



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة وهران 2 محمد بن أحمد  
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed

معهد الصيانة والأمن الصناعي  
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle  
Département de Maintenance en Electromécanique

## MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

**Filière :** Electromécanique  
**Spécialité :** Maintenance Industrielle en Electromécanique

### Thème

# Analyse de la fiabilité du système de freinage automobile : Partie mécanique

Présenté et soutenu publiquement par :

MANKOUR Abdelhassib

SAIT Fetheddine

Devant le jury composé de :

| Nom et Prénom     | Grade | Etablissement       | Qualité   |
|-------------------|-------|---------------------|-----------|
| BOUKEZZI Farid    | MCB   | Université d'Oran 2 | Président |
| NOUREDDINE Rachid | Prof. | Université d'Oran 2 | Encadreur |
| YAHIAOUI Reda     | MCA   | Université d'Oran 2 | Examineur |

Année 2024-2025

**Résumé :** Les systèmes mécaniques de freinage sont au cœur de la sécurité d'un véhicule. Ce mémoire de Master a pour objectif l'analyse de la fiabilité du système de freinage automobile, et plus particulièrement sa partie mécanique. Notamment, l'usure des plaquettes de frein, qui a été identifiée par l'AMDE effectuée, comme mode principal de défaillance. Les modèles non paramétrique de Kaplan Meier et semi-paramétrique de Cox, appliqués aux données multivariées traitées, nous ont permis de déterminer l'influence des covariables sur les durées de vie des plaquettes. Les résultats obtenus révèlent clairement qu'une conduite sportive réduit significativement la durée de vie des plaquettes par rapport à une conduite modérée (21 000 km contre 24 000 km) et présente un risque de défaillance allant de 14 à 50 fois plus élevé. Les modèles paramétriques de Weibull, des lois Normale et Log-Normale ont ensuite été comparés afin d'établir le modèle de prédiction d'usure des plaquettes. Les résultats obtenus étaient sensiblement proches, mais identifient la loi Normale comme modèle plus précis, selon le test d'Anderson-darling, avec une moyenne 22587,2 km et d'écart type 2167,77km. Ces résultats sont finalement recommandés dans le cadre d'un plan de maintenance préventive.

**Mots-clés :** Freins automobile, plaquettes de frein, fiabilité, AMDEC, estimateur de Kaplan-Meier, modèle de Cox, distribution de Weibull, distribution Normale, distribution Log-Normale, durée de vie, maintenance préventive.

**Abstract:** Mechanical braking systems are at the core of vehicle safety. This Master's thesis aims to analyze the reliability of automotive braking systems, with a particular focus on their mechanical components. Specifically, brake pad wear was identified, through the conducted Failure Modes, Effects, and Criticality Analysis (FMECA), as the primary failure mode. Non-parametric Kaplan-Meier and semi-parametric Cox models, applied to processed multivariate data, were used to assess the influence of covariates on brake pad lifespans. The results clearly show that aggressive driving significantly reduces brake pad lifespan compared to moderate driving (21,000 km vs. 24,000 km), and increases the failure risk by a factor of 14 to 50. Parametric models based on the Weibull distribution, as well as Normal and Log-Normal laws, were then compared to develop a predictive model for brake pad wear. Although results were relatively close, the Normal distribution was identified as the most accurate model according to the Anderson-Darling test, with a mean lifespan of 22,587.2 km and a standard deviation of 2,167.77 km. These findings are ultimately recommended for integration into a preventive maintenance strategy.

**Keywords:** Automotive brakes, brake pads, reliability, FMECA, Kaplan-Meier estimator, Cox model, Weibull distribution, Normal distribution, Log-Normal distribution, lifespan, preventive maintenance.

**المخلص:** تُعد أنظمة الكبح الميكانيكية من الركائز الأساسية لسلامة المركبات. تهدف مذكرة الماستر هذه إلى تحليل موثوقية أنظمة الكبح في السيارات، مع تركيز خاص على مكوناتها الميكانيكية. ومن خلال تحليل أنماط الأعطال وتأثيراتها ودرجة خطورتها (ت.أ.ب.د.خ)، تم تحديد تآكل وسادات الفرامل كأهم نمط فشل. تم استخدام نماذج كابلان ماير غير المعلمية ونماذج كوكس شبه المعلمية، على بيانات متعددة المتغيرات، لتقييم تأثير العوامل التفسيرية على عمر وسادات الفرامل. وأظهرت النتائج بوضوح أن القيادة العدوانية تقلل بشكل كبير من عمر وسادات الفرامل مقارنة بالقيادة المعتدلة (21,000 كم مقابل 24,000 كم)، وتزيد من خطر الفشل بمقدار يتراوح بين 14 و 50 مرة. تم بعد ذلك مقارنة النماذج المعلمية المبينة على توزيع وبيبل، بالإضافة إلى التوزيع العادي وتوزيع لوغاريتمي عادي، لتطوير نموذج تنبؤي لتآكل وسادات الفرامل. ورغم تقارب النتائج، تم تحديد التوزيع العادي كأفضل نموذج وفقاً لاختبار أندرسون دارلينغ، حيث بلغ متوسط العمر 22,587.2 كم والانحراف المعياري 2,167.77 كم. وتوصى في النهاية باعتماد هذه النتائج ضمن استراتيجية الصيانة الوقائية.

**الكلمات المفتاحية:** فرامل السيارات، وسادات الفرامل، الموثوقية، ت.أ.ب.د.خ، مقدر كابلان ماير، نموذج كوكس، توزيع وبيبل، التوزيع العادي، التوزيع اللوغاريتمي العادي، العمر الافتراضي، الصيانة الوقائية.

# Remerciements

Tout d'abord, nous adressons nos remerciements et nos louanges à Dieu Tout-Puissant, qui nous a donné la volonté et, ainsi que l'audace pour dépasser toutes les difficultés.

Nous remercions très particulier notre encadreur, Monsieur NOUREDDINE Rachid, Professeur à l'Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed, pour l'encadrement de ce travail, Il a grandement contribué à notre travail, nous prodiguant de précieux conseils et nous facilitant la tâche par son soutien, ses explications méthodologiques et sa patience. Professeur aimable et attentionné au monde de la recherche scientifique. Nous tenons tout d'abord à lui exprimer notre profonde gratitude.

Nous voudrions aussi remercier chaleureusement chacun des membres du jury qui nous font le grand honneur de juger ce travail.

Ensuite, nous exprimons nos reconnaissances à tous nos enseignants d'avoir enrichi nos connaissances et de nous avoir guidé durant notre cursus de formation et aussi le personnel d'entreprise de nous avoir encadré en stage pratique industriel.

Enfin, nous tenons à remercier tous ceux qui d'une façon ou d'une autre ont contribué à ce travail.

SAIT FETH EDDINE

MANKOUR ABDELHASSIB

## **Dédicace 1**

Je dédie ce modeste travail à tous ceux et celles qui m'ont soutenu pour l'élaboration et la conception de ce travail.

Je dédie ce mémoire à toute ma famille, mon père, ma mère, mon frère :YOUCEF, ma sœur, mon ami Makri Abdel Moneim , ainsi que mon binôme SAIT FETH EDDINE.

**MANKOUR ABDELHASSIB**

## **Dédicace 2**

Je dédie ce modeste travail à tous mes amis étudiants  
et à tous ceux qui m'ont aidé dans mon parcours  
universitaire.

Je dédie ce mémoire à toute ma famille, mon père,  
ma mère, mes frères ainsi que mon binôme  
MANKOUR ABDELHASSIB.

SAIT FETH EDDINE

# Sommaire

|                             |            |
|-----------------------------|------------|
| Liste des figures .....     | <i>i</i>   |
| Liste des tableaux .....    | <i>ii</i>  |
| Liste des abréviations..... | <i>iii</i> |

## **INTRODUCTION GENERALE..... 1**

### **CHAPITRE I – Etude technologique du freinage**

|                                                                        |    |
|------------------------------------------------------------------------|----|
| I.1. Introduction.....                                                 | 2  |
| II.2. Définition.....                                                  | 2  |
| I.3. Classification des freins .....                                   | 3  |
| I.4. Description du système de freinage d'un véhicule automobile ..... | 6  |
| I.5. Les freins à disque .....                                         | 8  |
| I.5.1. Définitions .....                                               | 8  |
| I.5.2. Historique .....                                                | 8  |
| I.5.3. Disques et patins de friction .....                             | 9  |
| I.5.4. Freins mono disques .....                                       | 10 |
| I.5.5. Frein à étrier mobile par translation .....                     | 10 |
| I.5.6. Freins multidisques .....                                       | 11 |
| I.6. Les garnitures de frein .....                                     | 12 |
| I.6.1. Historique .....                                                | 12 |
| I.6.2. Qualités requises des garnitures.....                           | 13 |
| I.6.3. Composition des garnitures.....                                 | 13 |
| I.6.4. Caractéristiques physiques des garnitures.....                  | 14 |
| I.6.4.1 Frottement des garnitures.....                                 | 14 |
| I.6.4.2. Usure des garnitures.....                                     | 15 |
| I.6.5. Fixation des garnitures .....                                   | 16 |
| I.6.5.1. Rivetage .....                                                | 16 |
| I.6.5.2. Collage.....                                                  | 17 |
| I.6.5.3. Nouvelles générations de garnitures .....                     | 17 |
| I.7. Généralités sur le calcul des freins à disque.....                | 19 |

|                                                                     |    |
|---------------------------------------------------------------------|----|
| I.7.1. Principe .....                                               | 19 |
| I.7.2. Action tangentielles sur le patin : couple, résultante ..... | 19 |
| I.7.3. Rayon d'action du frein .....                                | 20 |
| I.7.4. Couple de freinage .....                                     | 20 |
| I.7.5. Détermination des patins .....                               | 21 |
| I.7.5.1. Usure constante.....                                       | 21 |
| I.7.5.2. Echauffement constant.....                                 | 22 |
| I.7.5.3. Pression spécifique sur le patin.....                      | 23 |
| I.8. Conclusion .....                                               | 23 |

## **CHAPITRE II – Méthodes et lois de fiabilité**

|                                                                      |    |
|----------------------------------------------------------------------|----|
| II.1. Introduction .....                                             | 24 |
| II.2. L'AMDEC.....                                                   | 24 |
| II.2.1. Principe.....                                                | 24 |
| II.2.2.1. Initialisation et analyse fonctionnelle .....              | 25 |
| II.2.2.2. Analyse des modes de défaillances et de leurs effets ..... | 25 |
| II.2.2.3. Evaluation de la criticité .....                           | 25 |
| II.2.2.4. Actions correctrices .....                                 | 26 |
| II.3. Modèles de fiabilité des équipements.....                      | 26 |
| II.3.1. Taux de défaillance - Courbe en baignoire.....               | 26 |
| II.3.2. Loi normale .....                                            | 27 |
| II.3.3. Loi log-normale .....                                        | 28 |
| II.3.4. Loi de Weibull.....                                          | 29 |
| II.3.5. Estimateur de Kaplan Meier .....                             | 31 |
| II.3.6. Modèle de Cox .....                                          | 31 |
| II.3.7 Synthèse.....                                                 | 32 |
| II.4. Tests d'adéquation.....                                        | 32 |
| II.4.1. Test de Khi-deux ( $\chi^2$ ).....                           | 33 |
| II.4.2. Tests d'Anderson-Darling .....                               | 34 |
| II.5. Données et censures .....                                      | 35 |
| II.6. Conclusion.....                                                | 36 |

## **CHAPITRE III – Analyse de la fiabilité du système de freinage d’un véhicule automobile**

|                                                                                                |        |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| III.1. Introduction.....                                                                       | 37     |
| III.2. AMDE – Système de freinage automobile.....                                              | 37     |
| III.3.1. Analyse fonctionnelle.....                                                            | 37     |
| III.2.2.1. Interprétations et discussion AMDE .....                                            | 37     |
| III.2.2.2. Sélection des modes de défaillances.....                                            | 39     |
| III.2.2.3. Actions recommandées.....                                                           | 39     |
| III.3. Détermination des durée de vie de plaquettes de freins .....                            | 39     |
| III.3.1. Données.....                                                                          | 39     |
| III.3.1.1. Identification des variables.....                                                   | 39     |
| III.3.2. Statistiques descriptives et analyse de fiabilité .....                               | 40     |
| III.3.2.1. Statistiques descriptives – Résultats et discussions .....                          | 40     |
| III.3.2.2. Analyse de fiabilité par régression de Kaplan Meier - Résultats et discussions..... | 41     |
| III.3.2.3. Analyse par modèle de Cox .....                                                     | 43     |
| III.3.3. Modélisation par lois de fiabilité.....                                               | 44     |
| III.3.3.1 Identification de la loi de fiabilité .....                                          | 44     |
| III.3.3.1 Caractéristiques de la loi Normale ajustée .....                                     | 46     |
| III.3.4. Conclusion.....                                                                       | 46     |
| <br><b>CONCLUSION GENERALE.....</b>                                                            | <br>48 |
| <br><b>REFERENCES.....</b>                                                                     | <br>50 |
| <br><b>ANNEXE I- Données.....</b>                                                              | <br>51 |

# Liste des figures

## Chapitre I

|                                                                        |    |
|------------------------------------------------------------------------|----|
| Fig. I.1 Structure générale d'un système de freinage .....             | 7  |
| Fig. I.2. Frein à disque - Schéma de principe.....                     | 10 |
| Fig. .I.3 Frein à étrier mobile par translation.....                   | 12 |
| Fig. .I.4. Freins multidisques .....                                   | 13 |
| Fig. .I.5. Élément d'un patin ds soumis à l'effort tangentiel dT... .. | 22 |
| Fig. I.6. Garnitures de patin.....                                     | 23 |

## Chapitre II

|                                                                    |    |
|--------------------------------------------------------------------|----|
| Fig. II.1. Courbe en baignoire.....                                | 29 |
| Fig. II.2 Densité de probabilité – Loi Normale .....               | 30 |
| Fig. II.3 Courbe théorique de la loi log-normale.....              | 31 |
| Fig. II.4 Allure de la fiabilité par la loi de Weibull.....        | 32 |
| Fig. II.5 Allure de taux de défaillance de la loi de Weibull ..... | 32 |

## Chapitre III

|                                                                  |    |
|------------------------------------------------------------------|----|
| Fig. III.1 Courbe de durée de vie – Régression Kaplan Meier..... | 46 |
| Fig. III.2 Ajustements – Weibull, Normale, Log-Normale.....      | 48 |
| Fig. III.3 Caractéristiques de la loi Normale ajustée.....       | 50 |

# Liste des tableaux

## Chapitre I

|                                                                                             |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tableau. I.1 Systèmes de freinage courants pour une transformation d'énergie mécanique..... | 4  |
| Tableau. I.2 Caractéristiques principales des fibres .....                                  | 19 |

## Chapitre II

|                                                            |    |
|------------------------------------------------------------|----|
| Tableau. II .1 Tableau comparatif Kaplan Meier / Cox ..... | 34 |
|------------------------------------------------------------|----|

## Chapitre III

|                                                                           |    |
|---------------------------------------------------------------------------|----|
| Tableau.III.1AMDE appliquée .....                                         | 41 |
| Tableau. III.2 Identification des Variables .....                         | 43 |
| Tableau.III.3Analyse des données.....                                     | 44 |
| Tableau. III.4 Résumé des événements .....                                | 44 |
| Tableau. III.5 Estimations médianes .....                                 | 45 |
| Tableau. III.6 Analyse des différences .....                              | 45 |
| Tableau. III.7 Résultats de la régression de cox .....                    | 47 |
| Tableau. III.8 Tableau des durées moyennes avant défaillance (MTTF) ..... | 49 |

# Liste des abréviations

AMDEC : Analyse des Modes de Défaillance, de leurs Effets et de leur Criticité

MTBF : Moyenne des temps de bon fonctionnement

MTTF (Mean Time To First Failure) : temps moyen avant-première défaillance

# **INTRODUCTION GENERALE**

## **INTRODUCTION GENERALE**

Les systèmes mécaniques de freinage sont au cœur de la sécurité d'un véhicule. Leur performance et leur fiabilité sont cruciales pour garantir l'efficacité du freinage et la sécurité des passagers. Ces systèmes comprennent principalement les freins à disque, les freins à tambour, les plaquettes, les disques de frein, et les systèmes de commande mécanique. Le vieillissement et l'usure de ces composants peuvent affecter leur efficacité et conduire à des défaillances.

Ce travail vise à analyser les facteurs qui influencent la fiabilité des systèmes mécaniques de freinage, à identifier les causes potentielles de défaillance, et à proposer des recommandations pour améliorer leur durée de vie et leur performance.

Ce mémoire est structuré en trois chapitres :

- Dans le premier chapitre on présente une étude technologie du système de freinage automobile.
- Dans le deuxième chapitre on rappelle et présente certaines méthodes et lois de fiabilité nécessaires à notre travail.
- Enfin, le troisième chapitre est consacré à une analyse de la fiabilité des plaquettes de freins automobiles.

# **CHAPITRE I**

## **Etude technologique du freinage**

## I.1. Introduction

Un frein est un système permettant de ralentir, voire d'immobiliser, les pièces en mouvement d'une machine ou un véhicule en cours de déplacement. Il existe plusieurs types de freinages, mais la plupart transforment l'énergie cinétique en énergie thermique, qu'il faut dissiper le plus rapidement possible. D'autres systèmes convertissent l'énergie cinétique en une autre énergie (très souvent électrique), appelé freinage régénératif sur véhicule électrique.

Les systèmes de freinage automobile comprennent les freins à disque, les freins à tambour, les plaquettes, les disques de frein, et les systèmes de commande mécanique. Ce chapitre est consacré à l'étude technologique de ces systèmes.

## II.2. Définition

Un frein est un transformateur d'énergie destiné à ralentir (frein de ralentissement) ou à arrêter complètement le mouvement d'un engin (frein d'arrêt) [1].

Le tableau I.1 présente le principe des systèmes de freinage courants. Un organe de friction est essentiellement un transformateur d'énergie en chaleur. Le rotor du frein emmagasine et disperse la plus grande partie de la chaleur produite. La conception du rotor est soumise à des conditions faisant intervenir la nature du métal de friction du rotor et celle de la garniture de frein frottant sur le rotor [1].

| Mode de transformation                       | Énergie transformée                                                       | Applications                                                       |
|----------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------|
| Frottement solide                            | Énergie calorifique                                                       | Freins de ralentissement et d'arrêt                                |
| Frottement liquide                           | Énergie calorifique                                                       | Freins de ralentissement et d'arrêt si l'étanchéité est suffisante |
| Création de courants de Foucault             | Énergie électrique elle-même transformée sur place en énergie calorifique | Freins de ralentissement                                           |
| Création d'énergie électrique par dynamos ou | Énergie électrique récupérée                                              | Freins de ralentissement                                           |

|                                                             |                                                            |                          |
|-------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------|--------------------------|
| moteurs réversibles                                         | Énergie calorifique par résistances électriques            |                          |
| Transformation thermodynamique par compression d'air        | Énergie calorifique et énergie interne de l'air comprimé   | Freins de ralentissement |
| Transformation par création de fluide sous pression (pompe) | Énergie calorifique et énergie potentielle (accumulateurs) | Freins de ralentissement |

**Tableau I.1** Systèmes de freinage courants pour une transformation d'énergie mécanique [1]

Les propriétés d'un frein sont caractérisées par les grandeurs suivantes :

- L'effort de commande est la force maximale constante exercée par l'opérateur sur l'organe de commande du frein au cours du freinage.
- La course de commande est le déplacement de l'organe de commande du frein, de la position de repos à la position de freinage.
- L'indice de commande d'une installation de freinage est le produit de l'effort par la course de commande. Cet indice, homogène à une énergie, caractérise la valeur de l'installation de freinage comprenant le frein proprement dit et la transmission.
- L'efficacité d'un frein (souvent appelée puissance d'un frein) est le rapport du couple de freinage à l'indice de commande.
- La régularité d'un frein est caractérisée par son *indice de régularité*, rapport de la variation relative du couple de freinage à la variation relative du coefficient de frottement. Par définition, l'indice de régularité de deux surfaces planes est égal à l'unité. La régularité du couple ou de l'effort de freinage dû au frottement est d'autant plus grande que l'indice de régularité est plus petit.

### I.3. Classification des freins

Les freins peuvent être classés selon 3 paramètres :

D'après la forme de l'organe de friction utilisé :

- Freins à sabots (rotor cylindrique ou rotor à gorge),

- Freins coniques (rotor conique ou rotor à gorge),
- Freins à enroulement (ou à bandes) (rotor cylindriques),
- Freins à mâchoires (rotor-tambour cylindrique),
- Freins à disques (cas particulier des freins coniques d'angle au sommet égale à  $180^\circ$ ).

D'après le mode de fonctionnement :

- Freins à commande réversible sans blocage (fonctionnant à la main, au pied, etc.),
- Freins à encliquetages non automatiques (fonctionnant à la main, au pied, électromagnétiques, etc.),
- Freins à encliquetages automatiques (freins actionnés par la charge et utilisant la poussée axiale d'une vis) ; ces freins peuvent être coniques ou à lames,
- Freins à sabots ou à bandes actionnés par la force centrifuge.

D'après le type de système à freiner :

Selon que les freins servent à immobiliser dans l'espace une charge soumise à l'action de la pesanteur (ou à régulariser sa vitesse), ou bien à arrêter le mouvement horizontal de masses se déplaçant sous l'influence de forces extérieures ou de leur propre inertie, on les classe généralement en freins de charge et freins de translation (ou d'orientation).

- Cas des freins de charge (mouvement vertical) : si le frein ne sert qu'à tenir la charge dans l'espace, il faut avoir un autre moyen de faire descendre la charge à la vitesse voulue ; on peut employer, par exemple, le freinage électrique ou un frein de descente à encliquetage.

Le premier frein n'est alors qu'un frein d'arrêt ; il est installé sur l'arbre moteur ou sur le premier arbre intermédiaire. Le type le plus usité est le frein à bandes serré par un contrepoids qui se trouve dégagé par le soulèvement d'un électro-aimant ou d'un levier de frein à main. Lorsqu'on emploie un électro-aimant, le frein se serre aussitôt que le courant du moteur est coupé. Dans certains cas, ce frein d'arrêt peut être dégagé, en outre, par la traction d'un câble commandé par une pédale.

Pour éviter que la charge ne prenne une vitesse exagérée à la descente (par exemple, en cas de fausse manoeuvre), on installe, en plus du frein d'arrêt, un frein régulateur de descente,

souvent constitué d'un frein avec un encliquetage pour immobiliser la fonction de réglage de l'opérateur.

Dans le cas où la manoeuvre est réalisée à l'aide de moteurs électriques, l'énergie mécanique peut être absorbée et, par suite, la vitesse de la charge amortie, à la montée ou à la descente, par la mise en court-circuit du moteur de levage. Mais il faut remarquer que l'effet de freinage n'a lieu que pendant le mouvement (il est donc nécessaire de prévoir le frein d'arrêt de la charge suspendue à l'état de repos).

Le réglage de la vitesse de descente du fardeau peut se faire aussi par l'opérateur. Dans ce cas, également, il faut encore prévoir un frein d'arrêt avec électro-aimant pour le cas d'interruption du courant du moteur.

L'emploi de freins ordinaires et de freins à cliquets manœuvrés à la main exige une grande attention de la part de celui qui les commande. Les freins différentiels, établis en vue de la descente d'une charge, ne sont généralement pas suffisants pour le freinage à la montée.

– Cas des freins de translation ou d'orientation (mouvement horizontal) : ce type d'utilisation doit permettre le ralentissement du mouvement avec précision dans la commande, ainsi que l'arrêt ; de plus, il doit maintenir la charge à l'arrêt et ceci avec beaucoup de sécurité (cas d'un véhicule immobilisé dans une pente).

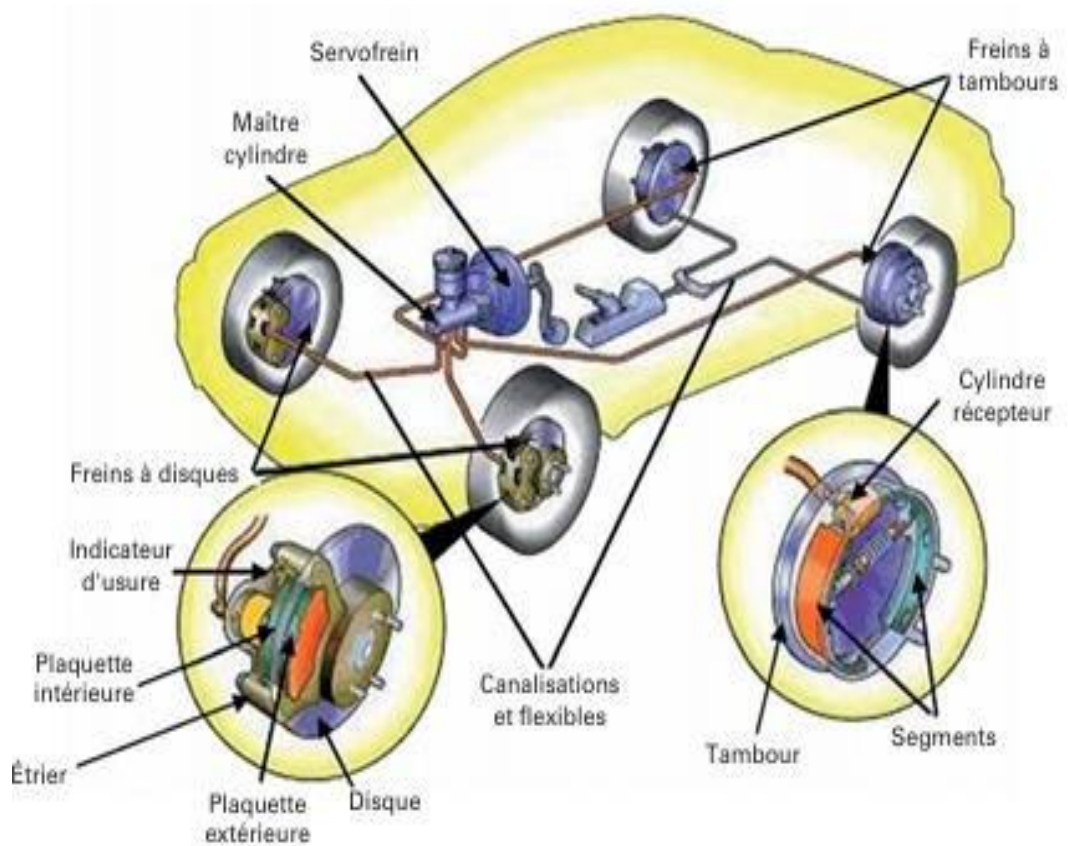


**Fig. I.1** Structure générale d'un système de freinage [2]

Généralement, il est composé d'un frein à commande au pied pour le contrôle du freinage jusqu'à l'arrêt, doublé d'un frein à encliquetages pour l'immobilisation.

L'aspect progressivité du freinage demande l'utilisation de systèmes de commande directe ou assistée ayant le moins d'hystérésis possible.

Le frein à encliquetages, pour des questions de sécurité, sera à prévoir à commande mécanique ou pneumatique (véhicules poids lourds) ; dans ce dernier cas, le relâchement de la pression libère un effort emmagasiné dans un ressort qui, par un transformateur de mouvement (levier, coin, etc.), assure la commande du frein.

#### **I.4. Description du système de freinage d'un véhicule automobile**

Tout véhicule automobile possède deux freins : le frein de service destiné à contrôler la vitesse de déplacement et le frein de stationnement chargé de l'immobiliser.

Le système hydraulique de freinage d'un véhicule automobile comporte

différents équipements dont les défaillances peuvent avoir des conséquences pour la sécurité des passagers et des tiers. Un système de freinage hydraulique utilise un fluide sous haute pression pour appliquer une force sur les freins de chaque roue. Le schéma est représenté sur la figure I.1. Il est constitué des éléments suivants [2] :

- une pédale de frein qui permet d’agir sur le servofrein ;
- un servofrein (dispositif commandé par la pédale de frein qui a pour fonction de multiplier la valeur de l’effort exercé par le conducteur sur la pédale même) ;
- un maître-cylindre (pièce placée derrière le servofrein qui a pour principale mission l’envoi du liquide de frein à l’ensemble du dispositif de freinage jusqu’aux roues). Il se compose généralement :
  - d’un réservoir de liquide de frein,
  - d’un cylindre et d’un piston dont le rôle est de faciliter la mise sous pression du circuit de freinage lorsque le conducteur actionne la pédale de frein,
  - de deux sorties pour chaque circuit de freinage ;
- un circuit hydraulique qui achemine le fluide sous pression aux freins. Il est composé de canalisations, de flexibles et de raccords ;
- le liquide de frein qui est chargé de transférer l’effort depuis le maître-cylindre jusqu’aux freins à travers des canalisations. Il doit satisfaire à des normes spécifiques telles que la compressibilité, la viscosité, le point d’ébullition, le point d’inflammabilité, la corrosion ;
- deux freins à disque sur les roues avant (système de freinage utilisant un disque fixé sur la jante de la roue et des plaquettes, maintenues par un étrier fixé au véhicule, venant frotter de chaque côté du disque ; des pistons hydrauliques poussent les plaquettes qui viennent serrer fortement le disque ; la force de frottement entre les plaquettes et le disque crée le couple de freinage) ;
- deux freins à tambour (système de freinage constitué du tambour à l’intérieur duquel se trouvent deux mâchoires munies de garnitures ; leur fonction est de s’écarter grâce à des pistons qui provoquent le frottement de la garniture dans le tambour).

## I.5. Les freins à disque

### I.5.1. Définitions

Un frein à disque est un transformateur d'énergie mécanique en énergie calorifique. Il est constitué de trois parties principales [3] :

- **un disque** (ou rotor), partie tournante ; son rôle est d'absorber et de dissiper l'énergie mécanique transformée en chaleur au cours du freinage ;
- **un ensemble étrier** (ou stator), partie NON tournante ; il peut être fixe ou avoir un mouvement de translation ou de rotation ;
- **des surfaces de frottement**, appelées également patins ou organes de friction, garnitures ou plaquettes ; elles sont planes et perpendiculaires à l'axe de rotation.

### I.5.2. Historique

Si pendant un demi-siècle, au début de l'automobile [3], le frein à tambour a été utilisé, c'est pour son effet auto-amplificateur du couple de freinage permettant de limiter l'effort de commande ; par contre, la capacité d'échange thermique de ce type de frein est faible par rapport à celle du frein à disque, ce qui explique l'introduction de ce dernier avec l'augmentation de la vitesse des véhicules. Ainsi, pour les avions, l'utilisation du frein à disque est apparue durant la Seconde Guerre mondiale avec l'augmentation d'énergie à dissiper résultant des atterrissages à des vitesses de plus en plus grandes d'appareils de plus en plus lourds ; le frein à tambour arrivait dans ce domaine au-delà de ses possibilités. Une extension vers le frein multidisque, qui permet, dans un encombrement peu différent du frein de base, d'augmenter les surfaces d'échange, est actuellement utilisée pour le freinage des avions gros porteurs.

Le frein à disque a été révélé au grand public en 1953 lors des 24 heures du Mans (course de Formule 1), avec sa première utilisation par Jaguar.. Depuis, le frein à disque, concept déterminant dans la stabilité du couple de freinage, n'a cessé de s'imposer sur un nombre croissant de véhicules avec une généralisation sur l'essieu avant des véhicules de tourisme, et une application à l'arrière des véhicules à hautes performances. Pour les véhicules poids lourds, les freins à disque sont de plus en plus utilisés, en version à commande hydraulique et en

version à commande pneumatique.

D'autres domaines comme le transport ferroviaire et l'industrie utilisent le frein à disque lorsque les énergies à dissiper sont importantes. Dans le cas des applications industrielles, la commande pourra s'effectuer d'une manière automatique, activée par un dispositif de surveillance, en fonction de paramètres de sécurité préétablis.

### I.5.3. Disques et patins de friction

Les disques, figure I.2, communément utilisés ont la forme d'un cylindre (de faible longueur dans leur partie active) ; les surfaces opposées du disque forment les pistes de frottement.

Les organes de friction complets, en forme de couronnes, ne sont utilisés que pour le freinage à pressions unitaires très élevées (aviation par exemple). Le domaine automobile a adopté le *patin partiel* qui ne recouvre qu'une portion angulairement réduite de la piste de frottement. Cette solution, en dégagant la majeure partie du disque, permet une meilleure évacuation de la chaleur [3].

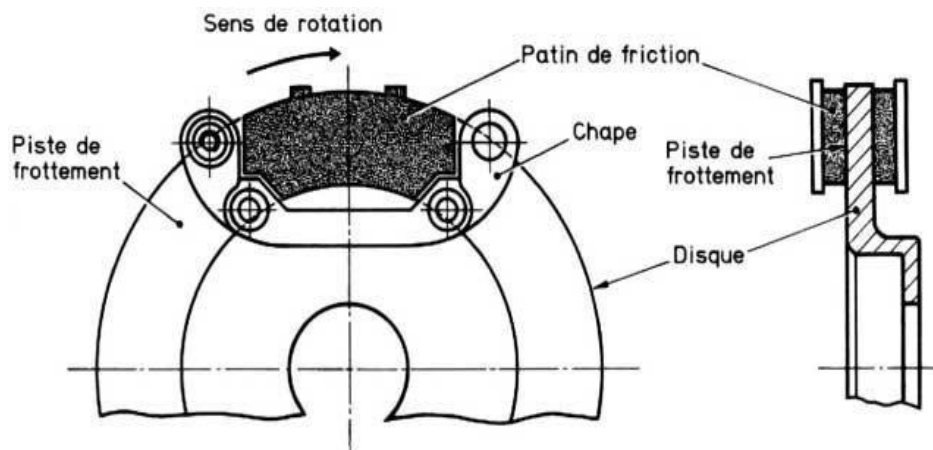


**Fig. I.2** Frein à disque - Schéma de principe [3]

La commande de freinage s'effectuera par l'application des matériaux de friction sur les faces du disque, ce qui sera le rôle des différents types d'étriers de freins.

#### I.5.4. Freins mono disques

Dans le domaine de l'automobile, il existe cinq types de freins [3] :

- Frein à étrier fixe ;
- Frein à étrier mobile par translation ;
- Frein à étrier inversé mobile par translation ;
- Frein à étrier mobile par rotation ;
- Frein à disque mobile.

Dans ces variantes, les freins à étrier mobile par translation sont les plus utilisés.

#### I.5.5. Frein à étrier mobile par translation

L'ensemble mobile (ou étrier) chevauche le disque en pouvant se déplacer parallèlement à l'axe de rotation du disque, figure I.3 [3].

Ce déplacement s'effectue suivant  $XX'$  (parallèle à l'axe du disque) sur des glissières pour certains modèles d'étrier, mais le plus fréquemment sur des colonnettes.

L'étrier comporte, d'un seul côté du disque, un ou plusieurs cylindres hydrauliques borgnes munis de pistons. Des patins de friction sont interposés, d'une part, entre le ou les pistons et la face correspondante du disque et, d'autre part, entre la face opposée du disque et le bord de l'étrier. L'effort est exercé sur la partie métallique du matériau de friction.

La pression hydraulique agit :

- D'une part, sur les pistons qui repoussent le patin correspondant et l'appliquent sur le disque ;
- D'autre part, sur le fond du cylindre, ce qui provoque un déplacement de l'étrier dans le sens opposé et l'application du deuxième patin sur l'autre face du disque.

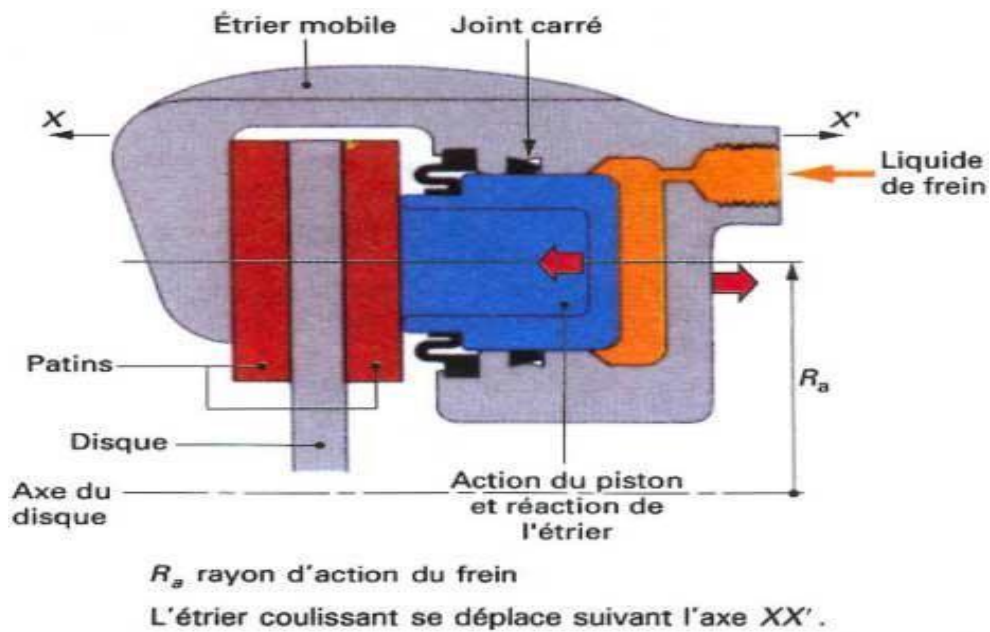


**Fig. I.3** Frein à étrier mobile par translation [3]

### I.5.6. Freins multidisques

Entre les deux branches de l'étrier d'un frein multidisque sont placés un ou plusieurs disques montés coulissant sur des cannelures qui les solidarisent en rotation avec l'organe à freiner. Dans le cas du frein bidisque, figure I.4.a [3], entre deux disques sont disposés des patins de friction à deux faces de frottement ; ces patins sont ancrés sur une pièce support et peuvent coulisser parallèlement à l'axe de rotation des disques. Sur les faces extérieures peuvent être utilisés des patins classiques. Certains freins multidisques peuvent comporter un étrier fixe et tous les disques mobiles, figure I.4.b ; ils sont principalement utilisés en aviation où l'on emploie des garnitures complètes

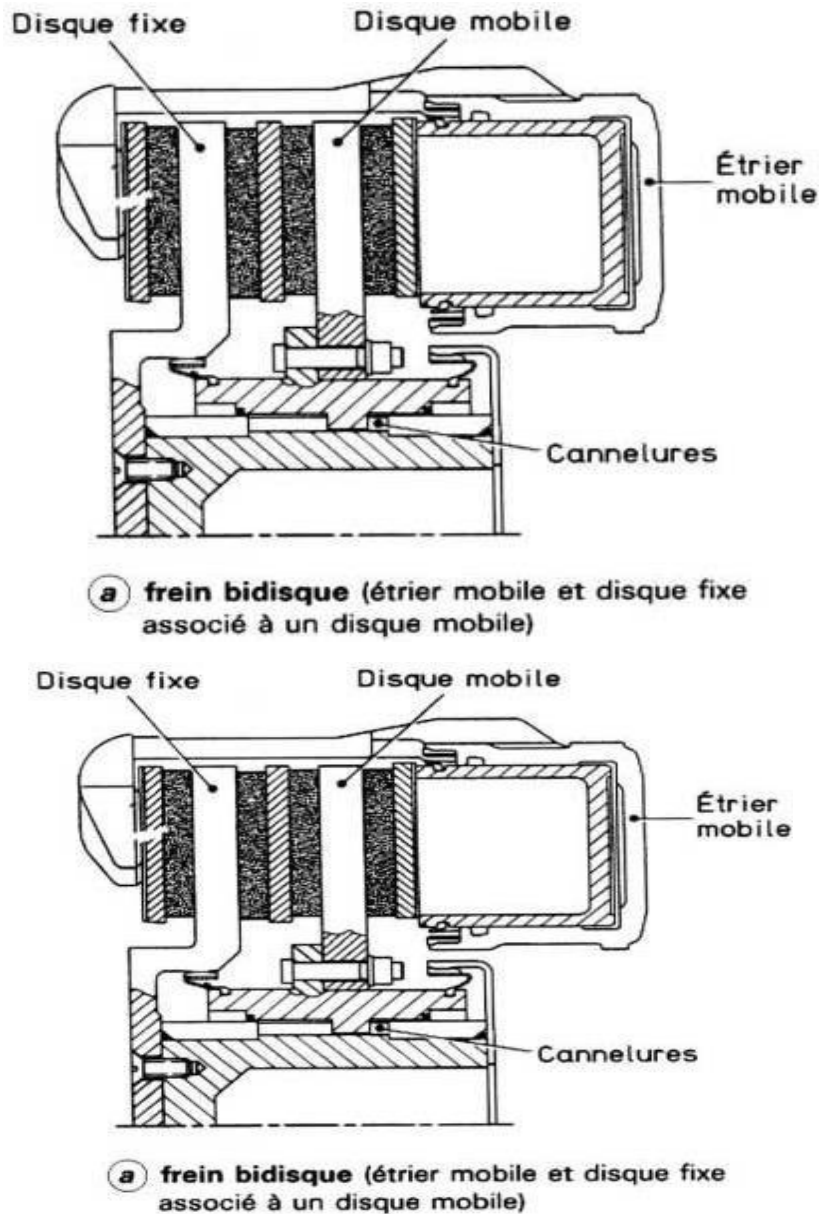


Fig. I.4 Freins multidisques [3]

## I.6. Les garnitures de frein

### I.6.1. Historique

En 1897, Herbert Froot [4] mit au point une garniture faite de section de courroie de transmission ; il eut ensuite l'idée d'imprégner l'amiante tissée et tressée dans des mélanges liants, de type phénolique. Cette fabrication commença dès 1902 et le nom de Froot, sous une forme modifiée, a donné naissance à la marque Ferodo., Cette appellation étant quelquefois utilisée pour désigner les garnitures de friction. À l'origine de conceptions empiriques, elles font l'objet de recherches scientifiques dont l'évolution

a suivi celle de la demande, plus particulièrement dans les domaines de l'automobile, de l'aviation des chemins de fer.

### **I.6.2. Qualités requises des garnitures**

Les garnitures de freins doivent posséder de nombreuses qualités, en dehors de la condition purement fonctionnelle, plaçant en premier le coefficient de frottement et une faible usure en second.

Des contraintes complémentaires viennent s'ajouter : techniques, économiques, de confort et d'environnement.

Les critères de choix sont dans l'ordre [4] :

- la stabilité du coefficient de frottement  $\mu$  ;
- une garniture sans amiante ;
- une garniture silencieuse permettant un freinage sans vibration ;
- une garniture conservant une bonne performance à chaud et ne provoquant pas d'étincelage ;
- une garniture garantissant une usure patin/rotor en rapport avec l'application recherchée et sans corrosion du contre-matériau ;
- une compressibilité minimale pour ne pas altérer l'indice de commande.

### **I.6.3. Composition des garnitures**

Les garnitures se présentent sous forme tissée, moulée ou frittée. Les premières employées étaient obtenues par tissage de coton ou d'amiante, armé ou non de fils métalliques et imprégné.

Les constituants principaux d'une garniture de friction peuvent être classés en trois groupes distincts [4]:

- les liants, dont le rôle est d'assurer la cohésion de l'ensemble des constituants ;
  - les fibres de renforcement, jusqu'alors en amiante (remplacées sur les nouvelles garnitures) ;
  - les charges diverses, permettant de donner à la garniture des caractéristiques de frottement et d'usure.
- Les liants sont des produits minéraux ou organiques du type résine thermodurcissable (phénoplaste) et des caoutchoucs. Ils ont la particularité de fluier et de se liquéfier partiellement sous pression vers

150 oC, ce qui permet la mise en forme des garnitures puis, en maintenant cette température entre 150 et 250 oC, de polymériser. Le choix des liants dans une formulation est fonction des propriétés recherchées (résistance mécanique, souplesse, stabilité thermique, dureté, facilité de mise en oeuvre).

- Les fibres de renforcement étaient, jusqu'aux années 80, en amiante, matière de base des garnitures de friction ; seul l'amiante blanc ou chrysotile (silicate de magnésium) était utilisé. Les fibres sont très fines, souples, facilement filables et tissables. Au cours de ces dernières années, des études médicales ont montré que les fibres d'amiante très courtes pouvaient être à l'origine de maladies professionnelles (asbestose et mésothéliome). Sur les nouvelles garnitures, l'amiante est remplacé par des fibres de substitution (fibres synthétiques, métalliques ou fibres de verre, etc.).
- Les charges diverses interviennent dans la composition des garnitures de friction pour leur donner des caractéristiques particulières adaptées aux conditions d'utilisation. Avec des charges dures, il est possible d'accroître le coefficient de frottement mais elles font augmenter le taux d'usure. Pour permettre un plus grand kilométrage, des charges lubrifiantes (graphite) sont incorporées.

La silice, l'argile, le talc sont couramment utilisés en raison de leur propriété sur le frottement.

#### I.6.4. Caractéristiques physiques des garnitures

Les deux principales caractéristiques physiques sont le **frottement** et l'**usure** [4].

##### I.6.4.1 Frottement des garnitures

Le coefficient de frottement de la garniture doit, d'une part, avoir une valeur appropriée au but poursuivi et, d'autre part, rester constant dans la zone habituelle de fonctionnement des freins ; la valeur habituelle recherchée pour le frottement est comprise entre 0,35 et 0,45, valeur servant normalement de base au calcul de la plupart des freins existants [4].

Ce coefficient de frottement doit être le plus stable possible malgré de sérieuses difficultés dues à de nombreux facteurs (température, pression, vitesse, présence de

poussière, etc.). Celui-ci diminue souvent à chaud et l'efficacité de la garniture baisse, c'est le « fading ».

Le coefficient de frottement a une valeur plus basse sur les garnitures à composants graphités (garnitures dites « grasses »). Une entrée d'eau fait également baisser momentanément ce coefficient.

La formation d'oxyde de fer sur les rotors provoque un coefficient de frottement élevé, et donc un freinage brutal aux premiers coups de frein le matin.

Différents matériaux sont disponibles sur le marché. À titre d'exemple, voir le tableau I.2 ; tous les fabricants de garnitures possèdent ce genre de tableau résumant les cas classiques d'applications.

La garniture doit répondre à des normes de sécurité dont la première décrit un **essai d'efficacité** sur dynamomètre en fonction des pressions et températures.

La machine d'essai, appelée *dynamomètre*, reconstitue les conditions rencontrées sur le véhicule. Une masse d'inertie appropriée est entraînée en rotation à la vitesse choisie pour l'essai. Un freinage est alors appliqué, dont on contrôle les paramètres : pression hydraulique, vitesse et température avant freinage. Le résultat est enregistré : couple de sortie et son évolution, variation de température en cours de freinage, durée du coup de frein, etc.

Pendant le freinage, le matériau est le siège d'échauffements localisés, de décompositions chimiques et de transformations physiques qui modifient son comportement.

Le **contrôle de la qualité** des matériaux de friction (contrôle de production) se fait par un essai simplifié, sur machine Krauss, réalisé sur frein complet adapté à un bras de mesure de couple : le rotor tourne à vitesse constante et la température de fonctionnement est mesurée sur la tranche du disque ou à l'intérieur du tambour par un frotteur. L'essai consiste en une succession d'applications de freinage. Selon le coefficient de frottement, les températures atteintes en fin de séquence sont plus ou moins élevées ; cet essai est purement comparatif.

#### **I.6.4.2. Usure des garnitures**

Il est souhaitable qu'au cours de son usure la face d'appui des garnitures reste équidistante de sa face d'origine, donc que l'usure soit constante sur toute la surface de friction [4].

L'usure est nécessaire. Elle renouvelle la surface frottante en éliminant les produits brûlés par les coups de frein précédents mais elle doit rester assez faible pour éviter un remplacement trop fréquent des garnitures. La figure 3 donne un exemple d'essais d'usure sur banc dynamométrique en fonction de la température et de la vitesse.

Au cours des essais, la forme d'usure (biais, dissymétrie) donne des résultats précieux sur la technologie de freinage employée (par exemple, un biais important peut être lié à une déformation trop importante du frein) et sur la sensibilité de la garniture (à une augmentation rapide de l'usure correspond une augmentation de pression spécifique).

Les caractéristiques (composition et la dureté) du contre-matériau (disque) contribuent, de façon importante, à l'usure et influent sur le coefficient de frottement de la garniture. La garniture est l'élément d'usure du système, c'est donc les plaquettes (patins) qu'il faudra remplacer avant les disques sur un système de freinage.

La température ou la pression de sécurité dépassées, l'usure croît très rapidement. Le coefficient devient instable (toutefois un dépassement occasionnel de courte durée peut être toléré).

Les poussières d'usure sont généralement éliminées par des stries (ou rainures dans la garniture), afin d'éviter un phénomène d'agglomérat produisant un aspect glacé dans certaines conditions (faible couple, par exemple) nuisant à la stabilité du coefficient de frottement.

### **I.6.5. Fixation des garnitures**

Les garnitures sont fixées par deux procédés : rivetage ou collage, ce dernier étant de plus en plus employé [4].

#### **I.6.5.1. Rivetage**

Le nombre, les dimensions et le type de rivets ont été étudiés par le constructeur et les spécifications doivent être rigoureusement observées. Le **choix des rivets** est fonction :

- du diamètre de perçage, compris entre 0,7 et 0,8 fois le diamètre des rivets;

- de la longueur sous tête, égale à l'épaisseur de la semelle ajoutée à celle de la garniture (fond de fraisage) plus un coefficient égal à 0,6 à 1,2 fois le diamètre du rivet. La qualité doit correspondre aux normes de dureté.

L'effort appliqué pour le rivetage doit être suffisant pour permettre le gonflement du rivet dans la semelle, mais est limité pour éviter les risques d'éclatement de la garniture.

### **I.6.5.2. Collage**

La garniture est fixée à l'aide d'un adhésif. Le collage permet d'accroître la surface de frottement d'environ 10 % (surface occupée par les rivets remplacée par la garniture), ce qui diminue l'usure et permet d'utiliser au maximum l'épaisseur de garniture (pas de tête de rivet). Le risque d'éroder le contre-matériau de friction avec les têtes de rivets n'existe plus. Il est à noter que l'assemblage collé doit avoir une résistance minimale au cisaillement de 30 daN/cm<sup>2</sup>.

Cas particulier d'une garniture de frein à disque : le matériau est moulé, adhésivé directement sur le support. Des difficultés « d'accrochage » sur le support nécessitent parfois la présence d'une sous-couche autorisant les dilatations différentielles support/garniture et constituant de surcroît un écran thermique protecteur.

### **I.6.5.3. Nouvelles générations de garnitures**

Les recherches effectuées pour l'amélioration des caractéristiques des matériaux de friction sont conduites sous l'impulsion des trois principaux secteurs d'activité : automobile, aviation, chemin de fer.

De nouvelles exigences sont apparues, plus spécialement liées à des objectifs d'augmentation de vitesse, de réduction de poids et d'encombrement, introduisant des températures de fonctionnement plus élevées (800°C et même 1000°C) pour le rotor [4]. De plus, les recherches poursuivies à la fin des années 70 avaient pour but l'élimination de l'amiante en tant que composant de la garniture. Il est apparu difficile de réunir, en un seul matériau, toutes les propriétés équilibrées qu'apportait l'amiante : ténacité, élasticité, résistance thermique, capacité isolante, coefficient de friction, résistance à l'usure. De plus, il fallait s'assurer qu'aucune des nouvelles matières choisies ne contenait des agents pathogènes (tels que ceux reprochés à l'amiante).

Les matières de substitution ne doivent en aucun cas être constituées par des « mottes » de fibres, c'est-à-dire des « agglomérats » pouvant s'effiloquer, et il faut que leur coût demeure raisonnable.

Les recherches sont surtout sur les différentes fibres pouvant être employées. Ces fibres sont actuellement les fibres de renfort des matériaux industriels modernes :

- fibres minérales : fibres de verre, de carbone, de céramique, de bore, de silice ;
- fibres organiques : fibres aramides, obtenues par filage d'un polyamide aromatique d'où le nom de polyaramide (par exemple, le Kevlar ).

D'autres renforts sont encore employés :

- Fibres naturelles autres que l'amiante : le sisal, le coton ;
- Fibres synthétiques : polyamides ;
- Fibres métalliques : fils d'acier.

À titre comparatif, les caractéristiques principales des fibres les plus utilisées sont données dans le tableau I.2.

Les caractéristiques des polyamides font qu'actuellement ces fibres sont les plus retenues en substitution de l'amiante, et en particulier le *Kevlar*.

| Propriétés                                  | Polyaramide<br>Kevlar | Amiante<br>chrysotile | verre | Fibre<br>de<br>carbone | Fil<br>d'acier |
|---------------------------------------------|-----------------------|-----------------------|-------|------------------------|----------------|
| Ténacité<br>(Mpa)                           | 2750                  | 3040                  | 1750  | 2650                   | 2600           |
| Module<br>d'élasticité<br>(Mpa)             | 58000                 | 161000                | 69000 | 227000                 | 200000         |
| Allongement à la<br>rupture<br>(%)          | 3.7                   |                       | 2.5   | 1.0                    | 2              |
| Masse<br>volumique<br>(g /cm <sup>3</sup> ) | 1.44                  | 2.55                  | 2.54  | 1.7                    | 7.85           |

**Tableau I.2** Caractéristiques principales des fibres

## I.7. Généralités sur le calcul des freins à disque

### I.7.1. Principe

Soit un patin de friction en contact avec le disque par une surface plane  $S$  de forme quelconque, et appliqué sur le disque par l'effort  $N$  ; la résultante des actions normales du disque sur le patin sera  $+N$ .

Considérons une surface élémentaire du patin  $ds$  entourant un point  $P$  situé à une distance  $r$  de l'axe de rotation  $O$  (figure 5). Nous avons [3] :

$$ds = r dr d\beta \quad (\text{I.1})$$

Soit :

$\mu$  le coefficient de friction de la garniture ;

$p$  la pression spécifique sur la surface élémentaire considérée comme uniforme, l'élément de garniture  $ds$  est soumis à l'effort tangentiel :

$$dT = \mu pr dr d\beta \quad (\text{I.2})$$

et au couple de moment :

$$dC = r dT = \mu pr^2 dr d\beta \quad (\text{I.3})$$

### I.7.2. Action tangentielles sur le patin : couple, résultante

Soit  $R1$  le rayon intérieur du disque,  $R2$  son rayon extérieur et  $\alpha$  l'angle définissant le secteur du disque correspondant au patin utilisé.

Le couple  $C_1$  appliqué sur le patin est donné par [3] :

$$C_1 = \int_{R1}^{R2} \cdot \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \mu pr^2 dr d\beta = \int_{R1}^{R2} \mu pr^2 \alpha dr \quad (\text{I.4})$$

L'effort tangentiel  $T$  agissant sur le patin se décompose sur les axes  $x$  et  $y$  en :

$$T_x = \int_{R1}^{R2} \cdot \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \mu pr \sin \beta dr d\beta = \left[ \int_{R1}^{R2} \mu pr dr \right] (\cos \beta)_{-\alpha/2}^{\alpha/2} = 0 \quad (\text{I.5})$$

d'où  $T_x$  est nul, le patin étant symétrique :

$$T_y = \int_{R1}^{R2} \cdot \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \mu pr \cos \beta dr d\beta = 2 \int_{R1}^{R2} \mu pr \sin \frac{\alpha}{2} dr \quad (\text{I.6})$$

### I.7.3. Rayon d'action du frein

Le couple  $C_1$  appliqué au patin doit être égal au moment de  $T_Y$  par rapport à l'axe passant par le centre du disque, d'où [3] :

$$C_1 = T_Y R_a \quad \text{soit} \quad R_a = C_1 / T_Y \quad (\text{I.7})$$

avec  $R_a$  rayon d'action du frein.

Après intégration de (4) et (6), on trouve :

$$R_a = \frac{\alpha}{3 \sin \frac{\alpha}{2}} \frac{(R_2^3 - R_1^3)}{(R_2^2 - R_1^2)} \quad \text{en considérant } p = \text{Cte} \quad (\text{I.8})$$

### I.7.4. Couple de freinage

Le couple total  $C$  sur le disque est [3] :

$$C = 2C_1 = \mu N R_a \quad (\text{I.9})$$

avec  $N$  effort normal appliqué à chaque plaquette. On peut donc écrire :

$$C = \frac{4\mu N \alpha}{3 \sin \frac{\alpha}{2}} \left( \frac{R_1 + R_2}{2} \right) \left[ 1 - \frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)^2} \right]$$

$$C = 2\mu N K R_m \quad (\text{I.10})$$

Avec 
$$K = \frac{2\alpha}{3 \sin \frac{\alpha}{2}} \left[ 1 - \frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)^2} \right] \quad (\text{I.11})$$

Et 
$$R_m = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

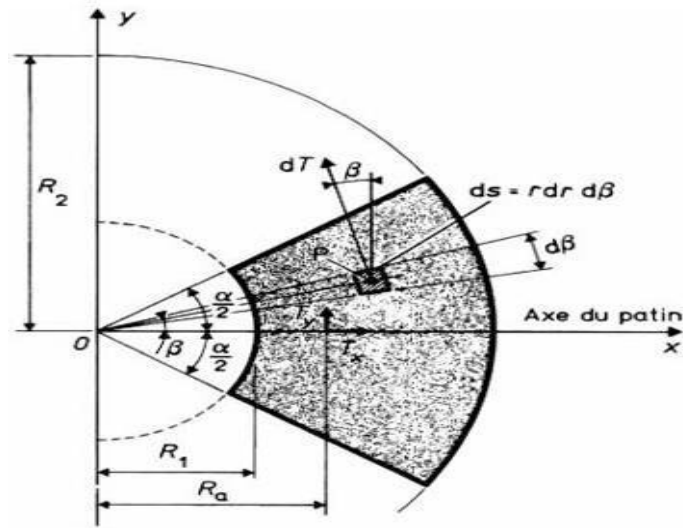


**Fig.I.5** – Élément d'un patin  $ds$  soumis à l'effort tangentiel  $dT$  [3]

## I.7.5. Détermination des patins

### I.7.5.1. Usure constante

Si l'on admet que l'usure est proportionnelle au travail, l'usure d'un élément  $ds$  (figure I.5), dont le centre  $P$  est à une distance  $r$  de l'axe de rotation, sera proportionnelle au travail de frottement qu'il reçoit. Pour avoir une usure constante, il est nécessaire que le travail de frottement soit le même en tous points du patin [3]:

$$dW/ds = \text{cte}$$

$$dW/ds = v \, dT/ds = \mu p r \omega \quad (\text{I.12})$$

avec

$v$  : vitesse linéaire au droit de  $P$  ( $v = \omega r$ ),

$\omega$  : vitesse de rotation du rotor,

$\mu$  : coefficient de friction (supposé constant en tous points du patin),

d'où la condition pour assurer une usure constante :

$$p r = \text{Cte} = A \quad \text{ou} \quad p = A/r \quad (\text{I.13})$$

En portant cette expression de  $p$  dans (1) et (3), on a le couple et l'effort tangentiel suivants :

$$C_1 = \int_{R_1}^{R_2} \mu A r \alpha dr = \left[ \mu A \alpha \frac{r^2}{2} \right]_{R_1}^{R_2}$$

$$C_1 = \mu A \alpha \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2} = \mu A \alpha \frac{(R_2 - R_1)(R_2 + R_1)}{2} \quad (\text{I.14})$$

$$T_Y = 2 \int_{R_1}^{R_2} \mu A \sin \frac{\alpha}{2} dr = 2 \mu A \sin \frac{\alpha}{2} [R_2 - R_1] \quad (\text{I.15})$$

Ainsi que  $R_a = C_1/T_Y = \frac{\alpha}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \frac{R_1 + R_2}{2} = K_1 R_m \quad (\text{I.16})$

$$K_1 = \frac{\alpha}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (\text{I.17})$$

d'où le couple total, avec  $K_1$  calculé à usure constante :  $C = 2 \mu N K_1 R_m$

### I.7.5.2. Echauffement constant

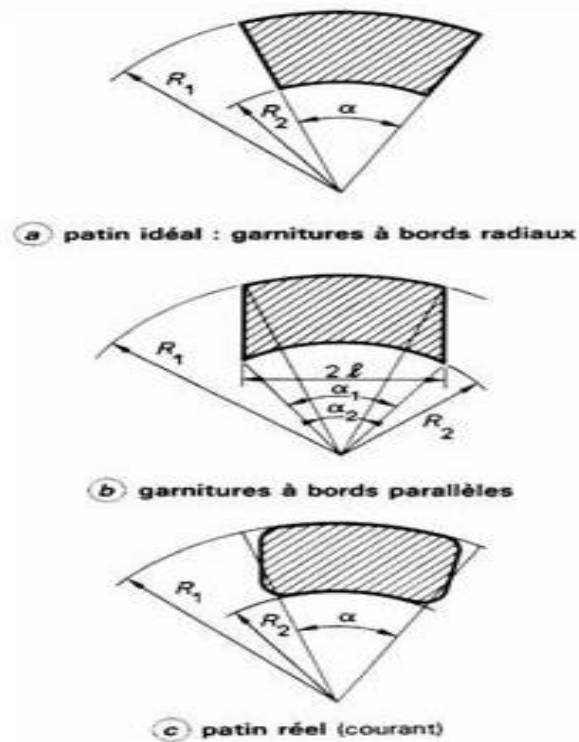


**Fig. I.6.** Garnitures de patin [3]

Il est également souhaitable que tout élément  $ds$  du disque reçoive, au cours de son passage sur le patin, la même quantité de chaleur. Le disque s'échauffe alors régulièrement et se déforme moins. Soit un élément  $ds$  du disque, dont le centre  $P$  situé à une distance  $r$  de l'axe passe devant le patin pendant une rotation  $\alpha$  et décrit donc pendant ce passage une course  $r \alpha$ . En supposant qu'il est soumis à la même pression unitaire pendant tout le trajet, l'élément  $ds$  reçoit l'énergie :

$$dw = \mu p ds r \alpha$$

$$d'ou \quad dw/ds = \mu p r \alpha \quad (I.18)$$

Le respect simultané des conditions d'usure constante et d'échauffement constant, relations (I.10) et (I.15), donne une troisième relation ( $\alpha = Cte$ ). Le patin idéal sera donc limité par deux arcs de cercle d'angle  $\alpha$  (figure I.6). On pourrait utiliser également un patin limité par deux cercles concentriques de rayons  $R_1$  et  $R_2$  et par deux droites parallèles à l'axe de symétrie et espacées de (figure I.6), mais ce patin présenterait des pointes qui sont à éviter car, tout en fragilisant la garniture, elles apporteraient des points de surchauffe sur le disque. Aussi, en pratique, pour augmenter au maximum la surface de garniture (durée de vie), on s'oriente vers une solution intermédiaire (figure I.6) avec le point d'application de l'effort confondu avec le centre de gravité, c'est-à-dire que l'on travaille à  $p = Cte$ .

### I.7.5.3. Pression spécifique sur le patin

La valeur maximale de la pression spécifique moyenne ( $N / S$ ) doit être comprise entre 55 et 65 bar pour un véhicule de tourisme, cette valeur pouvant aller jusqu'à 100 bar pour les poids lourds [3].

## I.8. Conclusion

Cette étude nous a permis de faire une classification des systèmes de freinage en général et plus particulièrement de décrire le système de freinage automobile. Nous avons présenté spécialement les freins à disques et leurs garnitures. Le calcul de ces freins a été aussi abordé.

# **CHAPITRE II**

## **Méthodes et lois de fiabilité**

## II.1. Introduction

La fiabilité est la capacité d'un système ou d'un composant à fonctionner correctement pendant une durée déterminée, sans panne. Pour évaluer et améliorer cette fiabilité, on utilise différentes lois statistiques qui modélisent le comportement des systèmes face aux défaillances. Ces lois sont appliquées à l'aide de méthodes d'analyse telles que l'analyse de survie, les modèles de régression et les tests d'adéquation. Parmi les méthodes d'analyse de fiabilité l'AMDEC (Analyse des Modes de Défaillance, de leurs Effets et de leur Criticité) est très utilisée aussi. Elle permet d'identifier les points faibles d'un système, d'évaluer les conséquences des pannes possibles, et de prioriser les actions correctives à mettre en place. Cette méthode, ainsi que la loi de Weibull, la loi Normale, la loi Log-Normale, la loi de Cox, la régression de Kaplan Meier et certains tests nécessaires sont présentées dans ce chapitre.

## II.2. L'AMDEC

### II.2.1. Principe

L'Analyse des Modes de Défaillances, de leurs Effets et de leurs Criticité (AMDEC), (Failure Modes and Effects Analysis « FMEA ») [5], est une méthode inductive d'analyse prévisionnelle de la fiabilité visant à recenser les défaillances potentielles d'un système, quelles que soient les technologies, puis d'en estimer les risques de façon à les supprimer ou à engager des actions correctrices.

Elle aide à améliorer la sûreté de fonctionnement des systèmes et est utilisée de manière réglementaire dans les industries à risque et de manière contractuelle ou volontaire dans les industries manufacturières et autres (nucléaire ; aéronautique, spatial ; chimique ; ferroviaire ; automobile ; grands travaux).

Il est possible d'effectuer des AMDE (qualitative) ou des AMDEC (qualitative et quantitative), l'évaluation de la criticité des modes de défaillance apparaissant utile ou non.

Il existe 3 types d'AMDEC :

L'AMDEC Moyen ;

L'AMDEC processus ;

L'AMDEC produit.

## II.2.2. Etapes

L'AMDEC est basée sur quatre étapes :

- L'initialisation et l'analyse fonctionnelle,
- L'analyse des modes de défaillance et de leurs effets,
- L'évaluation de la criticité,
- Les actions à mener.

### II.2.2.1. Initialisation et analyse fonctionnelle

L'initialisation de l'AMDEC moyen est l'étape préliminaire, qui consiste à définir le système à étudier, la phase d'analyse fonctionnelle ainsi que les objectifs à atteindre. Cette analyse peut s'appliquer à différents niveaux : système, sous système, module, composants.

Cinq modes de défaillance générique sont identifiées :

- Perte de la fonction,
- Fonctionnement intempestif,
- Refus de s'arrêter,
- Refus de démarrer,
- Fonction dégradée.

### II.2.2.2. Analyse des modes de défaillances et de leurs effets

Cette phase permet l'identification des modes de défaillances suivant les niveaux délimités à l'étape 1 ainsi que la recherche des effets définis comme les résultats ou conséquences des modes de défaillance. Afin d'affiner l'analyse des modes de défaillances, il est nécessaire de rechercher les causes qui sont l'ensemble des événements conduisant à la faute d'un composant du système.

Ces trois notions sont liées par la relation suivante :

Cause → Mode → Effet

### II.2.2.3. Evaluation de la criticité

L'indice de criticité  $C$  est déduit par le produit des trois indices nominaux :

$C = F \cdot G \cdot D$ , où

- $F$  représente l'indice de fréquence d'apparition d'une défaillance due à une cause

particulière,

- $G$  représente l'indice de gravité des effets de la défaillance,
- $D$  est relatif à la possibilité de détecter la défaillance avant qu'elle ne produise l'effet.

Chacun de ces indices est évalué suivant une table de cotation qui varie selon le domaine industriel d'application et dont la plus universelle utilise des valeurs de 1 à 4 ou 5 ou 10.

#### II.2.2.4. Actions correctrices

La criticité  $C$  calculée permet de hiérarchiser les défaillances et de recenser celles dont le niveau de criticité est supérieur à un seuil qui varie en fonction de critères de fiabilité. Par exemple, dans le cas de la cotation 1, 2, 3, 4, 5, de  $F$ ,  $G$ ,  $D$ , la limite généralement admise pour les composants électromécaniques est égale à 24.

Après le calcul de la criticité  $C$  et sa comparaison avec le seuil établi, différentes actions correctrices sont menées.

Lorsque des actions correctrices sont réalisées, l'amélioration des valeurs des indices précédents permettent de définir les indices finaux  $F'$ ,  $G'$  et  $D'$  sur la même base que l'évaluation précédente.

La nouvelle criticité  $C'$  calculée quantifie l'amélioration réalisée.

Une fiche ou tableau AMDEC résume le bilan de l'étude de l'analyse des défaillances afin d'en tirer parti et décider des actions qui s'imposent.

### II.3. Modèles de fiabilité des équipements

Pour mettre en place une politique de maintenance efficace et déterminer les durées de vie des équipements, il est important de comprendre les phénomènes de défaillances des matériels et savoir les modéliser par des lois [6].

#### II.3.1. Taux de défaillance - Courbe en baignoire

La courbe dite en baignoire, figure II.1, représente la variation du taux de défaillance  $\lambda(t)$  le long de la durée de vie d'un équipement [6].

Par définition,  $\lambda(t)$  est la probabilité d'avoir une défaillance du système ou de l'élément entre les instants  $t$  et  $(t+dt)$  à condition que le système ait vécu jusqu'à  $t$ .

Dans cette courbe on distingue trois phases :

I : Cette première phase représente les défaillances de jeunesse. Elle se caractérise par un taux de défaillance décroissant en fonction du temps.

II : Cette deuxième phase représente les défaillances de maturité, à taux de défaillance sensiblement constant : envisager du correctif si  $\lambda(t)$  est légèrement croissant.

III : Cette troisième phase représente les défaillances de vieillesse, avec un taux de défaillance croissant et concerne la période d'usure.

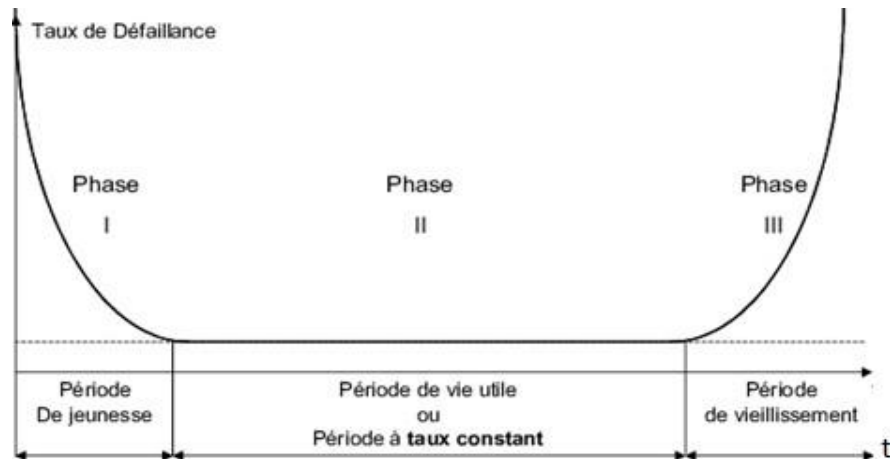


**Fig. II.1.** Courbe en baignoire

### II.3.2. Loi normale

La loi normale (loi gaussienne, loi de Gauss ou loi de Laplace-Gauss) fait partie des lois de probabilité absolument continues. Elle dépend de deux paramètres : son espérance, un nombre réel noté  $\mu$ , et son écart type, un nombre réel positif noté  $\sigma$ . donnée par :

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right)^2} \quad (\text{II.1})$$

Lorsqu'une variable aléatoire  $X$  suit une loi normale, elle est dite gaussienne ou normale et

il est habituel d'utiliser la notation avec la variance  $\sigma^2$  :

$$X \sim N(\mu, \sigma^2) \quad (\text{II.2})$$

La courbe de cette densité est appelée courbe de Gauss ou courbe en cloche, entre autres. C'est la représentation la plus connue de ces lois. La loi normale de moyenne nulle et d'écart type unitaire est appelée loi normale centrée réduite ou loi normale standard.

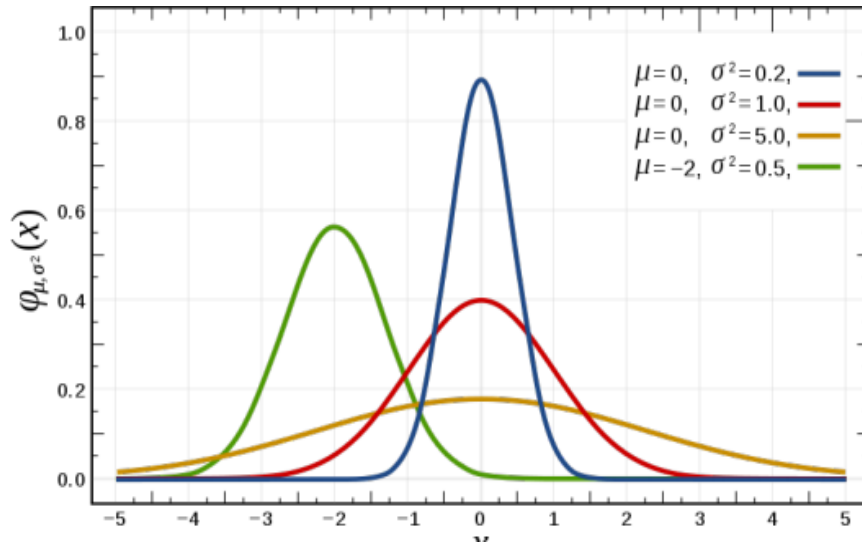


**Figure II.2** Densité de probabilité

La densité de probabilité est donnée par la fonction  $\varphi: \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}_+$  définie par (Norbert Henze, 1986) :

$$\varphi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}t^2}, \text{ pour tout } t \in \mathbb{R} \quad (\text{eq II.3})$$

La loi normale décrit bien le comportement de systèmes complexes dont les probabilités de défaillance s'additionnent ; c'est une conséquence du théorème central limite. Le taux de

défaillance  $\lambda$  est croissant, ce qui correspond à un système avec usure.

Si l'on appelle  $\Phi$  la fonction de répartition de la loi normale centrée réduite, alors la fonction de fiabilité est de la forme :

$$R(t) = 1 - \varphi\left(\frac{t - \mu}{\sigma}\right) \quad (\text{eq II.4})$$

Où  $\mu$  est l'espérance (moyenne) et  $\sigma$  l'écart type.

On a :

$$\text{MTBF} = \mu$$

### II.3.3. Loi log-normale

Il représente bien les phénomènes de fatigue ou d'usure en mécanique :

$$R(t) = 1 - \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^t \frac{1}{x} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{\ln x - m}{\sigma}\right)^2} dx \quad (\text{eq II.12})$$

Tel que ;

« m » : La moyenne (espérance).

«  $\sigma$  » : L'écart type.

Le calcul se fait en passant en variable centrée réduite :

$$u = \frac{\ln t - m}{\sigma} \quad (\text{eq II.13})$$

m est la moyenne des  $\ln t$ ,  $\sigma$  l'écart type des  $\ln t$  et u est une variable aléatoire centrée réduite.

La moyenne de temps de bon fonctionnement est [7] :

$$\text{MTBF} = e^{\left(m + \frac{\sigma^2}{2}\right)}$$

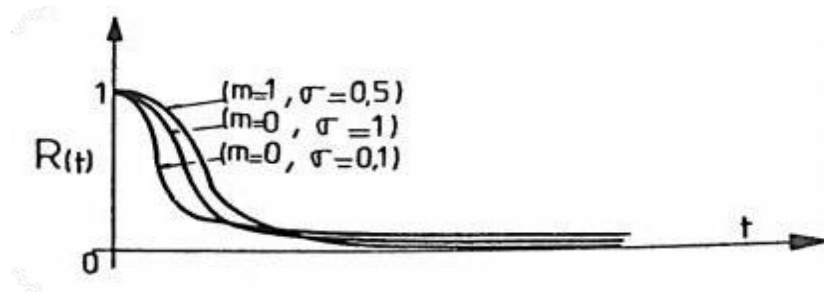


**Figure II.3.** Courbe théorique de la loi log-normale [7]

### II.3.4. Loi de Weibull

La fonction fiabilité est dépendante du temps ainsi que la fonction défaillance qui lui est complémentaire

Ainsi, on a :

$$R(t) + F(t) = 1 \quad (\text{eq II.18})$$

D'où :

$$R(t) = 1 - F(t) = e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta} : \text{Loi de weibull}$$

φ Allure de la fonction de fiabilité  $R(t) = 1 - F(t)$

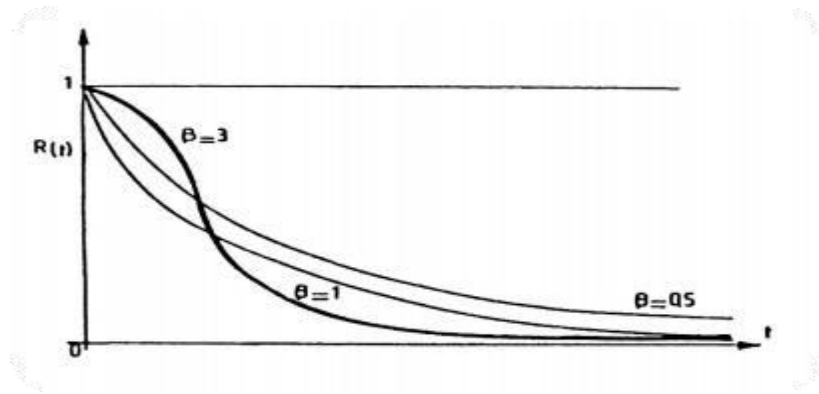


**Figure II.4** Allure de la fiabilité par la loi de Weibull. [7]

Expression du taux de défaillance en fonction de  $\beta$  :

$$\lambda = \frac{f(t)}{R(t)} = \frac{\beta}{\eta} \left( \frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{\beta-1} \quad (\text{eq II.19})$$

L'étude de  $\lambda(t)$  nous montre que :

Si  $\beta < 1$ , on a  $\lambda(t)$  qui décroît en fonction de  $t$

Si  $\beta = 1$ , on a  $\lambda(t)$  qui constant égal à  $\frac{1}{\eta}$

Si  $\beta > 1$ , on a  $\lambda(t)$  qui est croissant en fonction de  $t$

φ Allure de  $\lambda(t)$

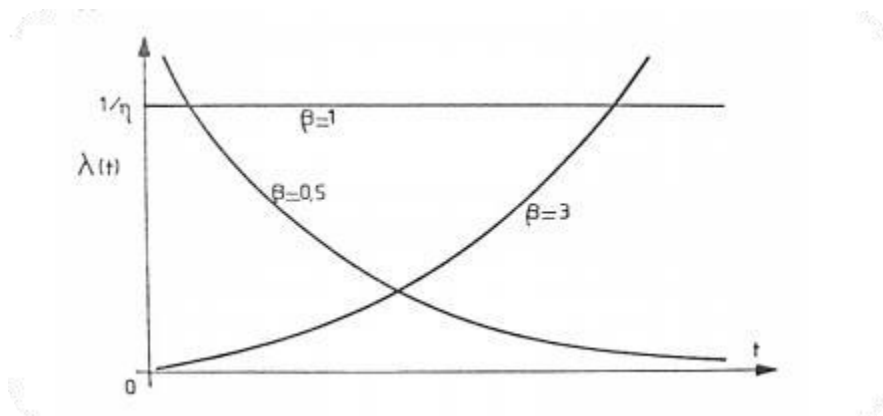


**Figure II.5** Allure de taux de défaillance de la loi de Weibull. [7]

φ Cas particuliers

Pour  $\gamma = 0$  et  $\beta = 1$ , on retrouve la loi exponentielle ; en effet :

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t}{\eta}\right)^1} = e^{-\left(\frac{1}{\eta}\right) \cdot t} \quad (\text{loi exponentielle de paramètre } \lambda = \frac{1}{\eta})$$

Pour  $\beta \geq 3$ , on se rapproche d'une loi normale et ceci est d'autant plus vrai que  $\beta$  est près de 3,65.

### II.3.5. Estimateur de Kaplan Meier

La méthode de Kaplan-Meier est une technique non paramétrique d'analyse de survie qui permet d'estimer la probabilité de survie à chaque instant où un événement (par exemple, décès, rechute, etc.) se produit, en tenant compte des observations censurées (c'est-à-dire des cas où l'événement n'a pas été observé pendant la période d'étude) [7], [8]. Elle repose sur l'estimation des probabilités conditionnelles de survie à chaque date d'événement et utilise le produit de ces probabilités pour obtenir la courbe de survie globale. Cette méthode permet de comparer graphiquement les taux de survie entre différents groupes et d'obtenir une visualisation de la fonction de survie au fil du temps.]

### II.3.6. Modèle de Cox

Le modèle de Cox, ou modèle à risques proportionnels de Cox, est un modèle semi-paramétrique utilisé pour analyser la relation entre le temps de survenue d'un événement et plusieurs variables explicatives (covariables) [8], [9]. Contrairement à Kaplan-Meier, qui ne prend pas en compte les covariables, le modèle de Cox permet d'évaluer l'effet de plusieurs facteurs sur le risque instantané de survenue de l'événement (appelé « hazard » ou taux de risque)

La formule générale du modèle de Cox est la suivante :

$$h(t/X) = h_0(t) \exp (\beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \dots + \beta_p X_p) \quad (\text{eq II.23})$$

$h(t/X)$  : risque instantané à l'instant  $t$  pour un individu avec les covariables  $X$

$h_0(t)$  : risque de base (fonction inconnue du temps, commune à tous)

$\beta_i$  : coefficient mesurant l'effet de la covariable  $X_i$  sur le risque

| Modèle                  | Type              | Prise en compte des covariables | Hypothèses principales                          | Utilisation principale                                |
|-------------------------|-------------------|---------------------------------|-------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|
| Kaplan-Meier            | Non paramétrique  | Non                             | Censure non informative                         | Estimation et comparaison de courbes de survie        |
| Cox (régression de Cox) | Semi-paramétrique | oui                             | Risques proportionnels, censure non informative | Analyse multivariée de facteurs influençant la survie |

**Tableau II.1** Tableau comparatif (Kaplan Meier /Cox)

Le modèle est dit semi-paramétrique car il ne fait aucune hypothèse sur la forme du risque de base,  $h_0(t)$  mais suppose que l'effet des covariables est multiplicatif et constant dans le temps (hypothèse des risques proportionnels) [9].

Les coefficients estimés ( $\beta_i$ ) correspondent au logarithme du Hazard Ratio (HR), qui exprime le rapport des risques instantanés entre deux groupes différents d'une unité sur la covariable considérée.

### II.3.7 Synthèse

- **Kaplan-Meier** : Méthode non paramétrique pour estimer la courbe de survie, adaptée à la comparaison de groupes sans prise en compte de covariables.
- **Modèle de Cox** : Modèle semi-paramétrique permettant d'analyser l'effet de plusieurs variables sur le risque de survenue d'un événement, sous l'hypothèse des risques proportionnels.

## II.4. Tests d'adéquation

### Introduction

En statistiques, un test, ou test d'hypothèse, est une procédure de décision entre deux hypothèses. Il s'agit d'une démarche consistant à rejeter ou à ne pas rejeter une hypothèse statistique, appelée hypothèse nulle, en fonction d'un échantillon de données. Il permet de décider, avec un seuil d'erreur  $\alpha$  spécifié, si les écarts présentés par l'échantillon par rapport aux valeurs théoriques attendues sont dûs au hasard ou sont au contraire significatifs.

Les modèles que l'on peut établir en fiabilité sont issus d'un échantillon de population, puis on fait l'hypothèse qu'ils suivent une loi particulière (loi log-normale, loi exponentielle, etc.). Ainsi, il reste à vérifier la validité de cette loi. Cette vérification est obtenue par un test d'adéquation. Pour cela, on admet dans l'utilisation des statistiques un risque d'erreur «  $\alpha$  » petit,  $\alpha$  est le niveau de signification ( $\alpha$  est égal à la probabilité de se tromper en utilisant ce test). [7]

Il existe de nombreux tests pour vérifier qu'un échantillon suit ou non une loi de probabilité donnée, parmi eux : le test dit du Khi-deux et le test d'Anderson-Darling .... en fonction de l'application

### II.4.1. Test de Khi-deux ( $\chi^2$ )

#### 2.1.1 Principe

En statistique, le test du khi carré, aussi dit du khi-deux, d'après sa désignation symbolique  $\chi^2$ , est un test statistique où la statistique de test suit une loi éponyme sous l'hypothèse nulle [8].

Par exemple, il permet de tester l'adéquation d'une série de données à une famille de lois de probabilité ou de tester l'indépendance entre deux variables aléatoires.

#### Conditions

$$n \geq 50$$

Il faut un nombre d'observations supérieur ou égal à 50.

On utilise généralement des classes et dans chaque classe on doit obtenir un nombre d'observations supérieur ou égal à 50, l'intervalle de classe n'est pas forcément régulier.

Ce test est basé sur l'écart entre les valeurs observées et le modèle théorique ; une fonction indicatrice des écarts est établie de la manière suivante :

$$E = \sum_{i=1}^r \frac{(n_i - np_i)^2}{np_i} \quad (\text{eq II.24})$$

$\& = 1$

$r$  : nombre de classes

$n_i$ : nombre d'individus par classe

$n$  : nombre d'individus total de l'échantillon

$np$  : nombre d'individus attendu théoriquement dans la classe  $i$

$p$  : probabilité de se trouver dans la classe

E suit approximativement une loi de  $\chi^2$  à  $v$  degrés de liberté avec  $vv = rr - kk - 1$   $k$  est le nombre de paramètres estimé pour le modèle théorique.

## II.4.2. Tests d'Anderson-Darling

### 2.1.1 Principe

Ce test est très largement utilisé pour vérifier les hypothèses de normalité ou de Weibull. Il est généralement considéré meilleur que les tests de Cramer Von Mises, et que le test du Chi Deux utilisé lorsque les données sont nombreuses [8].

Il fait partie des tests classiques basés sur une mesure de l'écart entre la fonction de répartition de distribution empirique (EDF, empirical distribution function) et la fonction de répartition choisie faisant l'objet de l'adéquation.

La statistique mesurant l'écart entre la fonction de répartition cumulée  $F_n(x)$  pour un échantillon de taille  $n$ , et la fonction de répartition théorique  $F_0(x)$  est appelée statistique EDF.

Les tests EDF les plus classiques sont le test de Kolmogorov-Smirnov fondé sur l'écart maximal, le test de Cramer-Von Mises fondé sur une distance, et enfin le test d'Anderson Darling fondé sur un écart relatif. Ces trois statistiques sont indépendantes de la loi testée  $F_0(x)$ .

Le test d'Anderson-Darling est plus sensible aux écarts dans les queues de distribution, que ne l'est le test de Kolmogorov-Smirnov. Ce test peut être appliqué à n'importe quelle distribution. Mais il n'est guère facile de trouver les tables de valeurs critiques. C'est ce test qui est le plus recommandé.

## II.5. Données et censures

Les données expérimentales disponibles pour estimer les durées de vie des systèmes consistent dans la connaissance plus ou moins complète des instants de défaillance de chaque unité de l'échantillon servant de référence.

On distingue [ 7 ] :

- **Des données complètes**

Il s'agit du cas où les instants de défaillance de chacune des unités de l'échantillon sont connus.

- **Des données censurées simples**

Il s'agit du cas (assez fréquent) où, au moment où se fait l'analyse des données :

- certaines unités sont encore en état de bon fonctionnement,
- ces unités en état de bon fonctionnement ont toutes le même âge (exemple : matériels mis en service simultanément),
- les instants de défaillance des unités hors fonctionnement sont connus.

A ce cas, appelé aussi « résultats censurés à droite », correspond le cas symétrique intitulé « Résultats censurés à gauche », dans lequel les instants de défaillance sont seulement connus à partir d'un moment donné du plan d'essai.

Enfin, bien que les formules d'estimation soient sensiblement identiques, on pourra encore distinguer les deux situations suivantes :

- la première, dans laquelle la censure est faite à un moment prédéterminé (censure sur le temps),
- la seconde, dans laquelle la censure est faite lors du contrat d'un nombre prédéterminer de défaillances (censure sur défaillances).

- **Des données censurées multiples**

La différence avec le cas des « données censurées simple » réside ici dans le fait qu'au moment de la censure, les âges des unités en état de bon fonctionnement ne sont pas forcément identiques.

Cela correspond à une situation où les unités de l'échantillon servant de référence n'ont pas été mises en fonctionnement au même moment ou que l'on ne connaît pas très bien la date de mise en service.

## **II.6. Conclusion**

L'étude détaillée de l'AMDEC, des lois de fiabilité les plus usités dans l'usure des matériels mécaniques, ainsi que les lois de Cox et Kaplan Meier et aussi les tests d'adéquation va nous permettre d'aborder le Chapitre 3. En effet nous allons effectuer une analyse de fiabilité du système de freinage automobile à travers ces méthodes et lois.

# **CHAPITRE III**

## **Analyse de la fiabilité du système de freinage d'un véhicule automobile**

### III.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à l'analyse de la fiabilité, à travers les connaissances théoriques étudiées au chapitre II, et appliqué sur le système de freinage d'un véhicule automobile.

Deux parties distinctes le constituent :

- L'étude AMDE appliquée au système de freinage.
- L'étude de fiabilité sur les plaquettes de freins.

### III.2. AMDE - Système de freinage automobile

#### III.2.1. Analyse fonctionnelle

Le système de freinage est le premier organe de sécurité du véhicule :

- La première fonction principale est d'assurer le freinage total du véhicule dans le cas d'un freinage d'urgence. Le temps et la distance de freinage ne doivent pas dépasser des valeurs maximales quelles que soient les conditions de chargement (normales) du véhicule et les conditions extérieures.
- La seconde fonction principale est d'assurer le contrôle de la vitesse pendant la circulation normale du véhicule.

#### III.2.2. AMDE

Le tableau III.1 présente l'AMDE appliquée au système de freinage du véhicule automobile étudié au paragraphe I.4, figure I.1.

##### III.2.2.1. Interprétations et discussion AMDE

L'analyse de ce tableau présente les deux fonctions principales réalisées par le système de freinage.

Pour la fonction 1 « assurer l'arrêt total du véhicule en freinage d'urgence », la défaillance fonctionnelle « perte totale du freinage » a été identifiée avec trois modes de défaillance et leurs effets associés.

Pour la fonction 2 « contrôler la vitesse du véhicule avec les freins », le mode de défaillance « perte des caractéristiques de freinage » a été identifié avec quatre modes de défaillance et leurs effets.

| Fonction            |                                                         | Défaillance fonctionnelle (perte de la fonction) | Mode de défaillance (cause de la défaillance)                                      | Effet (ce qui se produit après la défaillance)                                                                                                               |
|---------------------|---------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Système de freinage |                                                         |                                                  |                                                                                    |                                                                                                                                                              |
| 1                   | Assurer l'arrêt total du véhicule en freinage d'urgence | Perte totale de freinage                         | Fuite importante sur canalisations hydrauliques due à la fatigue et à la corrosion | La pédale de frein devient molle et sa course va en butée sur le plancher du véhicule. Impossibilité d'arrêter le véhicule en freinage d'urgence             |
|                     |                                                         |                                                  | Servofrein défaillant suite à la fuite interne                                     | La pédale de frein devient molle et sa course va en butée sur le plancher du véhicule. Impossibilité d'arrêter le véhicule en freinage d'urgence             |
|                     |                                                         |                                                  | Maître-cylindre défaillant suite à la perte d'étanchéité                           | La pédale de frein devient molle et sa course va en butée sur le plancher du véhicule. Impossibilité d'arrêter le véhicule en freinage d'urgence             |
| 2                   | Contrôler la vitesse du véhicule avec les freins        | Perte des caractéristiques du freinage           | Disques rayés par frottement ou corps étrangers (graviers)                         | Les distances de freinage sont supérieures aux spécifications du constructeur. Blocage éventuel d'une roue en présence de corps étrangers durs               |
|                     |                                                         |                                                  | Épaisseur des plaquettes en dessous des tolérances par usure                       | Les distances de freinage sont supérieures aux spécifications du constructeur. Bruits de frottement plaquettes-disques                                       |
|                     |                                                         |                                                  | Usure des garnitures du frein à tambour                                            | Les distances de freinage sont supérieures aux spécifications du constructeur. Bruit de frottement sur roue arrière                                          |
|                     |                                                         |                                                  | Humidité dans le liquide de refroidissement                                        | Les distances de freinage sont supérieures aux spécifications du constructeur en raison de la présence de vapeur d'eau créée par la chaleur lors du freinage |

Tableau III.1. AMDE appliquée.

### III.2.2.2. Sélection des modes de défaillances

Les modes de défaillance de la fonction 1 concernent la partie hydraulique du système de freinage et ne sont pas pris en considération dans la suite de ce travail.

En effet, nous nous intéressons seulement à la partie mécanique dans ce travail. Et un seul mode de défaillance sera étudié, le cas :

« épaisseur des plaquettes en dessous des tolérances par usure » pour la défaillance fonctionnelle « perte des caractéristiques du freinage » de la fonction 2 « contrôler la vitesse du véhicule avec les freins ».

Cette partie concerne donc l'usure ou la durée de vie des garnitures des plaquettes de freins.

### III.2.2.3. Actions recommandées

Pour prévenir ce mode de défaillance « épaisseur des plaquettes en dessous des tolérances par usure », en général il faut :

- Utiliser des plaquettes de frein de bonne qualité ;
- Exploiter le témoin d'usure sur le tableau de bord (capteurs d'usure qui alertent le conducteur) ;
- Remplacer les plaquettes en moyenne tous les 30 000 km (les spécifications constructeur préconisent en général entre 20000 et 40000km) .

Ce dernier point est lié à la connaissance des durées de vie des plaquettes via les lois de fiabilité. C'est ce point que nous traitons dans la suite de cette étude, section III.3.

## III.3. Détermination des durée de vie de plaquettes de freins

### III.3.1. Données

Les données utilisées sont présentées en annexe I. Elles nous ont été fournies par notre encadreur. Dans ces données la durée de vie des plaquettes de frein dépend de plusieurs facteurs.

#### III.3.1.1. Identification des variables

Du tableau des données nous avons pu identifier 3 variables (1 quantitative, 1 binaire, 1 qualitative) et 2 covariables (quantitatives) qui sont présentés au tableau III.2.

| Variable           | Type         | Rôle dans l'analyse de survie                                   |
|--------------------|--------------|-----------------------------------------------------------------|
| Temps              | Quantitative | Durée de vie des plaquettes (variable de temps), (Km)           |
| Évènement          | Binaire      | Statut : 1 = usée (événement), 0 = (encore en service) censurée |
| Conduite           | Qualitative  | Variable de regroupement : modérée / sportive                   |
| Poids véhicule     | Quantitative | Covariable (Kg)                                                 |
| Fréquence freinage | Quantitative | Covariable, Fréquence freinage par 100 Km                       |

**Tableau III.2.** Identification des Variables

### III.3.2. Statistiques descriptives et analyse de fiabilité

Pour cette partie d'étude nous avons utilisé le logiciel open source « jamovi » [10].

#### III.3.2.1. Statistiques descriptives – Résultats et discussions

L'analyse du tableau III.3 montre que :

- Nous avons 100 données de durées de vies, toutes expliquées et décrites à travers 4 autres variables ;
- Aucune données manquantes ;
- La moyenne des durée de vie des plaquettes est de 21888 km ; leur médiane est de 21794 km ; l'écart type sur ces durées de vie est de 1881 km ; leurs valeurs maximales et minimale sont respectivement 27008 et 16054 km ;
- 67% des plaquettes ont atteint le seuil d'usure ;
- La moyenne du poids des véhicules analysés est 1289 kg ; leurs valeurs maximales et minimale sont respectivement 1485 et 1038 kg ;
- La moyenne de fréquence de freinage par 100 km est de 15,1 par véhicule ; leurs valeurs maximales et minimale sont respectivement 23,2 et 9,2.

| Statistiques descriptives |             |                        |          |                         |                                  |
|---------------------------|-------------|------------------------|----------|-------------------------|----------------------------------|
|                           | temps<br>km | Evènement<br>(binaire) | conduite | poids<br>véhicule<br>kg | frequence_freinage<br>par 100 km |
| <b>N</b>                  | 100         | 100                    | 100      | 100                     | 100                              |
| <b>Manquants</b>          | 0           | 0                      | 0        | 0                       | 0                                |
| <b>Moyenne</b>            | 21888       | 0.670                  |          | 1289                    | 15.1                             |
| <b>Médiane</b>            | 21794       | 1.00                   |          | 1287                    | 15.3                             |
| <b>Ecart-type</b>         | 1881        | 0.473                  |          | 90.8                    | 2.86                             |
| <b>Minimum</b>            | 16054       | 0                      |          | 1038                    | 9.20                             |
| <b>Maximum</b>            | 27008       | 1                      |          | 1485                    | 23.2                             |

**Tableau III.3.** Analyse des données

### III.3.2.2. Analyse de fiabilité par régression de Kaplan Meier - Résultats et discussions

L'analyse du tableau III.4 montre que :

- Nous sommes en présence de 57 données en conduite sportive et 43 en modérés ;
- La conduite sportive présente 38 usures de plaquettes pour 19 non usées, tandis que la conduite modérée présente 29 usures de plaquettes et 19 non usées.

| Events Summary  |    |          |                 |                 |
|-----------------|----|----------|-----------------|-----------------|
|                 | N  | Censored | Observed Events | Expected Events |
| <b>Modérée</b>  | 43 | 14       | 29              | 51.2            |
| <b>sportive</b> | 57 | 19       | 38              | 15.8            |

**Tableau III.4** Résumé des événements.

L'analyse de survie par régression de Kaplan-Meier, figure III.1, montre une différence significative entre les deux types de conduite :

- En conduite sportive, les plaquettes atteignent la défaillance plus rapidement (durée médiane  $\approx 21\,000$  km), contre  $\approx 24\,000$  km en conduite modérée.
- Cette différence est visuellement claire sur les courbes de survie et a été bien précisée au tableau III.5 ; en effet ce tableau indique la durée médiane de survie des plaquettes est de 23840 km en conduite modérée (maximum = 24584 km ; minimum = 23249 km) et de 21118 km en conduite sportive (maximum = 21701 km ; minimum = 20790 km).
- Aussi cette différence est confirmée par le test Log-rank ( $\chi^2 = 51.8$ ,  $p < .001$ ), indiquant une différence statistiquement très significative. En effet dans le test Log-rank, utilisé pour comparer les courbes de survie de deux ou plusieurs groupes, plus la valeur du  $\chi^2$  est élevée, plus la différence entre les courbes est significative. Et  $df = 1$  signifie qu'il y a 1 seul degré de liberté et qui correspond à une comparaison entre deux groupes seulement. Et aussi, ( $p\text{-value} < 0.001$ ) signifie que la probabilité d'obtenir une telle différence par hasard est inférieure à 0.1 %. Et puisque  $p < 0.05$ , la différence est très significative.

| Median Estimates |             |            |            |
|------------------|-------------|------------|------------|
|                  | Median (km) | Lower (km) | Upper (km) |
| modérée          | 23840       | 23249      | 24584      |
| sportive         | 21118       | 20790      | 21701      |

Tableau III.5. Estimations médianes

| Analysis of the differences |          |    |       |
|-----------------------------|----------|----|-------|
| Test                        | $\chi^2$ | df | p     |
| Log-rank                    | 51.8     | 1  | <.001 |

Tableau III.6. Analyse des différences

## Survival Curve

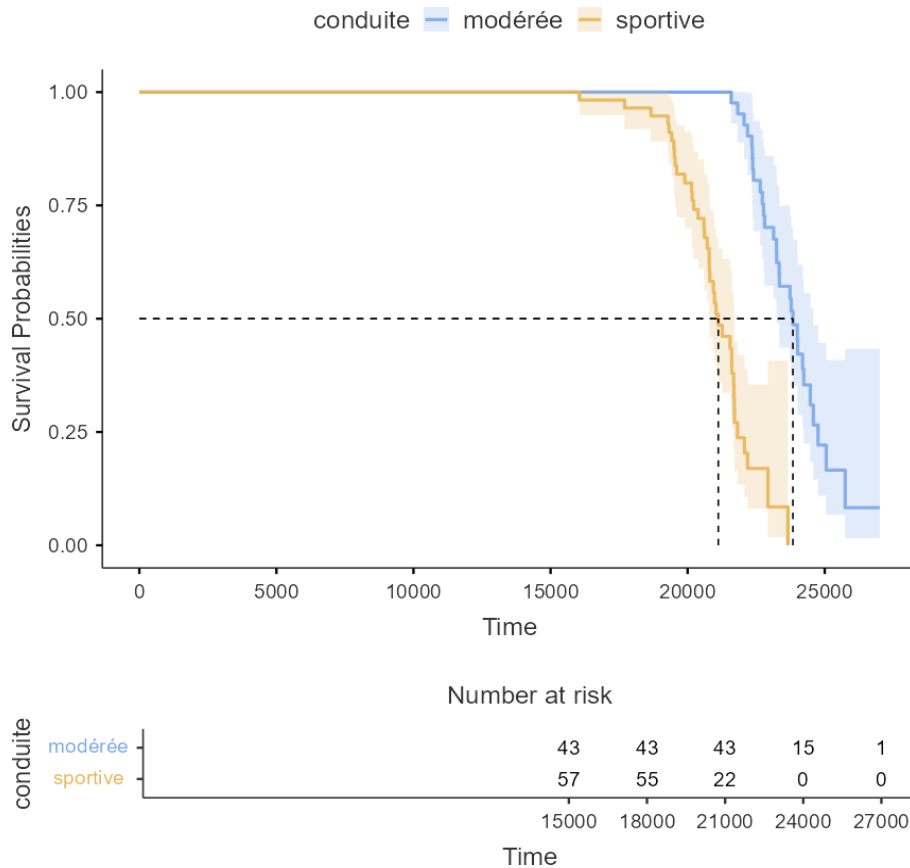


**Fig.III.1.** Courbe de durée de vie – Regression Kaplan Meier (Time en km)

Il est donc important de prendre en compte le type de conduite pour estimer les intervalles d'entretien ou de remplacement des plaquettes de frein.

### III.3.2.3. Analyse par modèle de Cox

L'analyse des résultats de la régression de Cox, tableau III.7 montre par variable :

- Conduite :
  - Univariable : en conduite sportive, le risque de défaillance des plaquettes est 14,6 fois plus élevé que pour la conduite modérée.
  - Multivariable : ce risque passe à 50,3 fois plus élevé, même après prise en compte du poids et de la fréquence de freinage.
  - Très fort impact significatif :  $p < .001 \rightarrow$  la conduite sportive est un facteur déterminant de l'usure.

| Dependent: Surv(mytime, myoutcome) | HR (univariable)            | HR (multivariable)            |
|------------------------------------|-----------------------------|-------------------------------|
|                                    | -                           | -                             |
| conduite sportive                  | 14.57 (4.62-45.94, p<0.001) | 50.33 (12.02-210.85, p<0.001) |
| poids_vehicule                     | 1.00 (1.00-1.01, p=0.724)   | 1.00 (1.00-1.01, p=0.024)     |
| frequence_freinage                 | 1.11 (0.97-1.28, p=0.122)   | 1.36 (1.17-1.58, p<0.001)     |

**Tableau III.7.** Résultats de la régression de Cox

- Poids du véhicule :
  - Univariable : aucun effet significatif ( $p = 0.724$ )
  - Multivariable : effet devient faiblement mais significativement positif ( $p = 0.024$ )
  - Interprétation : chaque kg supplémentaire augmente très légèrement le risque, mais cet effet n'apparaît qu'en tenant compte des autres facteurs.
- Fréquence de freinage :
  - Univariable : effet non significatif ( $p = 0.122$ )
  - Multivariable : effet significatif et fort ( $HR = 1.36, p < .001$ )
  - Interprétation : chaque unité supplémentaire dans la fréquence de freinage augmente le risque de défaillance, probablement parce qu'il est lié au style de conduite.

### III.3.3. Modélisation par lois de fiabilité

Pour cette partie d'étude nous avons utilisé le logiciel commercial « Minitab » (version d'essai) [11], car « jamovi » ne permet ce type d'analyse.

#### III.3.3.1 Identification de la loi de fiabilité

Il s'agit pour nous dans cette partie d'identifier une loi paramétrique parmi les 3 lois de fiabilité à savoir Weibull, Normale et Log-Normale (lois usités de vieillissement).

## Comparaison des ajustements

L'analyse des résultats, figure III.2, liées à nos durées de vie des plaquettes de frein montre que :

Visuellement les ajustements donnés par les courbes de la loi Weibull, de la loi Log-Normale et de la loi Normale sont sensiblement proches et acceptable. Mais les tests d'adéquation d'Anderson-Darling permettent de bien préciser le meilleur ajustement, qui donnent 8,765, 8,768 et 9,066 respectivement pour la loi Normale, la loi de Weibull et enfin la loi Log-Normale.

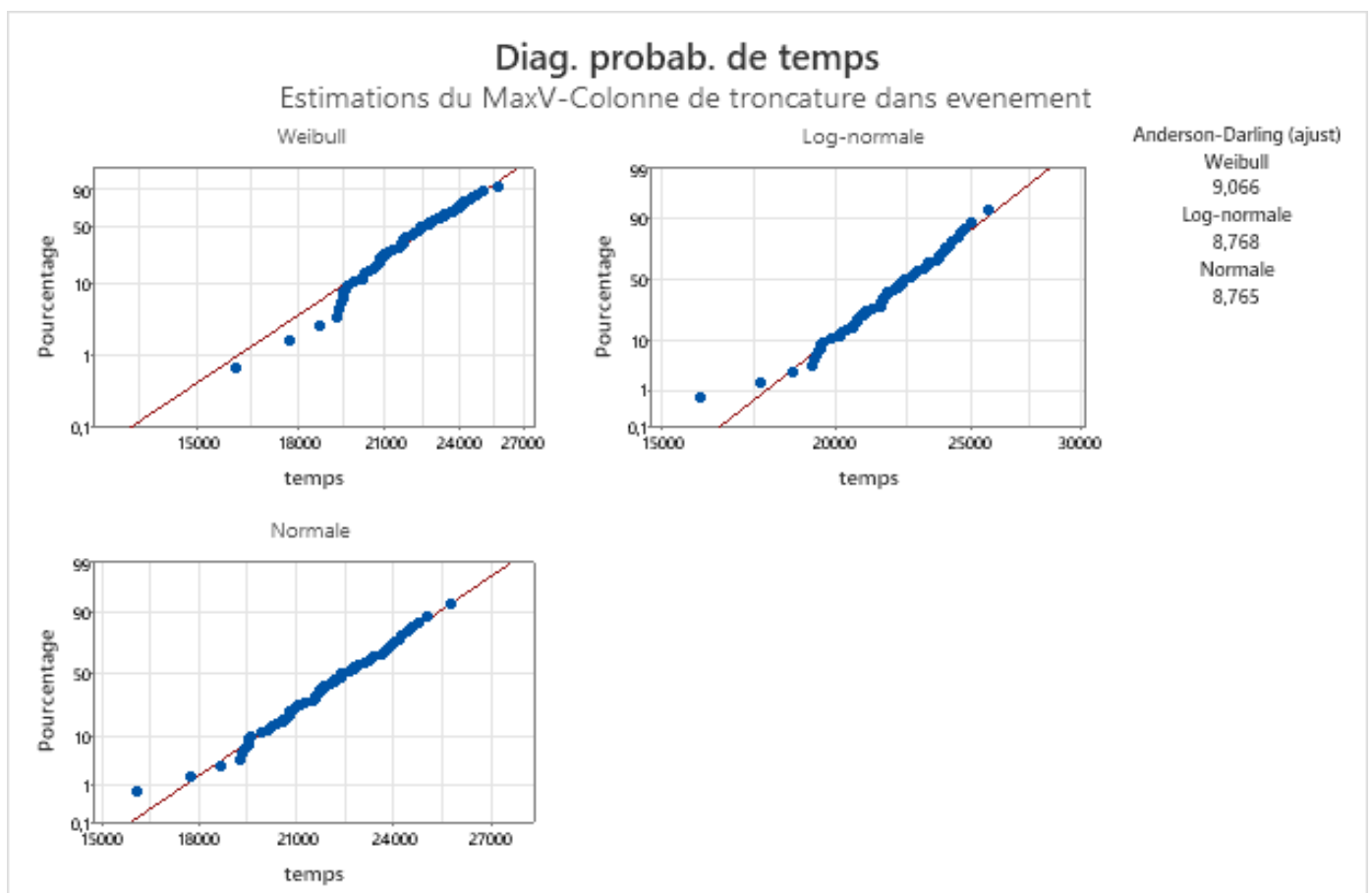


**Fig.III.2.** Ajustements – Weibull, Normale, Log-Normale

## Durées de vie moyenne

Le tableau III.8 donne les valeurs des durées de vie moyenne des plaquettes de frein selon les 3 modèles. La valeur moyenne commune est d'environ 22500 km.

| Loi de distribution |              |                  | IC normal de 95 % |                |
|---------------------|--------------|------------------|-------------------|----------------|
|                     | Moyenne (km) | Erreur type (km) | Inférieur (km)    | Supérieur (km) |
| Weibull             | 22512,5      | 242,714          | 22041,8           | 22993,3        |
| Log-normale         | 22635,7      | 257,313          | 22137,0           | 23145,7        |
| Normale             | 22587,2      | 240,631          | 22115,6           | 23058,8        |

**Tableau III.8.** Durées moyennes avant défaillance (MTTF)

## Recommandation

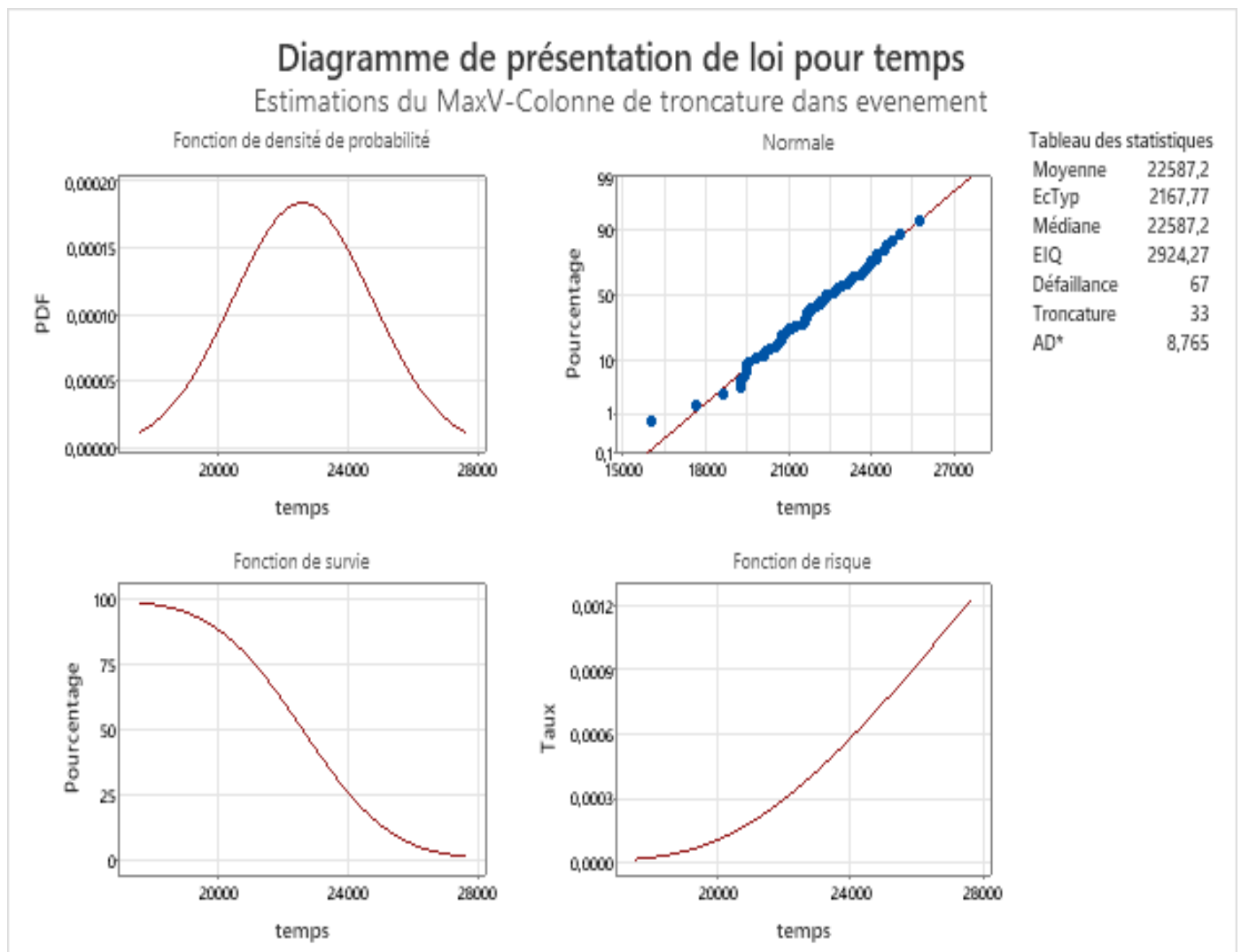
Suites aux analyses ci-dessus, il est recommandé de choisir le modèle de la loi Normale pour déterminer les durées de vie des plaquettes de frein des véhicules étudiés.

### III.3.3.1 Caractéristiques de la loi Normale ajustée

La figure III.3 présente l'ensemble des caractéristiques correspondantes à la loi Normale ajustée aux données de nos plaquettes de frein. La moyenne de durée de vie de ces plaquette est de 22587,2 km avec un d'écart type 2167,77 km.

### III.3.4. Conclusion

- L'étude de la fiabilité du système de freinage du véhicule étudié a permis d'identifier en 1<sup>er</sup> lieu le mode de défaillance d'usure des plaquettes de frein.
- L'analyse de survie par régression de Kaplan-Meier a montré qu'en conduite sportive, les plaquettes atteignent la défaillance plus rapidement qu'en conduite modérée (21 000 km contre  $\approx$  24 000 km).
- L'analyse par la régression de Cox à consolider le point précédent et a montré que conduite sportive, présente un risque de défaillance des plaquettes allant de 14 à 50 fois plus élevé que pour la conduite modérée. Et que le poids et la fréquence de freinage ne sont significatifs qu'en présence d'autres facteurs.
- La modélisation par lois de fiabilité a permis d'ajuster les données à une loi Normale de moyenne 22587,2 km et d'écart type 2167,77 km.
- En conclusion on peut donc prédire une durée de vie des plaquettes de freins des véhicules étudiés à 22500 km en conduite correcte.

**Fig. III.3.** Caractéristiques de la loi Normale ajustée

# **CONCLUSION GENERALE**

## CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail deux chapitres ont été consacré à l'étude théorique et un chapitre à la mise en pratique de ces connaissances théoriques.

De l'étude théorique de la technologie des systèmes de freinage automobile, il ressort que :

- Leur performance et leur fiabilité sont cruciales pour garantir l'efficacité du freinage et la sécurité des passagers.
- Ils comprennent essentiellement les freins à disque, les freins à tambour, les plaquettes et garnitures, et les systèmes de commande.
- Le vieillissement et l'usure de ces composants font l'objet d'étude afin d'éviter d'affecter leur efficacité et conduire à des défaillances.

Pour traiter ce dernier point, et faire une analyse de fiabilité sur le système de freinage considéré, une seconde étude théorique sur les méthodes et lois de fiabilité a été réalisée, rappelant et mettant en premier plan les méthodes et lois de fiabilité que sont : l'AMDEC, les lois de Weibull, Log-Normale, Normale, Cox, Kaplan Meier, les test du khi deux et d'Anderson-Darling.

En pratique, une analyse de la fiabilité des plaquettes de freins automobiles a été réalisée à travers ces connaissances citées. Il en ressort que :

- Le mode de défaillance d'usure des plaquettes de frein a été identifié par une AMDE.
- L'analyse de fiabilité multivariée a montré qu'en conduite sportive, les plaquettes de freins atteignent le seuil d'usure plus rapidement qu'en conduite modérée et présente un risque de défaillance allant de 14 à 50 fois plus élevé. Et que le poids et la fréquence de freinage ne sont significatifs qu'en présence d'autres facteurs.
- L'ajustement réalisé a permis de modéliser les données de durées de vie des plaquettes a une loi Normale de moyenne 22587,2 km et d'écart type 2167,77 km.
- Et en conclusion finale, cette durée de vie moyenne des plaquettes de freins des véhicules étudiés peut-être exploitée dans programme de maintenance préventive.

Enfin, plusieurs perspectives sont envisageables et nous pouvons citer :

- Le même objectif peut être traité, mais en identifiant un modèle théorique d'usure des plaquettes de freins permettant de simuler des données et ensuite d'effectuer

des analyses de fiabilité de durée de vie. Cela exige la maîtrise d'un langage de programmation.

- La possibilité aussi de faire une étude sur les différents types de matériaux des garnitures des plaquettes de freins et réaliser une étude et comparaison de leurs fiabilité et performance.

## REFERENCES

## REFERENCES

- [1] Jean-Jacques CARRÉ, Théorie du freinage, Ed. Technique de l'Ingénieur, B5570, 1989.
- [2] Gilles ZWINGELSTEIN, Méthode de maintenance basée sur la fiabilité de la SAE, Ed. Technique de l'Ingénieur, SE1665, 2015.
- [3] Jean-Jacques CARRÉ, Technologie du freinage – Freins à disques, Ed. Techniques de l'Ingénieur, B5574, 1993.
- [4] Jean-Jacques CARRÉ, Technologie du freinage – Organes de friction, Ed. Techniques de l'Ingénieur, B5571, 1990.
- [5] Rachid NOUREDDINE., Maintenance Industrielle et Diagnostic, Cours M1, IMSI-Université d'Oran 2 MBA, Ed. 2023, url : <https://elearn.univ-oran2.dz/course/view.php?id=8335>
- [6] Rachid NOUREDDINE., Fiabilité des Systèmes Industriels, Cours, IMSI-Université d'Oran 2 MBA, Ed. 2024. url : <https://elearn.univ-oran2.dz/course/view.php?id=127>
- [7] Patrick LYONNET, La Maintenance : Mathématiques et Méthodes, 4ème Ed. TEC&DOC, 2000.
- [8] H. PROCACCIA, E. FERTON, M. PROCACCIA, Fiabilité et maintenance des matériels industriels réparables et non réparables, Ed. TEC&DOC, 2011.
- [9] Claire DELLA-VEDOVA, Analyses de survie : Le modèle de Cox, DellaDATA. url : <https://delladata.fr/analyses-survie-modeles-de-cox/>
- [10] Logiciel jamovi. url : <https://www.jamovi.org/download.html>
- [11] Logiciel Minitab. url : <https://www.minitab.com/fr-fr/products/minitab-solution-center/free-trial/>

# **ANNEXE I**

## **Données**

## Données

| temps<br>(Km) | evenement | conduite | poids_vehicule<br>(kg) | frequence_freinage<br>par 100km |
|---------------|-----------|----------|------------------------|---------------------------------|
| 21609         | 1         | sportive | 1349                   | 10.8                            |
| 21688         | 1         | sportive | 1286                   | 13.7                            |
| 22185         | 1         | modérée  | 1364                   | 14                              |
| 19886         | 0         | sportive | 1452                   | 12.6                            |
| 23241         | 1         | modérée  | 1276                   | 14.5                            |
| 22724         | 1         | modérée  | 1276                   | 16.2                            |
| 23348         | 1         | modérée  | 1457                   | 20.7                            |
| 20420         | 0         | sportive | 1376                   | 15.5                            |
| 19319         | 1         | sportive | 1253                   | 15.8                            |
| 24192         | 1         | modérée  | 1354                   | 14.8                            |
| 27008         | 0         | modérée  | 1253                   | 9.2                             |
| 21783         | 0         | sportive | 1253                   | 14.9                            |
| 21824         | 0         | modérée  | 1324                   | 15.2                            |
| 19497         | 1         | sportive | 1108                   | 22.4                            |
| 25747         | 1         | modérée  | 1127                   | 14.4                            |
| 19896         | 1         | sportive | 1243                   | 15.9                            |
| 24474         | 1         | modérée  | 1198                   | 14.9                            |
| 21820         | 1         | sportive | 1331                   | 11.5                            |
| 22342         | 1         | modérée  | 1209                   | 18.4                            |
| 20699         | 0         | sportive | 1158                   | 17.3                            |
| 16054         | 1         | sportive | 1446                   | 17.4                            |
| 23136         | 1         | modérée  | 1277                   | 12.3                            |
| 22375         | 1         | modérée  | 1306                   | 19.2                            |
| 20808         | 1         | sportive | 1157                   | 10.8                            |
| 25055         | 1         | modérée  | 1245                   | 16.8                            |
| 17700         | 1         | sportive | 1311                   | 21.6                            |
| 24234         | 1         | modérée  | 1184                   | 12                              |
| 20785         | 1         | sportive | 1337                   | 13.3                            |
| 22186         | 1         | sportive | 1239                   | 15.3                            |
| 19516         | 1         | sportive | 1270                   | 13.5                            |
| 22898         | 0         | sportive | 1239                   | 10.3                            |
| 19544         | 1         | sportive | 1485                   | 15.2                            |
| 20165         | 1         | sportive | 1298                   | 11.8                            |
| 24207         | 0         | modérée  | 1194                   | 16.4                            |
| 23840         | 1         | modérée  | 1382                   | 12.2                            |
| 22584         | 0         | modérée  | 1177                   | 19.6                            |
| 20939         | 1         | sportive | 1320                   | 12.7                            |
| 21287         | 0         | sportive | 1104                   | 14                              |
| 20790         | 1         | sportive | 1167                   | 17.4                            |

|       |   |          |      |      |
|-------|---|----------|------|------|
| 21805 | 0 | sportive | 1319 | 11.3 |
| 24584 | 1 | modérée  | 1373 | 15.7 |
| 21392 | 0 | modérée  | 1317 | 18.9 |
| 23657 | 1 | sportive | 1288 | 10.2 |
| 21592 | 1 | modérée  | 1269 | 15.6 |
| 23932 | 0 | modérée  | 1152 | 15.8 |
| 20979 | 1 | sportive | 1228 | 17.3 |
| 24758 | 1 | modérée  | 1253 | 11.3 |
| 20144 | 1 | sportive | 1405 | 11   |
| 22808 | 1 | modérée  | 1334 | 16.6 |
| 20713 | 1 | sportive | 1123 | 15.9 |
| 19600 | 1 | sportive | 1332 | 15.8 |
| 21336 | 0 | sportive | 1261 | 16   |
| 21605 | 1 | sportive | 1232 | 13   |
| 22362 | 1 | modérée  | 1361 | 15.7 |
| 20708 | 0 | sportive | 1403 | 15.9 |
| 20770 | 0 | sportive | 1393 | 12.9 |
| 20613 | 1 | sportive | 1216 | 20.6 |
| 24000 | 1 | modérée  | 1269 | 16.4 |
| 20220 | 1 | sportive | 1333 | 11.4 |
| 22060 | 1 | modérée  | 1397 | 17   |
| 22072 | 1 | sportive | 1252 | 12.1 |
| 23733 | 1 | modérée  | 1281 | 17.4 |
| 23338 | 1 | modérée  | 1189 | 18.5 |
| 21709 | 1 | sportive | 1180 | 12.5 |
| 23794 | 0 | modérée  | 1381 | 17.9 |
| 18985 | 0 | sportive | 1435 | 16.2 |
| 20593 | 1 | sportive | 1292 | 17.5 |
| 18659 | 1 | sportive | 1400 | 20.7 |
| 23249 | 1 | modérée  | 1336 | 14.3 |
| 25376 | 0 | modérée  | 1235 | 12.7 |
| 21679 | 1 | sportive | 1336 | 12.3 |
| 21037 | 1 | sportive | 1453 | 12.6 |
| 24871 | 0 | modérée  | 1296 | 14.8 |
| 19536 | 0 | sportive | 1456 | 16   |
| 22325 | 0 | sportive | 1038 | 15.8 |
| 19283 | 1 | sportive | 1382 | 17.5 |
| 23776 | 1 | modérée  | 1308 | 15   |
| 22647 | 1 | modérée  | 1270 | 19.4 |
| 23710 | 0 | modérée  | 1309 | 14.2 |
| 20458 | 0 | sportive | 1101 | 23.2 |
| 19416 | 1 | sportive | 1278 | 16.9 |

|       |   |          |      |      |
|-------|---|----------|------|------|
| 22931 | 1 | sportive | 1335 | 12.4 |
| 22401 | 1 | modérée  | 1447 | 11.8 |
| 19256 | 0 | sportive | 1248 | 16.4 |
| 22197 | 0 | sportive | 1219 | 14.3 |
| 21118 | 1 | sportive | 1249 | 17.1 |
| 20385 | 1 | sportive | 1391 | 16.4 |
| 24012 | 1 | modérée  | 1332 | 14.8 |
| 24260 | 0 | modérée  | 1247 | 12.5 |
| 20256 | 0 | sportive | 1351 | 10.5 |
| 23798 | 0 | modérée  | 1309 | 13.7 |
| 21828 | 1 | modérée  | 1396 | 17.6 |
| 21701 | 1 | sportive | 1229 | 15.6 |
| 21265 | 1 | sportive | 1267 | 11.3 |
| 22770 | 1 | modérée  | 1260 | 15.5 |
| 20682 | 0 | sportive | 1153 | 16.2 |
| 24298 | 0 | modérée  | 1329 | 12.3 |
| 19714 | 0 | sportive | 1326 | 15.5 |
| 22642 | 0 | modérée  | 1300 | 15.2 |
| 21549 | 1 | sportive | 1276 | 11.6 |