

MODÉLISATION DES EFFORTS DANS UNE TRANSMISSION PAR CHAÎNE DE VÉLO DE PISTE. APPLICATION AU CALCUL DE RENDEMENT.

Author: Gabriel Lanaspéze¹ gabriel.lanaspéze@insa-lyon.fr
Co-auteurs: Lionel Manin¹, Fabrice Ville¹, Jérôme Cavoret¹

¹ Univ Lyon, INSA Lyon, CNRS, LaMCoS, UMR5259, 69621 Villeurbanne, France

Conférence Sciences²⁰²⁴: saison 2021

<https://sciences2024.polytechnique.fr>

May 28, 2021

Mots clefs: Transmission par chaîne, tension, rendement.

1 Introduction

Les transmissions par chaîne sont utilisées depuis la fin du 19^{ème} siècle, la plupart du temps pour relier deux arbres distincts de manière synchronisée.

Ce type de transmission est utilisé sur les vélos (notamment en cyclisme sur piste) afin de transmettre la puissance fournie par l'athlète sur le plateau, via les pédales, au pignon, solidaire de la roue arrière.

Ces transmissions utilisent, la plupart du temps, des chaînes dites "à rouleaux" (Figure 1).

En cyclisme sur piste, la victoire ou la défaite peut se jouer pour une fraction de seconde dans des courses qui peuvent durer plusieurs minutes. Dans ce contexte, le moindre gain d'efficacité, si petit soit-il constitue un atout non négligeable pour un athlète. Cette constatation justifie le besoin pour une étude du rendement des transmissions par chaîne utilisées dans ce type de vélos.

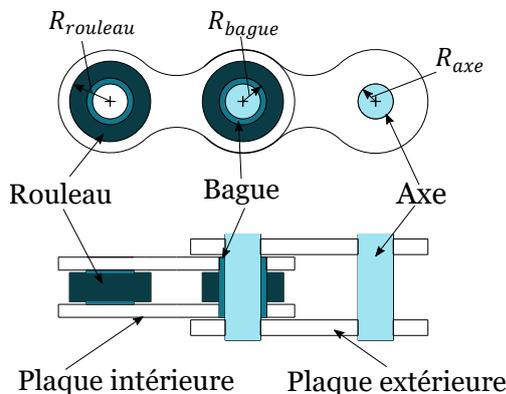


Figure 1: Eléments constitutifs d'une chaîne à rouleaux

Dans une transmission par chaîne, la principale source de dissipation d'énergie se trouve aux points d'engrènement et de désengrènement de la chaîne (Figure 2), sur le plateau et le pignon, au sein de l'articulation des maillons. De ce fait, la modélisation

de ce phénomène constitue le cœur des études existantes sur le sujet [1], [2], [3].



Figure 2: Exemple de transmission de vélo de piste

Cependant, d'autres phénomènes susceptibles de dissiper de l'énergie (vibration des brins, déplacement rouleau – dent, etc.) peuvent apparaître [4], [5], mais leur influence sur le rendement reste négligée.

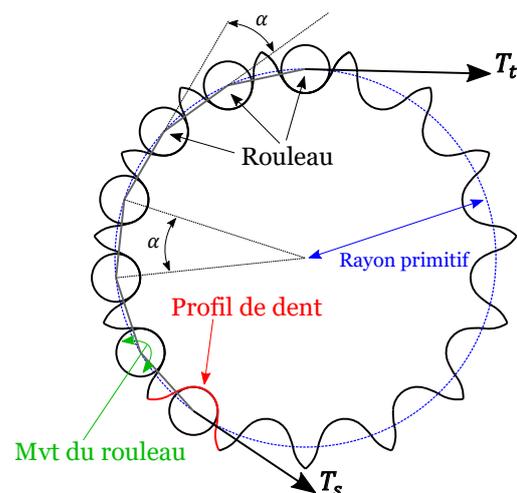


Figure 3: Enroulement d'une chaîne autour d'un pignon

Cette étude s'intéresse aux pertes dues au mouvement des rouleaux par rapport au pignon (Figure 3). Le but étant de déterminer s'il est justifié de négliger cette source de dissipation dans le contexte des transmissions par chaîne appliquées au cyclisme sur piste.

2 Méthode utilisée

L'étude théorique présentée ici constitue une première estimation de la perte d'énergie due au déplacement relatif entre le rouleau et la dent.

Le calcul des pertes dues au déplacement du rouleau sur la denture du plateau et du pignon implique de connaître les conditions présentes au niveau du contact entre un rouleau et la dent associée. Il faut notamment connaître les efforts transmis dans ce contact, mais également le mouvement du rouleau le long du profil de la dent. L'estimation de ces deux caractéristiques est présentée ci-après.

3 Modèles

Afin de calculer les efforts mis en jeu au niveau des contacts, le modèle de tension développé par Lodge est utilisé [1]. Ce modèle offre un bon compromis entre précision et complexité. Il permet, connaissant la tension des brins tendu et mou, T_t et T_s , de calculer l'évolution des forces de tension dans les maillons, appelées T_i , ainsi que des efforts dent – rouleau, appelés P_i (Figure 4).

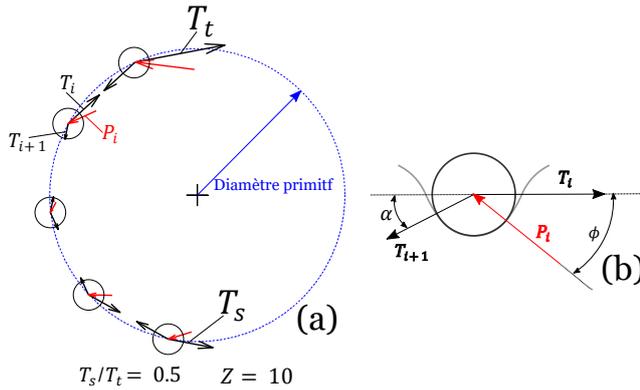


Figure 4: Exemple de distribution d'effort sur un pignon (a) et sur un rouleau (b)

L'estimation des pertes dues au mouvement rouleau – dent nécessite la détermination du mouvement du rouleau. Le modèle de Lodge, utilisé pour le calcul de tension, ne permet pas d'obtenir cette information car il considère que les rouleaux, en contact avec un pignon, se trouvent à chaque instant en fond de dent dans la position dite « seated » (Figure 5).

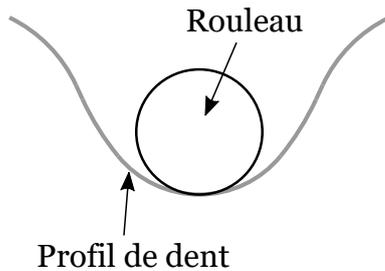


Figure 5: Rouleau "seated", positionné en fond de dent (l'écart entre le profil de dent et le rouleau est accentué)

Une estimation de la distance parcourue par le rouleau

sur le fond de dent peut être obtenue à partir des travaux de Kim [4]. La méthode utilisée permet de connaître précisément la position du rouleau le long du profil de dent, repérée par l'abscisse curviligne η , au cours de la rotation de la transmission. Pour une chaîne en condition normale d'utilisation (i.e. sans risque de saut de chaîne) le rouleau parcourt, durant son passage sur un pignon, environ la distance L_{trajet} , tel qu'illustré Figure 6.

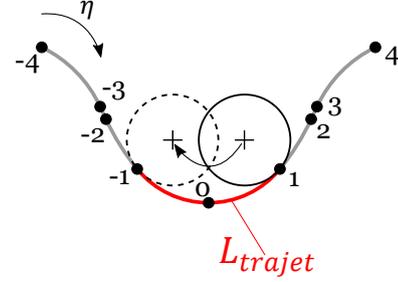


Figure 6: Exemple de mouvement possible du rouleau de la position $\eta = 1$ à $\eta = -1$

Il est supposé que le rouleau roule sans glisser le long du profil et que le glissement n'intervient qu'au niveau du contact rouleau – bague (Figure 1). Ainsi, la perte associée peut être estimée comme suit (en supposant des frottements de Coulomb) :

$$W_{rouleau} = P_{moy} \cdot \theta_{rouleau} \cdot R_{bague} \cdot \mu_1 \quad (1)$$

Avec:

- P_{moy} , la moyenne des efforts rouleau – dent.
- $\theta_{rouleau} = L_{trajet}/R_{rouleau}$, l'angle de rotation du rouleau.
- μ_1 , le coefficient de frottement dynamique dans le contact rouleau – bague.

Par ailleurs, la perte due à l'articulation des maillons lors de l'engrènement et du désengrènement peut être estimée par ([1], [2], [3]) :

$$W_{engrènement} = \mu_2 \cdot \alpha \cdot R_{axe} \cdot T \quad (2)$$

Avec:

- $\alpha = 360/Z$, l'angle d'articulation du pignon.
- R_{axe} , Le rayon de l'axe (Figure 1).
- T , la force de tension dans le contact (ici T_t ou T_s).
- μ_2 , le coefficient de frottement dynamique dans le contact axe – bague.

4 Résultats

La combinaison du modèle de tension de Lodge et des travaux de Kim permet d'estimer les pertes imputables aux articulations et au mouvement rouleau - dent. Ces pertes peuvent être comparées afin de vérifier si le fait de négliger la seconde constitue une hypothèse raisonnable lors de l'étude du rendement d'une transmission par chaîne.

Afin d'effectuer cette comparaison, les pertes imputables à une liaison entre deux maillons (i.e. : axe, bague, rouleau) durant une rotation complète de la transmission sont calculées. Durant son trajet, l'articulation va engendrer de la dissipation aux points d'engrènement (appelées « pertes engrènement ») ainsi que lors du mouvement du rouleau (appelées « pertes rouleau »).

Au final, la proportion imputable à chaque source de dissipation peut être représentée dans un diagramme secteur. Un exemple est donné Figure 7 pour une configuration de transmission classique.

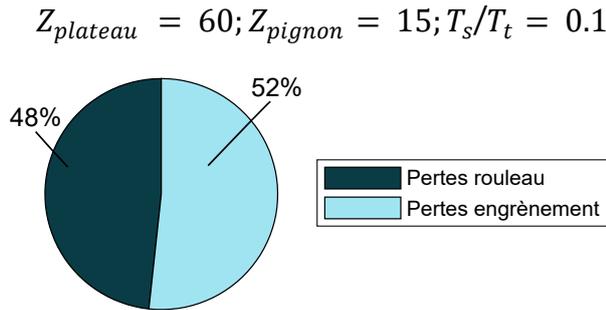


Figure 7: Proportion des différentes sources de pertes

Les coefficients μ_1 et μ_2 sont ici supposés égaux. Ainsi, la proportion entre les deux sources de pertes est indépendante de ces facteurs.

Les deux sources de pertes ont une contribution similaire. L'hypothèse énonçant que la dissipation d'énergie due au mouvement du rouleau le long du profil de dent est négligeable ne semble donc pas justifiée, dans le cadre des transmissions de vélos de piste.

Néanmoins, l'estimation des pertes dues au mouvement du rouleau est fortement dépendante de la valeur des quantités L_{trajet} et P_{moy} qui doivent donc être estimées au plus juste.

5 Conclusions et perspectives

La combinaison de différentes approches existantes montre qu'il est possible d'estimer la perte engendrée par le mouvement des rouleaux le long du profil de dent lors du fonctionnement d'une transmission par chaîne.

En comparant cette estimation aux pertes imputables aux articulations des maillons à l'engrènement et au dégrènement, il apparaît que les ordres de grandeurs sont similaires. Une prise en compte précise de cette perte semble donc indispensable afin d'étudier le rendement des transmissions par chaîne.

De ce fait, pouvoir calculer de manière précises (et non plus estimer) les quantités influentes, tel que L_{trajet} et P_{moy} constitue la prochaine étape logique. Cela pourrait être réalisé en étudiant une approche combinant un modèle de tension de chaîne (type Lodge) avec un modèle de positionnement de rouleau (type Kim).

Par ailleurs, une étude plus poussée des phénomènes de frottement pourra être menée afin de correctement évaluer μ_1 et μ_2 .

6 Remerciements

Ce travail est financé par un contrat doctoral de l'INSA Lyon et s'inscrit dans le cadre du projet THPCA2024 soutenu par l'ANR.

References

- [1] C. J. Lodge and S. C. Burgess. A model of the tension and transmission efficiency of a bush roller chain. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 216(4):385–394, 2002. ISSN 09544062. doi: 10.1243/0954406021525179.
- [2] James B Spicer, Christopher J.K. Richardson, Michael J. Ehrlich, Johanna R Bernstein, Masahiko Fukuda, and Masao Terada. Effects of frictional loss on bicycle chain drive efficiency. *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, 123(4):598–605, 2001. ISSN 10500472. doi: 10.1115/1.1412848.
- [3] M. D. Kidd. *Bicycle chain efficiency*. PhD thesis, Heriot-Watt University, Scotland, 2000.
- [4] Mahn Shik Kim and Glen E. Johnson. Mechanics of roller chain-sprocket contact: a general modelling strategy. In *American Society of Mechanical Engineers, Design Engineering Division (Publication) DE*, volume 43 pt 2, 1992.
- [5] S. Mahalingam. Transverse vibrations of power transmission chains. *British Journal of Applied Physics*, 8(4), 1957. ISSN 05083443. doi: 10.1088/0508-3443/8/4/303.