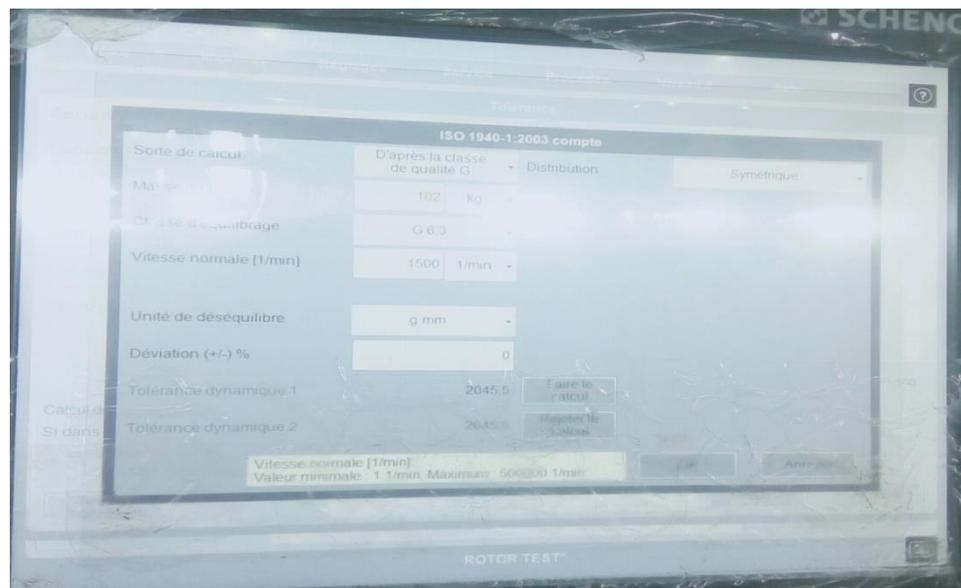


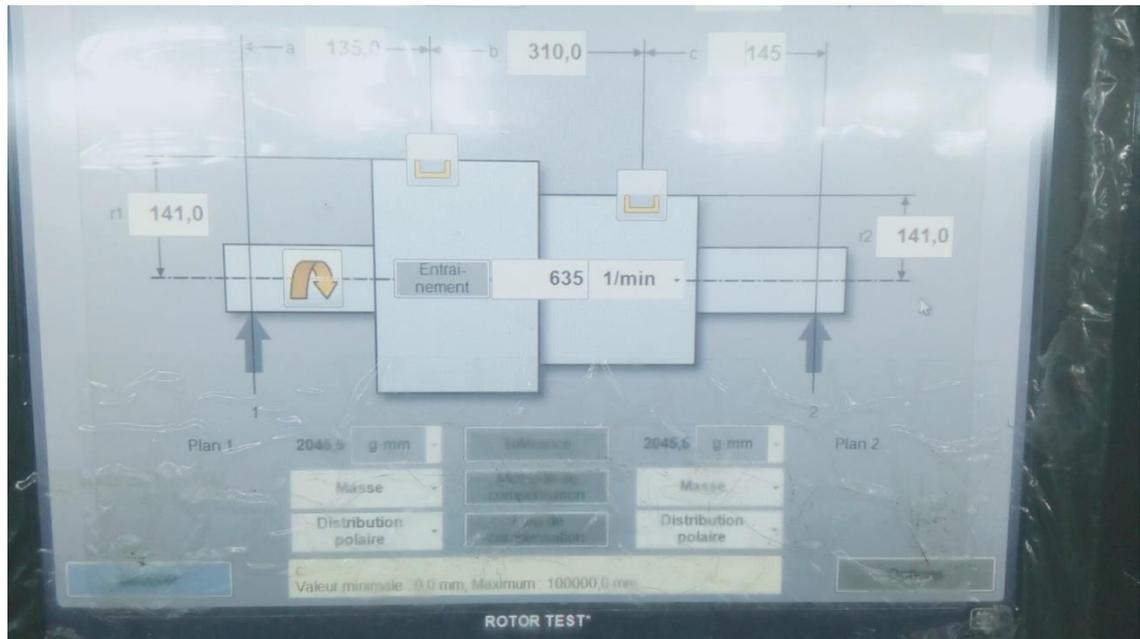
Fig.III-29. Méthode calcule isométrique de la tolérance.

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

### -Saisie manuelle

Ou l'utilisateur va introduire la valeur selon une autre norme ou selon les données du constructeur.

- **Configuration du coffret de mesure cab820.**



**Fig.III-30.** Configuration du coffret de mesure cab820.

- **Choix du mode d'équilibrage.**

Pour notre cas et vue la géométrie du moteur (diamètre d'impulseur est inférieur à la distance entre les deux impulseurs), donc nous appliquerons l'équilibrage dynamique.

- **Configuration des paramètres géométriques :**

Pour cette configuration, on doit introduire le rayon d'équilibrage et la méthode de la correction (ajout ou enlèvement de matière).

### - Démarrage de la machine

La 1ere chose à faire après avoir fini la configuration, c'est de lubrifier les galets ensuite démarrer le moteur électrique.

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

Charger la vitesse, par ce que même la vitesse réelle de rotation est différée de celle calculée faut de glissement de la courroie. Une fois la vitesse chargée, on passe à la vérification de l'équilibrage.

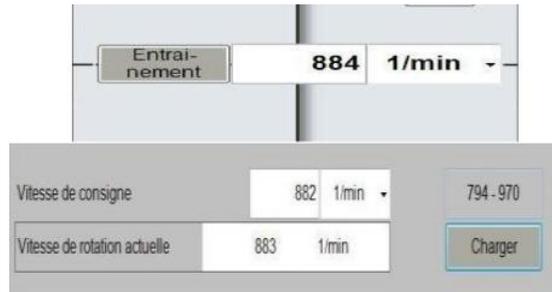


Fig.III-31. Chargement de la vitesse.

### - Contrôle d'équilibrage



Fig.III-32. Le rotor en tolérance.

CAB820 nous donne deux masses à enlever à certains angles.

L'enlèvement de matériaux n'est pas nécessaire car les deux masses dans le domaine de la tolérance.

**(Remarque :** Si une certaine masse se trouve en à l'extérieur du domaine de la tolérance, il est enlevé, ou il est ajouté une masse équivalente à lui dans l'angle opposé à l'angle spécifié).

## Chapitre III : Technique d'équilibrage

---

- Equilibrage du rotor équipé
- Montage du demi-accouplement



Fig.III-33. Montage du demi-accouplement.

### -Paramètre géométrique

Dans cette partie, on doit mesurer la distance  $\bar{A}$ , B, C, R1 et R2 pour que le Cab820 calcule le balourd et son angle.

A : distance entre palier 1 de la machine et le plan de compensation 1

B : distance entre plans de compensations 1 et 2.

C : distance entre plan de compensation 2 et palier 2 de la machine.

R1 : rayon du plan de compensation n°1.

R2 : rayon du plan de compensation n°2.

**Remarque :** Nous suivons les étapes précédentes comme nous l'avons fait avec le rotor nu.

### -Rapport de correction

Un rapport final est imprimé par la machine d'équilibrage qui contient un résumé des informations liées au rotor, introduite dans la machine (dimensions du rotor, poids et géométries).

# Chapitre III : Technique d'équilibrage

La deuxième partie du rapport contient le résultat de la correction à effectuée sur le rotor pour éliminer le problème du balourd. (Figure III-34)

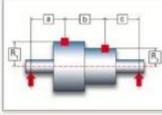
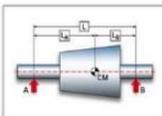
SONATRACH DP HRM SERVICE MECANIQUE INDUSTRIELLE SECTION EQUILIBRAGE ET VIBRATION		سوناتراش sonatrach
<b>Rapport d'équilibrage</b>		
Utilisateur Numéro de commande	DEIRA_BENEDDINE_KALACHE OT:487841	
<b>données type</b>		
Type de rotor	43-EM108J NU*	
Dernière modification	05/02/2019 16:39	
Vitesse prescrite	635 1/min	
<b>Géométrie ABC</b>		
Position des plans de compensation		
Distance a	135,0 mm	
Distance b	315,0 mm	
Distance c	145,0 mm	
Rayon 1	94,0 mm	
Rayon 2	94,0 mm	
<b>ISO 1940-1:2003 compte</b>		
Sorte de calcul	D'après la classe de qualité G	
Déviaton (+/-) %	0	
Classe d'équilibrage	G 6,3	
Masse du rotor	102 kg	
Vitesse normale (1/min)	1500 1/min	
Dynamique dans le plan 1	2045,5	g mm
Dynamique dans le plan 2	2045,5	g mm
		
<b>Résultats de la mesure, Lancer: 1</b> <span style="float: right;">05/02/2019 / 15:38:39 Heure</span>		
Ident. rotor		
Vitesse de mesure	696 1/min	
<b>Compensation</b>		
Plan de correction 1 - Masse (Ajouter)	1,28 g	144 °
Plan de correction 2 - Masse (Ajouter)	3,67 g	342 °
<b>Rotor dans les tolérances</b>		
<b>Résultats de la mesure, Lancer: 2</b> <span style="float: right;">05/02/2019 / 16:41:04 Heure</span>		
Ident. rotor		
Vitesse de mesure	677 1/min	
<b>Compensation</b>		
Plan de correction 1 - Masse (Ajouter)	2,00 g	173 °
Plan de correction 2 - Masse (Ajouter)	4,02 g	356 °
<b>Rotor dans les tolérances</b>		

Fig.III-34 Rapport du rotor nu et équilibré.

## III-10. Conclusion

Les travaux effectués dans ce chapitre, nous ont permis de manipuler de près les rotors des moteurs asynchrones, ainsi que toute la chronologie des opérations survenu lors de leur équilibrage dans l'atelier d'équilibrage et vibration de Sonatrach Hassi R'mel.

Aussi au cours de ce chapitre, on a rassemblé les techniques d'équilibrage utilisées pour chaque mode d'équilibrage (1 plan et 2 plans), selon les normes internationales utilisées dans ce domaine comme ISO 1940.

*Chapitre IV :*

*Modélisation et correction*

*Du déséquilibre*

## Chapitre IV : Modélisation et correction du déséquilibre.

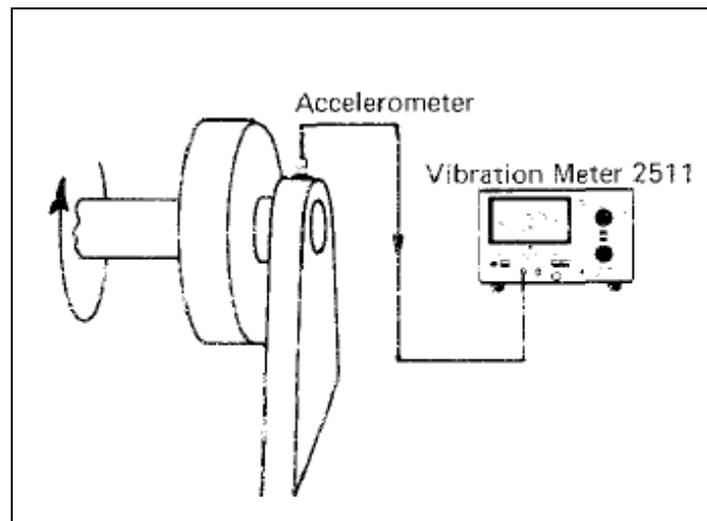
### IV-1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de créer une solution analytique au problème de déséquilibre en utilisant la méthode d'équilibrage d'un plan avec une seule masse d'essai, deux plans avec deux masses d'essais, cette méthode est basée sur les données de la vitesse de vibrations et de l'angle de phase.

Au cours de ce travail, une nouvelle méthode a été ajoutée qui nous permet d'abandonner l'angle de phase en utilisant trois masses d'essais sur un plan et six masses d'essais sur deux plans, la dernière méthode basée sur les vitesses de vibration seulement sans angle.

### IV-2 Équilibrage statique ; mesure et calcul :

Pour équilibrer un rotor par la méthode statique en utilisant un détecteur de vibration de type 4911 en mesurant les angles de phase avec les amplitudes comme illustrée à la figure IV-1.



**Fig.IV-1.** Arrangement simplifié utilisant uniquement un compteur de vibrations et un Accéléromètre.

Le vibro-mètre a été mis en marche pour mesurer la "vitesse" des vibrations, afin d'obtenir à précision égale les basses et des hautes fréquences, les filtres internes du vibro-mètre ont été utilisés pour limiter la plage de mesure aux fréquences comprises entre 10 Hz et 1000 Hz, afin d'améliorer le signal rapport de bruit.

La mesure crête à crête avec une période de temps d'une seconde a été choisie de manière à obtenir une sensibilité et une grande déviation de l'aiguille.

## Chapitre IV : Modélisation et correction du déséquilibre.

Un signal alternatif de la "sortie enregistreur" du vibro-mètre a été envoyé à l'une des bornes "entrée" de l'analyseur de mouvement pour être utilisé comme signal d'horloge.

L'analyseur a été sélectionné sur le mode "Synchronisé externe" afin que la lampe clignote à la fréquence de rotation.

Une marque de position a été faite sur le rotor, une autre marque à côté de celui-ci sur la partie fixe de la machine.

La machine avait atteint sa vitesse de fonctionnement (2800 tr / min) et un niveau de vitesse de vibration de 15 mm / s indiqué par le vibro-mètre. Comme le clignotement de la lampe était synchronisé avec la rotation, lorsque la machine a été observée par la lumière, le rotor a semblé être immobile.

En tournant le bouton "Déviation de Phase", le repère de position du rotor s'alignait sur le repère fixe de la machine. La commande "Déviation de phase" est graduée par incréments de  $10^\circ$  a permet d'estimer un angle de phase de  $55^\circ$ , après cela la machine a été arrêtée.

L'ensemble, le niveau de vitesse et l'angle de phase donnent un vecteur représentant le balourd initial du rotor,  $V_0$  sur la figure IV-2.

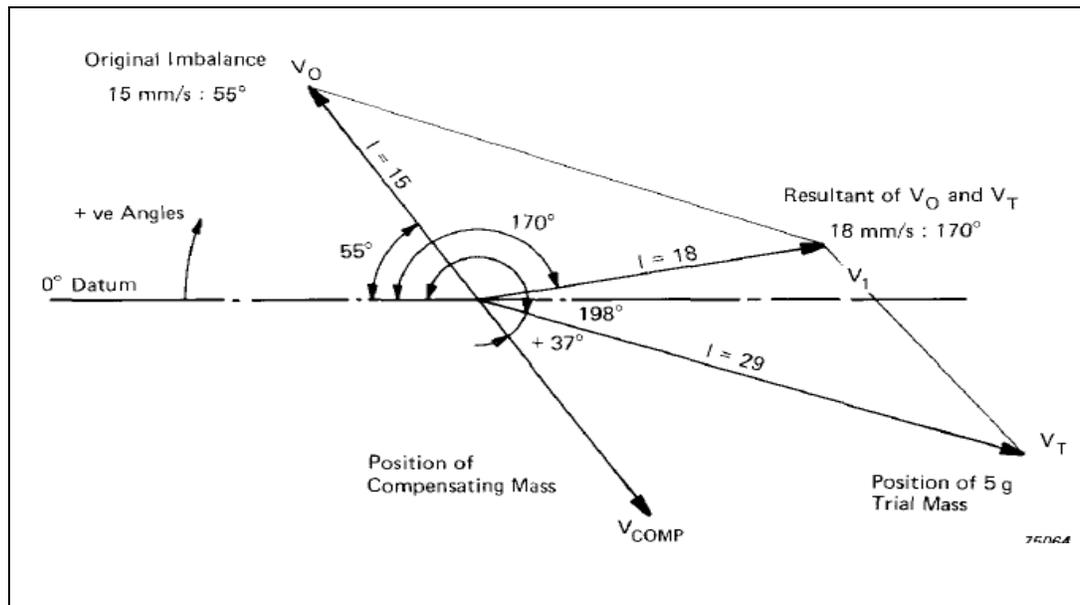


Fig.IV-2. Diagramme vectoriel.

## Chapitre IV : Modélisation et correction du déséquilibre.

---

Une masse d'essai de poids connue a été fixé à un rayon connu à une position angulaire arbitraire sur le rotor. Pour le premier essai, il faut utiliser une masse suffisamment importante pour produire un effet prononcé sur le rotor.

Dans notre cas, une masse d'essai de 5 g a été fixée au rotor à la même position angulaire que la marque de référence. Ensuite, la machine a été ramenée à sa vitesse de fonctionnement.

Le nouveau niveau de vitesse de vibration était de 18 mm / s et, lorsque les repères de position sur le rotor et la partie fixe de la machine avaient été alignés avec le contrôle "Ecart de phase", le nouvel angle de phase était de 170 °. Ces valeurs représentent l'effet résultant de l'addition du déséquilibre initial et de la masse d'essai de 5 g, représentée par le vecteur  $V1$ .

Maintenant, suffisamment d'informations sont disponibles pour construire le diagramme vectoriel de figure IV-2., les longueurs vectorielles étant proportionnelles aux niveaux de vitesse de vibration mesurés à l'aide du vibro-mètre, et les angles étant ceux indiqués par l'analyseur de mouvement.

On dessine d'abord le vecteur  $V1$ , puis, comme le vecteur  $V1$  est la résultante du déséquilibre initial plus la masse de 5 g, on peut trouver le vecteur  $Vt$ , qui représente la masse d'essai uniquement.

La longueur de  $Vt$  est proportionnelle à la masse de 5 g, de sorte que la longueur du vecteur  $V0$  (le déséquilibre initial) peut être déterminée en unités de masse.

La phase de  $Vt$  donne l'angle auquel la masse d'essai a été fixée, de sorte qu'il est simple de déterminer l'angle que fait le balourd initial avec la position de la masse d'essai.

La position angulaire de la masse compensatrice peut donc être facilement trouvée.

Le balourd initial est donné par

$$M0 = \frac{V0}{Vt} \times Mt \quad \text{IV-1}$$

(Avec  $V0/Vt$  un facteur d'échelle)

$$\frac{15}{29} \times 5 = 2.6 \text{ g} \quad \text{IV-2}$$

Donc la masse de compensation

$$M_{\text{COMP}} = 2.6 \text{ g} \quad \text{IV-3}$$

## Chapitre IV : Modélisation et correction du déséquilibre.

Et sa position est donnée par

$$\begin{aligned}\angle \text{COMP} &= -\angle t + \angle 0 + 180^\circ \\ &= -198^\circ + 55^\circ + 180^\circ \\ &= 37^\circ \text{ en référence à la position de la masse d'essai.}\end{aligned}$$

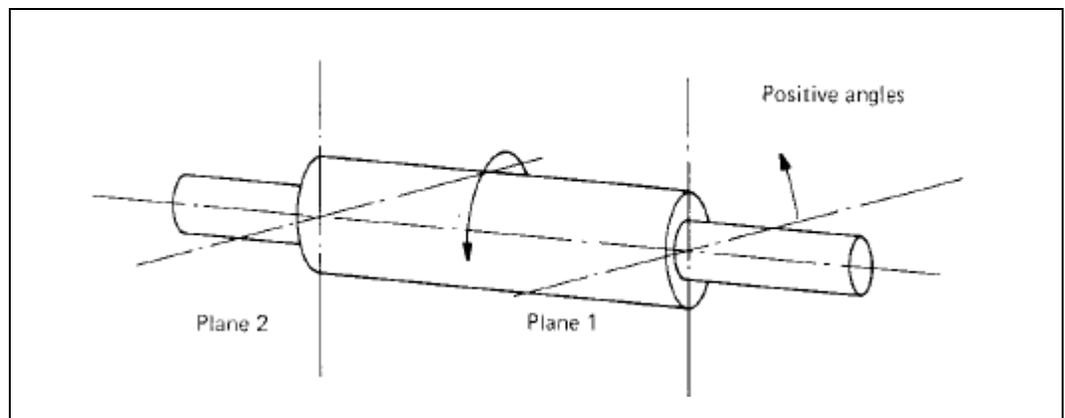
L'angle positif signifie que la masse de compensation doit être fixée à  $37^\circ$  de la position de la masse d'essai dans le sens positif, c'est-à-dire dans le sens de la rotation.

Une fois le rotor équilibré selon cette procédure, il est recommandé de mesurer à nouveau le niveau de vibration afin de vérifier le niveau d'équilibrage obtenu. En raison de non-linéarités ou d'imprécisions dans le montage de mesure pratique, le rotor n'a peut-être pas été suffisamment équilibré lors de la première application de la procédure d'équilibrage.

Lorsque le déséquilibre résiduel atteint un niveau inacceptable, l'ensemble de la procédure d'équilibrage doit être réitéré, jusqu'à atteindre un niveau acceptable.

Cette méthode de correction du déséquilibre est programmée et incluse dans l'annexe 1, intitulée 1.1 équilibrage un plan une masse d'essai.

### IV-3 Équilibrage dynamique ; mesure et calcul

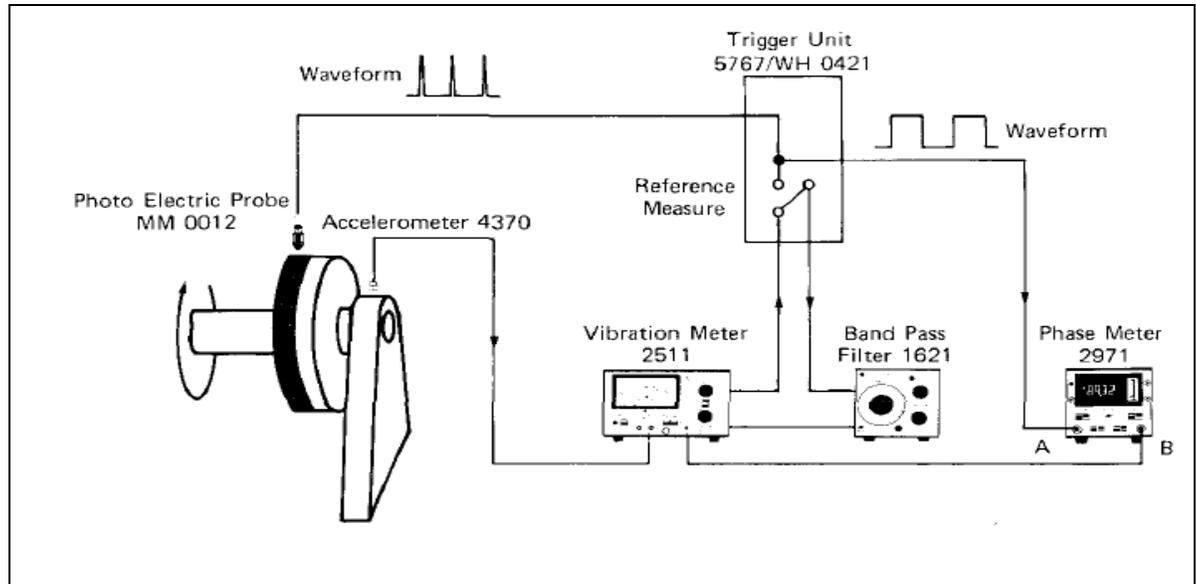


**Fig.IV-3.** Rotor montrant les plans de mesure.

Pour faire les mesures d'équilibrage statique et dynamique d'une machine à rotor rigide supporté par deux paliers ; c'est-à-dire un problème d'équilibrage sur deux plans.

## Chapitre IV : Modélisation et correction du déséquilibre.

Le dispositif de mesure illustré à la figure IV-4 a été utilisé dans cet exemple et le procédé de base utilisé pour deux plans peut être étendu pour résoudre des problèmes d'équilibrage de plus de deux plans.



**Fig.IV-4** Utilisation de l'unité de déclenchement.

Le principe de la procédure est le même que dans l'équilibrage statique ou dite à un plan, trouvant l'effet d'une masse d'essai connue fixée au rotor, sauf que les mesures doivent maintenant être effectuées dans deux plans situés aux deux paliers (plans 1 et 2).

Deux dispositifs d'instruments de mesure seront utilisés, chacun dans chaque palier, pour déterminer les niveaux de vibration et les angles de phase produits, de sorte que toutes les données nécessaires puissent être obtenues à partir de trois essais seulement.

On peut également utiliser un seul dispositif d'équipements, l'accéléromètre étant déplacé d'un palier à l'autre, et le vibro-mètre peut être commuté entre deux accéléromètres, un sur chaque palier.

Pour éviter une accentuation particulière des composants haute ou basse fréquence, la vitesse de vibration a été choisie comme mesure du niveau de vibration sur l'indicateur de vibration et la bande passante de 3% sélectionnée sur le filtre de la bande passante. La limite de fréquence supérieure du phasemètre a été définie à "2 kHz" pour éliminer les signaux haute fréquence indésirables, tandis que la limite inférieure a été définie à "2 Hz" pour tirer profit du temps moyen plus long nécessaire à l'obtention d'une indication de phase plus stable.

## Chapitre IV : Modélisation et correction du déséquilibre.

---

Dans un premier temps, il faut mesurer les niveaux de vitesse de vibration et les angles de phase à chaque palier pour établir la magnitude du balourd initial. Le commutateur de basculement dans le type d'unité de déclenchement 5767 a été réglé sur "Référence" afin que le signal de référence de la source de déclenchement soit divisé, une partie passe directement à l'entrée A du phase-mètre, l'autre partie passe à travers le filtre de la bande passante avant d'atteindre l'entrée B.

Les commutateurs sur le Phase-mètre ont été désignés par "+" sur le canal A et "-" sur le canal B pour produire une lecture stable des signaux en phase de  $180^\circ$  lors de mesures entre  $0$  et  $360^\circ$

La machine est mise en marche pendant que le filtre est réglé lentement sur la plage de fréquences dans laquelle la fréquence de rotation était supposée se situer.

Lorsque l'indicateur du compteur analogique a cessé de balayer d'un bout à l'autre de la balance et s'est stabilisé au milieu de la balance à  $\pi$ , le filtre a été réglé avec précision à l'aide de l'affichage numérique jusqu'à une lecture de  $180^\circ$  ( $3,14\text{rad}$ ) est apparu. Comme l'entrée et la sortie du filtre étaient maintenant en phase, la fréquence centrale du filtre a été réglée avec précision sur la fréquence de rotation de la machine, éliminant ainsi les erreurs de phase.

Les commutateurs sur l'indicateur de phase étaient réglés sur le même signe, sans modifier le réglage du filtre. "Mesure" a été sélectionnée sur le commutateur, de sorte que le filtre fonctionne sur le signal de vibration dérivé de l'accéléromètre.

Le niveau de vibration (V) et l'angle de phase ( $\gamma$ ) ont été mesurés aux deux paliers.

Ensuite, une masse d'essai de poids connu a été montée à un rayon connu sur le plan 1 de support du rotor, où des masses d'équilibrage seront fixées près de l'un des paliers. Un test a été effectué pour déterminer l'effet de la masse d'essai, à la fois sur le palier 1 et sur le palier 2.

La machine a été arrêtée et la masse d'essai déplacée vers l'autre plan d'équilibrage, pour des raisons de commodité, en utilisant les mêmes radiations et positions angulaires que pour le premier plan. Un autre test a été effectué pour déterminer l'effet de la nouvelle position de cette masse d'essai sur les niveaux de vibrations des deux paliers.

Les résultats ont été présentés dans le tableau 1 et une notation vectorielle pour chaque mesure a également été établie.

La notation représente le vecteur complet, à la fois le niveau de vibration (longueur) et l'angle de phase, en un terme approprié. Il indique également le plan dans lequel les mesures ont été effectuées et le plan où la masse d'essai (le cas échéant) a été fixée.

Alors que

## Chapitre IV : Modélisation et correction du déséquilibre.

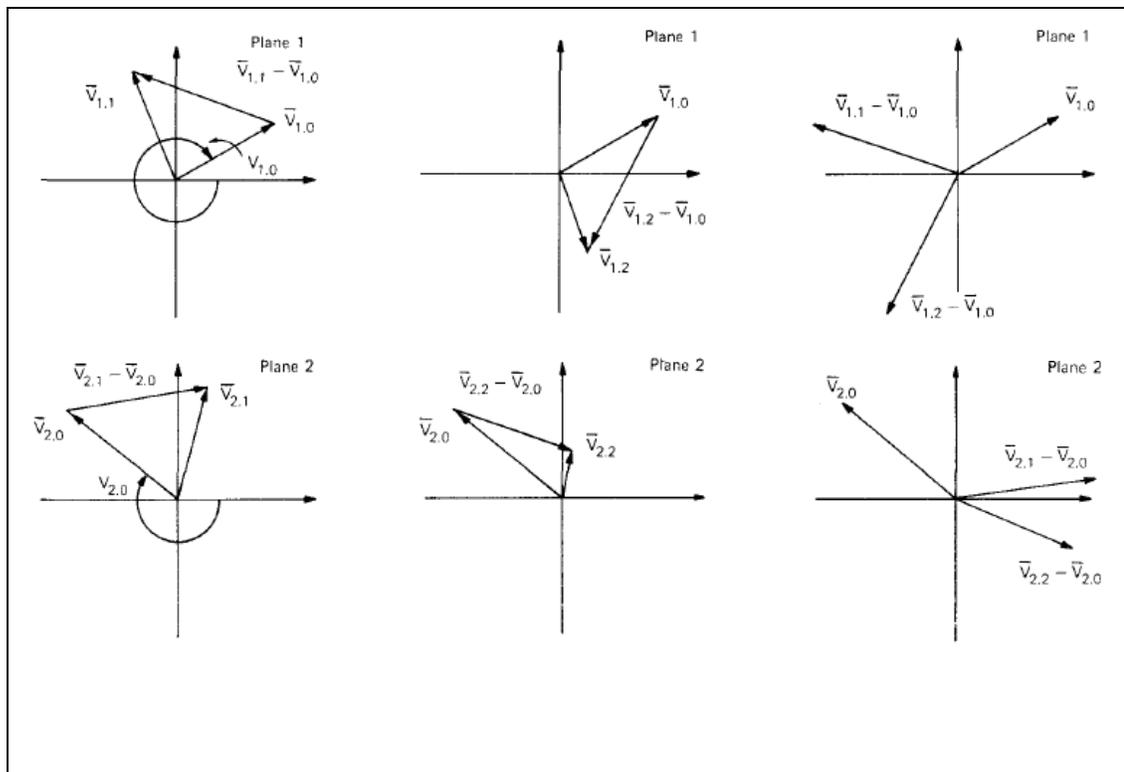
$V_{1,0}$  représente un niveau de vibration  $V$  et un angle de phase  $y$  mesurés dans le plan 1, sans masse d'essai sur le rotor.

$V_{1,2}$  représente un niveau de vibration  $V$  et un angle de phase  $y$  mesurés dans le plan 1 lorsqu'une masse d'essai est fixée au plan 2, etc.

Les niveaux de vibration et les angles mesurés dans le tableau pourraient être utilisés pour dessiner des diagrammes vectoriels similaires à ceux illustrés à la figure IV-5.

**Tableau IV-1.** Mesures des niveaux des vibrations et les angles de phase.

Masse d'essai Taille et Emplacement	Effet mesuré de la masse d'essai					
	Plan 1			Plan 2		
Aucun	7.2 mm/s	238°	$\vec{V}_{1,0}$	13.5 mm/s	296°	$\vec{V}_{2,0}$
2.5 g sur le Plan 1	4.9 mm/s	114°	$\vec{V}_{1,1}$	9.2 mm/s	347°	$\vec{V}_{2,1}$
2.5 g sur le Plan 2	4.0 mm/s	79°	$\vec{V}_{1,2}$	12.0 mm/s	292°	$\vec{V}_{2,2}$



**Fig.IV-5** Représentation vectorielle des niveaux de vibration.

## Chapitre IV : Modélisation et correction du déséquilibre.

---

A l'aide d'un programme Matlab on exploite les résultats du tableau 1 pour calculer la compensation à effectuer sur les deux plans.

Plan 1  $M_{COMP}$

$$= 1.721 \times 1.15 \text{ g} \quad \text{IV-4}$$

$$= 1.98 \text{ g à } 236.2^\circ \quad \text{IV-5}$$

Plan 2  $M_{COMP}$

$$= 0.931 \times 1.15 \text{ g} \quad \text{IV-6}$$

$$= 1.07 \text{ g à } 121.8^\circ \quad \text{IV-7}$$

Cette méthode de correction du déséquilibre est programmée et incluse dans l'annexe 1, intitulée 1.2 équilibrage deux plan -deux masses d'essai.

### IV-4. Les méthodes alternatives proposées

#### IV-4-1. L'équilibrage un plan 3 masses (sans angle de phase)

Pour équilibrer une machine tournante par la méthode statique, en utilisant uniquement un vibromètre (accéléromètre) comme illustrée à la figure IV-1.

Avec cette méthode, des instruments plus simples sont utilisés cependant cette simplicité doit être compensée par des essais supplémentaires, ainsi quatre essais sont nécessaires, chacun avec une mesure de vibration à prendre sur le palier.

Une masse d'essai est requise. Elle peut être montée sur le même rayon mais dans trois positions différentes à  $90^\circ$  l'une de l'autre, comme illustré à la figure IV-6.

La machine a été utilisée pour mesurer le niveau de vitesse de vibration provoqué par le balourd initial.  $V_0 = 2,6 \text{ mm / s}$ .

Une masse d'essai  $M_T$  de 10 g a été fixée au rotor en position 1 et la machine a été redémarrée. Cela a donné un niveau de vibration de  $V_1 = 6,5 \text{ mm / s}$  en raison de l'effet combiné de la masse d'essai ainsi que le déséquilibre initial.

## Chapitre IV : Modélisation et correction du déséquilibre.

Avant d'effectuer la prochaine mesure, la masse d'essai était déplacée de  $180^\circ$  autour du rotor et positionner au même rayon en position 2. La machine était mise en marche, il a été constaté que le niveau de vibration avait diminué jusqu'à  $V_2 = 1,9 \text{ mm / s}$ .

Il est maintenant possible de commencer à dessiner le diagramme vectoriel, mais seules les longueurs vectorielles sont connues, pas les angles. Cependant, des cercles pourraient être dessinés autour d'un centre commun, chacun ayant un rayon équivalent à une longueur vectorielle, c'est-à-dire le niveau de vibration mesuré.

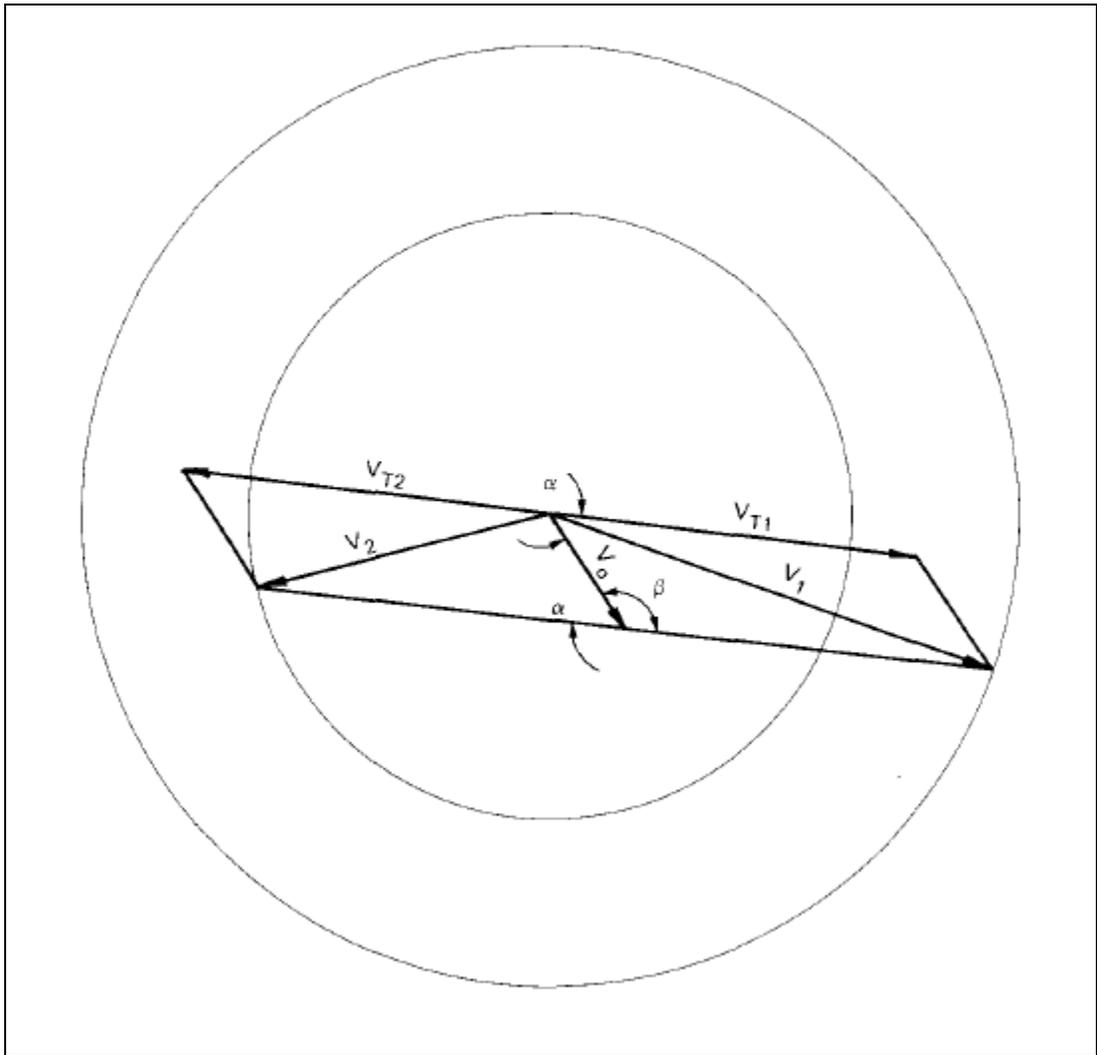


Fig.IV-6. Diagramme vectorielle initial.

## Chapitre IV : Modélisation et correction du déséquilibre.

En se référant au diagramme de géométrie de la figure IV-6 deux cercles ont été dessinés avec un rayon proportionnel à  $V_1$  et  $V_2$  qui sont les deux résultantes du balourd initial combinée avec la masse d'essai fixée dans deux positions à  $180^\circ$  l'une de l'autre.

Un rayon a également été tracé selon un angle arbitraire dans chaque cercle. Des parallélogrammes identiques ont été construits en utilisant chaque rayon comme une diagonale et en prenant la ligne allant du centre des cercles au milieu de la ligne joignant les extrémités de  $V_1$  et  $V_2$  comme un côté commun.

On voit maintenant que si les angles de  $V_1$  et  $V_2$  peuvent être agencés pour produire un côté commun de longueur équivalente à  $V_0$ , le diagramme donnera une représentation fidèle des vecteurs, de sorte que l'autre côté de chaque parallélogramme doit être équivalent.  $V_T$ , la vibration provoquée par les masses d'essai seulement dans les positions 1 et 2.

En outre, les relations suivantes existent :

$$V_2^2 = V_{T2}^2 + V_0^2 - 2V_{T2} V_0 \sin \alpha \quad \text{IV-8}$$

$$V_1^2 = V_{T1}^2 + V_0^2 - 2V_{T1} V_0 \sin \beta \quad \text{IV-9}$$

$$\text{Et on a } \cos \beta = -\cos \alpha \quad \text{IV-10}$$

L'équation pour  $V_1^2$  se simplifie,

$$V_1^2 = V_{T1}^2 + V_0^2 + 2V_{T1} V_0 \sin \alpha \quad \text{IV-11}$$

Pour que  $V_{T1} = V_{T2}$

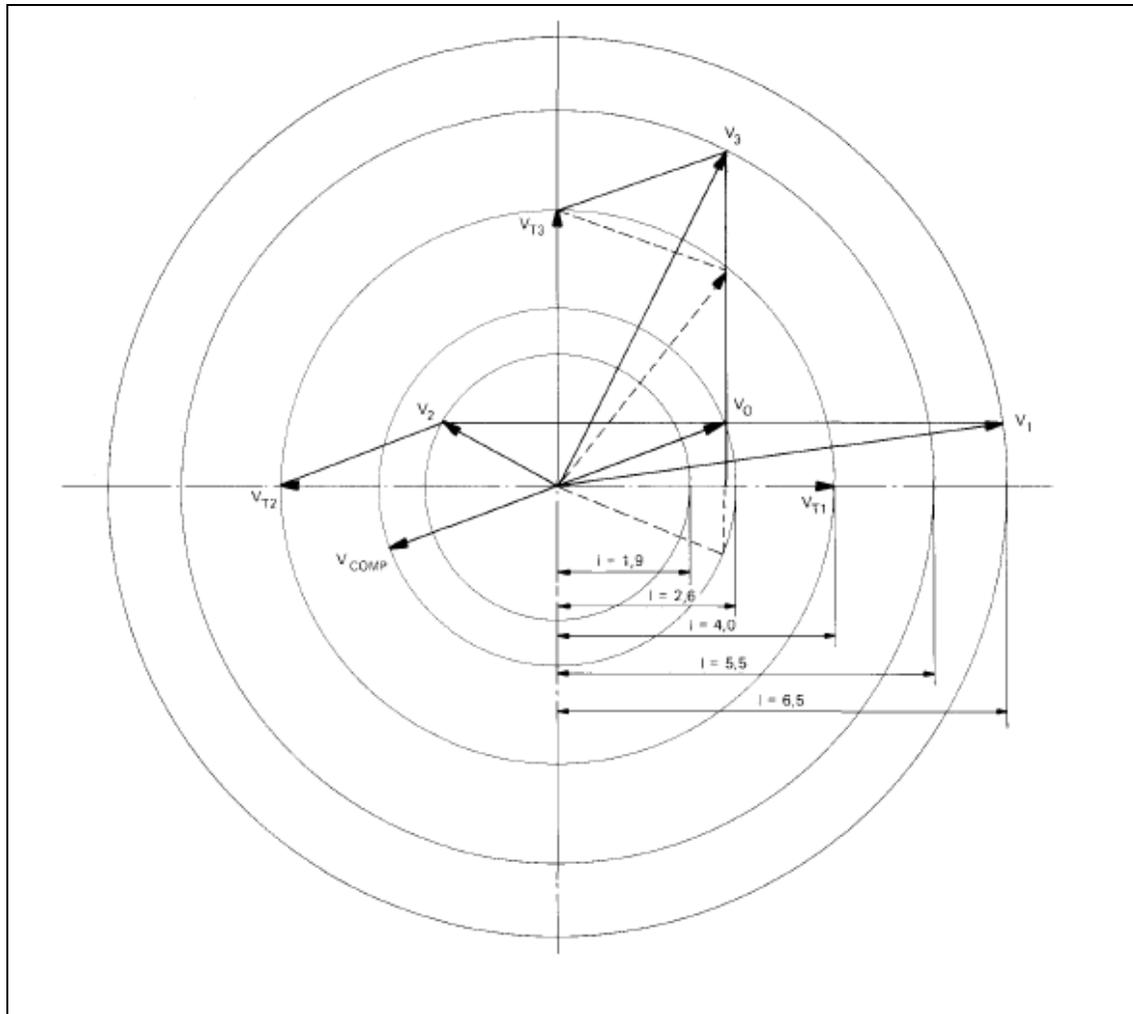
$$= \sqrt{\frac{V_1^2 + V_2^2 - 2V_0^2}{2}} \quad \text{IV-12}$$

$$\text{Et } \alpha = \cos^{-1} \frac{V_1^2 - V_2^2}{4V_T V_0} \quad \text{IV-13}$$

Cependant,  $\cos(\alpha) = \cos(-\alpha)$  ne permet pas de déterminer immédiatement si le vecteur du balourd initial,  $V_0$  est situé au-dessus ou au-dessous de l'axe  $V_{T2} - V_{T1}$  (c'est à ligne joignant la position de masse d'essai 1 à la position 2).

Il va falloir donc faire un autre test, avec la masse d'essai fixée en position 3, donne Vecteur  $V_3$ .

Définitivement, il n'aura pas été nécessaire de dessiner ce vecteur. Si le niveau de vibration était supérieur à celui de la masse d'essai seule ( $V_T$ ),  $V_0$  se situerait au-dessus de l'axe  $V_{T2} - V_{T1}$  (indiqué par la ligne entière sur la figure IV-7, si le niveau de vibration était inférieur à  $V_T$ ,  $V_0$  se situerait sous l'axe  $V_{T2} - V_{T1}$ , représenté par un trait pointillé sur la figure IV-9.



**Fig.IV-7** Diagramme vectoriel.

Comme conséquence du montage de la masse d'essai en position 3, après avoir mis en marche la machine, un niveau de vitesse de vibration de  $V_3 = 5,5 \text{ mm/s}$  était enregistré, indiquant ainsi que le vecteur de balourd initial devait se situer au-dessus de l'axe  $V_{T2}-V_{T1}$ .

Substituer les valeurs de vibration de  $V_0, V_1$  et  $V_2$  dans l'équation 4,

$$V_T = \sqrt{\frac{6,5^2 + 1,9^2 - 2 \times 2,6^2}{2}} \quad \text{IV-15}$$

$$V_T = 4 \quad \text{IV-16}$$

Et maintenant en utilisant l'équation de  $\alpha$

$$\alpha = \cos^{-1} \frac{6,5^2 - 1,9^2}{4 \times 4 \times 2,6} \quad \text{IV-17}$$

$$= \cos^{-1} 0,9288 \quad \text{IV-18}$$

$$= \pm 21,74^\circ \quad \text{IV-19}$$

## Chapitre IV : Modélisation et correction du déséquilibre.

---

Et comme il a été constaté que  $V_0$  se situe au-dessus de l'axe  $V_{T2} - V_{T1}$ , c'est-à-dire à  $21,74^\circ$  de la position 1 vers la position 3, la masse de compensation doit être fixée à  $21,74^\circ$  au-dessous de la position 2.

La valeur de la masse d'équilibrage comme trouver auparavant,

$$M_{\text{COMP}} = M_0 = \frac{V_0}{V_T} \times M_T \quad \text{IV-20}$$

$$= \frac{2.6}{4} \times 10 \quad \text{IV-21}$$

$$= 6.5 \text{ g} \quad \text{IV-22}$$

Cette méthode de correction du déséquilibre est programmée et incluse dans l'annexe 1, intitulée 1.3 équilibrage un plan 3 masses d'essai sans angle de phase.

### **-Equilibrage deux plans 6 masses (sans angle de phase) :**

Cette méthode de correction du déséquilibre est programmée et incluse dans l'annexe, intitulée 1.4 équilibrage deux plans 6 masses d'essai sans angle de phase.

### **IV-5. Programme d'équilibrage "Stand Alone".EXE. :**

Notre logiciel se compose de deux parties ; la première partie traite l'équilibrage sur un plan (en bleu sur l'interface d'utilisation), la deuxième partie traite l'équilibrage sur deux plans (en vert sur l'interface d'utilisation).

Dans chaque partie, le logiciel nous donne la possibilité de calculer la correction d'un défaut à partir des mesures de vibrations d'amplitudes et d'angles de phase, ou à partir des mesures d'amplitudes seulement.

Les résultats obtenus montrent une concordance entre les deux méthodes de calcul, celle utilisée dans l'atelier de maintenance et celle proposée par notre étude (Fig.IV-8).

# Chapitre IV : Modélisation et correction du déséquilibre.

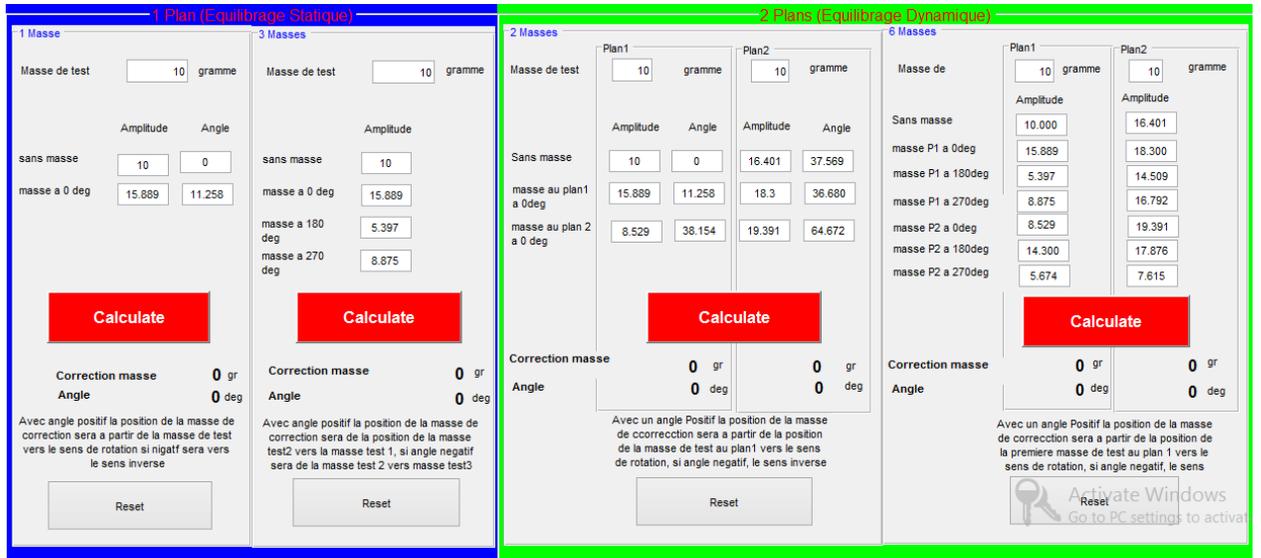


Fig.IV-8 Programme d'équilibrage Stand Alone".EXE.

## IV-6. Rapport utilisé dans la simulation :

TWO-PLANE IN-SITU BALANCING 349

TABLE 4  
Problem 2 ( $\alpha = 0.21$ ,  $\beta = 0.356$ )

(i) Test readings for phase angle method

run	Near end		Far end	
	Amplitude (mm/s)	Phase angle (degrees)	Amplitude (mm/s)	Phase angle (degrees)
1	11-200	220-74	13-900	-30-360
2	15-679	194-890	12-344	-30-885
3	9-346	220-456	16-243	-12-544

(ii) Test readings for seven-run method

Run	Near end amplitude (mm/s)	Far end amplitude (mm/s)
1	11-200	13-900
2	15-679	12-344
3	10-745	15-457
4	18-270	14-099
5	9-346	16-243
6	13-054	13-299
7	11-398	9-066

(iii) Correction weights

	Balancing weight (N)	At angle (degrees)
Near end	19-83	226-854
Far end	30-764	116-100

Fig.IV-9. Rapport utilisé.

## IV-7 Conclusion

Lors de ce chapitre on a effectué la modélisation des techniques d'équilibres pour défèrent mode : équilibrage statique et équilibrage dynamique.

Ainsi que la programmation de ces méthodes avec l'utilisation d'amplitude seulement sans les angles de phases.

*Conclusion*

*Générale*

# Conclusion générale

---

## Conclusion Générale

La relation éternelle entre les défaillances et les vibrations excessives rendent tout travaux, dans les sens de minimiser le niveau des vibrations des machines tournantes, un pas vers la sureté de fonctionnement.

Dans les moteurs asynchrones le balourd est une cause importante d'avarie qui peut apparaitre durant la durée de vie du rotor, et peut apparaitre suite à une opération de rebobinage par exemple.

Durant le stage pratique à Sonatrach, on a eu l'occasion de manipuler de près les différentes tâches d'équilibrage.

Dans notre travail, on a contribué par l'analyse des méthodes d'équilibrage utilisé à Sonatrach (1 plan et 2 plan avec angle de phase), ainsi que la programmation de ces techniques sous forme d'interface facile à utiliser comme moyen de vérification des résultats obtenus avec des logiciels des machines de l'atelier.

Cependant la méthode utilisée sur site consiste à utiliser deux instruments l'un pour mesurer l'amplitude et l'autre pour mesurer l'angle de phase dont le prélèvement est par l'œil nu reste approximatif par rapport aux méthodes sans angle de phase méconnues jusqu'à présent dans l'atelier, qui n'utilise qu'un seul instrument, qui est l'amplitude-mètre.

Notre programme effectue les corrections d'équilibrage en utilisant la mesure d'amplitude seulement. En plus, notre logiciel nous a permis de calculer la correction des déséquilibres des rotors par la mesure de 4 relevé d'amplitudes seulement sans avoir besoin de relevé d'angle de phase, ceci pour l'équilibrage sur un 1 plan.

Aussi, notre logiciel nous a permis de calculer la correction pour l'équilibrage des rotors sur deux plans en utilisant 7 relevés d'amplitudes seulement et sans relevés d'angle de phase.

Le résultat obtenu montre une très bonne concordance entre les méthodes de calculs proposées et celle utilisées sur site à Sonatrach Hassi R'mel.

# *Références*

### Références Bibliographiques

[1] : thème de Diagnostique et Réparation des Défauts Rotorique des Moteurs Electrique Asynchrone de l'Unité de Boosting Sonatrach Hassi Rmel

[2] : C. Canudas schéma électrique, 1994

[3] : J. P. Caron et J.P. Hautier, “Modélisation et commande de la machine asynchrone”. Editions Technip, Paris, 1995.

[4] : ABA. A, « Diagnostic vibratoire sur des pompes rotatives EP2 & P112 ». Rapport de Fin de Mise en Situation Professionnelle du Technicien Supérieur en Mécanique Industrielle, DIRECTION REGIONALE HAUD BERKAOUI (2015)

[5] : Electrosystème, première STI - H. Ney - édition Nathan technique 1996.

[6] : Physique appliquée, terminale génie électrotechnique - Delva, Leclercq, Allemagne.

[7] : <http://www.maxicours.com/se/fiche/5/3/129776.html>

[8] : <http://www.maxicours.com/se/fiche/5/3/171446.html>

[9] : <http://www.maxicours.com/se/fiche/5/3/171437.html>

[10] : <http://www.maxicours.com/se/fiche/5/3/129749.html>

[11] : Memoire Bouhassoune & Mecirdi VIB chapitre 3.

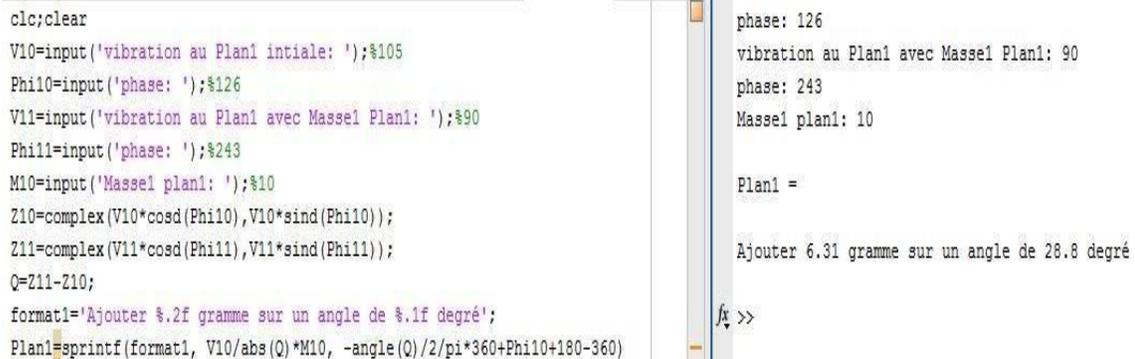
# *Annex*

## Annex 1

```

clc;clear
V10=input('Mesure de l amplitude des vibrations Initiales au plan1:');
Phi10=input('Mesure de la pahse des vibrations Initiales au plan1:');
V11=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse au plan1:');
Phi11=input('Mesure de la pahse des vibrations avec la masse au plan1:');
M0=input('La masse de test:');
ZV10=complex(V10*cosd(Phi10),V10*sind(Phi10));
ZV11=complex(V11*cosd(Phi11),V11*sind(Phi11));
ZVT=ZV11-ZV10;
format1='Ajouter %.2f gramme sur un angle de % .1f degré a partir de la
position de la masse de test';
plan1=sprintf(format1,V10/abs(ZVT)*M0,-
convang(angle(ZVT),'rad','deg')+Phi10+180-360)

```



```

clc;clear
V10=input('vibration au Plan1 intiale: ');%105
Phi10=input('phase: ');%126
V11=input('vibration au Plan1 avec Masse1 Plan1: ');%90
Phi11=input('phase: ');%243
M10=input('Masse1 plan1: ');%10
Z10=complex(V10*cosd(Phi10),V10*sind(Phi10));
Z11=complex(V11*cosd(Phi11),V11*sind(Phi11));
Q=Z11-Z10;
format1='Ajouter %.2f gramme sur un angle de %.1f degré';
Plan1=sprintf(format1, V10/abs(Q)*M10, -angle(Q)/2/pi*360+Phi10+180-360)

```

phase: 126  
 vibration au Plan1 avec Masse1 Plan1: 90  
 phase: 243  
 Masse1 plan1: 10  
  
 Plan1 =  
  
 Ajouter 6.31 gramme sur un angle de 28.8 degré  
 fx >>

### A-1.1 Équilibrage un plan une masse d'essai.

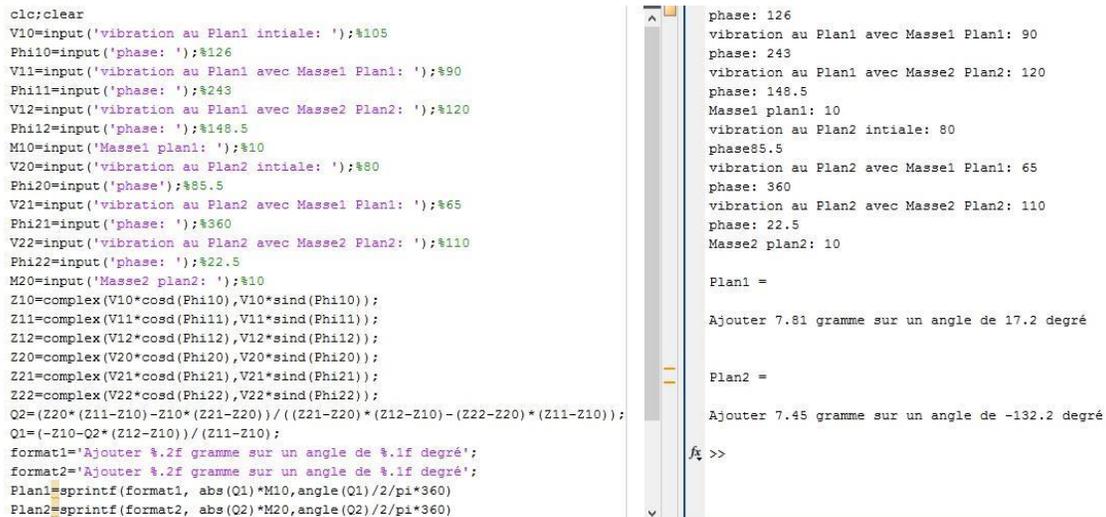
```

1  clc;clear
2  V10=input('Mesure de l amplitude des vibrations Initiales au plan1:');
3  Phi10=input('Mesure de la pahse des vibrations Initiales au plan1:');
4  V20=input('Mesure de l amplitude des vibrations Initiales au plan2:');
5  Phi20=input('Mesure de la pahse des vibrations Initiales au plan2:');
6  V11=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse1 au plan1:');
7  Phi11=input('Mesure de la pahse des vibrations avec la masse1 au plan1:');
8  V21=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse1 au plan2:');
9  Phi21=input('Mesure de la pahse des vibrations avec la masse1 au plan2:');
10 V12=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse2 au plan1:');
11 Phi12=input('Mesure de la pahse des vibrations avec la masse2 au plan1:');
12 V22=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse2 au plan2:');
13 Phi22=input('Mesure de la pahse des vibrations avec la masse2 au plan2:');
14 M10=input('La masse1 de test:');
15 M20=input('La masse2 de test:');
16 ZV10=complex(V10*cosd(Phi10),V10*sind(Phi10));
17 ZV11=complex(V11*cosd(Phi11),V11*sind(Phi11));

```

## Annex

```
18 ZV12=complex(V12*cosd(Phi12),V12*sind(Phi12));
19 ZV20=complex(V20*cosd(Phi20),V20*sind(Phi20));
20 ZV21=complex(V21*cosd(Phi21),V21*sind(Phi21));
21 ZV22=complex(V22*cosd(Phi22),V22*sind(Phi22));
22 ZVT2=(ZV20*(ZV11-ZV10)-ZV10*(ZV21-ZV20))/((ZV21-ZV20)*(ZV12-ZV10)-(ZV22-
ZV20)*(ZV11-ZV10));
23 ZVT1=(-ZV10-ZVT2*(ZV12-ZV10))/(ZV11-ZV10);
24 format1='Ajouter %.2f gramme sur un angle de % .1f degré a partir de la
position de la masse de test';
25 format2='Ajouter %.2f gramme sur un angle de % .1f degré a partir de la
position de la masse de test';
26 plan1=sprintf(format1,abs(ZVT1)*M10, convang(angle(ZVT1),'rad','deg'))
27 plan2=sprintf(format1,abs(ZVT2)*M10, convang(angle(ZVT2),'rad','deg'))
```



```
clc;clear
V10=input('vibration au Plan1 initiale: ');%105
Phi10=input('phase: ');%126
V11=input('vibration au Plan1 avec Masse1 Plan1: ');%90
Phi11=input('phase: ');%243
V12=input('vibration au Plan1 avec Masse2 Plan2: ');%120
Phi12=input('phase: ');%148.5
M10=input('Masse1 plan1: ');%10
V20=input('vibration au Plan2 initiale: ');%80
Phi20=input('phase: ');%85.5
V21=input('vibration au Plan2 avec Masse1 Plan1: ');%65
Phi21=input('phase: ');%360
V22=input('vibration au Plan2 avec Masse2 Plan2: ');%110
Phi22=input('phase: ');%22.5
M20=input('Masse2 plan2: ');%10
Z10=complex(V10*cosd(Phi10),V10*sind(Phi10));
Z11=complex(V11*cosd(Phi11),V11*sind(Phi11));
Z12=complex(V12*cosd(Phi12),V12*sind(Phi12));
Z20=complex(V20*cosd(Phi20),V20*sind(Phi20));
Z21=complex(V21*cosd(Phi21),V21*sind(Phi21));
Z22=complex(V22*cosd(Phi22),V22*sind(Phi22));
O2=(Z20*(Z11-Z10)-Z10*(Z21-Z20))/((Z21-Z20)*(Z12-Z10)-(Z22-Z20)*(Z11-Z10));
O1=(-Z10-O2*(Z12-Z10))/(Z11-Z10);
format1='Ajouter %.2f gramme sur un angle de %.1f degré';
format2='Ajouter %.2f gramme sur un angle de %.1f degré';
Plan1=sprintf(format1,abs(O1)*M10,angle(O1)/2/pi*360)
Plan2=sprintf(format2,abs(O2)*M20,angle(O2)/2/pi*360)
```

```
phase: 126
vibration au Plan1 avec Masse1 Plan1: 90
phase: 243
vibration au Plan1 avec Masse2 Plan2: 120
phase: 148.5
Masse1 plan1: 10
vibration au Plan2 initiale: 80
phase: 85.5
vibration au Plan2 avec Masse1 Plan1: 65
phase: 360
vibration au Plan2 avec Masse2 Plan2: 110
phase: 22.5
Masse2 plan2: 10

Plan1 =
Ajouter 7.81 gramme sur un angle de 17.2 degré

Plan2 =
Ajouter 7.45 gramme sur un angle de -132.2 degré

fx >>
```

### A-1.2 Equilibrage deux plan -deux masses d'essai.

## Annex

---

```
M0=input('La masse de test:');
V0=input('Mesure de l amplitude des vibrations Initiales au plan1:');
V1=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse1 au plan1 a 0 deg :');
V2=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse2 au plan1 a 180deg:');
V3=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse3 au plan1 a 270 deg:');
VT=sqrt((V2*V2+V1*V1-2*V0*V0)/2);
M=V0/VT*M0;
Phi=convang(acos((V1*V1-V2*V2)/(4*VT*V0)), 'rad', 'deg');
if V3>VT
format1='Ajouter %.2f gramme sur un angle de % .1f degré de la position de la masse2 vers la
masse1';
Plan1=sprintf(format1,M,Phi)
else
format2='Ajouter %.2f gramme sur un angle de % .1f degré de la position de la masse2 vers la
masse3';
Plan2=sprintf(format2,M,Phi)
end
```

A-1.3 équilibrage un plan 3 masses d'essai sans angle de phase.

## Annex

---

```
clc;clear
M1=input('La masse de test plan1:');
M2=input('La masse de test paln2:');
L1=input('Mesure de l amplitude des vibrations Initiales au plan1:');
L2=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la massel au plan1 a 0
deg :');
L3=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse2 au plan1 a
180deg:');
L4=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse3 au plan1 a 270
deg:');
L5=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la massel au plan2 a 0
deg :');
L6=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse2 au plan2 a
180deg:');
L7=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse3 au plan2 a 270
deg:');
R1=input('Mesure de l amplitude des vibrations Initiales au plan1:');
R2=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la massel au plan1 a 0
deg :');
R3=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse2 au plan1 a
180deg:');
R4=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse3 au plan1 a 270
deg:');
R5=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la massel au plan2 a 0
deg :');
R6=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse2 au plan2 a
180deg:');
R7=input('Mesure de l amplitude des vibrations avec la masse3 au plan2 a 270
deg:');
VT=sqrt((L3*L3+L2*L2-2*L1*L1)/2);
if L4>VT
Phi=-convang(acos((L2*L2-L3*L3)/(4*VT*L1)), 'rad', 'deg');
else
Phi=convang(acos((L2*L2-L3*L3)/(4*VT*L1)), 'rad', 'deg');
end
Phi2=convang(acos((L1*L1+L2*L2-VT*VT)/(2*L1*L2)), 'rad', 'deg');
Phi1=0
VT=sqrt((L6*L6+L5*L5-2*L1*L1)/2);
if L7>VT
Phi=-convang(acos((L5*L5-L6*L6)/(4*VT*L1)), 'rad', 'deg');
else
Phi=convang(acos((L5*L5-L6*L6)/(4*VT*L1)), 'rad', 'deg');
end
Phi5=convang(acos((L1*L1+L5*L5-VT*VT)/(2*L1*L5)), 'rad', 'deg');
VT=sqrt((R3*R3+R2*R2-2*R1*R1)/2);
if R4>VT
Fhi=-convang(acos((R2*R2-R3*R3)/(4*VT*R1)), 'rad', 'deg');
else
Fhi=convang(acos((R2*R2-R3*R3)/(4*VT*R1)), 'rad', 'deg');
end
Fhi1=Fhi
if Fhi1<0
Phi2=- (abs(Fhi1)-convang(acos((R1*R1+R2*R2-VT*VT)/(2*R1*R2)), 'rad', 'deg'));
else
Phi2=abs(Fhi1)-convang(acos((R1*R1+R2*R2-VT*VT)/(2*R1*R2)), 'rad', 'deg');
end
VT5=sqrt((R6*R6+R5*R5-2*R1*R1)/2);
if Fhi1<0
```

## Annex

---

```
Phi5=- (abs (Phi1)+convang (acos ((R1*R1+R5*R5-VT5*VT5)/(2*R1*R5)), 'rad', 'deg'));
else
Phi5=(abs (Phi1)+convang (acos ((R1*R1+R5*R5-VT5*VT5)/(2*R1*R5)), 'rad', 'deg'));
end
N1=complex (L1*cosd (Phi1), L1*sind (Phi1));
N2=complex (L2*cosd (Phi2), L2*sind (Phi2));
N5=complex (L5*cosd (Phi5), L5*sind (Phi5));
F1=complex (R1*cosd (Phi1), R1*sind (Phi1));
F2=complex (R2*cosd (Phi2), R2*sind (Phi2));
F5=complex (R5*cosd (Phi5), R5*sind (Phi5));
F5=N5-N1+F1;
e=convang (angle (F5), 'rad', 'deg')-Phi5;
Phi1=e+Phi1;
if Phi1<0
Phi2=- (abs (Phi1)-convang (acos ((R1*R1+R2*R2-VT*VT)/(2*R1*R2)), 'rad', 'deg'));
else
Phi2=abs (Phi1)-convang (acos ((R1*R1+R2*R2-VT*VT)/(2*R1*R2)), 'rad', 'deg');
end
if Phi1<0
Phi5=- (abs (Phi1)+convang (acos ((R1*R1+R5*R5-VT5*VT5)/(2*R1*R5)), 'rad', 'deg'));
else
Phi5=(abs (Phi1)+convang (acos ((R1*R1+R5*R5-VT5*VT5)/(2*R1*R5)), 'rad', 'deg'));
end
format1='% .1f and %.2f and %.2f';
Plan1=sprintf (format1, Phi1, Phi2, Phi5)
format2='% .1f and %.2f and %.2f';
Plan2=sprintf (format2, Phi1, Phi2, Phi5)
N1=complex (L1*cosd (Phi1), L1*sind (Phi1));
N2=complex (L2*cosd (Phi2), L2*sind (Phi2));
N5=complex (L5*cosd (Phi5), L5*sind (Phi5));
F1=complex (R1*cosd (Phi1), R1*sind (Phi1));
F2=complex (R2*cosd (Phi2), R2*sind (Phi2));
F5=complex (R5*cosd (Phi5), R5*sind (Phi5));
Mu=(F1*N5-N1*F5)/((N2-N1)*(F5-F1)-(N5-N1)*(F2-F1))
La=(N1*F2-F1*N2)/((N2-N1)*(F5-F1)-(N5-N1)*(F2-F1))
format1='Correction au plan1 par un masse de %.1f gramme fixe a un angle
de %.2f degreee';
Plan1=sprintf (format1, abs (Mu)*M1, convang (angle (Mu), 'rad', 'deg'))
format2='Correction au plan2 par un masse de %.1f gramme fixe a un angle
de %.2f degreee';
Plan2=sprintf (format2, abs (La)*M2, convang (angle (La), 'rad', 'deg'))
```

### A-1.4 équilibrage deux plans 6 masses d'essai sans angle de phase.