





UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE  
Faculté de génie  
Département de génie mécanique

Conception d'un embrayage de dérivation du  
couple à courants de Foucault pour les  
transmissions manuelles automatisées sans  
interruption de couple dans les véhicules à  
motorisation électrique ou hybride

Mémoire de maîtrise  
Spécialité : génie mécanique

Gabriel Pouliot

Jury : Philippe Micheau (directeur)  
Jean-Sébastien Plante  
François Charron  
Mathieu Picard



Aux moteurs électriques



# RÉSUMÉ

Les voitures électriques ont peu d'énergie embarquée pour se mouvoir comparativement aux véhicules thermiques. Il est donc important d'optimiser l'efficacité de la chaîne de traction pour maximiser la distance parcourue entre les recharges.

Ces voitures utilisent un ratio simple pour coupler le moteur aux roues de la voiture. Le remplacement du ratio simple par une transmission à plusieurs vitesses dans une voiture électrique améliore l'efficacité du système de propulsion. Cependant, l'introduction d'une transmission à plusieurs ratios ne doit pas seulement améliorer l'efficacité énergétique pour recevoir l'acceptabilité du marché. Elle doit aussi offrir un confort de conduite similaire au ratio simple.

L'ajout d'un embrayage de déviation du couple à la transmission manuelle permet de réduire ou d'éliminer les interruptions de celui-ci lors du passage des ratios. Cependant, les technologies d'embrayages à friction secs et humides ne sont pas bien adaptées à cette tâche de déviation du couple cependant. D'abord, l'embrayage est ouvert la majeure partie du temps ce qui fait en sorte qu'un embrayage humide aurait de grandes pertes visqueuses. Ensuite, les moteurs électriques tournent rapidement (11 000 révolutions par minute). Cela fait en sorte que l'embrayage dissipe de grandes quantités de chaleur pour ralentir le moteur avant l'engagement du prochain ratio. Un embrayage sec ne contient pas d'huile pour aider à l'extraction de la chaleur et ses bandes de friction s'usent rapidement sous ces conditions.

Ce travail de maîtrise propose d'utiliser un embrayage électromagnétique plutôt qu'un embrayage à friction pour dévier le couple moteur. La démarche de conception d'un tel embrayage est présentée.

Premièrement, un modèle analytique simple sert à déterminer les dimensions physiques de l'embrayage pour qu'il développe un certain couple électromagnétique. Ce requis provient des spécifications techniques d'une plateforme véhiculaire électrique disponible à l'Université de Sherbrooke (Projet Phoebus).

Deuxièmement, des études par éléments finis des champs magnétiques de l'embrayage servent à valider que l'embrayage produit le niveau de couple désiré.

L'embrayage est finalement testé dans une transmission manuelle automatisée installée sur un banc de test dynamométrique. Des changements de ratios sans interruption de couple démontrent la viabilité de l'embrayage à courants de Foucault en tant qu'embrayage de déviation du couple.

**Mots-clés :** Transmission manuelle automatisée, embrayage à courants de Foucault, interruptions de couple, efficacité énergétique, conception électromagnétique



# REMERCIEMENTS

Je tiens d'abord à remercier le professeur Jean-Sébastien Plante qui m'a offert de participer à ce projet de recherche au cours de l'année 2010. De même, je tiens à remercier le professeur Philippe Micheau d'avoir accepté de me superviser dans le déroulement de ces activités.

Je remercie mon partenaire de travail, Marc-Olivier Lacerte, de la confiance qu'il a témoigné à mon égard en acceptant de réaliser sa maîtrise conjointement à la mienne.

Tous les membres du laboratoire CAMUS ont participé directement et indirectement à ce projet de maîtrise en fournissant de l'aide et des conseils. Je les remercie donc tous. Je tiens aussi à remercier les stagiaires et assistants qui ont travaillé sur notre projet, soit Max Bergeron-Fillion, Romain Delaroa, Raphaël Tremblay-Simard, Jean-Baptiste Michaud et Jonathan Bernier.

Finalement, j'aimerais remercier ma conjointe, Christina, de sa patience et son support tout le long du projet de même que ma famille pour leurs encouragements.



# TABLE DES MATIÈRES

<b>1</b>	<b>Introduction</b>	<b>1</b>
1.1	Mise en contexte et problématique . . . . .	1
1.2	Définition du projet de recherche . . . . .	3
1.3	Objectifs du projet de recherche . . . . .	3
1.4	Contributions originales . . . . .	4
1.5	Plan du document . . . . .	4
<b>2</b>	<b>État de l’art</b>	<b>7</b>
2.1	Structure de l’embrayage . . . . .	7
2.2	Fonctionnement . . . . .	9
2.3	Construction des embrayages . . . . .	14
2.3.1	Induit . . . . .	14
2.4	Exemples d’applications de freins à courants de Foucault . . . . .	15
<b>3</b>	<b>Article</b>	<b>17</b>
3.1	Abstract . . . . .	19
3.2	Introduction . . . . .	19
3.2.1	Motivation . . . . .	19
3.2.2	Background and literature . . . . .	20
3.2.3	Methodology . . . . .	22
3.2.4	Results and Conclusion . . . . .	22
3.3	Vehicular Environment, Seamless Gearbox and Eddy Current Torque Bypass Clutch . . . . .	23
3.3.1	Vehicular Environment . . . . .	23
3.3.2	Seamless Gearbox Architecture . . . . .	23
3.3.3	Eddy Current Torque Bypass clutch . . . . .	26
3.4	Eddy Current Torque Bypass Clutch Design . . . . .	29
3.4.1	Clutch Design Using Wouterse’s Model . . . . .	29
3.4.2	FEA of the Magnetic Flux Densities inside the Clutch . . . . .	34
3.4.3	Mechanical Fatigue and Thermal Resistance . . . . .	35
3.5	Experimental Results and Validation . . . . .	37
3.5.1	Reduced-Scale Seamless AMT Laboratory Test Bench Layout . . . . .	37
3.5.2	Clutch Torque Density . . . . .	38
3.5.3	Eddy Current Torque Bypass Clutch . . . . .	38
3.5.4	Seamless AMT Gearshift . . . . .	40
3.6	Summary and Conclusions . . . . .	42
<b>4</b>	<b>Conclusion</b>	<b>43</b>
4.1	Sommaire . . . . .	43
4.2	Contributions . . . . .	43
4.3	Travaux futurs . . . . .	44



# LISTE DES FIGURES

1.1	Points d'opération du moteur pour un minibus équipé d'un ratio simple . . . . .	2
1.2	Points d'opération du moteur pour un minibus équipé d'une transmission à trois ratios . . . . .	2
2.1	Vue de coupe de différents embrayages à courants de Foucault[15] . . . . .	8
2.2	Illustration de la géométrie déroulée des inducteurs (en acier) et de l'induit (en aluminium) . . . . .	9
2.3	Densité de flux magnétique vu par un observateur fixé à l'induit en rotation . .	10
2.4	Boucles de courant dans l'induit et force de Lorentz résultante dans l'embrayage	11
2.5	Couple normalisé de l'embrayage en fonction de la vitesse de glissement . . . .	12
2.6	Distribution du flux magnétique entre deux paires de pôles dans l'embrayage électromagnétique [36] . . . . .	13
2.7	Illustration du phénomène d'effet de peau dans un conducteur [4] . . . . .	13
2.8	Couple électromagnétique selon la vitesse de glissement pour différents constructions d'induits [29] . . . . .	15
3.1	(Unrolled) Schematic view of the clutch . . . . .	21
3.2	Electric Volkswagen Golf GTI from Projet Phoebus . . . . .	23
3.3	AMT with eddy current torque bypass clutch . . . . .	25
3.4	Exploded View of the Clutch Assembly . . . . .	26
3.5	Clutch cross-sectional views with design variable . . . . .	27
3.6	Toothed rotor teeth size evaluation based upon the number of teeth, drum rotor thickness and drum rotor radius . . . . .	30
3.7	Toothed rotor teeth size evaluation based upon the number of teeth, drum rotor thickness and drum rotor radius . . . . .	32
3.8	Solution space for drum rotor radius = 98.5 mm and toothed rotor with $n = 7$ teeth	33
3.9	Torque versus slip speed profiles . . . . .	34
3.10	Finite-element analysis and measured maximum and minimum magnetic flux density across the drum rotor for various electromagnet excitation current magnitudes . . . . .	36
3.11	Reduced-scale laboratory test bench . . . . .	37
3.12	Transmission test bench . . . . .	37
3.13	Torque versus slip speed measured at 16 A dc of excitation current . . . . .	39
3.14	Complete gear upshift sequence using the eddy current clutch . . . . .	40
3.15	Electromagnet current during a gearshift . . . . .	41



# LISTE DES TABLEAUX

- 3.1 Applications requirements for clutch design . . . . . 24
- 3.2 Clutch design parameters . . . . . 28
- 3.3 Definition of symbols in equations 3.1 to 3.3 . . . . . 29



# LISTE DES SYMBOLES

<b>Symbole</b>	<b>Définition</b>
$A$	Section en $m^2$
$FMM$	Force magnétomotrice en At (Ampère-tours)
$I$	Courant électrique en A
$I_w$	Courant électrique secondaire sous l'effet de Peau en A
$l$	Longueur en m
p.u	par unité
$\mathfrak{R}$	Réductance en $H^{-1}$
<b>B</b>	Vecteur de la densité de flux magnétique en T
<b>E</b>	Vecteur du champ électrique en $\frac{V}{m}$
<b>F</b>	Vecteur de forces en $N$
<b>J</b>	Vecteur de la densité du courant électrique en $\frac{A}{m^2}$
$\theta$	Position angulaire en rad
$\mu_0$	Perméabilité du vide égale à $4\pi \cdot 10^{-7} \frac{H}{m}$
$\mu_r$	Perméabilité relative
$\sigma$	Résistivité électrique en $\Omega m$
$\phi$	Flux magnétique en $Wb$
$\omega$	Vitesse angulaire rad/s



# LISTE DES ACRONYMES

<b>Acronyme</b>	<b>Définition</b>
AMT	<i>Automated Manual Transmission</i> , Transmission manuelle automatisée
CVT	<i>Continuously Variable Transmission</i> , Transmission à rapport infiniment variable
rpm	Révolution par minute
PGT	<i>Parallel Gear Transmission</i> , transmission à engrenages parallèles



# CHAPITRE 1

## Introduction

### 1.1 Mise en contexte et problématique

Les véhicules électriques utilisent un ratio simple pour coupler le moteur aux roues de la voiture [5, 13, 25, 33, 34]. Grâce au couple élevé ( $>150$  Nm) et à la grande vitesse de révolution (plus de 12,000 rpm) des moteurs électriques synchrones à aimants permanents utilisés, un ratio unique permet au moteur de couvrir toutes les conditions d'opération du véhicule, du démarrage depuis l'arrêt jusqu'à la conduite sur l'autoroute. Le réducteur simple est peu coûteux, facile à fabriquer et offre un maximum de confort de conduite dû à l'absence du passage de ratios.

Malgré ces avantages, le ratio simple autorise un seul point de fonctionnement (vitesse de révolution / couple) au moteur ce qui nuit à l'efficacité énergétique de la chaîne de traction. Il est important de maximiser l'efficacité énergétique des véhicules électriques parce qu'ils ont une faible quantité d'énergie embarquée pour se mouvoir comparativement aux véhicules thermiques.

Dans ce contexte, l'utilisation d'une transmission à plusieurs ratios dans les véhicules électriques pourrait améliorer l'efficacité jusqu'à 7% [18]. Les figures 1.1 et 1.2 montrent un exemple des points d'opération du moteur d'un minibus électrique (cycle de conduite OC03) d'abord avec un ratio simple (valeur de 10.5 :1) et puis ensuite, avec une transmission à trois rapports (20 :1, 15 :1 et 10.5 :1). Le minibus conserve la même masse, les mêmes performances à l'accélération et les mêmes vitesses de déplacement. Les bandes rouges sur les graphiques indiquent les zones où l'efficacité du moteur est moindre que 90%.

La transmission à plusieurs ratios permet de moduler avantageusement le point d'opération du moteur vers les zones de haute efficacité en fonction des besoins d'accélération et de vitesse de déplacement. Un autre point intéressant à constater est que la transmission permet de réduire le couple maximal du moteur électrique ce qui permet d'économiser sur les coûts de fabrication et de réduire la masse du système de propulsion [18].

L'introduction d'une transmission à plusieurs ratios dans les véhicules électriques ne doit cependant pas seulement augmenter l'efficacité énergétique pour recevoir l'acceptation du marché automobile. Elle doit également offrir le même confort de conduite que le ratio simple auquel les consommateurs sont habitués.

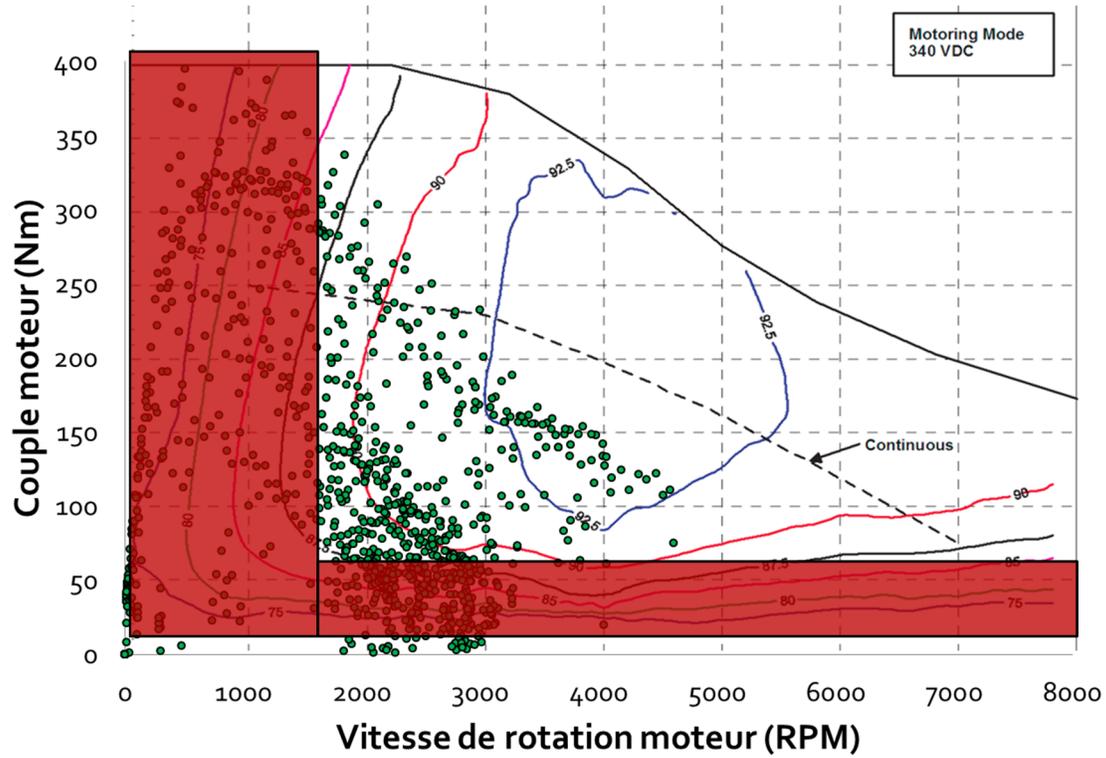


Figure 1.1 Points d'opération du moteur pour un minibus équipé d'un ratio simple

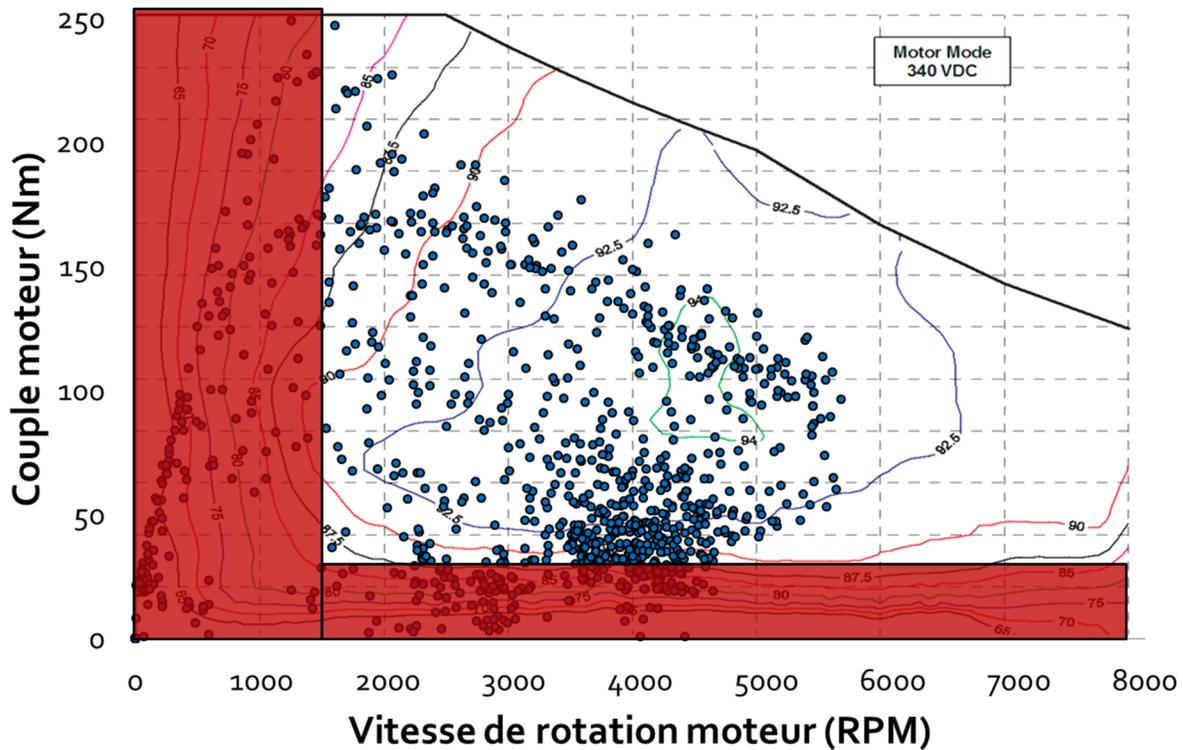


Figure 1.2 Points d'opération du moteur pour un minibus équipé d'une transmission à trois ratios

Il existe des transmissions automatiques capables d'effectuer des passages de ratios en douceur tels que la CVT mais leur efficacité énergétique est moindre ( 85%) que celle des transmissions manuelles ( 95%)[17].

Les transmissions manuelles sont pour leur part efficaces mais elles ont des interruptions de couple. Il est toutefois possible de réduire ou d'éliminer les interruptions de couple grâce à un embrayage de transfert. Un embrayage de transfert procure un chemin alternatif au couple moteur lors d'un changement de ratio. Il aide à ralentir le moteur pour permettre le passage au ratio supérieur.

L'embrayage de transfert fonctionne toujours en glissement et les embrayages à friction secs ou humides ne sont pas les mieux adaptés à cette tâche. En effet, un embrayage humide provoque beaucoup de pertes visqueuses la majeure partie du temps puisqu'il se ferme seulement lors du passage des ratios. Bien que les embrayages secs n'ont pas ces pertes visqueuses, l'absence d'huile nuit à l'évacuation de la chaleur lorsqu'ils sont en glissement. Cela provoque une usure et un échauffement important des bandes de friction (danger d'évanouissement du couple par la chaleur).

Dans un autre ordre d'idées, il existe des embrayages à courants de Foucault qui ne s'usent pas, n'ont pas de pertes visqueuses et sont hautement contrôlables. Il s'agit d'un embrayage électromagnétique qui pourrait remplacer les embrayages à friction dans cet application de transfert du couple. Ces embrayages ne souffrent pas d'évanouissement du couple par la chaleur et ne s'usent pas contrairement aux embrayages à friction.

## **1.2 Définition du projet de recherche**

Ce projet de recherche évalue la viabilité d'un embrayage de déviation du couple à courants de Foucault dans une transmission du type PGT (*parallel gear transmission*). Un scénario d'étude plausible, basé sur les caractéristiques d'une plateforme véhiculaire électrique, sert à formuler des requis de conception réalistes pour l'embrayage (couple, vitesse de glissement en opération et dimensions géométriques maximales pour une réintégration future de la transmission dans le compartiment moteur notamment).

## **1.3 Objectifs du projet de recherche**

Le principal objectif est de concevoir et démontrer expérimentalement la viabilité d'un embrayage à courants de Foucault dans une PGT. L'atteinte de cet objectif comprend ces sous-objectifs :

1. Dimensionner l'embrayage selon les requis de la plateforme de test véhiculaire électrique ;
2. Fabriquer un prototype de l'embrayage et l'intégrer à la transmission manuelle automatisée à deux ratios ;
3. Valider les résultats de la conception de l'embrayage à courants de Foucault en comparant son profil du couple mesuré expérimentalement avec celui calculé ;
4. Démontrer la viabilité des embrayages à courants de Foucault en tant qu'embrayage de transfert du couple en effectuant un passage vers un ratio supérieur sans qu'il y ait une interruption du couple transmis dans la transmission modifiée.

## 1.4 Contributions originales

La littérature donne des exemples d'utilisation de freins à courants de Foucault dans le domaine du transport.

L'utilisation d'embrayages à courants de Foucault est cependant plutôt rare. Un seul brevet a été identifié où un embrayage à courants de Foucault est jumelé à un embrayage à friction pour une application automobile[32].

Il n'existe pas d'exemples où seulement un embrayage à courants de Foucault est utilisé dans le domaine du transport. Ce travail constitue donc une application originale de cette technologie existante.

## 1.5 Plan du document

Ce document comprend trois sections.

La première section donne un cadre de référence sur le fonctionnement et sur la construction physique des embrayages à courant de Foucault. Quelques exemples d'applications des freins à courants de Foucault sont aussi discutés.

La seconde section contient un article scientifique qui synthétise l'ensemble des travaux de conception et de validation expérimentale. Premièrement, l'article présente le véhicule électrique de test, le fonctionnement de la PGT et la structure de l'embrayage de transfert. Deuxièmement, l'article détaille la conception de l'embrayage selon les requis de couple et de vitesse d'opération. Finalement, l'article présente la validation expérimentale de l'embrayage sur un banc de test dynamométrique. Des changements de vitesses sans interruption de couple ont été

réalisés pour confirmer que l’embrayage à courants de Foucault peut servir d’embrayage de transfert.

Une conclusion résume les résultats majeurs de ce travail de maîtrise et suggère des pistes pour poursuivre le développement de l’embrayage.



# CHAPITRE 2

## État de l'art

La première et la seconde section de l'état de l'art présentent un cadre de référence sur la construction et sur le fonctionnement des embrayages à courants de Foucault.

La dernière section recense des applications du domaine des transports qui utilisent des freins à courants de Foucault. Puisque les freins à courant de Foucault sont similaires aux embrayages à courants de Foucault, l'analyse de ces exemples donne des indications sur le niveau de contrôlabilité qu'il est possible d'atteindre avec les embrayages.

### 2.1 Structure de l'embrayage

Les embrayages à courants de Foucault contiennent un inducteur, un induit et une source de force magnétomotrice (FMM) (voir figure 2.1).

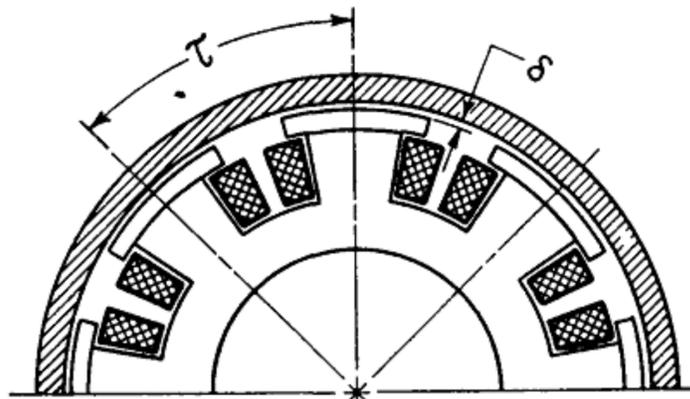
L'inducteur et l'induit sont deux rotors et chacun est relié à un arbre de l'embrayage.

La source de FMM est constituée d'aimants permanents ou d'électroaimants. Elle est installée sur l'inducteur et elle génère le flux magnétique nécessaire à la production du couple électromagnétique.

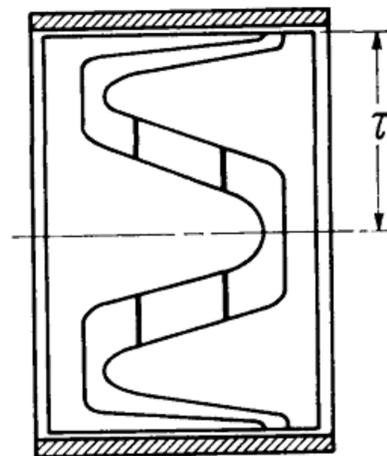
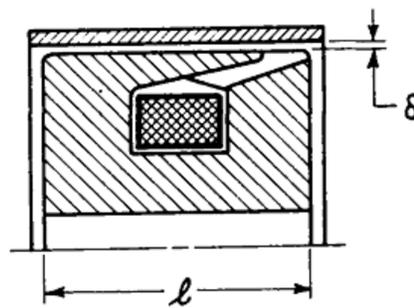
Seulement les électroaimants sont considérés dans la suite de ce travail. Bien qu'ils développent une FMM moindre que les aimants permanents, leur force magnétomotrice se contrôle simplement en modulant le courant électrique qui y circule, ce qui n'est pas possible avec un aimant permanent (pleine FMM en tout temps).

L'inducteur est fait d'un matériel ferromagnétique. Il canalise le flux magnétique à travers l'induit qui est fait d'un matériel métallique (conducteur électrique). La forme dentée de l'inducteur sert à moduler la densité du flux magnétique à travers l'induit selon la position angulaire. Cette variation dans la densité de flux est nécessaire à la génération des forces électromagnétiques.

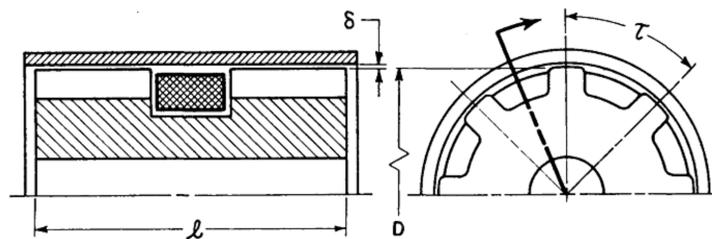
L'électroaimant (source de FMM), l'inducteur et l'induit peuvent être agencés de différentes façons dans un embrayage tel qu'illustré à la figure 2.1. L'électroaimant est en rotation dans toutes ces configurations cependant et il est exposé à des forces centripètes qui risquent de sectionner ses conducteurs.



(a) Embrayage hétéropolaire



(b) Embrayage hétéropolaire, avec un électroaimant



(c) Embrayage homopolaire, avec un électroaimant

Figure 2.1 Vue de coupe de différents embrayages à courants de Foucault[15]

Le sectionnement des conducteurs de l'électroaimant rend l'embrayage inutilisable. Il est donc préférable de placer l'électroaimant dans un repère fixe pour le protéger. C'est pourquoi ce travail propose une structure alternative d'embrayage où l'électroaimant est installé sur une pièce fixe appelée *stator*. Le chapitre 3 présente la structure plus en détail (figures 3.4 et 3.5).

## 2.2 Fonctionnement

### Production du couple électromagnétique

La production du couple électromagnétique dans l'embrayage s'explique à l'aide de l'équation de Maxwell-Faraday (équation 2.1), de la loi d'Ohm (équation 2.2) et du principe de la force de Lorentz (équation 2.3).

Lorsque l'induit tourne à une vitesse différente de l'inducteur denté et qu'il y a un flux magnétique dans l'embrayage, l'induit perçoit une variation de la densité flux magnétique  $\mathbf{B}$  (figure 2.2). En d'autres termes, un observateur fixé à l'induit en rotation voit le profil de densité de flux magnétique de la figure 2.3.

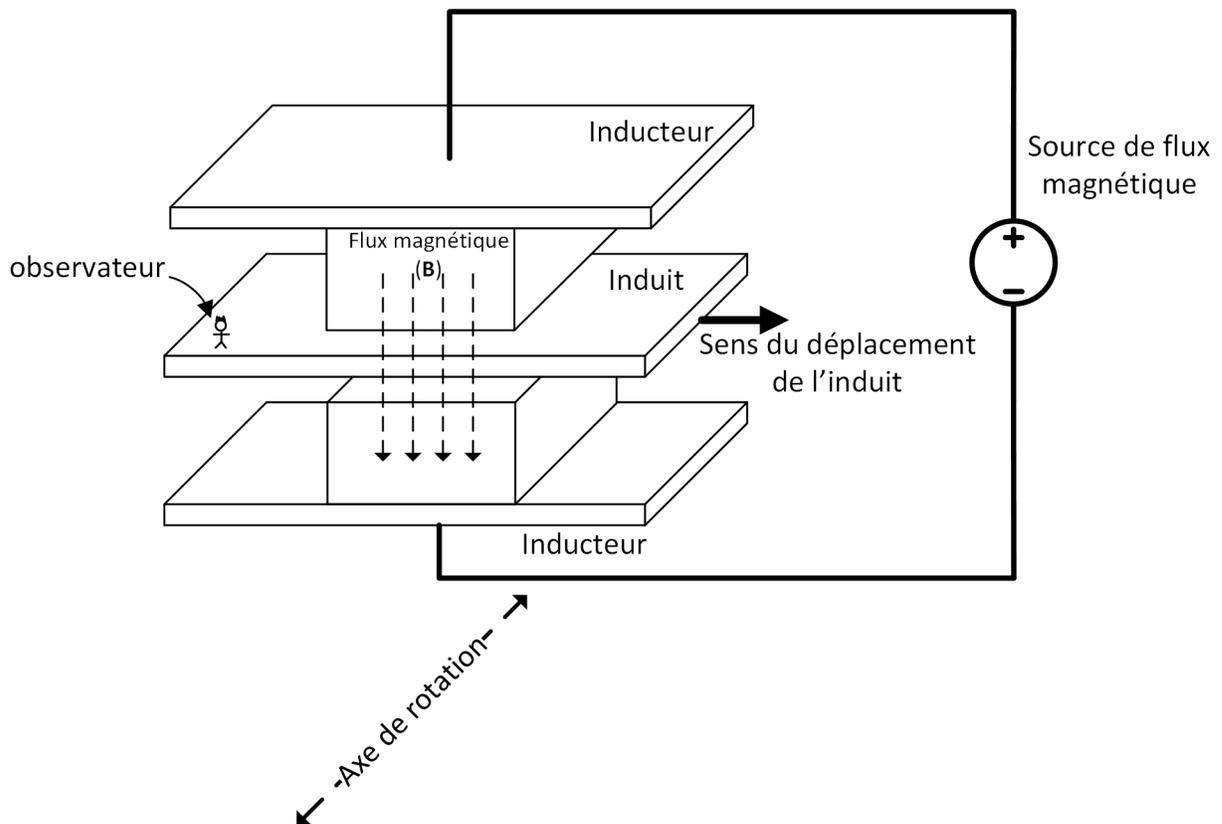


Figure 2.2 Illustration de la géométrie déroulée des inducteurs (en acier) et de l'induit (en aluminium)

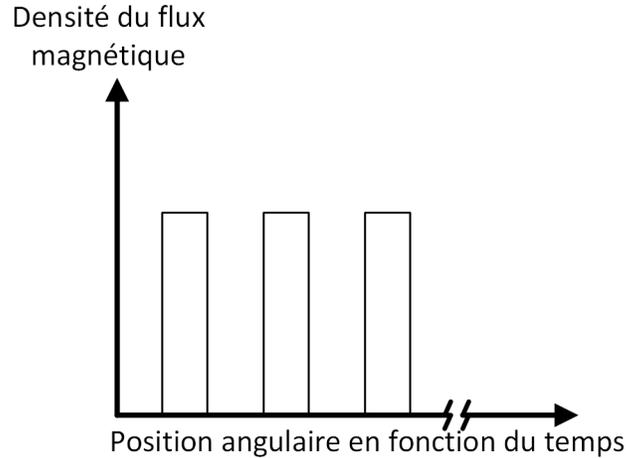


Figure 2.3 Densité de flux magnétique vu par un observateur fixé à l'induit en rotation

Selon l'équation de Maxwell-Faraday, la variation de la densité crée un champ électrique dans l'induit (équation 2.1).

$$\nabla \times \mathbf{E} = -\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t} = -\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial \theta} \frac{\partial \theta}{\partial t} = -\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial \theta} \omega \quad (2.1)$$

Plus la différence de vitesse entre l'inducteur et l'induit est grande, plus le champ électrique est intense. Le champ électrique provoque alors la circulation d'un courant électrique dont la densité  $\mathbf{J}$  se calcule avec l'équation d'Ohm (équation 2.2).

La résistivité électrique  $\sigma$  de l'induit influence la densité du courant électrique  $\mathbf{J}$ . Par exemple, un rotor fait de cuivre a une plus faible résistivité électrique que l'acier et il contient des boucles de courant de plus forte intensité pour un champ électrique donné.

$$\mathbf{J} = \sigma \mathbf{E} \quad (2.2)$$

Maintenant que la densité du courant électrique  $\mathbf{J}$  est connue, il est possible de calculer les forces électromagnétiques dans l'induit à l'aide du principe de Lorentz (équation 2.3). La somme des forces électromagnétiques multipliée par le rayon de giration de l'induit donne finalement le couple développé par l'embrayage. La figure 2.4 montre les boucles de courant induites et la direction de la force de Lorentz résultante qui est opposée à la direction de déplacement.

$$\mathbf{F} = \mathbf{J} \times \mathbf{B} \quad (2.3)$$

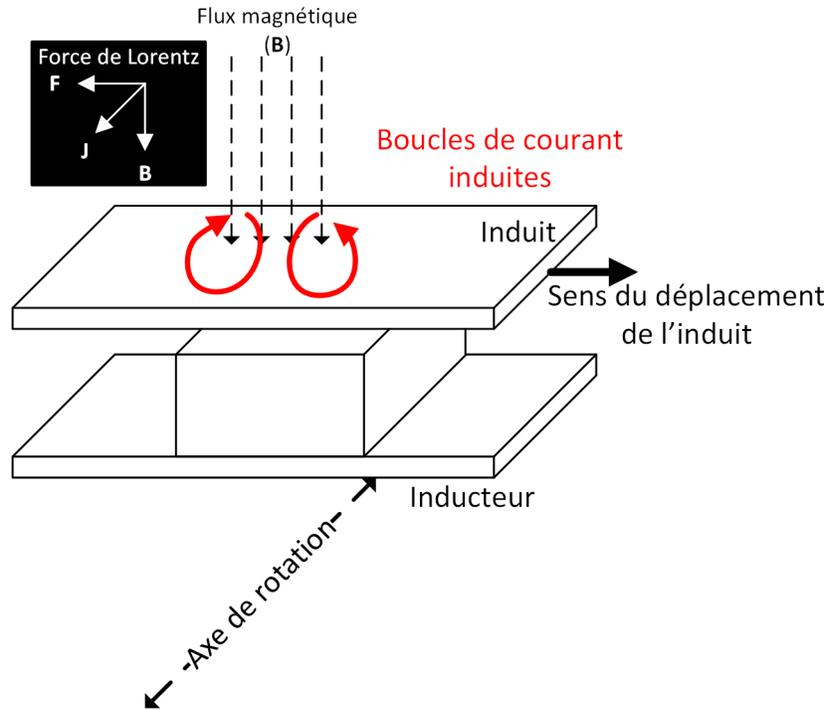


Figure 2.4 Boucles de courant dans l'induit et force de Lorentz résultante dans l'embrayage

La résistivité électrique est un paramètre de conception important de l'embrayage. D'abord, plus l'intensité du courant est grande à une vitesse donnée, plus les forces générées sont grandes. Un rotor de cuivre développe donc une force plus grande qu'un rotor en acier pour une vitesse donnée parce que sa résistivité électrique est plus faible. Ensuite, la résistivité électrique non-nulle de l'induit provoque un dégagement de chaleur important lorsque l'embrayage est en fonction. Cet échauffement augmente la résistivité électrique et affecte le couple électromagnétique. Il est important de quantifier la chaleur relâchée pendant le fonctionnement de l'embrayage pour s'assurer que le couple requis peut être fourni durant toute la durée d'utilisation.

Selon le principe de Lorentz, le couple électromagnétique devrait continuellement s'accroître avec la vitesse de glissement. Il appert que le couple croît jusqu'à atteindre une valeur maximale pour diminuer par la suite. La figure 2.5 montre un véritable profil du couple normalisé (par rapport à la valeur maximale) d'un embrayage à tambour lisse en fonction de la vitesse de glissement (différence de vitesse entre l'inducteur et l'induit) où la quantité de flux magnétique est fixe. Le terme *p.u.* signifie *par unité*. L'embrayage développe un couple critique (égale à 1 p.u.) à la vitesse de glissement critique (aussi égale à 1 p.u.) [36].

Le comportement non-linéaire du couple en fonction de la vitesse de glissement est causé par la distorsion du flux magnétique dans l'entrefer (réaction d'induit) et par l'effet de peau. Wouterse

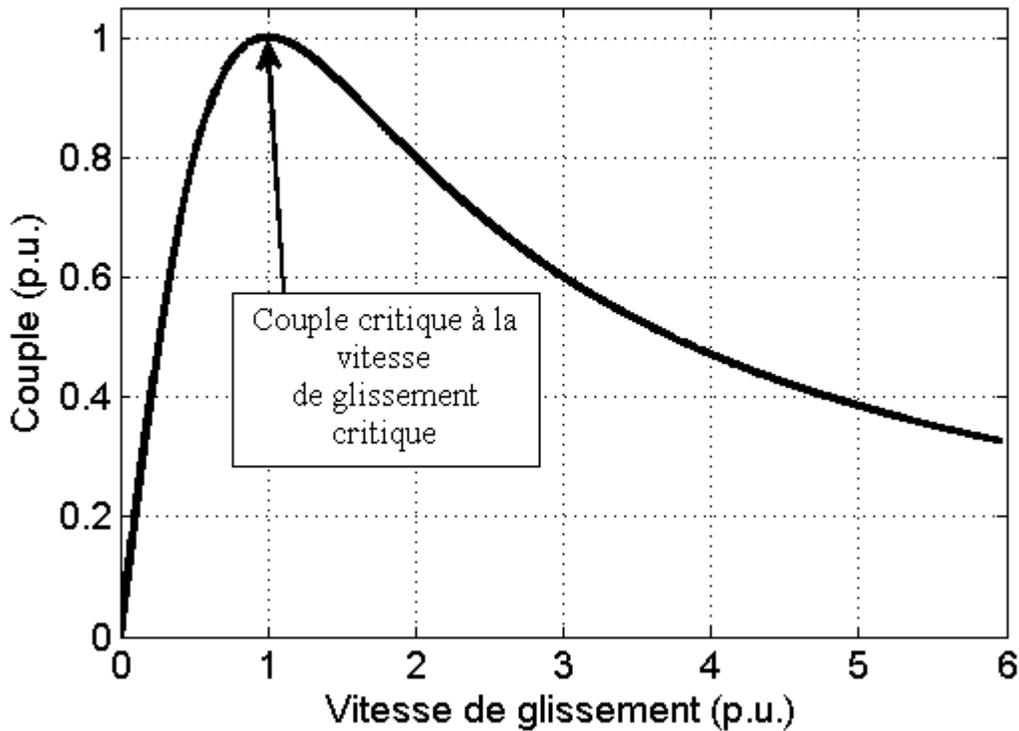


Figure 2.5 Couple normalisé de l'embrayage en fonction de la vitesse de glissement

propose un modèle paramétrique pour calculer le couple qui considère cette distorsion du flux magnétique [36]. Ce travail de maîtrise réutilise le modèle de Wouterse pour faire la conception de l'embrayage à courants de Foucault.

Les phénomènes de réaction d'induit et d'effet de peau sont maintenant expliqués plus en détail.

### **Distorsion du champ magnétique (réaction d'induit)**

Les courants de Foucault dans l'induit forment des boucles qui génèrent leur propre flux magnétique (loi d'Ampère, équation 2.4). Ce flux s'oppose à celui de l'inducteur [36]. Plus la vitesse de glissement est élevée, plus le flux magnétique à travers l'induit et le couple diminuent. Cet effet s'appelle la réaction d'induit.

Les figures 2.6a et 2.6b montrent la distribution du flux magnétique dans l'embrayage lorsque la vitesse de glissement est nulle et lorsque la vitesse de glissement est très élevée (en assumant que le disque est un conducteur électrique parfait) [36].

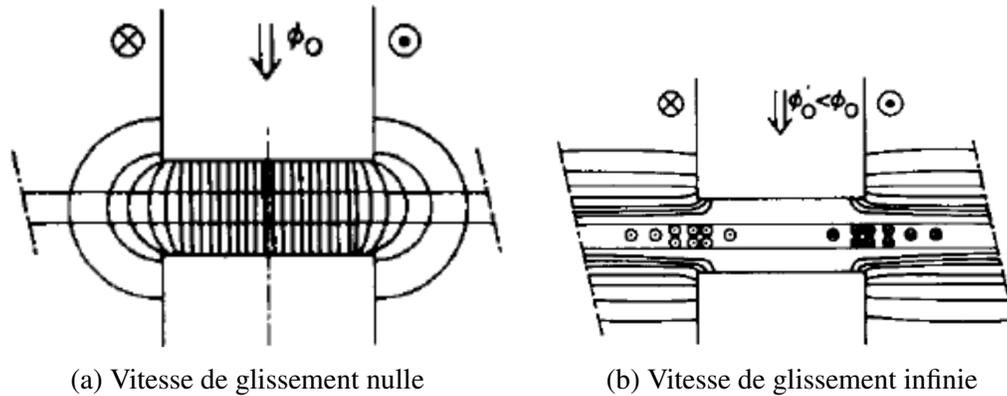


Figure 2.6 Distribution du flux magnétique entre deux paires de pôles dans l'embrayage électromagnétique [36]

### L'effet de peau

L'effet de peau correspond à une augmentation apparente de la résistivité électrique d'un conducteur électrique suivant l'augmentation de la fréquence du courant qui le traverse. La figure 2.7 illustre ce processus physique.

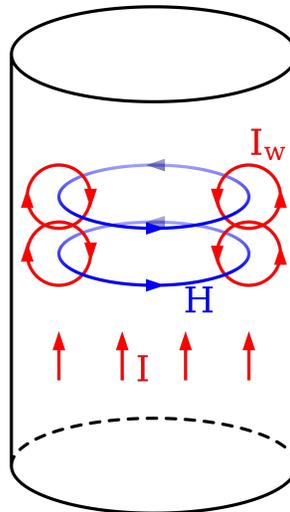


Figure 2.7 Illustration du phénomène d'effet de peau dans un conducteur [4]

Le courant  $I$  qui parcourt le conducteur génère son champ magnétique selon l'équation d'Ampère (équation 2.4).

$$\nabla \times \mathbf{B} = \nabla \times \mu_0 \mu_r \mathbf{H} = \mu_0 \mu_r \mathbf{J} \quad (2.4)$$

Plus la fréquence du courant  $I$  est élevée, plus le champ magnétique  $\mathbf{H}$  et le flux  $\phi$  générés varient rapidement dans le temps. Selon l'équation de Maxwell-Faraday (équation 2.1), le champ magnétique génère un champ électrique  $\mathbf{E}$  dont l'amplitude croît avec la fréquence du courant  $I$ .

Le champ électrique  $\mathbf{E}$  provoque à son tour la circulation d'un courant électrique secondaire  $I_w$  (loi d'Ohm, équation 2.2) qui diminue la densité du courant électrique au centre du conducteur et augmente celle à la surface du conducteur.

Puisque davantage de courant  $I$  circule dans une section plus petite du conducteur, la résistivité électrique apparente devient plus grande, ce qui explique l'effet de peau.

Il est possible de réduire cet effet en fabriquant l'induit avec des laminations, similairement à ce que l'on retrouve dans la construction des moteurs et des transformateurs. Cette solution est cependant plus complexe à réaliser.

Il existe d'autres modifications que l'on peut apporter à l'induit pour réduire les effets des courants de peau. Ces modifications sont présentées à section 2.3.1.

## 2.3 Construction des embrayages

### 2.3.1 Induit

L'induit de l'embrayage peut être plein, avoir des fentes axiales, radiales ou une combinaison de fentes axiales et radiales similairement aux rotors solides utilisés dans les moteurs à induction. La figure 2.8 montre les profils de couple versus la vitesse de rotation pour différents types de rotors. Les courbes du graphiques correspondent à :

- (a) Rotor à double-cage (moteur à induction conventionnel) ;
- (b) Rotor lisse sans anneaux terminaux de court-circuit ;
- (c) Rotor lisse avec anneaux terminaux de court-circuit en cuivre ;
- (d) Rotor à fentes axiales et radiales équipés d'anneaux terminaux de court-circuit en cuivre.

Les fentes axiales forcent les courants de Foucault à circuler perpendiculairement aux champs magnétiques et améliorent le niveau de couple aux vitesses de glissement élevées [30]. Les fentes radiales diminuent les effets de peau (réduction du couple) avec l'augmentation de la vitesse de glissement [29].

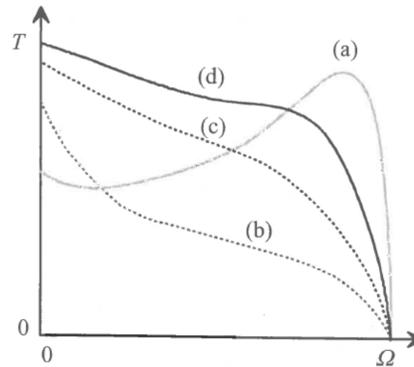


Figure 2.8 Couple électromagnétique selon la vitesse de glissement pour différents constructions d'induits [29]

L'embrayage présenté dans ces travaux utilise un rotor lisse parce qu'il est simple de construction et parce qu'il existe des modèles simples dans la littérature pour prédire le couple produit en fonction de la vitesse de glissement (modèle de Wouterse [36]). Ce rotor offre un profil de couple qui diminue avec la vitesse de glissement cependant (figure 2.5), ce qui doit être considéré dans la conception de l'embrayage (détails au chapitre 3).

## 2.4 Exemples d'applications de freins à courants de Foucault

Des véhicules expérimentaux utilisent des freins à courants de Foucault en assistance au système de freinage mécanique primaire. Cela améliore la durée de vie des freins mécaniques [21][16] ainsi que la stabilité du véhicule (système de freinage anti-blocage [3], contrôle de la stabilité en lacet [1]). Ces améliorations apportées par les freins à courants de Foucault sont possibles parce que leur temps de réponse est beaucoup plus rapide que celui des freins hydrauliques (environ 40 ms versus 400 ms [2]) et parce qu'il est simple de moduler la force de freinage produite (proportionnel au courant qui crée le flux magnétique).

Ces exemples montrent que les freins à courants de Foucault ont une haute contrôlabilité et il est plausible que les embrayages à courants de Foucault présentent des niveaux de performance parce que leur construction est similaire. Cette performance accrue des embrayages électromagnétique favorise une interruption minimale du couple lors du changement de vitesse.



# CHAPITRE 3

## Article

### Avant-propos

**Auteurs et affiliation :**

- Gabriel Pouliot : étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique
- Marc-Olivier Lacerte, étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique
- Jean-Sébastien Plante : professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique
- Philippe Micheau : professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique

**Date de soumission :** 12 décembre 2014

**État de l'acceptation :** Approuvé pour publication. L'article présenté dans ce mémoire diffère de ce qui a été publié.

**Revue :** SAE International Journal of Alternative Powertrains

**Numéro de manuscrit :** 2015-01-9143

**Contribution au document :** L'article résume l'ensemble du travail de conception et de validation expérimentale de l'embrayage de transfert du couple à courants de Foucault.

**Titre en français :** Conception d'un embrayage de dérivation du couple à courants de Foucault pour une transmission manuelle automatisée dans les véhicules électriques et hybrides

**Résumé français :** Cet article présente la conception et la validation expérimentale d'un embrayage de transfert du couple à courants de Foucault destiné aux transmissions manuelles automatisées pour réaliser des changements de rapports sans interruption de couple. Bien que l'utilisation d'un ratio simple procure une conduite très confortable dans les voitures électriques, l'utilisation d'une boîte de vitesses procure plusieurs bénéfices au niveau de la vitesse et de l'accélération de la voiture, de même qu'au niveau de la masse du coût et de la consommation

énergétique du système de propulsion. Une transmission manuelle automatisée peut effectuer un passage vers un ratio supérieur sans interruption dans le couple transmis à l'aide d'un embrayage de transfert normalement ouvert. Les embrayages à friction sec ne sont cependant pas adaptés à cette tâche de transfert intermittent du couple en raison de problématiques potentielles d'échauffement, d'usure et de contrôle. L'utilisation d'un embrayage humide est à éviter dû aux pertes visqueuses. Un embrayage à courants de Foucault est hautement contrôlable, simple à fabriquer, peu coûteux, robuste et ne s'use pas en comparaison aux embrayages à friction. Le potentiel de ces embrayages dans l'application de déviation du couple est évalué selon un scénario réaliste consistant à fabriquer un embrayage d'une capacité d'environ 190 Nm pour une transmission manuelle automatisée à deux ratios. La conception de l'embrayage est basée sur le modèle de Wouterse et une étude par éléments finis sur le circuit magnétique de l'embrayage aide à raffiner les résultats de la conception. Un prototype de l'embrayage a été construit et installé dans une transmission manuelle automatisée existante. Le couple du prototype est similaire aux prédictions du modèle de Wouterse (erreur maximale de 6%). La transmission manuelle automatisée a réalisé des changements de vitesse sans interruption de couple grâce à l'embrayage à courants de Foucault, confirmant ainsi la viabilité de ce type d'embrayages dans les applications de déviation du couple.

## 3.1 Abstract

This paper presents the design and experimental validation of an eddy current torque transfer clutch for use inside Automated Manual Transmissions (AMTs) to perform seamless gear upshifts. Electric vehicles (EVs) with a single-ratio gearbox may provide high levels of smoothness but using a multi-speed gearbox provides significant benefits in terms of vehicle acceleration, top speed, powertrain cost, mass, and energy consumption. AMTs can provide smooth shifts without torque interruption when coupled to a normally-open torque bypass clutch. However, conventional dry friction clutches are not best suited for such torque bypass due to wear and controllability concerns, while wet clutches would decrease powertrain efficiency due to viscous losses. An eddy current clutch would be highly controllable, simple to manufacture, low-cost, robust, and do not wear compared to friction clutches. The potential of eddy current clutches is assessed from a representative case study consisting of a  $\sim 190Nm$  clutch for a seamless two-speed AMT. The clutch design is based upon Wouterse's model which is further refined using a Finite Element Analysis (FEA) on the clutch magnetic circuit. A prototype clutch is built and installed inside an existing AMT. The measured clutch coupling torque agrees well with Wouterse's model results, with a maximum error of 6%. The AMT performed seamless gear upshifts on a test bench thanks to the eddy current clutch which confirms their viability for torque bypass.

## 3.2 Introduction

### 3.2.1 Motivation

A general trend is observed in the automotive industry toward driving comfort and shift quality improvement which prompts car makers to shift from interrupted traction force transmissions to seamless transmissions [31, 35]. Automatic Transmissions (ATs) and Continuously Variable Transmissions (CVTs) can shift smoothly but they are not the best candidates for multi-speed transmissions in EVs because they have reduced efficiency compared to Manual Transmissions (MTs) and they are more expensive to manufacture due to their high complexity [28, 31]. An AMT coupled with a torque bypass clutch which is also known as a Parallel Gearshift Transmission (PGT) [38], could overcome ATs and CVTs efficiency limitations while offering identical driving comfort levels and being low-cost.

Similarly to internal combustion engine vehicles, electric traction motors in EVs can advantageously be coupled with a multi-speed transmission to provide significant benefits in terms of vehicle acceleration, top speed, powertrain cost, mass, and energy consumption (from 4% to

15% [12, 18, 37, 39]). The latter is critical to maximise EVs range considering the scarcity of on-board energy for traction.

A dry friction clutch is not the best device for intermittent torque bypass inside PGTs during a gear upshift because it has to dissipate a large amount of kinetic energy to slow down the traction motor, which causes the clutch to wear quickly. The problem worsens for EVs when the electric motor runs at >10,000 Revolutions Per Minute (RPM). The dry clutch friction liner pad has to absorb much energy, raising wear concerns. High power dissipation in the liner would also affect transmitted torque (heat fading) and controllability [11]. A wet clutch can absorb higher energy levels than a dry clutch but it has residual drag torque when not in use which is undesirable from an energy efficiency point-of-view since the torque bypass clutch inside the PGT is normally open. Wet clutches also need a hydraulic control unit, adding to the total cost and complexity of the system.

An eddy current clutch relies on electromagnetic forces to create a coupling torque. These clutches could address the problems affecting friction clutches (wear and control) as well as being highly controllable, simple to manufacture, low-cost, robust, and having no off-state torque. This paper discusses the design and experimental validation of an eddy current clutch for torque bypass in seamless AMTs.

### 3.2.2 Background and literature

The proposed eddy current clutch works as follows. A MagnetoMotive Force ( $MMF$ ) source (either an electromagnet or a permanent magnet) produces a magnetic flux inside the clutch magnetic circuit (Figure 3.1). A stator carries the magnetic flux to a toothed rotor. The teeth of the toothed rotor channel the magnetic flux across the drum rotor such that the magnetic flux has maximum density ( $B_{max}$ ) under the teeth and minimum density ( $B_{min}$ ) in-between. When the drum rotor revolves at a different speed than the toothed rotor, the magnetic flux density across the drum rotor starts varying with position which induces eddy currents inside the drum (Faraday's law of induction). The eddy currents interact with the magnetic flux of the toothed rotor to create an electromagnetic coupling force between the two rotors (Lorentz force principle). The magnitude of these forces is controlled by varying the magnetic flux density (with the variable MMF source) and they can be computed indirectly with the eddy currents resistive losses ( $RI^2$ ) [36] or with Maxwell stress tensor [14, 27].

While Maxwell stress tensor can determine the magnitude of electromagnetic forces for various electromechanical devices, it does not directly give relations between the eddy current clutch geometrical dimensions and the torque versus slip speed profile. Wouterse proposed a

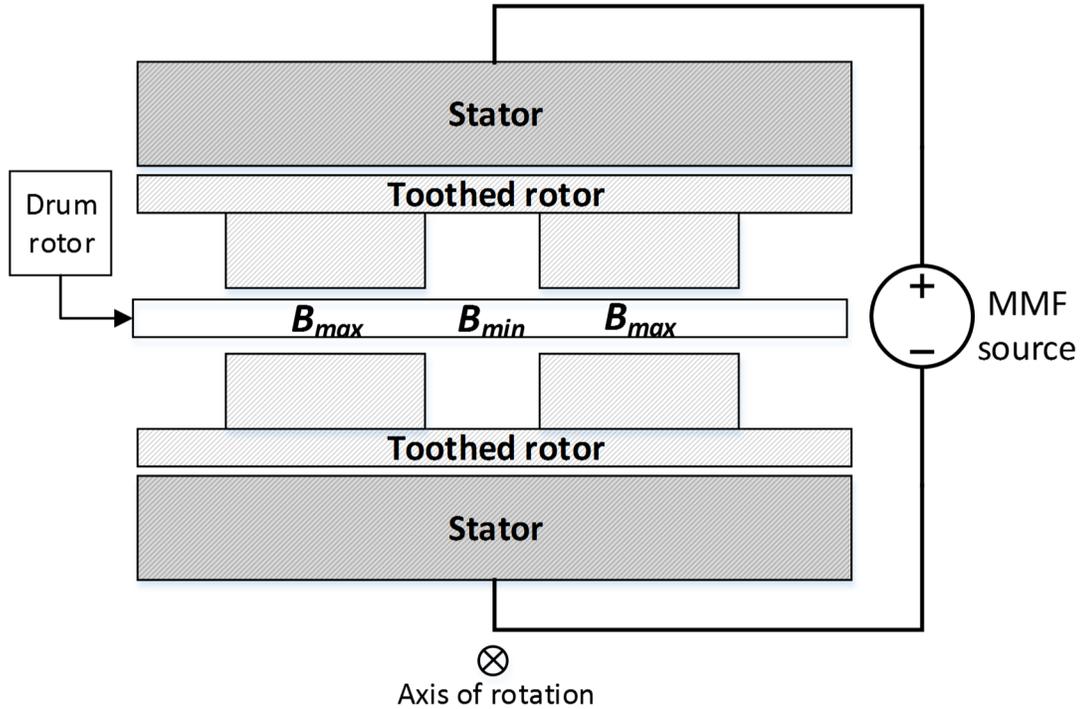


Figure 3.1 (Unrolled) Schematic view of the clutch

1-dimensional (1D) model that relates the clutch geometrical dimensions to the clutch torque versus slip speed profile [36] which is helpful for performing parametric studies for designing the clutch.

Wouterse's model requires knowing  $B_0$  (the difference between the minimum ( $B_{min}$ ) and the maximum ( $B_{max}$ ) magnetic flux density across the rotor). Computing the magnitude of  $B_0$  is nontrivial because the magnetic flux fringes in-between the toothed rotor teeth and causes  $B_{min}$  to be small but non-zero. Electrical machine design uses Carter's factor [8] to compute an equivalent magnetic flux density  $B_0$  given the teeth geometrical parameters. Carter's factor has been derived for various teeth shapes [9] as well as for doubly toothed structures [24] (similar to Figure 3.1).

The toothed rotor teeth could be replaced by permanent magnets to produce the required magnetic flux (such as in axial [6] or radial [7] magnetic couplings). Permanent magnets require an external actuation mechanism to insert or retract them from the clutch magnetic circuit in order to vary the magnetic flux and coupling force which adds to the clutch complexity. Therefore, only electromagnets will be considered in this paper because they do not require such mechanisms.

Recent modeling work on eddy current devices attempts to achieve higher accuracy in magnetic field calculation by taking into account the effects of iron saturation and of the rotor reaction field (due to eddy currents) in torque versus slip speed calculations [23]. An exact analytical computation of magnetic flux density and eddy currents inside the conductive rotor remains complex because of the system 3-dimensions (3D) geometry. A transient magnetic FEA is required to precisely estimate both the actual magnetic flux densities and eddy currents paths in order to compute the torque versus slip speed profile. A transient FEA model involves solving complex equations on each node including non-linearity (such as magnetic saturation in the iron), movement, and skin effect [20]. Their usefulness as a design tool is limited due to the large computational times they required for solving. Analytical models therefore remain handy tools to quickly study various eddy current device configurations, a motivation in this paper for using Wouterse's analytical model for the clutch design.

### 3.2.3 Methodology

The powertrain characteristics of an EV test platform, the seamless gearbox architecture and the eddy current torque bypass clutch structures are presented. The EV test platform and its AMT provide realistic design requirements for the eddy current clutch. These specifications allow computing the eddy current clutch critical torque (maximum coupling torque) and critical slip speed (slip speed producing maximum coupling torque) that are required to proceed with design.

The clutch is sized using Wouterse's model from the previously computed critical torque and slip speed. Values are gradually assigned to Wouterse's model while ensuring that the resulting design complies with physical and magnetic constraints. A magnetostatic FEA on the clutch magnetic circuit verifies if magnetic saturation occurs and helps choosing the number of turns for the electromagnet.

An eddy current clutch prototype is built and retrofitted into an EV test platform two-speed custom AMT. The clutch torque versus slip speed profile is measured and compared to Wouterse's model predictions. Gear upshifts are performed using the modified AMT to validate that eddy current clutch can indeed be used for torque bypass during a gearshift.

### 3.2.4 Results and Conclusion

The largest error between the measured and computed critical torque value is smaller than 6%, which validates the use of Wouterse's model for designing an eddy current clutch. The eddy current clutch provides torque fill-in during a gear upshift, confirming their viability as torque transfer clutch for seamless AMTs.

## 3.3 Vehicular Environment, Seamless Gearbox and Eddy Current Torque Bypass Clutch

### 3.3.1 Vehicular Environment

The clutch is designed to be retrofitted into an existing AMT of a full-electric modified Volkswagen Golf GTI for a proof-of-concept (Figure 3.2). Table 1 contains the vehicle specifications, the powertrain characteristics and the clutch requirements for seamless AMT operation. The clutch diameter and axial length are constrained by the existing AMT size and by the engine bay free space. The required coupling torque and operating slip speed are determined by the AMT ratios and by the electric traction motor power.



Figure 3.2 Electric Volkswagen Golf GTI from Projet Phoebus

### 3.3.2 Seamless Gearbox Architecture

Figure 3.3a shows the basic two-speed seamless AMT with the eddy current torque bypass clutch, with no gear engaged (neutral position). In this design example, all three gear ratios are constrained by the use of the existing AMT. For a new gearbox design from scratch, the

first and second gears would be selected to maximize powertrain efficiency as well as vehicular acceleration and top speed [18]. The third gear would be chosen to minimize the critical torque of the eddy current clutch.

Figures (3.3a,3.3b,3.3c and 3.3d) show a gear upshift sequence. The power transfer from the electric traction motor to the vehicle wheels follows the blue line. The motor is engaged in first gear at the beginning (Figure 3.3b). When the electric motor reaches its maximum rotational speed (motor is then in constant power mode), a gearshift begins by setting the motor commanded torque to 0 Nm (the driver's accelerator pedal is bypassed). The gear selector (red component) moves into neutral position. The Transmission Control Unit (TCU) activates the eddy current torque bypass clutch at the same moment the gear selector is disengaged to minimize the torque interruption to the output shaft (Figure 3.3c). The eddy current clutch then develops a coupling torque such that the same torque magnitude is applied on the AMT output shaft compared to when the traction motor was engaged. The traction motor loses rotational kinetic energy to the wheels through the eddy current clutch and it slows down until the second gear on the input shaft revolves at the right speed for its engagement by the lay shaft via the gear selector. The TCU disables the eddy current clutch (Figure 3.3d) at the same moment the gear selector engages the second gear. The gear upshift sequence ends by giving the motor control back to the driver's accelerator.

Characteristics	Values	Units
Maximum external diameter	264	mm
Maximum axial length available to retrofit clutch in existing AMT	90	mm
Required clutch coupling torque	193	Nm
Maximum motor power	80	kW
Maximum motor torque	170	Nm
Motor shaft maximum rotational speed	10 000	rpm
Input shaft equivalent inertia (with electric motor)	0.15	$kg \cdot m^2$
Heat released at each usage (motor at maximum power and speed, no regenerative braking)	27	kJ
Nominal traction battery voltage	350	Vdc
AMT first gear ratio	33 :10	—
AMT second gear ratio	35 :18	—
AMT third gear ratio	34 :26	—
Operating slip speed range (vmax to vmin)	6037 to 1929	rpm

Table 3.1 Applications requirements for clutch design

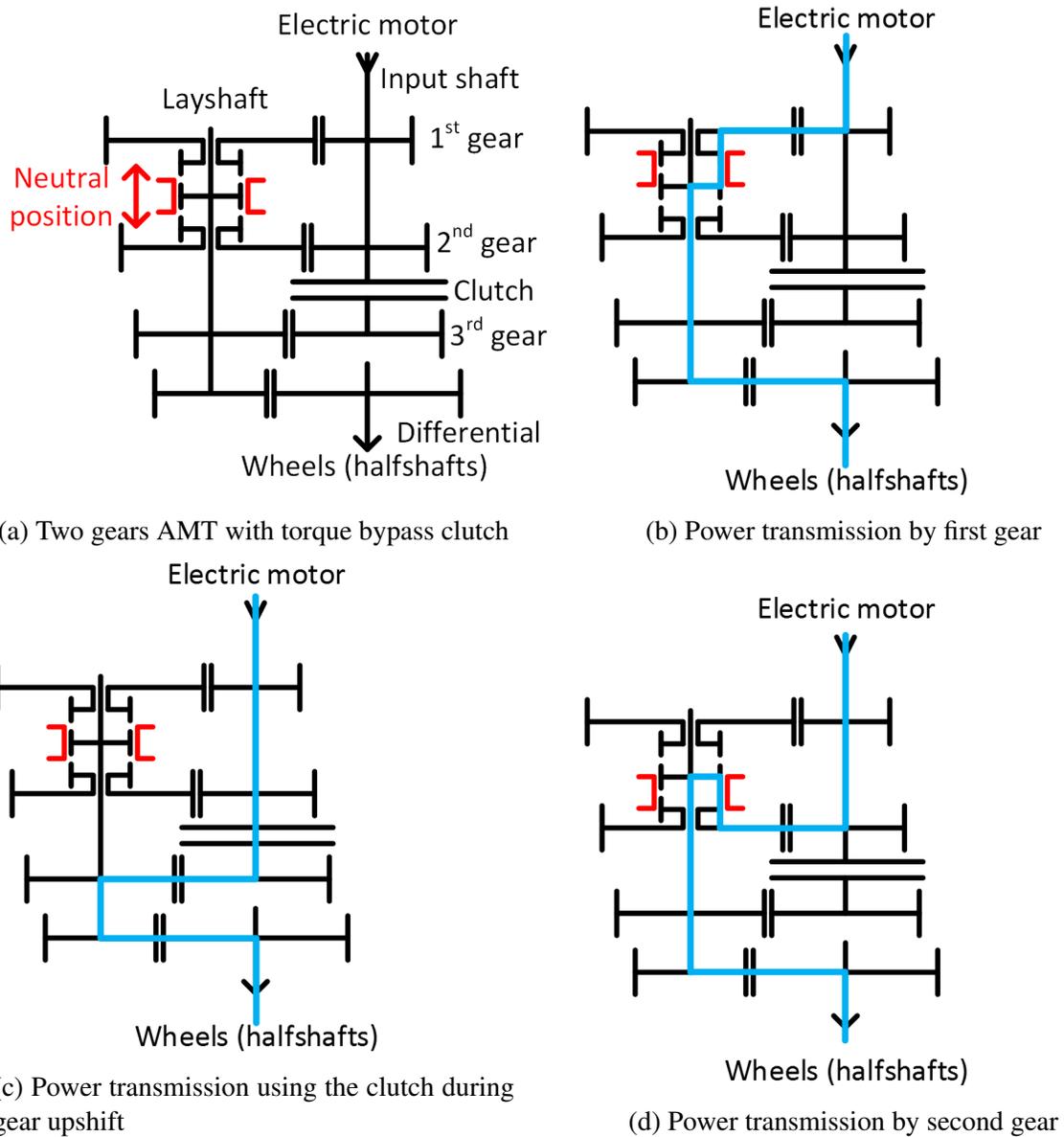


Figure 3.3 AMT with eddy current torque bypass clutch

### 3.3.3 Eddy Current Torque Bypass clutch

Figure 3.4 is a 3D view of the clutch. Figure 3.5a shows a cross-sectional axial view and Figure 3.5b is an unrolled frontal view. Figure 3.5 also presents the clutch design parameters (described in Table 3.2). Table 3.2 contains the prototype clutch dimensions (discussed in section Clutch design using Wouterse's model).

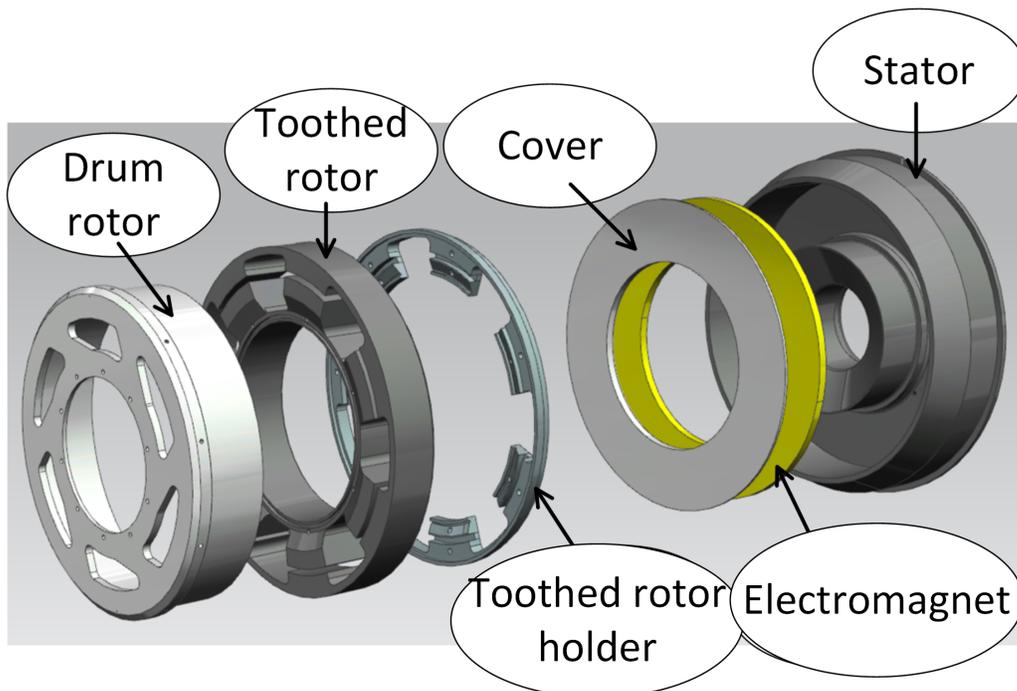
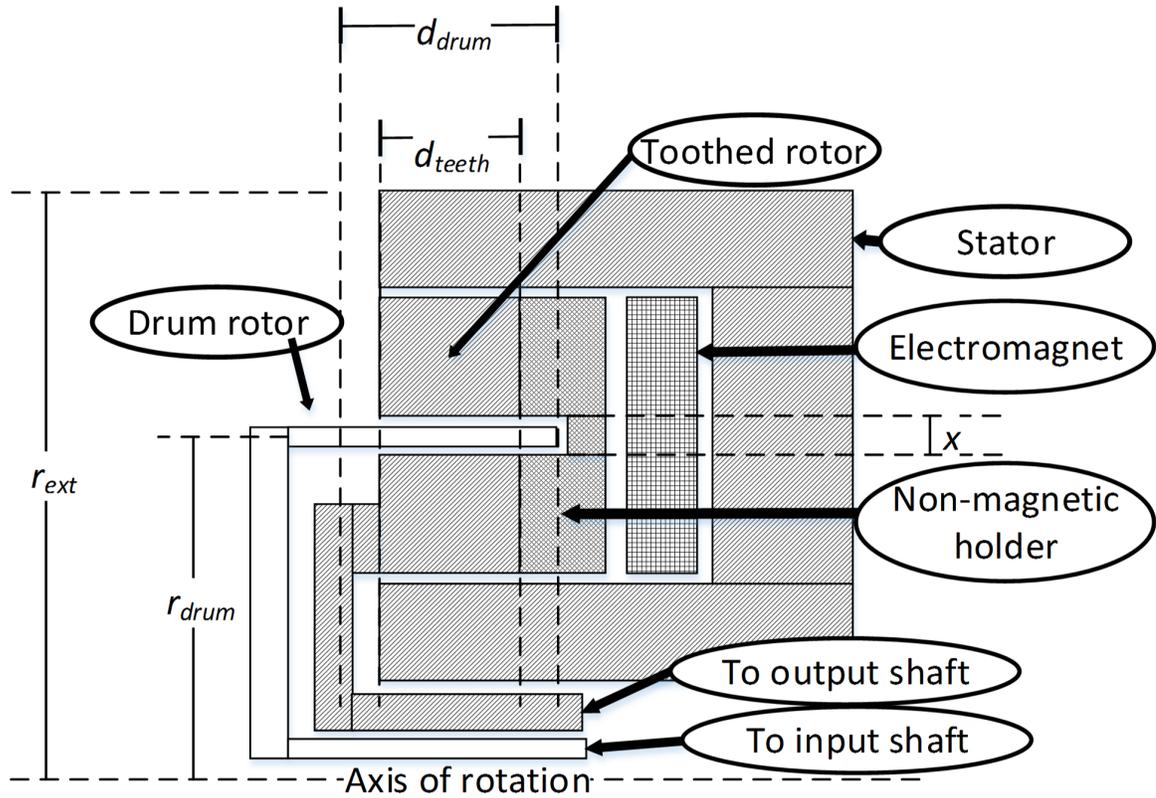


Figure 3.4 Exploded View of the Clutch Assembly

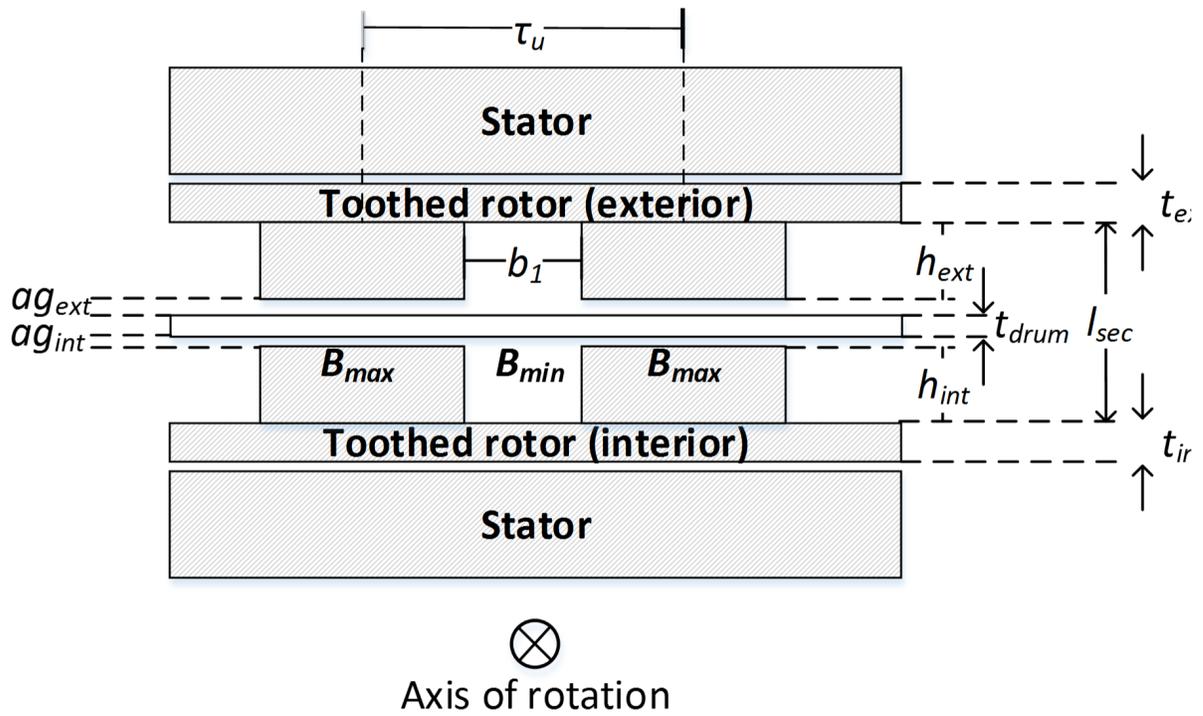
The electromagnet does not revolve and it is fixed to the stator. No brushes or slip rings are required to power it, which enhances the system reliability and robustness.

This clutch aims to be low-cost. Therefore, the stator and toothed rotors are made of cheap AISI 1018 steel and the drum rotor is made of aluminum.

The clutch has no off-state torque because AISI 1018 steel has too low remnant magnetic field to induce a significant magnetic flux density across the drum rotor (which has relative magnetic permeability similar to air) when the electromagnet is de-energized.



(a) Axial Cross-Sectional view of clutch



(b) (Unrolled) Frontal View of Clutch

Figure 3.5 Clutch cross-sectional views with design variable

Parameter	Description	Value	Unit
$r_{ext}$	External clutch assembly radius	132.20	mm
$r_{drum}$	Drum central radius	98.50	mm
$d_{drum}$	Drum rotor axial length	42.50	mm
$d_{teeth}$	Toothed rotor axial length	33.00	mm
$d_{clutch}$	Clutch axial length	91.00	mm
$t_{drum}$	Drum thickness	3.00	mm
$x$	Distance between teeth pairs faces	4.30	mm
$\delta$	$x - t_{drum}$ (air gap length)	1.30	mm
$h_{ext}$	Length of the external teeth of toothed rotor	9.60	mm
$h_{int}$	Length of the internal teeth of toothed rotor	23.30	mm
$ag_{ext}$	Air gap between drum and external teeth	0.90	mm
$ag_{int}$	Air gap between drum and internal teeth	0.40	mm
$\tau_u$	Tooth pitch	88.41	mm
$b_1$	Interteeth slot length	44.21	mm
$l_{tooth}$	$\tau_u - b_1$ (tooth tangential length)	44.21	mm
$\alpha$	$\frac{l_{tooth}}{\tau_u}$ (ratiometric) Teeth polar length	0.5	—
$l_{sec}$	Total air gap in-between teeth	37.20	mm
$t_{ext}$	Thickness of external drum of toothed rotor	5.00	mm
$t_{int}$	Thickness of internal drum of toothed rotor	6.70	mm
$n$	Number of teeth on toothed rotor	7	—
$N$	Electromagnet number of turns	136	turns

Table 3.2 Clutch design parameters

## 3.4 Eddy Current Torque Bypass Clutch Design

### 3.4.1 Clutch Design Using Wouterse's Model

Wouterse's model main equations are given in equations (3.1)-(3.3) and symbols are defined in Table 3 [36]. Equation (3.1) gives the clutch critical force and equation (3.2) gives the critical slip speed. Finally, equation (3.3) is for drawing the clutch torque versus slip speed profile.

Symbol	Definition	Units
$\mu_0$	Magnetic permeability of vacuum	H/m
$c$	Ratio of total contour resistance to resistance of contour part under pole ; $c = \frac{1}{2} \left[ 1 - \frac{\pi^2}{24} \left( \frac{D}{d_{drum}} \right)^2 \right]$	—
$\xi$	Adjustement parameter $\sim 1$	—
$D$	Equivalent diameter of one tooth face	m <sup>2</sup>
$B_0$	Differential magnetic flux density at zero rotational speed ( $B_{max} - B_{min}$ )	T
$\rho$	Electrical resistivity of drum	$\Omega\text{m}$
$\hat{F}_e$	Critical force value	N
$\hat{T}_e$	Critical torque value	Nm
$v_k$	Critical slip speed	m/s

Table 3.3 Definition of symbols in equations 3.1 to 3.3

$$\hat{F}_e = \frac{1}{\mu_0} \sqrt{\frac{c}{\xi}} \frac{\pi}{4} D^2 B_0^2 \sqrt{\frac{x}{D}} = A_2 \sqrt{x} D^{(3/2)} \quad (3.1)$$

$$v_k = \frac{2}{\mu_0} \sqrt{\frac{1}{c\xi}} \frac{\rho}{t_{drum}} \sqrt{\frac{x}{D}} = A_1 \frac{\sqrt{x}}{t_{drum} \sqrt{D}} \quad (3.2)$$

$$T_e(v) = F_e r_{drum} n \frac{2}{\frac{v_k}{v} + \frac{v}{v_k}} = \hat{T}_e \frac{2}{\frac{v_k}{v} + \frac{v}{v_k}} \quad (3.3)$$

The clutch design proceeds with three steps. The first step is to compute the critical torque and critical slip speed from the EV powertrain characteristics which are required by Wouterse's model. The second design step assigns the drum rotor a radius. The third step is to size the toothed rotor teeth using the critical force and the critical slip speed with equations (3.1) and (3.2). Both last design steps have to respect given geometrical and magnetic constraints.

### Computing the Critical Torque and the Critical Slip Speed

The clutch critical torque and critical slip speed must be such that the resulting torque versus slip speed profile (solid line, Figure 3.6) is higher than the required clutch coupling (dash-dotted line) torque in order to perform seamless gearshifts with the AMT. During a gear upshift, eddy currents release significant heat in the drum rotor. Heating increases the drum rotor electrical resistivity, which shifts the clutch torque versus slip speed profile toward higher slip speeds (dashed line). This shift has to be considered when sizing the clutch so that the required coupling torque (dash-dotted line) is always less than the available torque, even when the drum is hot.

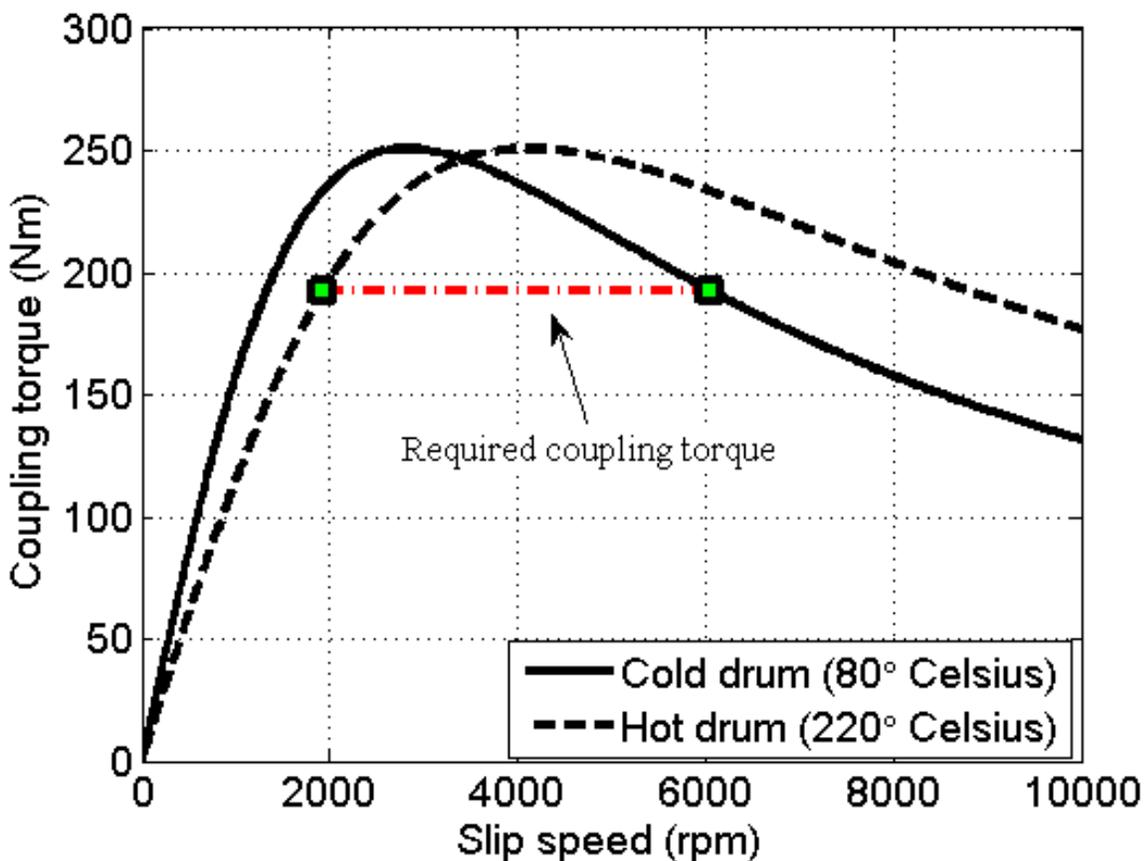


Figure 3.6 Toothed rotor teeth size evaluation based upon the number of teeth, drum rotor thickness and drum rotor radius

The initial and final drum rotor temperatures are unknown and required to compute the critical slip speed. These are assumed to be 80 °C (gearbox operating temperature) and 220 °C (to limit the drum rotor mechanical fatigue), respectively.

The clutch critical slip speed is computed to be 2615 rpm (when the drum rotor is at 80 °C) by using equation (3.4), the hypothetical initial and final drum rotor temperature, and the operating

slip speed range (Table 3.1). The critical torque is computed to be 251 Nm using equation (3.3) and the computed critical slip speed is calculated using the next equation,

$$v_k = \sqrt{\frac{v_{min}v_{max}\rho_{cold}}{\rho_{hot}}} \quad (3.4)$$

### Fixing the Drum Rotor Radius

The second step in the clutch design is to assign the drum rotor a radius ( $r_{drum}$ ). Choosing a drum rotor radius allows to compute the critical force ( $F_e$ ), which is required in the third step to size the toothed rotor teeth.

There exist mechanical and electromagnetic constraints for the physical integration of the drum rotor into the toothed rotor. In particular, the spacing between the drum and toothed rotors (air gap length  $\delta$ ) should not be smaller than 0.5 mm to account for the drum rotor thermal expansion. Also, the distance between the toothed rotor teeth faces ( $x$ ) should not be greater than 5.0 mm (starting value for design) to limit the required MMF for inducing  $B_0$  across the drum rotor.

These design constraints limit the possible radius values that can be assigned to the drum rotor. Equation (3.5) is derived from equations (3.1), (3.2) and (3.3) which allows to evaluate the distance between teeth faces ( $x$ ), as well as the air gap length ( $\delta = x - t_{drum}$ , see Table 1) for various drum rotor radiuses given the critical torque and speed.

$$x = \sqrt{\left(\frac{\hat{T}_e v_k^3}{r_{drum} n A_1^3 A_2}\right) t_{drum}^3} \quad (3.5)$$

A large drum rotor radius ( $r_{drum}$ ) reduces the clutch axial length ( $d_{clutch}$ ) which is beneficial considering the limited total axial length available for retrofitting the clutch into the two-speed AMT. Moreover, the thinner the drum rotor ( $t_{drum}$ ) is the smaller the distance between the pole faces is which lessen the required MMF.  $B_0$  is set to 1.0 T as a starting point similar to what is found in the design of asynchronous electrical machines [29].

Figure 3.7 shows the evaluation of (3.5) for a candidate clutch with 7 teeth ( $n$ ) with restrictions on the air gap length ( $\delta$ ) and on the distance between teeth faces ( $x$ ) applied. The available drum rotor radiuses are limited to the lower-left gray area. A clutch with a 100 mm drum radius and a 1 mm thick drum is a possible design for the clutch.

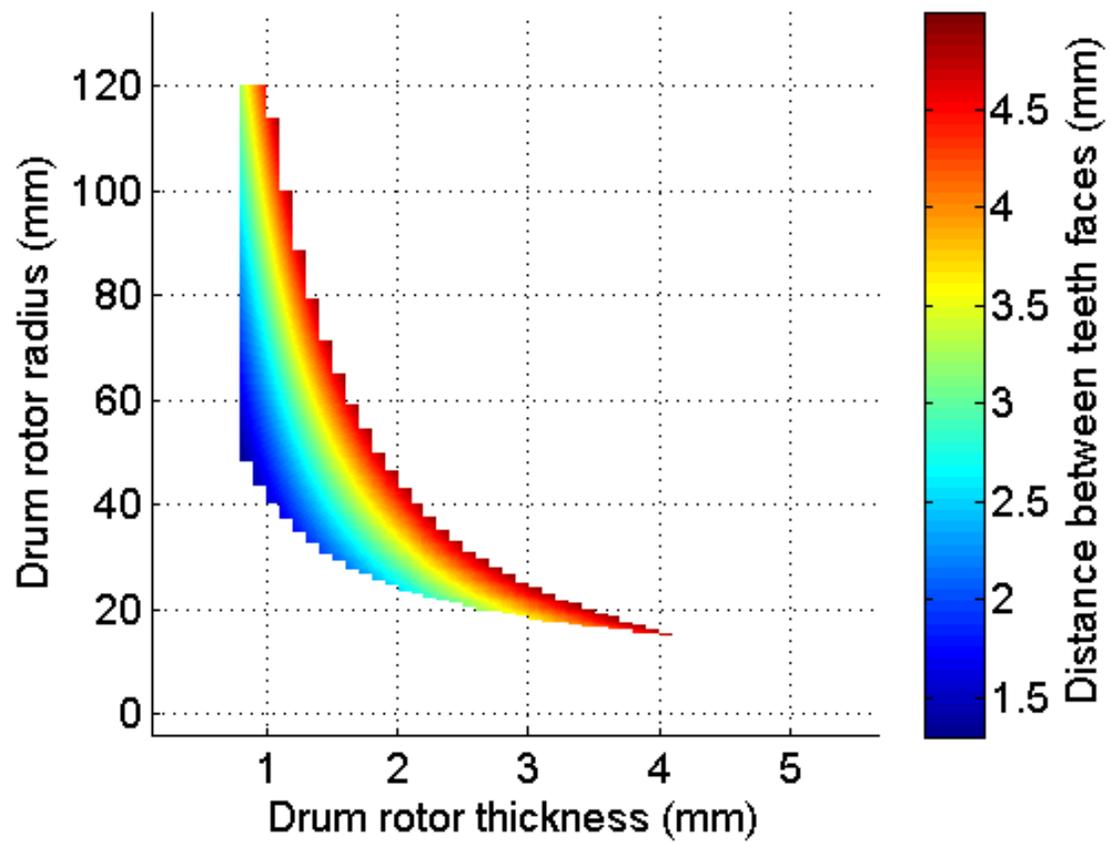


Figure 3.7 Toothed rotor teeth size evaluation based upon the number of teeth, drum rotor thickness and drum rotor radius

### Sizing the Toothed Rotor Teeth

Given the drum rotor radius ( $r_{drum}$ ), the toothed rotor teeth can be sized to obtain the required differential magnetic flux density  $B_0$ . The teeth must not be magnetically saturated ( $< 1.4$  T for AISI 1018 steel) and the drum final temperature should not exceed  $220^\circ C$ . The magnetic flux density inside teeth can be estimated analytically [24]. The drum final temperature depends upon its weight and initial temperature with the energy being released in each shift being constant (given in Table 3.1).

The final drum radius is chosen to be 98.5 mm so the total clutch radius ( $r_{ext}$ , including the stator) does not exceed the maximum possible radius ( $\sim 132mm$ ) for the whole clutch. The impact of teeth sizing can be studied by varying the teeth polar length ( $\alpha$ ) (Figure 3.8). The variable polar length gives a variable teeth axial length ( $d_{teeth}$ ). The drum rotor axial length ( $d_{drum}$ ) is assumed to be 1.5 times the teeth axial length ( $d_{teeth}$ ) to limit the drum length while obtaining higher torque production ( $c \approx 0.408$ , see Table 3.3).

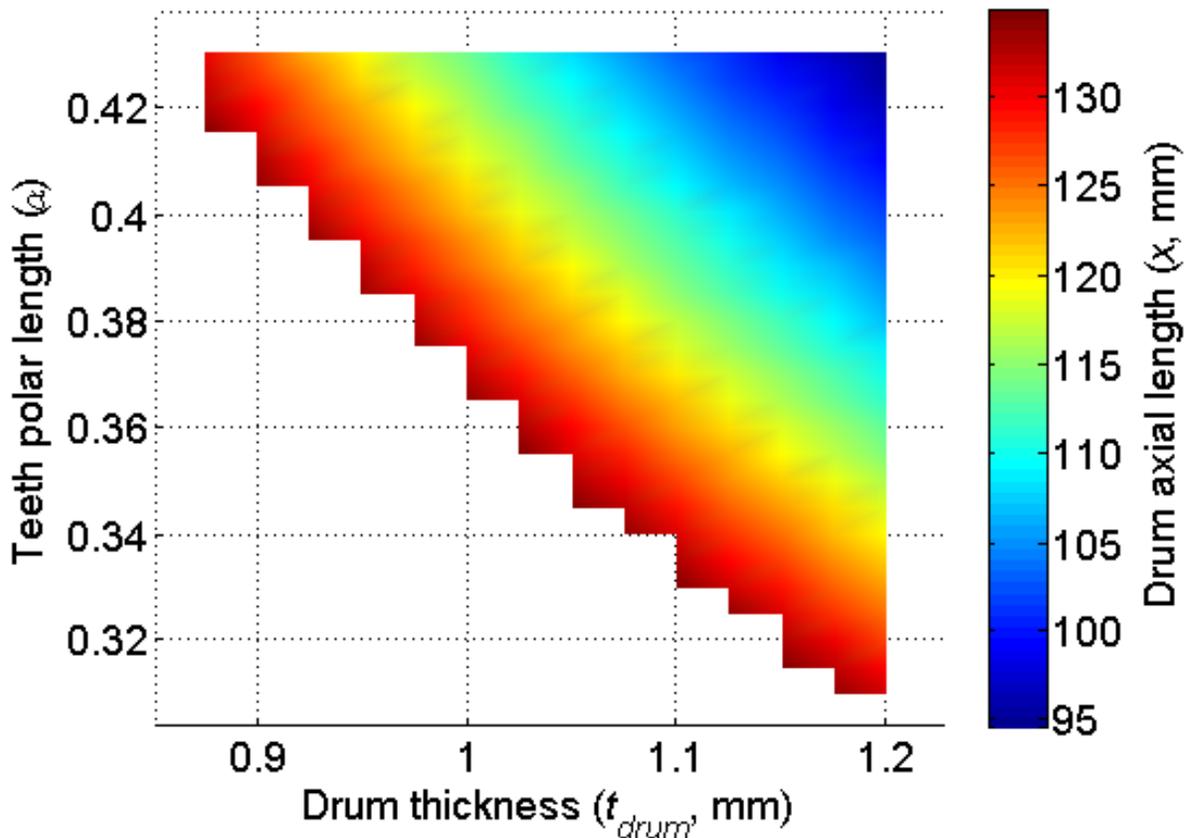


Figure 3.8 Solution space for drum rotor radius = 98.5 mm and toothed rotor with  $n = 7$  teeth

Even when the drum rotor has the largest radius possible, the required drum axial length ( $\sim 94mm$ ) exceeds the physical axial length available for retrofitting the whole clutch ( $\sim 90mm$ ). The clutch drum is made shorter therefore so the complete clutch can be retrofitting into the AMT. The drum is made thicker also in order to not exceed  $220^{\circ}C$  at the end of a gear upshift. The toothed rotor teeth and the clutch final dimensions are presented in Table 3.2.

Figure 3.9 shows the resulting torque versus slip speed profiles for a cold and hot drum rotor using the prototype clutch dimensions. The dash-dotted line indicates the maximum coupling torque over the clutch operating slip speed range. The AMT can perform seamless gear upshifts up to 26.5 kW of traction motor power.

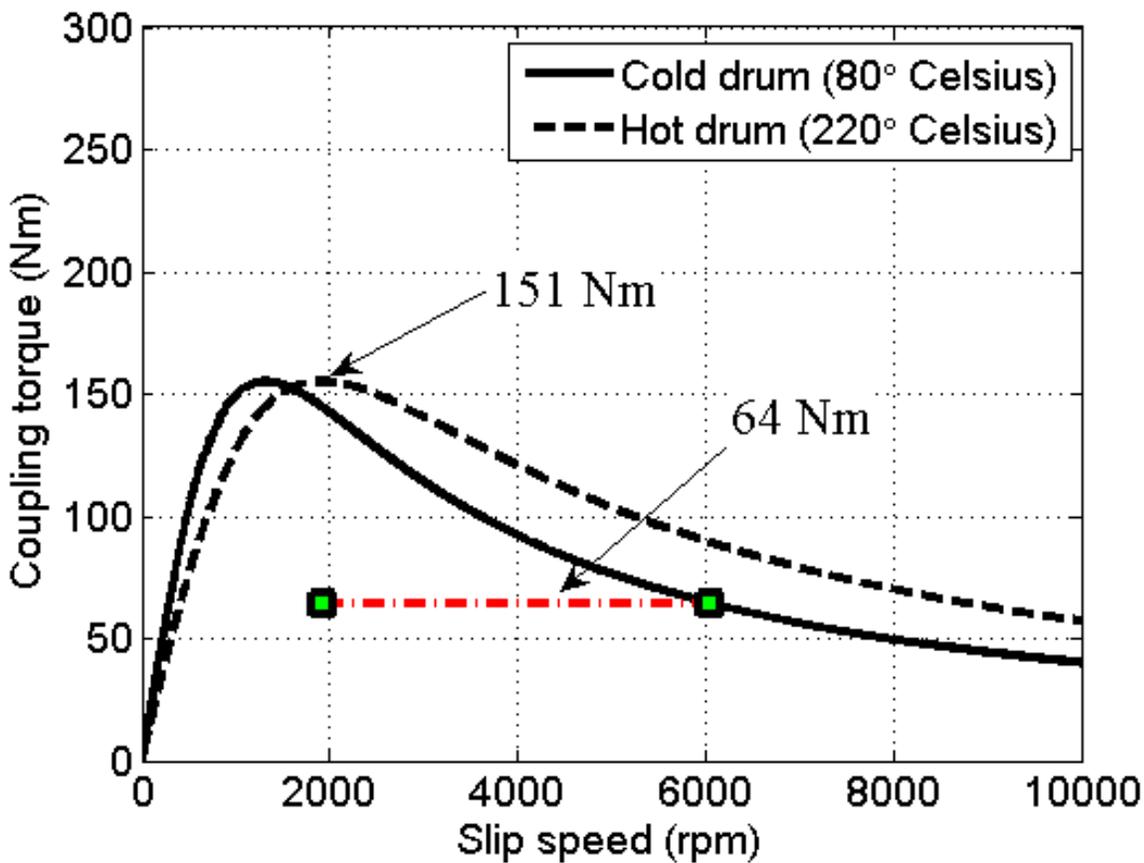


Figure 3.9 Torque versus slip speed profiles

### 3.4.2 FEA of the Magnetic Flux Densities inside the Clutch

A magnetostatic FEA on the clutch magnetic circuit helps to validate that the toothed rotor magnetic circuit can indeed induce the differential magnetic flux density  $B_0$  of 1.0 T across the drum rotor when taking into account the AISI 1018 steel finite magnetic permeability and

the effects of all air gaps. The FEA estimate that the electromagnet must develop 6,800 At and magnetic saturation occurs inside the stator near to its central section, close to the axis of rotation.

The clutch stator has enough space to accommodate an electromagnet with 135 turns of a 16 AWG copper wire. With 135 turns, the electromagnet develops the required 6,800 At using 50 Adc and the maximum activation duration is equal to 12.9 s (computed with  $RI^2$  calculations).

AISI 1018 steel does not have good relative magnetic permeability ( $\sim 500$ ), and has low magnetic flux density saturation point ( $\sim 1.5T$ ) [22]. Figure 3.10 shows the FEA results (COMSOL curves) and the measurements (Meas. curves) of the magnetic flux densities across the drum rotor. The FEA overestimates the differential magnetic flux density compared to measured values due to magnetic saturation near the inner (smaller radius section) of the stator. Thus, a very high current intensity ( $\sim 110Adc$ , which is equal to 14,850 At) is required to induce a differential magnetic flux density  $B_0$  of 1.0 T across the drum. Lowering  $B_0$  magnitude so the stator does not saturates is possible but this reduces the critical force magnitude (equation (3.1)) and resulting clutch critical torque. Further optimization of the clutch magnetic circuit would be required therefore to minimize magnetic saturation in the stator.

The FEA is also used to check if the magnetic flux density is as constant as possible across the two air gaps between the toothed rotor and stator to avoid parasitic torques between the toothed rotor and the stator. Adjusting the thickness of the external/internal drum of the toothed rotor helps making the magnetic flux density inside these air gaps more uniform.

### 3.4.3 Mechanical Fatigue and Thermal Resistance

The clutch mechanical fatigue is evaluated. As with static strengths, the endurance limit (i.e. threshold at  $5 \cdot 10^8$  cycles for non-ferrous alloys) decreases with an increase in temperature and creep is strongly influenced by temperature and stress level. Analytical calculations and FEA on the clutch show that the principal stresses in the drum are centrifugal tensile stresses. The electromagnetic tangential forces induce negligible shear stress at high rotational speed ( $<2$  Mpa at 10,000 rpm). The drum's fatigue life assesment is achieved through road cycle and stress spectrum calculations, rainflow cycle counting method and by application of Miner's linear damage rule [19]. The detailed calculation process can be found in another paper [18].

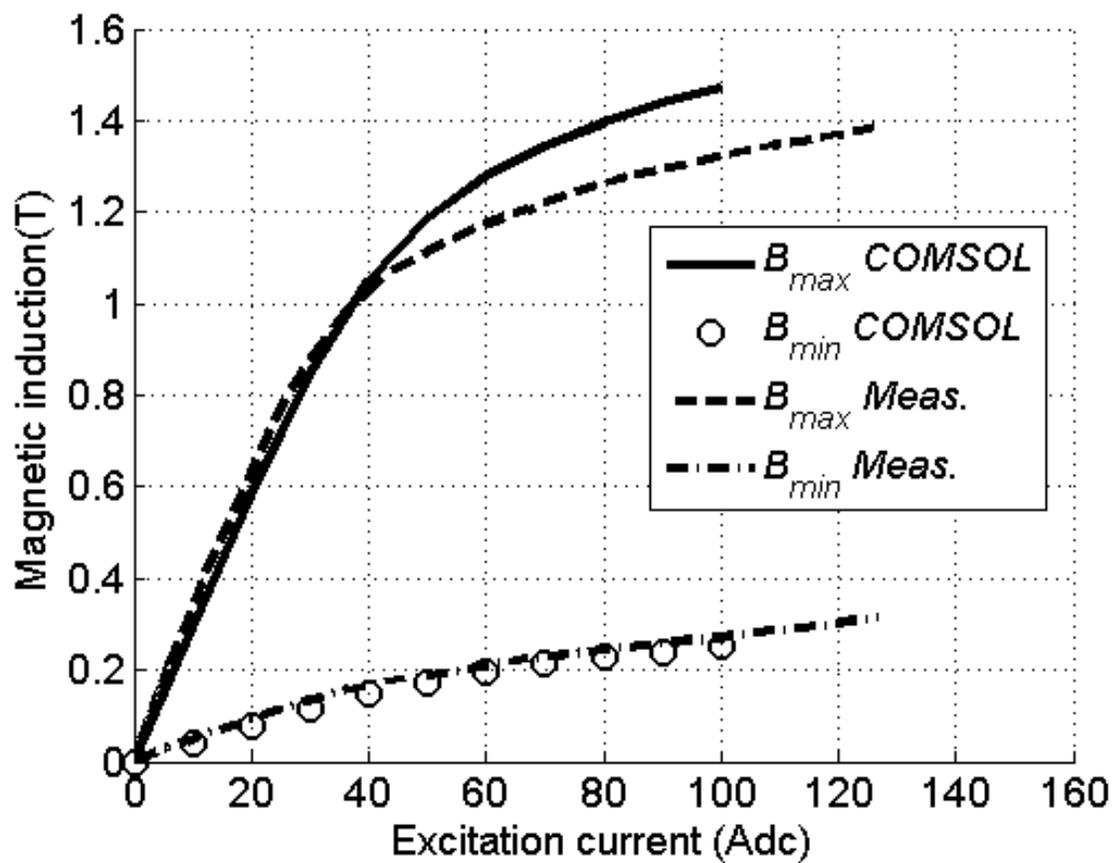


Figure 3.10 Finite-element analysis and measured maximum and minimum magnetic flux density across the drum rotor for various electromagnet excitation current magnitudes

## 3.5 Experimental Results and Validation

### 3.5.1 Reduced-Scale Seamless AMT Laboratory Test Bench Layout

Figure 3.11 and Figure 3.12 show a schematic view and pictures of the transmission test bench. A 27 kW three-phase thyristor rectifier produces the DC high voltage (350 V) required by the electric motors. An electronic DC load dissipates the electrical power generated by the load motor during gearshifts. An H-Bridge powers the eddy current clutch electromagnet. The bridge uses a separate 60 Vdc power supply for technical reasons but it is meant to be plugged to the high voltage DC power bus when used inside an electrical vehicle. The maximum current the bridge can inject into the electromagnet is  $\sim 18A_{dc}$ .

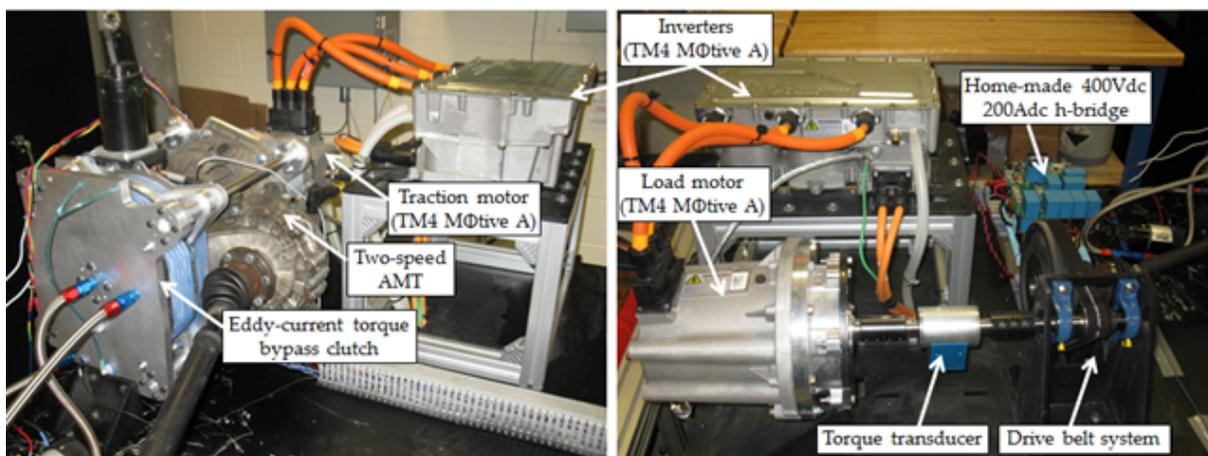


Figure 3.11 Reduced-scale laboratory test bench

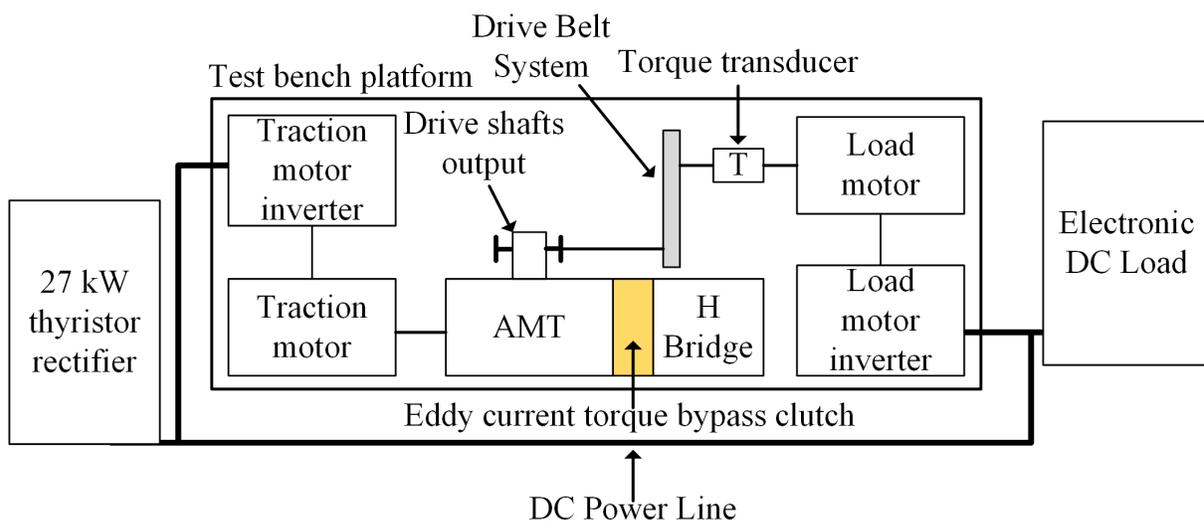


Figure 3.12 Transmission test bench

The load motor emulates loading levels and inertia similar to the electric vehicle on the AMT. The laboratory test bench aims to validate the analytical clutch design as well as the torque fill-in capacity of the AMT during gear upshifts.

### 3.5.2 Clutch Torque Density

As a side note, the prototype clutch weights 25.1 kg and its torque density is equal to 7 Nm/kg. The clutch peak torque is 178 Nm with a  $B_0$  equal to 1.07 T when the excitation current magnitude is 125 Adc. 125 Adc is the highest current intensity that can be injected safely in the electromagnet during 1 second without exceeding the copper wires maximum operating temperature. The eddy current clutch torque density is lower than dry (from 18 Nm/kg to 45 kg/Nm) or wet (18 Nm/kg to 64 Nm/kg) friction clutches [26]. This example shows the minimum torque density the eddy current clutch is expected to have using cheap AISI 1018 steel which has low relative magnetic permeability. The situation can be improved by using materials with greater magnetic relative permeability near the inner (smaller radius section) of the stator or for the toothed rotor teeth (to help channeling greater magnetic flux densities across the drum rotor).

### 3.5.3 Eddy Current Torque Bypass Clutch

Figure 13 shows the Wouterse's Model, the measured (Experimental data) and the corrected Wouterse's Model clutch coupling torque at various slip speeds for a 16 Adc excitation current in the clutch electromagnet.

The drum rotor initial temperature before each test is approximately 50  C (gearbox oil temperature). The differential magnetic flux density  $B_0$  is measured to 460mT. The clutch torque at a given slip speed is measured by activating the clutch at constant speed for a certain amount of time (1s) before reading the coupling torque.

The corrected Wouterse's Model accounts for drum heating during clutch activation using a simple time stepping algorithm. The clutch activation period (1 s) is separated into small time steps (50 s). At each time step, heat dissipated inside the drum is computed. A new drum temperature and electrical resistance are then computed to update the torque versus slip speed profile accordingly.

The maximum measured torque (35.7Nm) differs by less than 5% with Wouterse's maximum torque (36.6Nm). The corrected Wouterse's model differs by less than 15% with measurements at higher slip speeds. This difference is due to the imprecise initial drum temperature which is estimated indirectly by measuring the gearbox oil temperature.

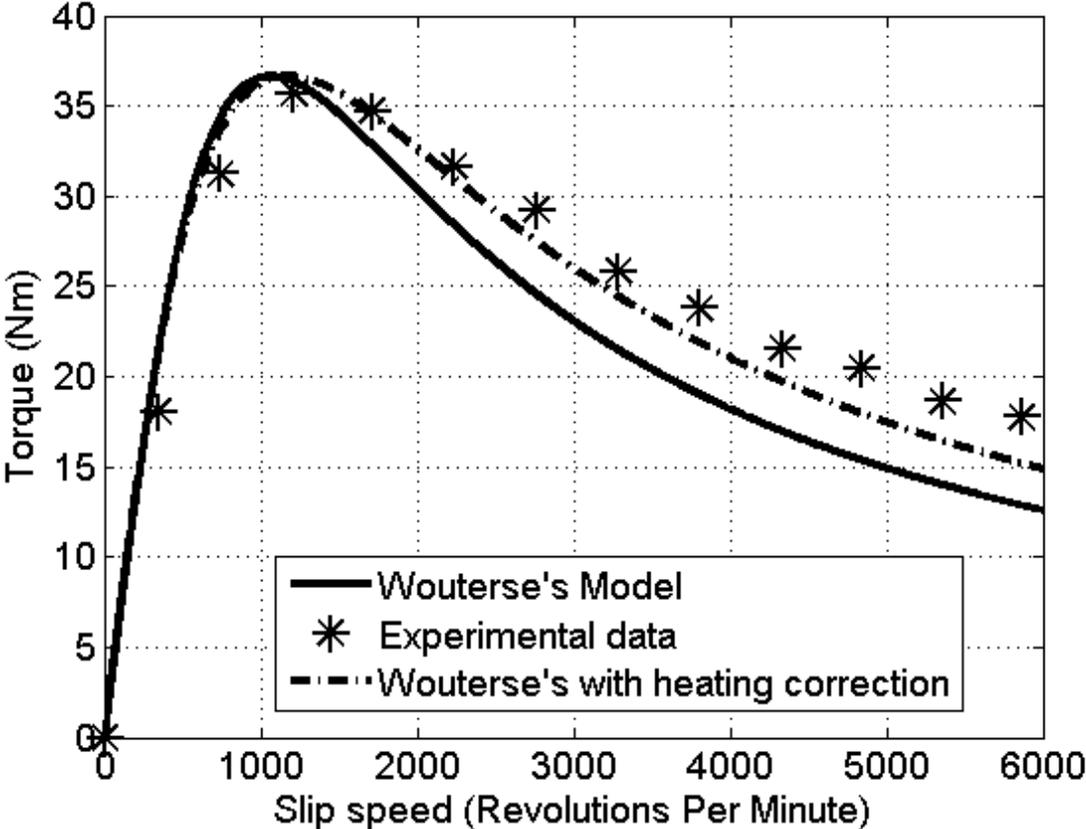


Figure 3.13 Torque versus slip speed measured at 16 Adc of excitation current

Nonetheless, comparison between Wouterse's model and measured torque profiles show that Wouterse's model can estimate the actual torque versus slip speed of the eddy current clutch with sufficient accuracy. The model can be used as a clutch quick design tool. The measured torque versus slip speed profiles validate the proposed design procedure using Wouterse's model.

### 3.5.4 Seamless AMT Gearshift

Figure 3.14 shows a complete gearshift sequence using the clutch with 16 Adc excitation current. The gear upshift is made at lower traction and load motor speeds to make the prototype clutch operates near its peak coupling torque (Figure 3.9) due to the low excitation current that the H-Bridge provides. Both electrical motors are in constant torque mode due to their low rotational speed. Both motors therefore emulate a constant power mode of operation so the clutch operates similarly to its mode of operation described in section Eddy current torque bypass clutch.

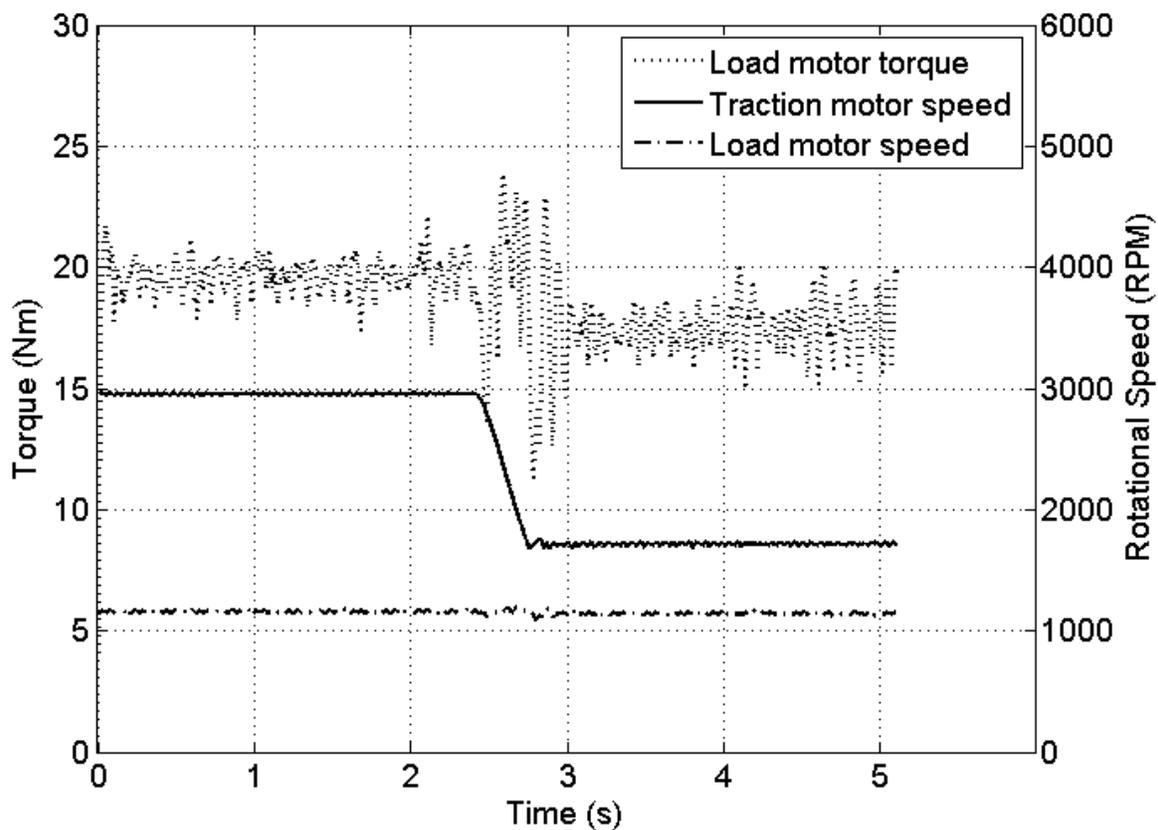


Figure 3.14 Complete gear upshift sequence using the eddy current clutch

The measured load motor torque has transients during the gear upshift (between 2.3 s and 3.0 s). These transients might be due to the use of the clutch in open-loop (no torque control loop),

which may have excited the mechanical resonant modes of the powertrain. This observation is supported by the fact that the traction motor speed is constant and the load motor speed decreases smoothly. Moreover, neither the clutch nor the motor apply a torque while the gear selector is being engaged/disengaged, which may also be a source of excitation for torque transients. Even with these torque transients, the torque fill-in capacity of the eddy current clutch during a gear upshift can be observed.

The eddy current clutch has high controllability. Figure 3.15 shows the electromagnet current step response settling time is in the order of 10 milliseconds. The clutch increases its coupling torque as quickly since the coupling torque is controlled by the electromagnet excitation current. The clutch has better responsiveness than a dry clutch actuation system, which step response settling time is  $70ms$  [10]. The response settling time of the clutch could be further reduced by optimizing the H-Bridge current control loop and by increasing the H-Bridge DC bus voltage.

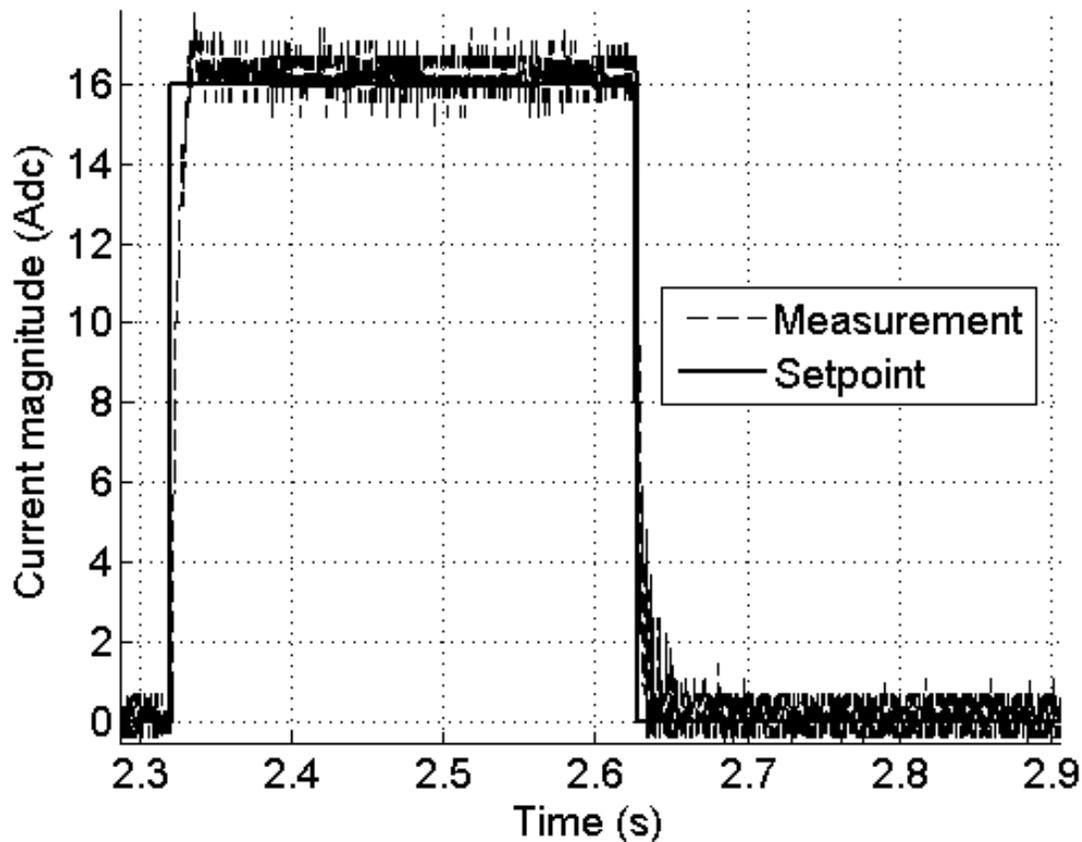


Figure 3.15 Electromagnet current during a gearshift

## 3.6 Summary and Conclusions

This paper proposes to use an eddy current clutch for torque bypass in a seamless AMT in place of conventional mechanical friction clutches. Eddy current clutches are highly controllable, simple to manufacture, low-cost, robust, do not wear and have no off-state torque when not in use. They have a lower torque density than mechanical friction clutches on the other hand, but the situation could be improved by further optimization of the clutch magnetic circuit. An eddy current clutch is designed using requirements from an existing EV test platform with a two-speed custom AMT. The seamless AMT including the eddy current clutch architecture is presented and the gear upshift sequence is explained.

Experimental results show that the clutch can be designed using Wouterse's model. A gear upshift with the clutch installed inside the prototype AMT demonstrates the torque fill-in capacity of the eddy current clutch and seamless gear upshift capacity.

# CHAPITRE 4

## Conclusion

### 4.1 Sommaire

Ce travail porte sur la conception et sur la démonstration expérimentale de la viabilité des embrayages à courants de Foucault en tant qu'embrayage de transfert pour les transmissions manuelles automatisées de type PGT.

Le document présente d'abord les requis techniques de conception. Ces requis sont la plage de vitesse de glissement en opération, le niveau de couple maximal requis et les dimensions physiques maximales que peut occuper l'embrayage pour une réintégration dans un véhicule électrique de test.

Le modèle de Wouterse sert ensuite à déterminer la vitesse et le couple critique de l'embrayage, à poser un rayon pour le tambour de l'induit et à dimensionner le rotor denté. Une étude par éléments finis du champ magnétique dans l'embrayage valide ensuite les résultats de la conception analytique.

Malgré que le modèle de Wouterse soit un modèle simple à une dimension, il capte suffisamment bien la dynamique de l'embrayage pour être applicable comme outil de conception. En effet, un embrayage a été fabriqué et installé sur un banc de test dynamométrique. Son couple maximal a été mesuré à 178 Nm ce qui ne diffère pas plus de 6% avec la valeur de 190 Nm prédite analytiquement.

Après sa caractérisation, l'embrayage a été intégré à une transmission manuelle automatisée pour réaliser des passages de ratio sans interruption du couple. Il a été possible d'effectuer des changements de ratio sans interruption du couple ce qui démontre la viabilité de l'embrayage à courants de Foucault en tant qu'embrayage de déviation.

### 4.2 Contributions

Il a été possible d'effectuer des changements de ratio sans interruption du couple en laboratoire sur la transmission prototype ce qui démontre la viabilité de l'embrayage à courants de Foucault en tant qu'embrayage de déviation.

Un article scientifique est en cours de publication pour communiquer les résultats expérimentaux obtenus. Cet article contribuera de même à augmenter la visibilité de l'Université de Sherbrooke dans le domaine du véhicule électrique.

De façon connexe à ces travaux, une nouvelle architecture de transmission pour les véhicules électriques et hybrides, comprenant des embrayages à courants de Foucault, a été proposée et fait l'objet d'un brevet.

### 4.3 Travaux futurs

Les changements de ratios s'effectuent en boucle ouverte présentement. Le couple du moteur est d'abord réduit à une valeur nulle, le sélecteur de vitesse de la transmission est alors déplacé au point mort avant que l'ordinateur de bord active l'embrayage de transfert pour ralentir le moteur et transférer le couple aux roues. Cette technique produit une brève diminution du couple au début et à la fin de la séquence lors du désengagement/engagement du sélecteur de vitesse. Il faut développer une loi de commande capable de piloter à la fois le couple du moteur électrique, la position du sélecteur de vitesse de même que le couple de l'embrayage à courants de Foucault pour minimiser davantage l'interruption du couple lors du passage des ratios.

Un travail important d'intégration est à compléter pour intégrer la transmission à un véhicule électrique. Il faut embarquer dans la voiture électrique un contrôleur capable de piloter la transmission et son embrayage.

Le prototype de l'embrayage à courants de Foucault utilise un rotor plein. Par exemple, la revue de littérature recense plusieurs autres types de rotors pour les moteurs à induction (fentes axiales, fentes radiales, autres) qui n'ont pas été évalués dans le cadre de cette maîtrise. Il est possible de modifier le rotor de l'embrayage actuel à l'aide de fentes axiales pour augmenter son couple maximal.

# LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] Anwar, S. (2007). Predictive yaw stability control of a brake-by-wire equipped vehicle via eddy current braking. Dans *American Control Conference, 2007. ACC '07*. IEEE, p. 2308–2313.
- [2] Anwar, S. et Stevenson, R. (2006). Torque characteristics analysis of an eddy current electric machine for automotive braking applications. Dans *American Control Conference, 2006*. IEEE, p. 6 pp.–.
- [3] Anwar, S. et Zheng, B. (2007). An antilock-braking algorithm for an eddy-current-based brake-by-wire system. *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, volume 56, numéro 3, p. 1100–1107.
- [4] Biezl (2015). *File :Skineffect reason.svg - Wikimedia Commons*. [http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Skineffect\\_reason.svg](http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Skineffect_reason.svg) (page consultée le 2015-04-06).
- [5] BMW Canada (2015). *BMW i3 : Moteur*. <http://www.bmw.ca/ca/fr/newvehicles/i/i3/2013/showroom/drive.html> (page consultée le 2015-03-30).
- [6] Canova, A. et Vusini, B. (2002). Design of axial eddy current couplers. Dans *Industry Applications Conference, 2002. 37th IAS Annual Meeting. Conference Record of the*. volume 3. IEEE, p. 1914–1921.
- [7] Canova, A. et Vusini, B. (2005). Analytical modeling of rotating eddy-current couplers. *Magnetics, IEEE Transactions on*, volume 41, numéro 1, p. 24–35.
- [8] Carter, F. (1901). Air-gap induction. *Electrical World and Engineer*, p. 884–888.
- [9] Carter, F. (1926). The magnetic field of the dynamo-electric machine. *Institution of Electrical Engineers – Journal*, volume 64, numéro 359, p. 1115 – 1138.
- [10] Deur, J., Ivanovic, V., Herold, Z., Kostelac, M. et Tseng, H. (2012). Dry clutch control based on electromechanical actuator position feedback loop. *International Journal of Vehicle Design*, volume 60, numéro 3-4, p. 305 – 26.
- [11] Dolcini, P. J., Canudas-de Wit, C. et Béchart, H. (2010). *Dry clutch control for automotive applications*. Springer, 144 p.
- [12] Eberleh, B. et Hartkopf, T. (2006). A high speed induction machine with two-speed transmission as drive for electric vehicles. Dans *Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion, 2006. SPEEDAM 2006. International Symposium on*. IEEE, p. 249–254.
- [13] edmunds.com (2015). *2015 smart fortwo Hatchback Features & Specs | Edmunds*. <http://www.edmunds.com/smart/fortwo/2015/hatchback/st-200704763/?tab-id=specs-tab&sub=hatchback> (page consultée le 2015-03-30).

- [14] Edwards, J., Jayawant, B., Dawson, W. et Wright, D. (1999). Permanent-magnet linear eddy-current brake with a nonmagnetic reaction plate. *Electric Power Applications, IEE Proceedings* -, volume 146, numéro 6, p. 627–631.
- [15] Erdelyi, E. A. et Kolatorowicz, E. E. (1961). Model laws of eddy-current couplings for aircraft alternator drives. *American Institute of Electrical Engineers, Part II : Applications and Industry, Transactions of the*, volume 79, numéro 6, p. 438–442.
- [16] Gay, S. et Ehsani, M. (2005). Optimized design of an integrated eddy-current and friction brake for automotive applications. Dans *Vehicle Power and Propulsion, 2005 IEEE Conference*. IEEE, p. 290–294.
- [17] Kluger, M. A. et Long, D. M. (1999). An overview of current automatic, manual and continuously variable transmission efficiencies and their projected future improvements. *SAE Technical Papers*.
- [18] Lacerte, M.-O., Pouliot, G., Plante, J.-S. et Micheau, P. (2014). Design and experimental demonstration of a seamless automated manual transmission using an eddy current torque bypass clutch for electric and hybrid vehicles. *SAE Journal of Alternative Powertrains*, p. 1–11.
- [19] Lechner, G. et Naunheimer, H. (1999). *Automotive transmissions : fundamentals, selection, design and application*. Springer, 717 p.
- [20] Lesobre, A., Ahmedl, A. et Drecq, D. (2001). An analytical dynamic model of eddy-current brakes. Dans *Electric Machines and Drives Conference, 2001. IEMDC 2001. IEEE International*. IEEE, p. 122–125.
- [21] Liu, C., Jiang, K. et Zhang, Y. (2011/08/). Design and use of an eddy current retarder in an automobile. *International Journal of Automotive Technology*, volume 12, numéro 4, p. 611 – 16.
- [22] Meeker, D. (2014). *Finite Element Method Magnetics : HomePage*. <http://www.femm.info/wiki/HomePage> (page consultée le 2014-12-14).
- [23] Mohammadi, S., Mirsalim, M. et Vaez-Zadeh, S. (2014). Nonlinear modeling of eddy-current couplers. *Energy Conversion, IEEE Transactions on*, volume 29, numéro 1, p. 224–231.
- [24] Mukherji, K. et Neville, S. (1971). Magnetic permeance of identical double slotting. deductions from analysis by f.w. carter. *Electrical Engineers, Proceedings of the Institution of*, volume 118, numéro 9, p. 1257–1268.
- [25] Nissan Canada Inc. (2015). *Caractéristiques de la voiture Nissan LEAF MD 2015 | Nissan Canada*. <http://www.nissan.ca/fr/electric-cars/leaf/versions-specs/> (page consultée le 2015-03-30).
- [26] Ogura Industrial Corp. (2015). *Ogura Industrial Corp*. <http://www.ogura-clutch.com/> (page consultée le 2014-12-14).

- [27] Ooi, B.-T. et White, D. (1970). Traction and normal forces in the linear induction motor. *Power Apparatus and Systems, IEEE Transactions on*, volume PAS-89, numéro 4, p. 638–645.
- [28] Prasad, M., Sardar, A. et Mubashir, S. (2011). Transmission technologies : An indian perspective. Dans *Symposium on International Automotive Technology, SIAT 2011*. SAE.
- [29] Pyrhonen, J., Jokinen, T. et Hrabovcova, V. (2009). *Design of Rotating Electrical Machines*, 2<sup>e</sup> édition. John Wiley & Sons, 584 p.
- [30] Razavi, H. et Lamperth, M. (2006). Eddy-current coupling with slotted conductor disk. *Magnetics, IEEE Transactions on*, volume 42, numéro 3, p. 405–410.
- [31] Rinderknecht, S. et Meier, T. (2010). Electric power train configurations and their transmission systems. Dans *Power Electronics Electrical Drives Automation and Motion (SPEE-DAM), 2010 International Symposium on*. IEEE, p. 1564–1568.
- [32] Sibeud, J. (1986). Embrayage mixte à friction et courants de foucault et son procédé de commande.
- [33] Tesla Motors (2015). *Model S Specifications | Tesla Motors*. <http://www.teslamotors.com/support/model-s-specifications> (page consultée le 2015-03-30).
- [34] Vertical Scope Inc. (2015). *2014 Chevrolet Spark EV Review : Car Reviews*. <http://www.autoguide.com/manufacturer/chevrolet/2014-chevrolet-spark-ev-review-2726.html> (page consultée le 2015-03-30).
- [35] Wheals, J., Turner, A., Ramsay, K., O’Neil, A., Bennett, J. et Fang, H. (2007). Double clutch transmission (dct) using multiplexed linear actuation technology and dry clutches for high efficiency and low cost. *SAE Technical Papers*.
- [36] Wouterse, J. (1991). Critical torque and speed of eddy current brake with widely separated soft iron poles. *Electric Power Applications, IEE Proceedings B*, volume 138, numéro 4, p. 153–158.
- [37] Wu, G., Zhang, X. et Dong, Z. (2013). Impacts of two-speed gearbox on electric vehicle’s fuel economy and performance. *SAE Technical Papers*, volume 2.
- [38] Yamasaki, M., Konno, H., Kuroiwa, H. et Ozaki, N. (2005). Automated manual transmission with torque assist mechanism for reducing shift shock. *SAE Technical Papers*.
- [39] Zhou, X., Walker, P., Zhang, N. et Zhu, B. (2013). Performance improvement of a two speed ev through combined gear ratio and shift schedule optimization. *SAE Technical Papers*, volume 2.





