N° d'ordre: 04 ISAL 0017 Année 2004

Thèse

Etude des relations entre le comportement et la fabrication des synchronisateurs des boîtes de vitesses manuelles

présentée devant
L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

pour obtenir
le grade de docteur

Ecole doctorale : Mécanique, Energetique, Génie Civil, Acoustique (MEGA)

Spécialité : Mécanique

par
László LOVAS

Soutenue le 22 mars 2004 devant la Commission d'examen

Jury

DÖBRÖCZÖNI Ádám	Professeur, Université de Miskolc	Invité
ELEŐD András	Professeur, USTE-Budapest	Invité
GOGU Grigore	Professeur, IFMA	Rapporteur
MÁRIALIGETI János	Professeur, USTE-Budapest	Co-directeur
PLAY Daniel	Professeur, INSA-Lyon	Directeur associé
RIGAL Jean-François	Professeur, INSA-Lyon	Co-directeur
SARTOR Marc	Professeur, INSA-Toulouse	Rapporteur

Laboratoires de recherche:
INSA-Lyon: Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides
USTE-Budapest: Départment des Eléments et des Transmissions de Véhicules

INSA DE LYON
DEPARTEMENT DES ETUDES DOCTORALE
Septembre 2003

Ecoles Doctorales et Diplômes d'Etudes Approfondies

habilités pour la période 1999-2003

ECOLES DOCTORALES n° code national	RESPONSABLE PRINCIPAL	CORRESPONDANT INSA	DEA INSA n° code national	RESPONSABLE DEA INSA
CHIMIE DE LYON (Chimie, Procédés, Environnement) EDA206	M. D. SINOU UCBL1 04.72.44.62.63 Sec 04.72.44.62.64 Fax 04.72.44.81.60	**M. R. GOURDON** 87.53 Sec 84.30 Fax 87.17	Chimie Inorganique **910643**	
			Sciences et Stratégies Analytiques **910634**	
			Sciences et Techniques du Déchet **910675**	M. R. GOURDON Tél 87.53 Fax 87.17
ECONOMIE, ESPACE ET MODELISATION DES COMPORTEMENTS (E^2MC) EDA417	M.A. BONNAFOUS LYON 2 04.72.72.64.38 Sec 04.72.72.64.03 Fax 04.72.72.64.48	**Mme M. ZIMMERMANN** 60.91 Fax 87.96	Villes et Sociétés **911218**	Mme M. ZIMMERMANN Tél 60.91 Fax 87.96
			Dimensions Cognitives et Modélisation **992678**	M. L. FRECON Tél 82.39 Fax 85.18
ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE (E.E.A.) EDA160	**M. D. BARBIER** INSA DE LYON 85.47 Fax 60.82		Automatique Industrielle **910676**	M. M. BETEMPS Tél 85.59 Fax 85.35
			Dispositifs de l'Electronique Intégrée **910696**	M. D. BARBIER Tél 85.47 Fax 60.82
			Génie Electrique de Lyon **910065**	M. J.P. CHANTE Tél 87.26 Fax 85.30
			Images et Systèmes **992254**	Mme I. MAGNIN Tél 85.63 Fax 85.26
EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE , MODELISATION (E2M2) EDA403	**M. J.P FLANDROIS** UCBL1 04.78.86.31.50 Sec 04.78.86.31.52 Fax 04.78.86.31.49	**M. S. GRENIER** 79.88 Fax 85.34	Analyse et Modélisation des Systèmes Biologiques **910509**	M. S. GRENIER Tél 79.88 Fax 85.34
INFORMATIQUE ET INFORMATION POUR LA SOCIETE (EDIIS) EDA 407	**M. L. BRUNIE** INSA DE LYON 87.59 Fax 80.97		Documents Multimédia, Images et Systèmes d'Information Communicants **992774**	M. A. FLORY Tél 84.66 Fax 85.97
			Extraction des Connaissances à partir des Données **992099**	M. J.F. BOULICAUT Tél 89.05 Fax 87.13
			Informatique et Systèmes Coopératifs pour l'Entreprise **950131**	M. A. GUINET Tél 85.94 Fax 85.38
INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTE (EDISS) EDA205	**M. A.J. COZZONE** UCBL1 04.72.72.26.72 Sec 04.72.72.26.75 Fax 04.72.72.26.01	**M. M. LAGARDE** 82.40 Fax 85.24	Biochimie **930032**	M. M. LAGARDE Tél 82.40 Fax 85.24
MATERIAUX DE LYON UNIVERSITE LYON 1 EDA 034	**M. J. JOSEPH** ECL 04.72.18.62.44 Sec 04.72.18.62.51 Fax 04.72.18.60.90	**M. J.M. PELLETIER** 83.18 Fax 85.28	Génie des Matériaux : Microstructure, Comportement Mécanique, Durabilité **910527**	M. J.M.PELLETIER Tél 83.18 Fax 85.28
			Matériaux Polymères et Composites **910607**	M. H. SAUTEREAU Tél 81.78 Fax 85.27
			Matière Condensée, Surfaces et Interfaces **910577**	M. G. GUILLOT Tél 81.61 Fax 85.31
MATHEMATIQUES ET INFORMATIQUE FONDAMENTALE (Math IF) EDA 409	**M. F. WAGNER** UCBL1 04.72.43.27.86 Fax 04.72.43.00.35	**M. J. POUSIN** 88.36 Fax 85.29	Analyse Numérique, Equations aux dérivées partielles et Calcul Scientifique **910281**	M. G. BAYADA Tél 83.12 Fax 85.29
MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE (MEGA) EDA162	**M. F. SIDOROFF** ECL 04.72.18.61.56 Sec 04.72.18.61.60 Fax 04.78.64.71.45	**M. G.DALMAZ** 83.03 Fax 04.72.89.09.80	Acoustique **910016**	M. J.L. GUYADER Tél 80.80 Fax 87.12
			Génie Civil **992610**	M. J.J.ROUX Tél 84.60 Fax 85.22
			Génie Mécanique **992111**	M. G. DALMAZ Tél 83.03 Fax 04.78.89.09.80
			Thermique et Energétique **910018**	M. J. F. SACADURA Tél 81.53 Fax 88.11

En grisé : Les Ecoles doctorales et DEA dont l'INSA est établissement principal

Novembre 2003

INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

***Directeur* : STORCK A.**

***Professeurs* :**

AMGHAR Y.	LIRIS
AUDISIO S.	PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE
BABOT D.	CONT. NON DESTR. PAR RAYONNEMENTS IONISANTS
BABOUX J.C.	GEMPPM***
BALLAND B.	PHYSIQUE DE LA MATIERE
BAPTISTE P.	PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS
BARBIER D.	PHYSIQUE DE LA MATIERE
BASKURT A.	LIRIS
BASTIDE J.P.	LAEPSI****
BAYADA G.	MECANIQUE DES CONTACTS
BENADDA B.	LAEPSI****
BETEMPS M.	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
BIENNIER F.	PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS
BLANCHARD J.M.	LAEPSI****
BOISSE P.	LAMCOS
BOISSON C.	VIBRATIONS-ACOUSTIQUE
BOIVIN M. (Prof. émérite)	MECANIQUE DES SOLIDES
BOTTA H.	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Développement Urbain
BOTTA-ZIMMERMANN M. (Mme)	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Développement Urbain
BOULAYE G. (Prof. émérite)	INFORMATIQUE
BOYER J.C.	MECANIQUE DES SOLIDES
BRAU J.	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Thermique du bâtiment
BREMOND G.	PHYSIQUE DE LA MATIERE
BRISSAUD M.	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
BRUNET M.	MECANIQUE DES SOLIDES
BRUNIE L.	INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION
BUFFIERE J-Y.	GEMPPM***
BUREAU J.C.	CEGELY*
CAMPAGNE J-P.	PRISMA
CAVAILLE J.Y.	GEMPPM***
CHAMPAGNE J-Y.	LMFA
CHANTE J.P.	CEGELY*- Composants de puissance et applications
CHOCAT B.	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Hydrologie urbaine
COMBESCURE A.	MECANIQUE DES CONTACTS
COURBON	GEMPPM
COUSIN M.	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures
DAUMAS F. (Mme)	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Energétique et Thermique
DJERAN-MAIGRE I.	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL
DOUTHEAU A.	CHIMIE ORGANIQUE
DUBUY-MASSARD N.	ESCHIL
DUFOUR R.	MECANIQUE DES STRUCTURES
DUPUY J.C.	PHYSIQUE DE LA MATIERE
EMPTOZ H.	RECONNAISSANCE DE FORMES ET VISION
ESNOUF C.	GEMPPM***
EYRAUD L. (Prof. émérite)	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
FANTOZZI G.	GEMPPM***
FAVREL J.	PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS
FAYARD J.M.	BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS
FAYET M.	MECANIQUE DES SOLIDES
FAZEKAS A.	GEMPPM
FERRARIS-BESSO G.	MECANIQUE DES STRUCTURES
FLAMAND L.	MECANIQUE DES CONTACTS
FLEURY E.	CITI
FLORY A.	INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATIONS
FOUGERES R.	GEMPPM***
FOUQUET F.	GEMPPM***
FRECON L.	REGROUPEMENT DES ENSEIGNANTS CHERCHEURS ISOLES
GERARD J.F.	INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES
GERMAIN P.	LAEPSI****
GIMENEZ G.	CREATIS**
GOBIN P.F. (Prof. émérite)	GEMPPM***
GONNARD P.	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
GONTRAND M.	PHYSIQUE DE LA MATIERE
GOUTTE R. (Prof. émérite)	CREATIS**
GOUJON L.	GEMPPM***
GOURDON R.	LAEPSI****.
GRANGE G.	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
GUENIN G.	GEMPPM***
GUICHARDANT M.	BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE
GUILLOT G.	PHYSIQUE DE LA MATIERE

GUINET A.	PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS
GUYADER J.L.	VIBRATIONS-ACOUSTIQUE
GUYOMAR D.	GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE
HEIBIG A.	MATHEMATIQUE APPLIQUEES DE LYON
JACQUET-RICHARDET G.	MECANIQUE DES STRUCTURES
JAYET Y.	GEMPPM***
JOLION J.M.	RECONNAISSANCE DE FORMES ET VISION
JULLIEN J.F.	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures
JUTARD A. (Prof. émérite)	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
KASTNER R.	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Géotechnique
KOULOUMDJIAN J.	INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION
LAGARDE M.	BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE
LALANNE M. (Prof. émérite)	MECANIQUE DES STRUCTURES
LALLEMAND A.	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Energétique et thermique
LALLEMAND M. (Mme)	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Energétique et thermique
LAUGIER A.	PHYSIQUE DE LA MATIERE
LAUGIER C.	BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE
LAURINI R.	INFORMATIQUE EN IMAGE ET SYSTEMES D'INFORMATION
LEJEUNE P.	UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE
LUBRECHT A.	MECANIQUE DES CONTACTS
MASSARD N.	INTERACTION COLLABORATIVE TELEFORMATION TELEACTIVITE
MAZILLE H.	PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE
MERLE P.	GEMPPM***
MERLIN J.	GEMPPM***
MIGNOTTE A. (Mle)	INGENIERIE, INFORMATIQUE INDUSTRIELLE
MILLET J.P.	PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE
MIRAMOND M.	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Hydrologie urbaine
MOREL R.	MECANIQUE DES FLUIDES ET D'ACOUSTIQUES
MOSZKOWICZ P.	LAEPSI****
NARDON P. (Prof. émérite)	BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS
NELIAS D.	LAMCOS
NIEL E.	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
NORMAND B.	GEMPPM
NORTIER P.	DREP
ODET C.	CREATIS**
OTTERBEIN M. (Prof. émérite)	LAEPSI****
PARIZET E.	VIBRATIONS-ACOUSTIQUE
PASCAULT J.P.	INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES
PAVIC G.	VIBRATIONS-ACOUSTIQUE
PECORARO S.	GEMPPM***
PELLETIER J.M.	GEMPPM***
PERA J.	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Matériaux
PERRIAT P.	GEMPPM***
PERRIN J.	INTERACTION COLLABORATIVE TELEFORMATION TELEACTIVITE
PINARD P. (Prof. émérite)	PHYSIQUE DE LA MATIERE
PINON J.M.	INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION
PLAY D.	MECANIQUE
PONCET A.	PHYSIQUE DE LA MATIERE
POUSIN J.	MODELISATION MATHEMATIQUE ET CALCUL SCIENTIFIQUE
PREVOT P.	INTERACTION COLLABORATIVE TELEFORMATION TELEACTIVITE
PROST R.	CREATIS**
RAYNAUD M.	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Transferts Interfaces et Matériaux
REDARCE H.	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
RETIF J-M.	CEGELY*
REYNOUARD J.M.	UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures
RICHARD C.	LGEF
RIGAL J.F.	MECANIQUE DES SOLIDES
RIEUTORD E. (Prof. émérite)	MECANIQUE DES FLUIDES
ROBERT-BAUDOUY J. (Mme) (Prof. émérite)	GENETIQUE MOLECULAIRE DES MICROORGANISMES
ROUBY D.	GEMPPM***
ROUX J.J.	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON – Thermique de l'Habitat
RUBEL P.	INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION
SACADURA J.F.	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Transferts Interfaces et Matériaux
SAUTEREAU H.	INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES
SCAVARDA S.	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
SOUIFI A.	PHYSIQUE DE LA MATIERE
SOUROUILLE J.L.	INGENIERIE INFORMATIQUE INDUSTRIELLE
THOMASSET D.	AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE
THUDEROZ C.	ESCHIL – Equipe Sciences Humaines de l'Insa de Lyon
UBEDA S.	CENTRE D'INNOV. EN TELECOM ET INTEGRATION DE SERVICES
VELEX P.	MECANIQUE DES CONTACTS
VERMANDE P. (Prof émérite)	LAEPSI
VIGIER G.	GEMPPM***
VINCENT A.	GEMPPM***
VRAY D.	CREATIS**
VUILLERMOZ P.L. (Prof. émérite)	PHYSIQUE DE LA MATIERE

***Directeurs de recherche C.N.R.S.* :**

BERTHIER Y.	MECANIQUE DES CONTACTS
CONDEMINE G.	UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE
COTTE-PATAT N. (Mme)	UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE
ESCUDIE D. (Mme)	CENTRE DE THERMIQUE DE LYON
FRANCIOSI P.	GEMPPM***
MANDRAND M.A. (Mme)	UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE
POUSIN G.	BIOLOGIE ET PHARMACOLOGIE
ROCHE A.	INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES
SEGUELA A.	GEMPPM***
VERGNE P.	LAMCOS

***Directeurs de recherche I.N.R.A.* :**

FEBVAY G.	BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS
GRENIER S.	BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS
RAHBE Y.	BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS

***Directeurs de recherche I.N.S.E.R.M.* :**

KOBAYASHI T.	PLM
PRIGENT A.F. (Mme)	BIOLOGIE ET PHARMACOLOGIE
MAGNIN I. (Mme)	CREATIS**

** **CEGELY*** *CENTRE DE GENIE ELECTRIQUE DE LYON*
***** CREATIS*** *CENTRE DE RECHERCHE ET D'APPLICATIONS EN TRAITEMENT DE L'IMAGE ET DU SIGNAL*
******GEMPPM*** *GROUPE D'ETUDE METALLURGIE PHYSIQUE ET PHYSIQUE DES MATERIAUX*
*******LAEPSI*** *LABORATOIRE D'ANALYSE ENVIRONNEMENTALE DES PROCEDES ET SYSTEMES INDUSTRIELS*

Etude des relations entre le comportement et la fabrication des synchronisateurs des boîtes de vitesse manuelles

Résumé

Les synchronisateurs assurent le changement de vitesses dans les boîtes de vitesses manuelles. Leur structure, leur fonctionnement, et des problèmes de fonctionnement sont présentés à travers le synchronisateur de type Borg-Warner. Des modèles mathématiques des phénomènes applicables à la description du fonctionnement sont recueillis, puis incorporés dans un logiciel de simulation numérique. Les résultats de la simulation, confrontés aux résultats de mesures sur banc d'essais de fonctionnement de synchronisateur, permettent d'expliquer les origines de la deuxième bosse d'effort de changement, phénomène clé pour l'agrément de passage de vitesses. De même, les simulations mettent en relief le rôle du comportement dynamique du synchronisateur. Le stick-slip, facteur d'excitation interne, a un effet décisif sur la définition de l'instant de la fin de l'interdiction de passage. La discussion des résultats permet de proposer des améliorations d'intérêt pratique.

Mots clés:

Automobile, boîte de vitesses, synchronisation, simulation numérique, stick-slip

Study of the relations between behaviour and fabrication of manual gearbox synchronizers

Abstract

Synchronizers allow gear changing in manual gearboxes. Their structure, their behaviour as well as problems of behaviour are presented using the Borg-Warner type synchroniser. Mathematical models of phenomena which can be used for description of the behaviour are collected, and then included in numerical simulation software. Simulation results, compared to measured data on synchronizer test rig, allow explaining reasons of the double bump, key phenomenon for the feel of gear changing. Then, simulations highlight the importance of the dynamical behaviour of the synchronizer. Stick-slip, as a main component of the internal excitation, determines the moment of the end of the indexing phase. Discussion of the results permits to suggest improvements of practical use.

Keywords:

Car, gearbox, synchronisation, numerical simulation, stick-slip

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé dans le cadre d'une thèse en cotutelle entre l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon et l'Université des Sciences Techniques et Economiques de Budapest, Hongrie. Les laboratoires d'accueil des deux institutions sont le Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides de l'INSA-Lyon et le Département des Eléments et de Transmissions de Véhicule de l'USTE-Budapest.

Je tiens tout d'abord à remercier très chaleureusement Messieurs les Professeurs Jean-François RIGAL et MÁRIALIGETI János pour m'avoir accueilli au sein de leurs équipes respectives et d'avoir accepté d'assumer la co-direction de ce travail de recherche. Je tiens également à remercier Monsieur le Professeur Daniel PLAY pour avoir suivi de près le déroulement des trois années de recherche, ainsi que pour avoir accepté d'être membre du jury.

Je suis profondément reconnaissant à Messieurs les Professeurs Grigore GOGU de l'Institut Français de Mécanique Appliquée, et Marc SARTOR de l'INSA de Toulouse pour avoir accepté d'être les rapporteurs de ce travail et de faire partie du jury.

Je remercie très sincèrement Messieurs les Professeurs DÖBRÖCZÖNI Ádám de l'Université de Miskolc, Hongrie, et ELEŐD András de l'USTE-Budapest d'avoir accepté d'être membres du jury.

Je tiens à remercier Messieurs les Professeurs Robert PROGRI, René GRAS et Jean BLOUËT de l'ISMCM pour leurs précieux conseils qui ont largement facilité la compréhension du sujet.

Je voudrais remercier Monsieur le Professeur Daniel NELIAS, Messieurs les Maîtres de Conférence Michel LARACINE, Tarek MABROUKI, et Michel QUERRY ainsi que Monsieur Laurent DESHAYES, PhD pour leur disponibilité, et leur soutien scientifique et moral durant les années de recherche.

Enfin, je remercie également la Société FEDERAL MOGUL Sintered Products pour les discussions que j'ai pu avoir au début de ce travail de recherche et pour m'avoir donné accès à des résultats d'essais.

Családomnak

A ma famille

TABLE DES MATIÈRES

INTRODUCTION GÉNÉRALE

CHAPITRE I: INTRODUCTION

CHAPITRE II: MODÉLISATION DU COMPORTEMENT

CHAPITRE III: OUTIL DE SIMULATION NUMÉRIQUE ET VALIDATION EXPÉRIMENTALE

CHAPITRE IV: CONFRONTATION DES RESULTATS DES MESURES ET DE SIMULATION NUMÉRIQUE, ÉTUDE DES RÉSULTATS

CONCLUSION GÉNÉRALE, AMÉLIORATIONS POSSIBLES

BIBLIOGRAPHIE

ANNEXE 1: ÉTUDE DE L’EFFET DE L’ARCHITECTURE DE LA BOÎTE SUR LE CHANGEMENT DE VITESSES

ANNEXE 2: SOLLICITATIONS DES SYNCHRONISATEURS

ANNEXE 3: CALCUL DE LA PÉRIODE DU FROTTEMENT VISQUEUX

ANNEXE 4: MODÈLE DU STICK-SLIP

ANNEXE 5: DESCRIPTION DU LOGICIEL (ÉTAT ACTUEL)

NOMENCLATURE

A surface

a_{ax} accélération axiale

a_{tg} accélération tangentielle

b demi-longueur de la génératrice du cône

E module d'élasticité

F_{ax} force axiale

$F_{ax,bague}$ force axiale exercée sur la bague lors de la séparation de la bague du cône de la roue

F_{tg} force tangentielle

F_p facteur de positivité

f_1 coefficient de frottement sur les cônes

f_2 coefficient de frottement sur les chanfreins du baladeur et de la bague de synchronisateur

f_3 coefficient de frottement sur les chanfreins du baladeur et de la roue

f_s coefficient de frottement sur les cônes à la fin de la synchronisation

f_v coefficient de frottement sur les cônes au début de la synchronisation

h distance normale entre surfaces en approche

i rapport des vitesses angulaires de l'arbre mené et menant

k_1 amortissement du mécanisme de changement à l'intérieur de la boîte de vitesses

k_2 amortissement du mécanisme de changement à l'extérieur de la boîte de vitesses

M_1 couple de frottement de synchronisation sur les cônes

M_2 couple de dévirage sur les chanfreins

M_{perte} couple venant des pertes dans la boîte de vitesses

m_1 masse du mécanisme de changement à l'intérieur de la boîte de vitesses

m_2 masse du mécanisme de changement à l'extérieur de la boîte de vitesses

N force normale sur le chanfrein du baladeur

N_{dyn} force normale sur le chanfrein du baladeur, venant du comportement dynamique de la chaîne de transmission

N_2 force normale sur la surface latérale des griffes de la bague de synchronisateur

n nombre des gorges sur la surface conique de la bague de synchronisateur

$n_{ut,min}$ vitesse de rotation minimale utile du moteur

$n_{ut,max}$ vitesse de rotation maximale utile du moteur

P puissance

p pression

Q chaleur

q flux de chaleur

R_a rugosité des surfaces coniques

Re nombre de Reynolds

r rayon effectif du pneu de la roue

r_1 rayon moyen des cônes

r_2 rayon moyen des griffes

S variable de Stribeck

s raideur

s_1 raideur du mécanisme de changement à l'intérieur de la boîte de vitesses

s_2 raideur du mécanisme de changement à l'extérieur de la boîte de vitesses

T température

t temps

x déplacement axial

y déplacement tangentiel

v_{ax} vitesse axiale du baladeur

v_{tg} vitesse tangentielle sur les surfaces coniques

α angle de cône du synchronisateur

β angle du chanfrein du côté des cannelures du baladeur

β_{des} angle du chanfrein du côté des cannelures du baladeur, sens descente des vitesses

β_{mon} angle du chanfrein du côté des cannelures du baladeur, sens montée des vitesses

$\Delta\alpha$ erreur d'angle de conicité entre la bague de synchronisateur et le cône de la roue

φ angle de dévirage, correspondant au déplacement tangentiel

ε_R accélération tangentielle de la roue

η_{mech} rendement mécanique

θ_R inertie à synchroniser, contenant celle de la roue et des pièces de la transmission réduites à la roue

κ angle d'antilâcher sur les cannelures du baladeur

μ	viscosité
ν	coefficient de Poisson
ξ	indicateur de position relative aléatoire des rangées des griffes
ρ	densité
ρ_1	angle de cône de frottement correspondant à f_1
ρ_2	angle de cône de frottement correspondant à f_2
ρ_3	angle de cône de frottement correspondant à f_3
σ	coefficient de partage de la chaleur
ω_C	vitesse angulaire du baladeur
ω_R	vitesse angulaire de la roue synchronisée
ω_e	vitesse angulaire de l'arbre d'entrée de la boîte de vitesses
ω_m	vitesse angulaire du moteur
ω_s	vitesse angulaire de l'arbre de sortie de la boîte de vitesses
ω_{s1}	vitesse angulaire de l'engrenage de la $1^{ère}$ vitesse sur l'arbre d'entrée de la boîte de vitesses
ω_{s2}	vitesse angulaire de l'engrenage de la $2^{ème}$ vitesse sur l'arbre d'entrée de la boîte de vitesses

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

Le synchronisateur de boîte de vitesses à commande manuelle a été présenté en 1928 par Chrysler. Depuis, son principe de fonctionnement a conquis le monde de l'automobile. Le synchronisateur est utilisé par chaque constructeur, et il est produit en grande série pour l'industrie automobile. Quoiqu'il soit connu sous son aspect technologique et utilisé depuis longtemps, son fonctionnement en détail (synchronisation et toutes les autres phases) n'est pas connu et décrit de façon utile pour les nouvelles générations de produit.

Les études concernant le comportement du synchronisateur se sont concentrées pour la majeure partie sur l'étude du contact par frottement des surfaces coniques, et la validation de ces études s'est faite par voie expérimentale. Ces dernières années, les demandes sont orientées vers la notion de système et tournés vers l'étude plus générale du comportement du synchronisateur. Des études ont été poursuivies, des modèles de simulation numérique réalisés à l'aide de grands logiciels de simulation sont publiés, validés par des mesures. L'approche globale restait à un niveau de description aussi global.

Ce travail s'inscrit dans la même lignée: l'étude et la simulation numérique du fonctionnement global du synchronisateur. Mais avec un niveau de description beaucoup plus fin et une réflexion sur les phénomènes physiques élémentaires. Le point de départ de ce travail est l'étude bibliographique, en parallèle avec l'étude minutieuse des mesures effectuées dans les essais, et des pièces mêmes du synchronisateur. Ceci faisant, le but de cette première partie du travail était la compréhension la plus complète possible du comportement. Par la suite, la recherche et l'élaboration des modèles d'événements élémentaires, susceptibles de se produire durant le fonctionnement ont été menées. Les modèles de description du comportement des événements élémentaires ont été reliés et inclus dans un logiciel de simulation numérique du comportement global. Les résultats de la simulation, confrontés aux résultats des mesures, ont permis de justifier la validité de l'approche, de quantifier des effets notamment sur les forces d'actionnement, et de faire avancer la compréhension du processus de changement de vitesse.

Le premier chapitre propose une description des pièces constituant le synchronisateur. Puis, les phases successives de fonctionnement sont présentées. Enfin, les différents problèmes de fonctionnement sont mentionnés d'après la bibliographie. Une grande attention est consacrée à l’étude du problème de la deuxième bosse (effort de manœuvre lors de l’enclenchement final de la vitesse).

Le deuxième chapitre présente les différents modèles élaborés pour la synchronisation, ainsi que les modèles des événements élémentaires applicables lors du changement de vitesses.

Le troisième chapitre commence avec la présentation de la structure du logiciel de simulation numérique. Ensuite, on présente les moyens de mesure, et quelques observations à partir des données mesurées.

Le quatrième chapitre contient la validation des résultats de simulation numérique par les résultats de mesure obtenus au cours d’essais. Ceci permet de continuer la réflexion sur le fonctionnement et de proposer l’étude des phénomènes d’excitation interne lors du fonctionnement du synchronisateur. Les résultats de la simulation issus de cette proposition expliquent une nouvelle composante du craquement des synchronisateurs lors du changement des vitesses.

L’originalité du travail que nous présentons dans cette thèse provient:

- de l’introduction de la description de phénomènes physiques comme le coincement et la déformation des bagues de synchronisateur et comme le stick-slip intervenant lors du glissement relatif entre pièces,
- de l’articulation et de l’interaction entre les différents modèles élémentaires pour obtenir une description globale.

Ce travail a été réalisé dans le cadre d’un contrat de co-tutelle de thèse entre l’INSA de Lyon et l’Université des Sciences Techniques et Economiques de Budapest, Hongrie.

CHAPITRE I: INTRODUCTION

Chapitre I: Introduction

I-1. Problématique

En 2000, 58 millions de voitures ont été produites dans le monde. La quasi totalité de ces véhicules est équipée de moteurs à combustion interne. Malgré de nombreux avantages, il faut quand même noter que leur puissance n'est utilisable que dans un domaine restreint de nombre de tours. Ainsi, les voitures disposent généralement d'une transmission par engrenages qui adapte le nombre de tours du moteur. Afin de disposer d'une zone utile de vitesses suffisamment large, par exemple de 5 à 155 km/h, on a besoin de plusieurs rapports de transmission. Ces rapports de transmission sont appelées «vitesses», et sont obtenus dans une boîte de vitesses.

On distingue deux types de boîtes de vitesses : manuelles ou automatiques. Dans le cas d'une voiture avec boîte de vitesses manuelle, c'est le conducteur qui choisit et enclenche, ou fait enclencher par l'intermédiaire d'un robot, le rapport de transmission. Dans le cas des boîtes de vitesses automatiques, cela se fait en fonction des caractéristiques d'avancement de la voiture, mais sans intervention humaine du conducteur.

Les ventes de boîtes de vitesses automatiques se concentrent principalement aux Etats-Unis et au Canada. Dans ces pays, l'essence est relativement bon marché, les voitures peuvent être de forte cylindrée et grande puissance, et la plage de vitesse de rotation des moteurs est restreinte. Ainsi dans ces pays, on utilise largement (99 %) des boîtes de vitesses à convertisseur de couple hydraulique et à trains épicycloïdaux malgré le poids important et le bas rendement (85- 90%).

Dans le reste du monde, on préfère généralement les boîtes de vitesses manuelles (Fig. I-1). Elles se composent d'engrenages hélicoïdaux avec des axes parallèles fixés. Les boîtes de vitesses manuelles sont légères, moins chères, plus faciles à entretenir et de bon rendement (de l'ordre de 98% avec deux couples d'engrenages en prise). Elles conviennent mieux aux voitures de petite et moyenne cylindrées où le moteur a une plage de vitesse de rotation plus large.

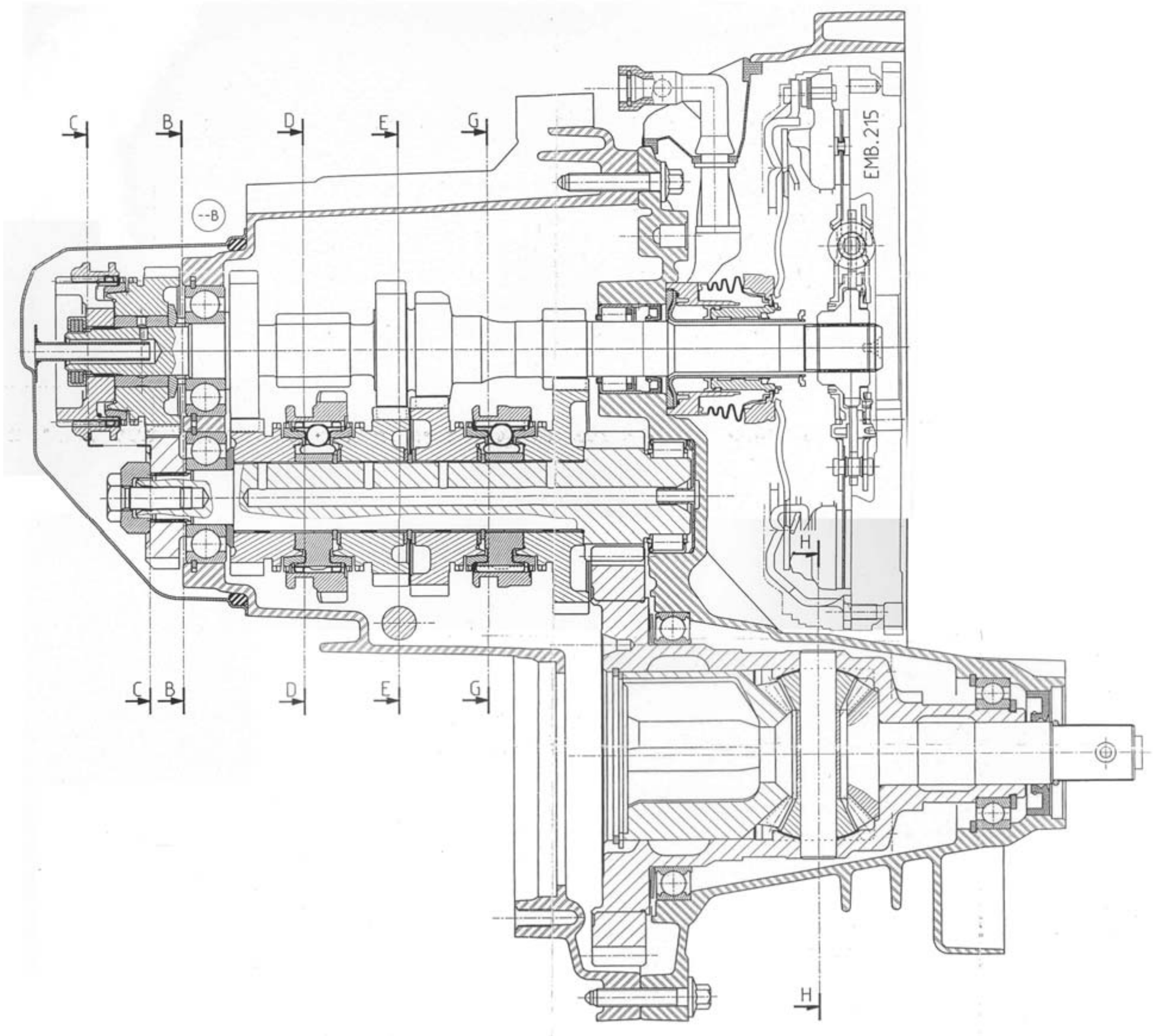


Figure I-1a Boîte de vitesses manuelle (Renault JH)

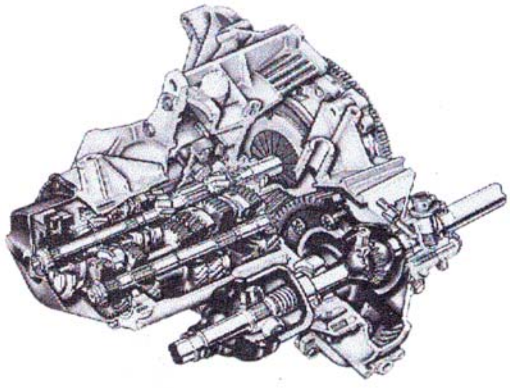


Figure I-1b Boîte de vitesses manuelle

Ces dernières années, en Europe, de nouvelles générations de boîtes de vitesses ont été introduites sur le marché [1], [10]. Ces boîtes sont soit à variation continue de vitesse (CVT), soit des boîtes de vitesses manuelles robotisées. Les boîtes CVT utilisent une courroie métallique tirante ou une chaîne à maillons poussants montée sur des poulies à diamètres variables. Ainsi, on peut obtenir un nombre infini de rapports entre deux limites de transmission fixées. Le rapport le plus adapté aux conditions de circulation et de stratégie de chargement de moteur est choisi. Théoriquement, cette boîte CVT serait la solution idéale. En pratique, on a besoin d'une commande sophistiquée qui utilise une commande hydraulique à haute pression pour faire varier le rapport rapidement, en fonction du besoin. En plus, comme la puissance totale est transmise par frottement, cela exige l'utilisation des matières chères et des technologies de qualité, tout en limitant la puissance transmissible. La fabrication en série de telles boîtes nécessite des technologies nouvelles. Enfin, le rendement des boîtes CVT est plus bas que celui des boîtes manuelles à cause de l'entraînement des équipements auxiliaires indispensables tels que la pompe à haute pression.

Contrairement aux boîtes CVT, la boîte mécanique robotisée utilise un maximum de pièces et de technologies déjà connues. En principe, il s'agit de l'addition d'un mécanisme électro-hydraulique de commande au lieu du mécanisme de levier de vitesses. Ce mécanisme nécessite de l'énergie seulement pour la durée des changements de vitesse. En ce qui concerne le reste de la boîte, elle est strictement analogue aux boîtes classiques de grande série.

Des simulations récentes [1] ont montré, qu'une boîte robotisée de 7 vitesses est capable d'assurer les mêmes caractéristiques dynamiques qu'une boîte CVT. En plus, le public européen ne se sent pas dépaysé, car le régime moteur reste proportionnel à la vitesse du véhicule, ce qui n'est pas le cas pour une boîte CVT. Enfin, le rendement d'une boîte robotisée dépasse celui d'une boîte CVT en utilisation quotidienne.

Ceci est important du point de vue de l'application des nouvelles normes anti-pollution. En effet, ces normes de plus en plus sévères, obligent les constructeurs à utiliser des moteurs de cylindrée de plus en plus petite. Pour conserver la dynamique des véhicules, des boîtes à 6-7 vitesses doivent être accouplées à ces moteurs. La commande robotisée permet d'exploiter à fond les capacités du couple «petit moteur-beaucoup de vitesses», et assure une diminution jusqu'à 25% de la consommation standard par rapport à un groupe motopropulseur traditionnel [1].

En résumé, le pilotage robotisée des boîtes manuelles a de nombreux avantages. Cependant, il faut veiller à ce que les synchronisateurs de vitesse ne soient pas surchargés lors des changements de rapports de vitesse. Jusqu'à maintenant, ils étaient conçus pour un maniement avec opérateur humain, l'homme perçoit et traite les problèmes de changement éventuels. Dans le cas d'une robotisation, les ordinateurs le font seulement s'ils sont programmés pour cela. Les conditions de changement de rapport peuvent devenir importantes, et pour pouvoir ce faire, il faut décrire et prévoir le comportement des synchronisateurs en détail.

Un facteur déterminant pour le fonctionnement des synchronisateurs est le type et l'architecture de la boîte de vitesses. Pour les véhicules particuliers, on utilise deux types d'architecture de boîte de vitesses: celle à prise directe, avec 3 arbres, et celle à 2 arbres. Les particularités des deux architectures sont les suivantes. Pour boîtes à prise directe (Fig. I-2):

- Arbres d'entrée et de sortie coaxiales,
- Meilleur rendement de vitesse de prise directe, car il n'y a pas d'engrenages chargés,
- La puissance transmise passe par deux engrenages dans chaque vitesse, sauf en prise directe.

En général, cette architecture est utilisée pour des motorisations moyennes et fortes. Dans ce cas, le moteur, ainsi que la boîte, sont disposés parallèlement avec l'axe de symétrie du véhicule (Fig.I-3).

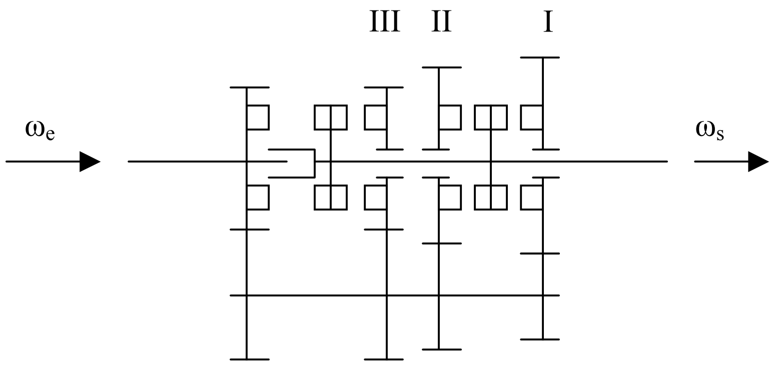


Fig. I-2 Schéma d'une boîte de vitesses à prise directe

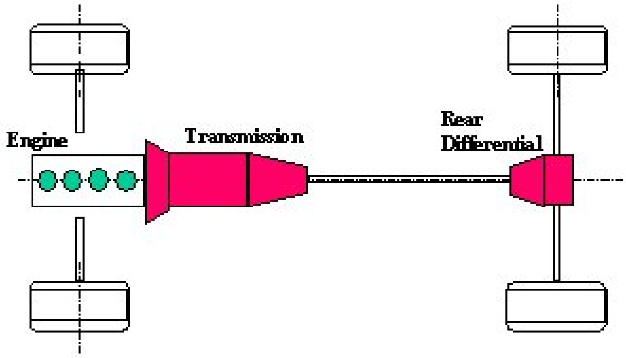


Fig. I-3 Chaîne de transmission typique pour boîte à prise directe

Deux particularités des boîtes à deux arbres (fig. I-4):

- Arbres d'entrée et de sortie parallèles,
- La puissance transmise passe par un engrenage dans chaque vitesse.

En général, cette architecture est utilisée pour toutes les motorisations. La boîte de vitesses peut être placée parallèlement, ou perpendiculairement à l'axe de symétrie du véhicule (Fig I-5).

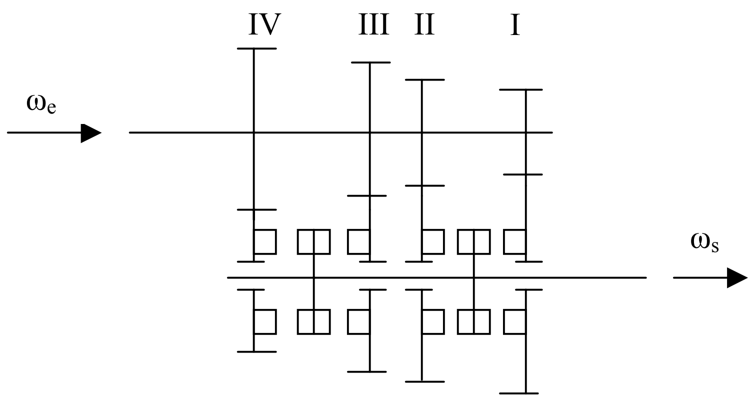


Fig. I-4 Schéma d'une boîte de vitesses à deux arbres

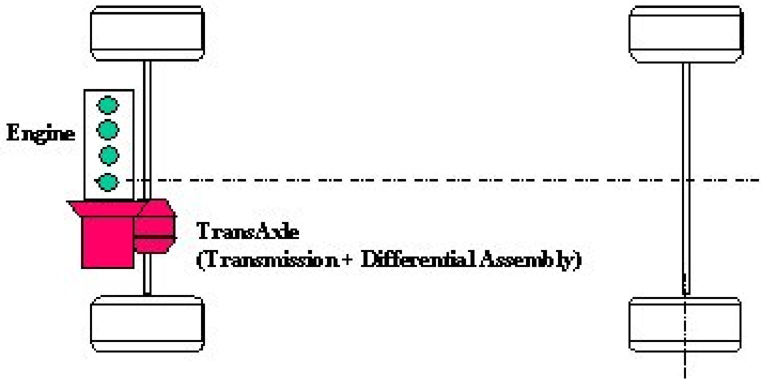


Fig. I-5 Chaîne de transmission typique pour boîte à deux arbres

Considérons maintenant ces boîtes du point de vue de la synchronisation. Le synchronisateur doit accélérer ou ralentir l'inertie de toute la chaîne cinématique entre le disque d'embrayage et la roue à synchroniser, le tout réduit à l'arbre du synchronisateur. Ensuite, on sait qu'en cas d'une force axiale donnée, la durée de synchronisme est directement proportionnelle à l'inertie à synchroniser. Ainsi, on a intérêt à placer les synchronisateurs le plus près possible du disque d'embrayage.

Théoriquement, on peut placer tous les synchronisateurs sur l'arbre d'entrée d'une boîte à deux arbres, ou sur l'arbre intermédiaire d'une boîte à prise directe. Naturellement, pour des raisons d'encombrement, d'usinabilité et de coût, ceci n'est pas toujours faisable. Ainsi, on doit placer quelques synchronisateurs sur l'arbre de sortie. Ceci entraîne une forte augmentation des inerties, car d'un arbre à l'autre, la réduction des inerties se fait en les multipliant par le carré du rapport de transmission des vitesses. De ce point de vue, les architectures à deux arbres sont plus avantageuses, car on peut placer les synchronisateurs directement sur l'arbre d'entrée. Pour une boîte à prise directe, on ne peut pas placer les synchronisateurs sur l'arbre d'entrée, ainsi, on doit toujours synchroniser l'inertie réduite de l'arbre d'entrée ajoutée à celle de l'arbre intermédiaire. La grande inertie et la forte puissance transmise sont les deux raisons pour lesquelles on doit appliquer des synchronisateurs compliqués à deux et trois cônes pour les boîtes de vitesses à prise directe, pour obtenir l'agrément de synchronisation voulu.

Dans la pratique, pour des raisons d'encombrement, le synchronisateur 1-2 se trouve presque toujours sur l'arbre de sortie. Les synchronisateurs 3-4 ou 4-5 se trouvent aussi sur l'arbre de sortie des boîtes à prise directe, car c'est lui qui relie l'arbre d'entrée et celui de sortie. Pour le placement des autres synchronisateurs, le choix de la position des synchronisateurs est relativement libre.

Le tableau I-1 contient les données d'inertie à synchroniser lors du changement de vitesses pour différents placements du synchro d'une boîte à deux arbres. Les données numériques sont celles d'une boîte Renault, type JH. On voit bien l'augmentation de l'inertie quand on place de plus en plus de synchronisateurs sur l'arbre de sortie (2^{e} arbre). On voit aussi bien l'effet du rapport de réduction: le placement de l'unique synchronisateur 1-2 sur l'arbre de sortie augmente plus l'inertie, que le placement d'un autre synchronisateur unique. Ce tableau illustre bien l'importance du choix du placement des synchronisateurs.

Inertie [kg·m^2]	1ère	2^{e}	3^{e}	4^{e}	5^{e}
Tout sur 1er	0,00034848	0,00034848	0,00034848	0,00034848	0,00034848
1-2 sur 2^{e}	0,00858187	0,00258999	0,00058247	0,00058247	0,00058247
2-3 sur 2^{e}	0,00082347	0,00082347	0,00186697	0,00114164	0,00082347
5 sur 2^{e}	0,00051751	0,00051751	0,00051751	0,00051751	0,00056805
1-2 et 3-4 sur 2^{e}	0,01845879	0,00557082	0,00232010	0,00141873	0,00105746
1-2 et 5 sur 2^{e}	0,01609556	0,00485760	0,00075150	0,00075150	0,00073201
3-4 et 5 sur 2^{e}	0,00099250	0,00099250	0,00281137	0,00171914	0,00101724
Tout sur 2^{e}	0,02597248	0,00783843	0,00261527	0,00199623	0,00118120

Tableau I-1 Les inerties en fonction du placement des synchronisateurs

Un étude plus détaillée de l'effet du placement des synchronisateurs sur les boîtes à 4, 5 et 6 vitesses se trouve dans l'Annexe 1. Cette annexe contient les équations nécessaires pour calculer les inerties à synchroniser et les différences de vitesses des éléments d'où sont originaires les pertes de puissance.

Pour présenter brièvement le fonctionnement des synchronisateurs, considérons une boîte élémentaire à 2 vitesses (Fig. I-6.). Comme on vient de le mentionner, la transmission de la puissance se fait par engrenages. Dans ce cas, un élément d'un engrenage est toujours fixé sur l'un des arbres de transmission de puissance généralement appelé «pignon», tandis que l'autre élément appelé soit «pignon fou», soit «roue» est monté libre en rotation sur l'autre arbre. L'engrenage libre en rotation, appelé «roue» dans ce texte, peut être lié d'une manière temporaire à l'arbre sur lequel il tourne, par une liaison crabot. On sait, que ce type d'assemblage ne peut être actionné que si la vitesse relative entre l'arbre et la roue est nulle. Naturellement lors du changement de vitesses, ce n'est pas toujours le cas. Considérons la figure I-6, elle représente le schéma d'une boîte à 2 vitesses. La puissance est fournie sur l'arbre d'entrée où les pignons sont fixes. La puissance est ensuite transmise à l'arbre de sortie où les roues sont libres en rotation.

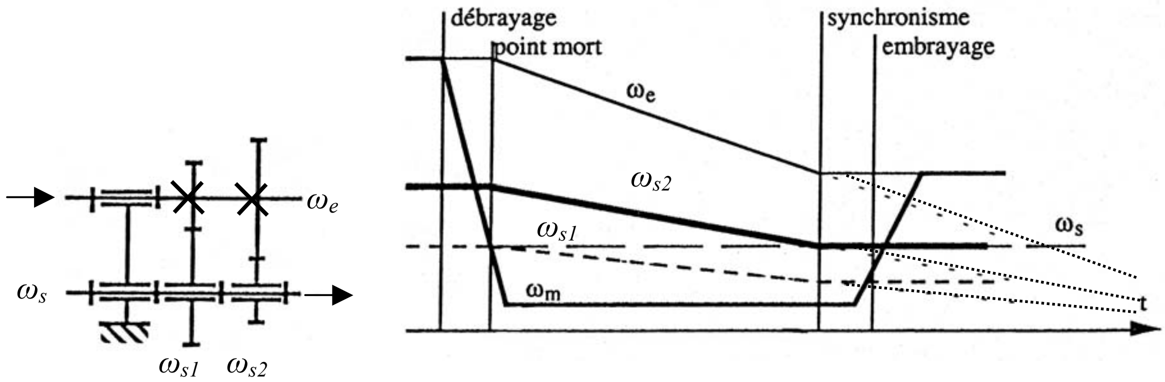


Figure I-6 Diagramme des vitesses sans synchronisation [42]

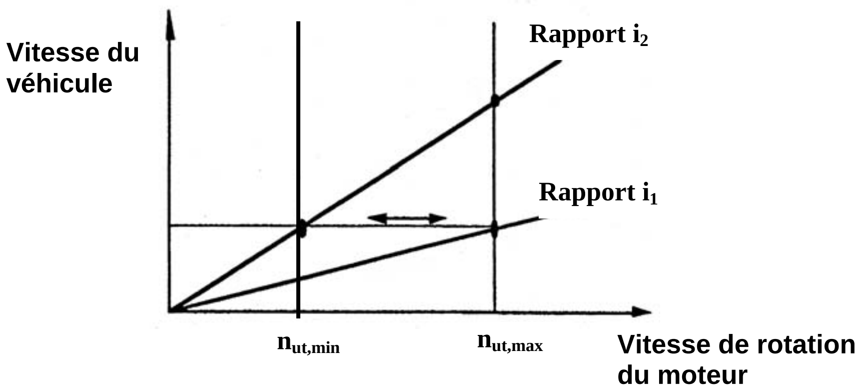


Figure I-7 Diagramme de changement de vitesses (diagramme de Hiermann) [11]

$n_{ut,min}$, $n_{ut,max}$ - les vitesses de rotation utiles minimales et maximales du moteur

Considérons la vitesse 2 enclenchée et supposons que la voiture monte une pente. Dans ce cas, il est possible que le couple de résistance sur les roues de la voiture, devienne trop grand à vaincre, et la vitesse de rotation du moteur commence à diminuer. Quand elle atteint sa limite de fonctionnement inférieure $n_{ut,min}$ (Fig. I-7), on est obligé de changer de vitesse, sinon la vitesse continue à diminuer et le moteur cale. On suppose que la vitesse du véhicule et la vitesse de rotation de l'arbre de sortie restent constantes durant le changement de vitesses. Cette hypothèse reste raisonnable dans une première approche si l'on sait que le changement de vitesse se réalise toujours pendant un temps court, inférieur à la seconde. Au début du changement, la roue de la vitesse 2 (Fig. I-6) tourne fixée sur l'arbre de sortie (la roue est entraînée par les roues de la voiture), et la vitesse de la roue 1 est plus petite que celle de l'arbre de sortie. Pourtant, pour pouvoir enclencher la vitesse 1, elle doit tourner aussi vite que l'arbre de sortie. Si l'on interrompt le flux de puissance en débrayant, les forces d'inertie et de frottement tendent à ralentir d'avantage la roue de la 1ère, et théoriquement son enclenchement est impossible. En pratique, l'enclenchement peut se faire, mais dans de très mauvaises conditions avec beaucoup de bruit, et en causant une usure intense de la liaison crabot à cause de la vitesse relative non nulle. Donc, on a intérêt à utiliser un mécanisme appelé synchronisateur pour annuler de la vitesse relative.

Le choix du synchronisateur peut influencer plus que le bon déroulement du changement de vitesses, allant de soi lors de la conception d'une voiture. En effet, il faut également prendre en compte les réactions comportementales du conducteur lors du changement de vitesses avec une boîte manuelle. Elles se résument par un chemin de changement court, précis, bien défini, présentant une force résistante petite et approximativement constante. La programmation de la commande robotisée permet de satisfaire aux besoins des clients.

Sur le marché international, la concurrence des fabricants de boîtes de vitesses est forte et naturellement celui qui maîtrise mieux le phénomène de synchronisation, peut développer et produire des synchronisateurs mieux adaptés au marché. Outre cela, en possédant un outil informatique pour étudier et modéliser le comportement des synchronisateurs, le nombre d'essais nécessaires au développement d'un nouveau produit, ou à l'amélioration d'une ancienne solution, peut très largement diminuer. Ainsi, le coût du développement et le temps nécessaire peuvent être réduit. Enfin, les connaissances acquises augmentent la compétitivité et la capacité d'adaptation.

Au niveau du synchronisateur (au minimum 4 dans une boîte), une pièce appelée bague de synchronisateur, faite généralement en laiton pose problèmes. C'est un autre élément important influençant le coût des boîtes de vitesses. En effet, le fonctionnement et le confort de changement de vitesses sont optimaux, si cette bague frotte sur un revêtement en molybdène. Or le molybdène coûte cher, la fabrication du revêtement est aussi très onéreuse. En plus, on n'a pas de connaissances exactes sur le comportement de cette couche spongieuse de revêtement qui semble jouer un rôle actif dans le processus de frottement. On a donc intérêt à éliminer à la fois cette matière chère et à remplacer son processus de fabrication d'autant plus que la bague en laiton ne supporte pas les efforts actuels de manœuvre nécessaires pour réduire le temps de synchronisation (les cannelures de la bague en laiton s’usent rapidement). Par exemple, en remplaçant le laiton par un matériau fritté, la résistance de la pièce est supposée augmentée et le coût diminué.

Un synchronisateur se compose de plusieurs pièces interagissant de façon très complexe durant le fonctionnement (voir paragraphe I-3). L’étude de leurs comportements nécessite l’intégration en un seul modèle de différents phénomènes tels que plusieurs régimes de frottement et de lubrification, des transferts thermiques variés, des déformations mécaniques et thermiques qui interviennent de manière hautement transitoire. De plus, les effets des erreurs géométriques de forme et de position relative des pièces, doivent être considérés dans chaque phase du fonctionnement. A notre connaissance, aucun modèle décrivant le fonctionnement global du synchronisateur n’a été élaboré. Cependant, il existe des modèles partiels qui décrivent certains phénomènes facilement imaginables comme le frottement sur cône.

Dans ce travail, on essaie de recenser, compléter les modèles élémentaires décrits par la littérature et proposer de nouveaux modèles afin de construire un modèle global de comportement. Cet objectif est loin d’être simple, car la complexité du processus fait appel à de nombreux phénomènes physiques regroupés dans une large gamme de domaines comme la tribologie, la mécanique générale, la thermodynamique.

I-2. Description et nécessité des synchronisateurs

I-2-1. Généralités

Plusieurs architectures de synchronisateurs sont proposées selon la disposition des faces de frottement:

- faces radiales multidisques généralement utilisées pour les hautes performances (Fig. I-8a),
- faces coniques:
    - simples extérieures ou intérieures (Fig. I-8b, I-8d),
    - multiples (Fig. I-8c).

De nouveaux types de synchronisateurs apparaissent sans cesse dans la littérature. Souvent, ils sont la reprise de la même idée appliquée en différentes places, comme [28] et

[27]. D’autres sont plus novateurs, comme [35]. Dans le texte qui suit, seul le synchronisateur simple cône intérieur sera considéré.

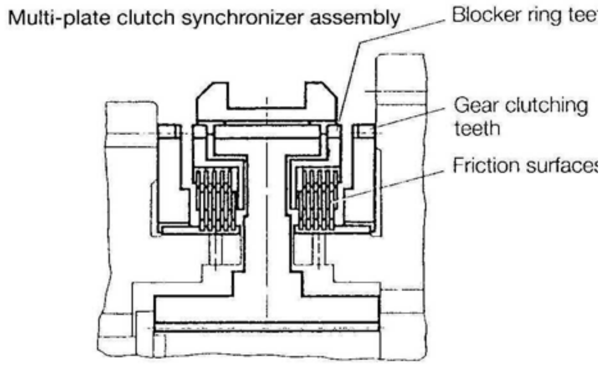


Fig. I-8a Vue simplifiée d’un synchronisateur multidisques

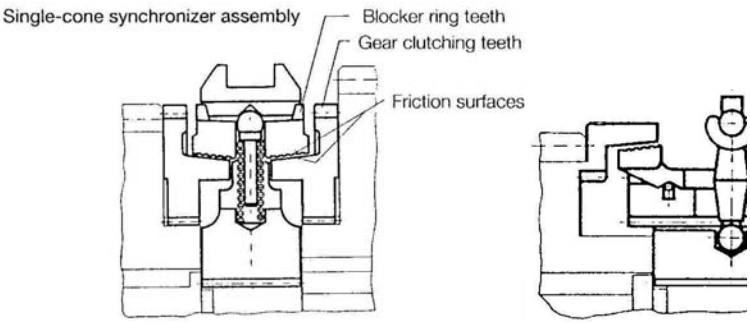


Fig. I-8b Synchronisateur simple cône, intérieur et extérieur

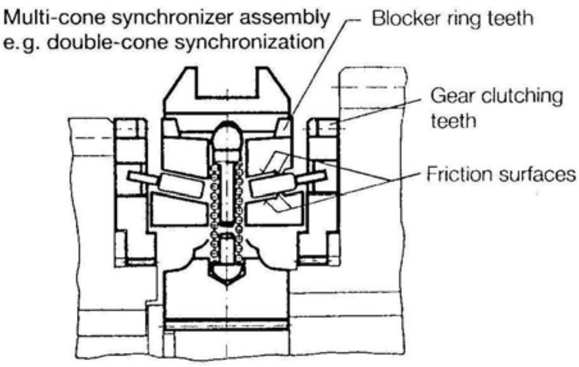


Fig. I-8c Synchronisateur bicône

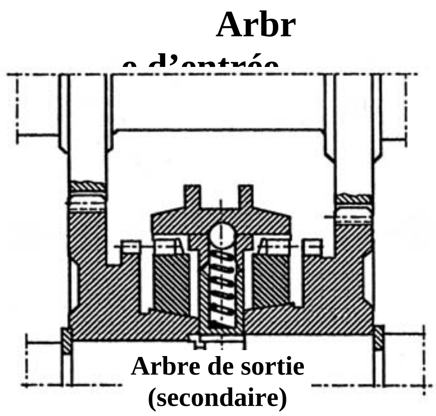


Fig. I-8d Coupe d’un synchronisateur simple cône [11]

Dans une boîte de vitesses classique, un seul engrenage transmet la puissance (les autres sont toujours en mouvement, mais en boucle de puissance ouverte). Un mécanisme à crabot permet d’enclencher l’engrenage. Il existe des crabots axiaux où les dents sont usinées sur les côtés des pièces cylindriques (Fig. I-9), et radiaux où les dents sont realisées sur le diamètre extérieur ou intérieur.

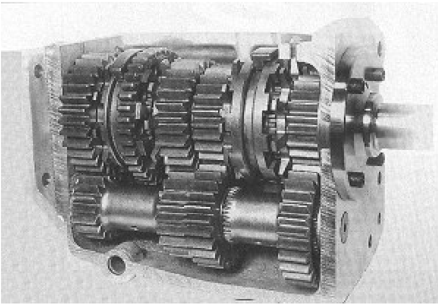


Fig. I-9 Boîte de vitesses sport à crabots axiaux

I-2-2. Description d'un synchronisateur simple cône

Dans les synchronisateurs, on utilise exclusivement des crabots radiaux. Dans ce cas, un élément, en général la roue, est monté libre en rotation sur son arbre (arbre secondaire). Sur cet arbre est monté un moyeu cannelé au diamètre intérieur, possédant des cannelures également sur le diamètre extérieur. Ainsi, une douille cannelée appelée «baladeur» coulisse sur l'extérieur du moyeu. C'est le baladeur qui relie l'arbre secondaire à la roue elle-même munie de cannelures (appelées griffes ou couronne à crabot) (Fig. I-10).

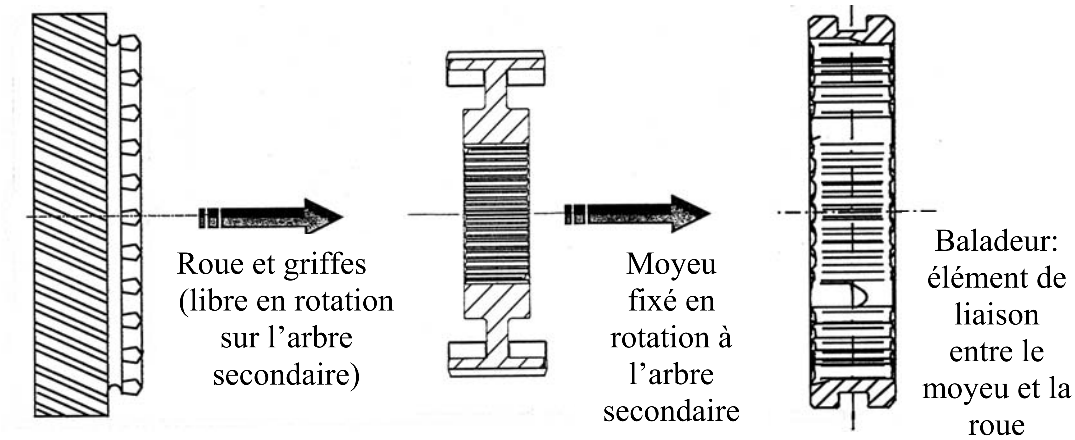


Fig. I-10 Structure d'un mécanisme à crabot radial non synchronisé

Le baladeur est déplacé axialement par une fourchette. Il peut assurer la fixation de la roue placée à droite ou à gauche. Ainsi, un baladeur peut assurer l'enclenchement de deux vitesses, soit d'un côté, soit de l'autre. Ce type de fixation par liaison crabot fonctionne parfaitement si les deux éléments à joindre ont la même vitesse de rotation. Or, ce n'est pas toujours le cas (Fig. I-11).

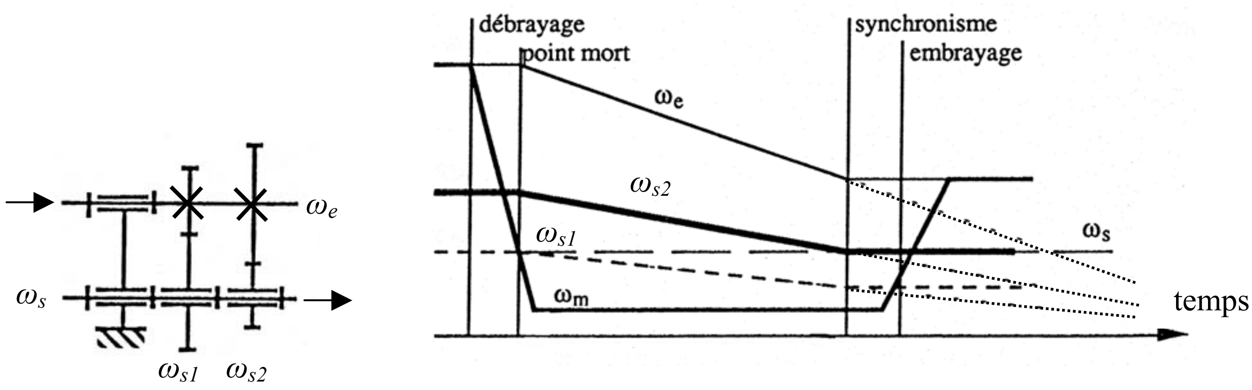


Fig. I-11 Rappel

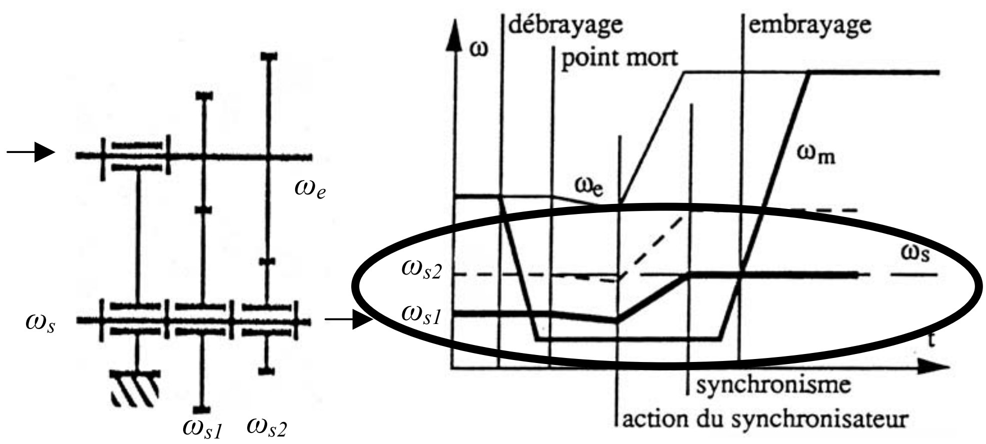
Soit ω_e la vitesse de l'arbre d'entrée, ω_s celle de l'arbre de sortie. Les pignons sont solidaires avec l'arbre d'entrée. Soient $\omega_{s,i}$ les vitesses des roues, libres en rotation sur l'arbre de sortie. Le rapport des vitesses est noté $i=\frac{\omega_s}{\omega_e}$. On remarque que la vitesse de la voiture équipée de la boite de vitesses, peut être décrite par la relation suivante:

$$v=\omega_s \cdot i_0 \cdot r$$

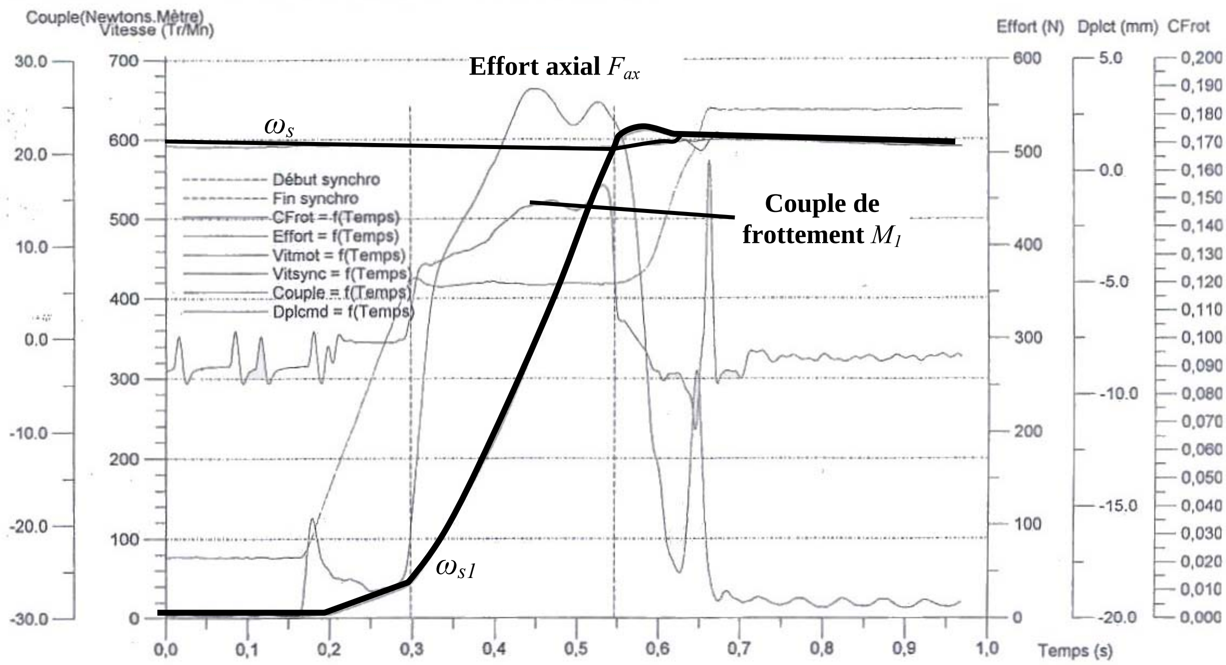
où i_0 – le rapport du pont

r – le rayon effectif du pneu .

Donc, ω_s est en rapport constant avec la vitesse du véhicule. Supposons la 1ère vitesse engagée: $\omega_{s1} = \omega_s$. Ici $\omega_{s2}= \omega_e \cdot i_2=\frac{\omega_s}{i_1}\cdot i_2=\omega_s\cdot\frac{i_2}{i_1}$. Donc, le baladeur tourne avec la vitesse ω_s, et la roue 2 avec la vitesse $\omega_{s2} = \omega_s\cdot\frac{i_2}{i_1}$. Par conséquent si on veut changer la vitesse de 1 à 2, il faut d'abord égaliser les vitesses ω_s et ω_{s2}. En supposant le débrayage et le levier de vitesse en position neutre, la vitesse ω_{s2} diminue avec une accélération $\varepsilon <0$ constante. Avec $\omega_s <\omega_{s2}$ à l'origine, après un certain temps, ω_{s2} peut atteindre la valeur ω_s sans intervention extérieure, et la vitesse 2 peut être enclenchée. Par contre, si on part de la vitesse 2, on ne peut pas engager la vitesse 1, car $\omega_{s1} = \omega_s\cdot\frac{i_1}{i_2}$ où $\frac{i_1}{i_2}<1$, donc $\omega_{s1} <\omega_s$ et pour cela, ω_{s1} n'atteindra pas ω_s selon la logique précédente. Ceci est appelé le problème de synchronisation. Les synchronisateurs servent donc à égaliser les vitesses différentes, en accélérant ou en ralentissant une roue pour permettre un changement de rapports de vitesse dans des conditions optimales (Fig. I-12).



a) Schéma **b) diagramme idéalisé**



c) diagramme mesuré

Fig. I-12 Diagramme des vitesses avec synchronisation

Sur la figure I-12, on voit différents aspects d'un changement de vitesses 2-1. Lors du changement l'engrenage s_1 est accéléré à la vitesse de l'arbre de sortie. La variation théorique des vitesses angulaires durant le changement de vitesses est présentée sur la figure I-12b. Sur la figure I-12c, on voit le même processus, sur un banc d'essais de synchronisateur, en conditions réelles. La figure I-12b représente encore la variation de la vitesse angulaire du moteur, ainsi que celle de l'arbre d'entrée de la boîte. Sur la figure I-12c, la force nécessaire au changement, le couple de synchronisation et le déplacement de la fourchette de changement (présentée dans les pages suivantes) sont encore représentés.

Généralement, on trouve les pignons sur l'arbre d'entrée et les roues sur l'arbre de sortie: le diamètre des pignons est inférieur à celui des roues. Rappelons que les synchronisateurs ont pour but de modifier la vitesse de rotation de tous les organes qui sont devant eux, jusqu'au disque d'embrayage (Fig. I-13). De ce fait, on pourrait les placer sur l'arbre d'entrée pour diminuer le nombre d'organes à entraîner. Cependant, il faut considérer le fait que dans les synchronisateurs, on trouve des embrayages coniques dont l'efficacité est proportionnelle au diamètre. Etant donné l'encombrement de la boîte, on place les synchronisateurs sur l'arbre de sortie, pour pouvoir les munir de diamètres suffisants. Un autre argument découle de la fabrication.

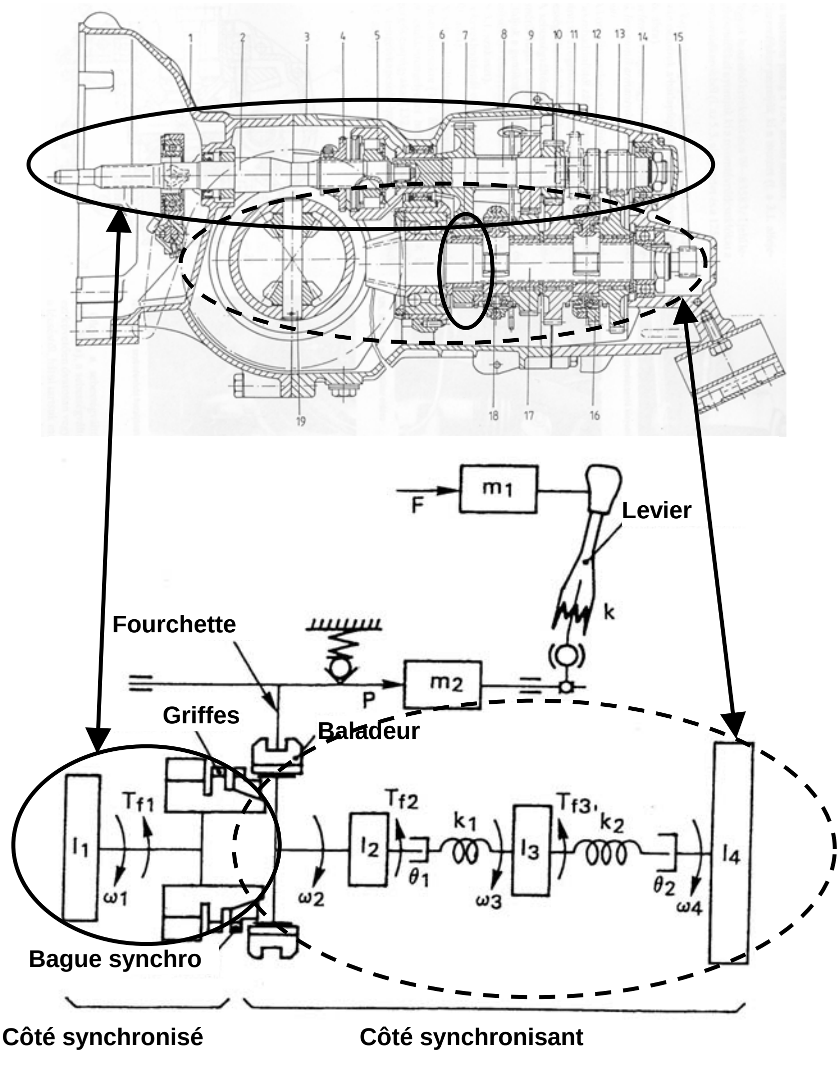


Fig. I-13 Définition de la position du synchronisateur dans la chaîne de puissance

En effet, les pignons de faible diamètre peuvent être intégrés directement sur l'arbre d'entrée, et les roues peuvent être considérées en tant que pièces séparées montées sur l'arbre de sortie.

C’est en étudiant les avantages et inconvénients de toutes ces dispositions que les constructeurs placent généralement les synchronisateurs sur l’arbre de sortie, entre des roues montées libres en rotation. Ainsi, les embrayages coniques peuvent être grands sans augmenter l’encombrement de la boîte, et l’arbre d’entrée peut être fabriqué en une pièce avec les pignons.

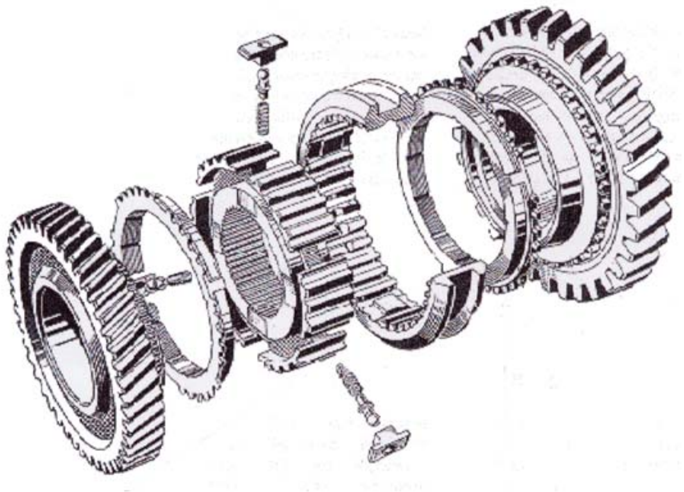


Fig. I-14 Structure d’un synchronisateur simple cône

Les différents éléments du synchronisateur sont les suivants (Fig. I-14):

- **Le moyeu** (Fig. I-15, I-16)**.** Il est relié à l’arbre par des cannelures situées sur son diamètre intérieur (montage serré ou non). Le moyeu possède également des cannelures sur son diamètre extérieur, où il est relié au baladeur. A la partie extérieure du moyeu, des entailles où sont logés des mécanismes de verrouillage, sont réparties uniformément (en général trois à 120° pour les boîtes de moyenne puissance).

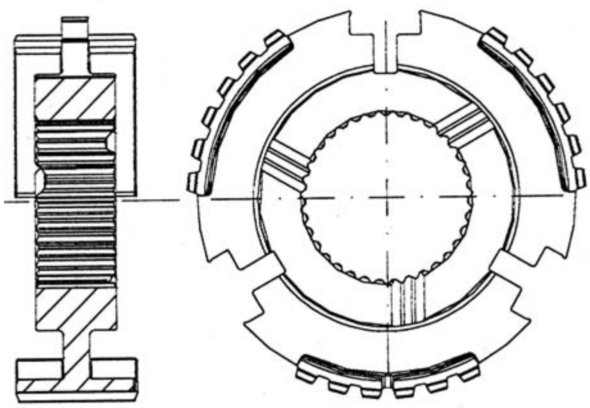


Fig. I-15 Description schématique du moyeu

Fig. I-16 Moyeu

- **Le baladeur** (Fig. I-17, I-18)**.** C’est une pièce tubulaire flottante située entre la fourchette de commande et le moyeu. A l’intérieur, elle possède des cannelures qui la relient au moyeu. A l’extérieur du baladeur, on trouve une rainure circonférencielle qui est le logement de la fourchette actionnant axialement tout le mécanisme.

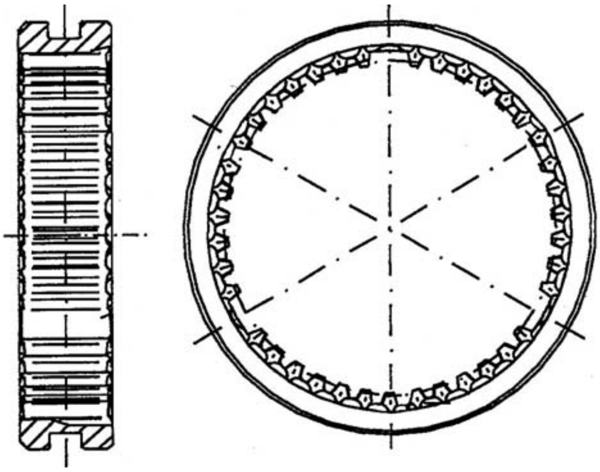


Fig. I-17 Description simplifiée du baladeur

Fig. I-18 Baladeur

- **Le mécanisme de verrouillage** (Fig. I-19, I-20)**.** Il a pour but de maintenir le baladeur en position centrale sur le moyeu, entre les deux roues et en deçà d’une force axiale limite. Il est généralement composé de trois éléments disposés à 120°. Dans le cas de gros synchronisateurs, il y a quatre éléments disposés à 90°. Pour réaliser cette liaison temporaire entre le baladeur et le moyeu, on utilise une liaison par obstacle composée de doigts maintenus par des ressorts. En fonction de la forme du doigt, le contact doigt - moyeu peut se produire en un point, ou selon une ligne. On utilise soit des ressorts hélicoïdaux, soit deux ressorts circlips (Fig. I-19). Les circlips sont plus faciles à produire mais peuvent casser à cause des sollicitations de flexion, les ressorts hélicoïdaux sont plus faciles à tarer mais la portée et la position géométrique ne sont pas toujours maîtrisées. Dans notre cas d’étude, un mécanisme de verrouillage se compose d’un ressort hélicoïdal, d’une bille et d’un doigt (Fig. I-20). Son rôle est de maintenir le baladeur en position neutre, et d’empêcher le mouvement du baladeur par rapport au moyeu, en dessous d’une valeur donnée de la force axiale.

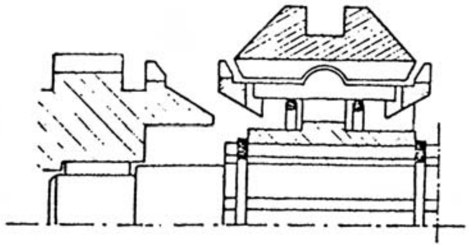


Fig. I-19a Synchronisateur avec verrouillage à deux circlips

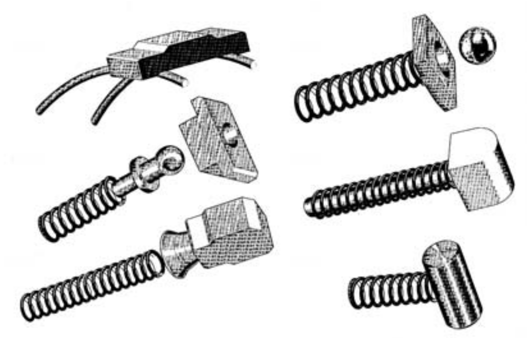


Fig. I–19b Différents types de mécanismes de verrouillage

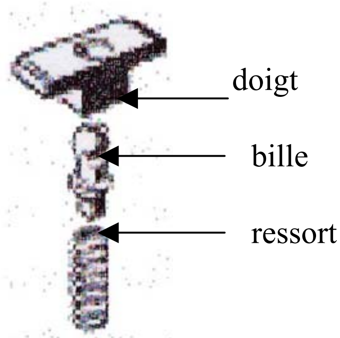


Fig. I-20 Le mécanisme de verrouillage étudié

- **La bague du synchronisateur** (Fig. I-21, I-22). Une bague par cône est nécessaire. C'est un anneau, dont la surface intérieure est conique de demi-angle au sommet α. Sur cette surface, on trouve des gorges, qui servent à casser le film d'huile et à évacuer rapidement le lubrifiant. Ces gorges peuvent être radiales (Fig. I-23) ou circonférencielles (Fig. I-24). A l'extérieur, on trouve des bossages (en général trois) qui présentent des surfaces d'attaque (ou de poussée) pour les doigts des mécanismes de verrouillage. A côté des bossages, on trouve des cannelures crabot mâle (appelées aussi griffes) de petite longueur réparties en zones (en général trois zones), avec des faces chanfreinées (appelées dièdres) d'angle 2β. Ces faces chanfreinées permettent l'entrée du baladeur avec éventuellement une légère rotation lorsque le synchronisme de vitesse des pièces est atteint.

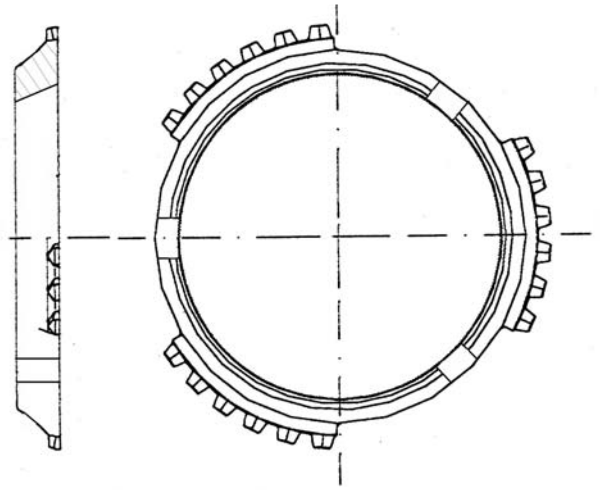


Fig. I-21 Vue simplifiée d'une bague de synchronisateur

Fig. I-22 Bague de synchronisateur

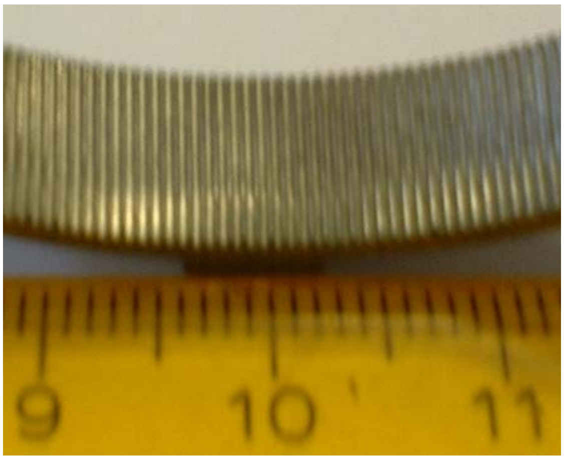


Fig. I-23 Gorges radiales sur la surface conique

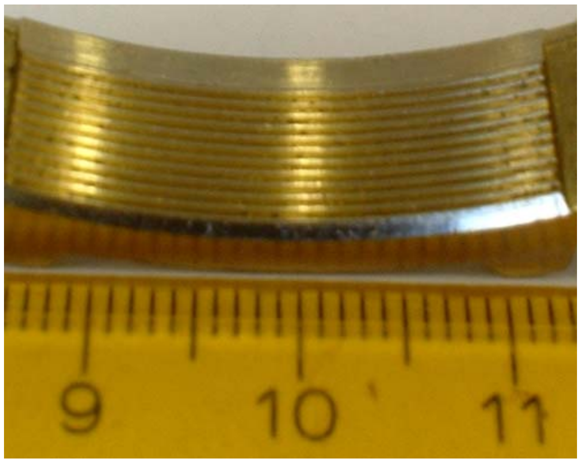


Fig. I-24 Gorges circonférencielles sur la surface conique

- **Le cône récepteur** (Fig. I-25, I-26)**.** Il est généralement compris dans la masse de la roue libre en rotation. Son demi-angle au sommet α correspond à celui de la bague mais il peut exister de légères différences d'angles (appelée déconjugaison). Au grand diamètre du cône, on trouve une cannelure-crabot femelle (appelées aussi griffes) de caractéristiques géométriques semblables à celle de la bague , mais plus longue pour des raisons de tenue mécanique puisque ces cannelures doivent transmettre la puissance en régime établi.

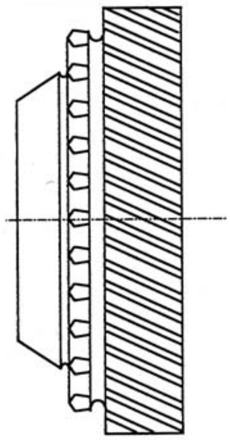


Fig. I-25 Cône récepteur et crabot sur la roue

Fig. I-26 Cône récepteur et crabot sur la roue

- **La fourchette** (Fig. I-27). Elle est fixée sur une longue tige d'axe parallèle aux axes des arbres primaire et secondaire et guidée axialement dans le bâti de la boîte de vitesse. La force axiale venant de la tringlerie de la boîte est reçue par la tige, et transmise au synchronisateur par une fourchette. La tige possède trois positions axiales discrètes où elle est maintenue par un mécanisme de verrouillage. La fourchette est relativement flexible, et il existe un jeu entre les extrémités de la fourchette et la gorge du baladeur.

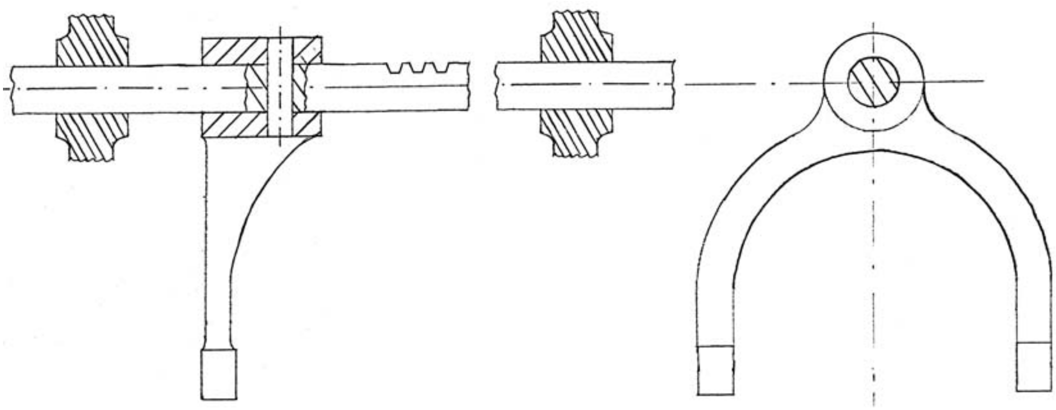


Fig. I-27 Description de la fourchette de manœuvre

I-3. Fonctionnement des synchronisateurs

Le premier pas vers la modélisation du processus de changement de vitesses est l'étude du fonctionnement du synchronisateur. Les différentes pièces étant connues individuellement, on présente dans ce paragraphe le fonctionnement de l'ensemble, les interactions, et le rôle de chaque pièce étape par étape. Pour relier la description à la réalité, on présente un diagramme de fonctionnement idéal représentant les variables caractéristiques du processus pour chaque étape. Il ne faut pas oublier que dans la boîte, le synchronisateur tourne continuellement, et baigne dans l'huile.

Lors des essais, on obtient des diagrammes du type représenté sur la figure I-28. Les phases principales de fonctionnement sont facilement identifiables. Pourtant, leur explication et description en détail sont compliquées à cause du grand nombre de pièces interagissant, transmettant des efforts et se déplaçant en un intervalle de temps très réduit. Les efforts agissant sur les pièces sont étudiés en détail dans l'Annexe 2.

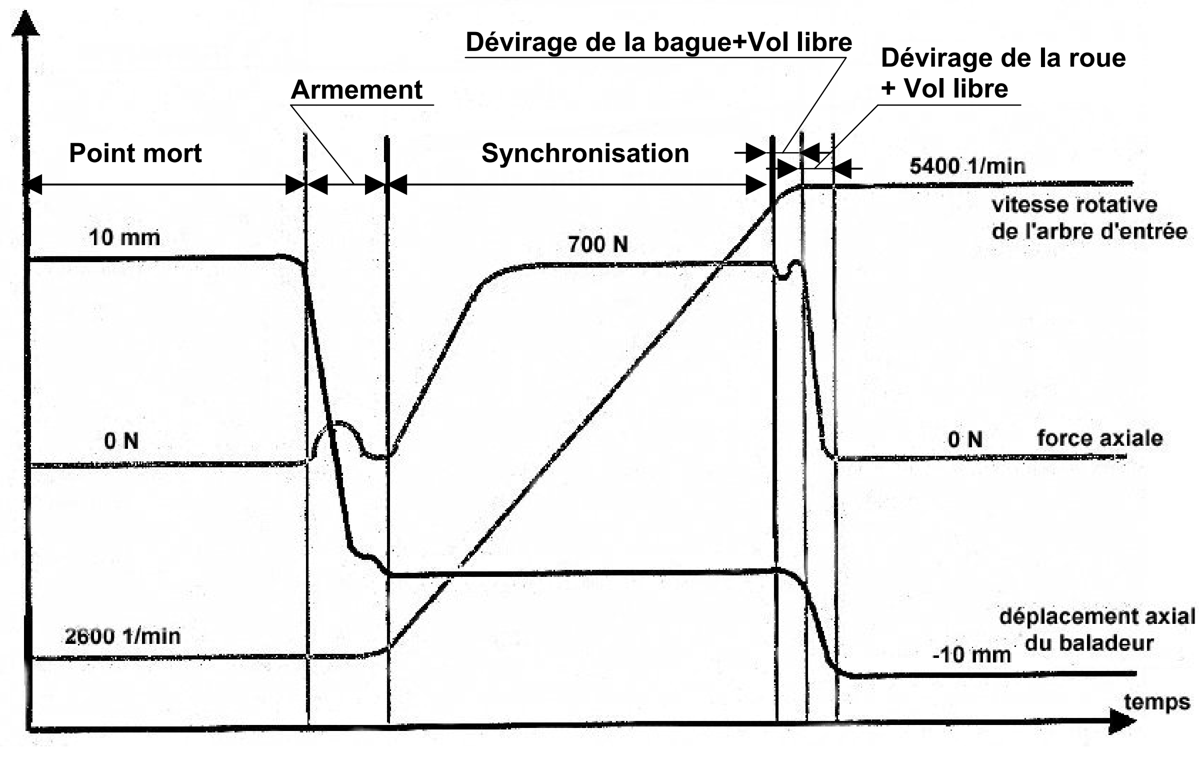


Fig. I-28 Exemple de diagramme idéalisé

Le fonctionnement d'un synchronisateur se déroule dans l'ordre suivant:

I-3-1. Point mort

Aucune vitesse n’est enclenchée. Le baladeur est verrouillé en position centrale (Fig. I-29, I-30, I-31).

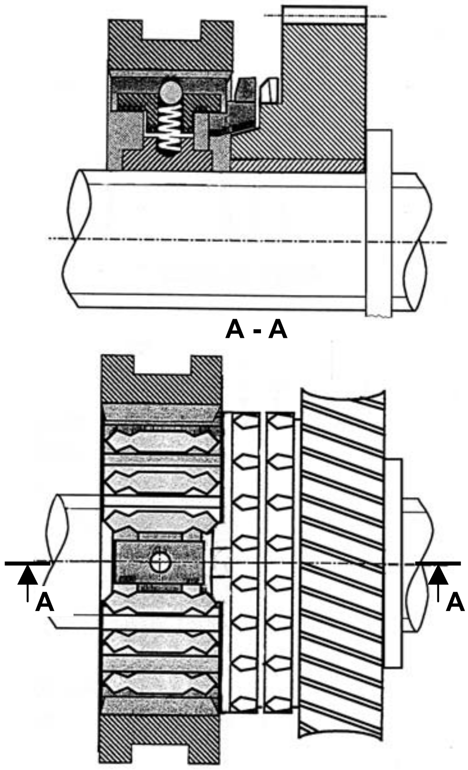


Fig. I-29 Point mort

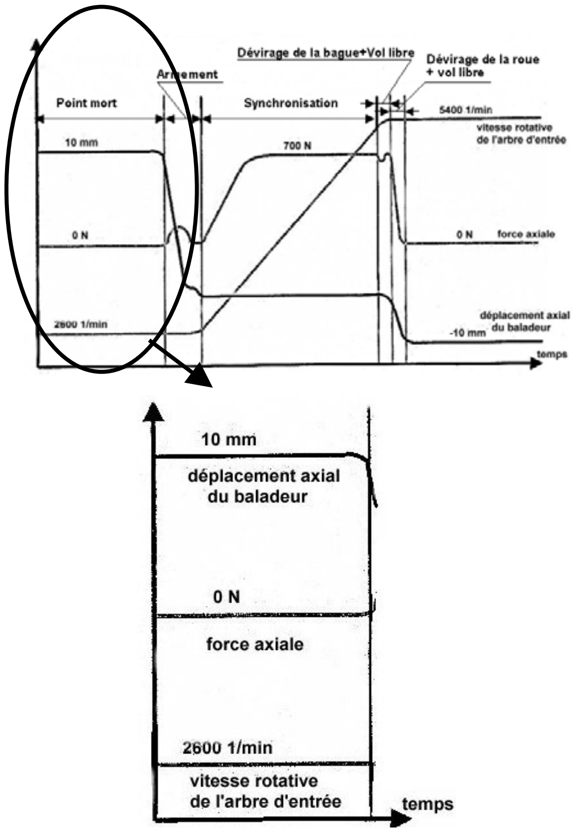


Fig. I-30 Diagramme du point mort

Fig. I-31 Synchronisateur au point mort

Pour renforcer l’analyse bibliographique, des résultats de visualisation (Fig. I-31) avec caméra rapide [43] ont été introduits dans ce texte. Les essais ont été faits chez Federal Mogul sur un banc d’essais de boîte de vitesses. Une boîte JH a été modifiée pour accéder à la zone de synchronisation. Le baladeur a aussi été usiné pour voir les cannelures (griffes) des différentes pièces. L'objet de cette visualisation était de détecter les mouvements relatifs (soit axiaux, soit en rotation) des différentes pièces du synchronisateur.

I-3-2. Armement

Durant cette phase, la commande du synchronisateur impose une vitesse axiale constante au baladeur (Fig. I-32).

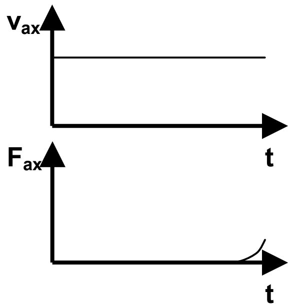


Fig. I-32 Lois de vitesse axiale et de force axiale

Le baladeur avance pour combler les jeux de fonctionnement (Fig. I-33a). Il entraîne les doigts d'armement avec les billes. Le jeu axial entre les doigts et la bague disparaît, et les doigts butent sur les bossages de la bague. Le baladeur poursuit son chemin, entraînant la bague. Quand la bague arrive suffisamment près de la roue, les billes du verrouillage rentrent dans leur logement, car les doigts ne peuvent plus suivre le mouvement du baladeur. Cependant, la bague fait sortir la majeur partie de l'huile de l'espace entre les surfaces coniques, et un couple de frottement visqueux de plus en plus fort apparaît, détournant la bague. Ceci est dû à l'apparition d'une force axiale hydrodynamique. La force de commande doit vaincre cette force pour comprimer, puis écraser et évacuer le film d'huile se trouvant entre les surfaces coniques. Grâce aux gorges de dégagement d'huile, l'écrasement se fait avec une force axiale relativement petite. Le jeu tangentiel entre la bague et le baladeur s'efface, et les chanfreins du baladeur butent sur les chanfreins de la bague (Fig. I-33b).

La durée de cette phase est de l'ordre de *0,05 s*. Elle varie en fonction de la distance à parcourir et de la vitesse axiale du baladeur.

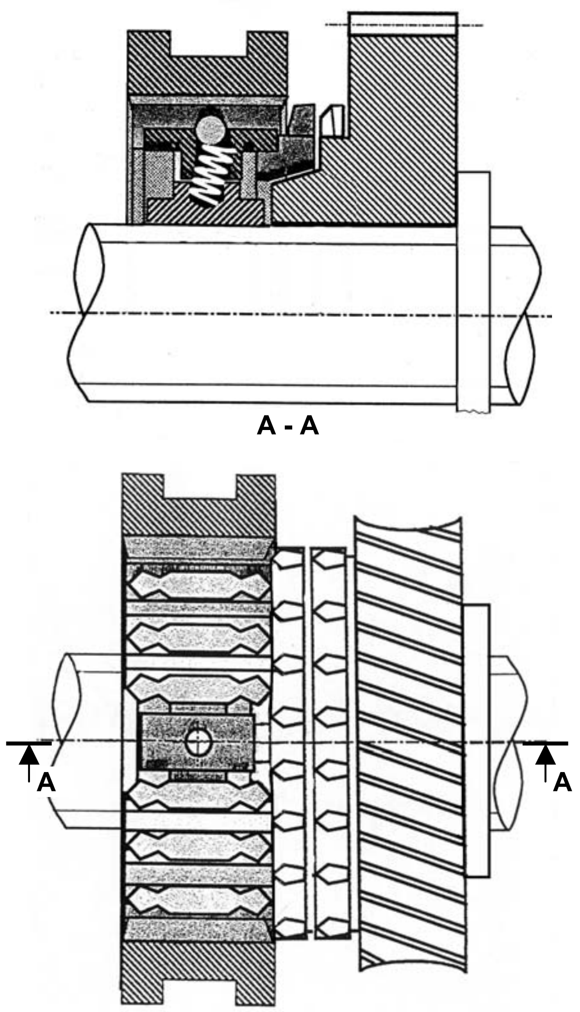


Fig. I-33a Armement, phase 1: le jeu axial disparaît

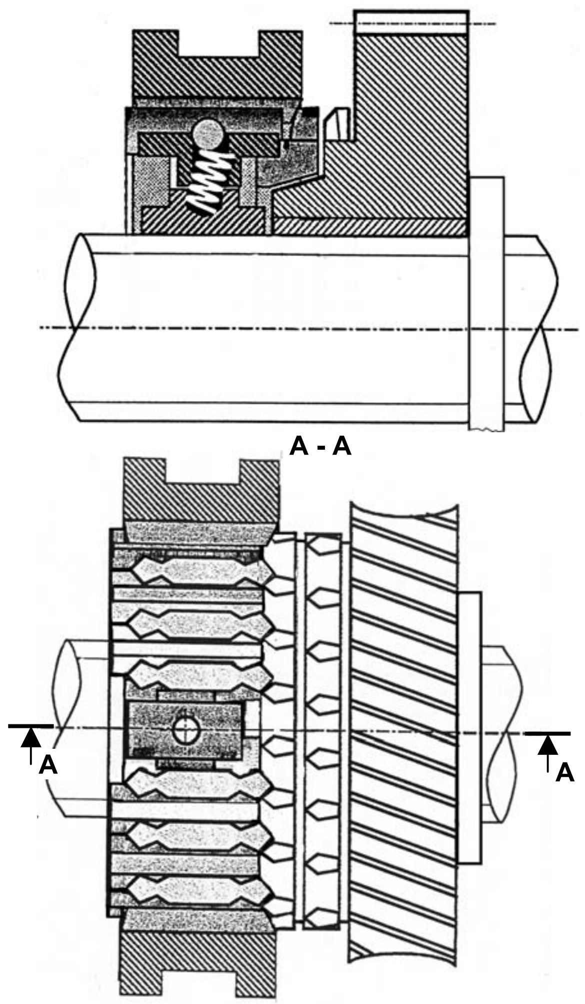


Fig. I-33b Armement, phase 2: le jeu tangentiel disparaît

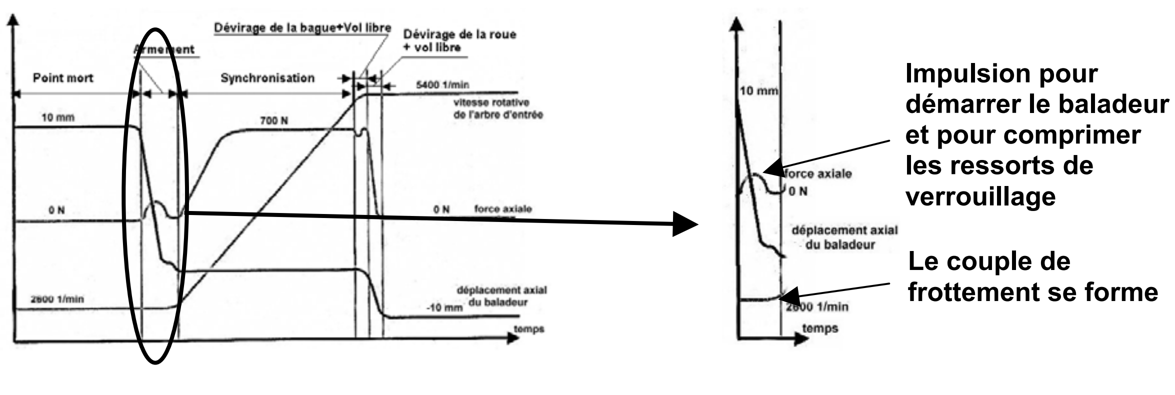
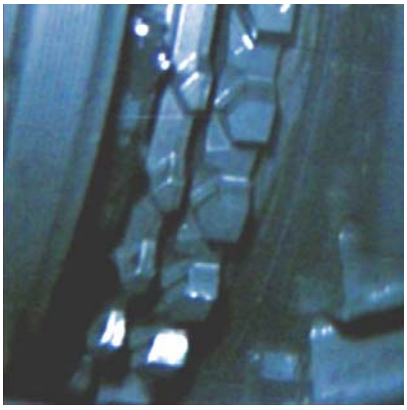
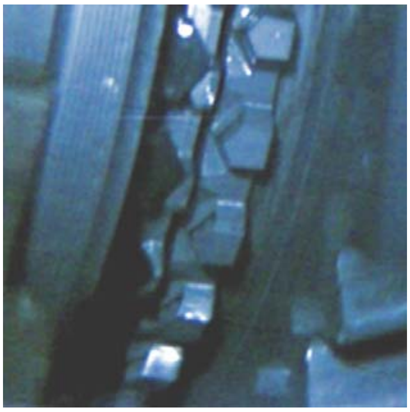


Fig. II-34 Diagramme de la phase d'armement





a) b)

Fig. I-35 Disparition du jeu axial (a) et tangentiel (b)

I-3-3. Synchronisation

Le mouvement axial du baladeur est arrêté. La force axiale augmente jusqu'à son maximum et y reste jusqu'à la fin de la phase (Fig. I-36 – I-38). Sous l'effet de la force axiale et de la différence de vitesse angulaire, un couple de frottement mixte se forme sur les surfaces coniques, car les gorges de la bague ont évacué presque toute l'huile. Ce couple sert à égaliser les vitesses de rotation de la bague de synchronisation et de la roue. En même temps, un couple dit d'interdiction agit sur les griffes de la bague, entre les chanfreins du baladeur et de la bague. L'équilibre de la bague est exprimé par les équations suivantes. L'effet de tout autre facteur tel les couples résistants des roulements ou la variation des coefficients de frottement est pris en compte soit par un facteur de positivité expérimental (introduit dans les pages suivantes), soit par le calcul approché des facteurs.

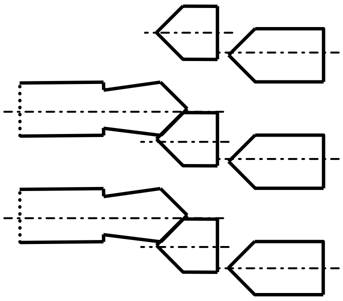


Fig. I-36a Début de la synchronisation

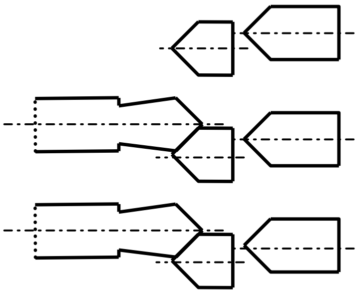
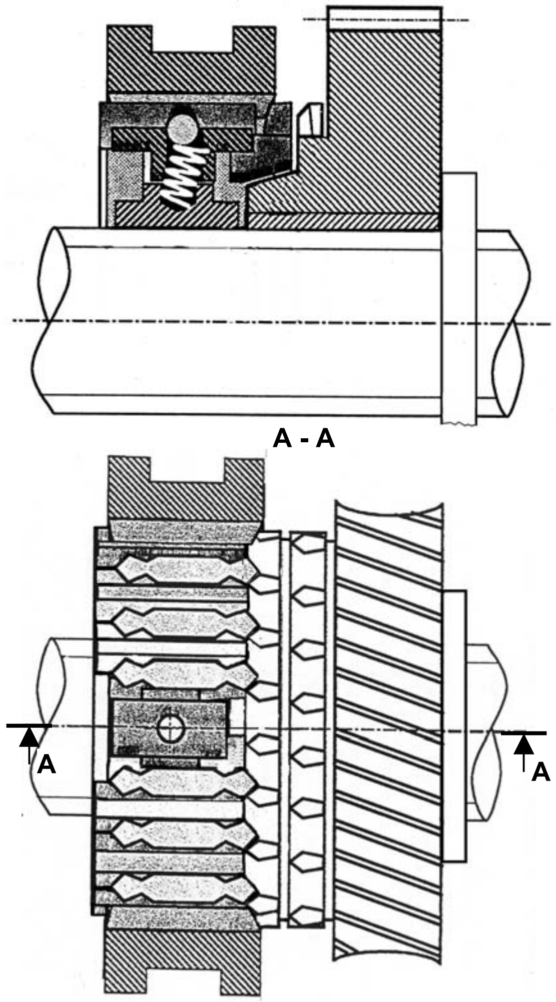


Fig. I-36b Fin de la synchronisation



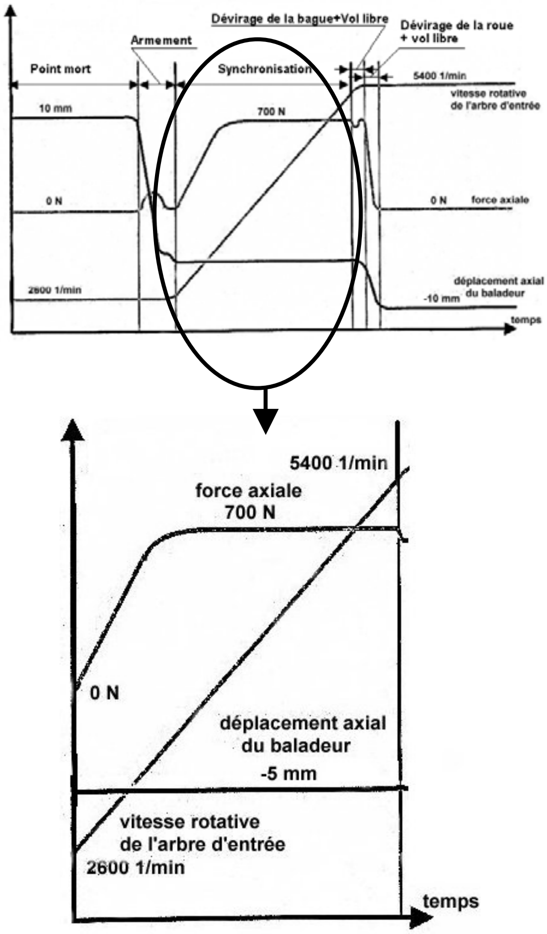


Fig. I-37 Synchronisation

Fig. I-38 Diagramme de la phase de synchronisation

Le premier couple est relatif au cône de frottement de demi-angle au sommet α. On peut définir un rayon moyen r_1 et un couple de frottement M_1:

$$M_1 = f_1 \cdot \frac{F_{ax}}{\sin\alpha} \cdot r_1$$

La condition de non coincement dans ce cas est:

$$f_1 < tg\ \alpha$$

Selon cette condition, si $f_1=0,1$ alors $\alpha>5,7°$ et si $f_1=0,15$ alors $\alpha>8,5°$.

Fig. I-39 Synchronisation

Le second couple est relatif aux crabots ou griffes extérieures qui présentent un demi-angle de chanfrein β (demi-angle de dièdre). On peut définir un rayon moyen r_2 (qui dépend de la géométrie du contact sur les dièdres et qui est estimé suivant un cercle primitif théorique) et un couple de frottement M_2 d'origine différente de celle du cône, appelé couple de dévirage. Avec $f_2=tg\,\rho$ (si $f_2=0,05$ alors $\rho=2,86°$), on obtient:

$$M_2=\frac{F_{ax}}{tg(\beta+\rho_2)}\cdot r_2$$

Pour assurer un fonctionnement correct c'est-à-dire rendre possible la phase d'interdiction (mouvement relatif entre le cône du pignon et la bague de synchronisation et pas de mouvement relatif entre le crabot et la bague), il faut que:

$$M_1 > M_2$$

Avec $M_1=f_1\cdot\frac{F_{ax}}{\sin\alpha}\cdot r_1$ et $M_2=\frac{F_{ax}}{tg(\beta+\rho_2)}\cdot r_2$, on obtient:

$$\frac{r_1\cdot f_1}{\sin\alpha}>\frac{r_2}{tg(\beta+\rho_2)}$$

On définit alors un facteur de positivité F_p qui est le rapport de M_1 à M_2, supérieur à 1. Dans la pratique, on prend un facteur F_p compris entre 1,15 et 1,4 ce qui entraîne des conditions sur les limites de variation des coefficients de frottement sur le cône et sur les griffes (Fig. I-40). A la limite, la valeur minimale de ρ_2 étant zéro, la condition suivante doit être vérifiée:

$$\frac{r_1\cdot f_1}{\sin\alpha}=F_p\cdot\frac{r_2}{tg(\beta)}$$

ou bien

$$tg\beta=F_p\cdot\frac{r_2\cdot\sin\alpha}{r_1\cdot f_1}$$

d'où compte tenu de l'incertitude sur les mouvements et sur le sens du frottement:

$$arctg\left(F_p\cdot\frac{r_2\cdot\sin\alpha}{r_1\cdot f_1}\right)-\rho_2<\beta<arctg\left(F_p\cdot\frac{r_2\cdot\sin\alpha}{r_1\cdot f_1}\right)+\rho_2$$

De même l'arc-boutement apparaîtra pour $\beta+\rho_2=\pi/2$ d'où:

$$\beta < \pi/2-\rho_2$$

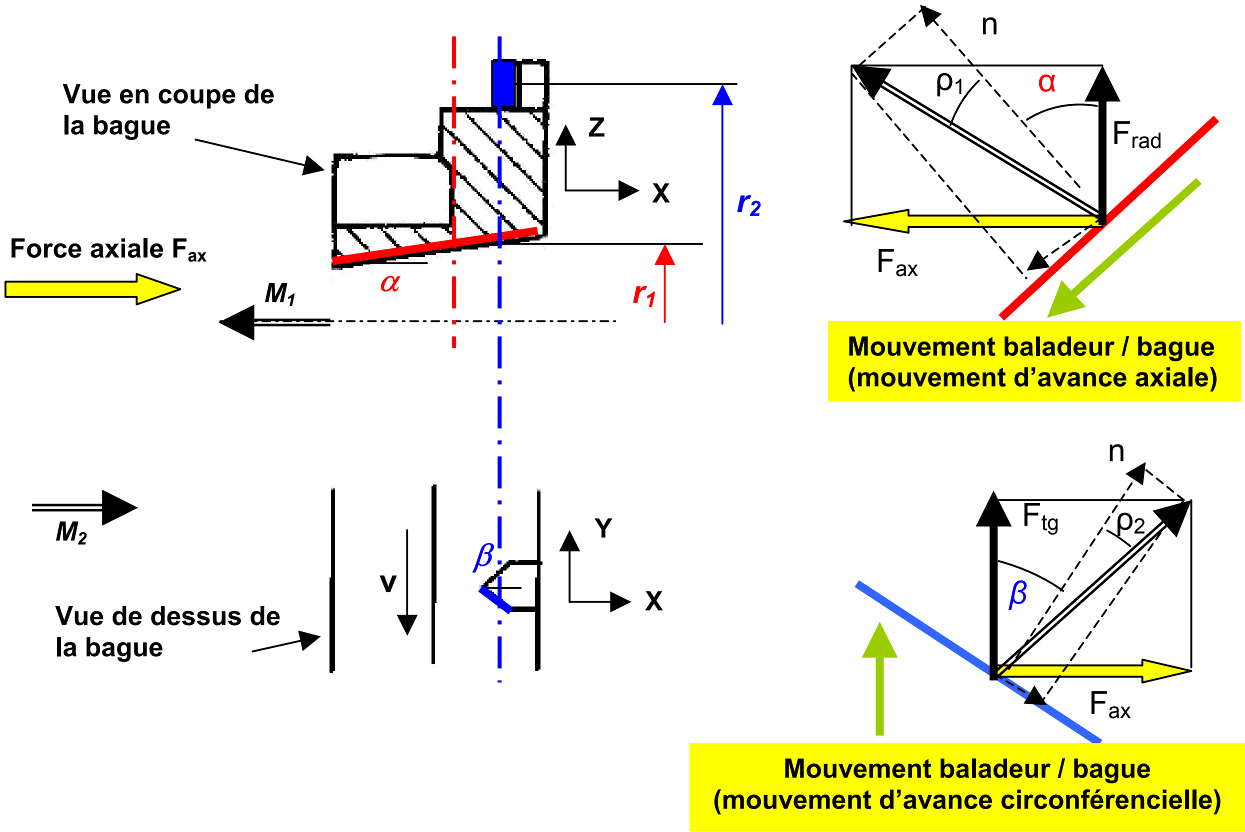


Fig. I-40 Définition de l'équilibre de la bague de synchronisateur

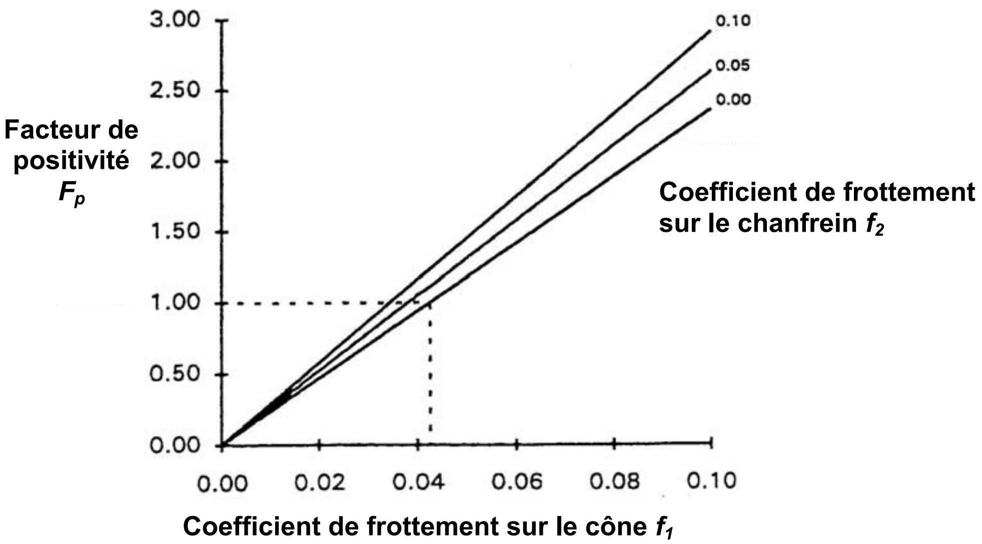


Fig. I-41 Définition des limites de frottement (spécifique au synchronisateur)

Ainsi on constate que plus le couple de frottement de cône M_1 augmente plus l'angle de dièdre 2β doit diminuer et inversement (cela dans des proportions raisonnables qui assurent toujours la résistance mécanique de l'ensemble). Dans la pratique, l'angle β peut varier entre 40 et 60°.

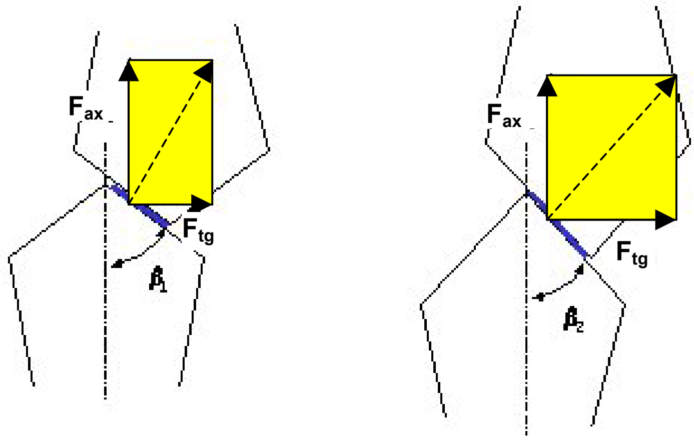


Fig. I-42 Augmentation de l'angle de dièdre avec une force axiale constante

Lors du choix de l'angle β, il faut également prendre en compte l'effet des pertes dans la boîte des vitesses sur la synchronisation. Durant la montée en vitesses, ces effets s'additionnent au couple de frottement M_1, durant la descente en vitesses ils se soustraient. Ainsi, on peut définir des angles β différents pour chaque cas tels que $\beta_{mon}<\beta_{des}$. Comme le sens de la vitesse relative de la bague synchro lors des montées et descentes ne varie pas, toujours le même côté sera utilisé pour les montées et le même pour les descentes. On obtient des griffes à chanfrein asymétrique, comme on voit sur la figure I-43. Le vecteur de la vitesse tangentielle pointe toujours sur β_{des}, car c'est dans ce cas qu'il faut accélérer la roue.

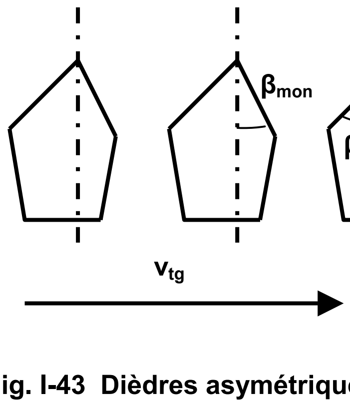


Fig. I-43 Dièdres asymétriques

L'énergie cinétique supplémentaire est transformée en chaleur. Cette chaleur est supposée être absorbée par la bague et par la roue. La température de surface augmente et cela influence la viscosité de l'huile restant entre les surfaces coniques. La chaleur absorbée cause la dilatation de la bague de synchronisateur, donc l'augmentation du diamètre effectif [11]. On suppose que la masse de la roue à synchroniser est telle que l'échauffement résultant est négligeable. On suppose également, que la rigidité de la bague de synchronisateur est si petite, que sa déformation sous la force axiale compense l'erreur d'angle de conicité entre les surfaces coniques [38].

La fin de la phase est déterminée par la condition d'égalité des vitesses angulaires de la bague et de la roue. Durant la phase de synchronisation, la commande fait varier la force et la vitesse axiale au niveau du baladeur comme représenté sur la figure I-44.

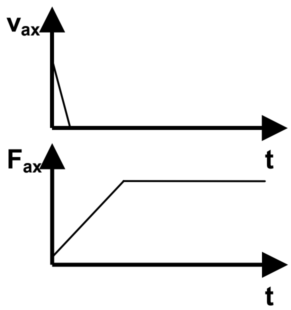


Fig. I-44 Lois de vitesse axiale et de force axiale

Comme la force axiale et le couple résistant varient au début de la phase, on assiste à un court phénomène de stick-slip axial au niveau des cannelures du baladeur sur le moyeu, produisant une petite oscillation de force axiale. Etant donné que la vitesse de glissement varie continuellement sur les surfaces de frottement coniques durant la synchronisation, en présence d'une force de commande axiale également variable, le stick-slip y apparaît également [14]. Ce stick-slip produit des oscillations au niveau du déplacement de la roue synchronisée, d'amplitude proportionnelle à la vitesse de glissement. Ces oscillations, superposées à la variation de la vitesse angulaire venant de la synchronisation (Fig. I-45), excitent la partie synchronisée.

a) originale **b) perturbée**

Fig. I-45 La vitesse axiale

Dans notre cas, la partie synchronisée est un système torsionnel à un ou plusieurs degrés de liberté. Sous l'excitation, il donne une réponse dynamique, qui se manifeste comme une oscillation torsionelle, perceptible sur les surfaces coniques de la roue. Le couple résultant peut être transmis à la bague de synchronisation. Comme la bague de synchronisation est couplé au baladeur au niveau des griffes, cet effet sera également perçu au baladeur, sous forme d'oscillations axiales. Etant donné que c'est également au niveau du baladeur que la force axiale est appliquée, elle doit donc faire face à la combinaison des deux forces mentionnées: celle assurant le frottement et celle issue de la réaction du système torsionnel (Fig. I-46)

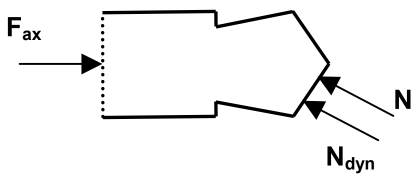


Fig. I-46 Composants de la force axiale

Du pommeau du levier de vitesses au baladeur, le chemin de la force peut être également modélisé comme un système oscillatoire longitudinal à 2 degrés de liberté (Fig. I-47) [17], [34]. En fonction de l'élasticité et de l'amortissement présents dans ce système, les oscillations du baladeur peuvent être absorbées ou amplifiées au niveau du levier de vitesses.

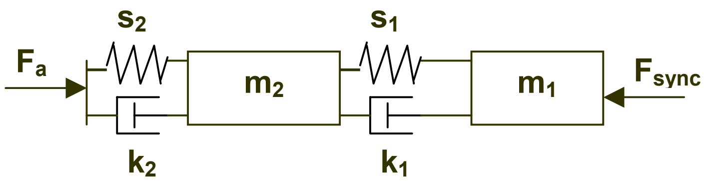


Fig. I-47 Modèle dynamique du mécanisme de changement

Au niveau des griffes, l'oscillation torsionelle peut avoir des effets désagréables. En effet, l'interdiction d'enclenchement de la vitesse avant le synchronisme est assuré par la force opposée au baladeur présente au contact des griffes. Si cette force résistante commence à varier, cela perturbe l'équilibre d'interdiction. Ainsi, le baladeur peut avancer axialement par rapport à la bague (Fig. I-48). Si l'avancement est trop rapide, le baladeur peut dépasser les griffes avant que le synchronisme soit atteint. Dans ce cas, l'enclenchement des vitesses se fera avec craquements (ou croquements), provoquant de grands pics de force axiale et une usure rapide des griffes.

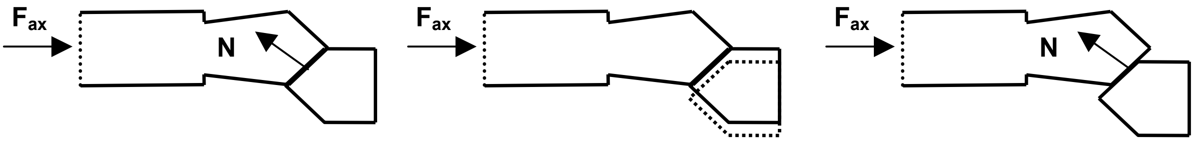


Fig. I-48 Avancement du baladeur lors des perturbations

La durée de la phase est de l’ordre de 0,4 s. Elle varie en fonction de l’inertie à synchroniser, de la différence de vitesse angulaire initiale et de la force axiale.

I-3-4. Dévirage de la bague

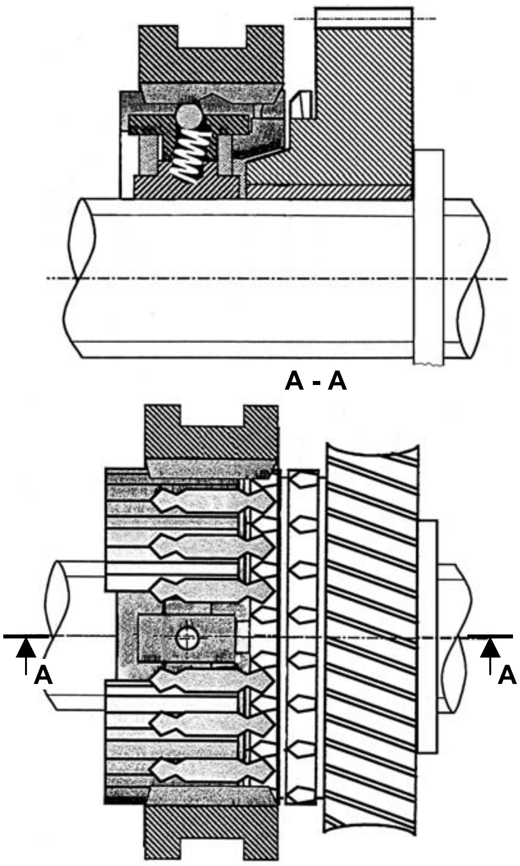


Fig. I-49 Dévirage de la bague

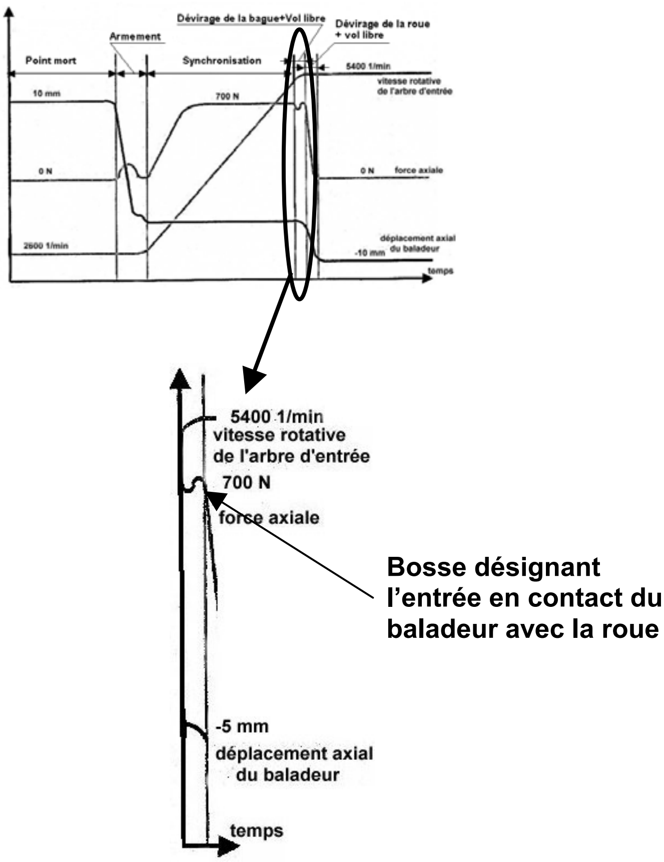


Fig. I-50 Diagramme de la phase de dévirage de la bague

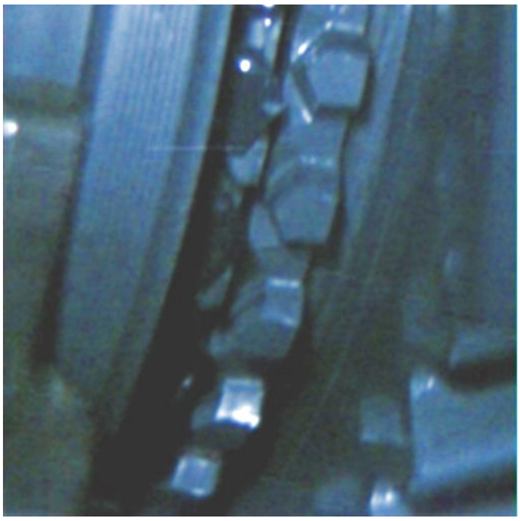


Fig. I-51 Dévirage de la bague

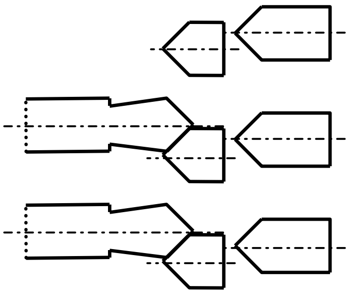


Fig. I-52a Début du dévirage

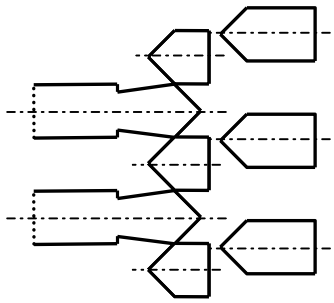


Fig. I-52b Fin du dévirage

Le dévirage est la phase qui existe quand le baladeur détourne la bague de synchronisation pour pouvoir avancer (fig. I-49 – I-52). Il commence au moment où le synchronisme des vitesses angulaires est atteint. Cet équilibre est aussitôt perturbé, car pour détourner la bague, il faut modifier sa vitesse. Le phénomène de désynchronisation de la roue est décrit chez plusieurs auteurs [6], [12], [25], [34], il est attribué aux oscillations torsionnelles dans la chaîne de transmission, ou au couple des pertes [6], [25].

Au début du dévirage, la force axiale diminue selon une loi imposée par la commande. La diminution de la force, couplée à la disparition de la grande différence de vitesse angulaire sur les surfaces coniques, mène à l'arrêt de la production de chaleur. Comme les inerties thermiques de la bague et de la roue sont très différentes, celle de la roue étant supposée très supérieure, on suppose que la chaleur de la bague est transférée rapidement dans la roue. Suite à cela, la bague reste collée sur le cône de la roue dans une position déformée, dilatée [11]. La pression résiduelle est supposée être grande, ainsi le dévirage de la bague entraîne également la roue, qui entraîne à son tour l'inertie de toute la partie synchronisée. Derrien [5] suppose que la bague de synchronisateur se sépare de la roue au moment du dévirage, mais elle ne donne pas d'explications à cela. Murata et al. [25] inclut implicitement le même phénomène dans son modèle. Derrien, de même que Murata et al. ne donnent pas de raisons pour ce phénomène, et sachant que l'angle de conicité est voisin de celui de coincement, on suppose que le coincement de la bague est très probable. En effet, sur le film du processus de synchronisation [43], on ne voit pas le phénomène de séparation et de différence de vitesse angulaire dans cette phase (de l'ordre de *20-40 t/min*), ceci conforte l'explication précédente.

L'interdiction étant levée, le baladeur continue son déplacement axial avec une accélération constante pour atteindre la vitesse axiale souhaitée le plus rapidement possible. Ceci implique une accélération angulaire ε_R également constante. De cela, l'équation de l'équilibre du baladeur:

$$F_{ax} \cdot r_2 \cdot \frac{1 - f_2 \cdot tg\beta}{f_2 + tg\beta} + M_{perte} = \theta_R \cdot \varepsilon_R$$

La figure I-53 représente l'équilibre des efforts au moment du dévirage de la bague de synchronisateur. La force axiale F_{ax} fait avancer le baladeur contre le chanfrein de la griffe de la bague de synchronisateur. La force résistante aux chanfreins N a deux composantes. Celle perpendiculaire à la force axiale produit le dévirage de la bague et de la roue à une accélération tangentielle ε_R calculable. De cette accélération, on obtient la vitesse tangentielle v_{tg}.

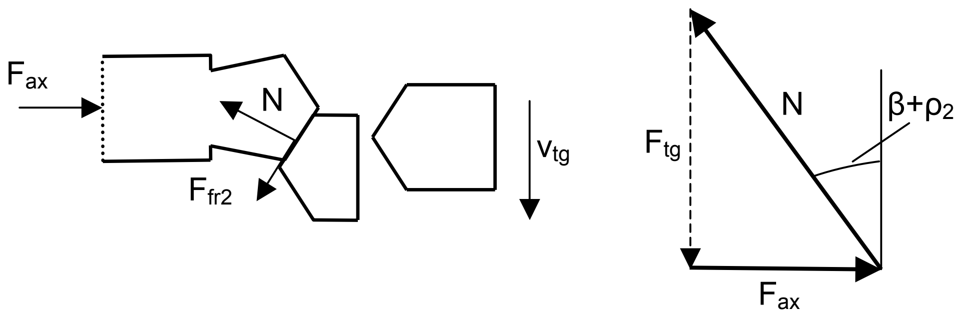


Fig. I-53 Equilibre des forces en phase de dévirage de la bague

Pour assurer l'accélération du baladeur et le détournement de la roue et des pièces y étant liées, la diminution de la force axiale doit être bien choisie. Si la force diminue trop rapidement, la durée de changement de vitesses augmente de façon sensible. Par contre, si elle reste à la valeur de synchronisation, cela ne permet pas l'amortissement des oscillations (dues au stick-slip axial), qui apparaissent au niveau des cannelures baladeur-moyeu à cause de la variation de la vitesse axiale et du couple de pertes. La fin de la phase est atteinte quand l'arête finale du baladeur quitte celle de la bague synchro. La durée de la phase est de l'ordre de *0,075 s*.

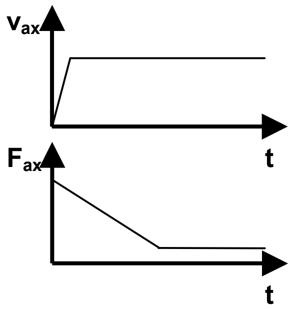


Fig. I-54 Lois de vitesse axiale et de force axiale

I-3-5. Vol libre

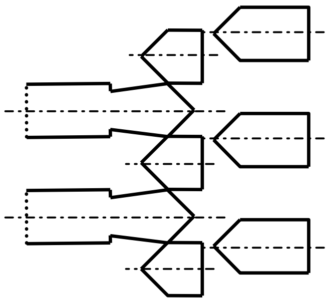


Fig. I-55a Début du vol libre

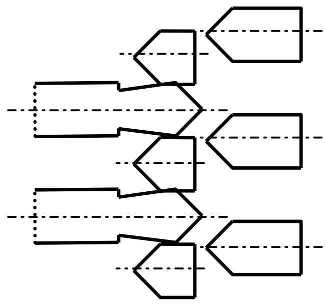


Fig. I-55b Fin du vol libre

Durant cette phase, le baladeur passe à travers les griffes de la bague synchro (Fig I-55). Ce processus dure du moment où les chanfreins de la bague et du baladeur se quittent au moment où les premiers arêtes des chanfreins du baladeur et des griffes de la roue peuvent entrer en contact. En fonction de l'accélération axiale de la phase précédente, la vitesse axiale peut être déjà constante au début de la phase, et le rester pour toute la durée, ou elle peut encore augmenter durant le début et se stabiliser pour la fin (Fig. I-56).

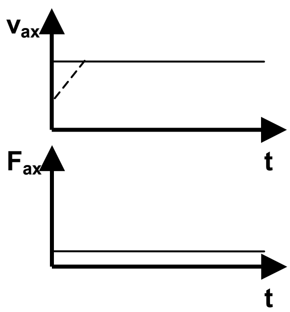


Fig. I-56 Lois de vitesse axiale et de force axiale

La force axiale doit vaincre la résistance des couples de perte. Cela entraîne une force tangentielle au niveau des griffes, qui donne naissance à une force de frottement axial sur les côtés des cannelures. Ici, le phénomène stick–slip peut se produire si les conditions aux limites nécessaires pour son apparition sont respectées. L'équation de l'équilibre du baladeur:

$$F_{ax} = f_2 \cdot \frac{M_{perte}}{r_2}$$

La durée de la phase est de l'ordre de *0,02 s*.

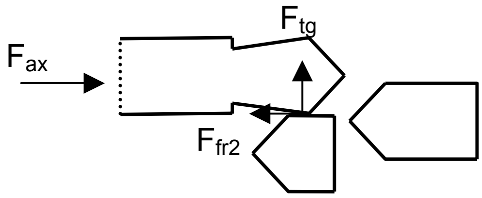


Fig. I-57 Equilibre des forces en phase de vol libre

I-3-6. Approche de la roue

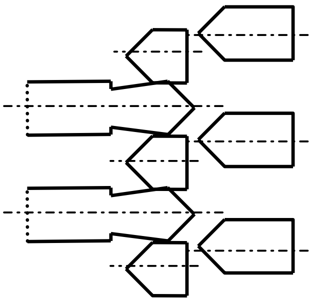


Fig. I-58a Début de l'approche de la roue

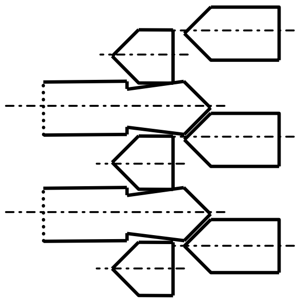


Fig. I-58b Fin de l'approche de la roue

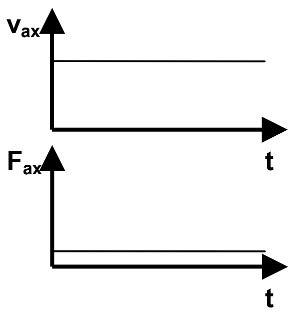


Fig. I-59 Lois de vitesse axiale et de force axiale

Au début de la phase, l'arête avant du chanfrein de la roue et celui du baladeur peuvent théoriquement entrer en contact. A la fin de la phase, la distance normale entre les chanfreins est très petite, soit $h=10^{-4}$ *m* [5]. Durant l'approche de la roue, tout comme durant le vol libre, la seule résistance est la force de frottement sur les côtés de cannelures, venant du couple de pertes. La commande fait avancer le baladeur à une vitesse axiale constante, et la force axiale est également constante (Fig. I-59).

Ici, le baladeur entre parmi les griffes de la roue. Comme le seul contact entre la bague de synchronisateur et la roue est le couple de frottement, la position relative des griffes de la bague et de la roue est complètement aléatoire à la fin de la synchronisation. De ce fait, l'entrée parmi les cannelures se fait dans une position indéfinie. Cet effet est pris en compte en utilisant un facteur ξ qui détermine la position d'entrée dans un pas *p*. Le contact peut se réaliser sur le chanfrein avant ou arrière du baladeur, en fonction du paramètre ξ, de la vitesse axiale du baladeur, la différence de vitesse angulaire et de l'épaisseur de la griffe. L'équation de l'équilibre du baladeur:

$$F_{ax} = f_2 \cdot \frac{M_{perte}}{r_2}$$

La durée de la phase est de l'ordre de *0,005 s*.

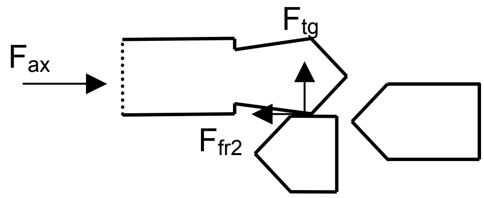


Fig. I-60 Equilibre des forces en phase d'approche de la roue

I-3-7. Montée de la deuxième bosse sur le diagramme d'efforts

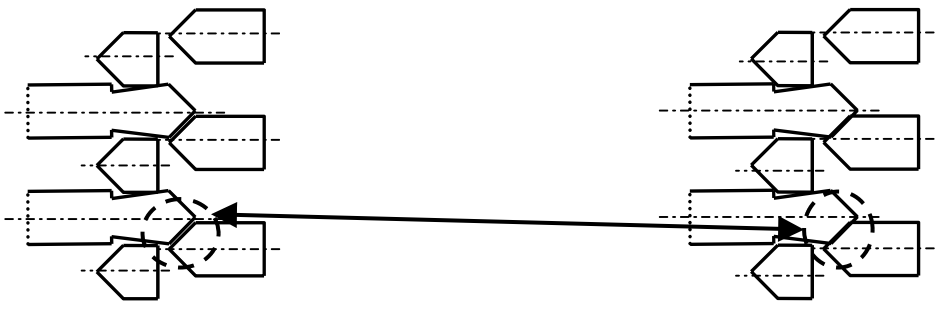


Fig. I-61a Début de la deuxième bosse **Fig. I-61b Fin de la deuxième bosse**

La deuxième bosse se produit quand le baladeur rencontre les griffes de la roue à synchroniser. La commande impose une vitesse axiale constante (Fig. I-62). Au début de la phase, le baladeur est très près de la roue, à $h=10^{-4}$ *m*. Le baladeur a atteint le film d'huile formé sur les chanfreins des griffes de la bague, et la force axiale commence à augmenter rapidement car il faut vaincre l'élasticité et l'amortissement de la couche d'huile. L'élasticité de la couche est de l'ordre de 10^6 *N/m* [5].

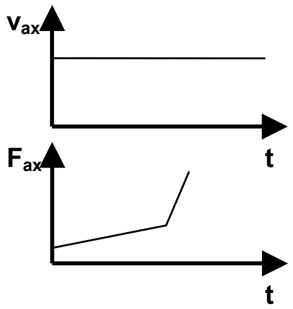


Fig. I-62 Lois de vitesse axiale et de force axiale

A une distance encore plus petite, soit à $h=10^{-5}$ *m*, on suppose que l'élasticité du contact sur les griffes entre en jeu. Le baladeur commence à pousser les griffes de la bague pour la déplacer, et l'arracher de sa position coincée. Ici intervient l'écrasement partiel des rugosités de surface, augmentant considérablement la rigidité de contact à un niveau de $3\cdot10^6$ *N/mm*. Si l'arrachement n'a pas lieu, l'enclenchement de la roue est impossible. Donc, il faut pousser le baladeur pour qu'il pousse la bague jusqu'à ce qu'il arrive à l'arracher au cône. La libération de la bague se produit au moment où la composante tangentielle de la force normale aux chanfreins *N* va être plus grande, que la force de frottement statique due au coincement. Jusqu'à la libération de la bague, le baladeur ne peut plus avancer, et la commande du changement augmente la force axiale pour vaincre l'obstacle. Cette augmentation de la force axiale est appelée montée de la deuxième bosse. La force de frottement statique peut être calculée à partir de la déformation subie par la bague à case de l'échauffement et l'erreur de l'angle de conicité.

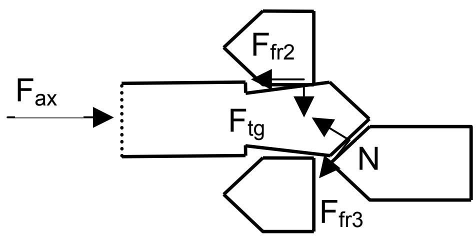
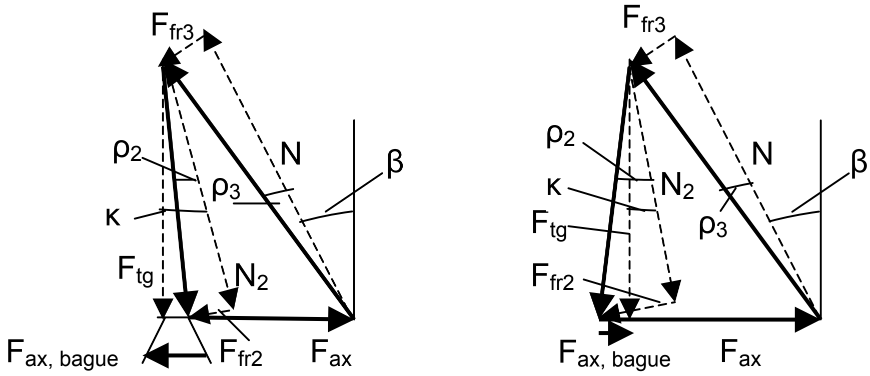


Fig. I-63 Equilibre des forces en phase de deuxième bosse

A partir des figures I-64 et I-65, on peut écrire les équations d'équilibre des forces agissant sur le baladeur:

$$F_{ax}=N\cdot sin\beta+f_3\cdot N\cdot cos\beta-N_2\cdot sin\kappa+f_2\cdot N_2\cdot cos\kappa$$

$$F_{tg}=N\cdot cos\beta - f_3\cdot N\cdot sin\beta = N_2\cdot cos\kappa + f_2\cdot N_2\cdot sin\kappa$$



a) *κ>ρ₂* **b) *κ<ρ₂***

Fig. I-64 Triangle vectoriel des forces en phase de deuxième bosse

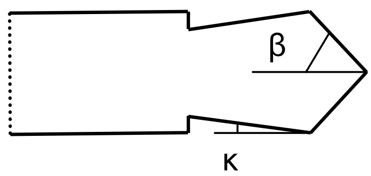


Fig. I-65 Angles *β* et *κ* sur le baladeur

Ici, F_{ax} est la force axiale extérieure agissant sur le baladeur, et F_{tg} la force tangentielle dévirant la bague de synchronisateur, venant de la force normale N aux chanfreins. On suppose que c'est cette force tangentielle F_{tg} qui libère la bague de synchronisation de sa position collée au cône de la roue. Aussitôt que la bague est en mouvement, le coefficient de frottement aux surfaces coniques chute de la valeur statique à la valeur dynamique. Ainsi, la force axiale agissant sur la bague $F_{ax,bague}$ couplée à la force d'élasticité de la bague peuvent la séparer axialement du cône de frottement de la roue. Le sens et la taille de cette force est influencée par les angles κ et ρ_2. Si $\kappa>\rho_2$ alors $F_{ax,bague}$ pointe en sens opposé au cône (Fig. I-64a). Elle diminue la force axiale au niveau du baladeur, et aide la séparation. Si $\kappa<\rho_2$ (Fig. I-64b) alors $F_{ax,bague}$ pointe vers le cône de la roue, et s'oppose à la séparation. En même temps, elle augmente la force axiale à exercer sur le baladeur.

La montée de la force axiale entraîne la montée de la force tangentielle, qui à son tour, fait apparaître de nouveau le stick-slip axial sur les côtés des cannelures du moyeu et du baladeur. En plus, cette montée agit comme une excitation par échelon unité sur le système torsionnel de la partie synchronisée. Donc, on aura une réponse dynamique apparaissant au niveau des griffes. Cette réponse sera transmise au baladeur, et de nouveau, cela excitera le système oscillant du mécanisme de changement de vitesses. Ainsi, la force axiale au niveau du baladeur se composera de nouveau de deux composantes: de la force de résistance à l'élasticité et de la force de réaction dynamique.

La durée de la phase est de l'ordre de *0,002 s*.

I-3-8. Dévirage de la roue

Durant cette phase, le baladeur dévire la roue. Le début de la phase est le contact initial des chanfreins, en une position aléatoire. La fin est la rencontre des arêtes arrières des chanfreins de la roue et du baladeur. Comme la projection axiale des chanfreins est très courte, la durée de la phase va l'être également, en fonction de la vitesse axiale.

Fig. I-66 Dévirage de la roue

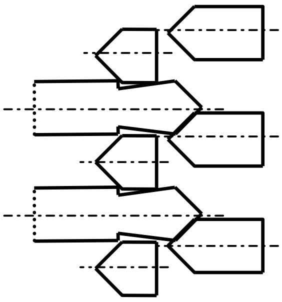


Fig. I-67a Début du dévirage de la roue

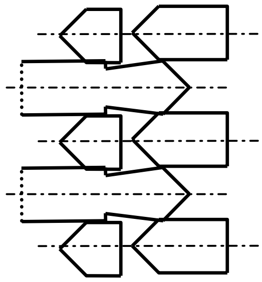


Fig. I-67b Fin du dévirage de la roue

Dans cette phase, la commande assure une vitesse axiale constante (Fig. I-68). La commande de la force axiale se passe de la même façon que pour le cas de la dévirage de la bague de synchronisateur. La force doit diminuer selon une pente donnée jusqu'à sa valeur de vol libre.

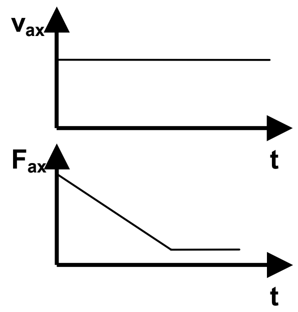


Fig. I-68 Lois de vitesse axiale et de force axiale

A cause du dévirage, de nouveau une désynchronisation des vitesses angulaires se produit [34]. La différence de vitesse angulaire dépend de la position de contact des griffes et du sens de changement de vitesses (montée ou descente). A la fin de cette phase, le synchronisme final des vitesses angulaires est atteint.

L’équation de l’équilibre du baladeur:

$$F_{ax} \cdot r_2 \cdot \frac{1 - f_3 \cdot tg\beta}{f_3 + tg\beta} + M_{perte} = \theta_R \cdot \varepsilon_R$$

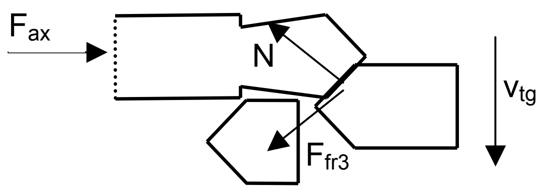


Fig. I-69 Equilibre des forces en phase de dévirage de la roue

Au moment de l’arrachement de la bague, la force tangentielle, donc celle axiale aussi, chutent. Ceci est perçu de nouveau comme une excitation par une fonction échelon unité inverse. On obtient une réponse dynamique du système torsionnel qui excite à son tour le mécanisme de changement. Ici aussi, la réaction dynamique peut être une oscillation tangentielle si forte, que cela peut donner la perte de contact sur les chanfreins. Dans de tels cas, le baladeur avance tant qu’il y a de la place disponible, car la commande maintient la vitesse axiale constante. La force de stick-slip axial due aux cannelures ne joue pas de rôle, car la force tangentielle diminue brusquement, est reste très petite.

Comme la force axiale initiale est très grande à l’arrachement, on doit faire attention seulement à ce que la pente ne soit pas trop brusque. Pour le calcul de cette pente, on doit être très prudent. En effet, le contact chanfrein-chanfrein se fait dans une position aléatoire, quelque part entre l’arête avant et l’arête arrière du chanfrein de la roue. Ainsi, on a intérêt à calculer avec le cas le plus défavorable, où le contact a lieu juste après l'arête avant du chanfrein de la roue (Fig. I-70). En faisant cela, on peut imposer une pente descendante suffisamment large pour obtenir la robustesse de la commande de la force.

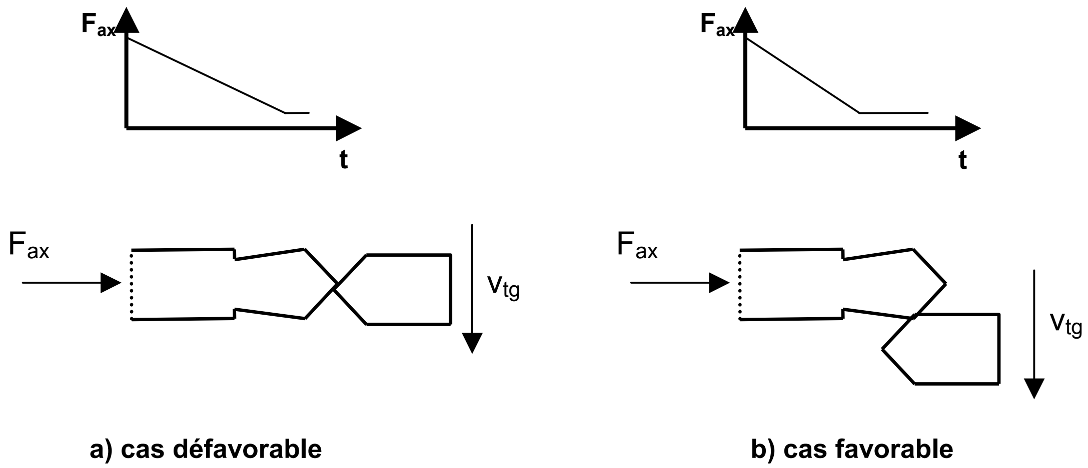


Fig. I-70 Contact des chanfreins et pentes de force associées

La durée de la phase est de l'ordre de *0,025 s*. Elle peut varier fortement en fonction de la position relative des rangées de griffes à la rencontre du baladeur et de la roue.

I-3-9. Vol libre final

Le début de la phase est la rencontre des arêtes arrières des chanfreins de la roue et du baladeur. Le baladeur continue son chemin parmi les griffes de la roue à vitesse axiale constante (Fig. I-71). A la fin, il se heurte contre le flanc de la roue. Ceci étant fait, le synchronisateur est prêt à transmettre la puissance. Pour empêcher le relâchement des cannelures sous charge, les flancs des cannelures du baladeur et de la roue sont usinés, et disposent d'un angle κ dit d'anti-lâcher. Ainsi, il faut une force non négligeable pour la séparation.

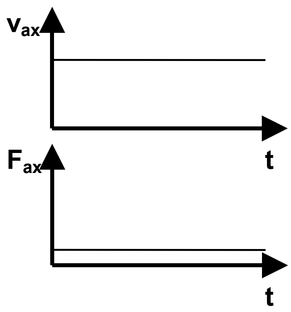


Fig. I-71 Lois de vitesse axiale et de force axiale

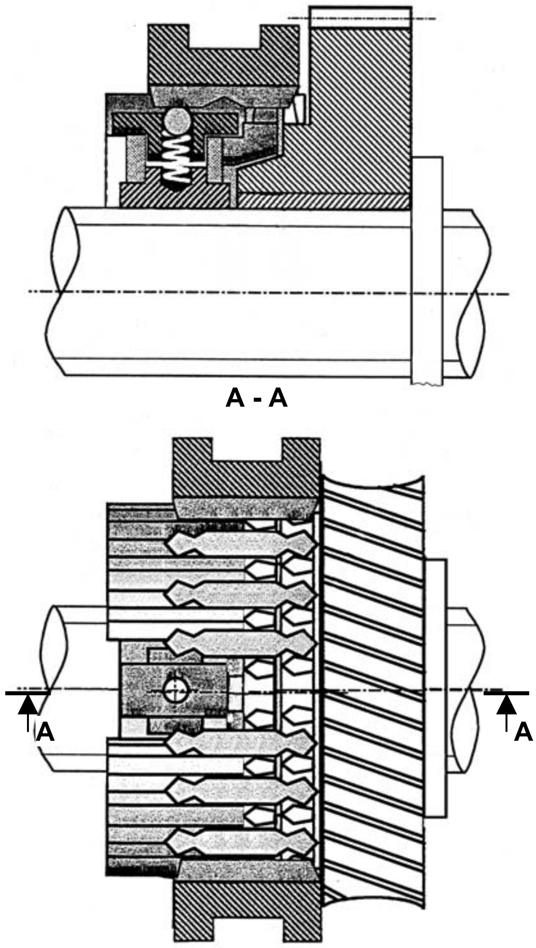


Fig. I-72 Dévirage de la roue

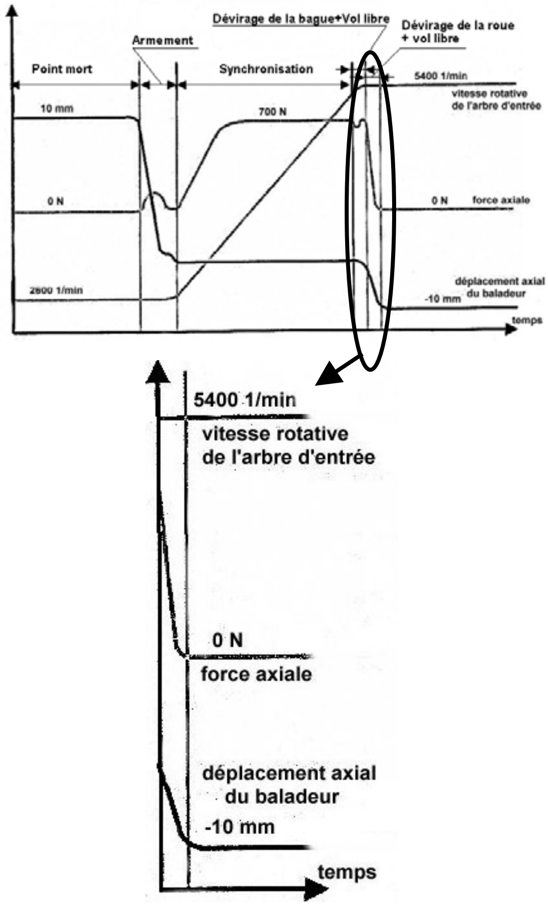


Fig. I-73 Diagramme de la phase de crabotage

Fig. I-74 Fin du vol libre final

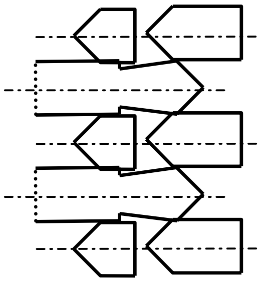


Fig. I-75a Début du vol libre final

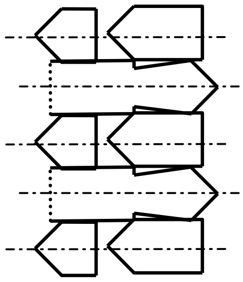


Fig. I-75b Fin du vol libre final

La force axiale est très petite. Elle doit faire face aux couples de perte et à la force de frottement qui en résulte (Fig. I-71). Du stick-slip peut apparaître sur les flancs des griffes en cas de conditions adéquates. L'équation de l'équilibre du baladeur:

$$F_{ax} = f_3 \cdot \frac{M_{perte}}{r_2}$$

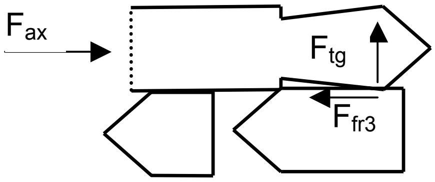


Fig. I-76 Equilibre des forces en phase de vol libre final

La durée de la phase dépend de la distance à parcourir et de la vitesse axiale du baladeur. En général, elle est similaire à celle du vol libre, de l'ordre de *0,025 s*.

I-3-10. Conclusion de la description du fonctionnement des synchronisateurs

Les synchronisateurs ont été élaborés pour faciliter le changement des vitesses et pour diminuer la charge et usure des griffes de crabotage en annulant la vitesse relative entre le baladeur et la roue à engager. Cette étude bibliographique des phases de fonctionnement et une réflexion sur le fonctionnement basée sur les observations montre clairement que l'annulation de la vitesse relative n'est pas atteinte de façon définitive. En effet, le synchronisme est atteint, puis perturbé deux fois avant la troisième perturbation finale. Ceci donne naissance à des oscillations et des phénomènes difficilement maîtrisables au niveau de la force axiale et des vitesses angulaires, qui influencent directement la perception du confort de changement de vitesses.

Tout ce qui était vu dépend du pilotage de la force axiale exercée et de la vitesse axiale imposée au baladeur. Les lois du pilotage seront présentées dans le chapitre III.

I-4. La perception du changement de vitesses

I-4-1. La qualité de la perception et ses indicateurs

De nos jours, on tend de plus en plus à harmoniser les caractéristiques des véhicules, ceci à tout niveau. Des équipes étudient le bruit de fermeture des portes, le confort acoustique dans l'habitacle, il est donc naturel de s'intéresser au confort du changement de vitesses. Le problème de base est que l'on peut mesurer des quantités de façon objective tandis que la perception humaine, tant qu'elle n'est pas reliée à des grandeurs physiques, est complètement subjective. Toutefois, on essaie d'énumérer quelques grandeurs mesurables du côté boîte de vitesse qui peuvent aider à comprendre la perception du changement.

Selon Moir [26], on distingue quatre grandes zones de travail durant le changement de vitesses (Fig. I- 77):

- début du changement,
- début de la synchronisation,
- début de la double bosse,
- fin du changement qui correspond à l'engagement des dents.

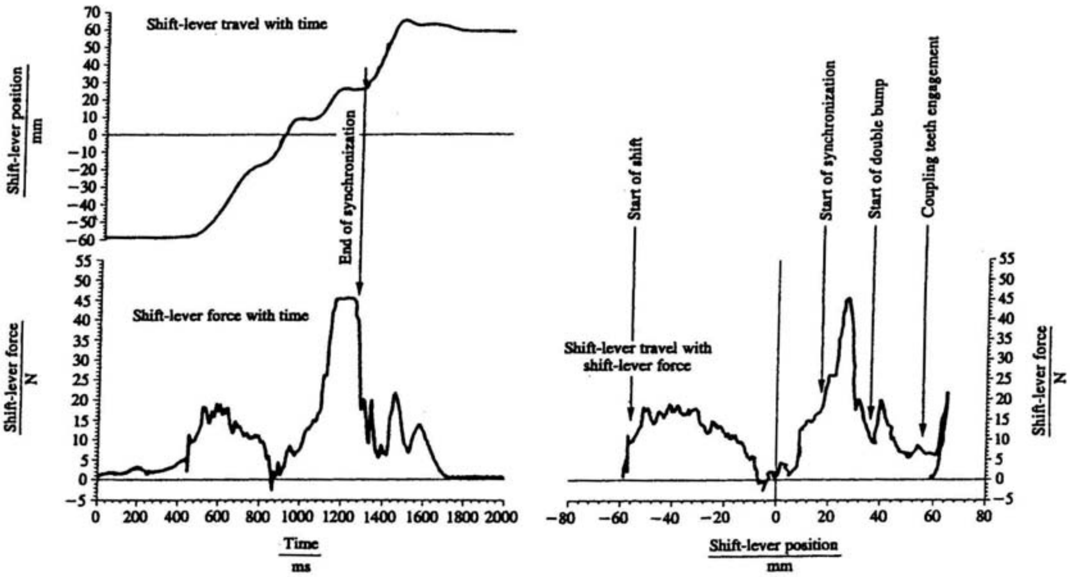


Fig. I-77 Définition des quatre zones importantes dans le changement des vitesses [26]

Le début de chaque phase correspond à un accroissement d'effort en relation avec le déplacement des éléments. En pratique, il existe beaucoup de fluctuations dues à l'influence d'un certain nombre de paramètres et à l'effet de passage par un opérateur. On définit alors une tendance moyenne et des courbes enveloppes correspondant à un niveau de confiance de 95 % (Fig. I-78).

Le début de changement est homogène et la variance des valeurs est petite. Il est de même pour la fin du changement.

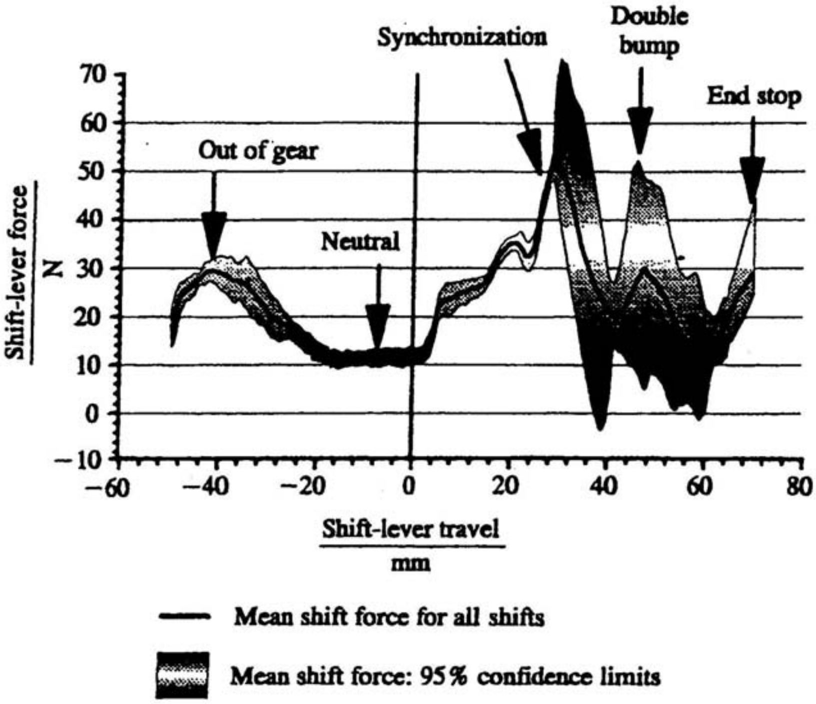


Fig. I-78 Variation des efforts axiaux de changement de vitesses [26]

Selon Murata et al. [25], un pic de force peut intervenir au moment où la force axiale de synchronisation atteint sa valeur maximale. Pour caractériser ce pic, la variable suivante est proposée (Fig. I-79):

$$PS = \frac{F_{pic} - F_{moy}}{F_{moy}}$$

Des recherches ont révélé que la fréquence de l'occurrence de ce pic augmente si $PS>0,25$ (Fig. I-80). Pour éviter cela, on peut modifier la raideur du mécanisme de changement de vitesse (du pommeau de levier à la fourchette) afin de diminuer le pic. Pour une voiture familiale, cette raideur est relativement faible: $s_{ax}<4,9$ *N/mm.* En cas de voiture de sport, s_{ax} peut augmenter jusqu'à *98 N/mm*.

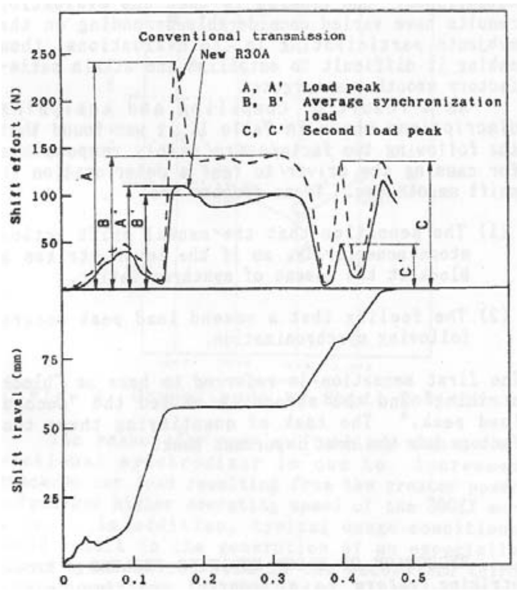


Fig. I-79 Définition de la variable *PS* [25]

Légende: *A* – F_{pic}, *B* - F_{moy}

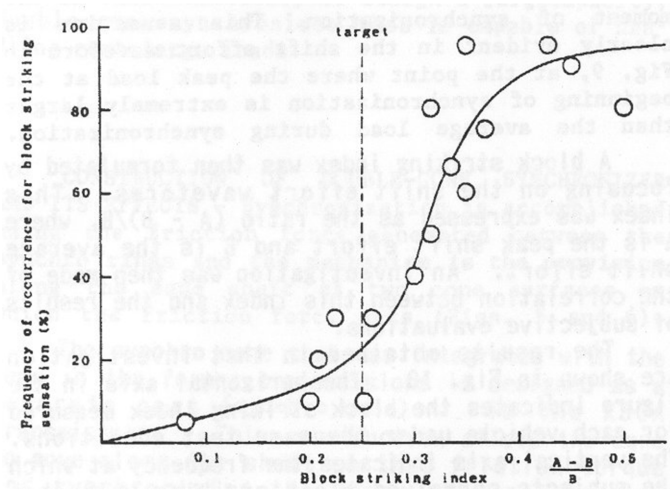


Fig. I-80 Occurrence des pics en fonction de *PS* [25]

Pour caractériser la synchronisation, comme le temps et l'effort sont étroitement liés, on peut introduire un facteur qui intègre l'effort pendant le temps de synchronisation (Fig. I-81): «time synchronization integral» appelé encore agrément de passage. Il représente une certaine capacité à mesurer le lissage des variations de force axiale (lever viscosity) . Alors, on peut comparer par exemple l'influence d'un lubrifiant sur le comportement d'un synchronisateur (Fig. I-82) pour une température ou un régime de fonctionnement donné.

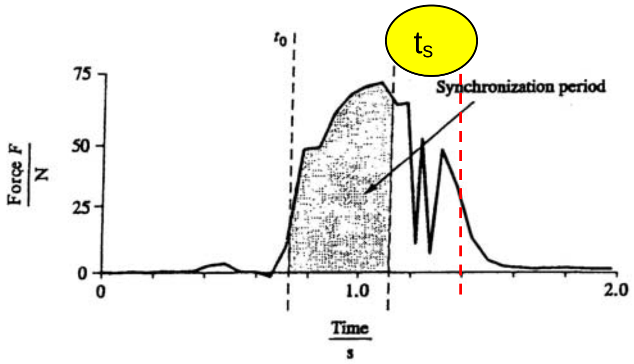


Fig. I-81 Définition du paramètre «Time synchronization integral» [26]

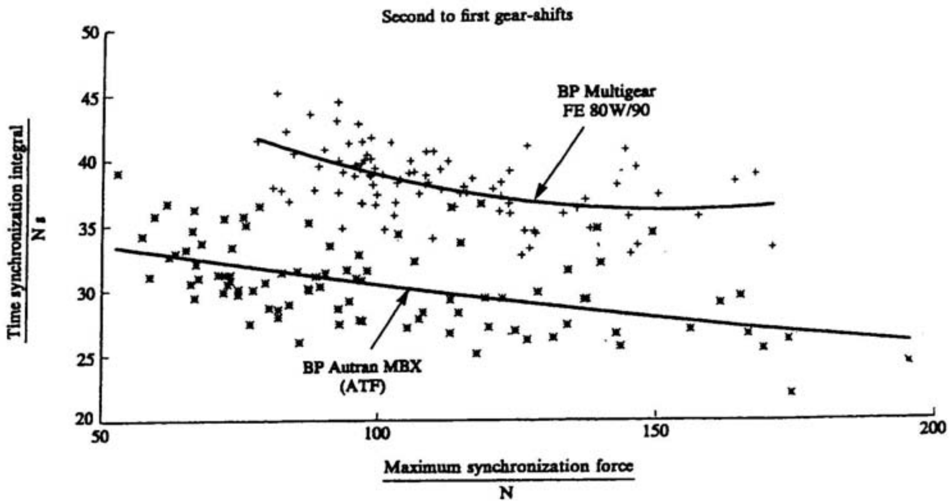


Fig. I-82 Influence du paramètre lubrification sur la performance d'un synchronisateur [26]

Dans le cas de la deuxième bosse, la variance devient très grande. Ceci peut venir du fait que ce phénomène dépend de beaucoup de facteurs. Moir [26] définit trois facteurs introduisant la variance dans les mesures. Le premier facteur est la structure du synchronisateur lui-même, responsable de la grande variabilité des deuxièmes bosses. Le deuxième facteur est la différence parmi les conditions des séries de test successives. La vitesse du véhicule testé, la température du lubrifiant de la boîte ainsi que la température ambiante peuvent être toutes différentes, donc des sources de perturbations. Sur banc d'essais, l'effet de ces phénomènes peut être compensé. Le troisième facteur est la différence qui vient des mouvements de l'opérateur effectuant une série de tests. Même durant des changements successifs, la force axiale et la vitesse du changement peuvent varier, et cela influence fortement les résultats. La figure I-82 illustre bien la variabilité des résultats. Dans des cas pareils, soit on doit appliquer une force axiale constante, soit on doit prendre en compte l'effet de sa variance.

D'Orazio et al. [6], ainsi que Kwittner et al. [17] proposent le paramètre suivant pour caractériser le comportement d'un synchronisateur (Fig. I-83):

$$P = \frac{F_{synchro}}{F_{bosse}}$$

où $F_{synchro}$ – la force axiale nécessaire pour la synchronisation,

F_{bosse} – la force maximale de la deuxième bosse.

Ce rapport P doit être inférieur à 1 et généralement on considère la valeur $0,7$.

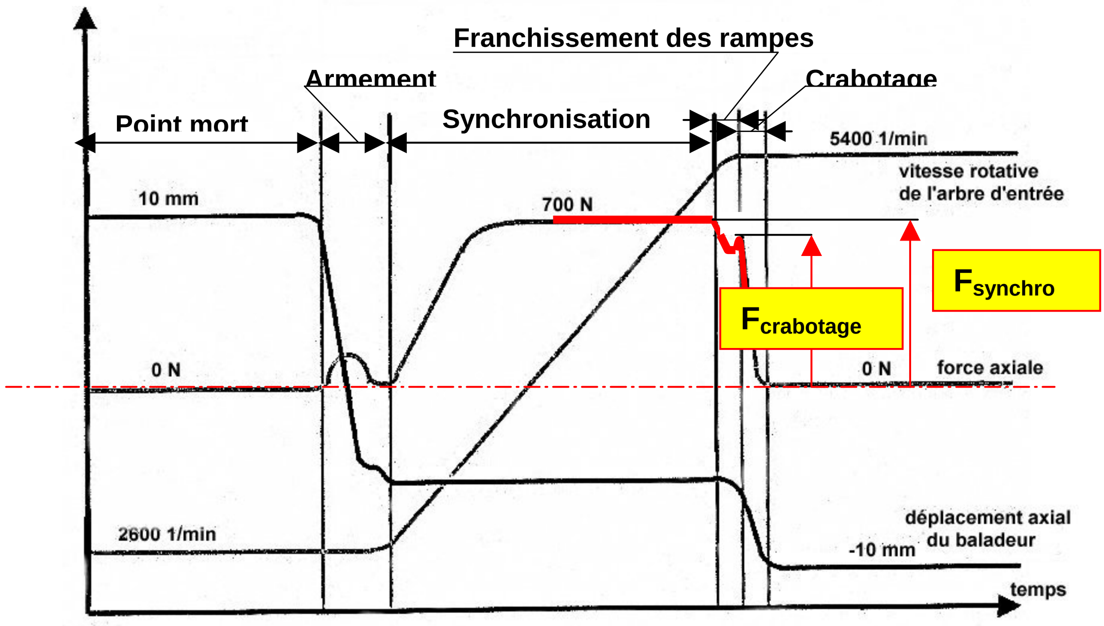


Fig. I-83 Définition de l'agrément de passage rapport F_{crabot} / $F_{synchro}$

Kwittner et al. [17] proposent encore deux caractéristiques pour la deuxième bosse: le nombre des pics n et l'intégrale suivante:

$$I_{bosse} = \int_{t_{bosse}} F_{ax} dt$$

Pour augmenter le confort de changement de vitesses, il faut minimiser les facteurs mentionnés P, n, et I_{bosse}.

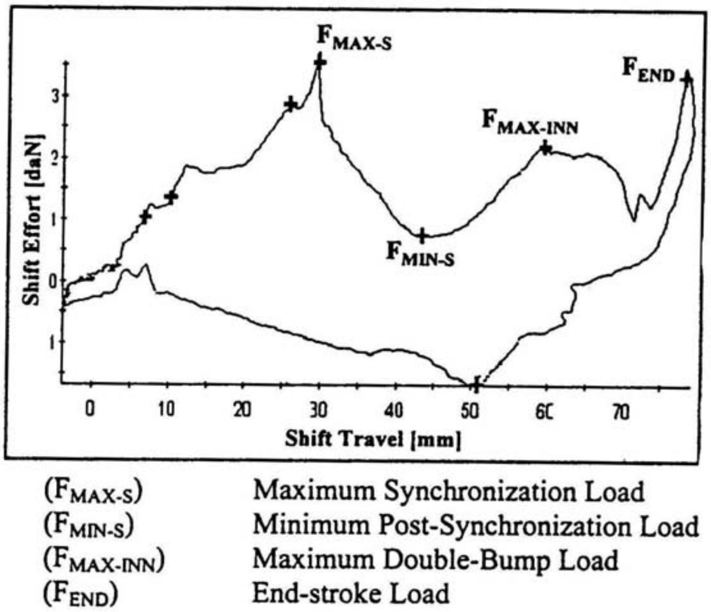


Fig. I-84 Définition de paramètres pour globaliser la notion d'agrément de passage [6]

Selon D'Orazio et al. [6], d'autres grandeurs importantes sont (Fig. I-84):

- La force maximale de synchronisation $F_{max\text{-}s}$,
- La différence entre la force maxi $F_{max\text{-}s}$ et la force mini après synchronisation $F_{mini\text{-}s}$,
- La différence entre la force après synchronisation et la force au double bump $F_{max\text{-}inn}$,
- Le pourcentage de différence $F_{mini\text{-}s} - F_{max\text{-}inn}$ par rapport à $F_{max\text{-}s}$ - $F_{mini\text{-}s}$,
- La pente de l'effort axial en fonction du temps après synchronisation,
- Le déplacement pendant la synchronisation par rapport à celle en fin de cycle,
- Le déplacement pendant le double bump par rapport à celle en fin de cycle.

L'étude des quantités mesurées, permet d'établir la correspondance entre les mesures objectives et la qualité du changement de vitesses telle que les utilisateurs la perçoivent (Tableau I-2).

Valeur	Force axiale	Occurrence	2e bosse	Appréciation	Note
10	Très faible Synchronisation non perceptible	Continu	Non perceptible	Très recommandé	Excellent
9	Très faible Synchronisation peu perceptible	Occasionnel	A peine perceptible	Recommandé	Excellent
8	Faible Synchronisation perceptible	Continu	A peine perceptible	Recommandé	Bien
7	Notable Synchronisation clairement perceptible	Occasionnel	Perceptible, présente	Acceptable	Bien
6	Notable Synchronisation sensible	Continu	Présente	Acceptable	Moyen
5	Elevée Synchronisation sensible	Occasionnel	Dure	Problématique	Moyen
4	Elevée Synchronisation très sensible	Continu	Dure	Très problématique	Faible
3	Très grande Synchronisation difficile	Continu	Grandes impulsions de force	Très problématique	Faible
2	Très grande Synchronisation impossible	Occasionnel	Vibrations fortes, changement impossible	Inacceptable	Mauvais
1	Très grande Synchronisation impossible	Continu	Vibrations fortes, changement impossible	Inacceptable	Mauvais

Tableau I-2 Définition d’une grille d’appréciation pour les essais de passage de vitesses [26]

I-4-2. Erreurs fréquentes de changement de vitesses

Le changement de vitesses n’est pas toujours aussi rapide que souhaité (dans les dixièmes de seconde généralement prévus). Dans le pire des cas, il ne réussit pas du tout. Quelque soit l’origine du problème de synchronisation, l’erreur est perçue soit sous forme de craquements ou deuxième bosse lors du changement de vitesses, soit sous forme de changement impossible (refus de passage). Les craquements proviennent généralement de la collision du baladeur et des griffes de la roue, ayant des vitesses angulaires différentes. Le changement impossible vient soit du coincement de la bague sur le cône, soit de la butée des extrémités des griffes.

Commençons par les raisons des craquements. Un cas élémentaire est le suivant. Si la bague synchro est usée, et sa surface conique est déformée, on ne sent pas de résistance lors du changement, et la vitesse est engagée avec un craquement sec [37]. Le même cas se produit, si les griffes de la bague sont usées ou déformées.

Ensuite, il se peut qu’une synchronisation partielle se produise, mais la synchronisation complète n’est pas atteinte, et le changement se fait avant. Dans ce cas, on sent une résistance au passage de vitesse durant la synchronisation, mais elle est faible, et le changement se fait accompagné de plusieurs craquements. Ceci peut venir de la variation forte du coefficient de frottement, soit au niveau des cônes, soit au niveau des chanfreins, mais aussi bien d'une oscillation torsionnelle de la partie synchronisante ou synchronisée. Pour la variation du coefficient de frottement, Murata et al. [25] donne une valeur limite inférieure, qui ne doit pas être dépassée durant toute la durée de vie de la bague de synchronisateur:

$$f_{\min} = \sin\alpha \cdot \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{1 - f_2 \cdot tg\beta}{f_2 + tg\beta}$$

Dans le cas des oscillations, les inerties instantanées peuvent varier des deux côtés à cause des jeux torsionnels inévitables (Fig. I-85). L'équilibre des couples de frottement M_1 et d'interdiction M_2 est perturbée, et le baladeur oscille axialement sur les chanfreins de la bague [16]. En cas de grandes perturbations, l'amplitude de l'oscillation peut dépasser la longueur axiale des chanfreins, et le baladeur dépasse l'interdiction avant la synchronisation complète.

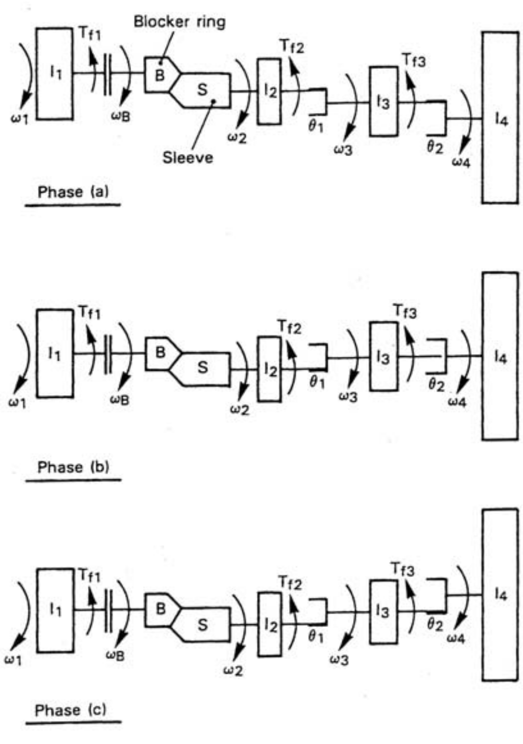


Fig. I-85 Effet des jeux dans la transmission [12]

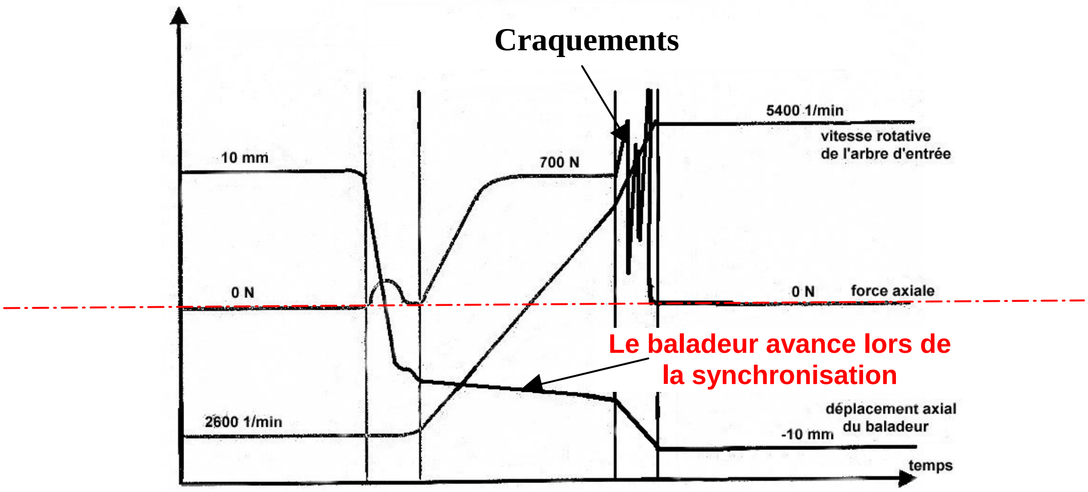


Fig. I-86 Diagramme de changement avec claquements

Si le synchronisme complet est atteint au niveau de la bague synchro, d'après une supposition implicite présente chez plusieurs auteurs, le couple de frottement M_1 devient nul, car la force axiale agissant sur les cônes disparaît avec l'engagement de la bague synchro. Etant donné que rien ne relie la bague à la roue, la vitesse angulaire de la roue peut varier librement, et une nouvelle désynchronisation peut avoir lieu [12], [25], [36], [37]. La durée durant laquelle ce phénomène se produit dépend de deux facteurs. L'un est la distance axiale entre la fin des chanfreins de la bague synchro, et une position quelconque sur le chanfrein des griffes de la roue. Cette dernière position est aléatoire, comme rien ne relie les deux rangées de griffes [16]. L'autre facteur est la vitesse axiale du baladeur. Donc, durant cet intervalle de temps, deux phénomènes peuvent causer la désynchronisation de la roue. Le premier phénomène est l'effet ralentissant des couples de perte par barbotage, et par frottement dans les paliers et butées [5], [12], [25], [37]. Le deuxième phénomène est de nouveau l'oscillation torsionnelle dans la partie synchronisante et synchronisée. Cette oscillation peut être expliquée par le fait que l'accélération angulaire imposée à la roue par la synchronisation ne s'arrête pas au moment du synchronisme. Ceci donne naissance à des oscillations torsionnelles amorties en fonction du jeu torsionnel et des inerties de deux côtés. Ainsi, au début de l'engagement, la vitesse angulaire de la roue sera aléatoirement différente de celle du baladeur, entre les limites définies par les jeux.

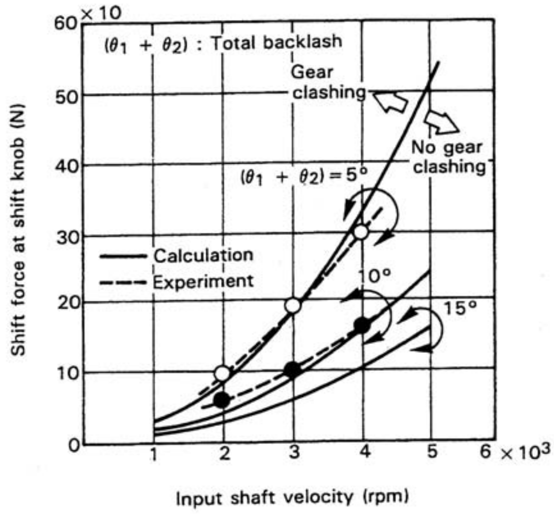


Fig. I-87 Détermination de la limite de claquement (passage de 1ère à 2ème) [12]

Ceci est souligné par l'effet du jeu torsionnel sur la deuxième bosse (Fig. I-87). Dans le cas de grands jeux torsionnels, le craquement apparaît pour des valeurs de force axiale relativement faibles. En cas de petits jeux, on peut appliquer des forces axiales plus grandes.

$$\Delta N = \frac{|\omega_1 - \omega_2| \cdot 60}{2 \cdot \pi}$$

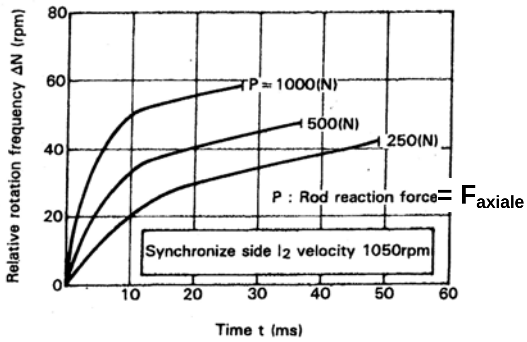


Fig. I-88 Variation du temps de synchronisation en fonction de la force axiale [12]

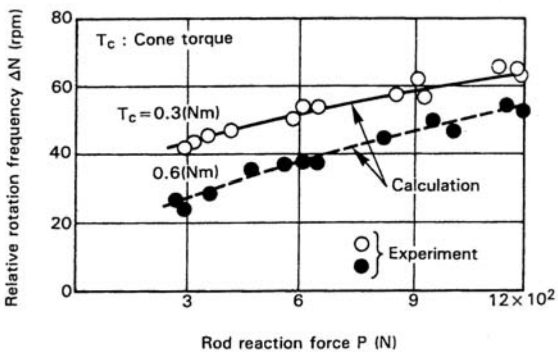


Fig. I-89 Variation de vitesse ΔN en fonction de la charge axiale [12]

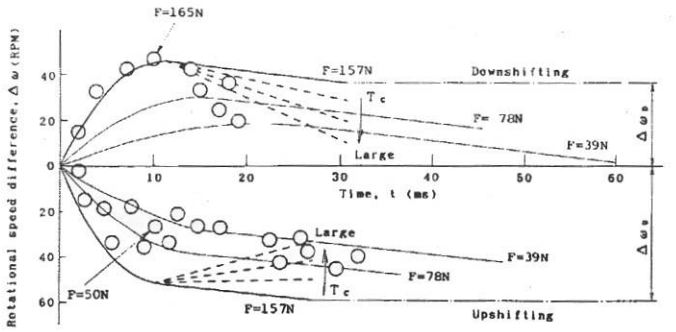


Fig. I-90 Variation de ΔN selon Murata et al. [25]

L’effet de l’accélération angulaire résiduelle est représentée sur les figures I-88 – I-90. Plus la force axiale est grande, plus la synchronisation va être rapide, et plus l’accélération angulaire va être grande, produisant une désynchronisation ΔN grande.

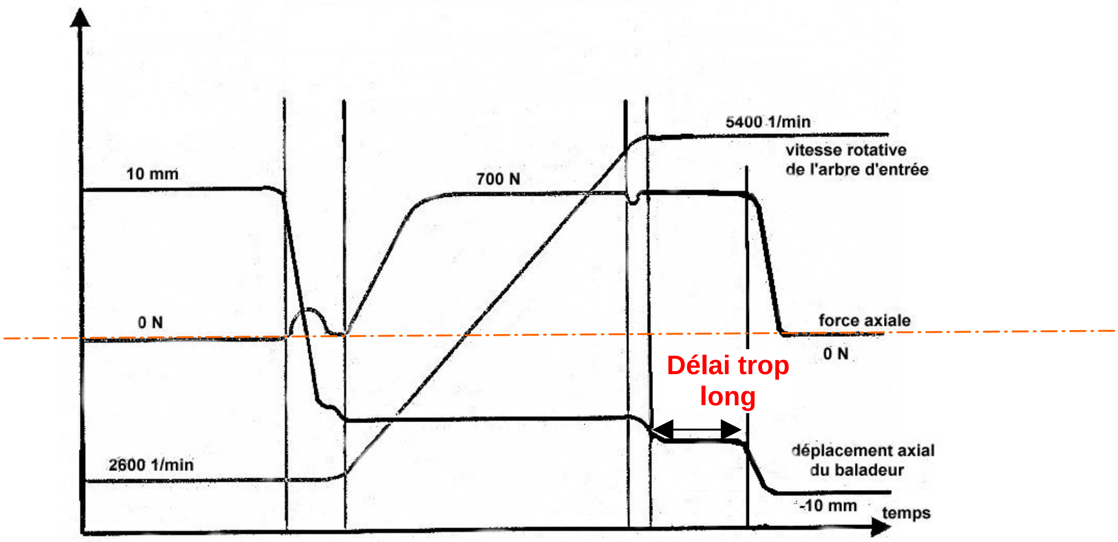


Fig. I-91 Diagramme de changement impossible

Considérons maintenant le changement impossible. Par définition, un changement est impossible quand on n’arrive pas à l’effectuer dans un intervalle de temps raisonnable (Fig. I-91). On peut avancer plusieurs explications à ce problème. Tout d’abord, considérons une boîte de vitesse froide. Dans ce cas, la viscosité de l’huile peut être très élevée. Ceci peut rendre impossible la rupture de la couche d’huile située entre les surfaces coniques. Ainsi, on n’arrive pas à la phase de synchronisation [37]. Ensuite prenons le cas opposé, une boîte de vitesses surchauffé. Suite à une synchronisation trop longue, la bague peut chauffer et se dilater à cause de la dissipation de chaleur due frottement. Une fois le synchronisme atteint, le frottement disparaît. La bague se refroidit plus ou moins brusquement, et reste coincée sur le cône de la roue [11]. Comme on vient de mentionner, la position des cannelures de la bague et de la roue ne seront pas les mêmes, donc le crabotage sans leur détournement relatif sera rendu plus difficile voire impossible. Ceci se présente comme une grande deuxième bosse sur les diagrammes (Fig. I-92).

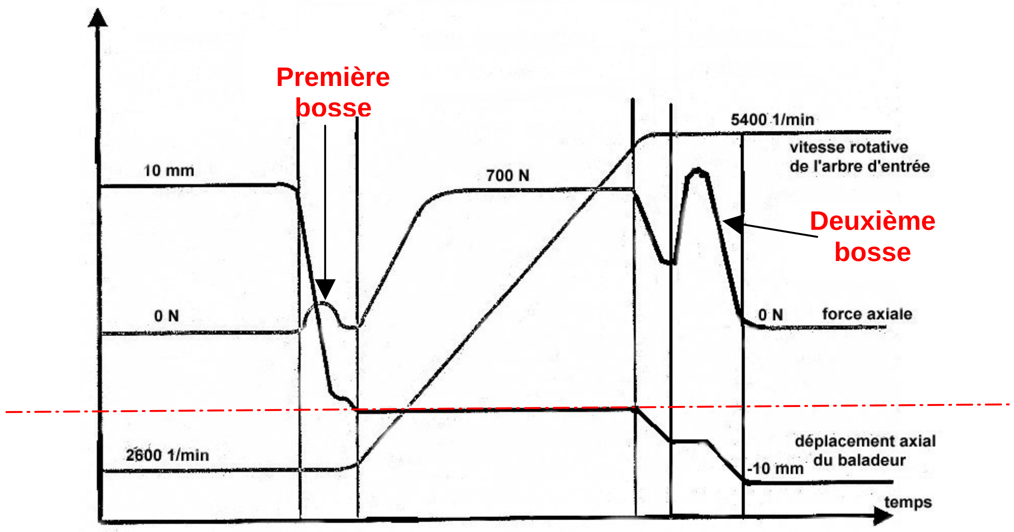


Fig. I-92 Diagramme d'évolution des forces et déplacements au cours du temps

Murata et al. [25] présente d'autres raisons pour la grande deuxième bosse. La première peut être l'arc-boutement de la bague de synchronisation dû à un angle de conicité α trop près de la tangente du coefficient de frottement. La deuxième est l'erreur de circularité trop grande de la surface conique de la bague. En effet, l'augmentation de $1\ \mu m$ de l'erreur peut entraîner un augmentation de $10\ Nm$ dans le couple de serrage (Fig. I-93).

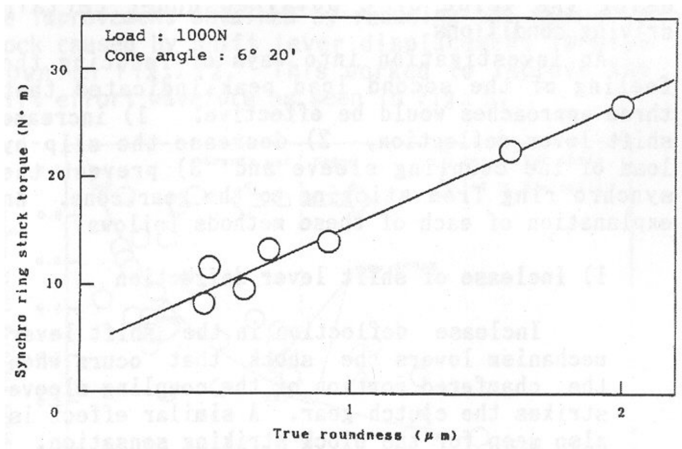


Fig I-93 Variation du couple de serrage en fonction de l'erreur de circularité

Plusieurs méthodes sont proposées pour remédier aux problèmes de changement de vitesse. Pour avoir une synchronisation et un changement de vitesses dans les délais prescrits, il faut bien choisir l'encombrement axial du synchronisateur, en tenant compte des jeux axiaux inévitables [6], [37]. Ensuite, pour minimiser la désynchronisation et la deuxième bosse qui en résulte, il faut trouver une vitesse axiale et une force axiale optimales pour chaque phase du changement [12], [36]. Pour la même raison, il faut minimiser le jeu torsionnel dans la chaîne de transmission aux côtés synchronisant et synchronisé. Une solution intéressante est l'application des ressorts axiaux pour créer des amortisseurs torsionnels par frottement [2]. Ceci réduit l'oscillation torsionnelle donc empêche la désynchronisation, mais augmente la force axiale nécessaire. Pour limiter la formation de la deuxième bosse, on a plusieurs possibilités [25]: tout d'abord, il faut appliquer un angle de conicité α bien supérieur à celui de frottement ρ_1. Pour la même raison, l'utilisation d'une huile additivée pour diminuer le coefficient de frottement statique est très avantageuse. Cependant il faut bien contrôler la qualité de la fabrication des bagues de synchronisation pour minimiser l'erreur de circularité, et le couple de serrage éventuel.

Lors de l'application de ces solutions, il ne faut surtout pas oublier que dans un synchronisateur, comme les pièces sont en mouvement rotatif les unes par rapport aux autres, tout dépend de tout, comme on a vu à propos du temps disponible pour la désynchronisation. Il faut garder une approche globale si l'on veut éviter que l'amélioration d'un facteur interne donné détériore le comportement de l'ensemble.

I-5. Conclusion

Dans ce chapitre, la problématique des synchronisateurs a été présentée. Après la revue de la multitude des synchronisateurs, le type Borg-Warner à simple cône a été choisi pour l'étude des pièces et le fonctionnement du synchronisateur. L'étude détaillée du fonctionnement est basée sur la littérature et des observations pratiques. Ceci a permis l'élaboration de quelques hypothèses concernant le fonctionnement. Ensuite, l'agrément de passage et des erreurs possibles de changement de vitesses ont été discutés, d'après les résultats publiés dans la littérature.

Maintenant, il est nécessaire de dresser l'inventaire des modèles permettant de décrire les phénomènes énumérés, et faire de façon qu'un modèle global du fonctionnement du synchronisateur puisse en être élaboré.

CHAPITRE II: MODELISATION DU COMPORTEMENT

Chapitre II: Modélisation du comportement

II-1. Introduction

Depuis longtemps, les ingénieurs essaient de décrire le fonctionnement des synchronisateurs. La complexité des modèles conçus était toujours un compromis entre l'état de la compréhension des phénomènes, les caractéristiques à simuler et quantifier, et les capacités de calcul. Dans ce chapitre, on décrit les modèles connus du changement de vitesses, puis on introduit des améliorations et des nouveautés pour ensuite décrire la simulation.

Tout d'abord, on présente un modèle empirique simple, mais pourtant très important, qui établit une relation entre les différentes caractéristiques techniques du changement de vitesses et le degré de satisfaction du conducteur. Puis, on décrit un modèle simple, qui permet de calculer la durée de synchronisation en fonction des caractéristiques de la boîte de vitesses.

Ensuite, tenant compte du rôle primordial du frottement, on présente un modèle très détaillé du phénomène, appliqué aux surfaces coniques. Ce modèle donne le coefficient et le couple de frottement en tenant compte du temps, de la vitesse relative des pièces en contact, de l'état des surfaces, des rainures, et du type de frottement. On suppose que le type frottement change partant du frottement visqueux à celui solide, en passant par le frottement mixte.

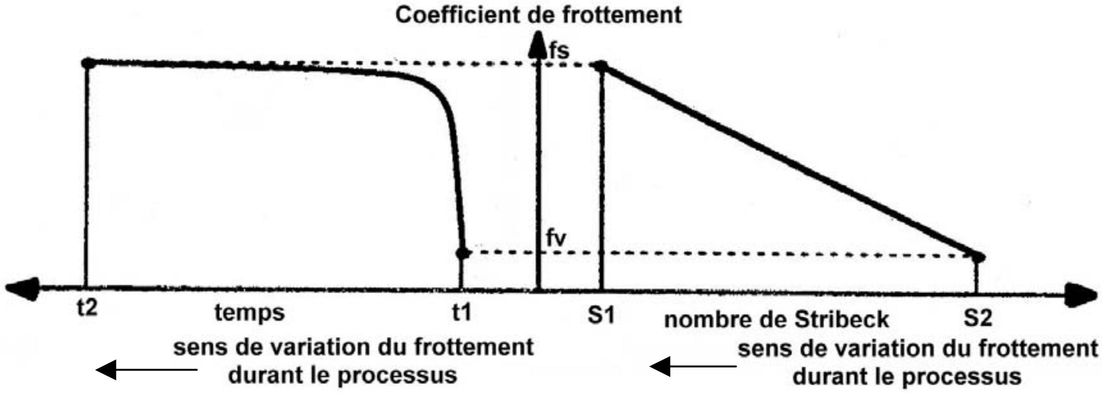


Fig. II-1 Variation du coefficient de frottement durant la phase mixte [11]

($S=\frac{\mu\Delta v}{p}$ **- le nombre de Stribeck)**

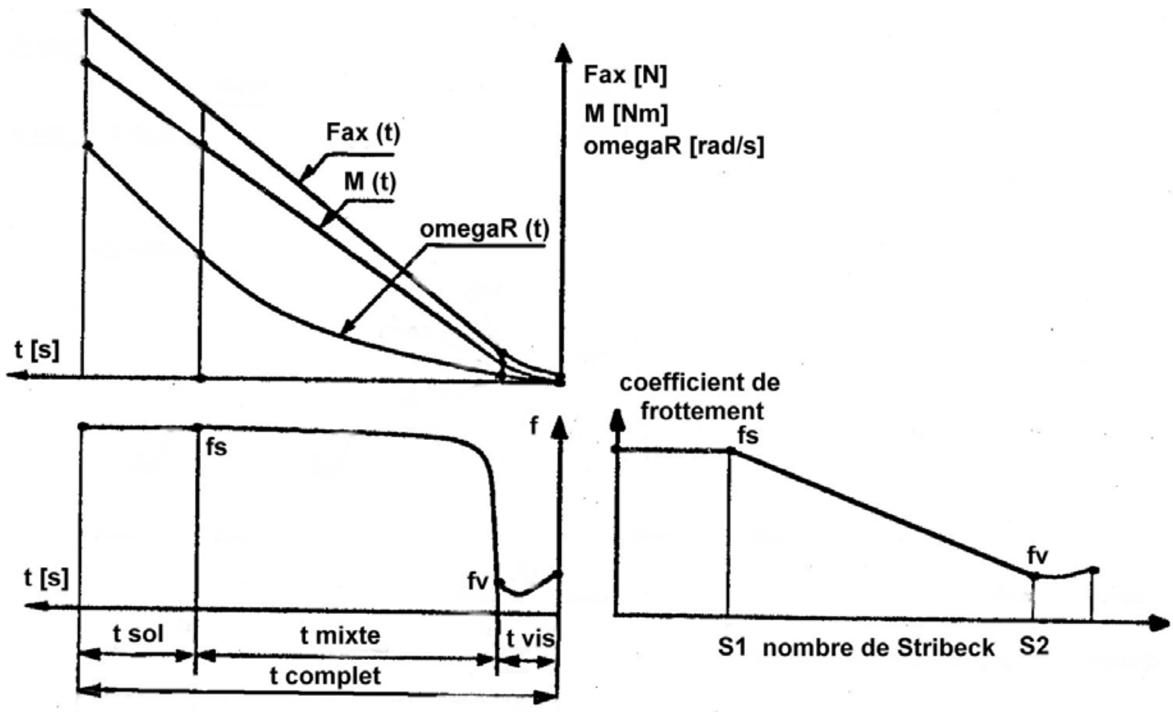


Fig. II-2 Variation du coefficient de frottement, de la force axiale, du couple de frottement et de la vitesse de la roue durant la synchronisation [11]

Durant la phase de frottement visqueux, on calcule traditionnellement le champ de pression à l'aide des équations de l'écoulement, et en intégrant cela, on obtient le couple de frottement. Durant la phase de frottement mixte, on suppose que la variation du coefficient de frottement est linéaire en fonction de la vitesse relative (Fig. II-1). Les valeurs du coefficient de frottement de début et de fin de phase sont données: le premier vient de la phase visqueuse, le deuxième est caractéristique du frottement solide. Pour tracer la courbe linéaire, on peut choisir librement soit la durée de la phase, soit le coefficient de frottement solide, avec la vitesse relative comme paramètre (Fig. II-3). Durant la phase de frottement solide, on calcule le frottement avec la formule traditionnelle de Coulomb.

Au delà de ces formulations connues, on propose une amélioration du modèle de la phase visqueuse en incorporant l'effet de la variation de la viscosité en fonction de la variation de la pression. On propose également l'amélioration de la phase de frottement mixte, en tenant compte de la variation de la viscosité en fonction de l'augmentation de la température due au frottement solide partiel.

Ensuite, on décrit un modèle pour le processus de dévirage entre le baladeur et la bague de synchronisation, suivi par un modèle de la phase vol libre. Enfin, on propose un modèle pour calculer la force maximale de la deuxième bosse, et un modèle de crabotage final entre le baladeur et la roue.

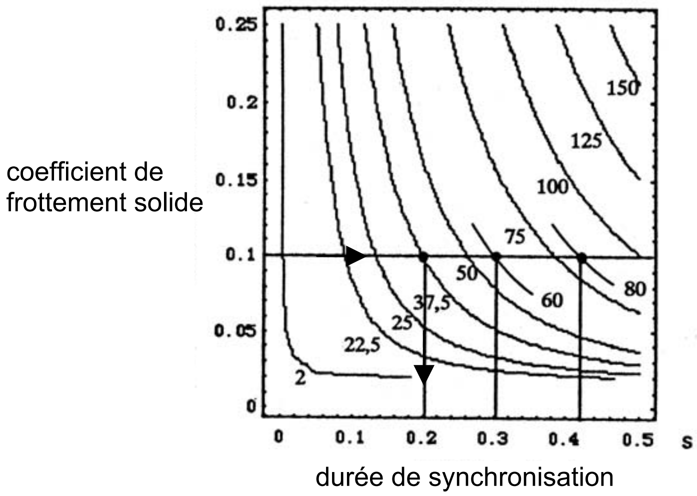


Fig. II-3 Diagramme pour trouver la durée de synchronisation en fonction du coefficient de frottement solide et de la vitesse relative [11]

II-2. Modèle reliant la qualité perçue de changement de vitesses aux caractéristiques mécaniques

A l'aide des formules empiriques, ce modèle proposé par Sykes [39] permet de relier directement les caractéristiques mécaniques et la qualité du changement perçu par le conducteur. La qualité du changement et représentée sur une échelle de 1 à 10, 1 étant le pire et 10 le plus agréable. Les formules sont les suivantes:

Montée en vitesses:

$$Q=10-\frac{I \cdot G}{10}$$

Descente de vitesses:

$$Q=10-\frac{1{,}2 \cdot I \cdot G}{10}$$

où Q – la qualité du changement,

G – la vitesse à engager: 1, 2, 3, 4 ou 5,

$I=\int F dt = m \cdot v$ - l'impulsion.

Introduisons la quantité appelée «capacité de couple»:

$$C=\frac{M}{F_{ax}}=\frac{\theta_{red} \cdot \Delta\omega}{I \cdot \eta_c \cdot i_{mech}}$$

où θ_{red} – l'inertie des pièces à accélérer ou à ralentir, par rapport à la roue,

$\Delta\omega$ – la différence de vitesse,

I – l'impulsion,

η_c – le rendement de l'embrayage conique,

i_{mech} – le rapport de la tringlerie.

Lors du calcul, on procède de la façon suivante. D'abord, on choisit le nombre indiquant la qualité. Puis, à l'aide des formules données, on calcule l'impulsion nécessaire. En connaissant l'impulsion et les caractéristiques de la boîte, on peut calculer la capacité de couple, qui est numériquement égale au rayon de l'embrayage conique nécessaire. Ceci étant, on peut concevoir l'embrayage du synchronisateur.

II-3. Modèle pour calculer la durée de synchronisation et l'angle du chanfrein d'interdiction

Ce modèle est présenté par différents auteurs [15], [42]. Basé sur les formules de la mécanique élémentaire, il permet de définir la durée de synchronisation et l'angle du chanfrein d'interdiction.

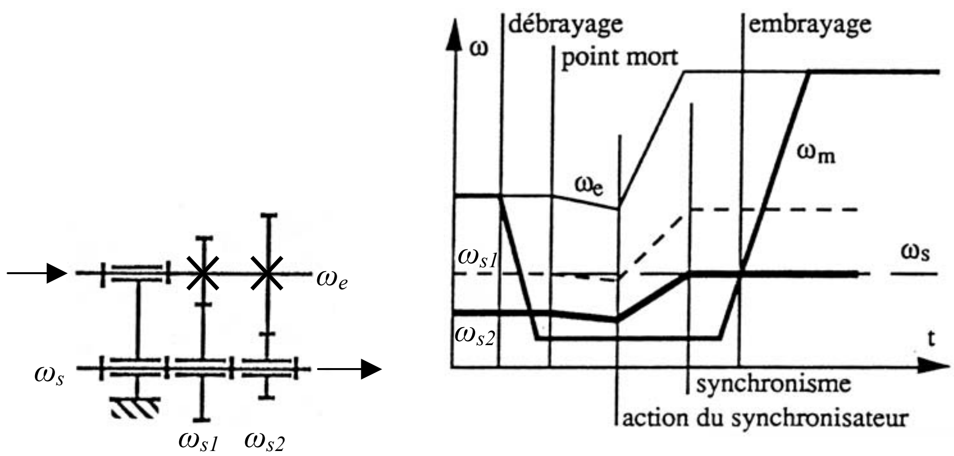


Fig. II-5 Diagramme des vitesses avec synchronisation [42]

On a vu dans le premier chapitre, que la plus grand charge du synchronisateur est appliquée lors du rétrogradage. Choisissons donc un rétrogradage de la vitesse *n+1* à la vitesse *n* (Fig. II-5). L'énergie cinétique des pièces sur l'arbre d'entrée et les roues libres est la suivante:

$$2\cdot E_c=\theta_e\cdot\omega_e^2+\sum_{i=1}^{n}\theta_i\cdot\omega_i^2=\omega_e^2\cdot\left(\theta_e+\sum_{i=1}^{n}\theta_i\cdot i_i^2\right)=\theta_{e,red}\cdot\omega_e^2$$

où $\theta_{e,red}$ – l'inertie réduite sur l'arbre d'entrée de toute pièce à accélérer ou à ralentir.

La puissance nécessaire pour la synchronisation, avec le couple de frottement M constant:

$$P=-M\cdot\omega_n$$

Etant $P=\frac{dE_c}{dt}$, on a:

$$\frac{dE_c}{dt}=\frac{d}{dt}\frac{\theta_{e,red}\cdot\omega_e}{2}=\theta_{e,red}\cdot\omega_e\cdot\dot{\omega}_e=-M\cdot\omega_e$$

Exprimons le couple:

$$M=-\theta_{e,red}\cdot\frac{\omega_e}{\omega_n}\cdot\dot{\omega}_e=-\theta_{e,red}\cdot\frac{1}{i_n}\cdot\dot{\omega}_e$$

Rappelons que M est constant. Il en résulte que $\dot{\omega}_e=cte$. Donc on peut dire que à $t=t_0$: $\omega_e=\omega_0$, et à $t=t_1$: $\omega_e=\omega_1$. En remplaçant ceci dans l'équation précédente on a:

$$M=-\theta_{e,red}\cdot\frac{1}{i_n}\cdot\dot{\omega}_e=-\theta_{e,red}\cdot\frac{1}{i_n}\cdot\frac{\Delta\omega_e}{\Delta t}=-\theta_{e,red}\cdot\frac{1}{i_n}\cdot\frac{(\omega_1-\omega_0)}{(t_1-t_0)}$$

$$M=\theta_{e,red}\cdot\frac{1}{i_n}\cdot\frac{(\omega_0-\omega_1)}{\Delta t}$$

Exprimons les vitesses d'entrée en fonction de la vitesse du véhicule:

$$\omega_0=\frac{v_0}{i_0\cdot i_{n+1}\cdot r}\ ;\qquad \omega_1=\frac{v_1}{i_0\cdot i_n\cdot r}$$

En remplaçant cela, on a:

$$M=\frac{\theta_{e,red}}{i_n\cdot\Delta t}\cdot\frac{1}{i_0\cdot r}\cdot\left(\frac{v_1}{i_n}-\frac{v_0}{i_{n+1}}\right)$$

Supposons que la variation de la vitesse du véhicule reste négligeable. Ainsi $v_1\approx v_0=v$:

$$M=\frac{\theta_{e,red}}{i_n\cdot\Delta t}\cdot\frac{v}{i_0\cdot r}\cdot\left(\frac{1}{i_n}-\frac{1}{i_{n+1}}\right)=\frac{\theta_{e,red}}{i_n\cdot\Delta t}\cdot\omega_s\cdot\left(\frac{1}{i_n}-\frac{1}{i_{n+1}}\right)$$

Finalement, on trouve le couple nécessaire pour la synchronisation:

$$M=\frac{\theta_{e,red}}{\Delta t}\cdot\omega_e\cdot\left(\frac{1}{i_n}-\frac{1}{i_{n+1}}\right)$$

Ce couple doit être transmis par un embrayage conique. On sait que le couple de frottement sur les surfaces coniques est:

$$M_c=f_1\cdot F_{ax}\cdot r_1$$

En connaissant la force axiale au niveau de la fourchette et en supposant l'égalité des couples $M=M_c$, on obtient le temps de synchronisation:

$$\Delta t=\frac{\theta_{e,red}\cdot\omega_e}{f_1\cdot F_{ax}\cdot r_1}\left(\frac{1}{i_n}-\frac{1}{i_{n+1}}\right)$$

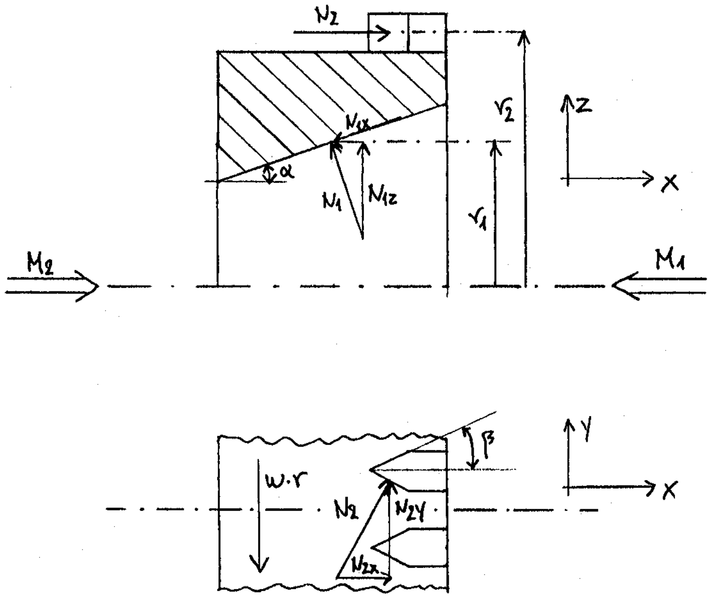


Fig. II-4 Coupe de face et vue de dessus de la bague. Forces sur la bague durant la phase d'interdiction

Supposons maintenant que durant l'interdiction, les moments de frottement et d'interdiction sont égaux (Fig. II-4). Le moment de frottement M_1 est présent à la surface conique indexée 1, celui d'interdiction M_2 apparaît à la surface des griffes (index 2). De cela, on peut avoir une valeur limite pour l'angle de chanfrein du mécanisme d'interdiction, selon Ilosvai [15]. Pour les forces normales selon X et Y, on a:

$$N_{1x} = \frac{F_{ax}}{\sin\alpha}$$

$$N_{2y} = F_{ax}\frac{1 - f_2 \cdot tg\beta}{tg\beta + f_2}$$

On suppose l'équilibre des moments sur la bague de synchronisation:

$$M_1 = M_2$$

$$f_1 \cdot N_{1x} \cdot r_1 = N_{2y} \cdot r_2$$

$$f_1 \cdot \frac{F_{ax}}{\sin\alpha} \cdot r_1 = F_{ax}\frac{1 - f_2 \cdot tg\beta}{tg\beta + f_2} \cdot r_2$$

L'interdiction n'est pas dépassée si $M_1 > M_2$. De cela, on obtient la condition suivante pour β:

$$tg\beta > \frac{1 - \frac{f_1 \cdot r_1}{\sin\alpha \cdot r_2} f_2}{\frac{f_1 \cdot r_1}{\sin\alpha \cdot r_2} + f_2}$$

Dans ce modèle, on a supposé que le coefficient de frottement f_I était constant tout au long du processus, ce qui est une approximation pour le premier modèle proposé. Le second modèle plus détaillé ci-dessous mène plus près de la réalité.

II-4. Modèle du processus de synchronisation

Ce modèle se base sur les travaux effectués par Paffoni, Progri et autres [29] [30] [31], ainsi que par Ghaem [11], et Fantino [9]. Il donne une vue très détaillée sur le comportement de l'embrayage conique au niveau du synchronisateur. Le fonctionnement de l'embrayage est séparé en trois étapes en fonction du type de frottement présent: visqueux, mixte et sec. Dans le cas de la phase du frottement visqueux, la description est effectuée d'abord pour des cônes lisses [11] [29]. Ensuite, on discute des variations des résultats dues à la présence des gorges radiales ou circonférencielles sur la surface conique de la bague de synchronisation [30]. Enfin, on décrit la phase de frottement mixte et celle de frottement sec [31].

Pour initier le modèle, on doit disposer de valeurs de vitesse et de déplacement axiaux. Ceci est calculé de la façon suivante. Soit la force manuelle *F=cte* appliquée au levier de vitesses. Au niveau de la fourchette, on a:

$$F_{m2}=F\cdot i_{mech}\cdot \eta_{mech}.$$

où i_{mech} est le rapport de tringlerie,

η_{mech}. est le rendement.

L'accélération du baladeur est

$$a_C=\frac{F_{m2}-F_r}{m_C}=cte$$

La distance initiale entre les surfaces coniques h_0 est de l'ordre de *2 mm*.

II-4-1. Calcul de la période du frottement visqueux

Au début de la période visqueuse, la distance entre les surfaces coniques est h_I. On la suppose égale à *1 mm*.

Le temps nécessaire pour arriver à la distance h_I:

$$t_1=\sqrt{\frac{2\cdot(h_0-h_1)}{a_C}}\ .$$

La vitesse axiale au début de la période:

$$v_0=a_C\cdot t_1.$$

La vitesse de la roue au début de la période est ω_{R0}, celle du baladeur et de la bague est

$$\omega_C=\omega_B.$$

La distance à la fin de la période:

$$h_{\min}=\Lambda\cdot\sqrt{R_{a1}^2+R_{a2}^2}$$

où $R_{a,i}$ est la rugosité des surfaces

$\Lambda\approx 5$ est une constante issue de la théorie de lubrification

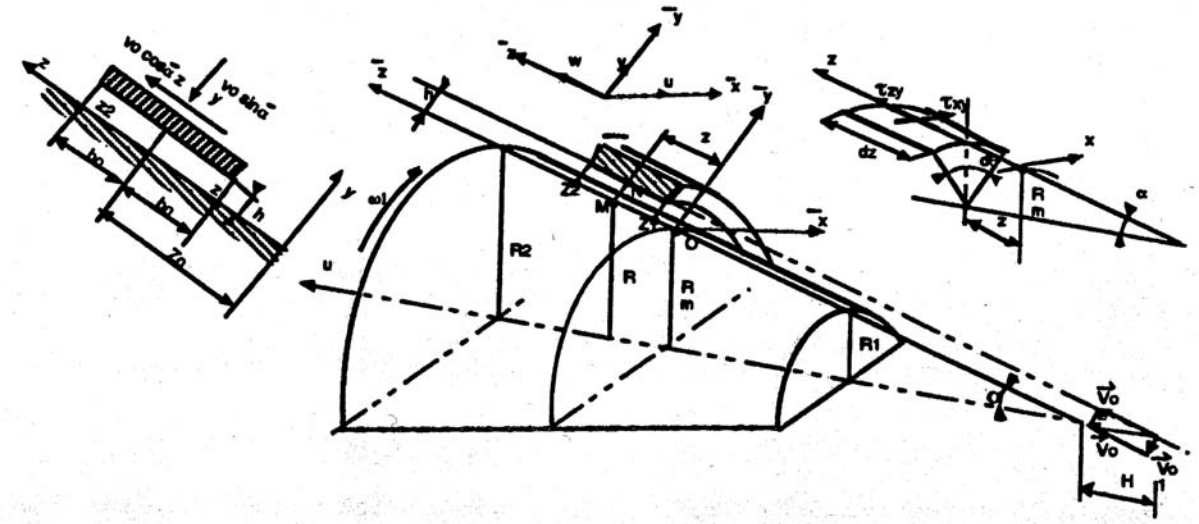


Fig. II-6 Modèle des surfaces coniques [11]

Considérons l'équation de Reynolds pour l'écoulement entre les surfaces coniques:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho\cdot h^3}{\mu}\cdot\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\rho\cdot h^3}{\mu}\cdot\frac{\partial p}{\partial z}\right)=$$

$$=6\cdot\rho\cdot(u_1-u_2)\frac{\partial h}{\partial x}+6\cdot\rho\cdot(w_1-w_2)\frac{\partial h}{\partial z}+6\cdot h\cdot\frac{\partial}{\partial x}(\rho\cdot(u_1+u_2))+6\cdot h\cdot\frac{\partial}{\partial z}(\rho\cdot(w_1+w_2))+12\cdot\rho\cdot(v_2-v_1)+12\cdot h\cdot\frac{\partial p}{\partial t}$$

Les vitesses:

$$u=u_1+(u_2-u_1)\frac{y}{h}+\frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x}(y-h)y$$

$$w=w_1+(w_2-w_1)\frac{y}{h}+\frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial z}(y-h)y$$

De cela, le cisaillement:

$$\tau_{xy}=\nu\frac{\partial u}{\partial y}=\left(u_2-u_1\right)\frac{\mu}{h}+\frac{\partial p}{\partial x}\left(y-\frac{h}{2}\right)$$

$$\tau_{zy}=\mu\frac{\partial w}{\partial y}=\left(w_2-w_1\right)\frac{\mu}{h}+\frac{\partial p}{\partial z}\left(y-\frac{h}{2}\right)$$

Le développement en détail des équations se trouve dans l'annexe 3. De la solution, on obtient les équations suivantes.

L'effort axial:

$$F_{axv}=16\cdot\pi\cdot\mu\cdot v_0\cdot\sin^2\alpha\cdot r_m\cdot\left(\frac{b}{h}\right)^3$$

Le couple, en fonction de l'épaisseur d'huile:

$$M(\omega_R,h)=4\pi\mu v_0 r_m^3\omega_C\frac{b}{h}\left(1-\frac{\omega_R}{\omega_C}\right)$$

Le coefficient de frottement, en fonction de l'épaisseur d'huile:

$$f=\frac{\omega_C r_m}{4v_0\sin\alpha}\left(\frac{h}{b}\right)^2\left(1-\varpi\right)=\frac{\omega_C r_m}{4v_0\sin\alpha}\left(\frac{h_{\min}}{b}\right)^2\left(1-\varpi\right)\bar{h}^2$$

Appelons les équations de F_{ax}, M et f précédentes celles du cône lisse.

II-4-1-1. Cas des stries circonférencielles (Fig. II-10)

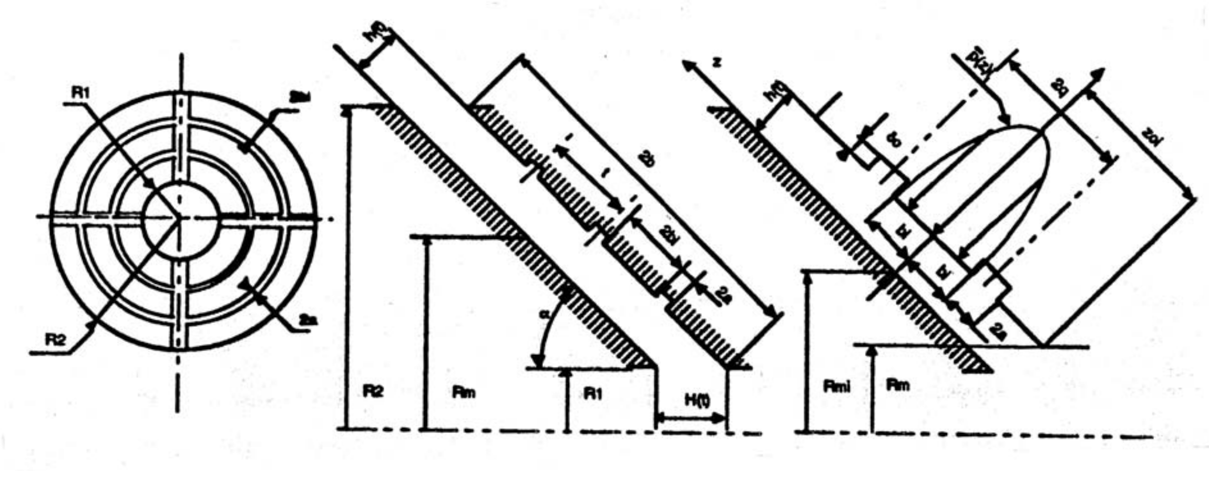


Fig. II-10 Modèle du cône avec stries circonférencielles [11]

Ici on modélise le cas où on a des gorges circonférencielles usinées à la surface conique de la bague de synchronisation. Ces gorges servent à empêcher la formation d'un film d'huile résistant, et permettent l'évacuation rapide de celui-ci.

On suppose que:

- Le profondeur δ_0 des stries est très grand par rapport à l'épaisseur de la couche d'huile: $\delta_0 >> h$,
- Des stries radiales relient celles circonférencielles,
- Les stries radiales sont réparties symétriquement sur la circonférence,
- Le mouvement de la bague est purement axial.

Si on a *n-1* stries, cela découpe la surface lisse en *n* petits cônes élémentaires:

$$F_{ax} = \sum_{i=1}^{n} F_{ax,i} = 16\pi\mu v_0 \sin^2\alpha \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{b_i}{h} r_{m,i}\right) = K_{NC} F_{ax,lisse}$$

de cela, on a:

$$K_{NC} = \sum_{i=1}^{n} \frac{r_{m,i}}{r_m} \left(\frac{b_i}{b}\right)^3 = \left(\frac{1}{n} - \frac{n-1}{n} \cdot \frac{a}{b_i}\right)^3 \sum_{i=1}^{n} \frac{r_{m,i}}{r_m}$$

Le couple:

$$M = \sum_{i=1}^{n} M_i = 4\pi\mu v_0 \omega_C \frac{1}{h} \left(1 - \frac{\omega_R}{\omega_C}\right) \sum_{i=1}^{n} r_{m,i}^2 b_i = K_{CC} \cdot M_{lisse}$$

de cela, on a:

$$K_{CC} = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{r_{m,i}}{r_m}\right)^2 \frac{b_i}{b} = \left(\frac{1}{n} - \frac{n-1}{n} \cdot \frac{a}{b_i}\right) \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{r_{m,i}}{r_m}\right)^2$$

Dans la pratique, on peut accepter $\frac{r_{m,i}}{r_m} \approx 1$, donc $\sum_{i=1}^{n} \frac{r_{m,i}}{r_m} \approx n$. Ainsi, on a:

$K_{NC} = \frac{1}{n^2} \left(1 - (n-1) \cdot \frac{a}{b_i}\right)^3$ pour la force axiale,

$K_{CC} = 1 - (n-1) \cdot \frac{a}{b_i}$ pour le couple,

$K_{fC} = \frac{K_{CC}}{K_{NC}}$ pour le coefficient de frottement.

La vitesse de la roue sera:

$$\omega_R = \omega_B - \left((\omega_B - \omega_{R0}) \frac{h(t)}{h_1}\right)^Y$$

où $\quad Y = K_{CC} \frac{4 \cdot \pi \cdot b \cdot r_1^3}{\theta_R \cdot v_{axv} \cdot \sin\alpha}$

La force axiale nécessaire pour briser la couche d'huile:

$$F_{axv}=K_{NC}\cdot 16\cdot\pi\cdot\mu\cdot v_{ax1}\cdot \sin^2\alpha\cdot r_m\cdot\left(\frac{b}{h_{\min}}\right)^3$$

où μ – la viscosité dynamique de l'huile [Pa·s]

r_m – le rayon moyen des cônes

α – le demi-angle du cône

b – la demi-largeur de la surface conique

$K_{NC}=\frac{1}{n^2}\left(1+(1-n)\frac{a}{b_i}\right)^3$ - pour stries circonférencielles,

où n – le nombre des gorges sur les surfaces coniques

a – la demi-largeur des gorges

$b_i=b-\frac{n}{2}\cdot a$ - la demi-largeur des parties entre les gorges

II-4-1-2. Cas des stries radiales (Fig. II-11)

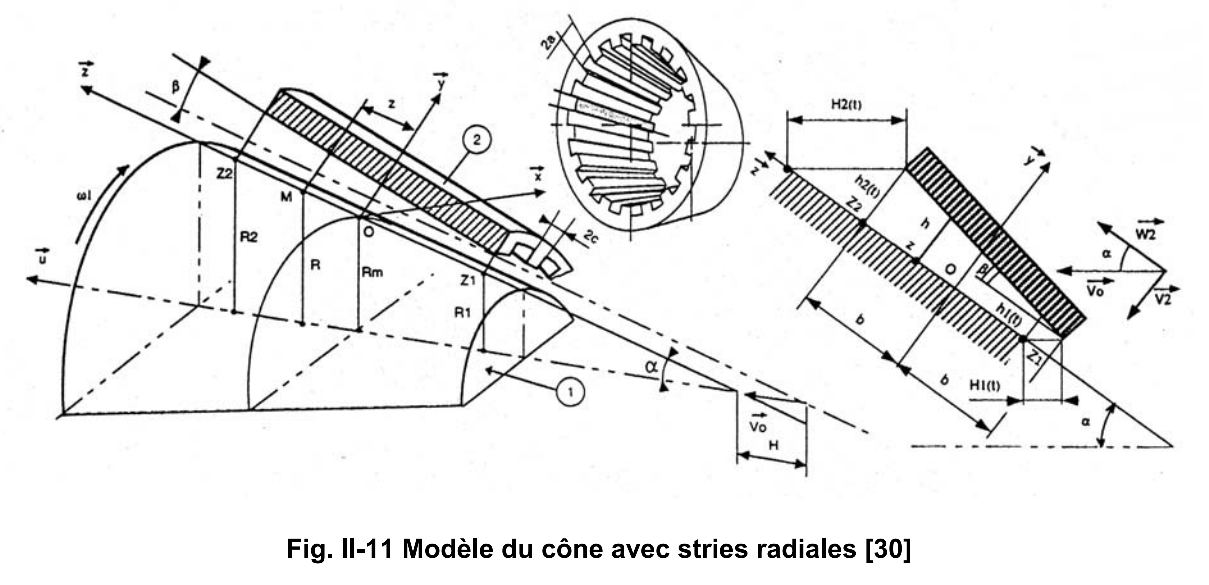


Fig. II-11 Modèle du cône avec stries radiales [30]

Ici on modélise le cas où on a des gorges radiales usinées à la surface conique de la bague de synchronisation. Ces gorges servent à empêcher la formation d'un film d'huile résistant, et permettent l'évacuation rapide de celui-ci.

Supposons que l'écoulement d'huile est plutôt perpendiculaire à la génératrice de la surface conique:

$$\frac{\partial p}{\partial x} >> \frac{\partial p}{\partial z}$$

Supposons que la largeur des parties en saillie est *2c=cte*.

Dans ce cas on obtient l'équation de Reynolds sous la forme suivante:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho h^3}{\mu}\cdot\frac{\partial p}{\partial x}\right) = -12\rho v_0 \sin\alpha - 6\rho v_0 \cos\alpha \frac{\partial h}{\partial z}$$

où $h(z,t)=h_1(t)+(b+z)tg\beta$ est l'épaisseur du film d'huile,

$tg\beta=\frac{\partial h}{\partial z}$, où β est l'angle d'erreur de parallélisme entre la surface conique de la roue et de la bague.

Après avoir effectué les intégrations et les simplifications comme pour les cônes lisses, on obtient les équations pour la pression, la force axiale et le couple.

La pression d'une portion de circonférence entre deux stries:

$$\overline{p}(x,z)_i = \frac{pb}{6\mu v_0} = \frac{1}{2}\frac{2\sin\alpha + \cos\alpha\frac{\partial h}{\partial z}}{\left(\overline{h}_1(t) + (1-\overline{z})\frac{\partial h}{\partial z}\right)^3}\left(\overline{c}_1^2 - \overline{x}^2\right)$$

où $\overline{c}_1 = \frac{c_1}{b}$

La force axiale pour toute la circonférence:

$$F_{ax} = nF_{ax,i} = 8n\mu v_0 \frac{c^3}{h^2} b\sin\alpha(2\sin\alpha + \cos\alpha tg\beta)\frac{h+tg\beta}{(h+2tg\beta)^2}$$

On a une relation pour la circonférence:

$$2\pi r_m = 2n(a+c)$$

En remplaçant dans l'équation précédente:

$$F_{ax} = 8n\mu v_0 \frac{c^3}{h^2} b\sin\alpha(2\sin\alpha + \cos\alpha tg\beta)\frac{h+tg\beta}{(h+2tg\beta)^2} = 8\frac{\pi r_m}{a+c}\mu v_0 \frac{c^3}{h^2} b\sin\alpha(2\sin\alpha + \cos\alpha tg\beta)\frac{h+tg\beta}{(h+2tg\beta)^2} =$$

$$= \frac{16}{2}\cdot\frac{\pi r_m}{a+c}\mu v_0 \frac{c^3}{h^2}\cdot\frac{b^3}{b^2}\frac{\sin^2\alpha}{\sin\alpha}(2\sin\alpha + \cos\alpha tg\beta)\frac{h+tg\beta}{(h+2tg\beta)^2} = F_{ax,lisse}\cdot\frac{c^3 h}{2(a+c)b^2\sin\alpha}(2\sin\alpha + \cos\alpha tg\beta)\frac{h+tg\beta}{(h+2tg\beta)^2}$$

Donc on trouve:

$$K_{NR} = \frac{c^3 h}{2(a+c)b^2\sin\alpha}(2\sin\alpha + \cos\alpha tg\beta)\frac{h+tg\beta}{(h+2tg\beta)^2}$$

Le couple pour toute la circonférence:

$$M = nM_i = 4n\mu r_m^2 \omega_C\left(1 - \frac{\omega_R}{\omega_C}\right)\frac{bc}{h}$$

En remplaçant une autre forme de l'équation de la circonférence, on a:

$$M = 4n\mu r_m^2 \omega_C \left(1-\frac{\omega_R}{\omega_C}\right)\frac{bc}{h} = 4\frac{\pi}{a+c}\mu r_m^3 \omega_C \left(1-\frac{\omega_R}{\omega_C}\right)\frac{bc}{h} = 4\frac{\pi}{a+c}\mu r_m^2 v_0 \left(1-\frac{\omega_R}{\omega_C}\right)\frac{bc}{h} = M_{lisse}\cdot\frac{c}{a+c}$$

Donc, on a:

$$K_{CR} = \frac{c}{a+c}$$

Supposons, que les surfaces coniques sont parallèles: $\beta=0$:

$$K_{NR} = \frac{c^3}{(a+c)b^2}$$

$$K_{CR} = \frac{c}{a+c}$$

Supposons ensuite que les épaisseurs des stries et des saillies sont les mêmes: $a=c$:

$$K_{NR} = \frac{c^2}{2b^2}$$

$$K_{CR} = \frac{1}{2}$$

Ici, on obtiendra $K_{fR} = \frac{K_{CR}}{K_{NR}}$ pour le coefficient de frottement.

La vitesse de la roue sera:

$$\omega_R = \omega_B - \left((\omega_B - \omega_{R0}) \frac{h(t)}{h_1} \right)^Y$$

où $\quad Y = K_{CR} \frac{4\cdot\pi\cdot b\cdot r_1^3}{\theta_R \cdot v_{axv} \cdot \sin\alpha}$

La force axiale nécessaire pour briser la couche d'huile:

$$F_{axv} = K_{NR} \cdot 16\cdot\pi\cdot\mu\cdot v_{ax1} \cdot \sin^2\alpha \cdot r_m \cdot \left(\frac{b}{h_{\min}} \right)^3$$

II-4-1-3. L'influence de la pression sur la viscosité en période de frottement visqueux

Comme on le sait, la viscosité des liquides dépend fortement de leur pression. Ceci peut avoir un effet durant la phase de frottement visqueux, où la pression augmente de façon considérable. Donc, on propose de compléter le modèle en incorporant ce phénomène. Dans Ernyei [8], on trouve la formule empirique suivante:

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{\xi\cdot p}$$

où $\xi = 10^{-8}(0{,}556 + 0{,}965 \lg \nu)$,

v – la viscosité cinématique exprimée en mm^2/s,

p – la pression en MPa,

μ – la viscosité dynamique en $Pa{\cdot}s$.

On utilise cette formule lors de la simulation pour mieux approcher le déroulement réel des phénomènes.

II-4-2. Calcul de la période du frottement mixte

La phase de frottement mixte sert d'intermédiaire entre celle du frottement visqueux et celle de frottement sec. La supposition de base est que l'on connaît les vitesses de glissement relatif ainsi que les coefficients de frottement dans les cas initial visqueux f_v, et final solide f_s. On définit une quantité appelée nombre de Stribeck: $S = \frac{\mu \Delta v}{p}$, et on suppose sa variation linéaire de S_2 à S_1 durant cette phase. De cela, on déduit les équations de force axiale, du coefficient de frottement et du couple de frottement.

Considérons le diagramme de Stribeck linéarisé (Fig. II-12) pour les surfaces en contact, dans les conditions adéquates.

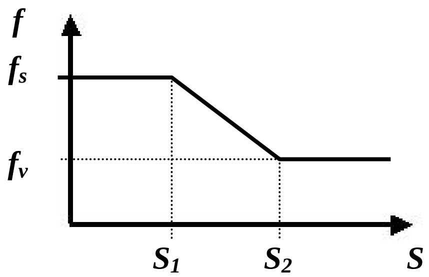


Fig. II-12 Diagramme de Stribeck linéarisé

Légende: f – coefficient de frottement, S= $\frac{\mu \Delta v}{p}$ - le nombre de Stribeck

Par ailleurs, étant donné le diagramme de la montée de la force de réaction (Fig. II-13). Soient $F_{ax,max}=F_{m2}$, et t_m donnés. La force de réaction instantanée s'écrit

$$F(t)=F_{axv}+\frac{F_{ax,\max}-F_{axv}}{t_m}\cdot t$$

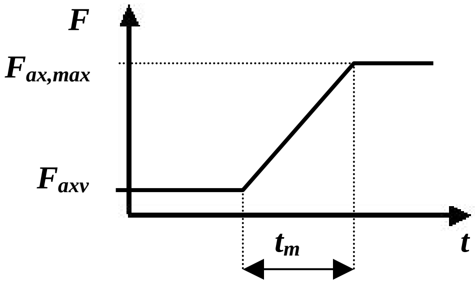


Fig. II-13 Diagramme de montée de la force de réaction

Considérons l'équation du coefficient du frottement:

$$f(t)=f_s-\frac{f_s-f_v}{S_2-S_1}\left(S-S_1\right)$$

Transformons l'équation pour avoir une forme plus convenable pour les calculs:

$$f(t)=f_s-\frac{f_s-f_v}{S_2-S_1}\left(S-S_1\right)=\left(f_s+\frac{f_s-f_v}{S_2-S_1}S_1\right)-\frac{f_s-f_v}{S_2-S_1}S=\chi_1-\frac{f_s-f_v}{S_2-S_1}S=\chi_1-\frac{f_s-f_v}{S_2-S_1}\cdot\frac{\mu\Delta v}{p}=$$

$$=\chi_1-\frac{f_s-f_v}{S_2-S_1}\cdot\frac{\mu\left(\omega_C-\omega_R(t)\right)r_m}{F_{ax}(t)}4\pi r_m b\sin\alpha=\chi_1-\frac{f_s-f_v}{S_2-S_1}\zeta\cdot\frac{\left(\omega_C-\omega_R(t)\right)}{F_{ax}(t)}=\chi_1-\chi_3\frac{\left(\omega_C-\omega_R(t)\right)}{F_{ax}(t)}=$$

$$=\chi_1-\chi_3\frac{\omega_C}{F_{ax}(t)}+\chi_3\frac{\omega_R(t)}{F_{ax}(t)}=\chi_1+\chi_2\frac{1}{F_{ax}(t)}+\chi_3\frac{\omega_R(t)}{F_{ax}(t)}$$

Donc on obtient:

$$f(t)=\chi_1+\chi_2\frac{1}{F_{ax}(t)}+\chi_3\frac{\omega_R(t)}{F_{ax}(t)}$$

où $\zeta=4\cdot\pi\cdot\mu\cdot r_m^{\ 2}\cdot b\cdot sin\alpha$

$$\chi_3=\frac{f_s-f_v}{S_2-S_1}\cdot\zeta$$

$$\chi_2=-\chi_3\cdot\omega_C$$

$$\chi_1=f_s+\frac{\chi_3}{\zeta}\cdot S_1$$

Soit $\lambda=\frac{r_m}{\sin\alpha}\left(1+\frac{1}{3}\left(\frac{b}{r_m}\right)^2\sin^2\alpha\right)$.

On sait que:

$$M=\frac{f(t)F_{ax}(t)r_m}{\sin\alpha}\left(1+\frac{1}{3}\left(\frac{b}{r_m}\right)^2\sin^2\alpha\right)$$

Transformons l'équation:

$$M = \frac{f(t)F_{ax}(t)r_m}{\sin\alpha}\left(1+\frac{1}{3}\left(\frac{b}{r_m}\right)^2 \sin^2\alpha\right) = \lambda f(t)F_{ax}(t) = \lambda\left(\chi_1 + \chi_2\frac{1}{F_{ax}(t)} + \chi_3\frac{\omega_R(t)}{F_{ax}(t)}\right)F_{ax}(t) =$$

$$= \eta_1 F_{ax}(t) + \eta_2 + \eta_3\omega_R(t)$$

On a obtenu:

$$M = \eta_1 F_{ax}(t) + \eta_2 + \eta_3\omega_R(t)$$

où $\eta_i = \lambda\cdot\chi_i$

Etudions l'équation de la dynamique de la roue:

$$\theta_R\frac{d\omega_R}{dt} = M$$

Remplaçons la valeur de M:

$$\theta_R\frac{d\omega_R}{dt} = M = \eta_1 F_{ax}(t) + \eta_2 + \eta_3\omega_R(t)$$

Regroupons les variables:

$$\theta_R\frac{d\omega_R}{dt} - \eta_3\omega_R(t) = \eta_1 F_{ax}(t) + \eta_2$$

$$\theta_R\frac{d\omega_R}{dt} - \eta_3\omega_R(t) = \eta_2 + \eta_1 F_{axv} + \eta_1\frac{F_{ax,\max} - F_{axv}}{t_m}t$$

En résolvant l'équation différentielle on obtient la vitesse de la roue:

$$\theta_R\frac{d\omega_R}{dt} - \eta_3\omega_R(t) = \eta_2 + \eta_1 F_{axv} + \eta_1\frac{F_{ax,\max} - F_{axv}}{t_m}t$$

$$\omega_R(t) = e^{\int\frac{\eta_3}{\theta_R}dt}\left(\int e^{-\int\frac{\eta_3}{\theta_R}dt}\left(\eta_2 + \eta_1 F_{axv} + \eta_1\frac{F_{ax,\max} - F_{axv}}{t_m}t\right)dt + K\right)$$

$$\omega_R(t) = Ke^{\frac{\eta_3\cdot t}{\theta_R}} - \frac{\theta_R}{\eta_3}\left(\eta_2 + \eta_1\left(F_{axv} + \frac{F_{ax,\max} - F_{axv}}{t_m}\left(\frac{\theta_R}{\eta_3} + t\right)\right)\right)$$

En connaissant $\omega_R(t_v) = \omega_{Rv}$, on détermine le constant K:

$$K = \frac{\omega_{Rv} + \frac{\theta_R}{\eta_3}\left(\eta_2 + \eta_1\left(F_{axv} + \frac{F_{ax,\max} - F_{axv}}{t_m}\left(\frac{\theta_R}{\eta_3} + t_v\right)\right)\right)}{e^{\frac{\eta_3\cdot t_v}{\theta_R}}}$$

où θ_R - l'inertie de toute pièce à accélérer ou à ralentir, réduite sur la roue.

Ainsi, on peut calculer $\omega_R(t)$ analytiquement, en fonction de t. Augmentons t à partir de t_v. La fin du calcul est déterminée par les conditions suivantes: $\omega_R(t) > \omega_C$, ou $f(t) > f_s$ pour le frottement solide atteint. Si le calcul s'arrête à cause de la condition de vitesse, et $f(t) < f_s$, alors il n'y aura pas de période de frottement solide. Ainsi on obtient la durée t_m, et en remplaçant cela dans la formule de $\omega_R(t)$, on peut calculer ω_{Rm}.

II-4-3. Calcul de la période du frottement mixte en incorporant l'effet de la variation de la température [20], [21]

Supposons que l'énergie dissipée durant la synchronisation se transforme complètement en chaleur. On peut dire que l'échauffement de la couche d'huile entre les surfaces coniques résulte de cette chaleur. Étant donné que la viscosité de l'huile est étroitement liée à la température, on peut estimer qu'elle variera également durant la phase de frottement mixte.

Supposons que la viscosité est fonction linéaire de la température:

$$\mu = aT + b$$

où a et b sont des constants.

Considérant la courte durée du processus de synchronisation, on peut estimer que l'augmentation de la température est linéaire dans le temps:

$$T = ct$$

où c est constant.

Remplaçons cette équation dans la précédente:

$$\mu = act + b = At + B$$

Considérons maintenant l'équation de la dynamique de la roue, et remplaçons l'équation précédente:

$$\theta_R \frac{d\omega_R}{dt} - \eta_3' \mu(t) \omega_R(t) = \eta_2' \mu(t) + \eta_1 F_{axv} + \eta_1 \frac{F_{ax,\max} - F_{axv}}{t_m} t$$

où η_2' et η_3' sont calculés avec $\zeta' = 4 \cdot \pi \cdot r_m^2 \cdot b \cdot sin\alpha$, qui ne contient pas la viscosité.

La solution de l'équation a la forme suivante:

$$\omega_R(t) = e^{\int p(t)dt} \left(K + \int q(t) e^{-\int p(t)dt} dt \right)$$

Dans ce cas:

$$p(t)=\frac{\eta_3'}{\theta_R}(At+B)=\frac{\eta_3'}{\theta_R}At+\frac{\eta_3'}{\theta_R}B=2\kappa_1 t+\kappa_2$$

$$q(t)=\frac{\eta_2'}{\theta_R}(At+B)+\eta_1 F_{axv}+\eta_1\frac{F_{ax,\max}-F_{axv}}{t_m}t=\left(\frac{\eta_2'}{\theta_R}A+\eta_1\frac{F_{ax,\max}-F_{axv}}{t_m}\right)t+\left(\frac{\eta_2'}{\theta_R}B+\eta_1 F_{axv}\right)=\varphi_1 t+\varphi_2$$

Après intégration et réarrangement, on obtient la solution suivante:

$$\omega_R(t)=e^{\kappa_1 t^2+\kappa_2 t}\left(K+\sqrt{\pi}\left(\frac{\varphi_2}{2}-\frac{\varphi_1}{4}\frac{\kappa_2}{\kappa_1^{\frac{3}{2}}}\right)e^{\frac{\kappa_2^2}{4\kappa_1}}erf\left(\sqrt{\kappa_1}t+\frac{\kappa_2}{2\sqrt{\kappa_1}}\right)\right)-\frac{\varphi_1}{2\kappa_1}$$

Ici la constante K peut être calculée à partir de la condition initiale. Cette équation tient compte de la variation de la viscosité de l'huile durant la phase de frottement mixte. On peut l'utiliser de la même façon que celle du paragraphe précédent.

II-4-4. Calcul de la période du frottement solide

Théoriquement, la phase de frottement mixte aboutit à celle de frottement solide. Cette phase a lieu si le synchronisme des vitesses angulaires du baladeur et de la roue n'est pas atteint durant la phase mixte. Dans cette phase, on accepte les suppositions suivantes:

- le coefficient de frottement solide $f_s=cte$,
- la force axiale augmente avec une tangente égale à la précédente: $\frac{F_{ax,\max}-F_{axv}}{t_m}=\frac{F_{ax,fin}-F_{ax,\max}}{t_s}$, ainsi $F(t)=F_{ax,max}+\frac{F_{ax,fin}-F_{ax,\max}}{t_s}\cdot t=$ $F(t)=F_{ax,max}+\frac{F_{ax,\max}-F_{axv}}{t_m}\cdot t$

D'ailleurs, selon Ghaem [11], le coefficient de frottement solide f_s n'est pas égal à celui de frottement sec. Le frottement sec se produit entre deux solides secs, sans lubrification. Par contre, frottement solide est le résultat du rapprochement de deux solides en présence d'un lubrifiant, de l'huile. Etant donné la rugosité des deux surfaces, il reste toujours du lubrifiant entre les solides. Même s'il ne forme pas de film continu, il agit sur le coefficient de frottement, qui n'atteindra pas la valeur de celui sec.

Exprimons d'abord le couple:

$$M = \frac{f_s F_{ax}(t) r_m}{\sin\alpha}\left(1+\frac{1}{3}\left(\frac{b}{r_m}\right)^2 \sin^2\alpha\right) = \lambda f_s F_{ax}(t)$$

Ensuite, étudions l'équation de la dynamique de la roue:

$$\theta_R \frac{d\omega_R}{dt} = M$$

Remplaçons la valeur de M et intégrons l'équation:

$$\int_{\omega_{Rm}}^{\omega_R} d\omega_R = \int_0^t \frac{\lambda f_s}{\theta}\left(F_{ax,\max} + \frac{F_{ax,\max} - F_{axv}}{t_m} t\right) dt$$

Dans ce cas, pour la vitesse instantanée de la roue on a l'équation suivante:

$$\omega_R(t) = \omega_{Rm} + \frac{\lambda \cdot f_s}{\theta_R}\left(F_{ax,\max} t + \frac{F_{ax,\max} - F_{axv}}{2 \cdot t_m} t^2\right)$$

Soit $\omega_R(0)=\omega_{Rm}$. La condition du synchronisme étant $\omega_R(t)=\omega_C$ quand $t=t_s$, on transforme l'équation précédente:

$$\frac{F_{ax,\max} - F_{axv}}{2 \cdot t_m} t_s^2 + F_{ax,\max} \cdot t_s - (\omega_C - \omega_{Rm}) \frac{\theta_R}{\lambda \cdot f_s} = 0$$

On vient d'obtenir une équation classique de 2^e degré où:

$$a = \frac{F_{ax,\max} - F_{axv}}{2 \cdot t_m}$$

$$b = F_{ax,\max}$$

$$c = -(\omega_C - \omega_{Rm}) \frac{\theta_R}{\lambda \cdot f_s}$$

Tenant compte de l'ordre de grandeur des coefficients, le déterminant de l'équation va être positif, ainsi, on aura deux solutions. La racine carrée du déterminant est un peu plus grande que b, donc on aura une solution positive et une solution négative. C'est la solution positive qui donne le temps t_s nécessaire pour la synchronisation.

II-5. Modèle du processus de dévirage et de la deuxième bosse

II-5-1. Modèle du processus de dévirage de la bague de synchronisateur

Lors du dévirage, le baladeur détourne et enclenche la bague de synchronisateur. Cependant, sa vitesse axiale augmente de 0 à une valeur donnée. En fonction de la durée nécessaire à l'accélération axiale et des données de la géométrie de la roue, on distingue plusieurs cas. On suppose que la bague de synchronisation et la roue sont fixées l'une à l'autre, et que le couple de frottement sur les surfaces coniques est nul. On propose les équations décrites dans les paragraphes suivantes pour décrire l'équilibre du système.

II-5-1-1. Le début du dévirage de la bague de synchronisateur

Lors du dévirage, on doit vaincre uniquement le couple des pertes et l'inertie des pièces réduites au cône de la roue. Le calcul des couples de perte est présenté au paragraphe II-7. L'équation du système:

$$F_{ax} \cdot r_2 \frac{1 - f_s \cdot tg\beta}{f_s + tg\beta} = M_{perte} + \theta_R \cdot \varepsilon$$

L'accélération axiale:

$$a_{ax} = \frac{\Delta v_{ax}}{\Delta t}$$

où Δv_{ax} – la variation de la vitesse axiale,

Δt – la durée de la variation, un paramètre.

La vitesse axiale:

$$v_{ax} = a_{ax} \cdot t$$

L'accélération tangentielle:

$$a_{tg} = a_{ax} \cdot tg\beta$$

L'accélération angulaire:

$$\varepsilon = \frac{a_{tg}}{r_2}$$

De cela, la variation de la vitesse de la roue:

$$\omega_R = \omega_{R0} + \varepsilon \cdot t$$

La force axiale:

$$F_{ax} = \frac{f_s + tg\beta}{1 - f_s \cdot tg\beta} \cdot \frac{M_{perte} + \theta_R \cdot \varepsilon}{r_2}$$

Si la distance axiale parcourue lors de l'accélération axiale est inférieur à la projection axiale du longueur du chanfrein:

$$a_{ax} \cdot \frac{\Delta t^2}{2} < x_1$$

On assiste au cas suivant.

II-5-1-2. La fin du dévirage de la bague de synchronisateur

Ici le baladeur a atteint sa vitesse axiale constante, et poursuit le dévirage à vitesse constante. Ainsi, c'est seulement la résistance des pertes qu'il faut vaincre. On propose l'équation suivante pour décrire la force axiale:

$$F_{ax}=\frac{f_s+tg\beta}{1-f_s\cdot tg\beta}\cdot\frac{M_{perte}}{r_2}$$

II-5-2. Le vol libre

Si l'accélération axiale continue au delà du coin du chanfrein, cela n'influence plus la vitesse angulaire de la roue. Dans ce cas on doit toujours vaincre la résistance des pertes, mais sous une autre forme. Ici, la force tangentielle venant du couple des pertes cause du frottement sur le côté des griffes de la bague:

$$F_{ax}=\frac{f_s\cdot M_{perte}}{r_2}$$

Cette équation est valable pour décrire toute phase de vol libre durant le processus de changement de vitesses.

II-5-3. La phase de deuxième bosse

	Laiton	Fritté	Acier
E [Mpa]	$1{,}1\cdot10^5$	$1{,}05\cdot10^5$	$2{,}1\cdot10^5$
ρ [kg/m^3]	8400	7500	7860
ν [-]	0,37	0,3	0,3

Tableau II-1 Caractéristiques physiques des matériaux de la bague de synchronisateur déformable

Au début de la phase la force axiale est petite, de l'ordre de 50 N. La vitesse axiale du baladeur est constante. Les couples intervenant dans la formation de la deuxième bosse sont les suivants:

- Couple venant de l'échauffement et du refroidissement de la roue.

Pour calculer la dilatation thermique, on a la formule suivante:

$$\Delta l=l_0\cdot(1+\varepsilon\cdot\Delta T)$$

où ε – le coefficient de dilatation thermique ($\varepsilon = 1,85 \cdot 10^{-5}\ K^{-1}$ pour le laiton)

Selon Ghaem [11], on peut approcher la dilatation thermique de la bague de la façon suivante:

$$2\pi\Delta r = 2\pi r \cdot (1 + \varepsilon \cdot \Delta T)$$

De cela, on obtient:

$$\Delta r = r \cdot (1 + \varepsilon \cdot \Delta T)$$

La pression venant de la déformation résiduelle:

$$p = \frac{E \cdot \Delta r \cdot e}{r_1^2 \cdot \left(1 - \frac{\nu}{2}\right)}$$

où e – l'épaisseur moyen de la bague,

Δr – l'augmentation de la rayon,

E – le module de Young,

ν – le nombre de Poisson.

Le couple résultant:

$$M_T = f_s \cdot p \cdot A \cdot r_1$$

- Couple venant de la déformation de la bague [11]:

La pression moyenne venant de la déformation résiduelle:

$$p = \frac{E \cdot \Delta r \cdot e}{2 r_1^2 \cdot \left(1 - \frac{\nu}{2}\right)}$$

Le couple résultant:

$$M_{def} = f_s \cdot p \cdot A \cdot r_1$$

- Couple des pertes M_{perte}.
- Couple venant de l'anti-lâcher:

$$M_{al} = (M_T + M_{def} \pm M_{perte}) \frac{tg\kappa}{r_2}$$

où κ – l'angle de l'anti-lâcher.

De tout cela, on propose l'équation suivante pour obtenir la force tangentielle de la deuxième bosse:

$$F_{tg} = \frac{(M_T + M_{def} \pm M_{perte} - M_{al})}{r_2}$$

Cette force est la valeur limite pour celle tangentielle. La force tangentielle peut être calculée à partir de l'équilibre des forces sur le baladeur (Fig. II-14 - II-16).

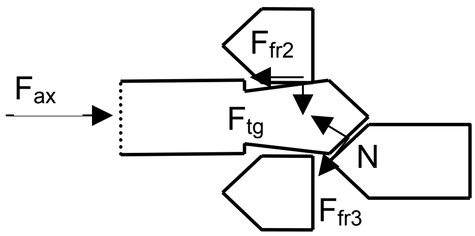


Fig. II-14 Equilibre des forces en phase de deuxième bosse

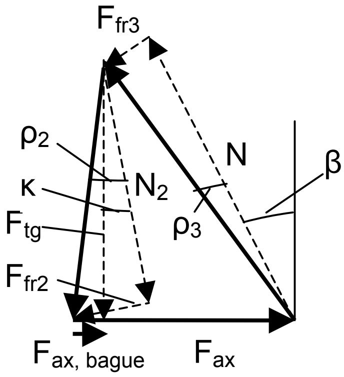


Fig. II-15 Triangle vectoriel des forces en phase de deuxième bosse

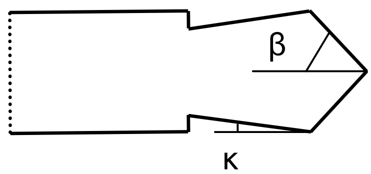


Fig. II-16 Angles β et κ sur le baladeur

A partir des figures II-15 et II-16, on peut écrire les équations d'équilibre des forces agissant sur le baladeur:

$$F_{ax}=N \cdot sin\beta+f_3 \cdot N \cdot cos\beta-N_2 \cdot sin\kappa+f_2 \cdot N_2 \cdot cos\kappa$$

$$F_{tg}=N \cdot cos\beta-f_3 \cdot N \cdot sin\beta=-(N_2 \cdot cos\kappa+f_2 \cdot N_2 \cdot sin\kappa)$$

Ici, c'est la force tangentielle qui doit augmenter pour atteindre la valeur de la deuxième bosse. En effet, cette force dépend de la force *N* normale aux chanfreins. La force normale *N* vient dans un premier temps de l'écrasement du film d'huile entre les surfaces, puis de l'écrasement partiel des rugosités de surface. De ce fait, on a deux raideurs différentes en fonction de la différence d'épaisseur entre les surfaces.

La formule de la force normale:

$$N = s \cdot h + k \cdot \dot{h}$$

où h – la distance normale entre les surfaces de chanfrein,

s – la raideur de contact (Fig. II-17),

k – l'amortissement du contact.

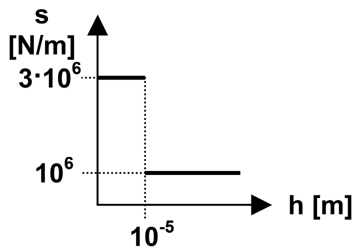


Fig. II-17 La raideur de contact en fonction de la distance normale

La distance normale est mesurée soit sur le côté avant, soit sur le côté arrière des chanfreins, par rapport au sens de rotation. Le côté entrant en contact est choisi en fonction de la vitesse axiale du baladeur, de la vitesse angulaire relative entre le baladeur et la roue, des dimensions géométriques des griffes, et de la position relative aléatoire au début de la phase de deuxième bosse.

Les équations de la distance normale selon Derrien [5] sont les suivantes:

Côté avant:

$$h_1 = \sqrt{\left((1-\xi)\cdot p - L_d + dPF\right)^2 + \left(h_d - dB\right)^2} \cdot \cos\left(\beta - arctg\left(\frac{h_d - dB}{(1-\xi)\cdot p - L_d + dPF}\right)\right)$$

Côté arrière:

$$h_2 = \sqrt{\left(\xi \cdot p - L_d - dPF\right)^2 + \left(h_d - dB\right)^2} \cdot \cos\left(\beta - arctg\left(\frac{h_d - dB}{\xi \cdot p - L_d - dPF}\right)\right)$$

où $dB = v_{ax} \cdot t$ - le déplacement axial du baladeur,

$dPF = (\omega_R - \omega_C)\cdot r_2 \cdot t$ - le déplacement tangentiel de la roue,

p – le pas des griffes,

ξ – coefficient aléatoire de position initiale.

Les autres quantités sont représentées sur les figures II-18 et II-19.

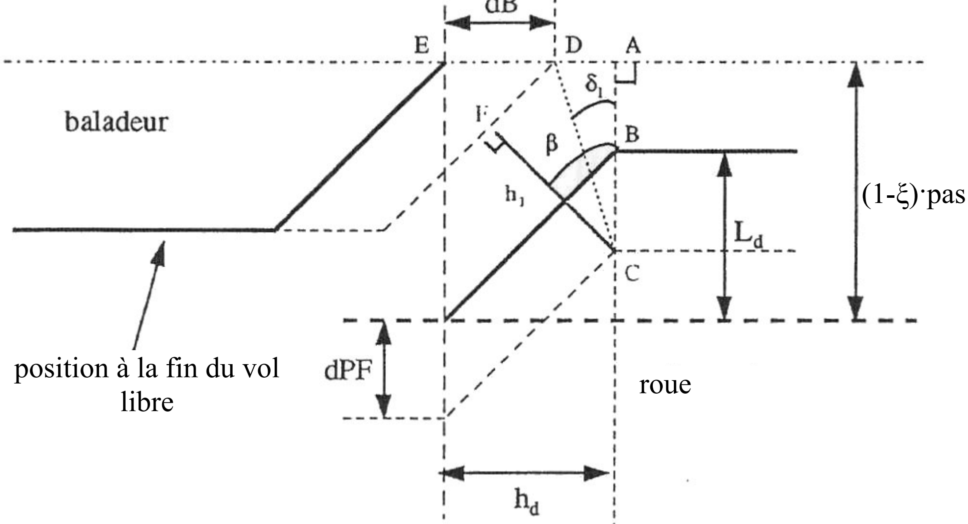


Fig. II-18 Définition de *h₁* [5]

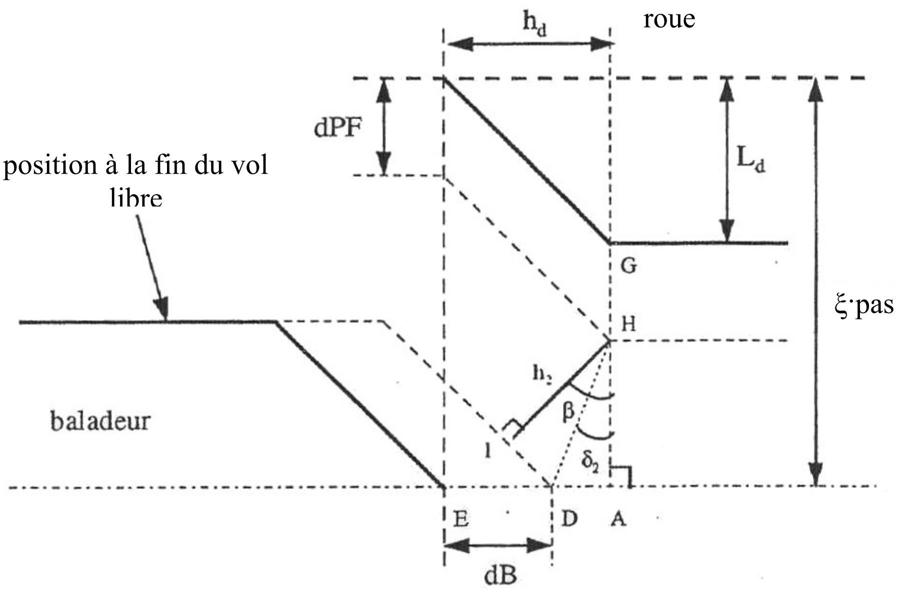


Fig. II-19 Définition de *h₂* [5]

II-5-4. Variation de la vitesse axiale durant la montée de la deuxième bosse

L'étude de la montée de la deuxième bosse est nécessaire pour permettre un fonctionnement optimal durant la phase suivante: le dévirage de la roue (voir paragraphe suivant). En effet, si le dévirage de la roue se passe à la vitesse axiale maximale imposée, *96 mm/s,* alors les conditions de fonctionnement du synchronisateur produisent une force de dévirage de plusieurs milliers de Newtons. Par contre, si l'on arrive à réduire la vitesse axiale du baladeur avant le début de la phase de dévirage, on obtient un besoin en force axiale beaucoup plus raisonnable.

On rappelle, que la vitesse axiale du baladeur est nulle à la fin de la synchronisation. Au moment de l'égalité des vitesses angulaires, celles du baladeur et de la roue sont égales, et l'interdiction de passage disparaît. Sous l'effet de la force axiale, le baladeur démarre axialement, et avance à une accélération axiale constante. Durant le dévirage et l'enclenchement de la bague de synchronisateur, la vitesse axiale est censé d'atteindre sa valeur maximale. Ensuite, vient une phase de vol libre. Durant cette phase, la vitesse axiale est supposée rester constante, car l'unique force résistante, d'ailleurs faible, vient du couple des pertes dans les paliers et du couple issu du barbotage. La phase suivante: la montée de la deuxième bosse, commence au moment où les chanfreins du baladeur entrent en contact avec le film d'huile présent sur les chanfreins de la roue.

En principe, la diminution de la vitesse axiale du baladeur pourrait se faire dans chacune des phases mentionnées. Si l'on considère l'ordre de grandeur des forces résistantes à l'avancement du baladeur, ce sont les forces de contact chanfrein-chanfrein de la montée de la deuxième bosse qui sont les plus importantes. Le cas échéant, le baladeur peut même s'arrêter durant la montée de l'effort, comme on constate sur les diagrammes mesurés sur le banc d'essais BFS, présentés dans le chapitre III.

En se basant sur les courbes mesurées et les résultats de la simulation présentés dans le chapitre III, admettons que la diminution de la vitesse axiale du baladeur se fait durant la montée de la deuxième bosse. Une vitesse axiale réduite, convenable pour la phase suivante est choisie. Une accélération axiale est également choisie, de façon que la vitesse axiale du baladeur atteigne la vitesse réduite à la fin de la montée.

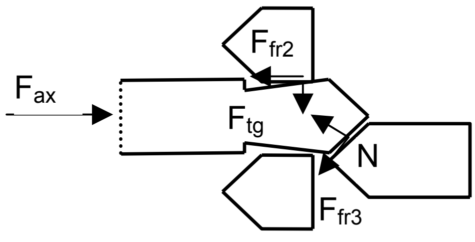


Fig. II-20 Equilibre des forces en phase de montée de la deuxième bosse

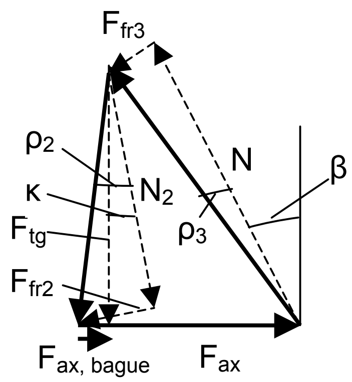


Fig. II-21 Triangle vectoriel des forces en phase de montée de la deuxième bosse

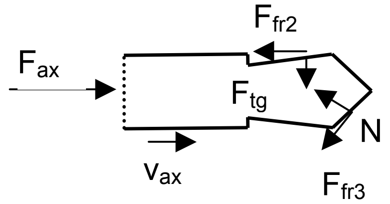


Fig. II-22 Equilibre des forces agissant sur le baladeur en phase de montée de la deuxième bosse

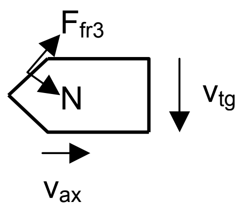


Fig. II-23 Equilibre des forces agissant sur la roue en phase de montée de la deuxième bosse

Considérons maintenant l'équilibre des pièces en interaction: celle du baladeur et celle de la roue. L'équation suivante décrit l'équilibre de la roue dans le sens tangentiel:

$$F_{tg}\cdot r_2=(N\cdot cos\beta-f_3\cdot N\cdot sin\beta)\cdot r_2=\theta_R\cdot\varepsilon_R$$

Ici, la composante tangentielle de la force normale aux chanfreins tente de vaincre le couple de serrage de la bague de synchronisateur serrée sur le cône de la roue. L'équation suivante décrit l'équilibre du baladeur dans le sens axial:

$$F_{ax}+F'_{ax}=N\cdot sin\beta+f_3\cdot N\cdot cos\beta-N_2\cdot sin\kappa+f_2\cdot N_2\cdot cos\kappa$$

Ici la composante résistant aux forces de frottement, d'amplitude réduite est:

$$F'_{ax} = f_3 \cdot N \cdot \cos\beta - N_2 \cdot \sin\kappa + f_2 \cdot N_2 \cdot \cos\kappa$$

La composante de la force axiale nécessaire pour le détournement de la roue est:

$$F_{ax} = N \cdot \sin\beta$$

Ceci est l'équilibre en cas statique. En cas d'accélération du baladeur, on a l'expression suivante pour la composante nécessaire pour le détournement:

$$F_{ax} = N \cdot \sin\beta \pm m \cdot a_{ax}$$

Le signe de la composante dynamique dépend du signe de l'accélération. Si l'on accepte le signe positif, cela veut dire que l'on applique d'avantage de force axiale pour empêcher la diminution de vitesse du baladeur. Ainsi, la vitesse axiale diminue à peine. Ceci ne sert pas notre objectif, car on veut justement diminuer la vitesse axiale le plus rapidement possible. Donc, on applique le signe négatif. Dans ce cas, on ne se soucie pas du ralentissement du baladeur. Au contraire, c'est un phénomène avantageux, car l'effort dynamique dû à la décélération diminue la force axiale à exercer manuellement. On se contente d'appliquer F'_{ax} pour compenser la force de frottement due aux pertes. Au moment où la vitesse axiale atteint la vitesse axiale réduite choisie au préalable, on intervient de nouveau, et on empêche que la décélération continue, en exerçant une force axiale plus grande (fig. II-24).

En étudiant par simulation l'équation de la composante de la force axiale nécessaire pour le détournement, on a constaté des cas où la valeur numérique de la force à exercer est devenue négative. Dans de pareils cas, on suppose que le dévirage ne nécessite pas de force manuelle pour exercer la force normale, ceci est assuré uniquement par la décélération du baladeur. Le conducteur peut sentir ces cas comme si le levier de vitesse tirait sur sa main. On peut constater cela juste avant l'enclenchement de la vitesse.

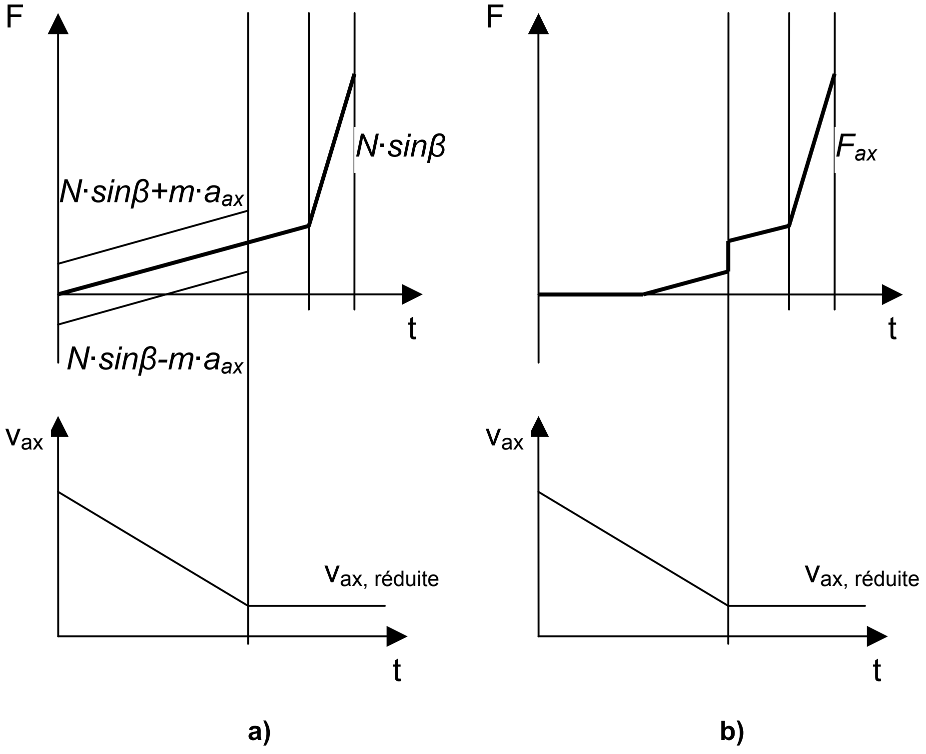


Fig. II-24 Etude de la composante de la force axiale nécessaire pour le détournement a) et force axiale à exercer b)

II-5-5. Modèle du dévirage de la roue

La phase du dévirage de la roue suit la phase de la montée de la deuxième bosse. Durant cette phase, on dévire la roue d'un angle φ_R, tandis que le baladeur avance à une vitesse axiale réduite. Le travail effectué lors du dévirage est donné par la formule suivante:

$$W=M\cdot\varphi_R=\theta_R\cdot\varepsilon_R\cdot\varphi_R$$

où θ_R – l'inerte à détourner de la roue et des pièces y étant liées,

ε_R - l'accélération angulaire,

φ_R - l'angle de dévirage.

Ici, l'angle φ_R est constant, et dépend de la position relative des chanfreins du baladeur et de la roue, immobile à partir de la fin de la synchronisation. Cette position relative est donnée en fonction de la variable ξ ayant une valeur aléatoire entre 0 et 1 (fig. II-25 – II-26).

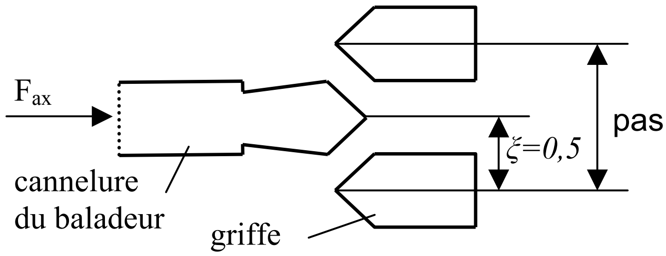


Fig. II-25 Cas limite: *ξ=0,5*

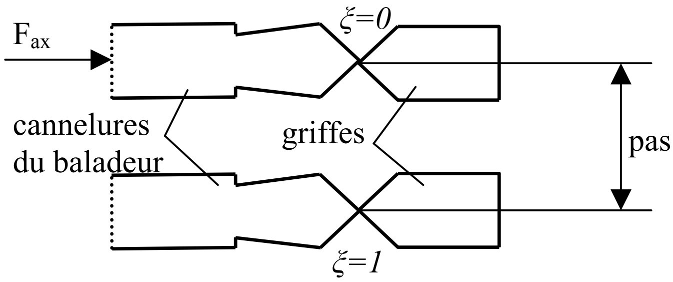


Fig. II-26 Cas limite: *ξ=0* ou *ξ=1*

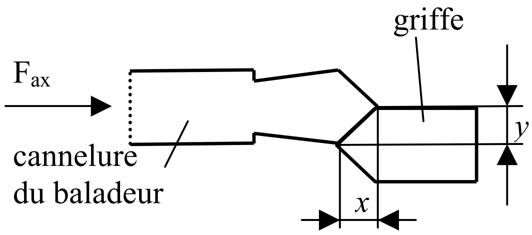


Fig. II-27 Définition de *x* et *y*

La projection tangentielle de la portion de chanfrein parcouru lors du dévirage est $y=\varphi_R \cdot r_2$, la projection axiale est $x = \frac{\varphi_R \cdot r_2}{tg\beta}$ (fig. II-27). On connaît la vitesse axiale v_{ax}, donc on peut calculer la durée disponible pour le dévirage: $t_{dev} = \frac{x}{v_{ax}}$. En supposant une force tangentielle constante, on peut calculer l'accélération angulaire nécessaire au dévirage pour un temps demandé: $\varepsilon_R = \frac{2 \cdot \varphi_R}{t_{dev}^2}$. La force tangentielle nécessaire est donc:

$$F_{tg} = \frac{\theta_R \cdot \varepsilon_R \pm M_{pertes}}{r_2}$$

De cela, la force axiale supplémentaire, nécessaire au dévirage:

$$F_{ax}=\left(\frac{2\cdot\theta_R\cdot v_{ax}^2\cdot tg^2\beta}{r_2^3\cdot\varphi_R}\pm\frac{M_{pertes}}{r_2}\right)\cdot\frac{f_3+tg\beta}{1-f_3\cdot tg\beta}$$

Dans l'équation, $\theta_R,\cdot\varphi_R$, β et f_3 sont constants, donc la force dépend uniquement de la vitesse axiale v_{ax} et de l'angle de dévirage φ_R. La vitesse angulaire est une quantité maîtrisée, réglée, tandis que l'angle de dévirage ne l'est pas. La force axiale augmente, si la vitesse axiale augmente, ou si l'angle de dévirage diminue.

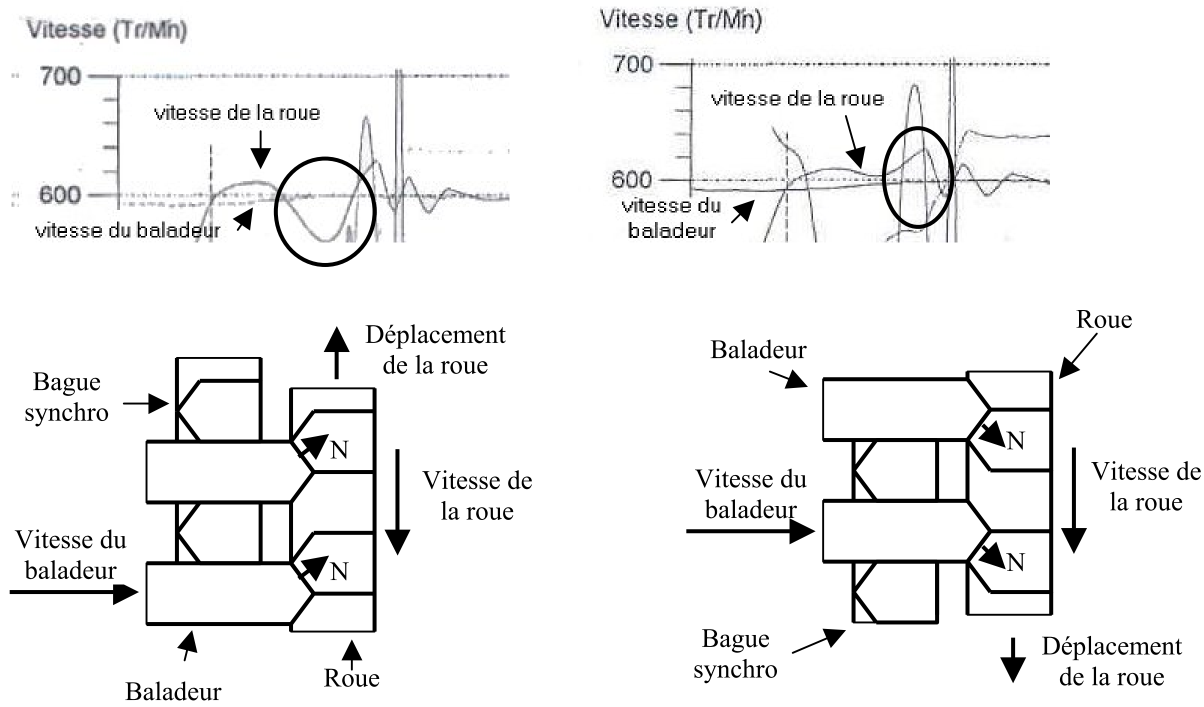


Fig. II-28 Contact sur côté devant et sur côté arrière. Mesures et interprétation

Le signe de la composante due aux pertes est donné en fonction de la face du chanfrein en contact. Si les faces avants du chanfrein de la roue sont en contact avec le baladeur, le baladeur va ralentir la roue, aidé par les pertes. La force axiale nécessaire sera plus petite et on applique le signe négatif au couple des pertes. Si les faces arrières sont en contact, le baladeur va accélérer la roue, contre les résistances. La force axiale nécessaire sera plus grande, donc on applique le signe positif. Les accélérations et décélérations sont bien visibles sur les diagrammes mesurés (fig. II-28).

Les phases de montée de la deuxième bosse et de dévirage ne sont pas distinguées lors des mesures, et sont traitées ensemble comme «deuxième bosse». On reconnaît leur caractère aléatoire, mais il est très difficile de l'expliquer. La division en deux parties du phénomène «bosse» observé ainsi que l'étude en détail des origines des parties permet de proposer un modèle de fonctionnement capable de prendre en compte et d'expliquer la taille et le caractère aléatoires du phénomène observé, présentés dans le chapitre IV.

II-6. Modèle de l'échauffement lors de la synchronisation

	Laiton	Fritté	Acier
ε [K^{-1}]	$1{,}87\cdot10^{-5}$	$1{,}17\cdot10^{-5}$	$1{,}17\cdot10^{-5}$
c [J/kg/K]	385	460	591
k [W/m²/K]	115	45	43

Tableau II-2 Caractéristiques thermiques des matériaux de la bague de synchronisateur

La roue et les organes en connexion avec elle sont accélérés ou ralentis par du couple de frottement. Le frottement produit de la chaleur. La chaleur dégagée va se répartir entre la bague et la roue. Pour évaluer les quantités de chaleur, on trouve des méthodes dans [11].

On sait que le couple de frottement M et la différence de vitesse de rotation $\omega(t)=\omega_C-\omega_R$ varient en fonction du temps. De cela, la puissance dissipée:

$$P=M(t)\cdot\omega(t)=P(t)$$

Etant $P=\frac{dE}{dt}$, l'énergie dissipée:

$$E=\int_{t_s}Pdt=\int_{t_s}M(t)\cdot\omega(t)dt$$

où t_s – le temps de synchronisation.

Pour définir le partage de la chaleur entre la bague et la roue, on fait appel à la théorie de Blok [3]. Considérons les quantités suivantes:

- Indice *1*: pièce fixe
- Indice *2*: pièce mobile
- Conductivité thermique k
- Masse volumique ρ
- Capacité calorifique c
- Diffusivité thermique $\alpha=\frac{k}{\rho\cdot c}$
- Vitesse de glissement v
- Rayon virtuel de la surface de la pièce glissante r_v

- Un coefficient adimensionné $R=\frac{v \cdot r_v}{4\alpha_2}$

- Une fonction $I(R)=\frac{\pi}{\sqrt{R}}$, si $R>1$

Le coefficient de partage:

- Si $R=0$:

$$\sigma_1=\frac{1}{1+\frac{k_2}{k_1}}$$

- Si $0<R<5$:

$$\sigma_1=\frac{1}{1+\frac{k_2}{k_1}\cdot\frac{2\pi}{\left[1+0{,}414\cdot\left(1-e^{-1{,}3\cdot R}\right)\right]\cdot I(R)}}$$

- Si $R>5$:

$$\sigma_1=\frac{1}{1+\frac{k_2}{k_1}\cdot\sqrt{2R}}$$

La chaleur absorbée par la pièce fixe:

$$Q_1=\sigma_1 \cdot Q$$

La chaleur absorbée par la pièce mobile:

$$Q_2=Q-Q_1$$

En fonction des conditions de changement de vitesse, et la bague, et la roue peuvent être pièce mobile ou fixe. Si on monte dans les vitesses (1→2→3→4), la pièce fixe sera la bague. Si on descend dans les vitesses (4→3→2→1), la pièce fixe sera la roue.

Selon [3], la température maximale sur la surface de contact des deux pièces est commune $T_{1max}=T_{2max.}$. Pour calculer l'augmentation de température superficielle des pièces, on a les formules suivantes:

$$\Delta T_{1,\sup}=\frac{2}{\sqrt{\pi}}\sigma_1 \cdot q \cdot \frac{c}{k_1}$$

$$\Delta T_{2,\sup}=\frac{1}{\sqrt{\pi^3}}\left(1-\sigma_1\right)q \cdot \frac{c \cdot I(R)}{k_2}$$

où q – le flux de chaleur.

La chaleur accumulée Q venant du flux:

$$q = f_s \cdot p \cdot v = f_s \cdot \frac{F_{ax}}{\sin\alpha \cdot A} \cdot (\omega_C - \omega_R) \cdot r_1$$

$$Q = \iint_A q\,dA\,dt$$

Pour calculer l'augmentation de la température du corps des pièces, on se sert des formules traditionnelles:

$$\Delta T_1 = \frac{Q_1}{C_1 \cdot m_1}$$

$$\Delta T_2 = \frac{Q_2}{C_2 \cdot m_2}$$

II-7. Modèles de perte dans les synchronisateurs

II-7-1. Perte par barbotage

Les engrenages de la boîte de vitesses tournent plus ou moins plongés dans un bain d'huile. L'huile les couvre donc partiellement, et le couple visqueux agissant sur la surface mouillée tend à ralentir la vitesse de rotation: c'est le phénomène que l'on appelle perte par barbotage (Fig. II-29).

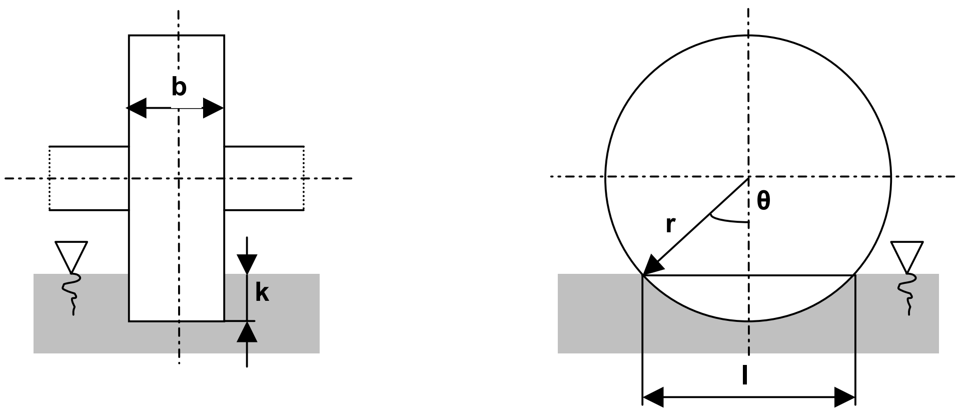


Fig. II-29 Notations pour le calcul du couple de barbotage

La résistance du barbotage est donnée par les formules suivantes, en fonction du pourcentage de rayon immergé:

- si $\frac{k}{r} < 0{,}9$, selon Boness [4], on a:

$$M = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot r \cdot A \cdot C_M$$

où A – la surface mouillée,

C_M – le coefficient de couple.

La composition de la surface mouillée:

$$A = A_{lat} + A_{cir} + A_{dent}$$

- les deux surfaces latérales:

$$A_{lat} = r^2(\theta - \sin\theta)$$

- la circonférence:

$$A_{cir} = r \cdot \theta \cdot b$$

- la surface des dents:

$$A_{dent} = 2 \cdot \frac{n\theta}{2\pi} \cdot b \cdot \frac{h}{\cos\alpha}$$

où α – l'angle de poussée.

La valeur du coefficient du couple:

- si $Re<2000$: $C_M = \frac{20}{\mathrm{Re}}$
- si $\mathrm{Re} \in \left[2000; 10^5\right[$: $C_M = 8{,}6 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[3]{\mathrm{Re}}$
- si $Re>10^5$: $C_M = \frac{5 \cdot 10^8}{\mathrm{Re}^2}$

Le nombre de Reynolds:

$$\mathrm{Re} = \rho \frac{v \cdot l}{\mu} = \rho \frac{\omega r \cdot l}{\mu}$$

où $l = 2r \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right)$ – la corde délimitant la surface mouillée de la surface latérale.

$\theta = 2\arccos\left(1 - \frac{k}{r}\right)$

- si $1{,}3 < \frac{k}{r} < 1{,}9$, selon Roulet [33], on a:

Le nombre de Reynolds:

$$\mathrm{Re} = \rho \frac{v \cdot \theta \cdot r}{2\mu} = \rho \frac{\omega r \cdot \theta \cdot r}{2\mu}$$

Soient:

$$k_0 = \frac{k}{r} - 1{,}3$$

$$\psi=0,17+0,13\left(1-e^{-\frac{k_0}{0,05}}\right)$$

$$c_0=0,03+0,193\left(1-e^{-\frac{k_0}{0,025}}\right)$$

$$c_1=2,9\cdot10^{-5}+0,012\left(1-e^{-\frac{k_0}{0,12}}\right)$$

$$c_2=-0,103\cdot10^{-5}+0,323\cdot10^{-5}\left(1-e^{-\frac{k_0}{0,13}}\right)$$

La valeur du coefficient du couple:

$$C_M=\frac{c_0+c_1\cdot\omega+c_2\cdot\omega^2}{\psi\cdot\mathrm{Re}}$$

- si $0,9<\frac{k}{r}<1,3$, on suppose une loi linéaire entre les deux valeurs limites:

$$C_M=C_M(0,9)+\left(C_M(1,3)-C_M(0,9)\right)\frac{\frac{k}{r}-0,9}{0,4}$$

II-7-2. Pertes dans les paliers, butées axiales et dans le joint spi

Dans les boîtes de vitesses on utilise soit des paliers lisses, soit des roulements à aiguilles pour loger les roues, et des butées axiales hydrodynamiques pour empêcher leur déplacement axial. Dans un palier lisse, il y a du cisaillement d'huile qui résiste au déplacement. Ceci est aussi présent dans un roulement à aiguilles et dans une butée axiale. Pour calculer ces pertes dans les paliers et butées, on utilise les formules de Couette. Leur développement se trouve dans [5]. Ici, on présente seulement les formules finales. Les pertes des roulements à aiguilles sont données par les formules de Palmgren [33].

La perte de couple dans un palier lisse:

$$M_{pal}=\frac{2\pi\cdot\mu\cdot r^3 l\omega}{R-r}$$

où l – longueur du palier,

R – rayon extérieur de la butée,

r – rayon intérieur de la butée,

ω – vitesse relative.

La perte dans un roulement à aiguilles:

$$M_{aig} = z \cdot \frac{1}{10} \cdot f_0 \cdot (\upsilon \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot D^3 \text{ si } v \cdot n \geq 2000$$

$$M_{aig} = z \cdot 16 \cdot f_0 \cdot D^3 \text{ si } v \cdot n < 2000$$

où z – nombre de corps roulants,

f_0 – coefficient de frottement dans le roulement,

v – viscosité cinématique en cSt (1 cSt=10^{-6} m^2/s),

n – vitesse de rotation en t/min,

D – diamètre moyen du roulement.

La perte de couple dans une butée axiale:

$$M_{butax} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot (R^4 - r^4) \omega}{h}$$

où h – l'épaisseur de la couche d'huile entre les surfaces glissantes,

R – rayon extérieur de la butée,

r – rayon intérieur de la butée,

ω – vitesse relative.

La perte de couple dans le joint spi de l'arbre d'entrée de la boîte selon Roulet [33]:

$$M_{spi} = 0{,}06 + 0{,}06 \left(1 - e^{-\frac{1000}{n}} \right)$$

où n – la vitesse de rotation en t/min.

II-8. Modèle du stick-slip durant le changement de vitesses

La vitesse axiale du baladeur varie beaucoup durant le processus de changement de vitesses. En effet, le baladeur démarre de la position engagée dans une des vitesses, s'accélère, puis se ralentit puis s'arrête pour la synchronisation. Après cela, il accélère de nouveau, déplace la bague de synchronisateur, engage la vitesse suivante avec un choc, puis s'arrête définitivement. Durant tout ce processus, il glisse sur des cannelures et subit une force tangentielle variable. Ainsi, on peut supposer, que du phénomène de stick-slip intervient lors du déplacement. Pour décrire cela, on utilise le modèle suivant, d'après Thomsen [41].

Le baladeur est assimilé à une masse posée sur un tapis roulant, et relié au mur fixe par un ressort et un amortisseur (Fig. II-30). F représente la force tangentielle, la vitesse du tapis celle axiale du baladeur.

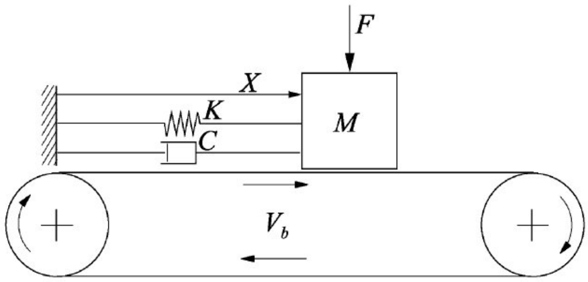


Fig. II-30 Modèle pour étudier le stick-slip [41]

L'équation de mouvement du système est le suivant:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + \mu\left(\dot{x} - v_b\right)F = 0$$

Les paramètres sont:

- m la masse oscillante,
- x le déplacement de la masse,
- F l'effort normal au plan de glissement,
- v_b la vitesse d'excitation,
- c l'amortissement axial,
- k la rigidité axiale.

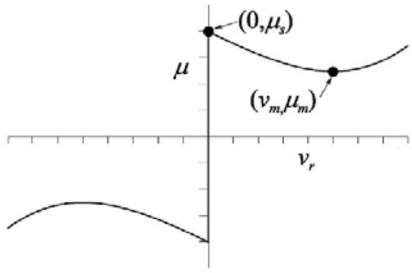


Fig. II-31 Fonction du coefficient de frottement en fonction de la vitesse relative [41]

Le frottement est décrit par une fonction de 3[e] degré (fig. II-31):

$$\mu(v_r) = sign(v_r) \cdot \mu_s - \kappa_1 v_r + \kappa_3 v_r^3$$

où $v_r = \dot{x} - v_b$ - la vitesse de glissement relative.

$$\kappa_1 = \frac{3}{2} \cdot \frac{\mu_s - \mu_m}{v_m}$$

$$\kappa_3 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu_s - \mu_m}{v_m^3}$$

Les paramètres de la fonction sont:

- μ_s le coefficient de frottement statique,
- μ_m le coefficient de frottement minimal,
- v_m la vitesse relative appartenant au coefficient de frottement minimal.

Pour faciliter l'étude du mouvement, on placera l'origine du système de coordonnées au point où la force de frottement et la force du ressort sont en équilibre. Les équations décrivant ce point:

$$t=0: x=x_0, \; \dot{x}=0 \, ; \; \ddot{x}=0$$

L'équation de l'équilibre des forces:

$$kx_0 + \mu(-v_b)F = 0$$

De cela, le déplacement de l'origine du système:

$$x_0 = \frac{-\mu(-v_b)F}{k}$$

En résolvant l'équation différentielle du système, on obtient différents types de mouvement en fonction de la force normale F et de la vitesse d'excitation v_b. On peut obtenir du glissement pur, du glissement avec oscillation périodique, et du glissement stick-slip en fonction des paramètres. Thomsen [41] propose une étude analytique détaillée du mouvement, décrit dans l'annexe 4. Pour simplifier la description du système oscillant, il utilise une équation de mouvement adimensionnée. Cette équation n'est valable que si la force normale et la vitesse d'excitation restent constantes durant le mouvement. Dans notre application, ces deux quantités varient fortement durant le mouvement, donc on a préféré utiliser l'équation dimensionnée.

II-9. Conclusion

Dans ce chapitre, des modèles de phénomènes élémentaires entrant en jeu durant le changement de vitesses ont été présentés. Les modèles ont été décrits en détail pour approfondir la compréhension. Des possibilités de simplification ont été présentées avec des suppositions en accord avec la théorie du changement de vitesses et avec les phénomènes observés. On doit maintenant programmer les différents résultats et articuler les modèles pour aboutir à un logiciel de simulation numérique du comportement.

CHAPITRE III: OUTIL DE SIMULATION NUMERIQUE ET VALIDATION EXPERIMENTALE

Chapitre III: Outil de simulation numérique et validation expérimentale

III-1. Simulation numérique

III-1-1. Introduction

Pour modéliser le comportement global d'une transmission durant le changement de vitesses, il faut prendre en compte quatre éléments (Fig. III-1). Le premier est le synchronisateur, le point de jonction des trois autres systèmes mécaniques: la partie synchronisée de la transmission, la partie synchronisante et le mécanisme actionneur de changement de vitesses. La partie synchronisée englobe les pièces du disque d'embrayage à la roue dentée à synchroniser. La partie synchronisante commence aux roues de la voiture et s'étend jusqu'au baladeur du synchronisateur. Le mécanisme de changement commence au pommeau du levier de vitesses et s'étend jusqu'à la fourchette actionnant le baladeur. Chaque partie est perçue comme un système dynamique, possédant sa propre inertie, raideur et amortissement. Ces systèmes sont couplés et interagissent au niveau du synchronisateur. Les interactions sont régies par des conditions géométriques et des forces de frottement à différents niveaux à l'intérieur du synchronisateur.

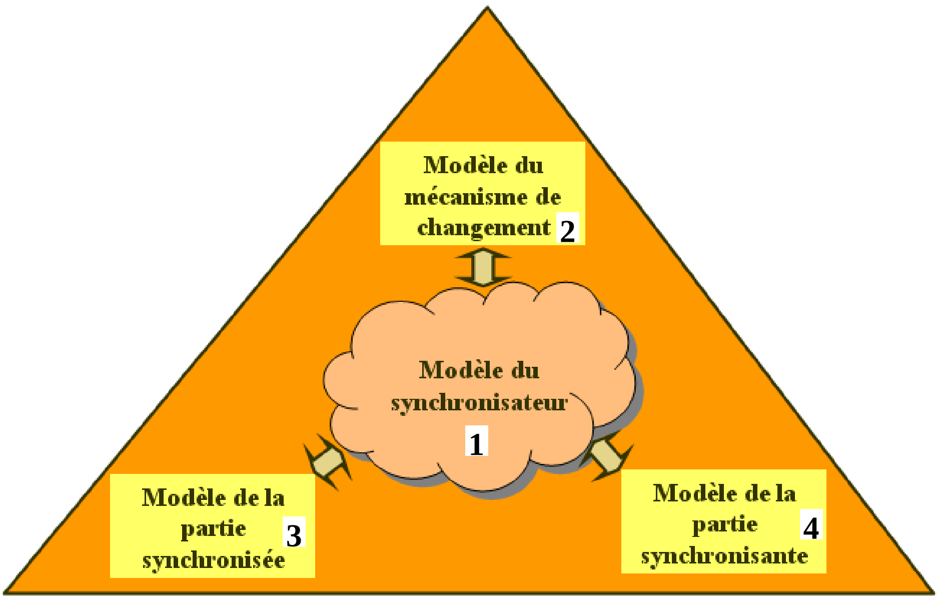


Fig. III-1 Modèle du changement de vitesses

Dans notre approche, on aborde le problème de changement de vitesses par la modélisation du système synchronisateur. Durant la description du comportement, on applique le principe de l'équilibre statique et dynamique des efforts. Souvent, l'équilibre dynamique n'est pas stabilisé, les pièces effectuent des mouvements et leur position varie. Pour pouvoir traiter ce problème, en première approche un fonctionnement quasistatique des trois autres sous-ensembles est supposé atteint. On décrit le changement de vitesses en le décomposant en phases en fonction du temps, et en étudiant l'équilibre phase par phase. On effectue une étude dynamique du synchronisateur de façon séparée, et les efforts dynamiques éventuels sont superposés à ceux produits en régime statique.

Naturellement, un modèle ne fait qu'approcher la réalité. Les différences principales concernent le début et la fin du processus de changement de vitesses. Selon le modèle, le changement commence au point mort, où le baladeur a déjà une vitesse axiale constante. A la fin du changement, on relâche le baladeur au moment où il a fini d'engager les griffes de la roue, et où il avance à vitesse axiale constante. Ainsi, on ne prend pas en considération la montée finale de la force axiale due au choc du baladeur contre le flanc de la roue.

Le modèle de synchronisateur étudié est réalisé en prenant en compte les modèles élémentaires énumérés dans le chapitre précédent et interconnectés (Fig. III-2).

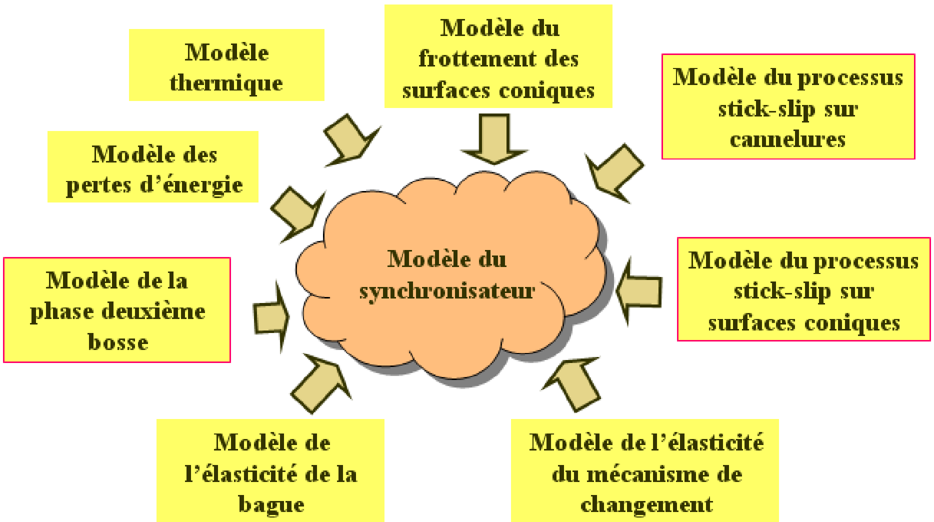


Fig. III-2 Composition du modèle du synchronisateur

III-1-2. Modèle numérique

On a deux possibilités pour réaliser un modèle numérique global. La première semble être la plus simple: elle consiste à choisir un milieu CAO approprié qui intègre la simulation mécanique et à y construire l'ensemble des pièces en question. Ensuite, on définit les différentes liaisons entre les pièces ainsi que les efforts extérieurs selon les hypothèses imposées par le logiciel. On obtient un résultat en se servant des algorithmes de calcul incorporés dans le logiciel. L'avantage de cette méthode est sa relative simplicité de mise en oeuvre. Son inconvénient est l'utilisation des outils prédéfinis, de logique et de précision souvent mal connues. Les hypothèses restrictives pour la définition des modèles mécaniques limitent souvent cette possibilité à une première approche globale du comportement sans rentrer dans les détails.

La deuxième possibilité est l'élaboration d'un logiciel propre aux phénomènes invoqués dans le comportement, en se basant sur une modélisation mathématique spécifique. L'avantage d'un tel logiciel est sa spécificité: on peut y incorporer les algorithmes de modélisation et de calcul les plus appropriés. En plus, on peut mener les calculs avec une précision choisie en fonction des besoins. L'inconvénient de cette solution est que l'élaboration du logiciel ainsi que son exploitation nécessitent beaucoup de temps.

Le choix de la solution dépend naturellement du but de la recherche et des moyens informatiques dont on dispose. Pour une approche générale de type recherche, simplifiée ou détaillée, la préparation d'un logiciel spécifique semble être une solution raisonnable.

Pour modéliser le comportement global des changements des vitesses, on doit construire les sous-ensembles suivants (Fig. III-3):

- le synchronisateur 1,
- le mécanisme de changement 2,
- la partie synchronisée de la chaîne de transmission 3,
- la partie synchronisante de la chaîne de transmission 4.

Pour chaque sous-ensemble, les données d'entrée sont les suivantes:

- les caractéristiques géométriques,
- les efforts extérieurs,
- le comportement élastique.

Lors de l'élaboration des modèles, il faut préparer les sorties de telle façon, que les données de sortie et celles mesurées soient directement comparables.

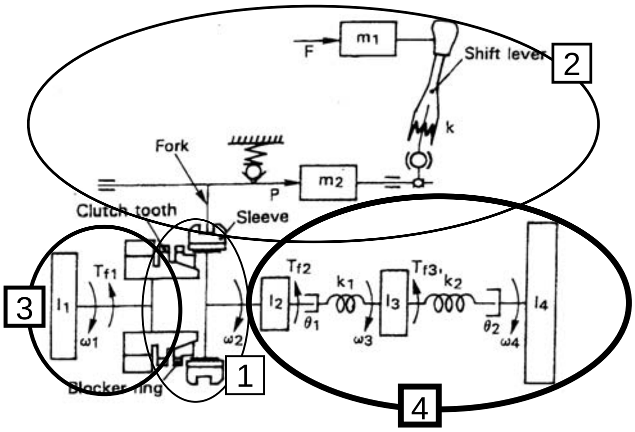


Fig. III-3 Modèle global de changement de vitesses [12]

III-1-3. Logiciel de simulation

Après avoir étudié les modèles proposés dans la bibliographie, un logiciel de simulation du fonctionnement du synchronisateur a été préparé. Ce logiciel, écrit en environnement informatique Delphi, permet de:

- obtenir des résultats pour ensuite les comparer à ceux de la bibliographie,
- analyser l’importance des différents facteurs dans le processus.

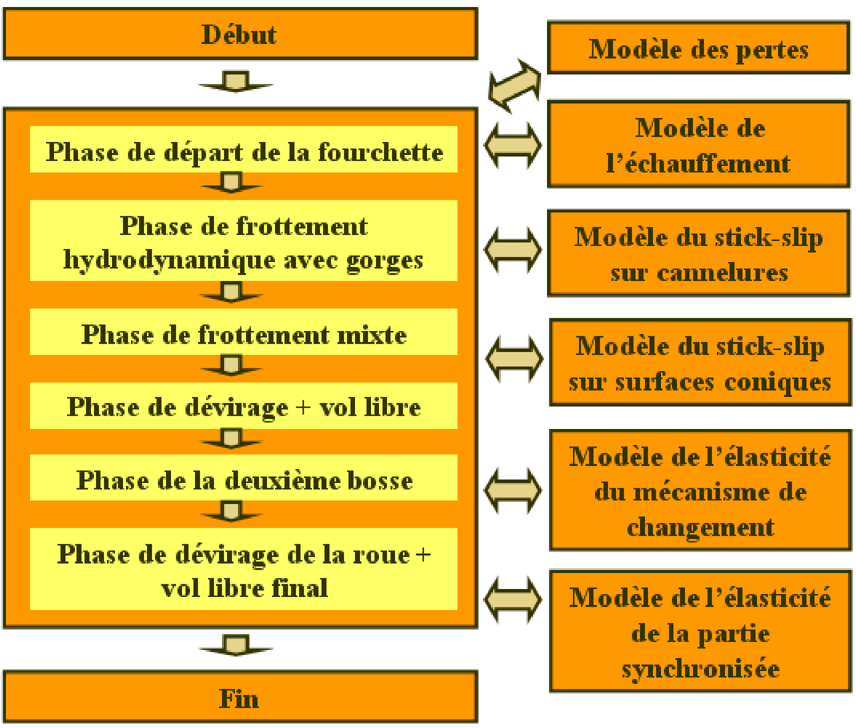


Fig. III-4 Organigramme du logiciel de simulation

Le logiciel possède une structure modulaire (Fig. III-4). D'un côté, il suit le déroulement des événements en fonction du temps. D'un autre côté, il se compose de modules qui calculent le comportement à chaque étape de fonctionnement. Dans ce qui suit, seul les algorithmes les plus complexes seront présentés.

Le logiciel se compose de huit parties principales en fonction du temps (Fig. III-4). La première partie décrit la phase de départ de la fourchette, durant laquelle le baladeur quitte le point mort sous l'effet d'une petite force axiale constante (Fig. III-5). La fin de la phase est définie par une distance entre les surfaces coniques à laquelle le couple de frottement visqueux est déjà suffisamment différent de zéro. A ce point, l'accélération et la vitesse axiales du baladeur ont une valeur non nulle, et elles deviendront les données de départ pour la partie suivante.

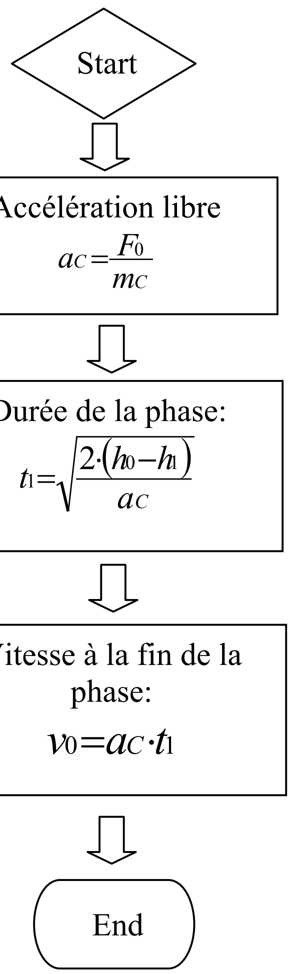


Fig. III-5 Organigramme de la première partie du logiciel de simulation: départ de la fourchette

La partie suivante décrit la phase de frottement hydrodynamique (Fig. III-6). Etant donné la durée très courte de la phase et l'accélération axiale faible, la vitesse axiale est considérée constante. A l'aide des équations mentionnées dans le paragraphe II-4-1, on calcule la force axiale, le couple de frottement, et de cela le coefficient de frottement visqueux en fonction de la distance entre les surfaces coniques. La variation de la viscosité en fonction de l'augmentation de la pression est prise en compte. La fin de la période est atteinte à la distance où un film mince d'huile se forme, en transformant les cônes en butée. Pour empêcher la formation de ce film et pour aider l'évacuation de l'huile, la bague possède des gorges radiales. L'effet des gorges sur la force axiale, le couple de frottement et le coefficient de frottement sont aussi pris en compte par des constantes dépendant de la géométrie des gorges. Le calcul se fait par intervalles successifs dans le temps, et les valeurs du coefficient de frottement, de la force axiale et de la vitesse de rotation de la roue sont écrits dans un fichier de données.

La troisième partie décrit l'évolution des fonctions durant la phase de frottement mixte (Fig. III-7). On suppose que le synchronisme est atteint à la fin de cette phase [31]. On suppose également que le coefficient de frottement varie linéairement durant la phase, en fonction de la variable de Stribeck. Le coefficient part de sa valeur de la fin de la phase précédente, et il atteint celle du frottement solide. Une troisième supposition est que la force axiale varie également de façon linéaire à partir de sa valeur héritée de la phase précédente jusqu'à un maximum imposé. La pente de cette droite est également donnée à l'avance. Finalement, on suppose que la viscosité de l'huile varie en fonction de la variation de la température de la surface des cônes de frottement. La fin de cette phase est donnée par le synchronisme de la vitesse de rotation de la roue et celle de la bague. Ici aussi, le calcul se fait par intervalles successifs dans le temps, et les valeurs du coefficient de frottement, de la force axiale et de la vitesse de rotation de la roue sont écrits dans un fichier de données.

Lors de la réalisation du logiciel, pour calculer la variation de la vitesse angulaire de la roue, on a préféré une solution numérique à celle analytique présentée dans le paragraphe II-4-3. En effet, le calcul de la solution analytique nécessitait beaucoup de temps, et n'était pas stable pour un large domaine de paramètres. On a donc utilisé l'approximation suivante:

$$\left.\frac{d\omega_R(t)}{dt}\right|_{i+1} = \frac{1}{\theta_R}\left(\eta_3 \cdot \omega_R(t_i) + \eta_2 + \eta_1 \cdot F_{axv} + M_{res}\right)$$

$$\omega_R(t_{i+1}) = \omega_R(t_i) + \left.\frac{d\omega_R(t)}{dt}\right|_{i+1} \cdot (t_{i+1} - t_i)$$

La solution numérique est très stable, rapide, et tolère une grande variation de paramètres. C'est pour cela qu'elle est retenue, et est appliquée pour les études présentées dans le chapitre suivant.

Start

Calcul des constantes:

$$h_{\min}=\Lambda\cdot\sqrt{R_{a1}^2+R_{a2}^2}\ ,\ \ \bar{h}=\frac{h_1}{h_{\min}}\ ,\ \ F_{axv}=16\cdot\pi\cdot\mu\cdot v_{ax0}\cdot r_1\cdot\sin^2\alpha\cdot\left(\frac{b}{h_{\min}}\right)^3$$

$$K_{CR}=\frac{c}{a+c}\ ,\ p=p_0,\ t=0$$

Calcul du temps adimensionné:

$$\bar{t}=\frac{t}{t_{\min}}$$

La distance entre les surfaces coniques:

$$\bar{h}(\bar{t})=\bar{h}_0-(\bar{h}_0-1)\bar{t}\ ,\ \ h(t)=\bar{h}_0\cdot h_{\min}$$

La viscosité:

$$\mu(t)=\mu_0\cdot e^{\xi\cdot p(t)}$$

La pression:

$$p(t)=4\cdot\mu\cdot v_{ax0}\cdot r_1\cdot\sin\alpha\cdot\frac{b^2}{h(t)^3}$$

La force axiale:

$$F(t)=16\cdot\pi\cdot\mu\cdot v_{ax0}\cdot r_1\cdot\sin^2\alpha\cdot\left(\frac{b}{h(t)}\right)^3$$

La vitesse de la roue:

$$\omega_R=\omega_C-(\omega_C-\omega_{R0})e^{\frac{-4\pi r_m^3 b\mu}{\theta_R}F(t)K_{CR}}\ ,\ \ \Delta\bar{\omega}=\frac{\omega_C-\omega_R(t)}{\omega_C-\omega_{R0}}$$

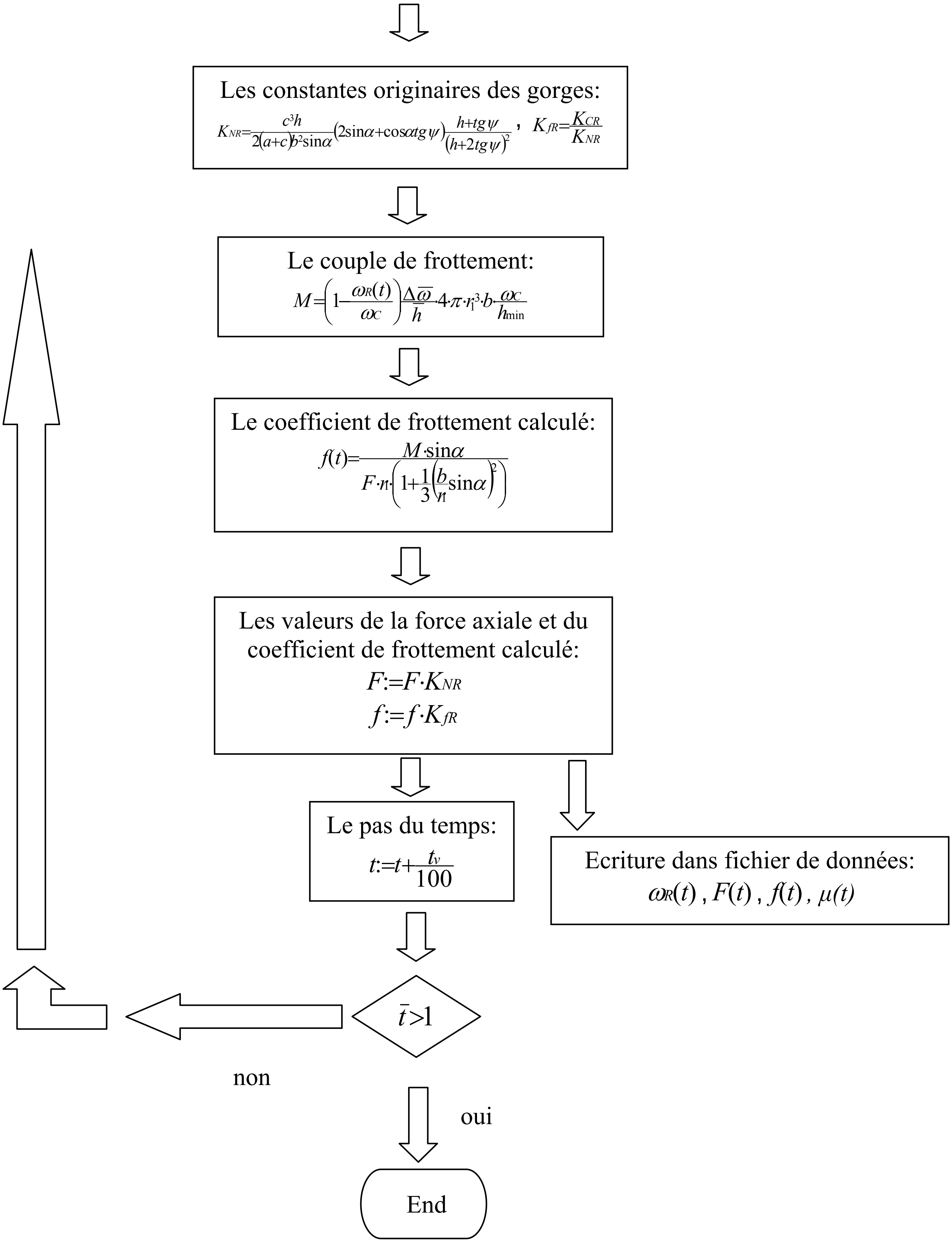


Fig. III-6 Organigramme de la deuxième partie du logiciel de simulation: phase frottement hydrodynamique de la synchronisation

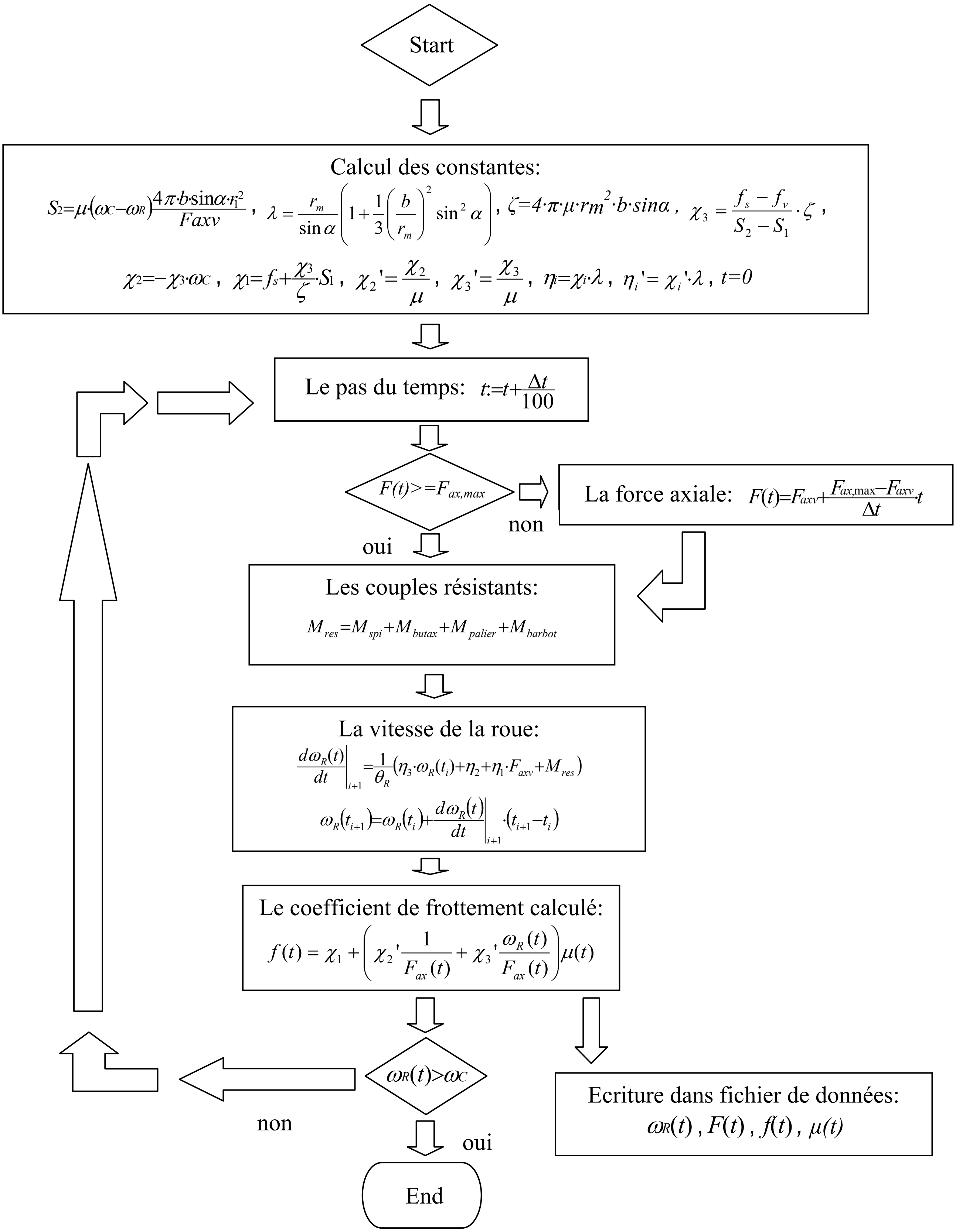


Fig. III-7 Organigramme de la troisième partie du logiciel de simulation: phase du frottement mixte de la synchronisation

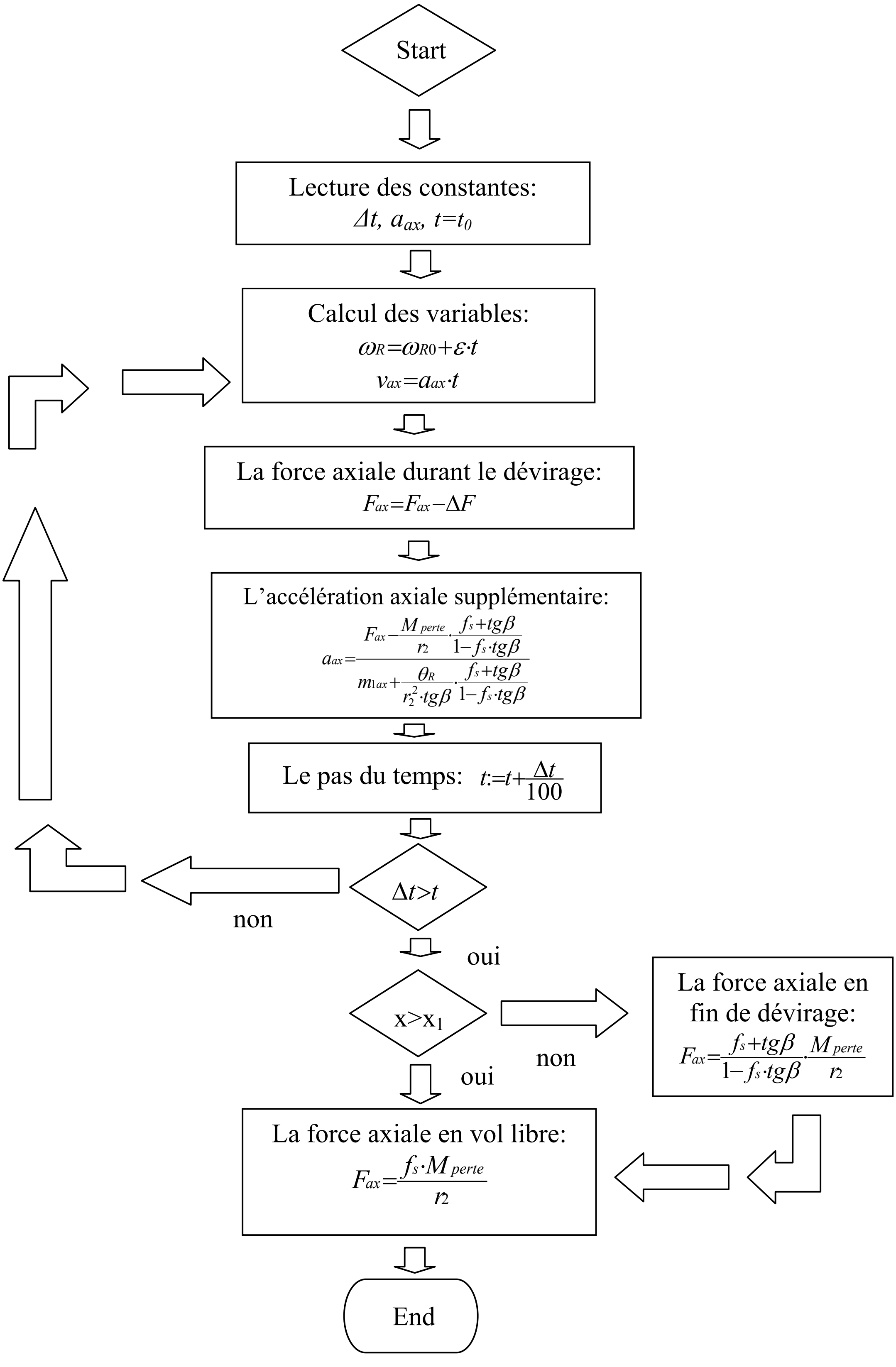


Fig. III-8 Organigramme de la quatrième partie du logiciel de simulation: dévirage de la bague de synchronisateur

La quatrième partie du logiciel décrit le système durant la phase de dévirage de l’ensemble bague synchro-roue, et le passage du baladeur parmi des griffes de la bague (Fig. III-8). Le modèle mathématique des phénomènes est décrit dans le paragraphe II-5. Au début de la phase, la fourchette démarre sous l’effet de la force axiale maximale. Cette force diminue selon une loi donnée, mais est suffisamment grande pour assurer une accélération convenable au baladeur. En fonction des dimensions géométriques des griffes, cette accélération peut s’arrêter avant la fin du chanfrein, ou après. Le logiciel traite les deux cas. Le dévirage s’effectue durant le contact chanfrein-chanfrein.

Ayant atteint la vitesse axiale cible et effectué le dévirage, la fourchette avance avec cette vitesse. C’est la cinquième partie, le vol libre, durant lequel le baladeur avance de la fin des chanfreins de la bague de synchronisateur au début des chanfreins de la roue. L’unique force résistante vient du frottement sur les cannelures. La force à l’origine du frottement est celle tangente due aux couples de perte.

La sixième partie décrit le comportement du système durant la phase de la deuxième bosse (Fig. III-9). La deuxième bosse est, tout comme le modèle du synchronisateur, le résultat de la superposition de plusieurs événements élémentaires. Ainsi, pour le calcul de la force de collage, on prend en considération l’effet de l’échauffement, celui de la déformation de la bague, celui des pertes, et de l’anti-lâcher. Comme on l’a supposé au paragraphe I-3-4, la bague de synchronisateur est supposée collée au cône de la roue, et empêche le baladeur d’avancer. La force axiale doit augmenter à un niveau tel que la composante tangentielle sur les chanfreins soit capable d’arracher la bague. La montée de la force se fait en fonction de l’élasticité de contact, comme décrit au paragraphe II-5-3. Quand la composante tangentielle de la force normale devient plus grande, que la composante correspondante de la force de collage, alors la bague se libère du cône, et le baladeur poursuit son chemin. Tout ce processus est censé se réaliser à vitesse axiale constante.

La septième partie, le dévirage de la roue, se fait de la même façon que celui de la bague de synchronisateur (Fig. III-9). La force axiale diminue à partir d’un niveau très élevé, et chemin faisant dévire la roue et l’inertie y étant liée. Après le dévirage vient la huitième partie, le vol libre final, avec des efforts minimaux.

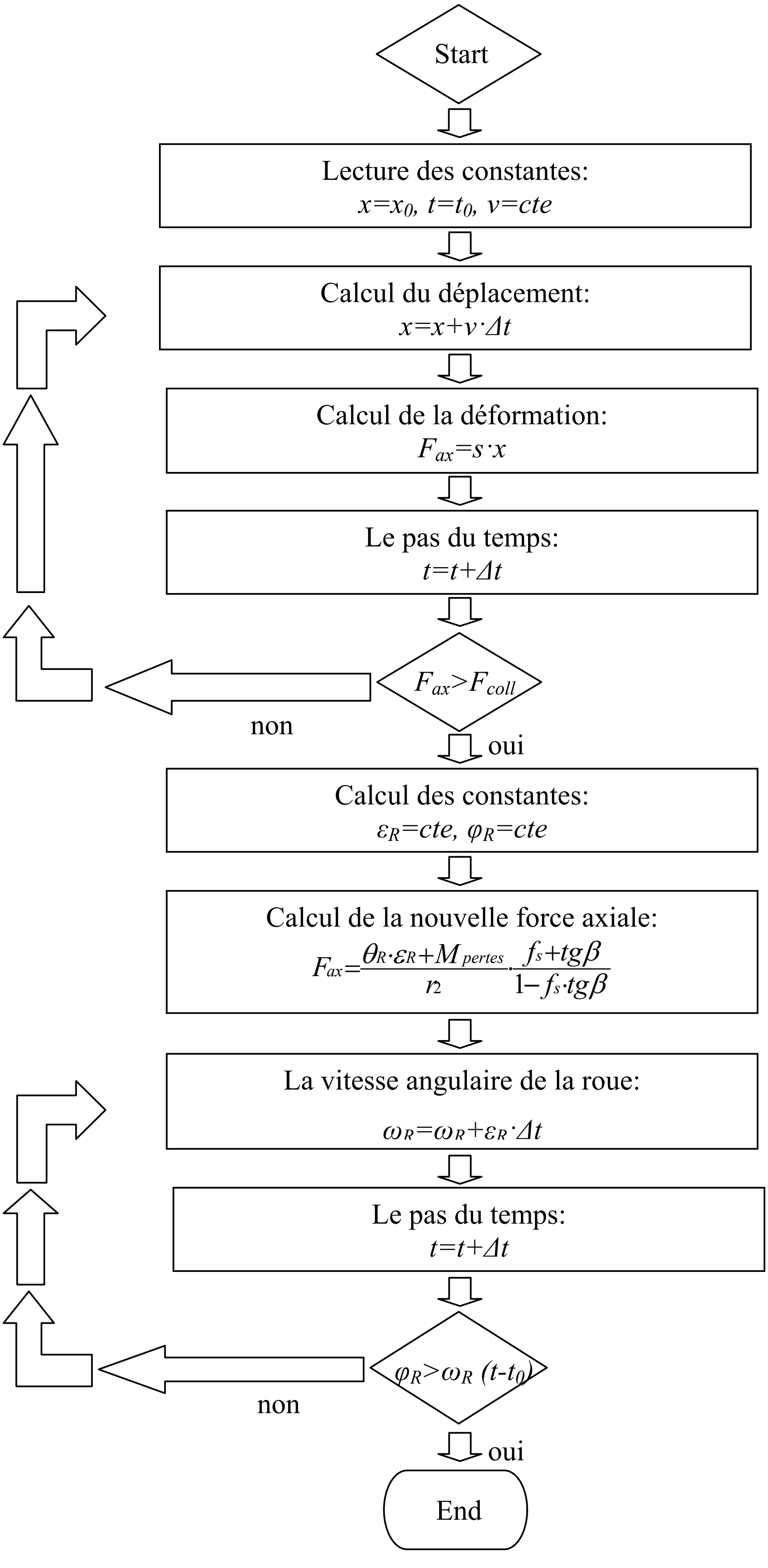


Fig. III-9 Organigramme de la sixième et septième partie: 2e bosse et dévirage de la roue

Deux modules du logiciel prennent en compte l'effet du mouvement stick-slip durant toute phase de fonctionnement. Le modèle mathématique du stick-slip est décrit dans le paragraphe II-8. On sait que le stick-slip est susceptible de se produire avec des conditions de vitesse et de force normale bien délimitées. Ces conditions peuvent être satisfaites à deux endroits dans le synchronisateur, au niveau:

- des cannelures du baladeur où la vitesse pointe en direction axiale,
- des surfaces coniques où la vitesse pointe en direction tangentielle (Fig. III-10).

Le modèle appliqué aux deux cas est identique. Cependant, les types de mouvement sont différents. Le stick-slip axial est un mouvement de translation, le stick-slip tangentiel est un mouvement de rotation. La différence est prise en compte au niveau des paramètres d'entrée. Pour le mouvement de rotation, x est remplacé par $\varphi = \frac{x}{r_1}$, la masse par l'inertie, l'effort normal F par un couple virtuel $M=F \cdot r_1$. L'amortissement et l'oscillation sont des valeurs torsionelles. Une autre différence concerne le domaine d'application des modèles. Le stick-slip axial se produit dans les conditions de fonctionnement où la vitesse axiale est petite. Cette condition est généralement satisfaite dans les intervalles courts juste avant l'arrêt et juste après le démarrage du baladeur. Le stick-slip tangentiel se produit une seule fois durant le changement de vitesse: juste avant la synchronisation, dans l'intervalle où la vitesse de glissement est très petite.

Pour le calcul, on utilise une solution numérique par la méthode d'Euler de l'équation de mouvement à la place de la solution analytique de Thomsen [41] présentée à l'Annexe 4, puisque le mouvement n'est pas stationnaire. Le résultat de la solution numérique est plus sensible, et suit mieux les variations instantanées du système. L'équation du stick-slip axial est la suivante:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + \mu\left(\dot{x} - v_b\right)F = 0$$

Les paramètres sont:

- m la masse oscillante,
- x le déplacement de la masse,
- F l'effort normal au plan de glissement,
- v_b la vitesse d'excitation,
- c l'amortissement axial,
- k la rigidité axiale,
- $\mu(v)$ le coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement.

Par analogie, l'équation du stick-slip tangentiel:

$$\theta_R \ddot{\varphi} + c_\varphi \dot{\varphi} + k_\varphi \varphi + \mu\left(\dot{\varphi} - \omega_b\right) F \cdot r_1 = 0$$

Les paramètres sont:

- θ_R l'inertie oscillante,
- φ le déplacement angulaire de la masse,
- F l'effort normal au plan de glissement,
- ω_b la vitesse angulaire d'excitation,
- c_φ l'amortissement torsionnel,
- k_φ la rigidité torsionelle,
- $\mu(\omega)$ le coefficient de frottement en fonction de la vitesse angulaire de glissement,
- r_1 le rayon du cône de frottement.

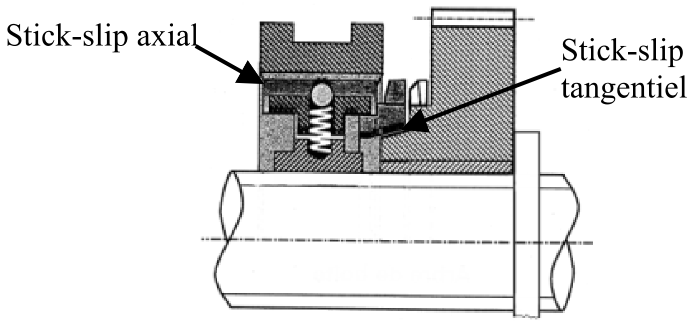


Fig. III-10 Localisation du phénomène stick-slip

Les modèles dynamiques de la partie synchronisée et du mécanisme de changement de vitesses sont également inclus dans le logiciel. On les décrit par des équations dynamiques ordinaires décrites dans le chapitre précédent. Leur résolution se fait également par la méthode d'Euler.

Le phénomène de la variation de la température, et avec cela, la variation de la viscosité sont aussi inclus. Dans [11], on trouve le diagramme viscosité-température d'une huile donnée Elf XT 1536 (Fig. III-11).

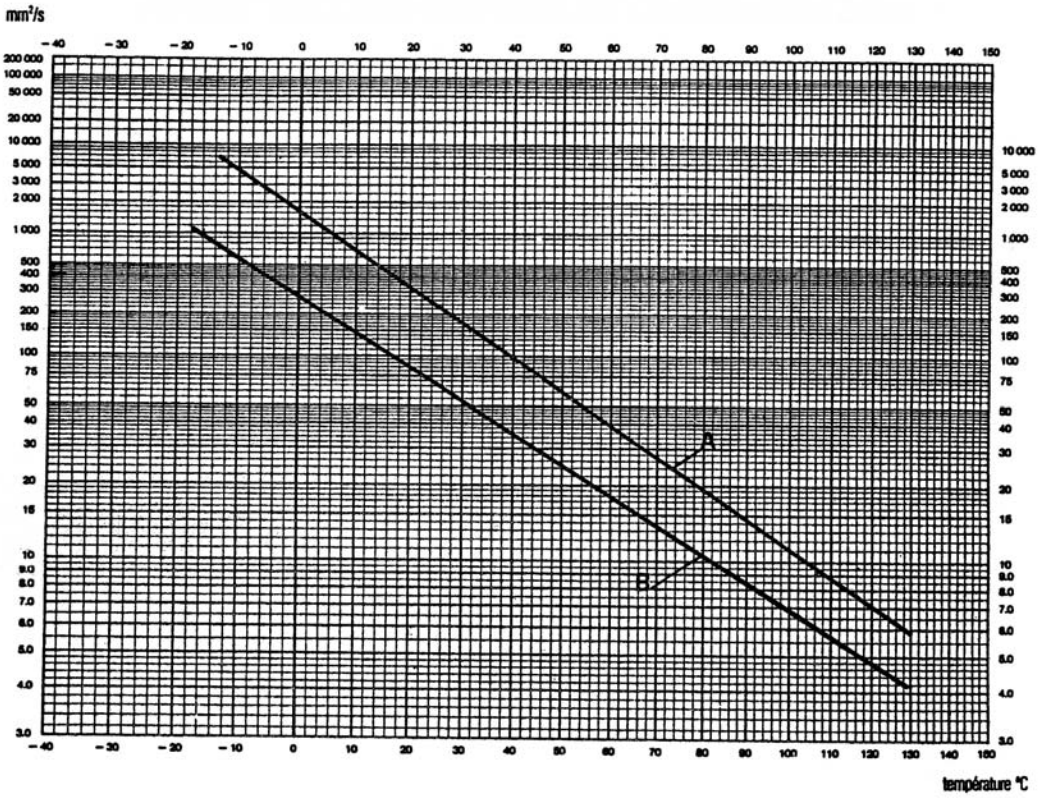


Fig. III-11 Diagramme de viscosité
A – Elf XT 1536, B – Mobil ATF D II

La courbe est fortement non-linéaire, et monotone décroissante. Cependant, on peut l'approcher par une fonction exponentielle dans un intervalle donné, si $40°C<T<120°C$:

$$\mu(T)=0,035989\cdot 10^{-0,01554\cdot T}$$

La valeur de viscosité initiale se calcule à partir de la température initiale. Pour obtenir la vitesse de la roue à synchroniser, le calcul se fait selon les équations décrites dans le paragraphe II-4.

Toutefois, on a un problème avec l'incrément de température dT: on ne peut pas le donner sans connaître le temps de synchronisme au préalable. Pour remédier à cela, on a supposé, que la variation de la température ΔT au niveau des surfaces coniques est comprise entre 20 et 30°C. Ensuite, on a ajouté une boucle d'itération qui modifie dT en fonction du temps calculé. Cette boucle est présenté sur la figure III-12.

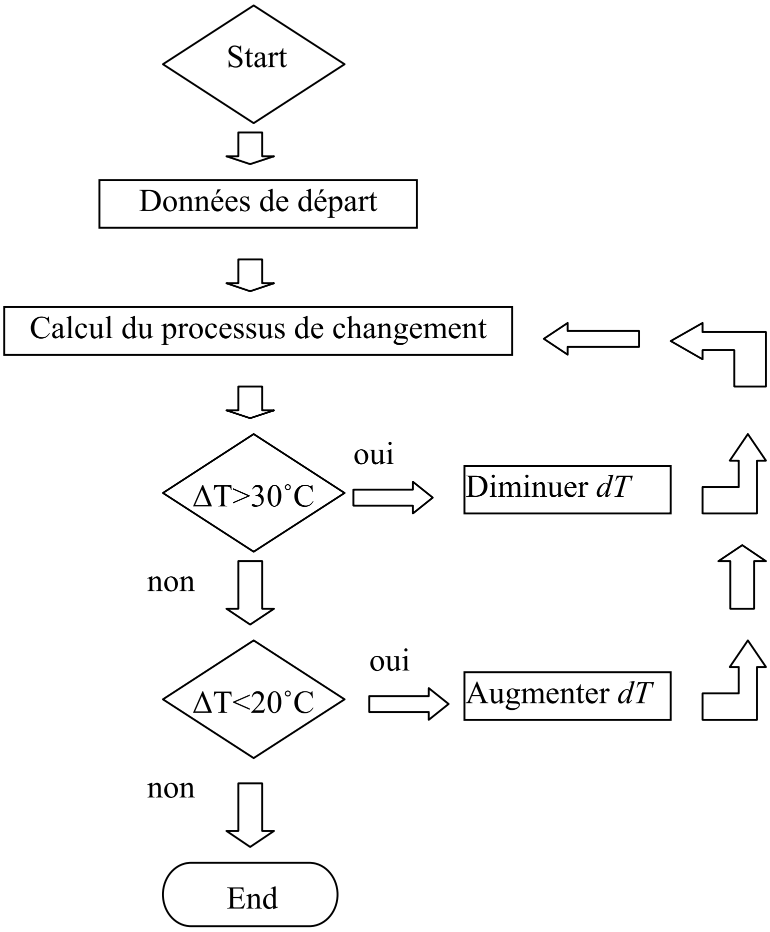


Fig. III-12 Organigramme de l'itération pour déterminer *dT*

Pour mieux connaître les effets de la variation des différents paramètres d'entrée du logiciel, on a préparé un module qui sert à examiner cela. On peut choisir un paramètre, donner sa valeur initiale et finale, ainsi que le nombre de pas entre les deux. Le calcul se fait automatiquement, et les résultats sont visualisés instantanément. L'organigramme de ce module est présenté sur la figure III-13.

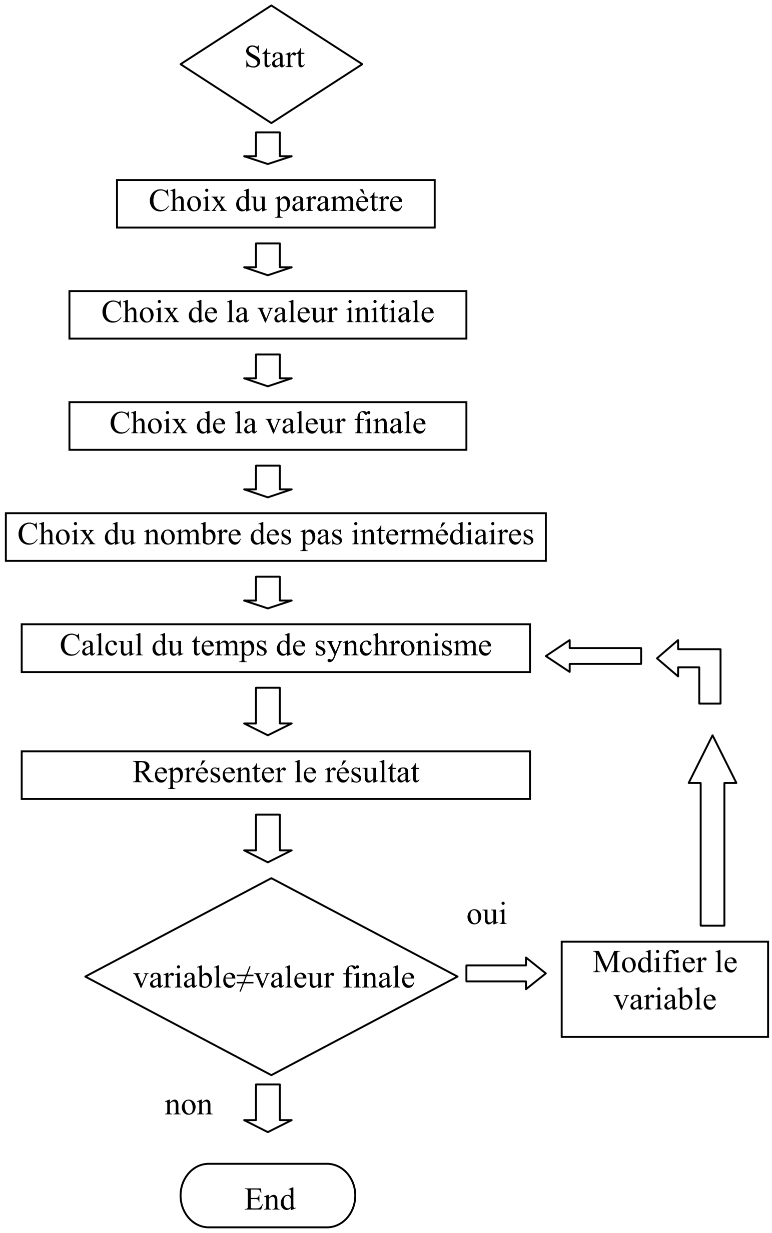


Fig. III-13 Organigramme du module d'étude de l'influence des paramètres

Ayant réalisé ce logiciel, on dispose d'un outil souple et versatile, permettant d'étudier des courbes mesurées sur banc d'essais de fonction synchronisateur et sur boîtes de vitesses entières. Les figures III-14 et III-15 représentent l'écran de saisie de données et un écran des résultats du logiciel. Une description plus détaillée du fonctionnement se trouve dans l'Annexe 5. La durée du calcul d'une configuration est de quelques secondes en régime statique et moins de 3 minutes en régime dynamique, sur un ordinateur ayant un processeur de 700 MHz.

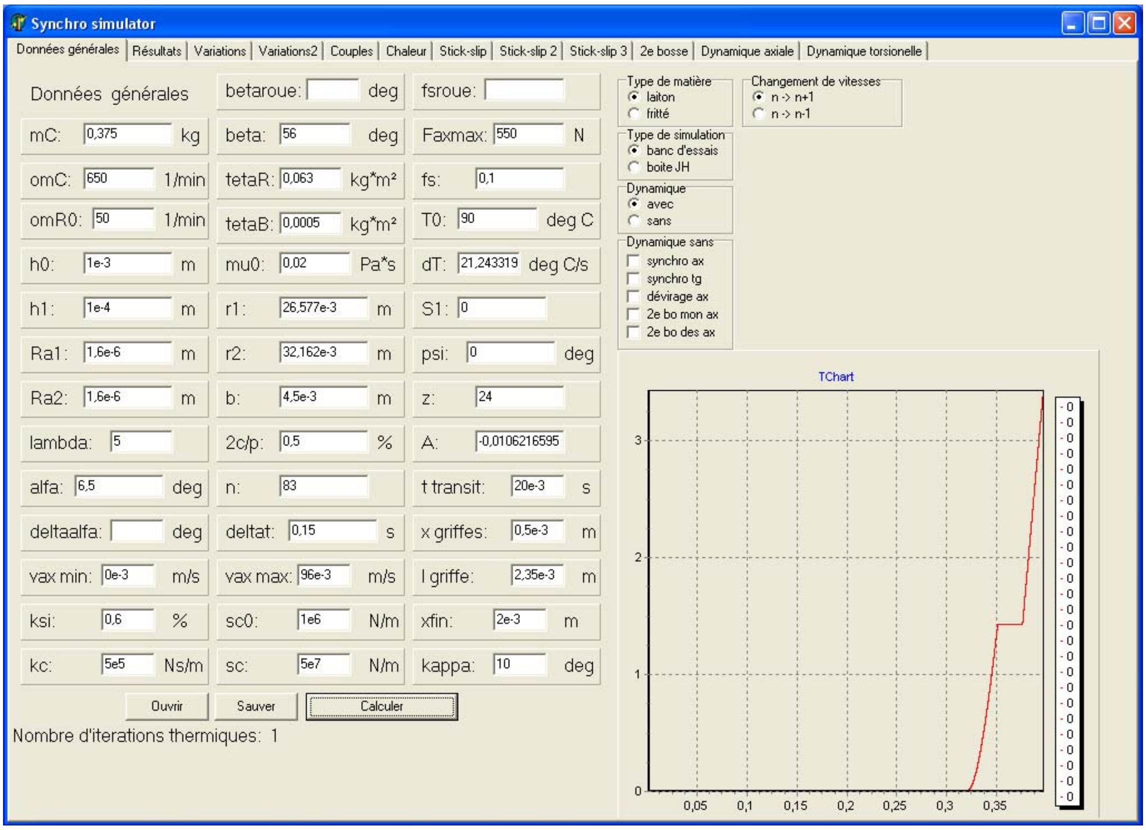


Fig. III-14 Ecran de saisie des données du logiciel de simulation numérique

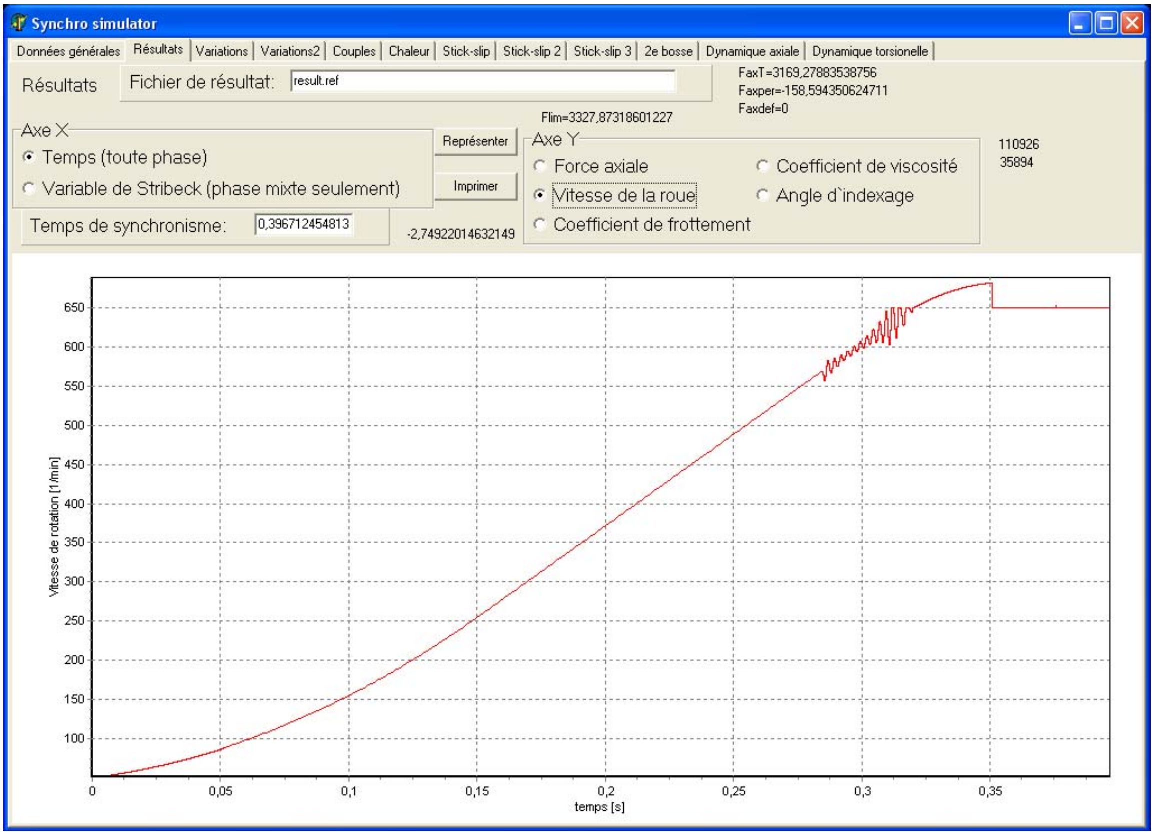


Fig. III-15 Ecran de résultats du logiciel de simulation numérique

III-2. Validation expérimentale à partir des mesures faites sur un banc d’essais

III-2-1. Introduction

Pour comprendre un processus réel de changement de vitesses, on a besoin d’effectuer des mesures. Dans notre cas, des mesures peuvent être effectuées à trois niveaux. Un premier niveau est relatif à la fonction isolée du synchronisateur. Ici, on étudie le synchronisateur en soi, séparément de la chaîne de transmission, à l’aide d’un banc d’essais approprié (BFS). Un deuxième niveau est l’étude du processus de changement de vitesses sur une boîte de vitesses isolée du reste de la chaîne de transmission (banc d’essais convenable). Le troisième niveau est l’étude du changement avec des conditions de fonctionnement réelles, dans un véhicule instrumenté.

Ces mesures servent à atteindre plusieurs objectifs. Un premier objectif est la compréhension des phénomènes réels lors de l’étude des courbes mesurées, en connaissant la structure, les interactions et la dynamique des pièces. Un deuxième objectif est l’approfondissement des connaissances et de la compréhension du comportement, en identifiant et interprétant des phénomènes non connus. Enfin, le troisième objectif est la validation de modèles de fonctionnement, bâtis à partir de connaissances théoriques et pratiques.

Dans notre cas, une première série de mesures a été réalisée sur un banc d’essais de synchronisateur (BFS). Dans les paragraphes suivants, on donne une explication des courbes mesurées à l’état actuel de notre compréhension, et on identifie des phénomènes.

III-2-2. Conditions générales pour l’exploitation des résultats

Pour pouvoir étudier les données mesurées, on a besoin de connaître le banc d’essais et l’endroit précis sur le banc où est réalisé l’acquisition des signaux. Les données peuvent être mesurées soit sur un banc d’essais de synchronisation, soit sur une boîte de vitesses isolée, soit sur un véhicule.

Dans chaque cas, on doit connaître les signaux de commande, ainsi que leurs variations en fonction du temps. En même temps, on doit connaître les différentes lois selon lesquelles les signaux de commande varient. Ainsi, on peut étudier l’effet de la variation de la commande sur les signaux mesurés, et on peut considérer les phénomènes y étant liés.

Considérons un banc d’essais de synchronisateur pour une mesure de première niveau. Pour pouvoir simuler le processus de changement, on a besoin connaître ses caractéristiques. On peut classer les caractéristiques en trois groupes: celles absolument nécessaires, celles déductibles des mesures mêmes et celles facultatives.

Les caractéristiques nécessaires :

- Inertie synchronisée,
- Inertie synchronisante,
- Masse du mécanisme de changement se déplaçant en direction axiale,
- Angle de conicité,
- Erreur d’angle de conicité entre le cône et la bague de synchronisation,
- Rayon moyen du cône de frottement,
- Rayon moyen des griffes d’interdiction,
- Pas des griffes d’interdiction,
- Angle de chanfrein des cônes d’interdiction, pièce par pièce si différent pour les 3,
- Angle d’antilâcher,
- Hauteur d’immersion de la roue,
- Température du banc,
- Température de l’huile,
- Dimensions et nombre des paliers ou butées chargées: petit et grand rayon et longueur effectif pour palier, petit et grand rayon et jeu axial pour butée.

Les caractéristiques déductibles :

- Différence de vitesse angulaire initiale sur cônes,
- Coefficient de frottement sur cône entre bague et cône: si non disponible, possibilité de déduction à partir des matières utilisées,
- Coefficient de frottement sur chanfreins entre bague de synchronisation et baladeur: si non disponible, possibilité de déduction à partir des matières utilisées,
- Coefficient de frottement entre côté des griffes de la bague et cannelures du baladeur: si non disponible, possibilité de déduction à partir des matières utilisées.

Les caractéristiques facultatives :

- Distances axiales à partir d’un point 0 sur un synchronisateur monté: distance baladeur-bague, longueur de la cannelure de la bague, distance entre rangées de griffes de bague et roue, longueur de la cannelure de la roue, distance entre surfaces coniques en position neutre,
- Viscosité du lubrifiant et sa variation en fonction de la température.

En connaissant ces quantités, on peut étudier les courbes suivantes mesurées en fonction du temps :

- Force axiale à la fourchette,
- Déplacement axial de la fourchette,
- Vitesse angulaire de la partie synchronisée,
- Vitesse angulaire de la partie synchronisante.

Ayant ces donnés et ces courbes, on peut les étudier, simuler et valider les résultats.

Signalons que pour des essais sur boîte (niveau 2), on a besoin des quantités nécessaires suivantes, au delà de celles mentionnées précédemment :

- Masse des pièces effectuant un déplacement axial à l’intérieur de la boîte de l’entrée de la tringlerie à la fourchette,
- Masse des pièces effectuant un déplacement axial à l’extérieur de la boîte du pommeau de levier à l’entrée de la tringlerie,
- Hauteur d’immersion de chaque engrenage en rotation,
- Architecture de la boîte: nombre de vitesses, placement des synchronisateurs sur les arbres, nombre des arbres, rapports de vitesse angulaire.

Cela permet l’étude des courbes mesurées suivantes en fonction du temps :

- Force axiale au pommeau du levier de vitesses,
- Déplacement du pommeau de levier de vitesses,
- Vitesse angulaire de l’arbre d’entrée de la boîte,
- Vitesse angulaire de l’arbre de sortie de la boîte.

Ces quantités permettent d'étudier le comportement dynamique du mécanisme de changement, de la partie synchronisée et celle synchronisante. De cela, on peut déduire les raideurs et éventuellement les amortissements des systèmes en question.

III-2-3. Mesures au banc d'essais BFS

III-2-3-1. Description du banc d'essais de synchronisateur BFS

Les essais de premier niveau ont été réalisés sur le Banc Fonction Synchro (BFS) de la société Federal Mogul Sintered Products. Ce banc permet de tester le fonctionnement d'un synchronisateur, en accélérant et en ralentissant une inertie donnée. Le schéma cinématique est présenté sur la figure III-16.

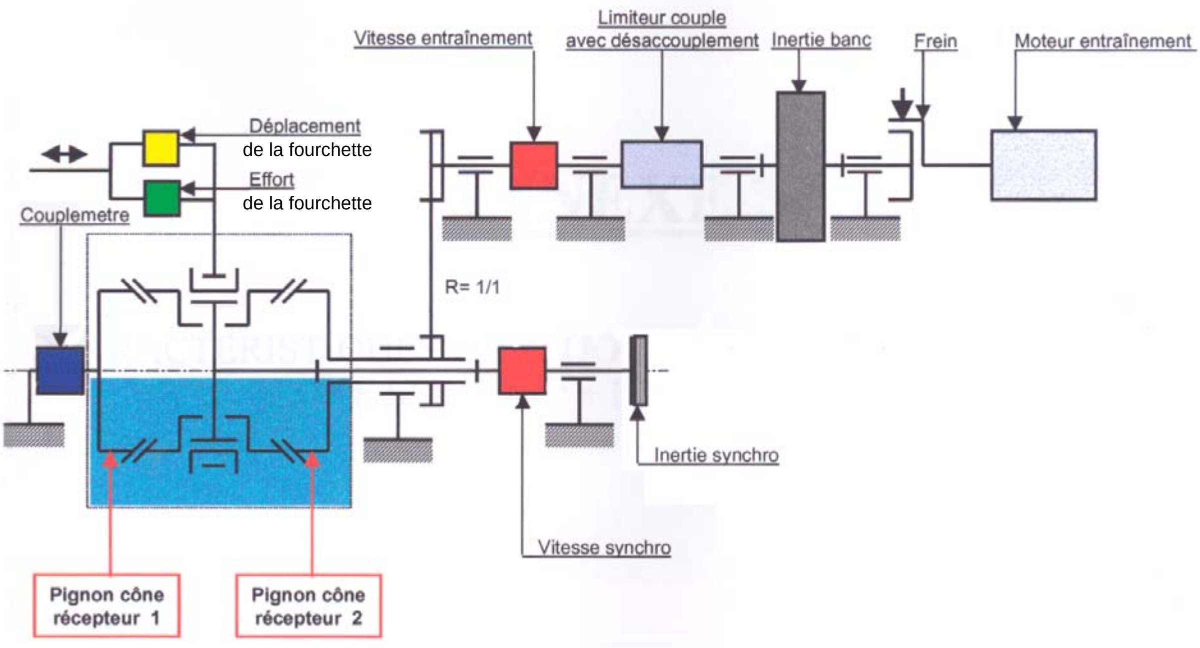


Fig. III-16 Le schéma du banc d'essais

Dans le coin gauche de la figure, on voit le synchronisateur. Il est possible d'enclencher l'engrenage de gauche, ou celui de droite, ou laisser le moyeu en position neutre. L'engrenage de gauche est fixé au bâti du banc. Le moyeu du synchronisateur tourne librement, et l'inertie est fixée sur son extrémité. C'est l'engrenage de droite qui est entraîné par un moteur électrique via une transmission par courroie poly-V. La fourchette actionnant le baladeur est fixé sur un moteur électrique linéaire. La vitesse de l'avancement peut être réglée entre *1* et *100 mm/s*. La lubrification du synchronisateur s'effectue par barbotage. L'huile peut être chauffée ou refroidie en fonction des conditions d'essai.

Un phénomène important est la présence d'un couple parasite M_{banc} entre l'arbre de l'engrenage 2 et l'arbre du moyeu. Ce couple dépend uniquement de la température du banc d'essais, et sa valeur est de l'ordre de *3,18 Nm*. Il s'additionne aux autres pertes présentes sur le banc, dépendant de la vitesse angulaire de la roue à synchroniser.

Les essais se font de la façon suivante. D'abord, une des deux vitesses est engagée. Puis, le moteur démarre, et entraîne la roue de la deuxième vitesse. Etant donné que la roue de la première vitesse est directement liée au bâti, la vitesse angulaire de la roue de la deuxième vitesse est exactement la vitesse relative vue par le cône du synchronisateur lors du changement. Si l'entraînement atteint la vitesse angulaire souhaitée, la commande démarre la fourchette. Les changements de vitesses 1-2-1-2... ou 2-1-2-1... se passent sans arrêt, jusqu'à la fin du cycle d'essais programmé.

En ce qui concerne les essais, il y a une différence fondamentale par rapport aux boîtes de vitesses concernant la nomenclature des vitesses. Si l'on mentionne un changement 1-2 sur banc d'essais, cela représente une accélération de l'inertie liée au synchronisateur. Similairement, un changement 2-1 représente un ralentissement de l'inertie. Au contraire, dans le cas d'une boîte de vitesses réelle, l'inertie est ralentie durant la montée en vitesses et accélérée en descente. Sur les courbes représentées par la suite, les désignations 1-2 et 2-1 sont comprises sur banc d'essais.

III-2-3-2. Procédure de mesure sur banc d'essais BFS

Le banc est situé dans une chambre climatisée pour maîtriser les variables atmosphériques. L'acquisition et le traitement des données se fait sur un PC, qui assure en même temps le pilotage du banc.

Les quantités mesurées sont les suivantes:

- Vitesse de rotation du moteur d'entraînement,
- Vitesse de rotation de l'engrenage entraîné,
- Le déplacement de la fourchette,
- Force nécessaire pour le déplacement de la fourchette,
- Le couple de freinage exercé par l'engrenage fixe.

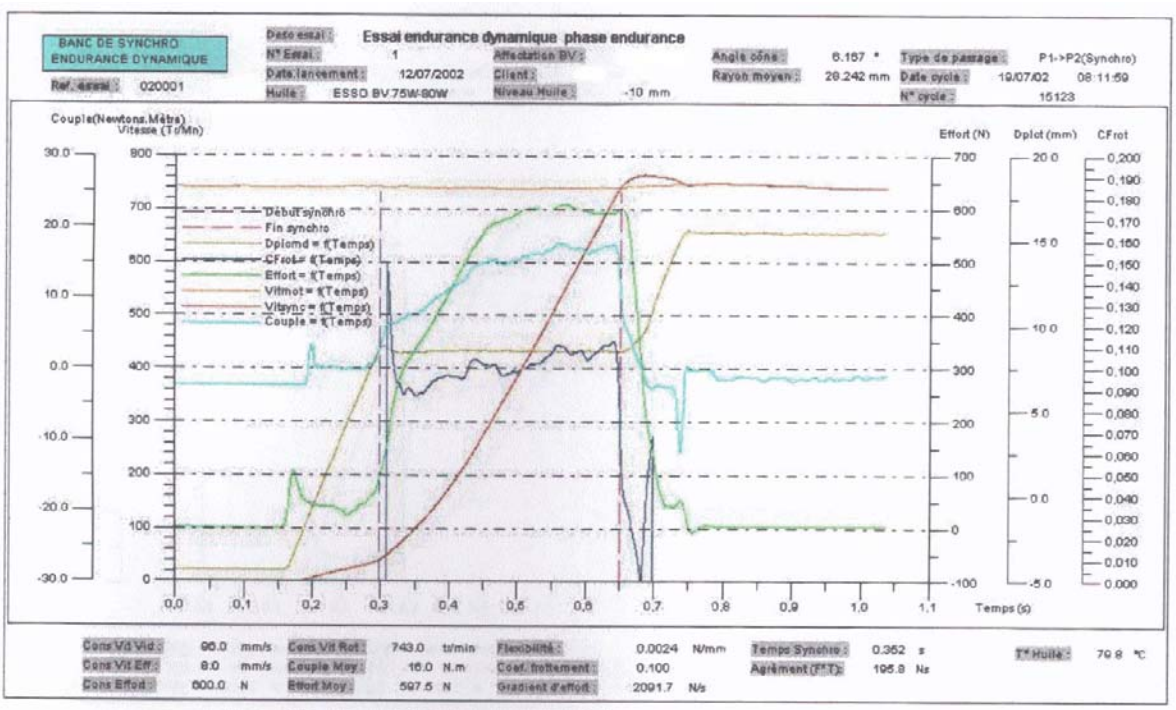


Fig. III-17a Diagramme de force-déplacement mesuré

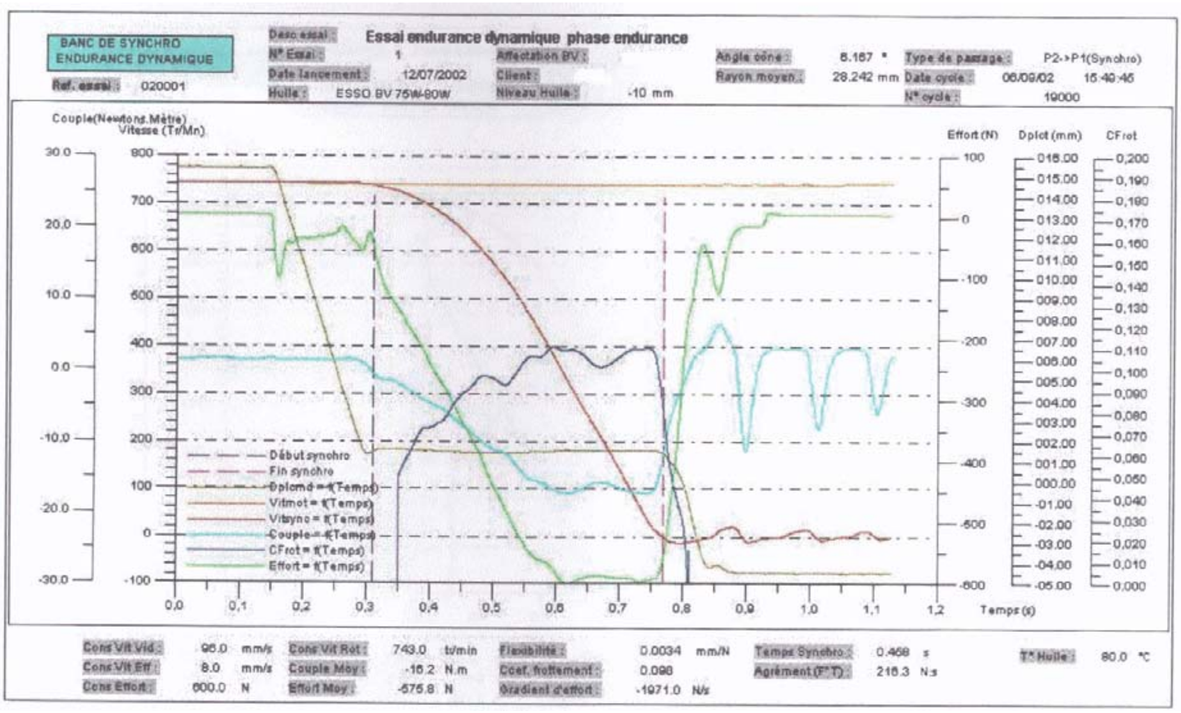


Fig. III-17b Diagramme de force-déplacement mesuré

Le protocole d’une mesure est le suivant. Après le montage du synchronisateur au banc, on effectue les calibrages, et on recherche les points caractéristiques suivant le déplacement axial de la fourchette. C’est seulement après que les essais commencent. D’abord, on enclenche l’engrenage entraîné. On monte en vitesse pour atteindre la vitesse relative vue par le synchronisateur. Ensuite, on démarre la fourchette qui entraîne le baladeur avec une vitesse axiale constante de *96 mm/s*. La fourchette avance jusqu'à ce que la force axiale mesurée atteigne *100 N*. Là, on change de loi de commande. A la place de la vitesse axiale, on règle la montée de la force axiale à une valeur de *2000 N/s*. Cet changement de loi de commande nécessite *20 ms*, en tenant compte de l'inertie du banc. Puis la force axiale augmente jusqu'à un maximum imposé au préalable, et on l'y maintient jusqu'à la fin de la synchronisation.

A ce moment la force résistante originaire du couple de frottement entre les cônes est presque égale à zéro, et la fourchette pousse le baladeur pour continuer son chemin. Quand la force axiale chute à une valeur donnée, par exemple à 60 % du maximum, on change de nouveau la commande, on reprend la loi initiale avec la même vitesse axiale constante durant le reste du processus de changement de vitesses. La loi arrête la vitesse axiale constante à un autre point mémorisé à l'avance, et la butée finale du baladeur sur le côté de l'engrenage se fait sous l'effet de l'inertie des parties mobiles. Ces étapes sont bien visibles sur la figure III-17.

III-2-3-3. Etude d'une paire de courbes issue des mesures au banc BFS

Sur la figure III-17, on voit une paire de courbes mesurés sur le banc d'essais. La partie *a* représente un changement de vitesses 1-2, celle *b* un changement 2-1. Les quantités mesurées et la procédure de mesure ont été présentées dans le paragraphe précédent. Maintenant, étudions les phénomènes apparaissant sur les diagrammes. On va procéder dans l'ordre chronologique du changement, et on traitera les courbes de montée et de rétrogradage en parallèle.

III-2-3-3-1. Phase de la loi de commande 1

Tout d'abord, on lance le baladeur avec une vitesse axiale constante de *96 mm/s*. Sur la courbe de la force, on voit le pic du départ, puis la force diminue rapidement avec l'avancement du baladeur vers la position du point mort. Après le point mort, la force axiale commence à augmenter, car la résistance de la couche d'huile entre les surfaces coniques commence à se faire sentir. Ce phénomène dure jusqu'au moment où la force axiale mesurée atteint *100 N*, désigné par une ligne verticale en trait interrompu. Entre-temps, on voit bien sur la figure III-18a, que le couple de frottement parasite du banc M_{banc} a déjà entraîné l'inertie, facilitant ainsi le changement 1-2. Ceci ne se manifeste pas sur la figure III-18b, car là ce couple agit contre la synchronisation.

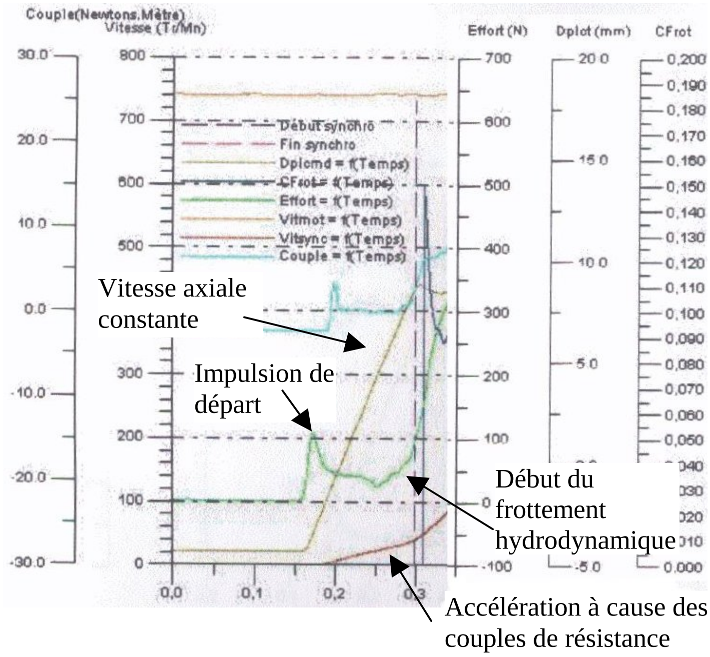


Fig. III-18a Courbes durant la loi de commande 1

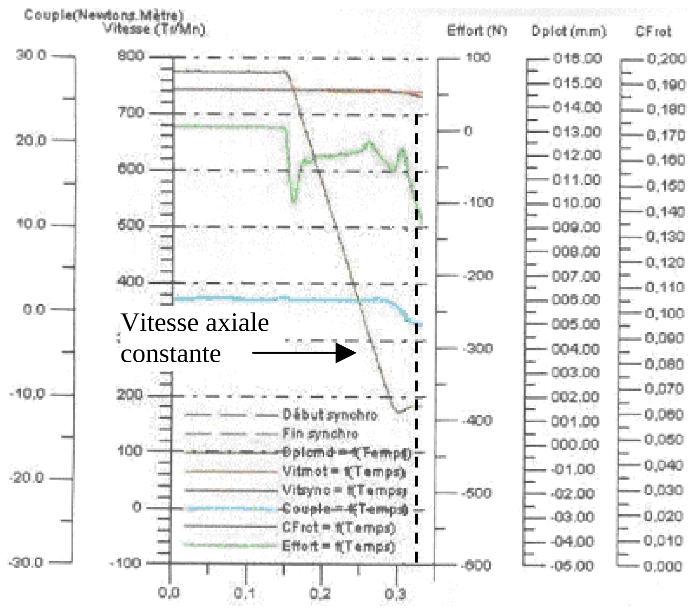


Fig. III-18b Courbes durant la loi de commande 1

III-2-3-3-2. Phase de la loi de commande 2

Au moment donné, la loi de commande de la fourchette est changée. La nouvelle loi impose une augmentation de la force axiale d’une valeur de *2000 N/s*, jusqu’à atteindre le maximum de force imposé de *600 N*. Le changement de commande nécessite un temps de mise en place de *20 ms*. Durant ce temps, la force axiale augmente selon une loi parabolique, visible sur la figure III-19a. On aperçoit un point de flexion sur la courbe de la force, qui après *20 ms*, marque le changement de la croissance parabolique à celle linéaire. Sur la figure III-19b, l'augmentation de la force est approximativement linéaire à cause du couple parasite M_{banc}, qui masque la variation de la pente. La rupture du film d'huile se traduit par un creux prononcé, qui devient de plus en plus accentué avec l'augmentation de la température. Ce phénomène est visible seulement lors du changement 2-1, car dans le sens inverse, le couple parasite le masque. La valeur maximale de la force une fois atteinte, reste maintenue jusqu'au synchronisme.

Durant cette phase, il est intéressant d'observer les courbes de coefficient de frottement calculés. Pour le changement 1-2, le coefficient est relativement stable, et montre une augmentation faible de *10%*. Sa valeur maximale est de *0,11*. Par contre, pour le changement 2-1, il augmente rapidement au début, et se stabilise vers la mi-temps de la phase. La valeur maximale est ici aussi de *0,11*. La croissance brusque peut être interprétée de la façon suivante. Ce coefficient est une valeur calculée à partir des données géométriques, et de la force et le couple axial mesurés. Ainsi, il incorpore l'effet des différents couples résistants, y compris celui du banc. La formule est la suivante:

$$f = \frac{M_1 \cdot \sin\alpha}{F_{ax} \cdot r_1}$$

Si l'on regarde la formule, on voit que les facteurs les plus influents sont la force axiale et le couple de frottement. Du fait que la force axiale augmente plus vite que le couple de frottement, il est clair que le coefficient de frottement calculé est petit au début de la synchronisation. Avec l'augmentation du couple et la stabilisation de la force axiale, le coefficient atteint la valeur stable de *0,11*, mais ses fluctuations suivent fidèlement celles du couple. Ici encore, on voit l'effet du couple parasite. Il minimise la variation du coefficient lors du changement 1-2, et l'accentue lors du changement 2-1.

Le synchronisme des vitesses de rotation atteint, la force axiale chute brusquement. Quand elle descend en deçà un pourcentage donné de sa valeur maximale, en ce cas en deçà de *60%*, on change de nouveau de loi de commande.

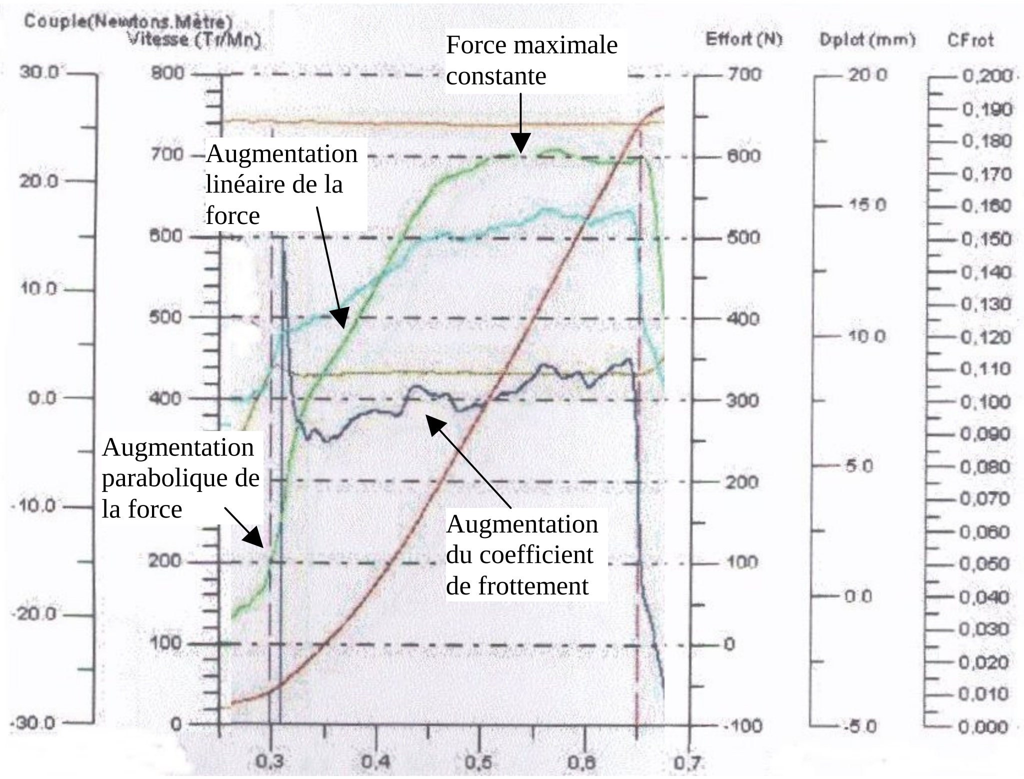


Fig. III-19a Courbes durant la loi de commande 2

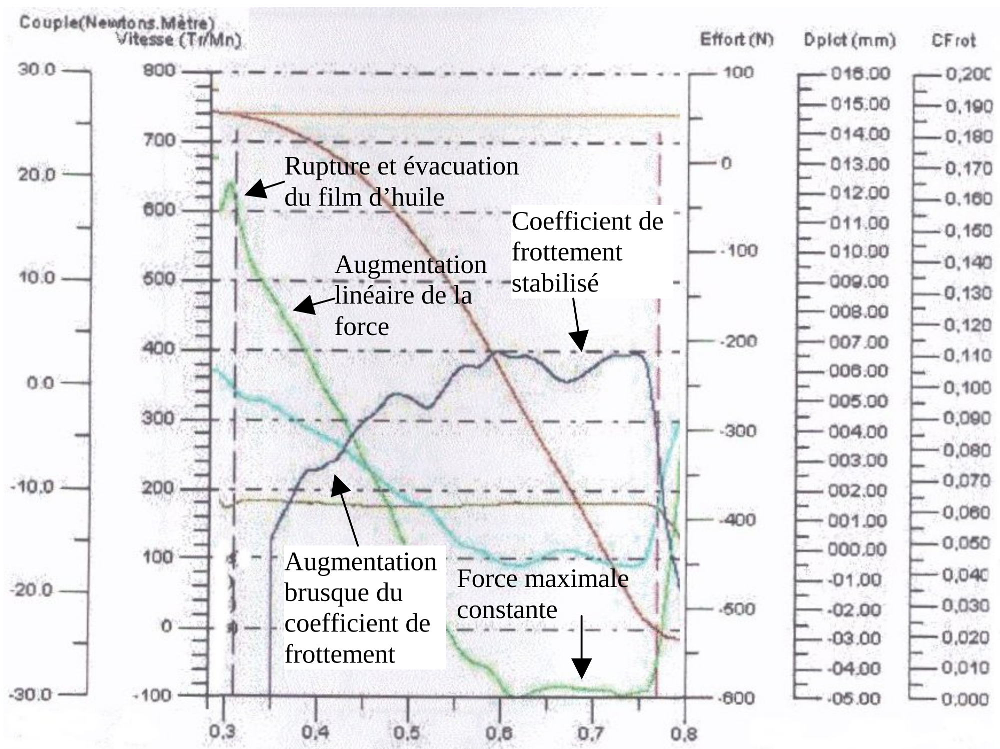


Fig. III-19b Courbes durant la loi de commande 2

III-2-3-3-3. Phase de la loi de commande 3

Dans cette phase, on reprend la loi initiale de la vitesse axiale constante de *96 mm/s*. Ici, la chute de la force axiale continue, et pour la montée en vitesses et pour le rétrogradage. Ceci caractérise le dévirage, et l'enclenchement de la bague de synchronisation par le baladeur. On remarque, qu'au moment du synchronisme, le courbe de la vitesse angulaire de la roue possède une pente non nulle. La vitesse continue à varier, et dépasse celle du synchronisme. Ceci est dû au dévirage. Le glissement chanfrein-chanfrein entraîne obligatoirement une différence de vitesse angulaire entre le baladeur et la roue.

Si l'on continue l'étude de la courbe de la force axiale, on y trouve un pic plus ou moins prononcé dans chaque cas de changement. Ce pic est appelé deuxième bosse, ou «double bump» dans la littérature. De la position axiale lors de son apparition, on sait qu'il appartient à la fin du dévirage. On suppose, que c'est à ce moment que la vitesse angulaire de la roue atteint définitivement la valeur synchronisée. Ensuite, le baladeur poursuit son chemin. La commande relâche la fourchette à un dernier point axial appris au préalable. Le baladeur atteint le flanc de la roue exclusivement sous l'effet de sa propre inertie axiale. Sur la courbe de la vitesse de la roue, on peut observer des oscillations amorties. Ceci peut venir du choc du synchronisme final, et s'amortit et disparaît en fonction du jeu torsionnel dans la chaîne de transmission en amont et en aval du synchronisateur. La durée totale du processus de synchronisation est de l'ordre de *0,352 s* pour le changement 1-2, et *0,458 s* pour le changement 2-1.

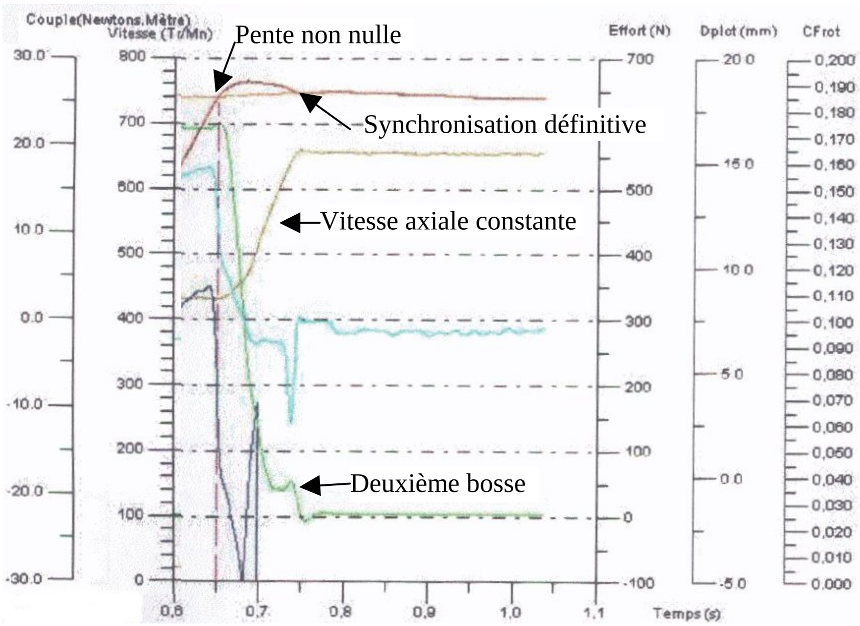


Fig. III-20a Courbes durant la loi de commande 3

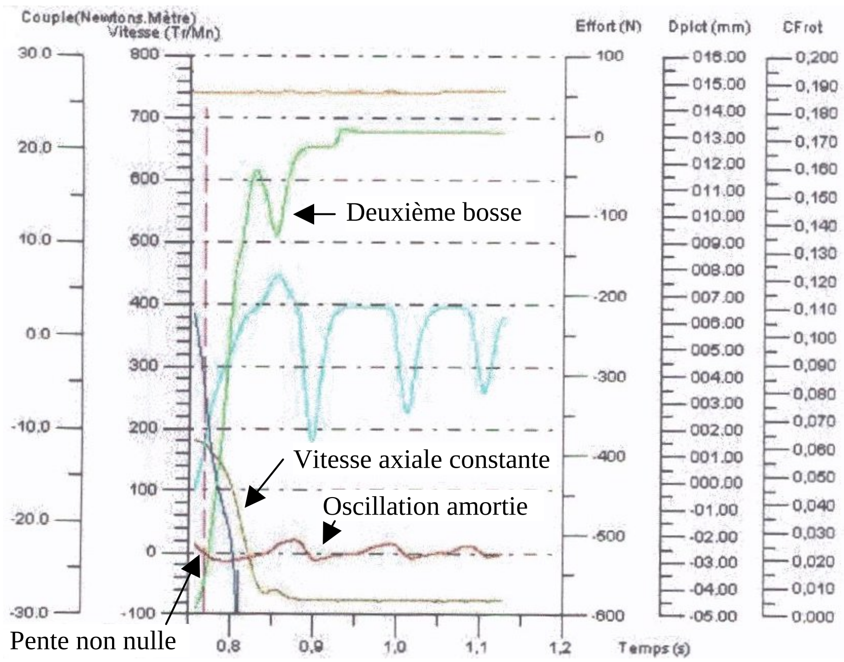


Fig. III-20b Courbes durant la loi de commande 3

III-2-4. Observations expérimentales

III-2-4-1. Signes de l'apparition de la deuxième bosse

L'étude des courbes mesurées, leur interprétation et comparaison avec les résultats de la littérature permettent de définir quelques phénomènes marquant de l'apparition d'une éventuelle 2^{e} bosse. On ne dispose pas d'explications exactes pour tous ces phénomènes. Ces signes se présentent bien avant la fin de la synchronisation, et permettent d'anticiper la bosse.

- Le sens de démarrage de la rotation du baladeur sur le banc

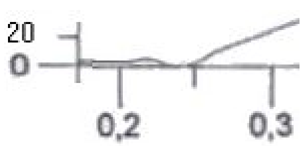


Fig. III-21 Démarrage, cas sans 2^{e} bosse

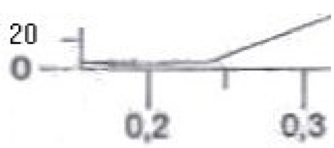


Fig. III-22 Démarrage, cas avec 2^{e} bosse

Si la rotation du baladeur démarre en sens opposé à la vitesse de rotation de la roue en quittant la vitesse P1, alors il n'y aura pas de deuxième bosse (Fig. III-21). Si la rotation du baladeur démarre en même sens, on arrivera à une deuxième bosse (Fig. III-22). L'idée que le début de la synchronisation a un effet sur la production de la deuxième bosse est présent chez plusieurs auteurs [6], [37]. Nos observations confirment cela.

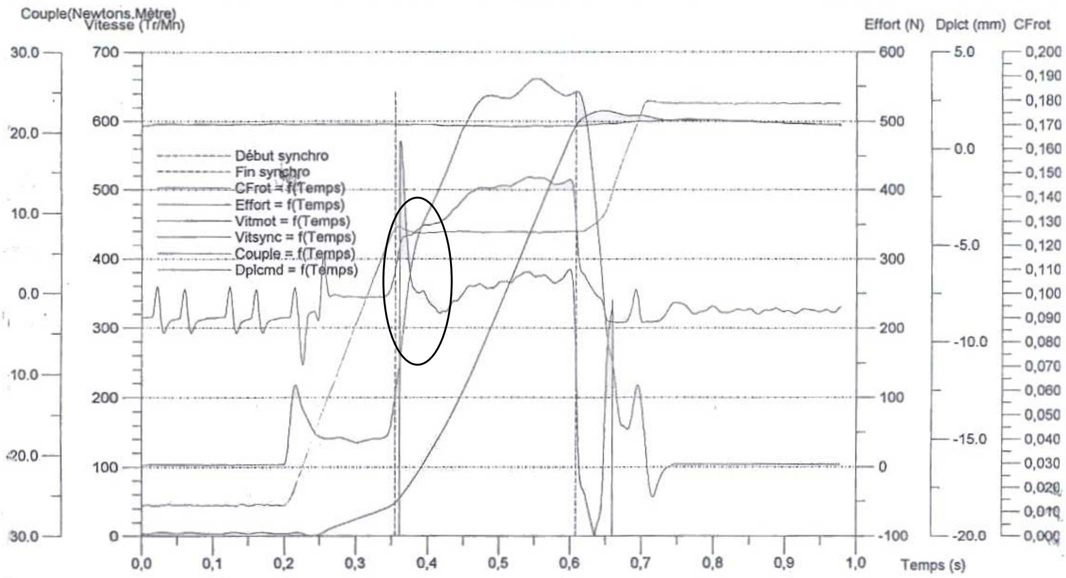


Fig. III-23 Montée de la force en cas de 2e bosse négligeable

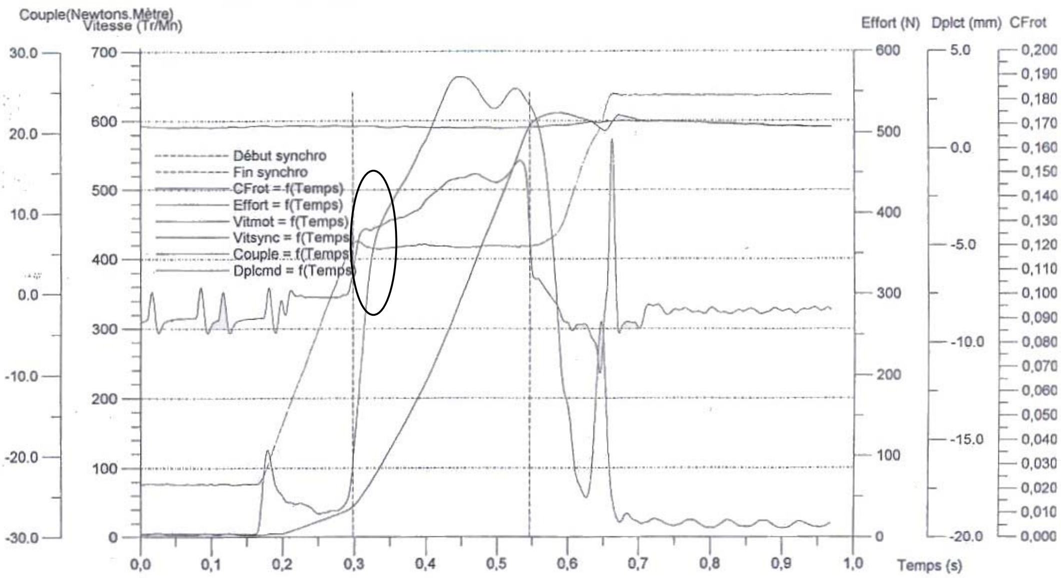


Fig. III-24 Montée de la force en cas de 2e bosse importante

- La montée de la force

Cette phase est courte et délicate. Au début, après que la force axiale mesurée ait atteint *100 N*, le changement de commande du banc a lieu, qui dure théoriquement *20 ms*. Puis la montée de la force est réglée à *2000 N/s* approximativement. De ce fait, il existe un point de flexion sur la courbe de montée. La variation de la pente détermine le moment où la force atteindra son maximum. Si cette variation est faible, à peine perceptible, il n'y aura pas de deuxième bosse (Fig. III-23). Par contre, si elle est forte, bien prononcée, la présence de la deuxième bosse est assurée (Fig. III-24). La position exacte du point de flexion est difficile à déterminer, car elle dépend des phénomènes de rupture et d'évacuation du film d'huile à travers les gorges d'une part, et de la durée instantanée de la transition à la nouvelle loi d'autre part.

- Nombre et position des bosses à force axiale constante

Une explication possible de la différence du nombre des bosses est la suivante. On suppose qu'à $F=cte$ une oscillation est superposée venant d'une excitation interne, qui s'amplifie au moment où $F=F_{max}$ est atteint. Si sa fréquence angulaire est constante ainsi que la durée de la phase, le nombre des bosses possibles sera proportionnel à la durée disponible à $F=F_{max}$. Donc, si F_{max} est atteint tard, on n'aura que deux bosses.

La variation de la position de la première bosse est bien visible sur les figures III-25 et III-26. Si la première bosse est près du début de changement de loi, il n'y aura pas de deuxième bosse. Si elle est plus loin, l'apparition de la deuxième bosse est très probable.

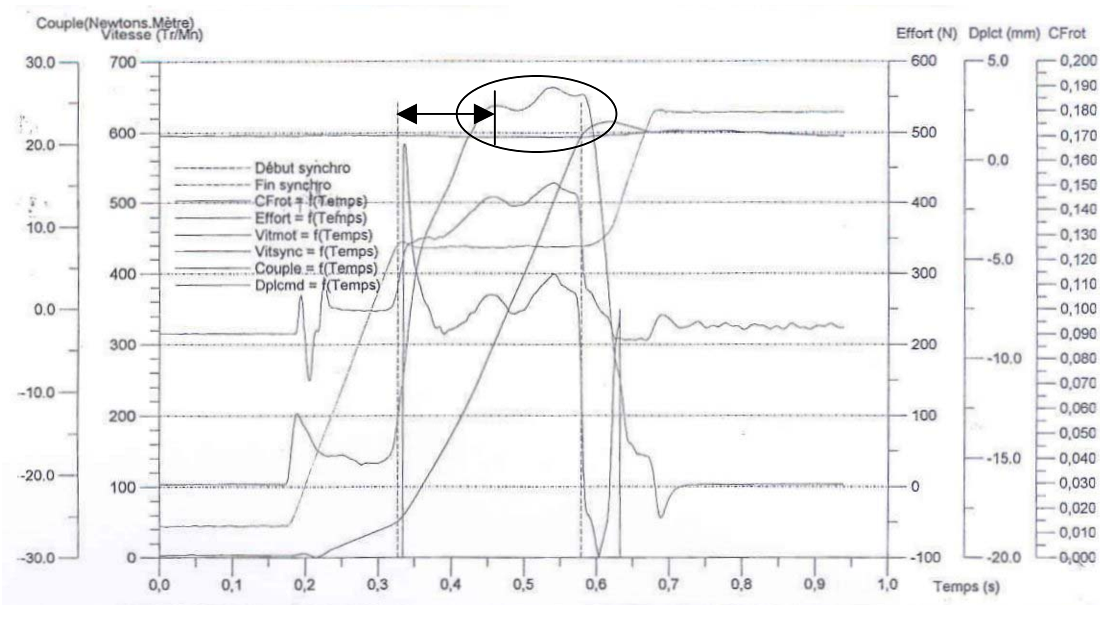


Fig. III-25 Oscillations de la force axiale constante, cas sans 2^e bosse

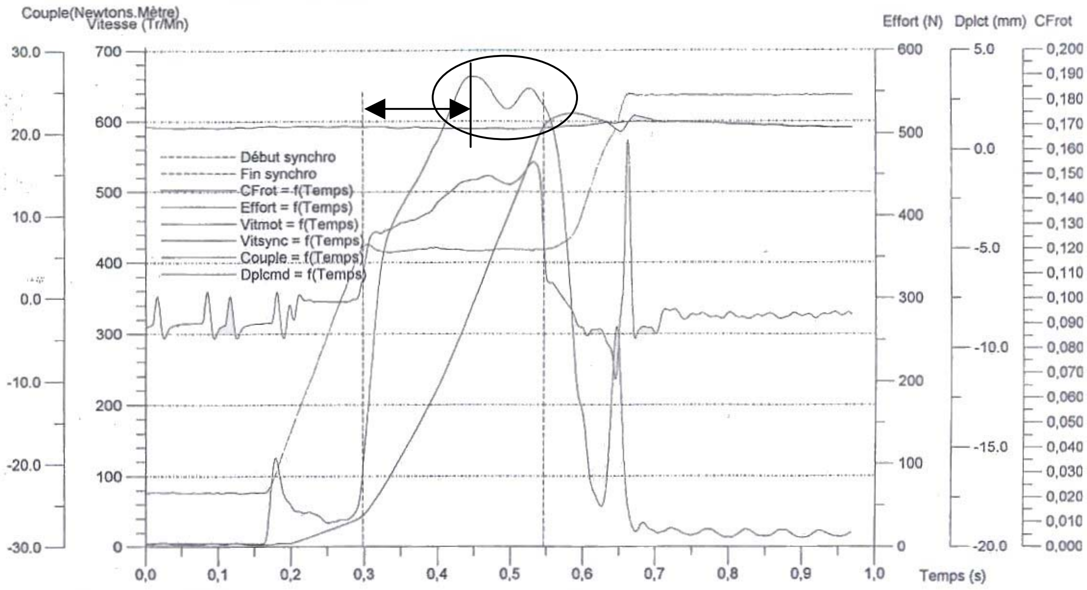


Fig. III-26 Oscillations de la force axiale constante, cas avec 2e bosse

Pour récapituler, l'étude de ces trois phénomènes permet de prédire l'apparition d'une deuxième bosse importante, et rend possible l'adaptation et la préparation de la commande du mécanisme de changement de vitesses pour l'anticiper.

III-2-4-2. Facteurs en rapport avec la 2e bosse

Sur les courbes mesurées, on voit le phénomène suivant: la hauteur des pics varie en fonction de la force axiale moyenne durant le palier d'effort. Cette force moyenne est le résultat de l'interaction de la commande du banc et du synchronisateur. Dans le cas de bague laiton, le pic augmente avec l'augmentation de la force moyenne (Tableau III-1). Dans le cas de bague frittée, le pic diminue avec l'augmentation de la force moyenne (Tableau III-2). Ceci peut être un effet de l'écart de l'angle de conicité. L'écart d'angle de conicité de la bague frittée est d'un ordre de grandeur plus grand à celui de la bague en laiton. Dans le cas de la bague laiton, la surface conique la bague est presque parallèle au cône de la roue. Donc, si on augmente la force axiale, la pression et de cela le pic font de même. Par contre, dans le cas de la bague frittée, la force tend d'abord à rendre parallèle les surfaces coniques. Pendant ce temps, la surface de contact augmente avec l'augmentation de la force, donc la pression peut diminuer. Après que les surfaces sont devenues parallèles, la bague frittée se comportera comme celle laiton, mais sous une force axiale beaucoup plus importante.

Bague laiton	1	2	3
F_{ax} réelle [N]	535	541	544
Pic [N]	50	110	525

Tableau III-1 Relation Fax réelle-pic pour bague laiton

Bague frittée	1	2	3
F_{ax} réelle [N]	535	544	557
Pic [N]	750	570	260

Tableau III-2 Relation Fax réelle-pic pour bague frittée

Un autre phénomène intéressant est l'existence d'une valeur limite de pic, en deçà de laquelle la vitesse axiale de la fourchette ne varie pas. Ici, on suppose que l'élasticité du système de vérin-fourchette stocke l'énergie nécessaire pour l'arrachement de la bague. Sous cette limite, même si un pic existe, on ne doit pas s'arrêter pour le franchir (Fig. III-27 – III-28). Donc, de point de vue du confort de changement, ces pics sont plus favorables à ceux qui sont grands. Pour le banc BFS cette limite est aux alentours de 250 N.

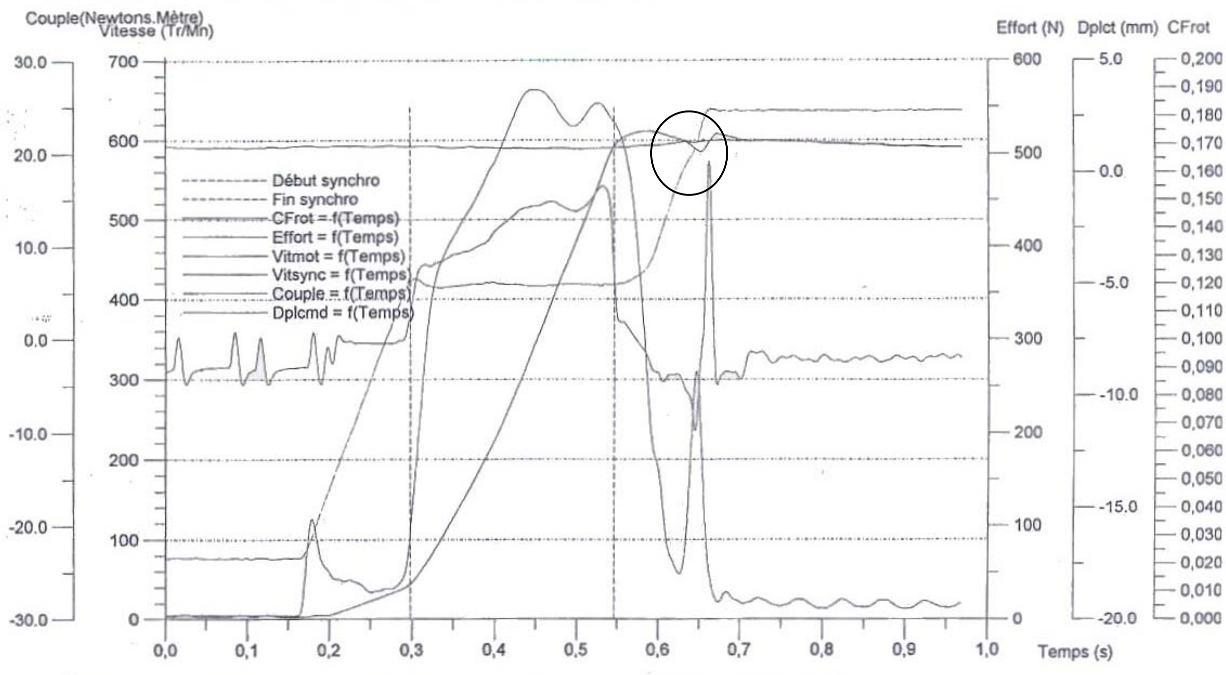


Fig. III-27 Pic limite: pas d'arrêt axial

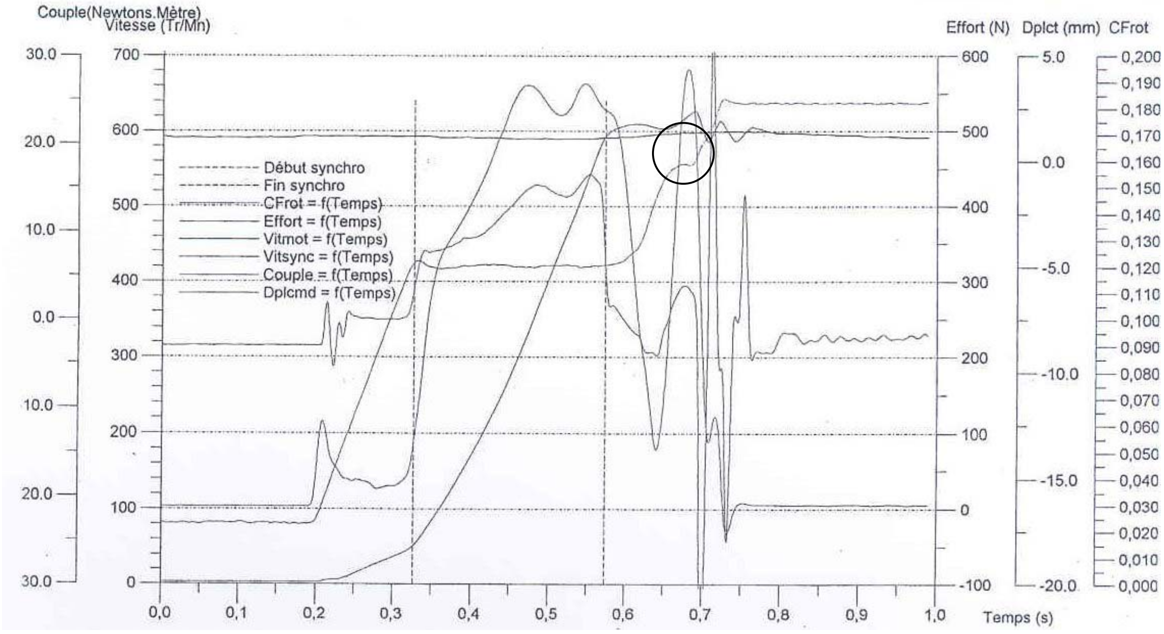


Fig. III-28 Pic grand: arrêt axial

III-2-4-3. Synchronisations successives

Sur les courbes mesurées lors des essais au banc BFS et les courbes issues de la littérature, deux points de synchronisation des vitesses angulaires sont observés (Fig. III-29). La première synchronisation, celle instantanée se passe à la fin de la phase de synchronisation proprement dite, à la fin du palier d'effort axial. Ici, à la fin de la phase de synchronisation, le baladeur, la bague de synchronisateur et la roue ont la même vitesse angulaire instantanée. Le synchronisme ne dure qu'un petit moment, car le démarrage instantané de la fourchette et du baladeur entraîne le système tout de suite dans la phase de dévirage. Lors du dévirage, il n'y a pas de synchronisme entre ces trois pièces. Si on suppose que la bague synchro reste collée à la roue à la fin de la synchronisation, alors les vitesses angulaires de la bague et de la roue seront les mêmes, et différentes de celle du baladeur lors du dévirage. Une synchronisation partielle intervient au moment où les chanfreins du baladeur quittent les chanfreins de la bague (fin de dévirage de la bague), et les cannelures du baladeur enclenchent les griffes de la bague. Ici, la vitesse angulaire de la bague de synchronisateur et celle de la roue sont identiques à celle du baladeur. Au moment de la rencontre des chanfreins du baladeur et de la roue, un deuxième dévirage peut se produire, en fonction de la position relative des griffes du baladeur et de la roue collées ensemble au moment du synchronisation instantanée. Lors du deuxième dévirage, les vitesses angulaires de la bague de synchronisateur et du baladeur seront définitivement identiques, et la vitesse angulaire de la roue sera différente. A la fin du deuxième dévirage, la synchronisation finale est atteinte. Des mesures ultérieures sur boîtes de vitesses devraient permettre de conforter cette observation et de vérifier l'existence du phénomène.

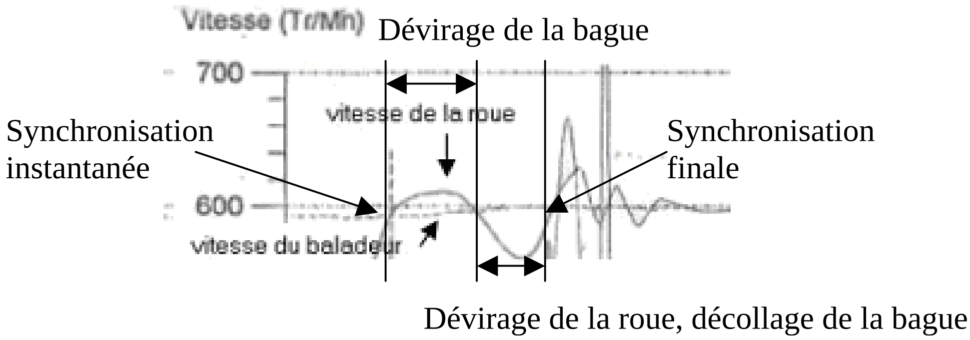
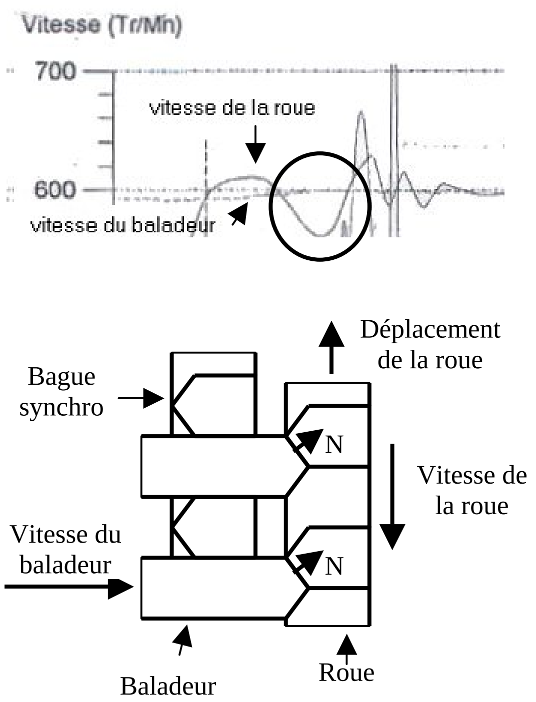


Fig. III-29 Synchronisations successives

III-2-4-4. Phénomène prouvant l'effet aléatoire de la position relative des griffes de la bague et de la roue

Sur les courbes mesurées, on trouve les deux cas suivants pour le franchissement des chanfreins de la roue (Fig. III-30, III-31) Dans chaque cas, le baladeur vient d'enclencher la bague de synchronisateur, et se heurte aux griffes de la roue. Dans cette situation, le baladeur force la roue à se déplacer. Rappelons que la bague est coincée à la roue suite aux phénomènes de la synchronisation. Rappelons ensuite que le seul contact entre la bague et la roue étant le frottement, on ne peut pas prédire dans quelle position se trouveront les griffes de la bague et de la roue à la synchronisation. Donc la fin de la synchronisation fixe la position relative du baladeur et de la roue aussi. Les figures III-30 et III-31 représentent les deux cas les plus probables. Sur la figure III-30, le baladeur se heurte au chanfrein du côté devant de la roue. Dans ce cas, le déplacement de la roue lors du dévirage se passe en sens opposé à la vitesse de la roue, et ralentit la roue. Sur la figure III-31, le baladeur se heurte au chanfrein de la côté arrière de la roue. Ici la roue se déplace dans le sens de la vitesse, donc le dévirage accélère la roue. Ce phénomène se voit bien sur les résultats de la mesure.

De cela, on peut déduire que les chanfreins de la roue doivent posséder des angles identiques sur les deux côtés, si l'on suppose que les enclenchements se passent en nombre égal sur l'un et l'autre côté.



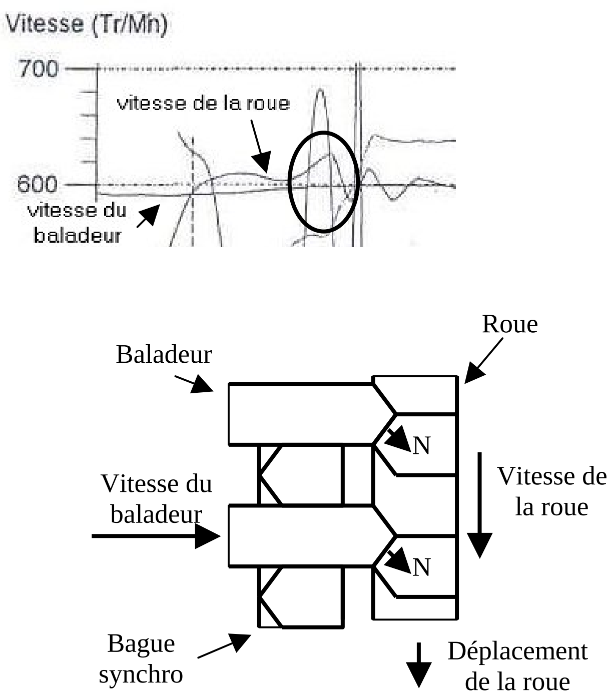


Fig. III-30 Contact sur côté devant

Fig. III-31 Contact sur côté arrière

III-3 Conclusion

Dans ce chapitre, le modèle de calcul de la simulation numérique a été présenté. Pour valider la simulation, il est indispensable d'avoir des résultats expérimentaux. La connaissance du banc d'essais et de la méthode de commande a facilité l'étude des courbes mesurées et a permis d'exclure les effets du couple parasite du banc. Ainsi, quelques remarques à propos des différents courbes d'essai ont pu être fait. Toujours à partir des résultats mesurés, des hypothèses sur le fonctionnement des synchronisateurs ont pu être formées. Ayant des hypothèses et les résultats de mesure, on peut maintenant les confronter aux résultats de la simulation numérique.

CHAPITRE IV: CONFRONTATION DES RESULTATS DES MESURES ET DE SIMULATION NUMERIQUE, ETUDE DES RESULTATS

Chapitre IV: Confrontation des résultats des mesures et de la simulation numérique, étude des résultats

IV-1. Validation du logiciel avec des résultats issus de la littérature

IV-1-1. Comparaison des courbes mesurées et simulées

Dans la littérature, on trouve un certain nombre de courbes mesurées soit sur boîtes de vitesses entières, soit sur banc d'essais de fonction synchronisateur. La courbe présentée sur la figure IV-1 a été publiée dans [13]. A l'aide du logiciel, on peut reproduire des courbes de caractéristiques très similaires. Ces caractéristiques sont les suivantes:

Données d'entrée principales:

- Palier d'effort à *240 N* [13],
- Durée de la montée d'effort de *0,04 s* [13],
- Différence de vitesse angulaire initiale de *205 t/min* [13],
- Vitesse axiale du baladeur de *65 mm/s* [13],
- Inertie à synchroniser: *0,035* kgm^2 [13],
- Erreur d'angle de conicité: *0,11°* (extrapolation avec une boîte à cinq vitesses),
- Coefficient de frottement statique: *0,3* (extrapolation avec une boîte à cinq vitesses),
- Angle de chanfrein du baladeur: *56°* (extrapolation avec une boîte à cinq vitesses),
- Angle de chanfrein de la roue: *56°* (extrapolation avec une boîte à cinq vitesses),

Les résultats principaux sont similaires:

- Deuxième bosse de *700 N*,
- Désynchronisation de *40 t/min* lors du dévirage de la bague,
- Double pic sur la courbe de vitesse angulaire lors de la désynchronisation: dévirage successif de la bague de synchronisation, puis du baladeur.

Outre cela, on remarque sur la courbe de la littérature une oscillation de force axiale durant le palier d'effort similaire à celle apparue lors des mesures effectuées sur banc fonction synchro BFS.

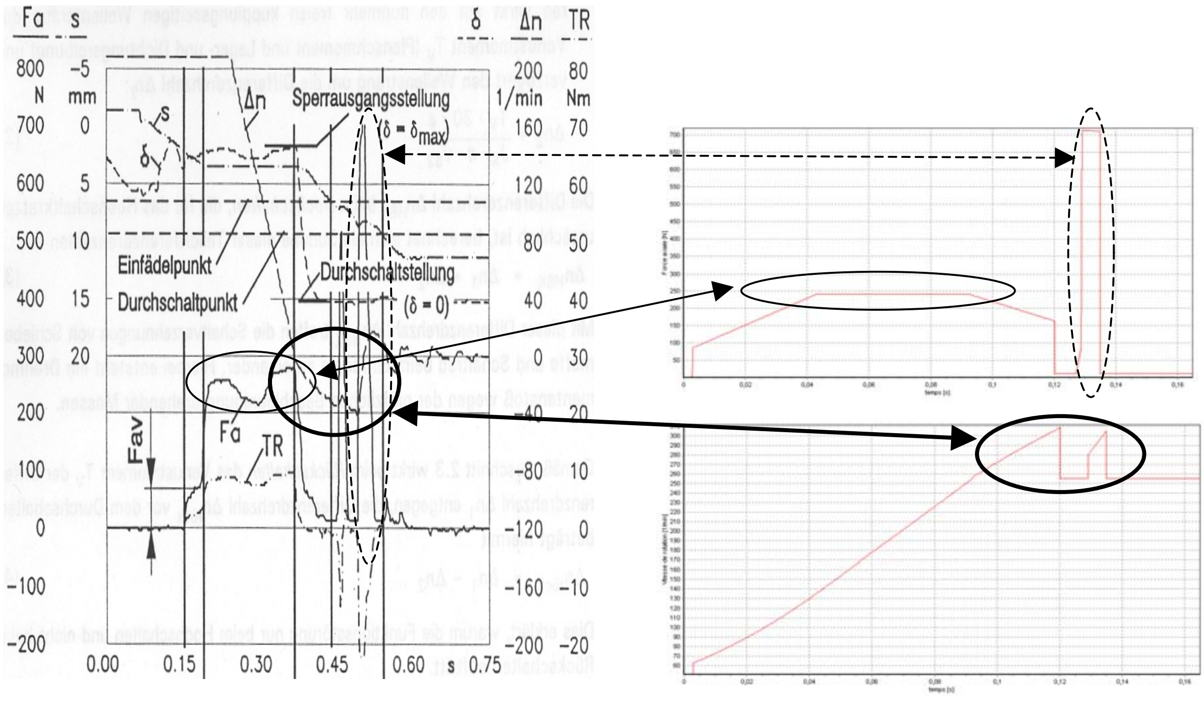


Fig. IV-1 Comparaison des données de la littérature et celles simulées: la force axiale et la vitesse angulaire de la roue

Etant donné la différence d'ordre de grandeur des quantités étudiées: la force axiale et le déplacement axial du baladeur et la vitesse angulaire de la roue, on a préféré de les représenter sur des diagrammes différents.

IV-1-2. Effet des gorges

Depuis longtemps, dans la littérature on reconnaît la nécessité de l'application des gorges sur les surfaces coniques [29], [30], [37]. Elles doivent empêcher la formation d'un film d'huile résistant lors de la synchronisation, et aider à canaliser le flux du lubrifiant. Ce qui n'était pas encore clair à ce jour, c'est la position la plus avantageuse des gorges, ainsi que leur nombre nécessaire.

La position des gorges peut être soit circonférencielle, soit radiale sur les surfaces coniques. De point de vue du fonctionnement, on ne constate pas de grandes différences entre les dispositions. La seule chose mentionnée est la plus grande sensibilité des gorges radiales à l'erreur d'angle de conicité [30].

Le nombre de gorges nécessaire est un autre sujet de discussion. Dans ce travail, on a étudié cette question, et on propose quelques remarques à prendre en considération. Tout d'abord, il faut savoir que les gorges sont importantes seulement au début du changement de vitesses, tout au début de la synchronisation, durant la phase de frottement hydrodynamique (encadré à la figure IV-2). Cette phase dure à peine quelques millisecondes, tandis que la durée du changement est de l'ordre de *0,4 s*. Ainsi, on voit que les processus dans la phase hydrodynamique, quoique importants, ne sont pas les plus importants durant le changement.

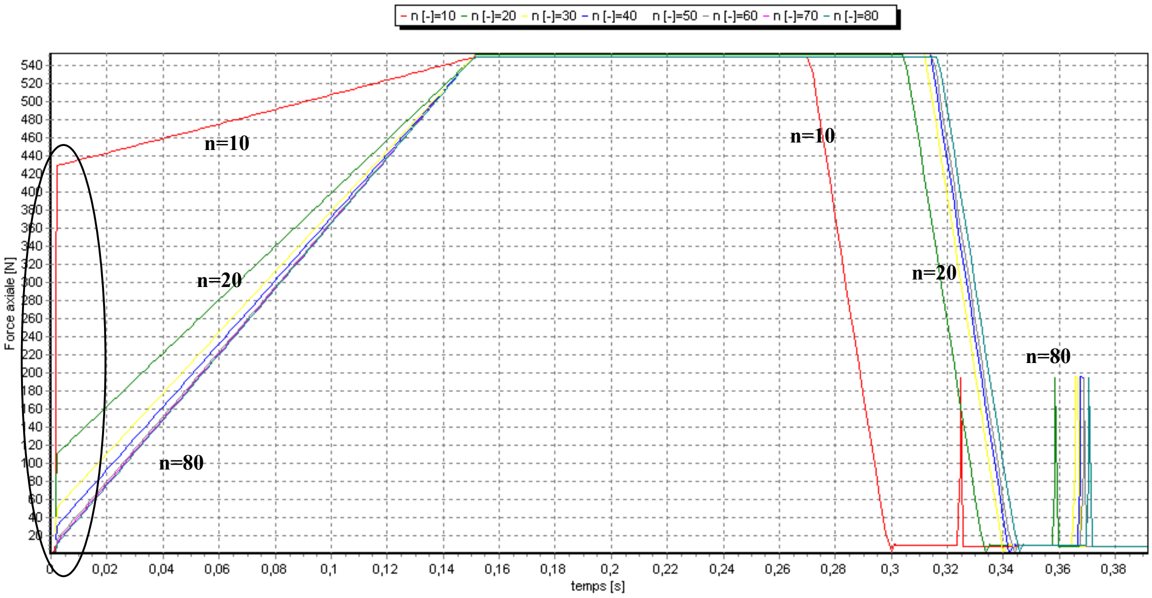


Fig. IV-2a Effet de la variation du nombre des gorges *n*

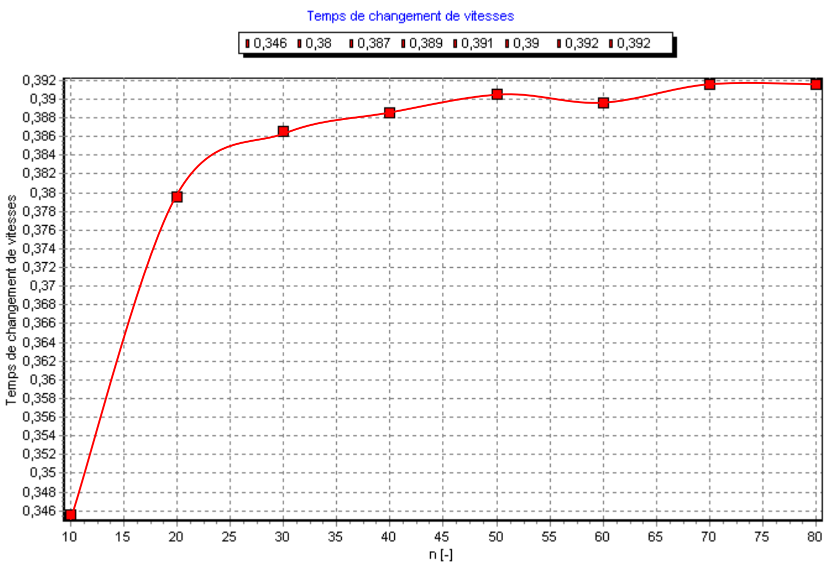


Fig. IV-2b Effet de la variation du nombre des gorges *n*

Des simulations numériques de changements de vitesses avec des nombres de gorges différents ont été effectués. Le nombre des gorges a varié de *10* à *80*. Les autres paramètres sont restés invariables. Le résultat des simulations est visible aux figures IV-2a et IV-2b. On voit bien, qu'à partir de 10 gorges, la force axiale monte brusquement, et il faut une force non négligeable pour casser le film d'huile. Dans le cas de 20 gorges, la force nécessaire est considérablement plus petite, et avec 30 gorges, elle devient très petite. Si l'on augmente encore le nombre des gorges, la force pour casser diminue encore, mais cela n'est pratiquement plus sensible (Fig. IV-2a). On voit également l'effet de la variation du nombre des gorges sur la durée de changement de vitesses. Si la force axiale monte rapidement à cause du petit nombre de gorges, la synchronisation se fait en moins de temps, et la durée nécessaire au changement de vitesses va être plus courte (Fig. IV-2b). On peut donc conclure, que l'augmentation exagérée du nombre des gorges sur les surfaces coniques n'est pas nécessaire. La simulation a confirmé la présence des gorges jugées nécessaires dans la littérature, et a prouvé qu'un nombre exagéré des gorges n'apporte pas d'avantages supplémentaires.

IV-2. Le problème de la deuxième bosse

On appelle deuxième bosse un pic d'effort qui a lieu après la synchronisation, quand l'effort axial devrait avoir une valeur faible, et le baladeur devrait avancer sans résistance majeure. La deuxième bosse était un phénomène non prévisible à ce jour. On ne pouvait pas prédire si la deuxième bosse allait apparaître lors du changement de vitesses, ni la taille du pic lors d'une apparition éventuelle.

Dans ce paragraphe, on suppose que la bosse est toujours présente. On suppose encore, qu'il y a une multitude de facteurs qui interagissent, et la bosse est le résultat de leur combinaison. Partant de la taille de la bosse, il est difficile de retrouver l'ordre de grandeur des facteurs initiaux, d'autant plus, qu'ils varient en fonction de la durée de vie du synchronisateur, et des conditions de fonctionnement instantanées. Ainsi, on essaie de définir ces facteurs un à un, et les combiner après, pour obtenir une bosse de taille plausible, comparable aux mesures [23].

IV-2-1. Le phénomène de base: l'échauffement

La roue est synchronisée avec le couple de frottement sur le cône. Comme le frottement transforme l'énergie cinétique en chaleur, les surfaces chauffent. La chaleur est partagée entre la roue et la bague en fonction de leur conductivité et le sens de la vitesse relative [3]. Comme la masse de la roue est de deux ordres de grandeur plus grand que la bague, on suppose que son échauffement ainsi que la variation du diamètre du cône sont négligeables. Par contre, la bague se dilate de façon signifiante. A la fin de la synchronisation, la production de chaleur est finie. La bague reste immobile sur la roue. Du fait que la roue est plus froide, la chaleur passe de la bague à la roue. Ainsi, la bague se rétrécit considérablement, et reste coincée sur le cône de la roue. Ceci est le premier phénomène qui intervient dans la formation de la deuxième bosse [24]. Les valeurs simulées de l'échauffement de la surface et de la chaleur accumulée sont présentées sur les figures IV-3-IV-6.

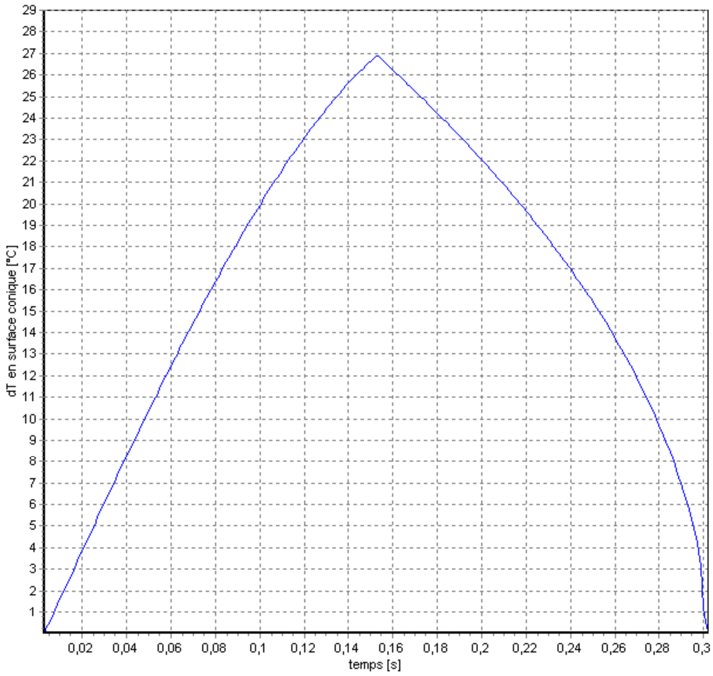


Fig. IV-3 Echauffement de la bague en fritté en surface conique (°C)

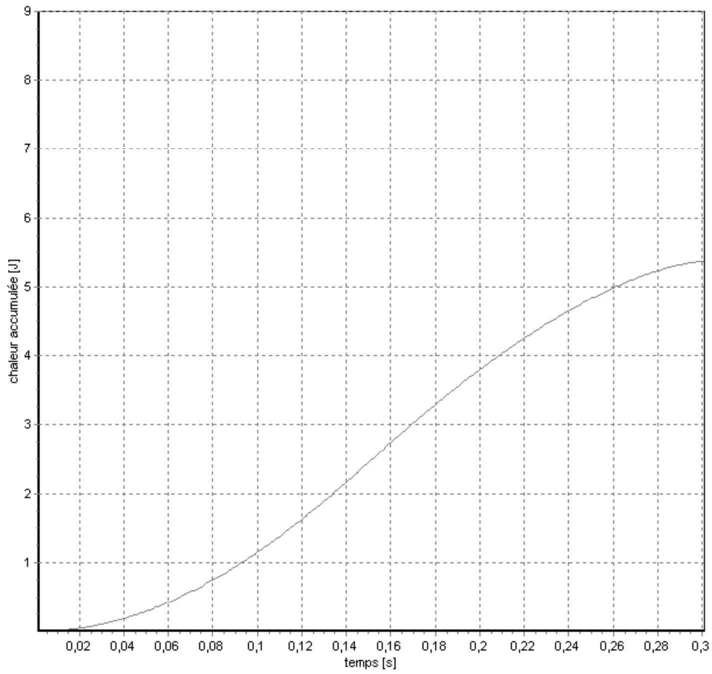


Fig. IV-4 Chaleur accumulée lors de la synchronisation de la bague en fritté (J)

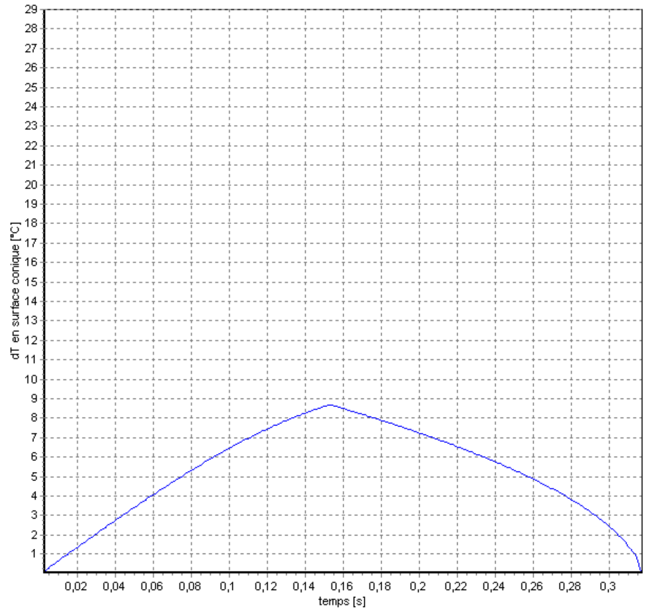


Fig. IV-5 Echauffement de la bague en laiton en surface conique (°C)

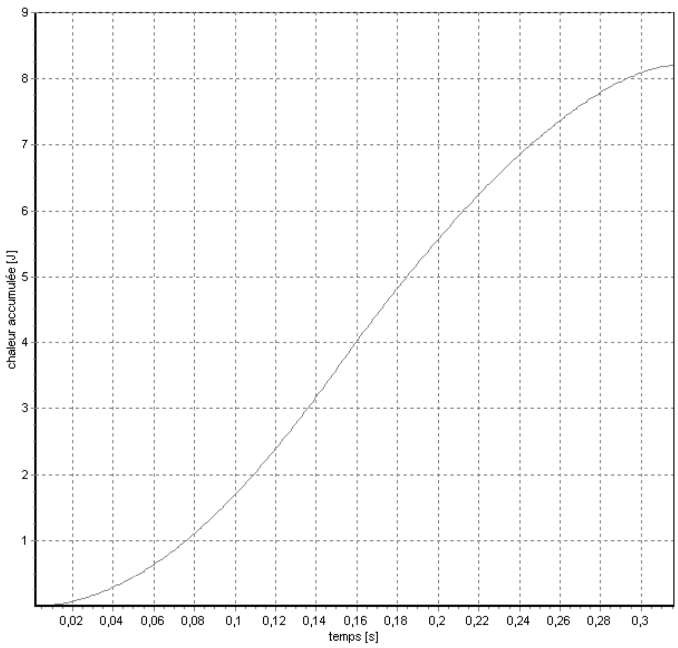


Fig. IV-6 Chaleur accumulée lors de la synchronisation de la bague en laiton (J)

IV-2-2. L'influence de l'erreur d'angle de conicité Δα

On sait qu'il y a toujours des différences entre l'angle de cône de la bague et celui de la roue, de l'ordre de quelques minutes d'angle. Sous l'effet de la force axiale maximale, une déformation apparaît lors de la synchronisation. En tenant compte des rigidités des pièces, on peut dire que c'est la bague qui se déforme pour suivre l'angle de la roue. Couplé à l'effet de l'échauffement, cette déformation augmente l'effet de coincement. Toutefois, il faut distinguer deux cas:

- Si l'angle de la bague est plus grand, on suppose une erreur positive (portée côté petit bout). Il permet d'égaliser la pression superficielle durant la synchronisation, donc, c'est un cas plus favorable (Fig. IV-7) [32], [38].
- Si l'angle de la bague est plus petit, on parle d'une erreur négative (portée côté grand bout). Il augmente la répartition inégale de la pression superficielle sur la roue d'une part, d'autre part il nécessite un effort plus grand pour le montage de la bague sur la roue.

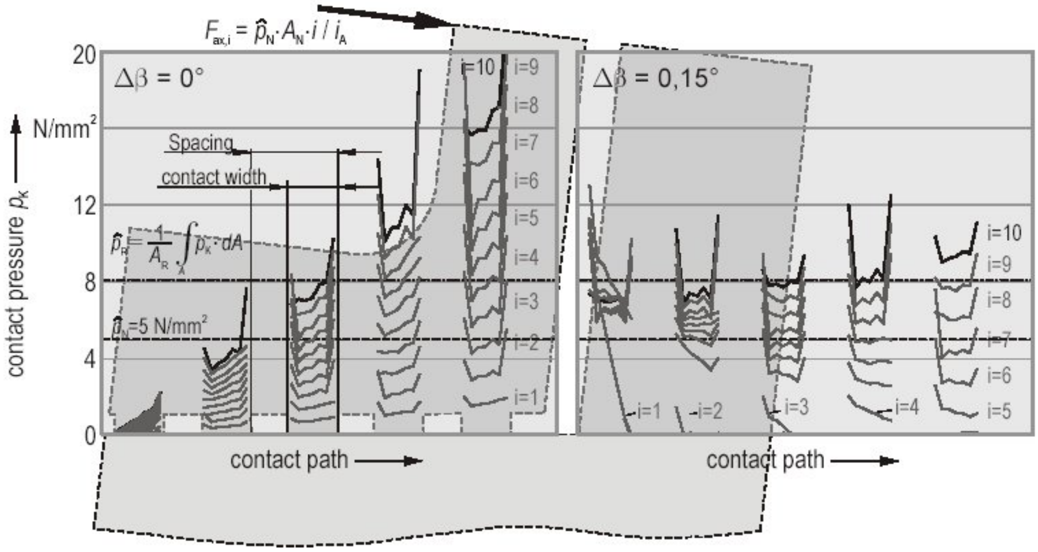


Fig. IV-7 L'effet de l'erreur d'angle de conicité Δα positif [38]

Erreur Δα	Bague neuve	Bague usée
P1	-0,27°	-0,16°
P2	-0,16	-0,14°

Tableau IV-1 Valeurs mesurées sur synchro de boîte MA sur BFS, bague frittée [18]

Erreur Δα	Bague neuve	Bague usée
P1	+0,07°	+0,04°
P2	+0,05°	+0,08°

Tableau IV-2 Valeurs mesurées sur synchro de boîte JH sur BFS, bague laiton [19]

Des valeurs de deuxième bosse obtenues par simulation pour bague frittée et bague en laiton, sont présentées dans les tableaux IV-3 et IV-4. La simulation prend en compte la valeur absolue de l'erreur d'angle de conicité. D'après les simulations, on peut dire que la valeur absolue de l'erreur est proportionnelle à la taille de la bosse. Ensuite, on peut observer que la taille de la bosse est proportionnelle au couple parasite du banc d'essais ($M_{banc,P1} > M_{banc,P2}$). De cela, on voit bien qu'en conditions de fonctionnement réelles, on a intérêt à minimiser l'erreur d'angle de conicité entre la bague de synchronisateur et le cône de la roue.

MA fritté	Δα neuf, mesuré	F_{bosse}, simulée	Δα usé, mesuré	F_{bosse}, simulée
P1	-0,27°	368 N	-0,16°	261 N
P2	-0,16°	317 N	-0,14°	297 N

Tableau IV-3 Valeurs simulées sur synchro de boîte MA sur BFS, bague frittée

JH laiton	Δα neuf, mesuré	F_{bosse}, simulée	Δα usé, mesuré	F_{bosse}, simulée
P1	0,07°	525 N	0,04°	424 N
P2	0,05°	346 N	0,08°	446 N

Tableau IV-4 Valeurs simulées sur synchro de boîte JH sur BFS, bague laiton

IV-2-3. L'influence de la différence entre le coefficient de frottement dynamique et statique

Un troisième phénomène est la différence entre les coefficients de frottement statique et dynamique. Cela se manifeste dans le fait qu'il faut plus de force pour démarrer un objet arrêté que pour poursuivre son mouvement contre le frottement. Durant la synchronisation, on calcule avec le coefficient dynamique car la bague et la roue sont en déplacement relatif. Durant la deuxième bosse, on calcule avec le coefficient statique car la bague et la roue sont collées au départ, avant l'arrachement.

IV-2-4. L'influence des pertes sur BFS

Les pertes sur le banc d'essai ont aussi un rôle, car leur effet influence la force aussi bien en cas de la deuxième bosse que durant la synchronisation. Les bosses P2-P1 sur la figure IV-8 et dans la simulation sont plus petites que celles P1-P2 pour la raison suivante. Sur BFS, on doit arrêter le moteur d'entraînement pour pouvoir enclencher la 1ère vitesse P1. Si l'on ne fait pas cela, on ne peut pas engager la roue, car la deuxième bosse est plus grande que la force axiale maximale. Ceci est dû à l'effet du couple parasite du banc, qui influence le processus. En arrêtant le moteur, on diminue le couple parasite.

IV-2-5. L'influence des matériaux

Selon les résultats de simulation, dans le cas d'une géométrie conique idéale, la bague en matière frittée se dilate moins que celle en laiton, donc les deuxièmes bosses sont plus petites (Tableaux IV-5, IV-6). On voit que dans des conditions de géométrie idéale, la matière frittée est meilleure que le laiton, car la bosse est plus petite pour un échauffement à peu près pareil.

	F_{bosse}	Chaleur accumulée	Echauffement
Bague laiton	180 N	8,2 J	0,453°C
Bague frittée	161 N	5,4 J	0,291°C

Tableau IV-5 Simulation du synchronisateur de la boîte JH sur BFS, changement P1-P2

	F_{bosse}	Chaleur accumulée	Echauffement
Bague laiton	292 N	170 J	6,143°C
Bague frittée	66 N	177 J	7,501°C

Tableau IV-6 Simulation du synchronisateur de la boîte JH sur BFS, changement P2-P1

IV-2-6. Influence de la couche de molybdène

Le molybdène a le même module d'élasticité que l'acier, et il est meilleur conducteur thermique que le laiton. Ses capacités peuvent être exploitées de la façon suivante:

- En l'appliquant en couche mince sur la surface conique de la bague en laiton, il diminue l'usure de la bague,
- En l'appliquant sur l'une des surfaces coniques, il dirige le flux de chaleur vers le volume porteur, et le répartit de façon plus équilibré.

Ce phénomène n'est pas pris en compte dans la simulation.

IV-2-7. Influence de l'angle de chanfrein des griffes de la roue

Dans certains synchronisateurs, l'angle de chanfrein des griffes de la roue est plus petit que celui des griffes de la bague. En ce cas, c'est l'arête du chanfrein du baladeur qui se glisse sur le chanfrein de la roue. Cet angle plus petit diminue la force nécessaire pour arracher la bague à la roue, donc diminue sensiblement la deuxième bosse.

F_{bosse}	$\beta_{baladeur}=\beta_{roue}=56°$	$\beta_{baladeur}= 56°,\ \beta_{roue}=52°$
Bague laiton	180 N	154 N
Bague frittée	161 N	137 N

Tableau IV-7 Influence de l'angle de chanfrein des griffes de la roue, boîte JH sur BFS

IV-3. Application de la simulation aux valeurs mesurées sur BFS

Lors du traitement des deuxièmes bosses mesurées, le premier pas était l'étude de leur fréquence relative. De *0 N* à *650 N*, on a formé des classes de *50 N* et on y a classé les bosses. Cela a fourni une première idée du comportement des bosses. Les fréquences relatives des deuxièmes bosses mesurées sont présentées sur les figures IV-8 et IV-9.

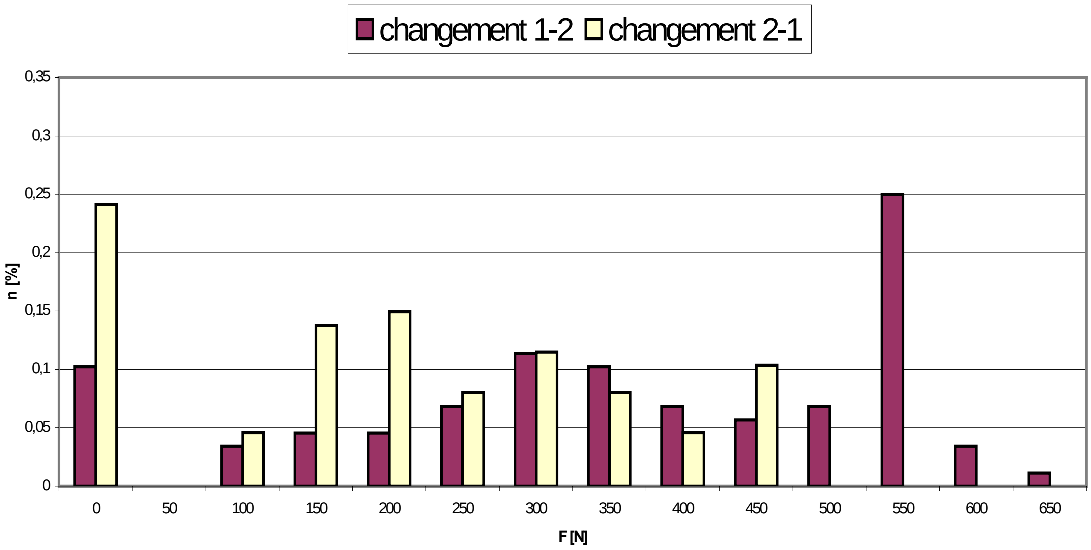


Fig. IV-8 Fréquence des deuxièmes bosses avec bague frittée

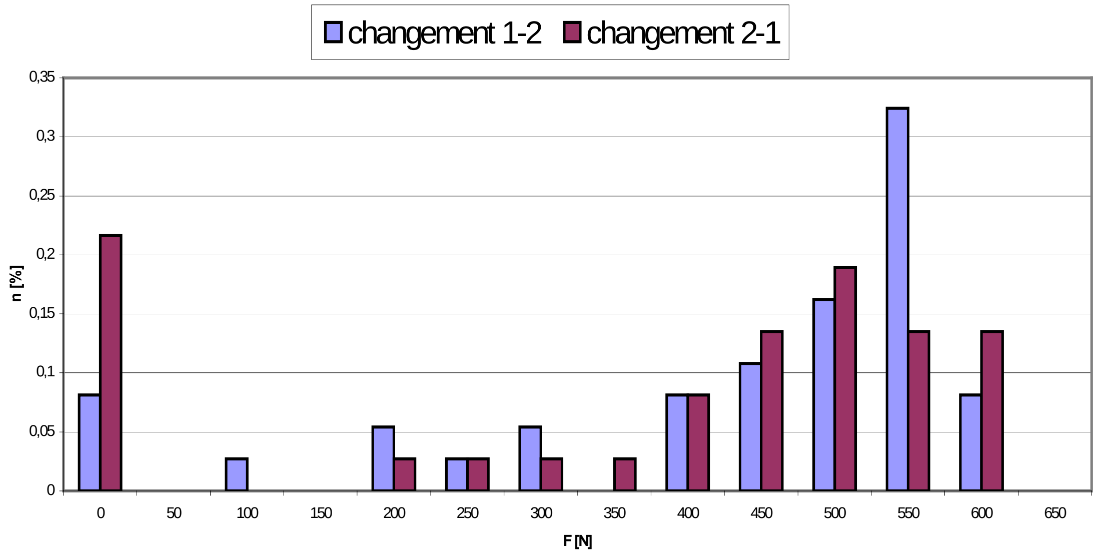


Fig. IV-9 Fréquence des deuxièmes bosses avec bague laiton

On peut voir, que les deuxièmes bosses naissent de façon différente sur les bagues en laiton et en fritté, malgré la ressemblance de leur géométrie. En étudiant les courbes, on voit les ressemblances suivantes:

- Un pic excessif à *550 N* pour changement P1-P2,
- Un pic excessif à *0 N* pour changement P2-P1,
- Petit pic à *0 N* pour changement P1-P2.

Ces points communs viennent soit de la ressemblance de la géométrie des bagues, soit du fait qu'ils sont montés sur le même banc d'essais.

Etudions les différences:

- Courbe de cloche de valeur moyenne de *300 N* pour bague frittée,
- Courbe de cloche de valeur moyenne de *500 N* pour bague laiton,
- Grande dispersion de la courbe de cloche pour bague frittée,
- Petite dispersion de la courbe de cloche pour bague laiton,
- En cas P2-P1 fritté, pics à *150-200 N* et à *400N*.
- Pas de pics supplémentaires pour le cas P1-P2 fritté et pour le cas laiton.

L'étude des résultats a commencé avec le relevé des angles de conicité des bagues et cônes de roue an état neuf, puis en état usé. Ensuite, on a réalisé des simulations avec les conditions initiales correspondantes aux conditions sur banc. On a appliqué les erreurs d'angle de conicité $\Delta\alpha$ mesurées, et on a utilisé un coefficient de frottement statique de *0,22* pour les changements 2-1 et un coefficient de *0,32* pour les changements 1-2. Dans le cas de la bague en laiton, les valeurs de pic de deuxième bosse en état neuf et usé ont bien encadré la courbe de cloche. En faisant varier *Δα* de sa valeur initiale (état neuf) à celle correspondant à l'état usé, les valeurs de deuxième bosse formant la courbe de cloche ont pu être reproduites par les simulations numériques. Ainsi, on suppose que l'erreur d'angle de conicité est un facteur important dans la formation de la deuxième bosse [22].

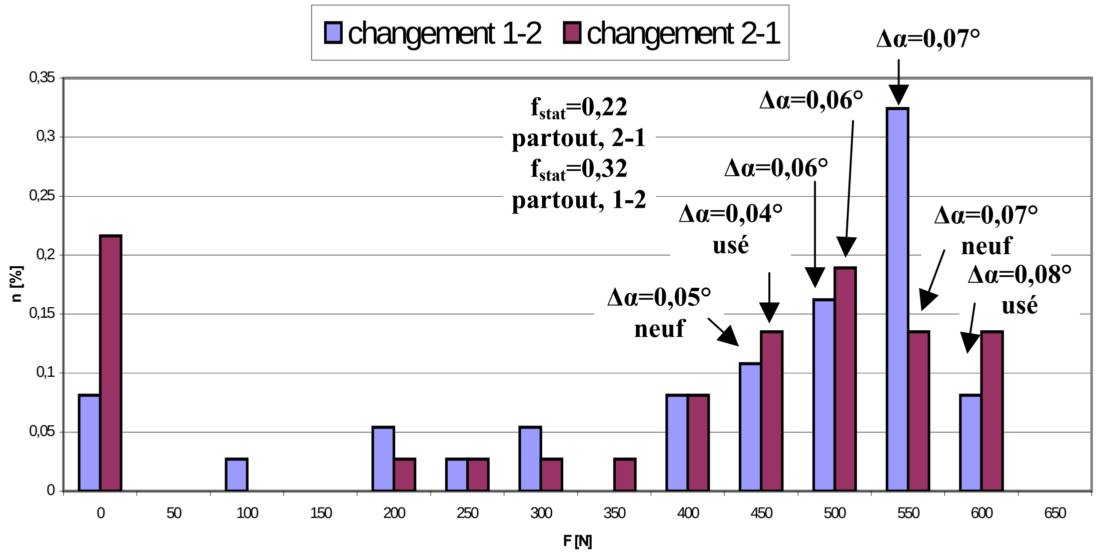


Fig. IV-10 Fréquence des deuxièmes bosses (bague laiton) et résultats de simulation

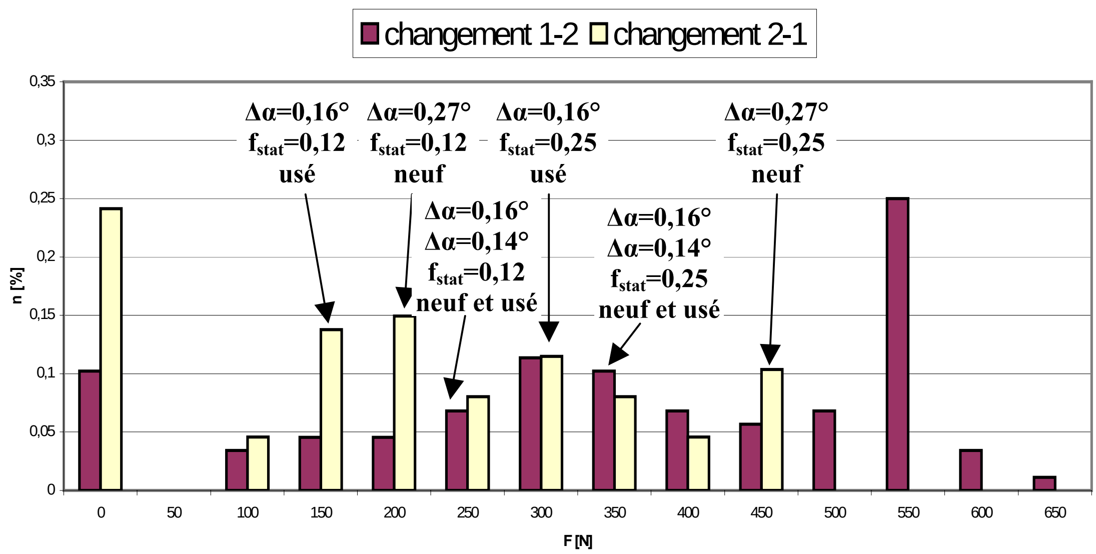


Fig. IV-11 Fréquence des deuxièmes bosses (bague frittée) et résultats de simulation

Puis, on a essayé la même méthode d'identification pour la bague en matière frittée. Dans ce cas, il n'était pas possible de prendre en fourchette la courbe de cloche avec un seul coefficient de frottement statique. Pour décrire une grande partie de la courbe, il fallait utiliser des coefficients de frottement statique allant de *0,12* à *0,25* durant la simulation. Pour expliquer le comportement de la bague frittée, on propose l'idée suivante. La matière frittée contient des grains durs d'alumine Al_2O_3. Lors de l'utilisation, la bague s'use et ces grains quittent la surface de la bague. Ils jouent le rôle de troisième corps dans le contact. Ainsi, ces grains se comportent comme de petits rouleaux, et modifient sans cesse les conditions de frottement. La valeur de coefficient de frottement de *0,25* est acceptable, car on peut mesurer des valeurs jusqu'à *0,4* dans la littérature [7]. En plus, on trouve des coefficients de frottement de *0,25* pour la paire acier-Al_2O_3 non lubrifié et de *0,22* pour la même paire lubrifiée [14]. Ainsi, on considère les résultats de simulation acceptables. Etant donné que le laiton possède une structure plus homogène, là, on ne voit pas ce phénomène. La présence du pic à *550 N* est attribuée à des phénomènes dynamiques. Là, le coefficient de frottement selon la logique précédente serait de l'ordre de *0,5* ce qui est jugé trop grand.

IV-4. Etude de la montée de la deuxième bosse

L'étude de la montée de la deuxième bosse est nécessaire pour permettre un fonctionnement optimal durant la phase suivante: le dévirage de la roue (voir paragraphe suivant). En effet, si le dévirage de la roue se passe à la vitesse axiale maximale imposée, *96 mm/s,* alors les conditions de fonctionnement du synchronisateur produisent une force de dévirage de plusieurs milliers de Newtons. Par contre, si l'on arrive à réduire la vitesse axiale du baladeur avant le début de la phase de dévirage, on obtient un besoin en force axiale beaucoup plus raisonnable.

On rappelle, que la vitesse axiale du baladeur est nulle à la fin de la synchronisation. Au moment de l'égalité des vitesses angulaires, celles du baladeur et de la roue sont égales, et l'interdiction de passage disparaît. Sous l'effet de la force axiale, le baladeur démarre axialement, et avance à une accélération axiale constante. Durant le dévirage et l'enclenchement de la bague de synchronisateur, la vitesse axiale est censé d'atteindre sa valeur maximale. Ensuite, vient une phase de vol libre. Durant cette phase, la vitesse axiale est supposée rester constante, car l'unique force résistante, d'ailleurs faible, vient du couple des pertes dans les paliers et du couple issu du barbotage. La phase suivante: la montée de la deuxième bosse, commence au moment où les chanfreins du baladeur entrent en contact avec le film d'huile présent sur les chanfreins de la roue.

En principe, la diminution de la vitesse axiale du baladeur pourrait se faire dans chacune des phases mentionnées. Si l'on considère l'ordre de grandeur des forces résistantes à l'avancement du baladeur, ce sont les forces de contact chanfrein-chanfrein de la montée de la deuxième bosse qui sont les plus importantes. Le cas échéant, le baladeur peut même s'arrêter durant la montée de l'effort, comme on constate sur les diagrammes mesurés sur le banc d'essais BFS. Pourtant, sur le banc d'essais, ce ralentissement se manifeste uniquement au delà d'une force axiale de *240 N*. Or, l'étude du logiciel de simulation oblige à appliquer une vitesse axiale réduite pour le dévirage de la roue indépendamment de l'effort axial, dès le début de la phase, quand l'amplitude de la force axiale est encore petite. Ce constat renforce l'idée que l'élasticité du mécanisme de changement joue un rôle très important dans le processus de changement de vitesses.

Comme on vient de décrire dans le chapitre II-5-4, le signe de la composante dynamique de l'effort axial exercée dépend du signe de l'accélération. Si l'on accepte le signe positif, cela veut dire que l'on applique d'avantage de force axiale pour empêcher la diminution de vitesse du baladeur. Ainsi, la vitesse axiale diminue à peine. Ceci ne sert pas notre objectif, car on veut justement diminuer la vitesse axiale le plus rapidement possible. Donc, on applique le signe négatif. Dans ce cas, on ne se soucie pas du ralentissement du baladeur. Au contraire, c'est un phénomène avantageux, car l'effort dynamique dû à la décélération diminue la force axiale à exercer manuellement. On se contente d'appliquer F'_{ax} pour compenser la force de frottement due aux pertes. Au moment où la vitesse axiale atteint la vitesse axiale réduite choisie au préalable, on intervient de nouveau, et on empêche que la décélération continue, en exerçant une force axiale plus grande (fig. IV-16).

En étudiant par simulation l'équation de la composante de la force axiale nécessaire pour le détournement, on a constaté des cas où la valeur numérique de la force à exercer est devenue négative. Dans de pareils cas, on suppose que le dévirage ne nécessite pas de force manuelle pour exercer la force normale, ceci est assuré uniquement par la décélération du baladeur. Le conducteur peut sentir ces cas comme si le levier de vitesse tirait sur sa main. On peut constater cela juste avant l'enclenchement de la vitesse.

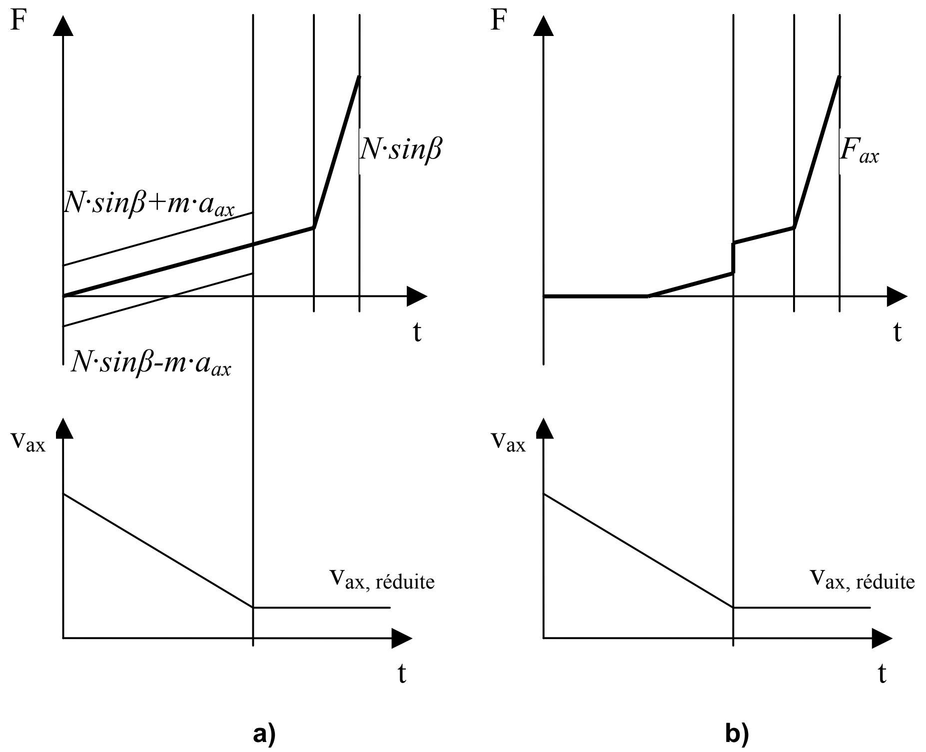


Fig. IV-16 Etude de la composante de la force axiale nécessaire pour le détournement a) et force axiale à exercer b)

La loi de commande modifiée en fonction de l'étude des résultats de la simulation est présentée sur la figure IV-17. C'est cette loi qui est utilisée dans la simulation.

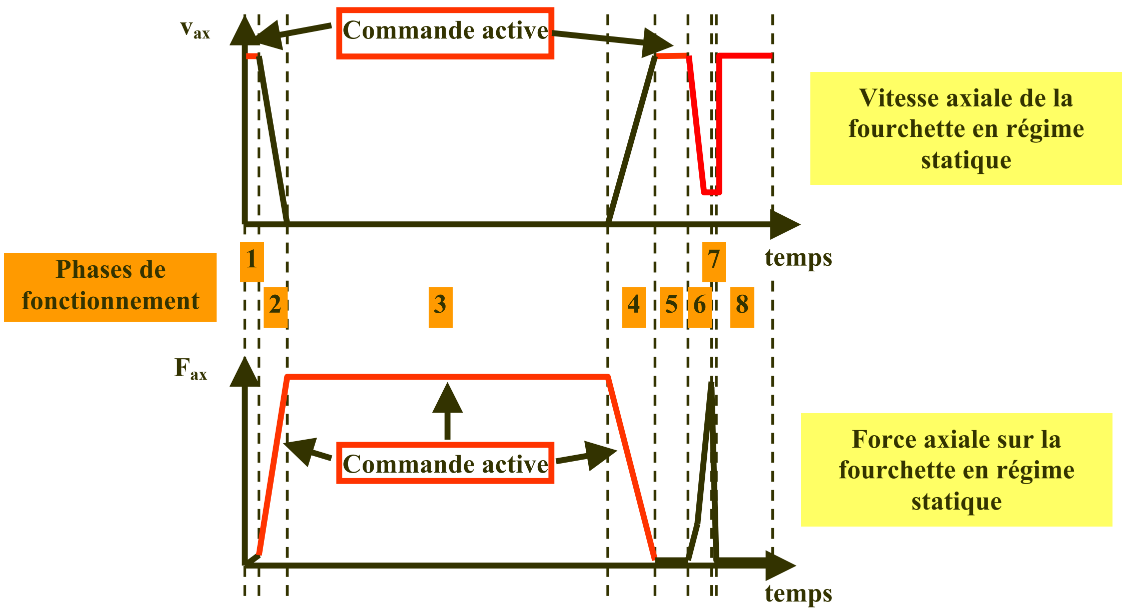


Fig. IV-17 Phases de fonctionnement de la commande modifiée

IV-5. Etude du dévirage de la roue

La phase du dévirage de la roue suit la phase de la montée de la deuxième bosse. Durant cette phase, on dévire la roue d'un angle φ_R, tandis que le baladeur avance à une vitesse axiale réduite. Le travail effectué lors du dévirage est donné par la formule suivante:

$$W=M\cdot\varphi_R=\theta_R\cdot\varepsilon_R\cdot\varphi_R$$

où θ_R – l'inerte à détourner de la roue et des pièces y étant liées,
ε_R - l'accélération angulaire,
φ_R - l'angle de dévirage.

Ici, l'angle φ_R est constant, et dépend de la position relative des chanfreins du baladeur et de la roue, immobile à partir de la fin de la synchronisation. Cette position relative est donnée en fonction du variable ξ ayant une valeur aléatoire entre 0 et 1 (fig. IV-18 – IV-19).

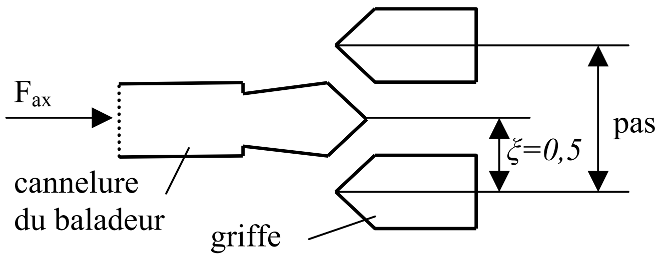


Fig. IV-18 Cas limite: *ξ=0,5*

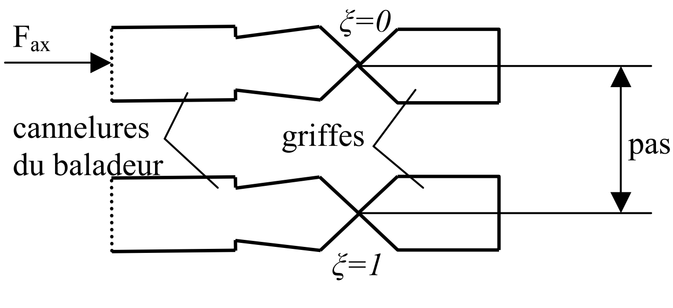


Fig. IV-19 Cas limite: *ξ=0* ou *ξ=1*

L'expression de la force axiale supplémentaire, nécessaire au dévirage, comme décrite dans le paragraphe II-5-5:

$$F_{ax}=\left(\frac{2\cdot\theta_R\cdot v_{ax}^2\cdot tg^2\beta}{r_2^3\cdot\varphi_R}\pm\frac{M_{pertes}}{r_2}\right)\cdot\frac{f_3+tg\beta}{1-f_3\cdot tg\beta}$$

Dans l’équation, θ_R,$\cdot\varphi_R$, β et f_3 sont constants, donc la force dépend uniquement de la vitesse axiale v_{ax} et de l’angle de dévirage φ_R. La vitesse angulaire est une quantité maîtrisée, réglée, tandis que l’angle de dévirage ne l’est pas. La force axiale augmente, si la vitesse axiale augmente, ou si l’angle de dévirage diminue.

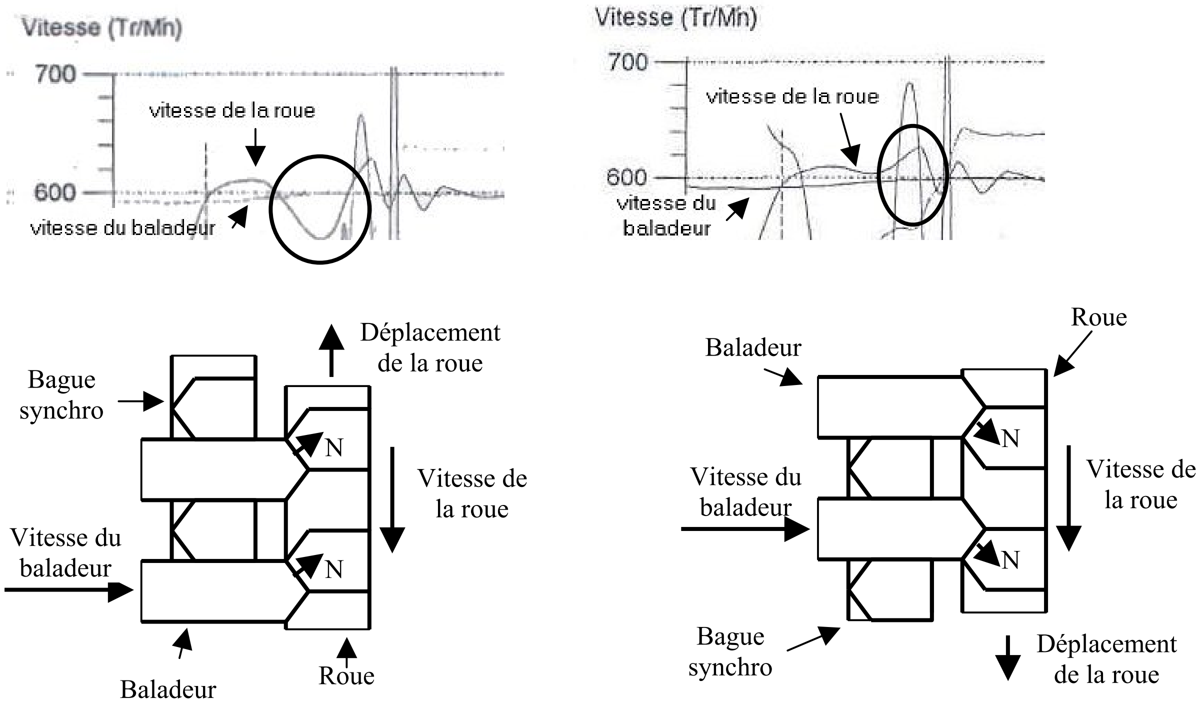
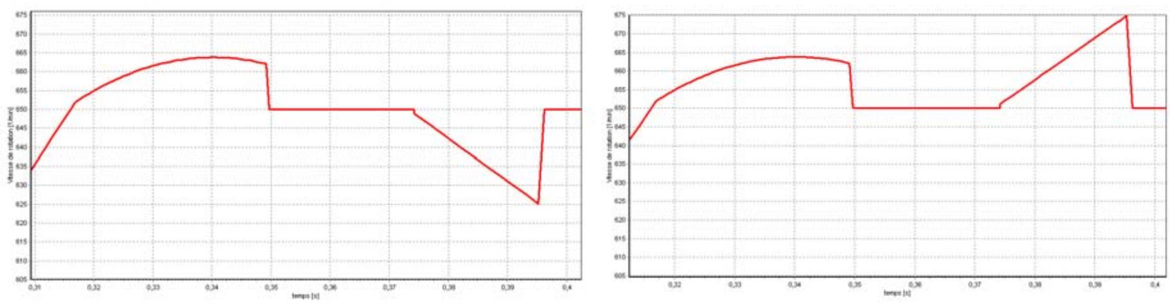


Fig. IV-20 Contact sur côté devant et sur côté arrière. Mesures et interprétation



a) ξ=0,4<0,5 **b) ξ=0,6>0,5**

Fig. IV-21 Contact sur côté devant et sur côté arrière. Variations simulées de la vitesse angulaire de la roue

Le signe de la composante due aux pertes est donné en fonction de la face du chanfrein en contact. Si les faces avants du chanfrein de la roue sont en contact avec le baladeur ($\xi<0,5$), le baladeur va ralentir la roue, aidé par les pertes. La force axiale nécessaire sera plus petite et on applique le signe négatif au couple des pertes. Si les faces arrières sont en contact (*ξ>0,5*), le baladeur va accélérer la roue, contre les résistances. La force axiale nécessaire sera plus grande, donc on applique le signe positif. Les accélérations et décélérations sont bien visibles sur les diagrammes mesurés, ainsi que sur les résultats de la simulation (fig. IV-20 – IV-21).

La variation de la force axiale en fonction du *ξ* est présentée sur la figure IV-22. La courbe est cassée au point *ξ=0,5*, où la force tombe du maximum à zéro, ainsi qu'aux points *ξ=0* et *ξ=1* où elle saute du minimum vers l'infini (non représenté). On voit quatre courbes, résultats de simulation numérique. Deux représentent des changements sur le banc d'essais BFS, deux autres des changements sur boîte de vitesses Renault JH. Sur chaque modèle, on effectue une montée et une descente de vitesses.

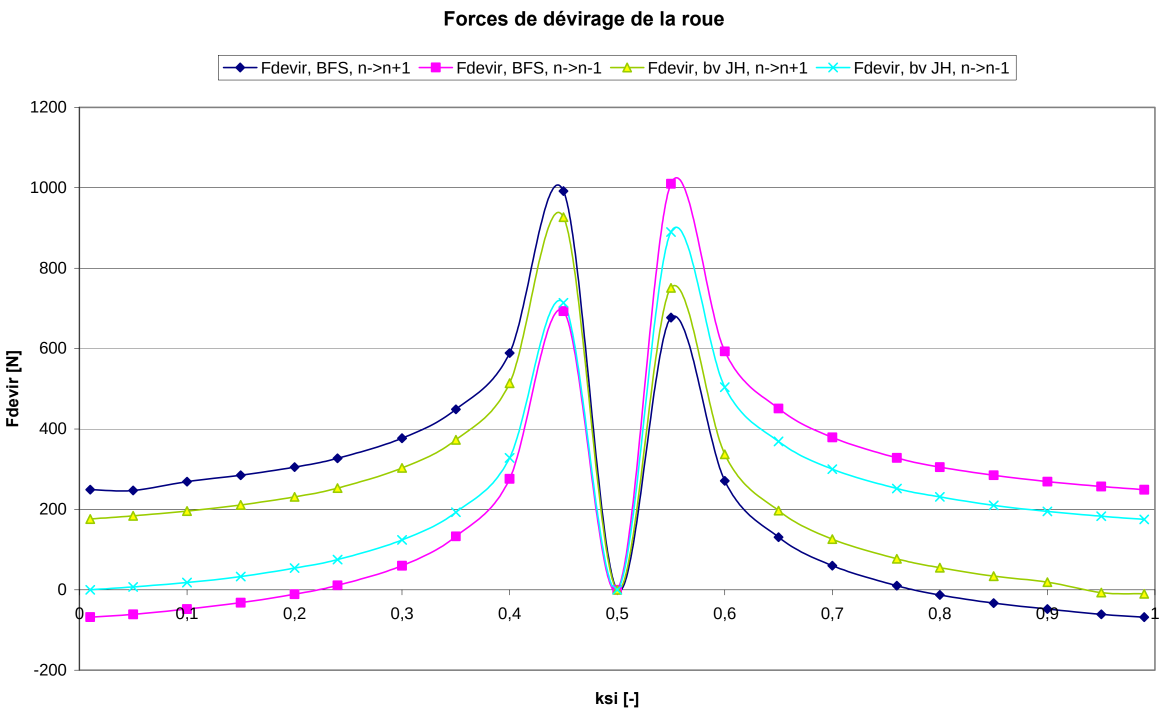


Fig. IV-22 Variation de la force axiale nécessaire au dévirage en fonction de ξ

On constate que les courbes de montée et de descente sur le même modèle sont symétriques par rapport à un plan vertical. Ceci peut être expliqué de la façon suivante. Si *ξ<0,5*, alors le baladeur se heurte aux faces avant des chanfreins de la roue, et la roue sera ralentie lors du dévirage. Si *ξ>0,5* alors le baladeur se heurte aux faces arrières des chanfreins de la roue, et la roue sera accélérée lors du dévirage. Selon cette logique, sans intervention d'autres facteurs, les courbes devraient être symétriques. Mais il existe un couple des pertes dans les paliers et un couple dû au barbotage, qui agit toujours dans un seul sens, contre le sens de rotation des arbres et des engrenages. Ils déforment la symétrie des courbes, et une dissymétrie apparaît entre les courbes de montée et de descente des vitesses.

Ces courbes montrent que même dans des conditions parfaitement maîtrisées, un facteur aléatoire intervient et peut faire varier l'effort du dévirage du *0 N* à *1000 N*.

Les phases de montée de la deuxième bosse et de dévirage ne sont pas distinguées lors des mesures, et sont traitées ensemble comme «deuxième bosse». On reconnaît leur caractère aléatoire, mais il est très difficile de l'expliquer. La division en deux parties du phénomène «bosse» observé ainsi que l'étude en détail des origines des parties permet de proposer un modèle de fonctionnement capable de prendre en compte et d'expliquer la taille et le caractère aléatoires du phénomène observé.

IV-6. Effet des excitations internes. Rôle du stick-slip

Lors des essais et des simulations, la commande des synchronisateurs se fait par des signaux linéaires. Pourtant, aux sorties, on mesure des signaux pleins d'oscillations de fréquence différente. De cela, on suppose qu'il existe une excitation interne forte, inhérente au fonctionnement du synchronisateur. Les origines de ces oscillations peuvent être multiples. On peut noter les excentricités des pièces, les erreurs de fabrication, le processus de stick-slip, et même le manque de repère fixe pour certaines pièces telle la bague de synchronisation. Dans ce qui suit, on s'occupera uniquement du stick-slip, facteur considéré décisif pour l'excitation interne.

Du point de vue du stick-slip comme excitation interne, on peut décomposer le processus de changement de vitesses en 8 phases successives dans le temps. Ces phases sont:

- Vol libre initial,
- Début de la synchronisation,
- Synchronisation,
- Dévirage de la bague de synchronisateur,
- Vol libre,
- Montée de la deuxième bosse,
- Dévirage de la roue,
- Vol libre final.

Comme on vient de le mentionner dans les parties précédentes, le stick-slip se produit en cas de conditions de force normale et de vitesse de glissement bien délimitées. On suppose que le stick-slip peut être important dans deux zones à l'intérieur du synchronisateur, notamment au niveau des cannelures du baladeur et au niveau des surfaces coniques [14]. Pour que le stick-slip se manifeste, il faut une vitesse et une force agissant en sens perpendiculaire à cette vitesse. Dans le cas de stick-slip sur surfaces coniques, la vitesse est celle de glissement, la force est celle normale aux surfaces coniques. Dans le cas de stick-slip sur cannelures du baladeur, la vitesse est celle axiale. La force perpendiculaire est celle tangentielle, venant du couple des pertes et de la force de réaction sur les chanfreins (Fig. IV-23).

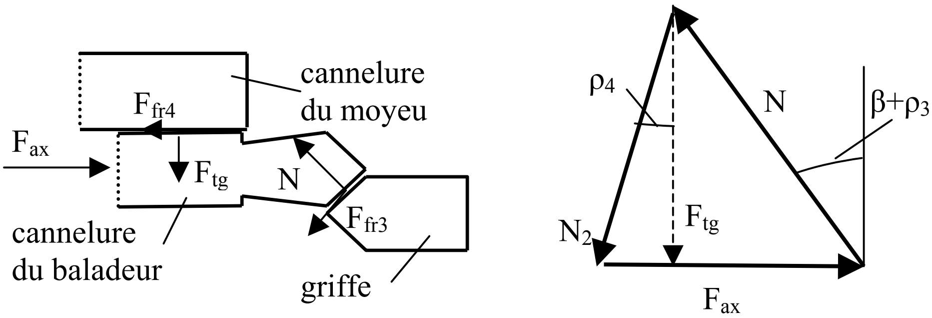


Fig. IV-23 Force tangentielle sur cannelures et équilibre des efforts

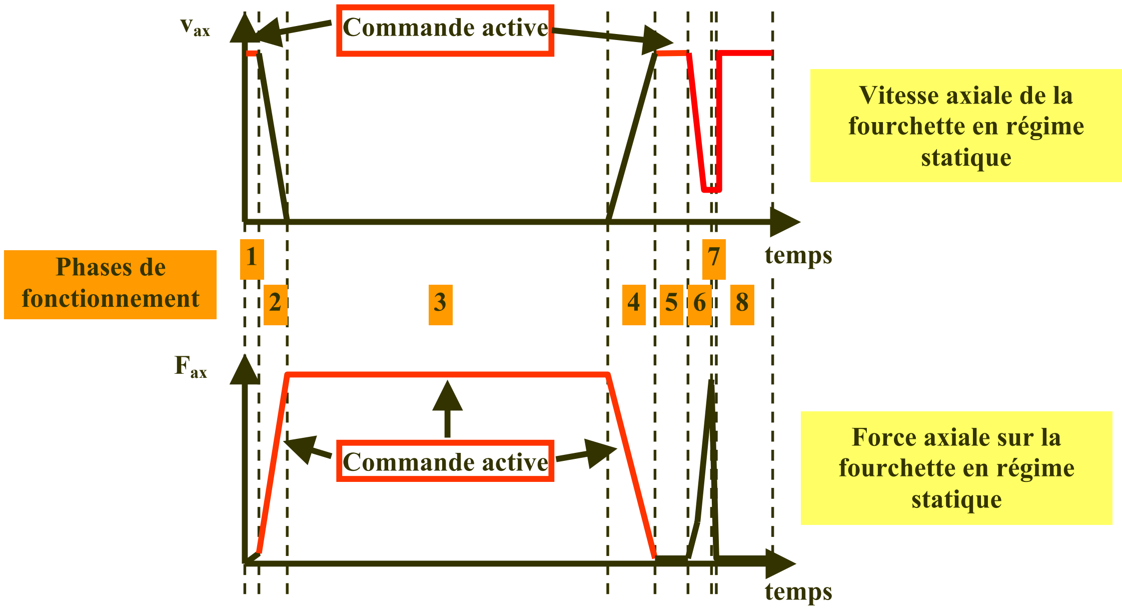


Fig. IV-24 Phases de fonctionnement de la commande

Dans ce qui suit, on va étudier le phénomène par simulation numérique. Les conditions de commande appliquées lors de la simulation sont présentées sur la figure IV-24. Le signal commandé est soit la vitesse axiale du baladeur, soit la force axiale exercée. D'après les simulations, on peut dire que le stick-slip ne se forme pas durant les phases de vol libre. Ainsi, l'étude peut être restreinte aux cinq phases restantes.

IV-6-1. Le début de la synchronisation

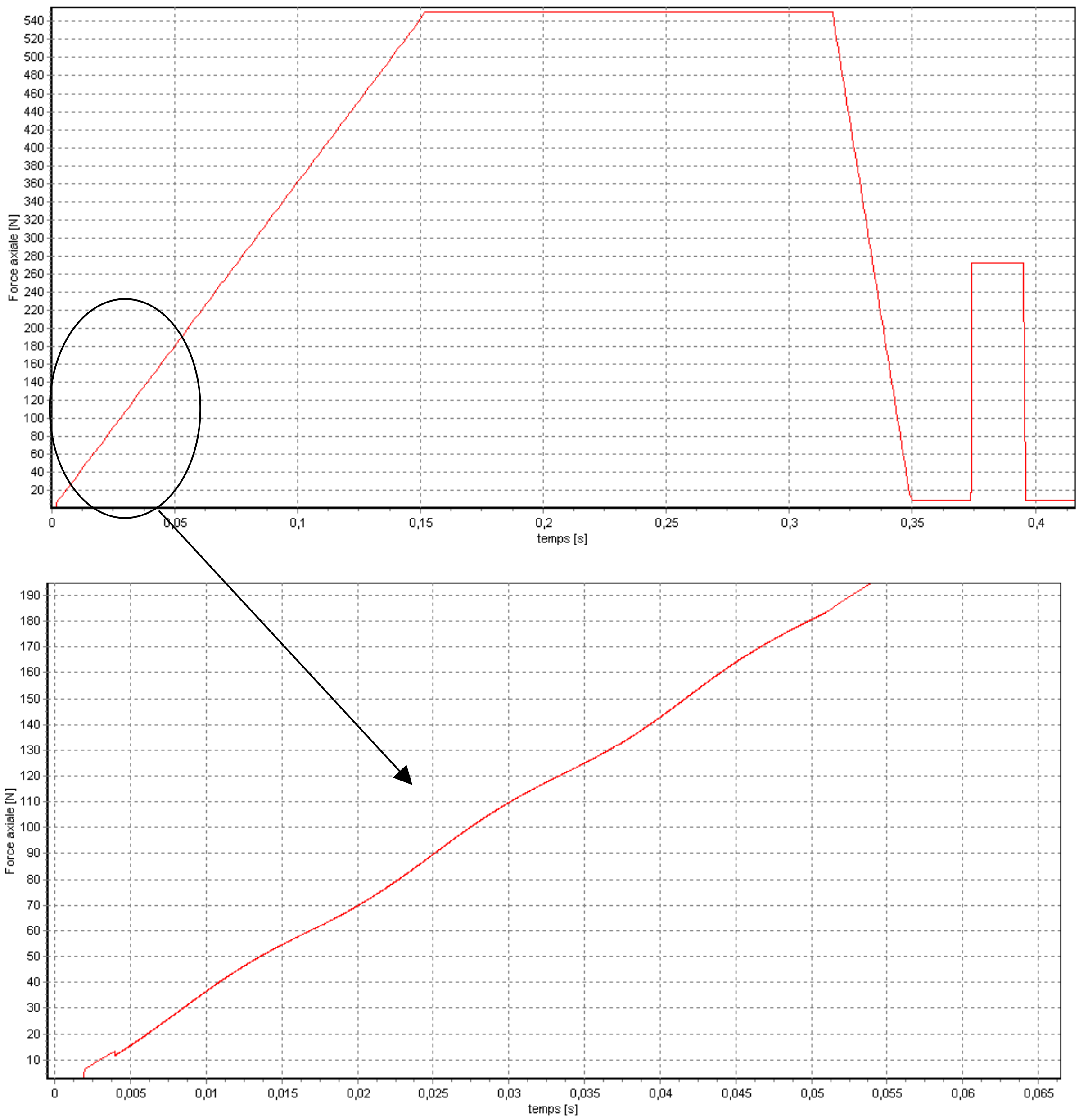


Fig. IV-25 Force dynamique issue du stick-slip superposée à celle statique

Le début de la synchronisation est la phase durant laquelle le frottement hydrodynamique apparaît, et le baladeur s'arrête à cause de l'interdiction de passage au niveau des griffes. La vitesse de glissement sur les surfaces coniques est élevée, la synchronisation se fait sentir à peine. Dans des conditions pareilles, c'est au niveau des cannelures que le stick-slip apparaît. Etant donné la durée courte de toute la phase, les amplitudes de la force dynamique de stick-slip sont très faibles, de l'ordre de *0,1 N*.

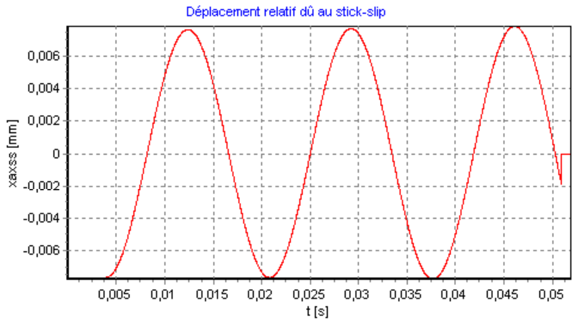


Fig. IV-26 Déplacement relatif dû au stick-slip

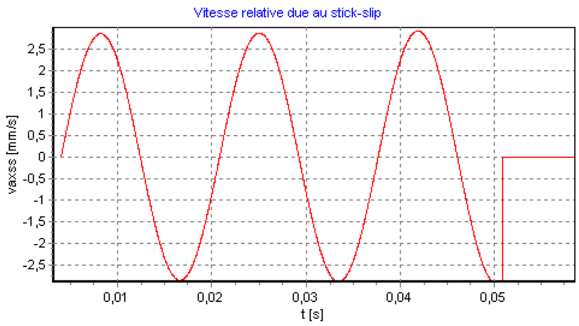


Fig. IV-27 Vitesse relative due au stick-slip

IV-6-2. La synchronisation

Durant la synchronisation, le déplacement axial du baladeur est négligeable. La force axiale augmente au début de la phase, puis reste constante. Cependant, la vitesse de glissement entre les surfaces coniques diminue progressivement, et s'annule à la fin de la phase. Ainsi, on ne trouve pas de stick-slip au niveau des cannelures du baladeur. Par contre, on en trouve au niveau des surfaces coniques.

Dans notre modèle, la variation de la vitesse angulaire de la roue suit une loi exponentielle. Ainsi, l'accélération angulaire de la roue s'intensifie en se rapprochant du point de synchronisme. Cette accélération est également visible sur les courbes mesurées sur le banc d'essais BFS. Comme le stick-slip n'apparaît qu'en deçà d'une vitesse de glissement donnée où l'accélération est déjà très grande, peu de temps est disponible pour sa formation. En effet, on obtient des oscillations pures, et un petit glissement juste avant le synchronisme. L'amplitude de l'oscillation de la vitesse angulaire est faible. On voit clairement l'augmentation des amplitudes de l'oscillation, puis l'apparition de la phase de glissement sur la figure IV-29. La variation de la vitesse angulaire de la roue avec une composante dynamique superposée est représentée sur la figure IV-30.

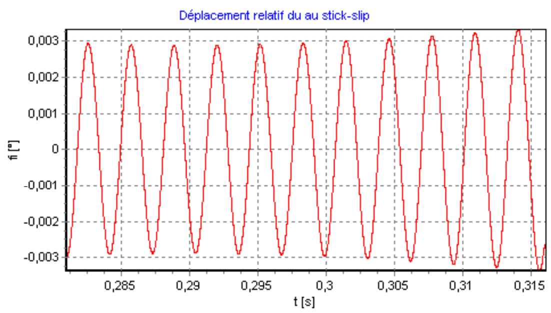


Fig. IV-28 Déplacement relatif dû au stick-slip

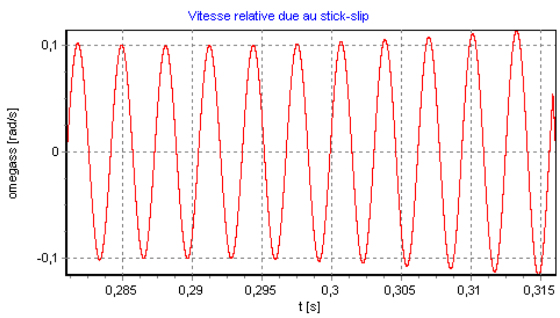


Fig. IV-29 Vitesse relative due au stick-slip

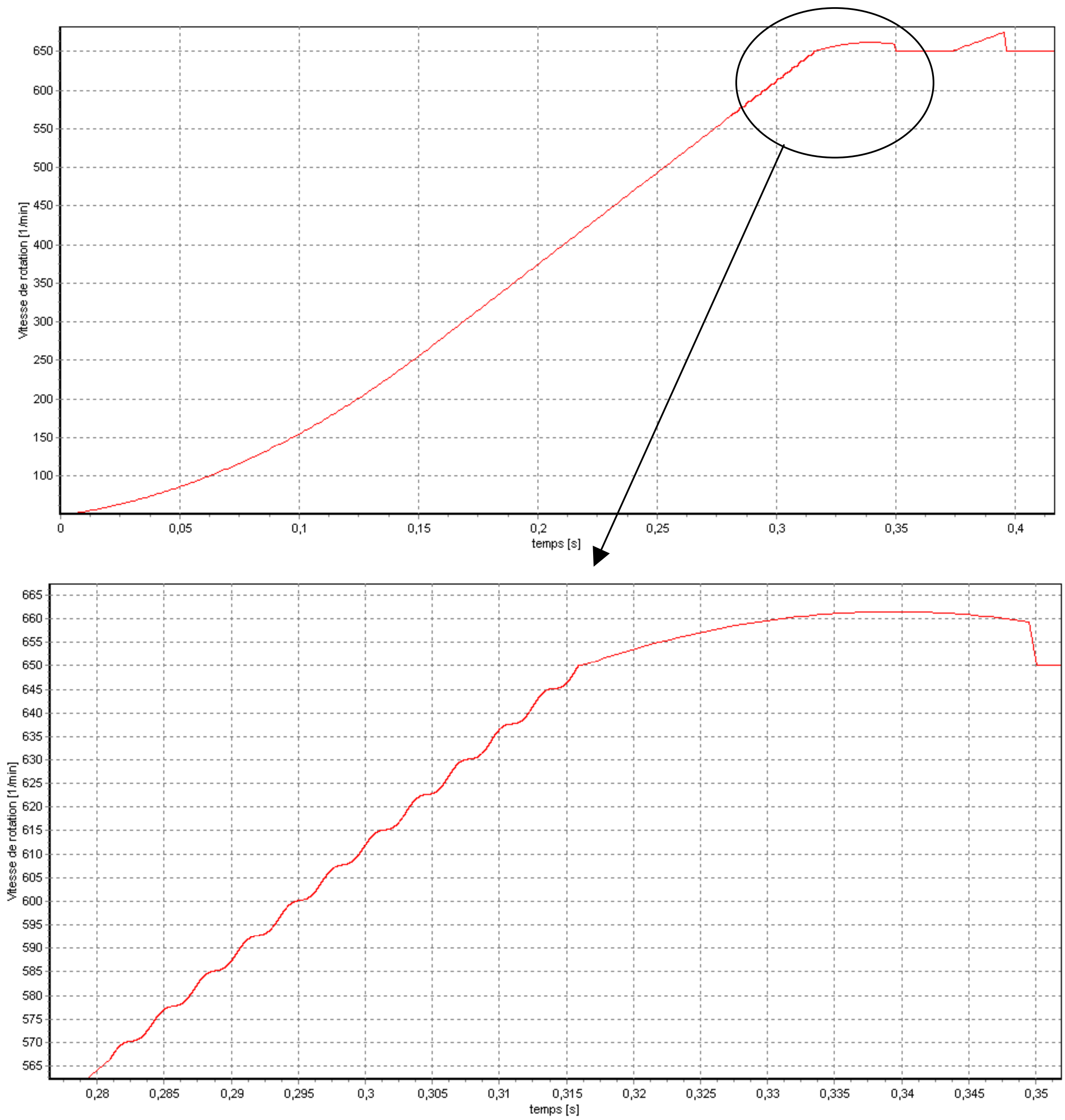


Fig. IV-30 Variation de la vitesse angulaire de la roue

On peut aussi bien supposer des cas où la variation de la vitesse angulaire avant le synchronisme est beaucoup moins brusque. Ainsi, beaucoup plus de temps est disponible pour la formation du stick-slip. Cette variation moins brusque pourrait venir par exemple d'une loi de variation de frottement différent de celle appliquée actuellement durant la phase de frottement mixte. La loi actuelle suppose une variation linéaire du coefficient de frottement en fonction du variable de Stribeck (fig. IV-31a). On peut supposer aussi bien une variation sinusoïdale (fig. IV-31b), ou une variation logarithmique (fig. IV-31c).

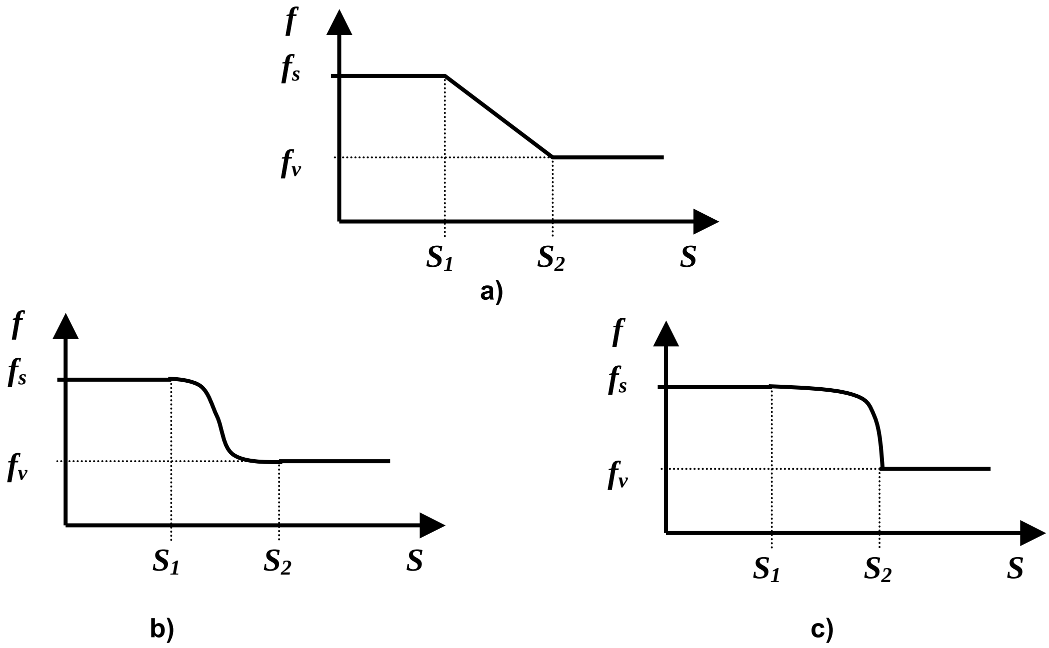


Fig. IV-31 La loi de variation du coefficient de frottement original a) et deux autres variantes possibles b) et c)

Ici, l'accélération angulaire de la roue serait relativement faible, et des phases de glissement et d'oscillation alternatives pourraient apparaître (fig. IV-33). Les figures ci-dessous (fig. IV-32 – IV-34) présentent un cas pareil. Elles viennent des simulations utilisant une loi de variation du coefficient de frottement moins raide dans la zone de vitesses angulaires où le stick-slip est censé de se produire.

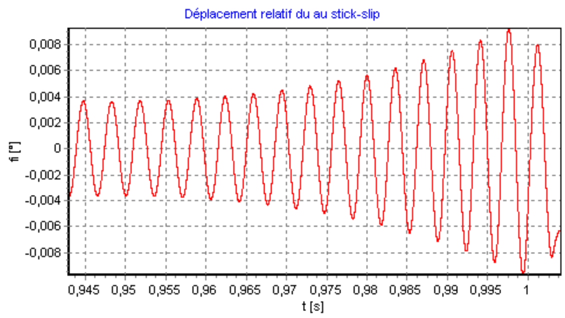


Fig. IV-32 Déplacement relatif dû au stick-slip

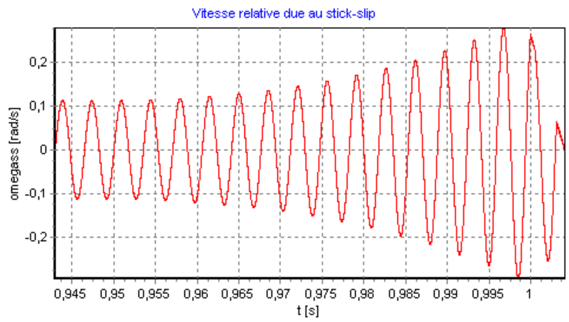


Fig. IV-33 Vitesse relative due au stick-slip

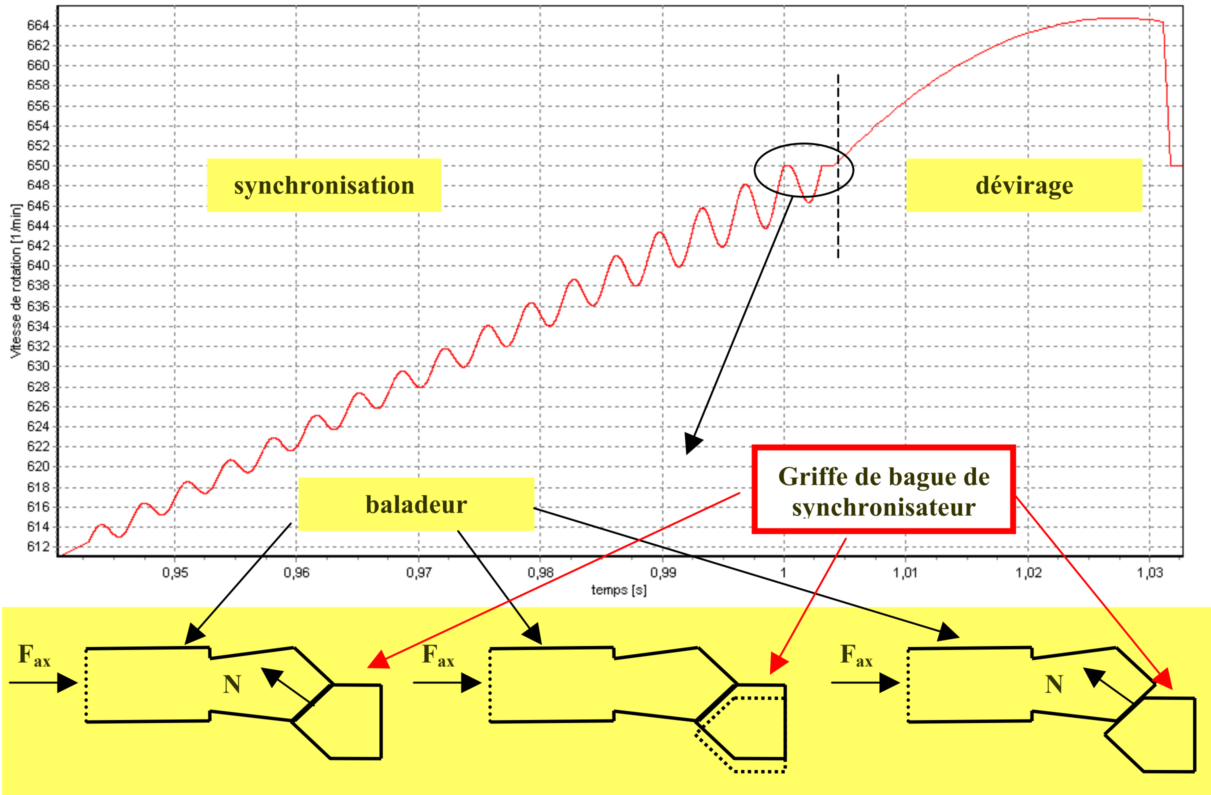


Fig. IV-34 Variation de la vitesse angulaire de la roue

L'apparition de plusieurs phases de glissement nous incite à explorer une autre piste de la formation des craquements. Selon la théorie classique, la vitesse angulaire de la roue varie de façon non interrompue, non perturbée jusqu'au synchronisme, l'égalité des vitesses angulaires du baladeur et de la roue. Au moment où l'égalité est atteinte, l'interdiction de passage s'annule, et le changement continue. L'enclenchement des cannelures de la bague de synchronisation et de la roue se font en silence, à une vitesse relative quasi nulle.

Dans notre cas (fig. IV-32 – IV-34), la vitesse angulaire de la roue varie de façon non uniforme, et atteint plusieurs fois la vitesse de synchronisation bien avant le point théorique. Ainsi, le passage de l'interdiction et l'enclenchement des cannelures de la bague peut se faire à des vitesses angulaires différentes, et du craquement peut se produire. Une autre possibilité est que le baladeur ne passe pas l'interdiction toute de suite, mais parvient à avancer lentement, oscillation par oscillation sur les chanfreins de la bague (fig. IV-34). A la fin, soit il parvient à passer avant le synchronisme, soit non. Si non, tout se passe comme dans le cas théorique, mais le changement sera plus rapide. Si oui, de nouveau du craquement se produit.

IV-6-3. Le dévirage de la bague

Lors du dévirage de la bague, le baladeur passe l'interdiction, et accélère jusqu'à sa vitesse maximale. Cependant, la force axiale diminue brusquement. Comme la bague de synchronisateur est supposée être collée au cône de la roue, leur vitesse relative est nulle. Ici, on trouve du stick-slip au niveau des cannelures du baladeur. Comme la durée de la phase est courte, la force et la vitesse axiale passent très rapidement à travers les zones dans lesquelles le stick-slip se produit. Ainsi, l'amplitude de l'effort dynamique reste petit.

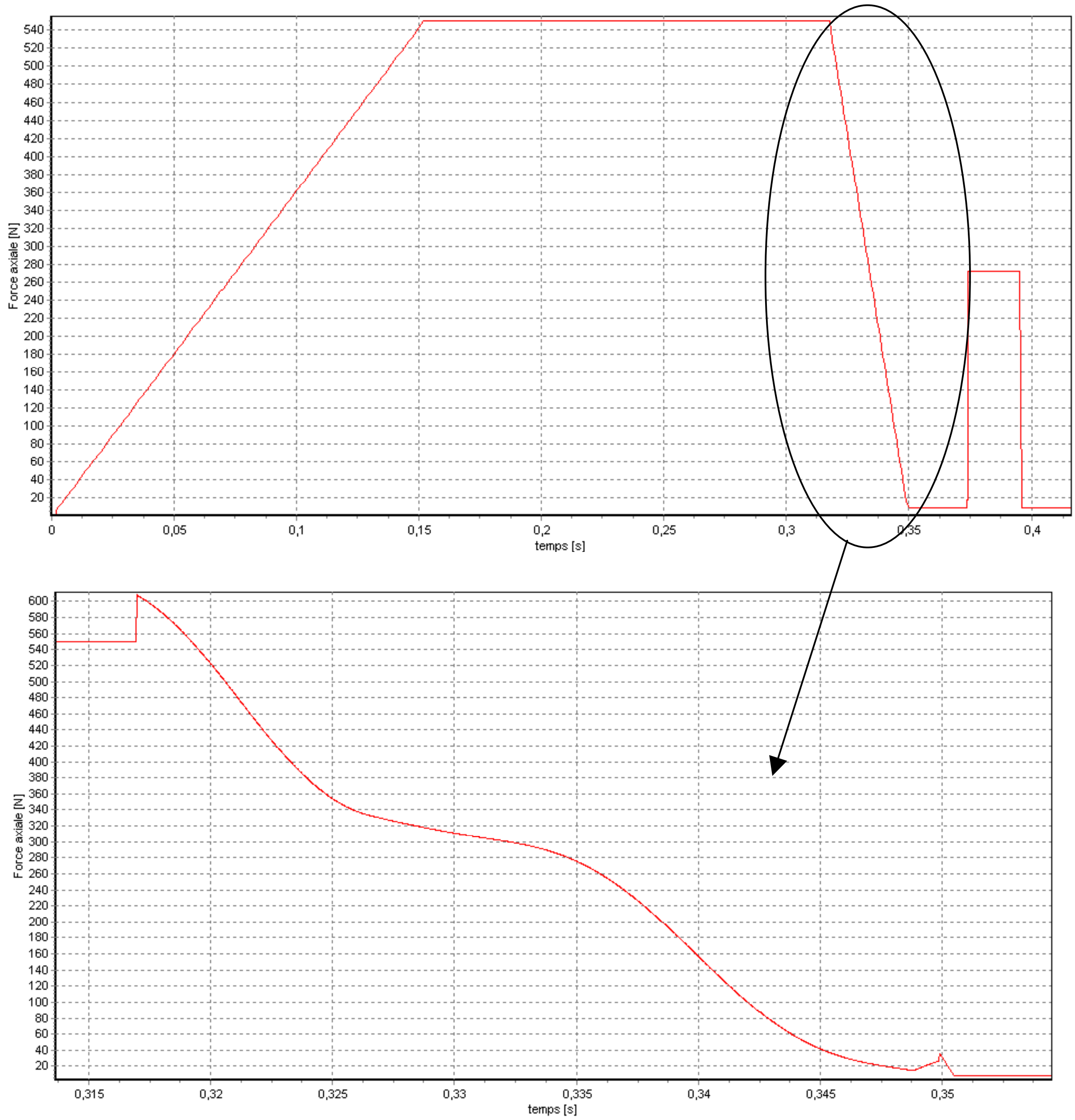


Fig. IV-35 Force dynamique issue du stick-slip superposée à celle statique

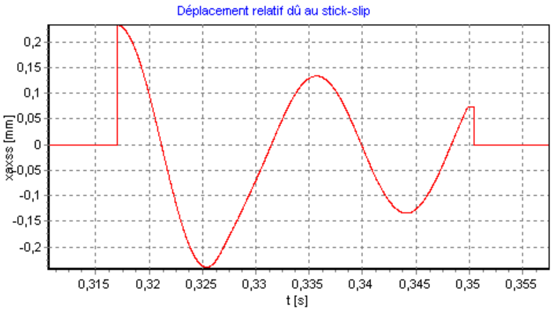


Fig. IV-36 Déplacement relatif dû au stick-slip

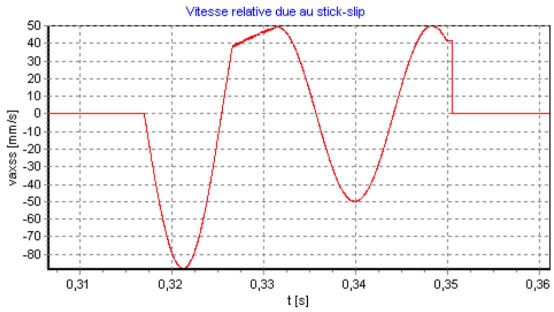


Fig. IV-37 Vitesse relative due au stick-slip

IV-6-4. Montée de la deuxième bosse

Le baladeur atteint le début de la phase à une vitesse axiale constante, maintenue par la commande durant toute la phase. Quand les chanfreins du baladeur atteignent les griffes de la roue, la force axiale commence à monter très brusquement. Cependant, la bague de synchronisateur reste collée à la roue, donc la vitesse relative au niveau des cônes est nulle. Ainsi, on aura affaire seulement au stick-slip des cannelures. Comme la montée de la force est brusque et se passe en quelques milliseconds, l'oscillation de stick-slip se réduit à une montée d'effort axial. Cette montée s'additionne à la deuxième bosse.

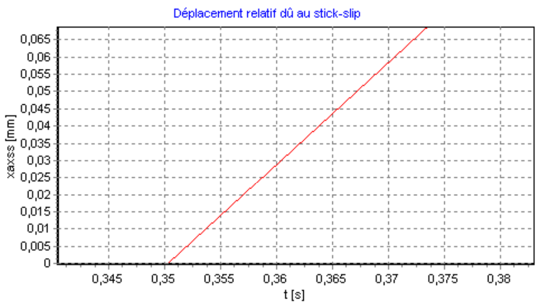


Fig. IV-38 Déplacement relatif dû au stick-slip

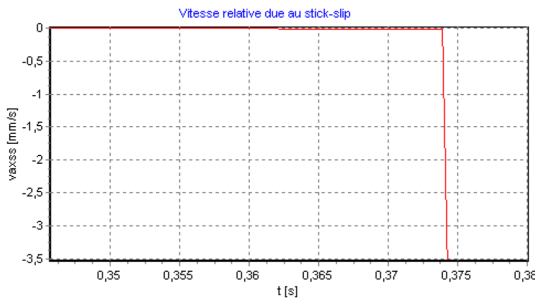


Fig. IV-39 Vitesse relative due au stick-slip

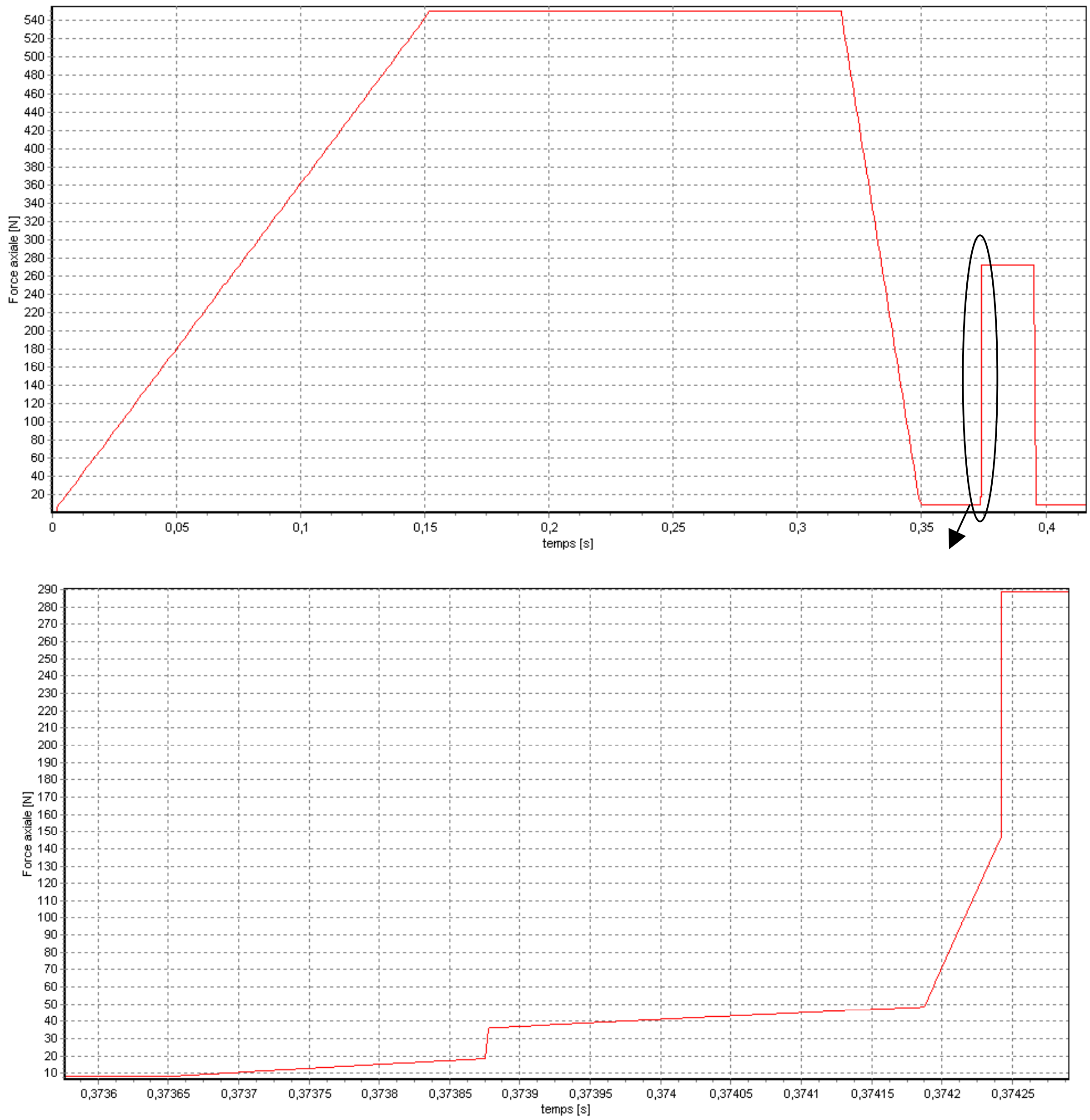


Fig. IV-40 Force dynamique issue du stick-slip superposée à celle statique

IV-6-5. Dévirage de la roue

A la fin de la deuxième bosse, le baladeur a arraché la bague de synchronisation de la roue. Mais comme il n’y a pratiquement pas de force axiale qui pousse les cônes ensemble, l’un contre l’autre, il n’y a toujours pas de stick-slip sur cônes. Par contre, une force tangentielle non négligeable apparaît sur les cannelures du baladeur, donc on doit compter avec le stick-slip sur cannelures. La durée du stick-slip est le même que celui du dévirage. La durée du dévirage dépend de la position relative des griffes de la bague de synchronisateur et de la roue, ainsi, on ne peut pas prédire cela dans la réalité. Lors de la simulation, la position relative des griffes est donnée par le facteur ξ. Ce facteur exprime en pourcentage de pas la distance où un pic de chanfrein du baladeur entre parmi les griffes de la roue. Si $\xi=0,5$, le baladeur entre à distance égale entre les griffes voisines, et l'enclenchement de la roue se fait sans chocs (Fig. IV-41). Si $\xi=0$ ou $\xi=1$, les arêtes des chanfreins du baladeur se heurtent aux arêtes des chanfreins de la roue. Ici un grand choc se produit, et l'enclenchement est théoriquement impossible (Fig. IV-42).

L'effet de la position relative se voit bien au niveau de la variation de la vitesse angulaire de la roue lors du dévirage (Fig. IV-43, IV-44). L'effet sur le stick-slip est visible sur les figures IV-45 - IV-48: le nombre des périodes d'oscillation stick-slip est proportionnel à $\left|\xi-\frac{1}{2}\right|$. L'amplitude de l'effort axial dynamique reste faible, de l'ordre de quelques dizaines de newton.

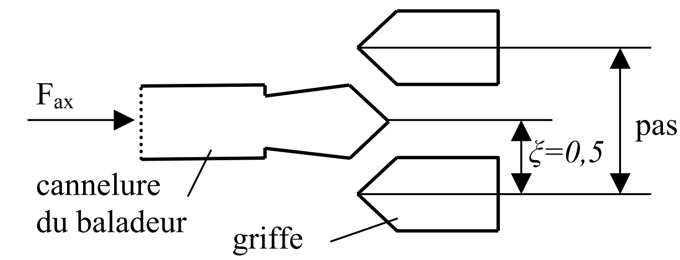


Fig. IV-41 Cas limite: *ξ=0,5*

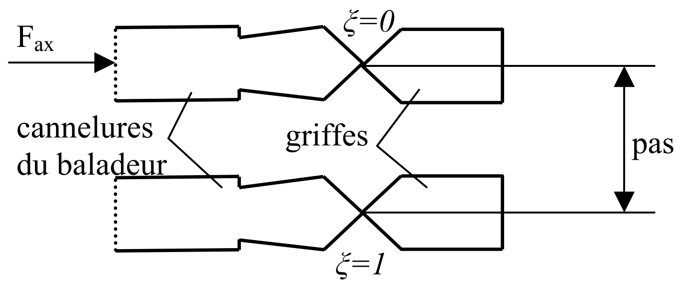


Fig. IV-42 Cas limite: *ξ=0* ou *ξ=1*

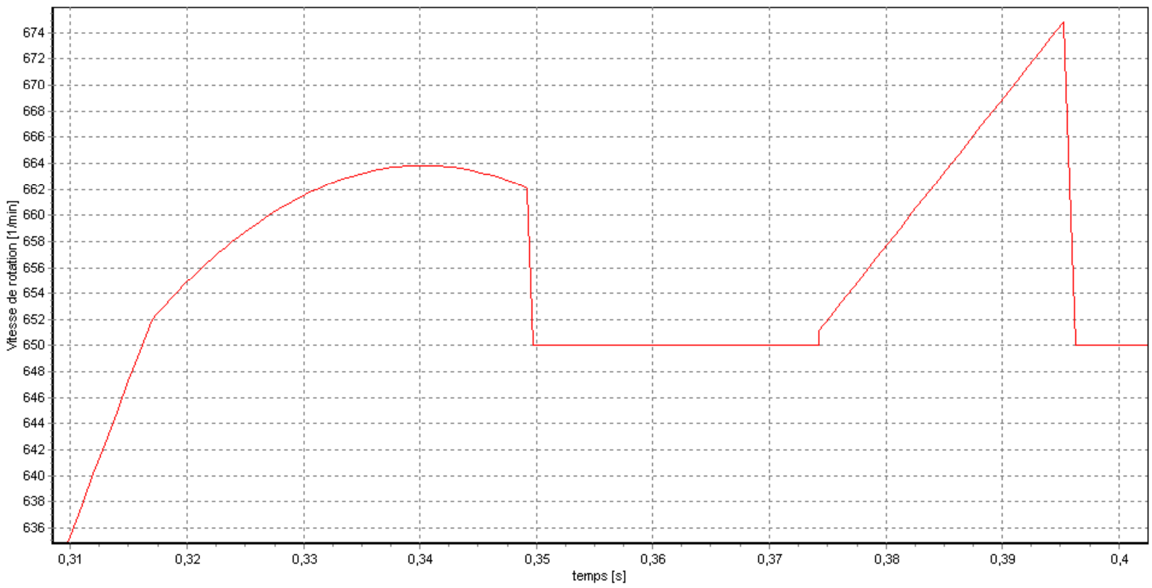


Fig IV-43 Variation de la vitesse angulaire de la bague lors du dévirage, ξ=0,6

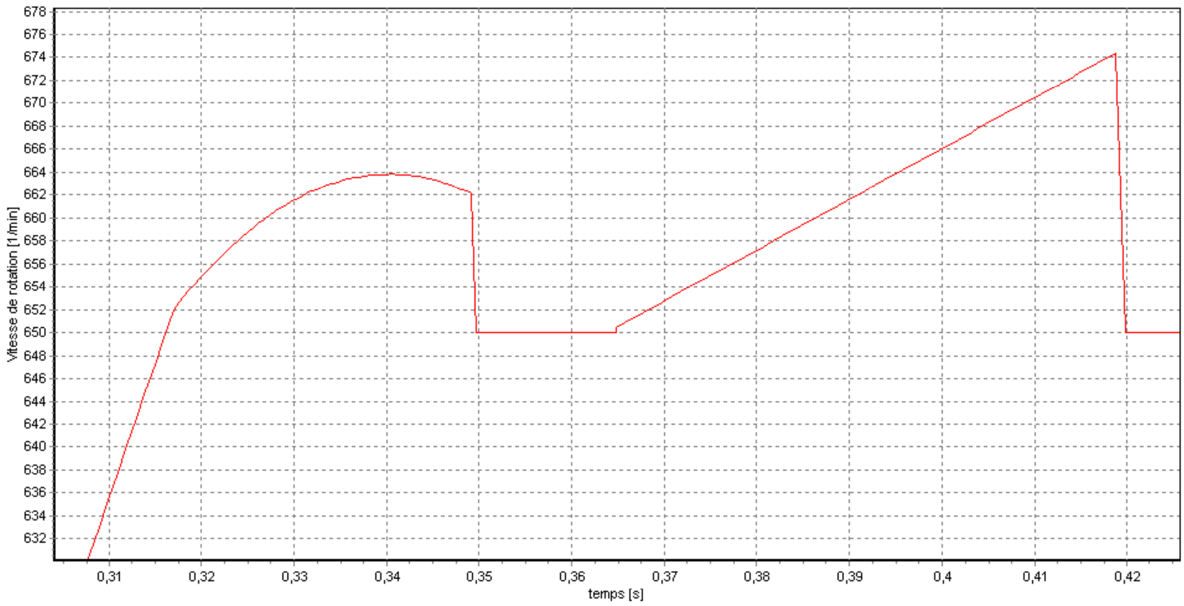


Fig IV-44 Variation de la vitesse angulaire de la bague lors du dévirage, ξ=0,76

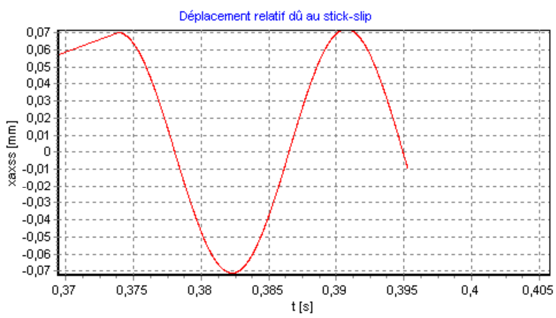


Fig. IV-45 Déplacement relatif dû au stick-slip ξ=0,6

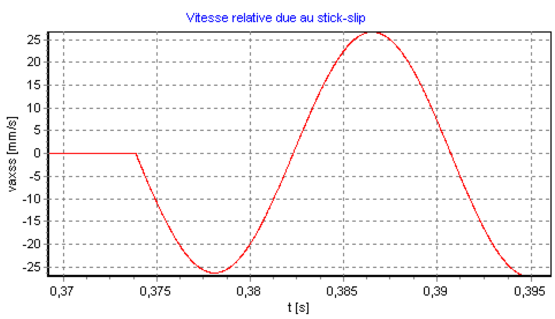


Fig. IV-46 Vitesse relative due au stick-slip ξ=0,6

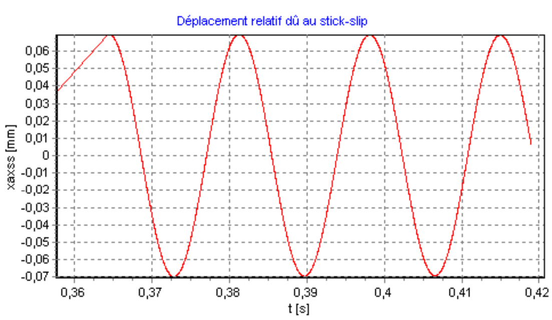


Fig. IV-47 Déplacement relatif dû au stick-slip, ξ=0,76

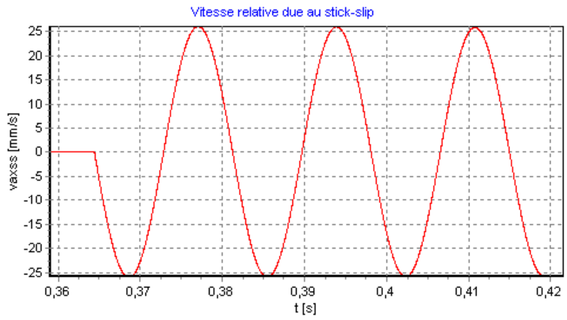


Fig. IV-48 Vitesse relative due au stick-slip ξ=0,76

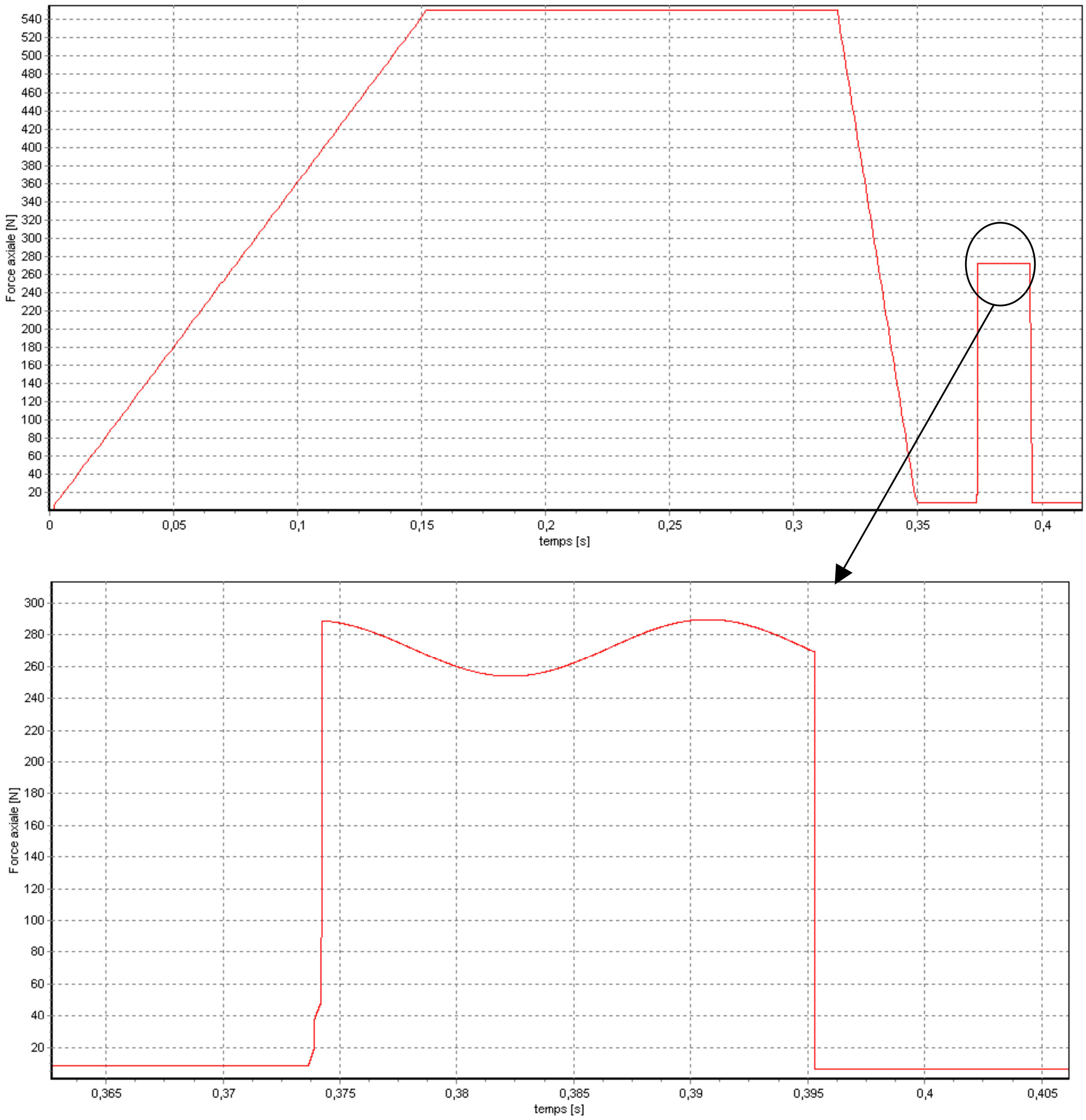


Fig. IV-49 Force dynamique issue du stick-slip superposée à celle statique

IV-6-6. Récapitulation du stick-slip

Comme on peut le voir, le stick-slip excite le synchronisateur et les pièces qui y sont liées pendant cinq phases de fonctionnement sur huit. On peut accepter que le changement de vitesses entraîne une excitation interne à l'intérieur du synchronisateur. Même si l'ordre de grandeur des efforts d'oscillation est faible, ils représentent une source d'excitation envers les systèmes dynamiques connexes: le mécanisme de changement de vitesses, la partie synchronisée et celle synchronisante. Si les oscillations d'effort coïncident à une fréquence de résonance d'un des trois systèmes, la perturbation du changement est assurée.

IV-7 Conclusion

Dans ce chapitre, les résultats de la simulation numérique ont été confrontés aux résultats de la littérature, et à ceux mesurés au banc d'essais de synchronisateur. Les courbes simulées possèdent des caractéristiques similaires à celles mesurées publiées dans la littérature. Le rôle des gorges à la surface conique de la bague de synchronisateur a été également étudié. Conformément à la littérature, il s'est avéré que la présence des gorges diminue la force axiale nécessaire pour la rupture du film d'huile entre les surfaces coniques. On peut aussi voir qu'il n'est pas nécessaire d'en utiliser en nombre trop élevé, car cela n'apporte pas d'améliorations supplémentaires sensibles.

A l'aide du logiciel de simulation, la différence de comportement des bagues de synchronisateurs en laiton et en matière frittée a également été examinée. En identifiant et reproduisant les deuxièmes bosses mesurées sur banc d'essais de fonction synchro, les facteurs principaux responsables des différences sont énumérés. Outre cela, un recensement des facteurs susceptibles d'intervenir dans la formation des deuxièmes bosses a été réalisé.

Une étude détaillée de la dynamique de la formation des deuxièmes bosses est présentée. La bosse est découpée en deux phases: la montée de la bosse et le dévirage de la roue. Cette méthode permet de proposer un modèle de deuxième bosse prenant en compte à la fois les caractéristiques physiques du synchronisateur et de la transmission, et le facteur aléatoire introduit par la position relative des rangées de griffes de la bague de synchronisateur et de la roue.

Finalement, d'autres simulations ont permis d'attirer l'attention au rôle important de l'excitation interne dans le synchronisateur lors du processus de changement de vitesses. Un de ces facteurs: le stick-slip a été étudié en détail. Dans certaines conditions, il semble avoir une influence décisive pour la détermination du passage de l'interdiction de changement à la fin de la synchronisation.

Aux termes de cette discussion, voici quelques conseils pratiques pour améliorer la conception et la fabrication des synchronisateurs des boîtes de vitesses manuelles:

- Il faut appliquer un nombre optimal de gorges au niveau de la surface conique de la bague de synchronisateur. Pour une boîte à changement manuelle, le nombre optimal de gorges permet une rupture de film d'huile à quelques dizaines de newtons. Pour une boîte à changement robotisé, une rupture du film peut se faire à une force plus grande, en fonction du dimensionnement du mécanisme de changement. Ce dernier nécessite moins de gorges.
- Il faut minimiser l'erreur d'angle de conicité sur le cône de la roue et sur le cône de la bague de synchronisateur. Comme on ne peut pas l'exclure complètement de la fabrication, il est souhaitable de faire l'appariement des bagues aux cônes. Si ce n'est pas possible, au moins il faut les choisir de façon que l'angle de conicité de la bague soit plus grande que celui du cône de la roue.
- La construction de la bague de synchronisateur doit être la plus rigide possible. Pour sa réalisation, il est préférable d'utiliser un matériau à faible coefficient de dilatation thermique. Ceci diminue la déformation de la bague, ainsi que sa dilatation thermique. Ces facteurs diminuent la possibilité du coincement des cônes à la fin de la synchronisation.
- Pour les angles de chanfrein des griffes, il faut tenir compte des égalités et inégalités suivantes:

$$\beta_{roue,\ côté\ montée} < \beta_{roue,\ côté\ descente}$$

$$\beta_{baladeur,\ côté\ montée} < \beta_{baladeur,\ côté\ descente}$$

$$\beta_{roue,\ côté\ montée} < \beta_{baladeur,\ côté\ montée}$$

$$\beta_{roue,\ côté\ descente} < \beta_{baladeur,\ côté\ descente}$$

$$\beta_{bague,\ côté\ montée} = \beta_{baladeur,\ côté\ montée}$$

$$\beta_{bague,\ côté\ descente} = \beta_{baladeur,\ côté\ descente}$$

Ainsi, on tient compte du sens de rotation des pièces et des couples de perte à vaincre. Il est à noter que cela nécessite la réalisation de deux bagues de synchronisateur, avec des chanfreins dissymétriques pour les deux côtés du moyeu de synchronisateur. Cela nécessite également des surfaces chanfreinées très résistantes sur la roue, car le contact y est linéaire et non plus plan. Pour la même raison, les arêtes des chanfreins des baladeurs doivent être très résistants. Ces recommandations pour le baladeur et la bague de synchronisateur diminuent la différence d'effort entre la synchronisation montée en vitesses et descente de vitesses. Les recommandations pour la roue diminuent l'effort de la deuxième bosse, et la désynchronisation lors du dévirage de la roue.

- Il faut minimiser le jeu et le frottement entre les cannelures du baladeur et du moyeu. Ceci diminue l'occurrence du stick-slip tangentiel, susceptible d'exciter le mécanisme de changement de vitesses.
- Il faut maîtriser la variation du frottement sur les surfaces coniques de la bague de synchronisateur et du cône de la roue. Ceci permet de maîtriser le stick-slip tangentiel, donc de maîtriser le moment de la fin de la synchronisation et du début du dévirage.

CONCLUSION GENERALE, AMELIORATIONS POSSIBLES

Conclusion générale, améliorations possibles

Dans ce travail, on vient d'étudier le rapport entre la fabrication et le fonctionnement des synchronisateurs des boîtes de vitesses manuelles. Vu le grand nombre des types de synchronisateurs, le type Borg-Warner à simple cône a été choisi, et le fonctionnement a été étudié en se basant sur ce type. La modélisation des synchronisateurs à plusieurs cônes est également possible, en effectuant la simulation pour un synchronisateur à un cône équivalent, calculé à partir des données multicônes. Les résultats du calcul effectué pour le cône équivalent peuvent être extrapolés pour les synchronisateurs multicônes.

La structure du synchronisateur, les phases de son fonctionnement, ainsi que les erreurs de fonctionnement ont été présentés dans le premier chapitre, en se basant sur la littérature et les observations effectuées sur les pièces.

Après avoir eu une première idée du fonctionnement, des modèles mathématiques des étapes du fonctionnement ont été recueillis dans le deuxième chapitre. Le chapitre a été complété par d'autres modèles de la bibliographie, ainsi que des modèles nouveaux, pouvant être appliqués aux phénomènes composant le fonctionnement du synchronisateur.

Le troisième chapitre présente la structure du logiciel de simulation numérique du fonctionnement, élaboré à partir des modèles simples articulés. Pour valider les résultats du logiciel, des mesures sont nécessaires. Un banc d'essais de fonction synchronisateur est également décrit, ainsi que les lois de pilotage appliquées. Des courbes mesurées sur ce banc sont présentées et discutées en détail. A partir de cette discussion, des hypothèses sont proposées sur le fonctionnement du synchronisateur.

La conformité des résultats de la simulation numérique aux résultats publiés dans la littérature est présentée dans le quatrième chapitre. Ensuite, l'effet des différents facteurs sur la deuxième bosse est présenté. Les résultats de mesure sur banc d'essais sont interprétés à l'aide des résultats de la simulation. Finalement, il est proposé une étude numérique du stick-slip, comme facteur d'excitation interne durant le processus de changement de vitesses.

Les études mentionnées, basées sur une approche globale du fonctionnement du synchronisateur, ont permis d'approfondir les connaissances de ce domaine. L'hypothèse du collage de la bague de synchronisateur à la roue en fin de synchronisation a été présentée. Des simulations sur bague de synchronisateur en laiton semblent confirmer cette hypothèse. Il a été ensuite prouvé par des mesures et des simulations le comportement différent des bagues de synchronisateur laiton en matière frittée. Outre cela, des simulations prédisent le rôle crucial du processus de stick-slip aux surfaces coniques à la fin de la synchronisation, pour déterminer le moment de la fin de l'interdiction de passage.

La suite du travail peut être imaginée dans plusieurs domaines. Un premier domaine, est celui des mesures. De nouvelles mesures peuvent être effectuées pour étudier l'effet du stick-slip au niveau des cannelures du baladeur et au niveau des surfaces coniques. Ces mesures justifieront les hypothèses de la simulation. Ensuite, les mesures des déplacements du mécanisme de changement de vitesse et de la partie synchronisée permettront de déterminer la raideur et l'amortissement de ces systèmes dynamiques, qui pourront être inclus dans la simulation.

Le deuxième domaine est le développement du logiciel de simulation. Les algorithmes de calcul pourront être optimisés, affinés, et les systèmes dynamiques pourront être inclus avec des conditions aux limites appropriées. L'effet de la variation de l'architecture de la boîte de vitesses peut être également prise en compte, en se servant des équations élaborées en annexe 1.

Le troisième domaine est celui des applications pratiques. A l'aide du logiciel de simulation développé, il est possible de déterminer le nombre des gorges optimales d'une bague de synchronisateur, en fonction du cahier des charges. Ensuite, il est possible d'avoir une première idée de l'effet de quelques facteurs sur la deuxième bosse. Ceci peut être utile pour déterminer les tolérances lors de la production des pièces.

Une autre idée est la prise en compte de l'effet du dévirage de la bague de synchronisateur lors à la fin de l'interdiction de passage. Comme le dévirage cause une désynchronisation de l'ordre de *+/-40 tr/min*, en fonction du sens de changement, il serait intéressant de permettre le passage de l'interdiction *40 tr/min* avant ou après le synchronisme théorique. Ainsi, c'est à la fin du dévirage que l'on aurait le synchronisme, et l'engagement de la roue se ferait avec un choc d'effort axial beaucoup plus petit. En diminuant ceci, on diminuerait l'excitation des systèmes dynamiques du mécanisme de changement de vitesses et de la partie synchronisée.

Lors du fonctionnement du synchronisateur durant le changement de vitesses, d'importantes variations d'effort axial et de vitesse angulaire sont observées. La variation de la vitesse angulaire de la roue durant la synchronisation est nécessaire. C'est même le but du fonctionnement du synchronisateur. Par contre, les variations de vitesse angulaire lors des dévirages ne sont pas nécessaires. De même, un grand effort axial durant la synchronisation est nécessaire. Par contre, les différents phénomènes dynamiques, les chocs et les pics d'effort ne le sont pas. Les variations brusques de la vitesse axiale du baladeur ne sont également pas nécessaires. A ces problèmes, la solution suivante est proposée.

La bague de synchronisation a deux fonctions principales. L'une est la synchronisation de la roue, l'autre la réalisation de l'interdiction de passage. Les phénomènes de stick-slip sont importants à la fin de l'interdiction et au début du dévirage. En supprimant la fonction interdiction, on économiserait à plusieurs niveaux:

- Le fait que le baladeur ne s'arrête pas durant la synchronisation diminue la durée du changement (Fig. V-1).
- Comme le dévirage de la roue est supprimé, l'effort axial est plus souple, il y a moins d'excitations dans le mécanisme de changement de vitesses.
- Comme le dévirage de la roue est supprimé, il n'y a pas de désynchronisation et excitation torsionnelle de la partie synchronisée.
- La fabrication des bagues de synchronisateur est plus simple, car il n'y a pas de griffes sur les bagues.

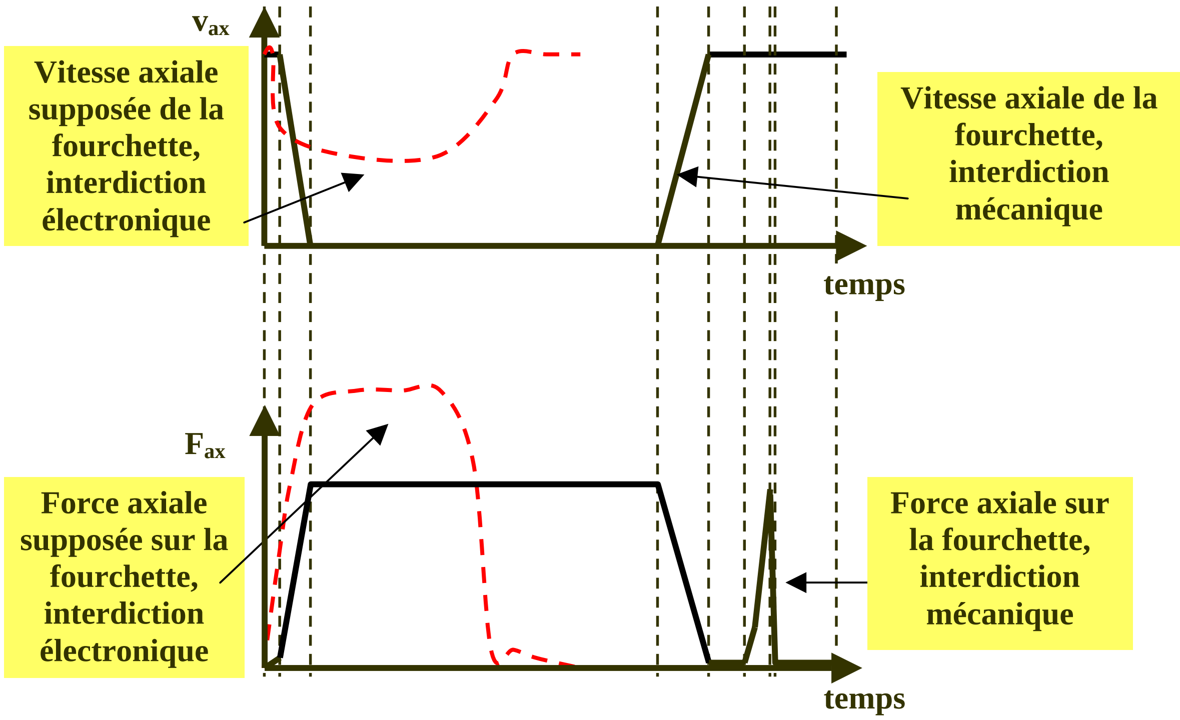


Fig. V-1 Variation de la vitesse et de la force axiales pour synchronisateur à interdiction de passage mécanique et électronique

La fonction d’interdiction de passage pourrait être incorporée dans la commande électronique du changement de vitesses. Pour ce faire, on doit utiliser des capteurs pour connaître la vitesse angulaire de l’arbre d’entrée et de l’arbre de sortie de la boîte. En connaissant l’architecture de la boîte, on peut en obtenir la vitesse angulaire de la partie synchronisante et synchronisée. Ainsi, on peut déterminer la taille de la force axiale nécessaire pour continuer le changement. Avec le calcul en temps réel des processus, on peut atteindre que le baladeur atteigne la vitesse angulaire de synchronisme juste avant d’enclencher les griffes de la roue. Avec le contrôle électrique, on peut en même temps minimiser la durée du fonctionnement des éléments du synchronisateur dans le domaine force normale-vitesse de glissement où le stick-slip se produit.

De point de vue de l’architecture des pièces, une variation serait la perte des griffes du baladeur. La force de synchronisation serait transmise à la bague par les doigts et billes du mécanisme de centrage. Donc, le changement au niveau de la fabrication des pièces serait minimal.

BIBLIOGRAPHIE

Bibliographie

[1] ADAMIS P., PETERSEN R., HOFMANN L. *Antriebskonzepte mit automatisierten Schaltgetrieben. Einfluss unterschiedlicher Motor- und Getriebekombinationen auf Kraftstoffverbrauch und Fahrdynamik*. VDI Berichte, 1998, Nr. 1393, pp 79-94.

[2] BELLOMO Pietro, DE VITO Nicola, LANG Claus-Hermann. *Analyzing transmission rattle: object-oriented simulating and testing the dynamic interaction among driveline components.* SAE DETC2000 Conference, paper no. PTG-14440, 2000.

[3] BLOK H. *The temperature of surface under conditions of extreme pressure lubricating conditions*. 2nd World Patt. Congr., 1937, Paris, vol 3., pp 471-486.

[4] BONESS R. J. *Churning losses of discs and gears running partially submerged in oil.* Proceedings of the 1989 International Power Transmission and Gearing Conference, Chicago, pp 355-359.

[5] DERRIEN Dominique. *Oscillations transitoires dans les chaînes cinématiques automobiles.* Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes, 1999, 263 p.

[6] D'ORAZIO Augusto, CAUDANO Massimo, UBERTI Maurizio, URBINATI Maurizio. *Multicone synchronizer dynamic modeling and experimental bench test rig to improve manual transmission shiftability.* Proceedings of the JSME International Conference on Motion and Power Transmissions, Fukuoka, Japan, nov. 15-17, 2001, pp 649-656.

[7] DUNKIN J. E., KIM D. E. *Measurement of static friction coefficient between flat surfaces.* Wear, 1996, Vol. 193, pp 186-192.

[8] ERNYEI György. *Fogaskerekek (Engrenages, en hongrois).* Budapest: Műszaki Könyvkiadó, 1983, 460 p, ISBN 963-10-5089-0.

[9] FANTINO Bernard. *Influence des défauts de forme dans la lubrification hydrodynamique.* Thèse de doctorat de spécialité de mathématiques appliquées, Université Claude Bernard de Lyon, 1973, 99 p.

[10] FFD-Ricardo. *Focus on transmission trends and drivetrain refinement*. Automotive engineer, 1995, April/May, pp 34-39.

[11] GHAEM H. *Contribution à l'étude des matériaux de synchronisation.* Thèse de doctorat, Université Paris VI, 1994.

[12] GOTO Yuji, YAGI Youichi, MORIMOTO Yoshiro, KAWASAKI Masami. *Shift feel in manual transmissions – an analysis of unsmooth shifting and gear clashing,* JSAE Review, 1988, Vol. 9, No. 4, pp 52-55.

[13] HÖHN B. R, PINNEKAMP B. *Hochschaltkratzen bei kalten Pkw-Schaltgetrieben.* VDI Berichte, 1995, Nr. 1175, pp 435-451.

[14] HWANG D. H., ZUM GAHR K. H. *Transition from static to kinetic friction of unlubricated or oil lubricated steel/steel, steel/ceramic and ceramic/ceramic pairs.* Wear, 2003, Vol. 255, pp 365-375.

[15] ILOSVAI Lajos. *Gépjárműszerkezetek méretezése (Dimensionnement des parties des véhicules, en hongrois).* Notes de cours, USTEB, 1995.

[16] KIM Joohyung, SUNG Dukhwan, SEOK Changsung, KIM Hyunsoo, SONG Hanlim, LIM Chaehong, KIM Jungjue. *Development of shift feeling simulator for a manual transmission.* SAE paper no. 2002-01-2202, 2002.

[17] KWITTNER Götz, BACK Ottmar, SCHREIBER Uwe. *Simulation des Schaltvorgangs synchronisierter Kfz-Getriebe*. **In**: LASCHET Andreas. *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik, II.* Renningen: Expert Verlag, 2003, pp 239-250. ISBN 3-8169-2201-5.

[18] LAURENT G., GARLISI G. *Essais d'endurance sur BFS, synchroniseur base fer.* Document Federal Mogul Sintered Products, octobre 2002, 39 p.

[19] LAURENT, G., GARLISI G. *Essais d'endurance sur BFS, synchroniseur laiton.* Document Federal Mogul Sintered Products, décembre 2002, 43 p.

[20] LOVAS Laszlo, PLAY Daniel, MARIALIGETI Janos, RIGAL Jean-François. *Modeling the friction process in the synchronisation process of manual gearboxes* (en hongrois). Revue "Gép", 2002, Vol. LIII, 2002/6-7, pp73-78, ISSN 0016-85722002.

[21] LOVAS Laszlo, PLAY Daniel, MARIALIGETI Janos, RIGAL Jean-François. *An improved method for calculating friction in conical clutches.* VSDIA 2002 8th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies, Budapest, 11-13 novembre 2002, 8 p.

[22] LOVAS Laszlo, PLAY Daniel, MARIALIGETI Janos, RIGAL Jean-François. *Modeling the synchronisation behaviour of manual car gearbox synchromesh mechanisms.* **In:** Scientific Bulletin of North University of Baia Mare, Serie C, Vol. XVII, Fascicle: Mechanics, Tribology, Technology of Machine Manufacturing, Part II: Papers of the 5th International Multidisciplinary Conference, 23-24 May 2003, Baia Mare, Romania.

[23] LOVAS Laszlo, PLAY Daniel, MARIALIGETI Janos, RIGAL Jean-François. *Modelling dynamical processes in the synchronisation process of manual gearboxes* (en hongrois). Revue "Gép", 2003, Vol. LIV, 2003/10-11, pp103-109, ISSN 0016-85722002.

[24] LOVAS Laszlo, PLAY Daniel, MARIALIGETI Janos, RIGAL Jean-François. *Modelling indexing phase of Borg-Warner gearbox synchromesh mechanism*. **In:** Proceedings of the

International Conference Power Transmissions ’03, 2003, vol. 3, pp105-110, ISBN 954-90272-9-5.

[25] MURATA Shigeo, MORI Yasuo, DOI Toshimasa, TAKADA Toshiaki, NOGICHI Yukihiro. *Synchronizer and shift system optimization for improved manual transmission shiftability.* SAE paper no. 891998, 1989, 12 p.

[26] MOIR G. B. *An investigation into objective measures of gear-shift quality.* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Vol. 209, pp 273-279, 1995.

[27] NELLUMS R. A. *Low force «Boost» concept for baulk ring synchronizers*. VDI Berichte, 1998, Nr. 1393, pp 215-227.

[28] ORE Thomas G., NELLUMS R. A., SKOTNICKI G. *Improved synchronizers for truck transmissions.* SAE paper no. 952602, 1995, 10 p.

[29] PAFFONI B., PROGRI R., BLOUËT J., GRAS R. *The hydrodynamic phase of gearbox synchromesh operation.* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, 1995, Vol. 209, pp 203-211.

[30] PAFFONI B., PROGRI R., GRAS R., BLOUËT, J. *The hydrodynamic phase of gearbox synchromesh operation: the influence of radial and circumferential grooves.* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, 1997, Vol. 211, pp 107-116.

[31] PAFFONI B., PROGRI R., GRAS R. *The mixed phase of gearbox synchromesh operation.* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, 2000, Vol. 214, pp 157-165.

[32] POLL G., SPRECKELS M. *Influence of temperature distribution on the tribological performance of automotive synchronisers.* Proceedings of the 28th Lyon-Leeds Symposium on Tribology, 2002, 9 p.

[33] ROULET Bruno. *Modélisation de l’évolution de la dissipation de puissance et du comportement thermique d’une boîte de vitesses manuelle.* Thèse de doctorat, Université Paris VI, 1995, 174 p.

[34] RÖPER H, YANG J. *Die Qualität des Schaltkraftverlaufs beim Gangwechsel manuell geschalteter Getriebe.* VDI Berichte, 1998, Nr. 1393, pp 321-354.

[35] SATOH Kenichi, SHINTANI Masanori, AKAI Setsukazu, HIRAIWA Kazuyoshi. *Development of a new synchronizer with the lever mechanism.* JSAE Review, 2003, Vol. 24, No. 1, pp 93-97.

[36] SHINBATA Koichi, NAKAMURA Nobuyuki. *Achievement of theoretical quantitative evaluation method and effective countermeasures for manual transmission nibble.* SAE paper no. 91524, 1991, 8 p.

[37] SOCIN Richard J., WALTERS L. Kirk. *Manual transmission synchronizers.* SAE paper no. 68008, 1968, 33 p.

[38] SPRECKELS Marcus. *Einfluss der Temperaturverteilung auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen.* Thèse de doctorat, Université de Hannover, 2001, 219 p.

[39] SYKES, Lee M. *The Jaguar XJ220 triple-cone synchronizer – A case study.* SAE Paper No. 940737, 1994, 11 p.

[40] THOMPSON Andrew C., LIPMAN John M. *The Lotus CVT and evolution of the Smart Transmission concept*. SAE Paper No. 922106, 1992, 9 p.

[41] THOMSEN Jon Juel, FIDLIN Alexander. *Analytical approximations for stick-slip vibration amplitudes.* International Journal of Non-Linear Mechanics, 2003, Vol. 38, pp 389-403.

[42] TICHKIEWITCH Serge. *Boîtes de vitesses de véhicules.* Notes de cours, ENSET, 1978.

[43] *Film du fonctionnement d'un synchronisateur*. Document Federal Mogul Sintered Products, 2002.

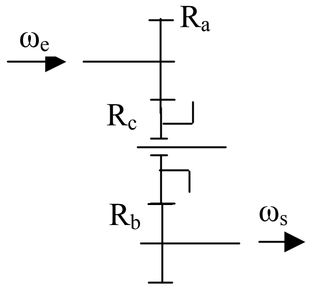
ANNEXE 1: ETUDE DE L’EFFET DE L’ARCHITECTURE DE LA BOITE SUR LE CHANGEMENT DE VITESSES

Annexe 1: Étude de l'effet de l'architecture de la boîte sur le changement de vitesses

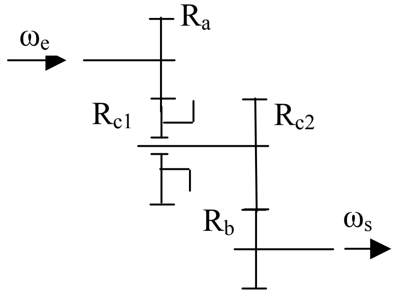
Le but de cette annexe est de fournir les équations nécessaires pour calculer l'inertie et les vitesses relatives pour la simulation du changement de vitesses en fonction de l'architecture de la boîte. On dresse l'inventaire des possibilités pour l'architecture de la boîte, le nombre des vitesses, la position des synchronisateurs et les différentes configurations de la marche arrière. A partir des équations ci-dessous, il est possible de calculer les données d'entrée pour le calcul de simulation avec le logiciel Synchro Simulator.

A1-1. Problématique de la marche arrière

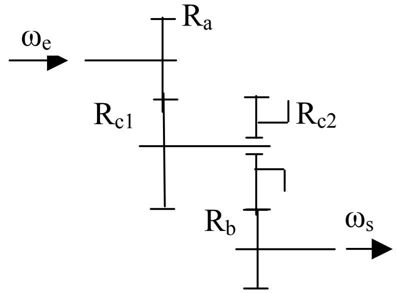
La marche arrière est rarement utilisée, et engagée seulement en position arrêtée du véhicule. On se sert d'un arbre intermédiaire pour changer le sens de la vitesse de rotation de l'arbre de sortie de la boîte. Cet arbre intermédiaire peut loger 1 ou 2 engrenages, en fonction du rapport de vitesse à assurer.



$$\theta_R = \theta_{Ra}$$

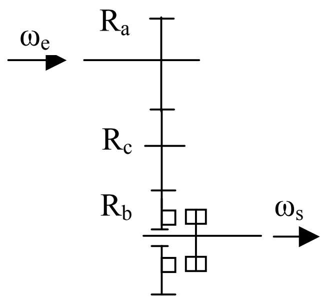


$$\theta_R = \theta_{Ra}$$

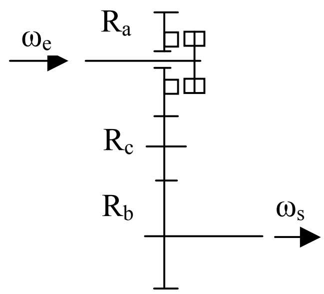


$$\theta_R = \theta_{Ra} + \frac{\theta_{Rc1} + \theta_{Rc2}}{i_{Rac}^2}$$

L'enclenchement de la marche arrière se fait en général par engrenages baladeurs. Des fois, on utilise des crabots, ou même un synchronisateur. Tout dépend de l'architecture de la boîte et de ses inerties.



$$\theta_R = \theta_{Ra} + \frac{\theta_{Rc}}{i_{Rac}^2} + \frac{\theta_{Rb}}{i_{Rac}^2 \cdot i_{Rcb}^2}$$



$$\theta_R = 0$$

En cas d'une boîte à 5 vitesses synchronisées, un côté du synchronisateur de 5^e n'est pas utilisé. On peut donc y placer la marche arrière, et l'enclencher par simple crabotage. Ainsi, il ne faut pas une quatrième fourchette pour la marche arrière. Bien sûr, si l'inertie de la boîte est trop grande, ou le grincement du crabotage n'est pas permis pour des raisons quelconques, on peut aussi bien synchroniser la marche arrière.

Dans les boîtes à 4 vitesses, vu leur coût et simplicité, on utilise exclusivement l'enclenchement à baladeurs.

Les boîtes à 6 vitesses sont utilisées pour mieux exploiter la plage de puissance disponible. En cas de petites voitures sportives (Fiat Punto), les questions de coût sont importantes, donc la marche arrière est à baladeurs. Puis, sur les voitures de sport haute gamme, la chasse au poids ne favorise pas l'addition d'un synchronisateur supplémentaire uniquement pour la marche arrière. Donc on dirait qu'ici aussi, on trouve plutôt des baladeurs.

A1-2. Equations pour le calcul des résistances

A chaque architecture et chaque changement appartient une inertie et une famille d'équations de vitesse angulaire décrivant la vitesse sur les arbres plus près du niveau d'huile. L'inertie peut être calculée en avance, mais les vitesses angulaires interviennent dans les différentes pertes, donc doivent être incluses dans le logiciel de calcul.

A1-3. Nomenclature des paires d'engrenages

Dans le texte, les paires d'engrenages sont notés par des lettres grecques au lieu des chiffres traditionnels. On peut remplacer les chiffres par des vitesses au choix, les formules restent valables pour toute variation de placement de vitesses. Ceci simplifie la conception d'une boîte robotisée.

Pour une boîte à changement manuel, on a les consignes suivantes à respecter:

- conserver un ordre de placement de vitesse pair-impair alterné,
- placer les vitesses consécutives en paires,
- placer la prise directe en dernière ou avant-dernière vitesse pour des boîtes en prise directe.

Les placements possibles sont représentés dans les colonnes de gauche des tableaux suivants. Dans les colonnes de droite, on voit les changements nécessaires pour la montée et la descente linéaire des vitesses: 1-2-3-...-3-2-1.

Boîte à 4 vitesses, à deux arbres:

α-β-γ-δ	Changements pris en compte
1-2-3-4	α-β, β-γ, γ-δ, δ-γ, γ-β, β-α
3-4-1-2	γ-δ, δ-α, α-β, β-α, α-δ, δ-γ
4-3-2-1	δ-γ, γ-β, β-α, α-β, β-γ, γ-δ
2-1-4-3	β-α, α-δ, δ-γ, γ-δ, δ-α, α-β

Boîte à 6 vitesses, à deux arbres:

α-β-γ-δ-ε-ζ	Changements pris en compte
1-2-3-4-5-6	α-β, β-γ, γ-δ, δ-ε, ε-ζ, ζ-ε, ε-δ, δ-γ, γ-β, β-α
1-2-5-6-3-4	α-β, β-ε, ε-ζ, ζ-γ, γ-δ, δ-γ, γ-ζ, ζ-ε, ε-β, β-α
3-4-1-2-5-6	γ-δ, δ-α, α-β, β-ε, ε-ζ, ζ-ε, ε-β, β-α, α-δ, δ-γ
3-4-5-6-1-2	γ-δ, δ-ε, ε-ζ, ζ-α, α-β, β-α, α-ζ, ζ-ε, ε-δ, δ-γ
5-6-1-2-3-4	ε-ζ, ζ-α, α-β, β-γ, γ-δ, δ-γ, γ-β, β-α, α-ζ, ζ-ε
5-6-3-4-1-2	ε-ζ, ζ-γ, γ-δ, δ-α, α-β, β-α, α-δ, δ-γ, γ-ζ, ζ-ε
6-5-4-3-2-1	ζ-ε, ε-δ, δ-γ, γ-β, β-α, α-β, β-γ, γ-δ, δ-ε, ε-ζ
6-5-2-1-4-3	ζ-ε, ε-β, β-α, α-δ, δ-γ, γ-δ, δ-α, α-β, β-ε, ε-ζ
4-3-6-5-2-1	δ-γ, γ-ζ, ζ-ε, ε-β, β-α, α-β, β-ε, ε-ζ, ζ-γ, γ-δ
4-3-2-1-6-5	δ-γ, γ-β, β-α, α-ε, ε-ζ, ζ-ε, ε-α, α-β, β-γ, γ-δ
2-1-6-5-4-3	β-α, α-ζ, ζ-ε, ε-γ, γ-δ, δ-γ, γ-ε, ε-ζ, ζ-α, α-β
2-1-4-3-6-5	β-α, α-δ, δ-γ, γ-ζ, ζ-ε, ε-ζ, ζ-γ, γ-δ, δ-α, α-β

Boîte à 4 vitesses, à prise directe:

α-β-γ-δ	Changements pris en compte
4-3-2-1	δ-γ, γ-β, β-α, α-β, β-γ, γ-δ

Boîte à 6 vitesses, à prise directe:

α-β-γ-δ-ε-ζ	Changements pris en compte
4-3-2-1-R-5	δ-γ, γ-β, β-α, α-ζ, ζ-α, α-β, β-γ, γ-δ
4-3-R-5-2-1	ζ-ε, ε-β, β-α, α-δ, δ-α, α-β, β-ε, ε-ζ
5-6-3-4-1-2	ε-ζ, ζ-γ, γ-δ, δ-α, α-β, β-α, α-δ, δ-γ, γ-ζ, ζ-ε
5-6-1-2-3-4	γ-δ, δ-ε, ε-ζ, ζ-α, α-β, β-α, α-ζ, ζ-ε, ε-δ, δ-γ
6-5-4-3-2-1	ζ-ε, ε-δ, δ-γ, γ-β, β-α, α-β, β-γ, γ-δ, δ-ε, ε-ζ
6-5-2-1-4-3	δ-γ, γ-ζ, ζ-ε, ε-β, β-α, α-β, β-ε, ε-ζ, ζ-γ, γ-δ

Dans les pages suivantes, on fait l'inventaire des équations en fonction des architectures de boîte et des placements de synchronisateur. Cas par cas, on donne une architecture, les équations des inerties correspondantes pour les changements de vitesses, puis les équations pour calculer ω_C et ω_{R0} qui sont les paramètres initiaux du logiciel de calcul.

Après, on donne les équations de vitesse angulaire des engrenages sur l'arbre de sortie ou arbre auxiliaire pour pouvoir calculer la perte par barbotage, et éventuellement les pertes dans les paliers et butées, toutes durant le processus de synchronisation. Toutes les équations de vitesse angulaire sont données en fonction de la vitesse de l'arbre de sortie de la boîte ω_s , qui est égale à la vitesse du véhicule à une constante près:

$$v = \omega_s \cdot i_0 \cdot r_p$$

où i_0 – le rapport du pont

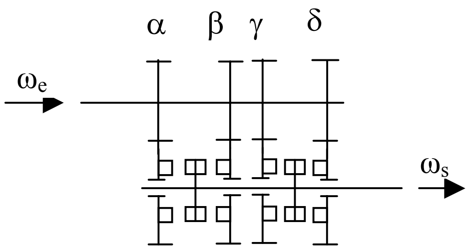
r_p – le rayon du pneu

Pour calculer les boîtes à 5 vitesses à deux arbres, on peut utiliser les équations des boîtes à 6 vitesses, en annulant les valeurs correspondant à la 6ème vitesse.

A1-4. Boîtes à deux arbres

A1-4-1. Boîtes à 4 vitesses

Cas 4a



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_e + \frac{\theta_{\alpha b}}{i_\alpha^2} + \frac{\theta_{\beta b}}{i_\beta^2} + \frac{\theta_{\gamma b}}{i_\gamma^2} + \frac{\theta_{\delta b}}{i_\delta^2} + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \theta_{re} \cdot i_\alpha^2$$
$$\theta_\beta = \theta_{re} \cdot i_\beta^2$$
$$\theta_\gamma = \theta_{re} \cdot i_\gamma^2$$
$$\theta_\delta = \theta_{re} \cdot i_\delta^2$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:
Changement α-β:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\alpha}$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\beta}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\alpha}$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\delta}$$

Equations pour pertes:
Changement α-β:
Changement γ-β:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\beta}$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\beta}$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\beta}$$

Changement β-γ:
Changement δ-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\gamma}$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\gamma}$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$

Changement γ-δ:

Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\delta}$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\delta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R$$

Changement β-α:

Changement δ-α:

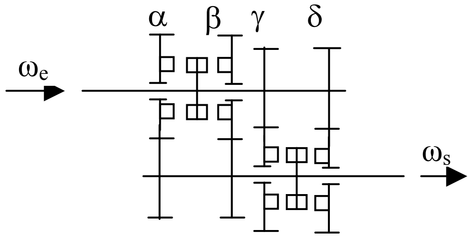
$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\alpha}$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\alpha}$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\alpha}$$

Cas 4b



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_e + \frac{\theta_{\gamma b}}{i_\gamma^2} + \frac{\theta_{\delta b}}{i_\delta^2} + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \theta_{re}$$

$$\theta_\beta = \theta_{re}$$

$$\theta_\gamma = \theta_{re} \cdot i_\gamma^2$$

$$\theta_\delta = \theta_{re} \cdot i_\delta^2$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:

Changement α-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\alpha}$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:

Changement γ-β:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \cdot i_\gamma$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \cdot i_\delta$$

Changement β-γ:

Changement δ-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$

Changement γ-δ:

Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R$$

Changement β-α:

Changement δ-α:

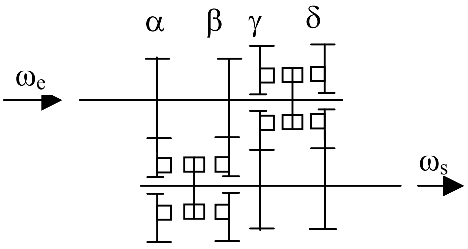
$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \cdot i_\gamma$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \cdot i_\delta$$

Cas 4c



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_e + \frac{\theta_{\alpha b}}{i_\alpha^2} + \frac{\theta_{\beta b}}{i_\beta^2} + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \theta_{re} \cdot i_\alpha^2$$
$$\theta_\beta = \theta_{re} \cdot i_\beta^2$$
$$\theta_\gamma = \theta_{re}$$
$$\theta_\delta = \theta_{re}$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:
Changement α-β:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\alpha}$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\beta}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\delta}$$

Equations pour pertes:
Changement α-β:
Changement γ-β:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\beta}$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

Changement β-γ:
Changement δ-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\beta$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

Changement γ-δ:
Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\beta$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

Changement β-α:
Changement δ-α:

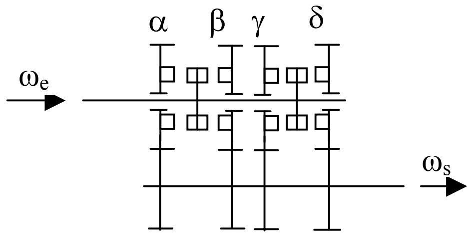
$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\alpha}$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

Cas 4d



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_e + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \theta_{re}$$

$$\theta_\beta = \theta_{re}$$

$$\theta_\gamma = \theta_{re}$$

$$\theta_\delta = \theta_{re}$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:

Changement α-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:

Changement γ-β:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

Changement β-γ:

Changement δ-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

Changement γ-δ:

Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$

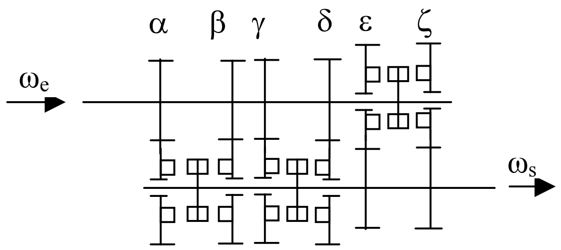
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

Changement β-α:

Changement δ-α:

A1-4-2. Boîtes à 5 ou 6 vitesses

Cas 6a1



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_e + \frac{\theta_{\alpha b}}{i_\alpha^2} + \frac{\theta_{\beta b}}{i_\beta^2} + \frac{\theta_{\gamma b}}{i_\gamma^2} + \frac{\theta_{\delta b}}{i_\delta^2} + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \theta_{re} \cdot i_\alpha^2$$
$$\theta_\beta = \theta_{re} \cdot i_\beta^2$$
$$\theta_\gamma = \theta_{re} \cdot i_\gamma^2$$
$$\theta_\delta = \theta_{re} \cdot i_\delta^2$$
$$\theta_\varepsilon = \theta_{re}$$
$$\theta_\zeta = \theta_{re}$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:
Changement α-β:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\alpha}$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$

Changement δ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement ε-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement ζ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement ε-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\varepsilon}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\beta}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\alpha}$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\delta}$$

Changement α-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement ε-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\varepsilon}$$

Changement α-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement ζ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\zeta}$$

Changement β-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement ε-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\varepsilon}$$

Changement γ-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement ζ-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\zeta}$$

Changement γ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement ε-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\varepsilon}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:
Changement γ-β:
Changement ε-β:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\beta}$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\beta}$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\beta}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement β-γ:
Changement δ-γ:
Changement ζ-γ:
Changement ε-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement γ-δ:
Changement ε-δ:
Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\delta}$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\delta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement δ-ε:
Changement ζ-ε:
Changement α-ε:

Changement β-ε:
Changement γ-ε:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\beta$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \cdot i_\gamma$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_R \cdot i_\delta$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

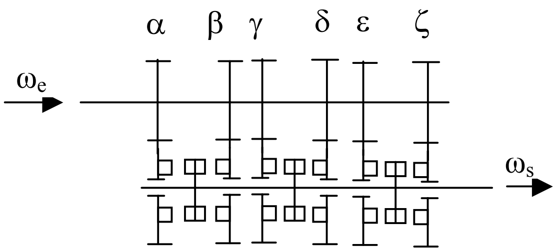
Changement ε-ζ:
Changement α-ζ:
Changement γ-ζ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\beta$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \cdot i_\gamma$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_R \cdot i_\delta$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement β-α:
Changement δ-α:
Changement ε-α:
Changement ζ-α:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\alpha}$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\alpha}$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\alpha}$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Cas 6a2



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_e + \frac{\theta_{\alpha b}}{i_\alpha^2} + \frac{\theta_{\beta b}}{i_\beta^2} + \frac{\theta_{\gamma b}}{i_\gamma^2} + \frac{\theta_{\delta b}}{i_\delta^2} + \frac{\theta_{\varepsilon b}}{i_\varepsilon^2} + \frac{\theta_{\zeta b}}{i_\zeta^2} + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \theta_{re} \cdot i_\alpha^2$$
$$\theta_\beta = \theta_{re} \cdot i_\beta^2$$
$$\theta_\gamma = \theta_{re} \cdot i_\gamma^2$$
$$\theta_\delta = \theta_{re} \cdot i_\delta^2$$
$$\theta_\varepsilon = \theta_{re} \cdot i_\varepsilon^2$$
$$\theta_\zeta = \theta_{re} \cdot i_\zeta^2$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:
Changement α-β:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\alpha}$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$

Changement δ-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\delta}$$

Changement ε-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\varepsilon}$$

Changement ζ-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\zeta}$$

Changement ε-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\varepsilon}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\beta}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\alpha}$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\delta}$$

Changement α-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\alpha}$$

Changement ε-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\varepsilon}$$

Changement α-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\alpha}$$

Changement ζ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\zeta}$$

Changement β-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\beta}$$

Changement ε-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\varepsilon}$$

Changement γ-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\gamma}$$

Changement ζ-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\zeta}$$

Changement γ-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\gamma}$$

Changement ε-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\varepsilon}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:

Changement γ-β:

Changement ε-β:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\beta}$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\beta}$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\beta}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \frac{i_\varepsilon}{i_\beta}$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \frac{i_\zeta}{i_\beta}$$

Changement β-γ:
Changement δ-γ:
Changement ζ-γ:
Changement ε-γ:

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \frac{i_\varepsilon}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \frac{i_\zeta}{i_\gamma}$$

Changement γ-δ:
Changement ε-δ:
Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\delta}$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\delta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \frac{i_\varepsilon}{i_\delta}$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \frac{i_\zeta}{i_\delta}$$

Changement δ-ε:
Changement ζ-ε:
Changement α-ε:
Changement β-ε:
Changement γ-ε:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \frac{i_\zeta}{i_\varepsilon}$$

Changement ε-ζ:
Changement α-ζ:
Changement γ-ζ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\zeta}$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\zeta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\zeta}$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\zeta}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \frac{i_\varepsilon}{i_\zeta}$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_R$$

Changement β-α:
Changement δ-α:
Changement ε-α:
Changement ζ-α:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\alpha}$$

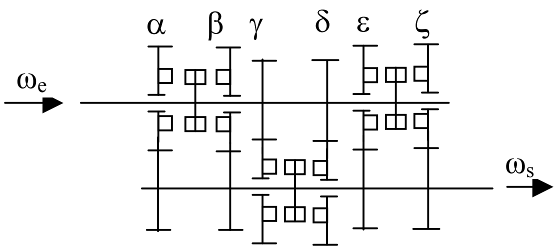
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\alpha}$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\alpha}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \frac{i_\varepsilon}{i_\alpha}$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \frac{i_\zeta}{i_\alpha}$$

Cas 6b1



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_e + \frac{\theta_{\gamma b}}{i_\gamma^2} + \frac{\theta_{\delta b}}{i_\delta^2} + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \theta_{re}$$
$$\theta_\beta = \theta_{re}$$
$$\theta_\gamma = \theta_{re} \cdot i_\gamma^2$$
$$\theta_\delta = \theta_{re} \cdot i_\delta^2$$
$$\theta_\varepsilon = \theta_{re}$$
$$\theta_\zeta = \theta_{re}$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:

Changement α-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$

Changement δ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement ε-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement ζ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement ε-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\varepsilon}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\alpha}$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement α-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement ε-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement α-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement ζ-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement β-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement ε-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement γ-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement ζ-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\zeta}$$

Changement γ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement ε-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\varepsilon}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:

Changement γ-β:

Changement ε-β:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \cdot i_\gamma$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \cdot i_\delta$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement β-γ:

Changement δ-γ:

Changement ζ-γ:

Changement ε-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement γ-δ:

Changement ε-δ:

Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement δ-ε:

Changement ζ-ε:

Changement α-ε:

Changement β-ε:
Changement γ-ε:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \cdot i_\gamma$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_R \cdot i_\delta$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

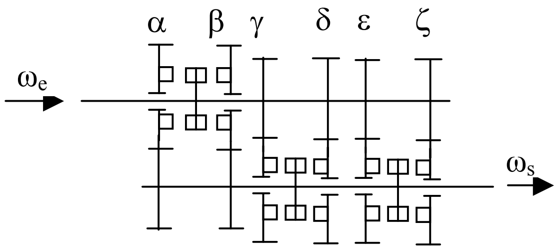
Changement ε-ζ:
Changement α-ζ:
Changement γ-ζ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \cdot i_\gamma$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_R \cdot i_\delta$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement β-α:
Changement δ-α:
Changement ε-α:
Changement ζ-α:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \cdot i_\gamma$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_R \cdot i_\delta$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Cas 6b2



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_e + \frac{\theta_{\gamma b}}{i_\gamma^2} + \frac{\theta_{\delta b}}{i_\delta^2} + \frac{\theta_{\varepsilon b}}{i_\varepsilon^2} + \frac{\theta_{\zeta b}}{i_\zeta^2} + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \theta_{re}$$
$$\theta_\beta = \theta_{re}$$
$$\theta_\gamma = \theta_{re} \cdot i_\gamma^2$$
$$\theta_\delta = \theta_{re} \cdot i_\delta^2$$
$$\theta_\varepsilon = \theta_{re} \cdot i_\varepsilon^2$$
$$\theta_\zeta = \theta_{re} \cdot i_\zeta^2$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:
Changement α-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$

Changement δ-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\delta}$$

Changement ε-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\varepsilon}$$

Changement ζ-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\zeta}$$

Changement ε-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\varepsilon}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\alpha}$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement α-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\alpha}$$

Changement ε-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement α-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\alpha}$$

Changement ζ-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement β-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\beta}$$

Changement ε-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement γ-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\gamma}$$

Changement ζ-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\zeta}$$

Changement γ-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\gamma}$$

Changement ε-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\varepsilon}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:

Changement γ-β:
Changement ε-β:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \cdot i_\gamma$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_R \cdot i_\delta$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \cdot i_\varepsilon$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \cdot i_\zeta$$

Changement β-γ:
Changement δ-γ:
Changement ζ-γ:
Changement ε-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \frac{i_\varepsilon}{i_\gamma}$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \frac{i_\zeta}{i_\gamma}$$

Changement γ-δ:
Changement ε-δ:
Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_R$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \frac{i_\varepsilon}{i_\delta}$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \frac{i_\zeta}{i_\delta}$$

Changement δ-ε:
Changement ζ-ε:
Changement α-ε:
Changement β-ε:
Changement γ-ε:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \frac{i_\zeta}{i_\varepsilon}$$

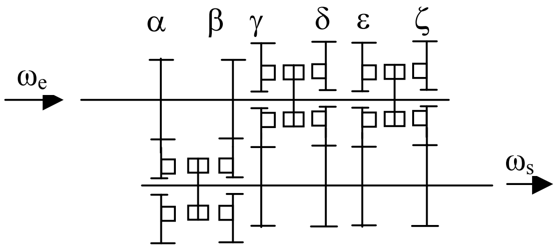
Changement ε-ζ:
Changement α-ζ:
Changement γ-ζ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \frac{i_\gamma}{i_\zeta}$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_R \frac{i_\delta}{i_\zeta}$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \frac{i_\varepsilon}{i_\zeta}$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_R$$

Changement β-α:
Changement δ-α:
Changement ε-α:
Changement ζ-α:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \cdot i_\gamma$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_R \cdot i_\delta$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \cdot i_\varepsilon$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \cdot i_\zeta$$

Cas 6c1



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_e + \frac{\theta_{\alpha b}}{i_\alpha^2} + \frac{\theta_{\beta b}}{i_\beta^2} + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \theta_{re} \cdot i_\alpha^2$$
$$\theta_\beta = \theta_{re} \cdot i_\beta^2$$
$$\theta_\gamma = \theta_{re}$$
$$\theta_\delta = \theta_{re}$$
$$\theta_\varepsilon = \theta_{re}$$
$$\theta_\zeta = \theta_{re}$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:
Changement α-β:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\alpha}$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement δ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement ε-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement ζ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement ε-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\beta}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\delta}$$

Changement α-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement ε-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\varepsilon}$$

Changement α-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement ζ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\zeta}$$

Changement β-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement ε-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\varepsilon}$$

Changement γ-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement ζ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement γ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement ε-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:
Changement γ-β:
Changement ε-β:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\beta}$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement β-γ:
Changement δ-γ:
Changement ζ-γ:
Changement ε-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\beta$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement γ-δ:
Changement ε-δ:
Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\beta$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement δ-ε:
Changement ζ-ε:
Changement α-ε:

Changement β-ε:
Changement γ-ε:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\beta$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

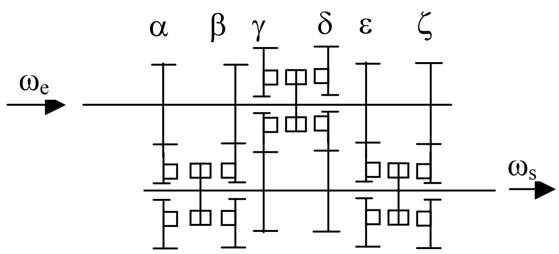
Changement ε-ζ:
Changement α-ζ:
Changement γ-ζ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\beta$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement β-α:
Changement δ-α:
Changement ε-α:
Changement ζ-α:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\alpha}$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Cas 6c2



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_e + \frac{\theta_{\alpha b}}{i_\alpha^2} + \frac{\theta_{\beta b}}{i_\beta^2} + \frac{\theta_{\varepsilon b}}{i_\varepsilon^2} + \frac{\theta_{\zeta b}}{i_\zeta^2} + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \theta_{re} \cdot i_\alpha^2$$
$$\theta_\beta = \theta_{re} \cdot i_\beta^2$$
$$\theta_\gamma = \theta_{re}$$
$$\theta_\delta = \theta_{re}$$
$$\theta_\varepsilon = \theta_{re} \cdot i_\varepsilon^2$$
$$\theta_\zeta = \theta_{re} \cdot i_\zeta^2$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:
Changement α-β:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\alpha}$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement δ-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\delta}$$

Changement ε-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\varepsilon}$$

Changement ζ-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\zeta}$$

Changement ε-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\beta}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\delta}$$

Changement α-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\alpha}$$

Changement ε-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\varepsilon}$$

Changement α-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\alpha}$$

Changement ζ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\alpha}{i_\zeta}$$

Changement β-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\beta}$$

Changement ε-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\varepsilon}$$

Changement γ-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\gamma}$$

Changement ζ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement γ-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\gamma} \text{ s}$$

Changement ε-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:

Changement γ-β:

Changement ε-β:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\beta}$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \frac{i_\varepsilon}{i_\beta}$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \frac{i_\zeta}{i_\beta}$$

Changement β-γ:
Changement δ-γ:
Changement ζ-γ:
Changement ε-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\beta$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \cdot i_\varepsilon$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \cdot i_\zeta$$

Changement γ-δ:
Changement ε-δ:
Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\beta$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \cdot i_\varepsilon$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \cdot i_\zeta$$

Changement δ-ε:
Changement ζ-ε:
Changement α-ε:
Changement β-ε:
Changement γ-ε:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \frac{i_\zeta}{i_\varepsilon}$$

Changement ε-ζ:
Changement α-ζ:
Changement γ-ζ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \frac{i_\alpha}{i_\zeta}$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\zeta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \frac{i_\varepsilon}{i_\zeta}$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_R$$

Changement β-α:
Changement δ-α:
Changement ε-α:
Changement ζ-α:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \frac{i_\beta}{i_\alpha}$$

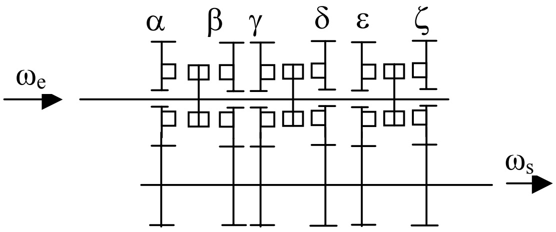
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \frac{i_\varepsilon}{i_\alpha}$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \frac{i_\zeta}{i_\alpha}$$

Cas 6d1



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_e + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \theta_{re}$$
$$\theta_\beta = \theta_{re}$$
$$\theta_\gamma = \theta_{re}$$
$$\theta_\delta = \theta_{re}$$
$$\theta_\varepsilon = \theta_{re}$$
$$\theta_\zeta = \theta_{re}$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:
Changement α-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement δ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement ε-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement ζ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement ε-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement α-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement ε-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement α-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement ζ-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement β-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement ε-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement γ-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement ζ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement γ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement ε-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:
Changement γ-β:
Changement ε-β:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement β-γ:
Changement δ-γ:
Changement ζ-γ:
Changement ε-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement γ-δ:
Changement ε-δ:
Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement δ-ε:
Changement ζ-ε:
Changement α-ε:
Changement β-ε:
Changement γ-ε:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

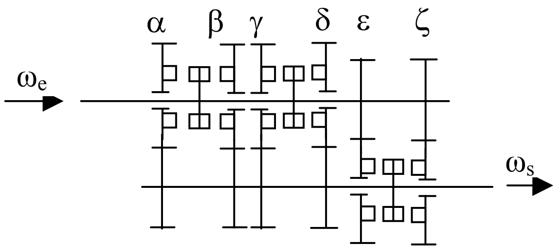
Changement ε-ζ:
Changement α-ζ:
Changement γ-ζ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Changement β-α:
Changement δ-α:
Changement ε-α:
Changement ζ-α:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_s$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_s$$

Cas 6d2



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_e + \frac{\theta_{\varepsilon b}}{i_\varepsilon^2} + \frac{\theta_{\zeta b}}{i_\zeta^2} + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \theta_{re}$$
$$\theta_\beta = \theta_{re}$$
$$\theta_\gamma = \theta_{re}$$
$$\theta_\delta = \theta_{re}$$
$$\theta_\varepsilon = \theta_{re} \cdot i_\varepsilon^2$$
$$\theta_\zeta = \theta_{re} \cdot i_\zeta^2$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:
Changement α-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement δ-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\delta}$$

Changement ε-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\varepsilon}$$

Changement ζ-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\zeta}$$

Changement ε-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement α-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\alpha}$$

Changement ε-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement α-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\alpha}$$

Changement ζ-α:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\alpha}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement β-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\beta}$$

Changement ε-β:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement γ-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\gamma}$$

Changement ζ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement γ-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\gamma}$$

Changement ε-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:

Changement γ-β:

Changement ε-β:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \cdot i_\varepsilon$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \cdot i_\zeta$$

Changement β-γ:

Changement δ-γ:

Changement ζ-γ:

Changement ε-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \cdot i_\varepsilon$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \cdot i_\zeta$$

Changement γ-δ:

Changement ε-δ:

Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \cdot i_\varepsilon$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \cdot i_\zeta$$

Changement δ-ε:

Changement ζ-ε:

Changement α-ε:

Changement β-ε:

Changement γ-ε:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \frac{i_\zeta}{i_\varepsilon}$$

Changement ε-ζ:

Changement α-ζ:

Changement γ-ζ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \frac{i_\varepsilon}{i_\zeta}$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_R$$

Changement β-α:

Changement δ-α:

Changement ε-α:

Changement ζ-α:

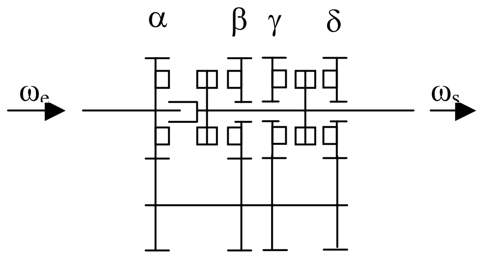
$$\omega_{\alpha b} = \omega_s$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_s$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_s$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \cdot i_\varepsilon$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \cdot i_\zeta$$

A1-5. Boîtes à prise directe

A1-5-1. Boîtes à 4 vitesses

Ici le paire d'engrenages α représente le rapport d'entraînement de l'arbre auxiliaire, et θ_α l'inertie de l'arbre d'entrée.

Cas 4a



Equations des inerties:
L'arbre auxiliaire et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_{aux} + \theta_\alpha \cdot i_\alpha^2 + \frac{\theta_{\beta a}}{i_\beta^2} + \frac{\theta_{\gamma a}}{i_\gamma^2} + \frac{\theta_{\delta a}}{i_\delta^2} + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \frac{\theta_{re}}{i_\alpha^2}$$

$$\theta_\beta = \theta_{re} \cdot i_\beta^2$$

$$\theta_\gamma = \theta_{re} \cdot i_\gamma^2$$

$$\theta_\delta = \theta_{re} \cdot i_\delta^2$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:
Changement α-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \cdot i_\alpha \cdot i_\beta$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta \cdot i_\alpha}$$

Equations pour pertes:
Changement α-β:
Changement γ-β:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

Changement β-γ:
Changement δ-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_R}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_R}{i_\gamma}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\delta}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\delta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_R}{i_\delta}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_R}{i_\delta}$$

Changement β-α:

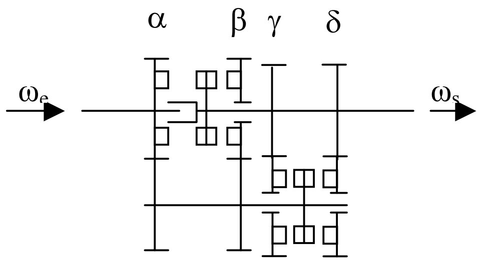
$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

Cas 4b



Equations des inerties:

L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_{aux} + \theta_\alpha \cdot i_\alpha^2 + \frac{\theta_{\beta a}}{i_\beta^2} + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \frac{\theta_{re}}{i_\alpha^2}$$

$$\theta_\beta = \theta_{re} \cdot i_\beta^2$$

$$\theta_\gamma = \theta_{re}$$

$$\theta_\delta = \theta_{re}$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:

Changement α-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \cdot i_\alpha \cdot i_\beta$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta \cdot i_\alpha}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:

Changement γ-β:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement β-γ:

Changement δ-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement β-α:

Equations initiales:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta \cdot i_\alpha}$$

Equations pour pertes:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

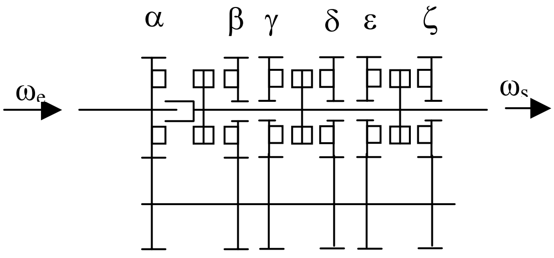
$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

A1-5-2. Boîtes à 5 ou 6 vitesses

Cas 6a1



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_{aux} + \theta_\alpha \cdot i_\alpha^2 + \frac{\theta_{\beta a}}{i_\beta^2} + \frac{\theta_{\gamma a}}{i_\gamma^2} + \frac{\theta_{\delta a}}{i_\delta^2} + \frac{\theta_{\varepsilon a}}{i_\varepsilon^2} + \frac{\theta_{\zeta a}}{i_\zeta^2} + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \frac{\theta_{re}}{i_\alpha^2}$$
$$\theta_\beta = \theta_{re} \cdot i_\beta^2$$
$$\theta_\gamma = \theta_{re} \cdot i_\gamma^2$$
$$\theta_\delta = \theta_{re} \cdot i_\delta^2$$
$$\theta_\varepsilon = \theta_{re} \cdot i_\varepsilon^2$$
$$\theta_\zeta = \theta_{re} \cdot i_\zeta^2$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:

Changement α-β:
$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \cdot i_\alpha \cdot i_\beta$$

Changement β-γ:
$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:
$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$

Changement δ-ε:
$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\delta}$$

Changement ε-ζ:
$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\varepsilon}$$

Changement ζ-ε:
$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\zeta}$$

Changement ε-δ:
$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\varepsilon}$$

Changement δ-γ:
$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$

Changement γ-β:
$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\gamma}$$

Changement β-α:
$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta \cdot i_\alpha}$$

Changement α-δ:
$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \cdot i_\alpha \cdot i_\delta$$

Changement δ-α:
$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta \cdot i_\alpha}$$

Changement α-ζ:
$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \cdot i_\alpha \cdot i_\zeta$$

Changement ζ-α:
$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta \cdot i_\alpha}$$

Changement β-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\beta}$$

Changement ε-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\varepsilon}$$

Changement γ-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\gamma}$$

Changement ζ-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\zeta}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:
Changement γ-β:
Changement ε-β:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

Changement β-γ:
Changement δ-γ:
Changement ζ-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_R}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_R}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_R}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_R}{i_\gamma}$$

Changement γ-δ:
Changement ε-δ:
Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\delta}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\delta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_R}{i_\delta}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_R}{i_\delta}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_R}{i_\delta}$$

$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_R}{i_\delta}$$

Changement δ-ε:
Changement ζ-ε:
Changement β-ε:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_R}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_R}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_R}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_R}{i_\varepsilon}$$

Changement ε-ζ:
Changement α-ζ:
Changement γ-ζ:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\zeta}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\zeta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_R}{i_\zeta}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_R}{i_\zeta}$$

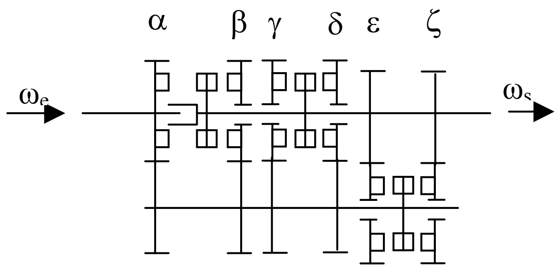
$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_R}{i_\zeta}$$

$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_R}{i_\zeta}$$

Changement β-α:
Changement δ-α:
Changement ζ-α:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\delta b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\zeta b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

Cas 6a2



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_{aux} + \theta_\alpha \cdot i_\alpha^2 + \frac{\theta_{\beta a}}{i_\beta^2} + \frac{\theta_{\gamma a}}{i_\gamma^2} + \frac{\theta_{\delta a}}{i_\delta^2} + \theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha = \frac{\theta_{re}}{i_\alpha^2}$$
$$\theta_\beta = \theta_{re} \cdot i_\beta^2$$
$$\theta_\gamma = \theta_{re} \cdot i_\gamma^2$$
$$\theta_\delta = \theta_{re} \cdot i_\delta^2$$
$$\theta_\varepsilon = \theta_{re}$$
$$\theta_\zeta = \theta_{re}$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:

Changement α-β:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \cdot i_\alpha \cdot i_\beta$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$
$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\gamma}$$

Changement δ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement ε-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement ζ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement ε-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\delta}{i_\varepsilon}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta \cdot i_\alpha}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \cdot i_\alpha \cdot i_\delta$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta \cdot i_\alpha}$$

Changement α-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \cdot i_\alpha$$

Changement ζ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta \cdot i_\alpha}$$

Changement β-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement ε-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\varepsilon}$$

Changement γ-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement ζ-γ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\gamma}{i_\zeta}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:
Changement γ-β:
Changement ε-β:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement β-γ:
Changement δ-γ:
Changement ζ-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_R}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_R}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement γ-δ:
Changement ε-δ:
Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\delta}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\delta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_R}{i_\delta}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_R}{i_\delta}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement δ-ε:
Changement ζ-ε:
Changement β-ε:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement ε-ζ:
Changement α-ζ:
Changement γ-ζ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\gamma b} = \omega_R$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement β-α:
Changement δ-α:
Changement ζ-α:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

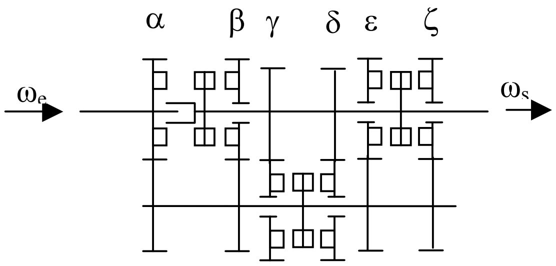
$$\omega_{\gamma b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

$$\omega_{\delta b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Cas 6b1



Equations des inerties:
L'arbre d'entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re} = \theta_{aux} + \theta_{\alpha} \cdot i_{\alpha}^{2} + \frac{\theta_{\beta a}}{i_{\beta}^{2}} + \frac{\theta_{\varepsilon a}}{i_{\varepsilon}^{2}} + \frac{\theta_{\zeta a}}{i_{\zeta}^{2}} + \theta_{R}$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_{\alpha} = \frac{\theta_{re}}{i_{\alpha}^{2}}$$

$$\theta_{\beta} = \theta_{re} \cdot i_{\beta}^{2}$$

$$\theta_{\gamma} = \theta_{re}$$

$$\theta_{\delta} = \theta_{re}$$

$$\theta_{\varepsilon} = \theta_{re} \cdot i_{\varepsilon}^{2}$$

$$\theta_{\zeta} = \theta_{re} \cdot i_{\zeta}^{2}$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:

Changement α-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \cdot i_{\alpha} \cdot i_{\beta}$$

Changement β-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_{\gamma}}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_{\beta}}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_{\delta}}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_{\gamma}}$$

Changement δ-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_{\varepsilon}}{i_{\delta}}$$

Changement ε-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_{\zeta}}{i_{\varepsilon}}$$

Changement ζ-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_{\varepsilon}}{i_{\zeta}}$$

Changement ε-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_{\delta}}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_{\varepsilon}}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_{\gamma}}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_{\delta}}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_{\beta}}{i_{\gamma}}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_{\beta} \cdot i_{\alpha}}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_{\delta}}$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \cdot i_{\alpha}$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_{\delta} \cdot i_{\alpha}}$$

Changement α-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \cdot i_{\alpha} \cdot i_{\zeta}$$

Changement ζ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta \cdot i_\alpha}$$

Changement β-ε:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\varepsilon}{i_\beta}$$

Changement ε-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\varepsilon}$$

Changement γ-ζ:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\zeta}{i_\gamma}$$

Changement ζ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:
Changement γ-β:
Changement ε-β:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

Changement β-γ:
Changement δ-γ:
Changement ζ-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_R$$

Changement γ-δ:
Changement ε-δ:
Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$

$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \omega_R$$

$$\omega_{\zeta b} = \omega_R$$

Changement δ-ε:
Changement ζ-ε:
Changement β-ε:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_R}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_R}{i_\varepsilon}$$

Changement ε-ζ:
Changement α-ζ:
Changement γ-ζ:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\zeta}$$

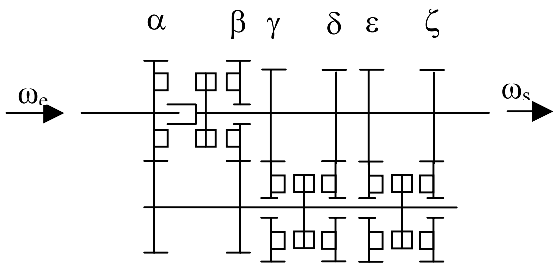
$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\zeta}$$

$$\omega_{\gamma b}=\frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{\delta b}=\frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{\varepsilon b}=\frac{\omega_R}{i_\zeta}$$
$$\omega_{\zeta b}=\frac{\omega_R}{i_\zeta}$$

Changement β-α:
Changement δ-α:
Changement ζ-α:

$$\omega_{\alpha b}=\omega_R\cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\beta b}=\omega_R\cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\gamma b}=\frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{\delta b}=\frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{\varepsilon b}=\omega_R\cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\zeta b}=\omega_R\cdot i_\alpha$$

Cas 6b2



Equations des inerties:
L’arbre d’entrée et les parties y reliées:

$$\theta_{re}=\theta_{aux}+\theta_\alpha\cdot i_\alpha^2+\frac{\theta_{\beta a}}{i_\beta^2}+\theta_R$$

Les changements de vitesses:

$$\theta_\alpha=\frac{\theta_{re}}{i_\alpha^2}$$
$$\theta_\beta=\theta_{re}\cdot i_\beta^2$$
$$\theta_\gamma=\theta_{re}$$
$$\theta_\delta=\theta_{re}$$
$$\theta_\varepsilon=\theta_{re}$$
$$\theta_\zeta=\theta_{re}$$

Equations des vitesses:

Equations initiales:

Changement α-β:

$$\omega_C=\omega_s$$
$$\omega_{R0}=\omega_s\cdot i_\alpha\cdot i_\beta$$

Changement β-γ:

$$\omega_C=\frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{R0}=\frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement γ-δ:

$$\omega_C=\frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{R0}=\frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement δ-ε:

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement ε-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement ζ-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement ε-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

Changement δ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

Changement γ-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\gamma}$$

Changement β-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta \cdot i_\alpha}$$

Changement α-δ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \cdot i_\alpha$$

Changement δ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\delta \cdot i_\alpha}$$

Changement α-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \cdot i_\alpha$$

Changement ζ-α:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta \cdot i_\alpha}$$

Changement β-ε:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\beta}$$

Changement ε-β:

$$\omega_C = \omega_s$$

$$\omega_{R0} = \omega_s \frac{i_\beta}{i_\varepsilon}$$

Changement γ-ζ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

Changement ζ-γ:

$$\omega_C = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{R0} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Equations pour pertes:

Changement α-β:

Changement γ-β:

Changement ε-β:

$$\omega_{\alpha b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\beta b} = \frac{\omega_R}{i_\beta}$$

$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$

$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$

$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$

$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement β-γ:
Changement δ-γ:
Changement ζ-γ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$
$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement γ-δ:
Changement ε-δ:
Changement α-δ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$
$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement δ-ε:
Changement ζ-ε:
Changement β-ε:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$
$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement ε-ζ:
Changement α-ζ:

Changement γ-ζ:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R$$
$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

Changement β-α:
Changement δ-α:
Changement ζ-α:

$$\omega_{\alpha b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\beta b} = \omega_R \cdot i_\alpha$$
$$\omega_{\gamma b} = \frac{\omega_s}{i_\gamma}$$
$$\omega_{\delta b} = \frac{\omega_s}{i_\delta}$$
$$\omega_{\varepsilon b} = \frac{\omega_s}{i_\varepsilon}$$
$$\omega_{\zeta b} = \frac{\omega_s}{i_\zeta}$$

ANNEXE 2: SOLLICITATIONS DES SYNCHRONISATEURS

Annexe 2: Sollicitations des synchronisateurs

Pour modéliser le synchronisateur de façon précise, on doit décrire le comportement des pièces dont il se compose, les efforts qui agissent sur elles et les liaisons qui les relient. Cette annexe présente les pièces de ce point de vue. D'abord on mentionne la nature des efforts qui agissent sur chaque pièce avec la phase de fonctionnement où ils ont un effet. Puis on mentionne les jeux possibles entre les pièces. Enfin, on récapitule les types de liaison dans un tableau.

A2-1. Le moyeu

Il est relié à l'arbre par des cannelures à son diamètre intérieur. Ces cannelures sont centrées soit sur le flanc, soit sur leur diamètre extérieur. Elles assurent la concentricité par rapport à l'arbre avec un jeu minimal. La répartition de la charge sur les dents n'est pas toujours uniforme. L'ajustement sur l'arbre peut être avec jeu, ou serré. Dans chaque cas, on peut avoir une excentricité par rapport à l'arbre et l'axe du moyeu peut être sécant ou gauche par rapport à celui de l'arbre. En cas d'ajustement avec jeu, le moyeu peut se déplacer axialement. Le mouvement axial est arrêté par des paliers lisses usinés sur les deux côtés du moyeu. Pour une meilleure lubrification, on trouve des poches d'huile sur les paliers. Le moyeu possède également des cannelures à son diamètre extérieur, où il est relié au baladeur. Ici également, les cannelures peuvent être centrées sur le flanc, ou sur leur diamètre extérieur. L'ajustement entre le baladeur et le moyeu possède un jeu. Le baladeur se déplace axialement sur le moyeu, donc une force de frottement agit sur les cannelures. A la circonférence du moyeu, on trouve des entailles où sont logés les mécanismes de verrouillage. Le doigt de verrouillage y est logé avec du jeu, et peut se déplacer axialement. Il possède également du jeu tangentiel. Au fond des entailles sont logés les ressorts de verrouillage. Ils possèdent un petit jeu tangentiel. Lors du mouvement du baladeur, c'est par eux que la force axiale est transmise au moyeu. Après, ils pivotent autour du fond, dans un plan contenant l'axe de rotation du moyeu.

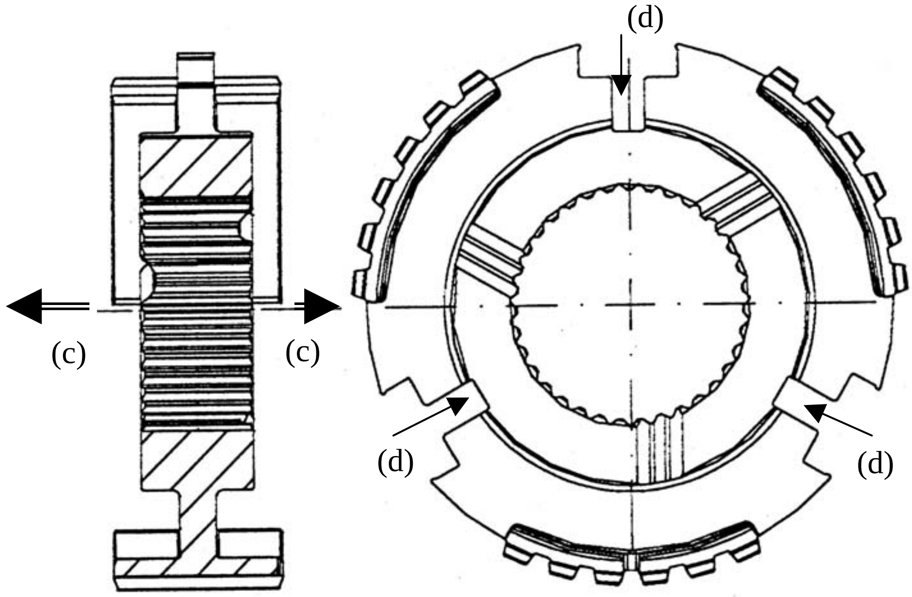


Fig. A2-1

Efforts s’exerçant sur le moyeu en point neutre

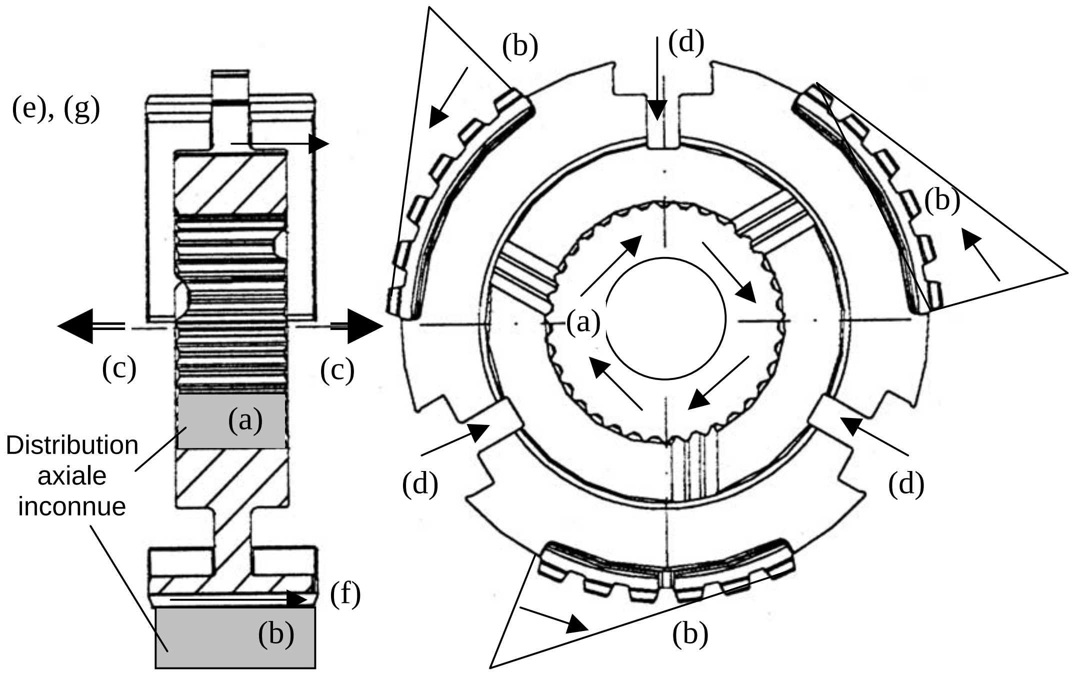


Fig. A2-2

Efforts s’exerçant sur le moyeu en phase armement

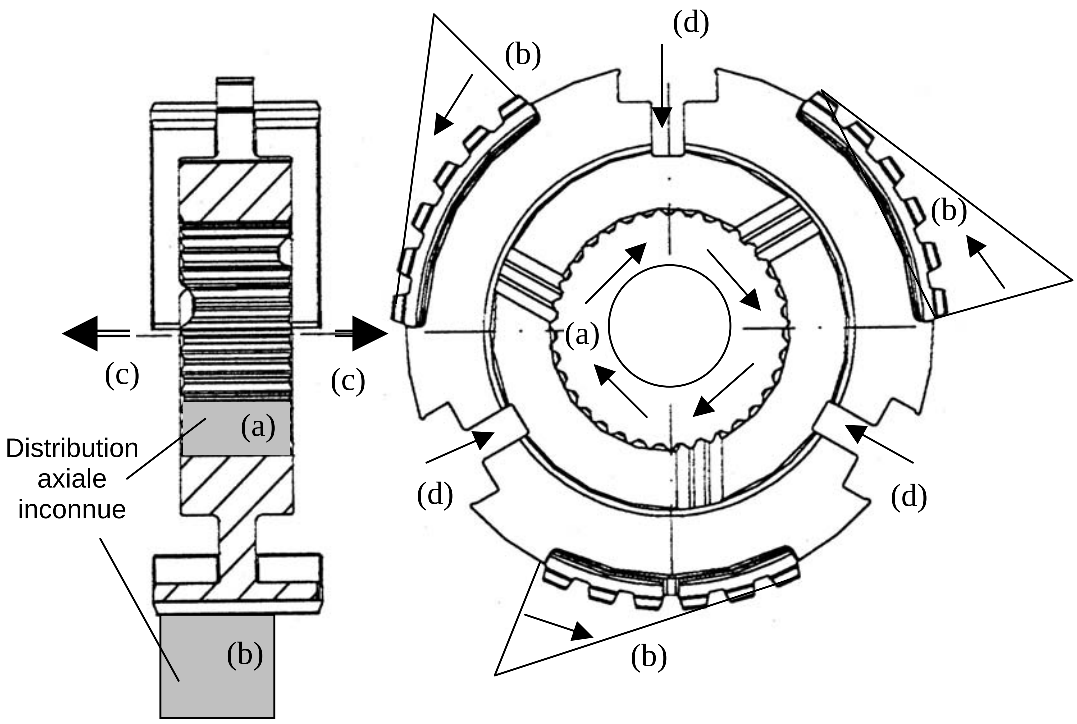


Fig. A2-3

Efforts s'exerçant sur le moyeu en phase de synchronisation

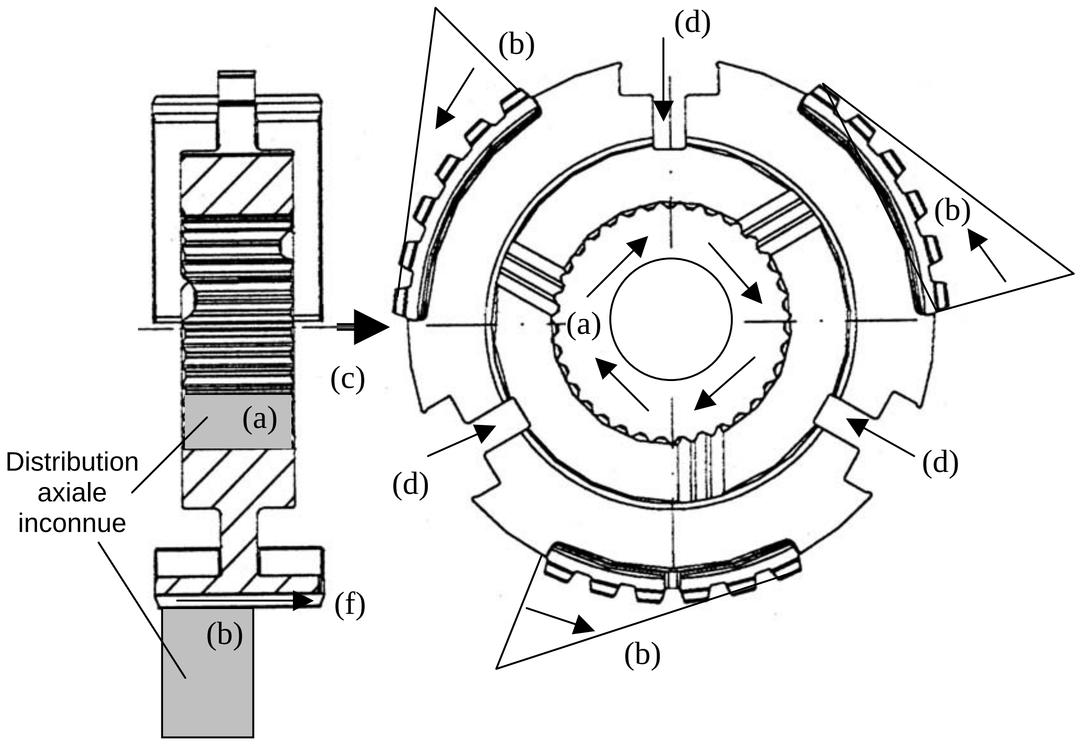


Fig. A2-4

Efforts s'exerçant sur le moyeu en phase de franchissement des rampes

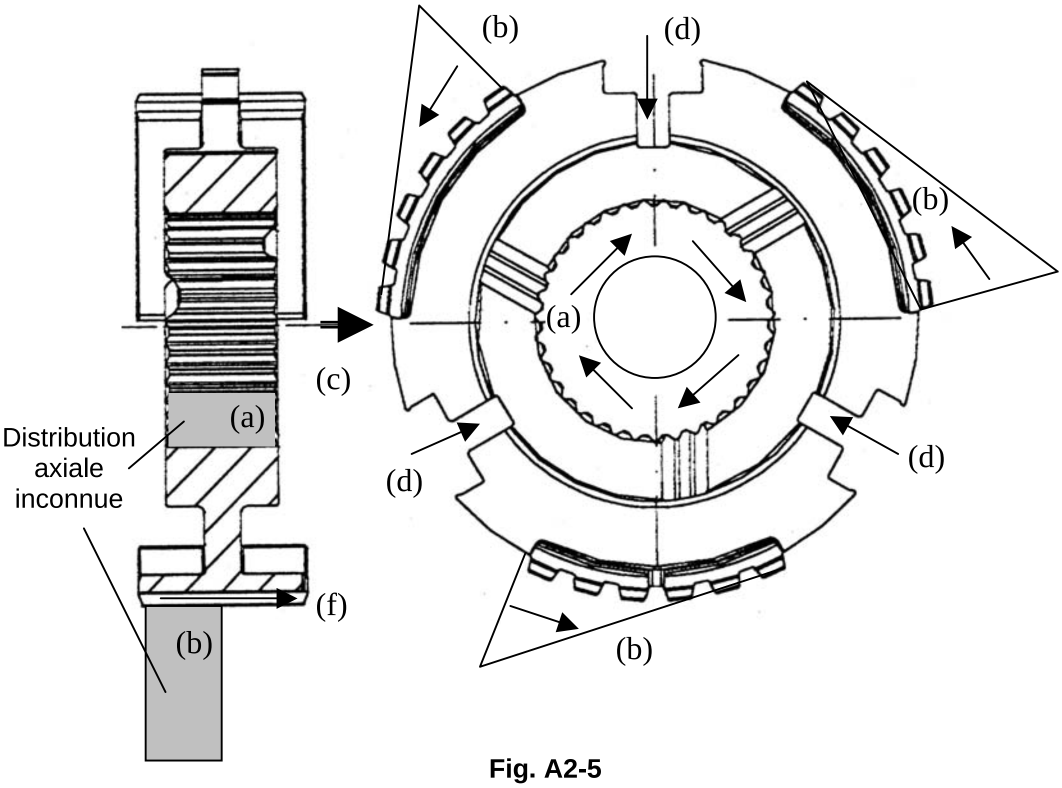


Fig. A2-5

Efforts s'exerçant sur le moyeu en phase de crabotage

A2-1-1. Efforts extérieurs sur le moyeu

- Couple (a) venant de l'accélération des pièces tournantes sur cannelures intérieures, distribué sur les cannelures – durant toutes phases
- Couple (b) venant de l'accélération des pièces tournantes sur cannelures extérieures, distribué sur 3 morceaux séparés. Transmission sur longueur complète durant l'armement, puis sur longueur plus petite lors des phases suivantes.
- Couple (c) de frottement visqueux sur les deux flancs usinés, venant de la différence de vitesse de rotation entre moyeu et roues – durant toutes phases. Ceci existe seulement en cas de fixation par liaison cannelée serrée, quand il n'ya pas de circlips élastiques latéraux.
- Forces radiales (d) venant des trois ressorts de verrouillage. Elles sont petites durant le point neutre et l'armement, et plus grandes durant les autres phases.
- Forces axiales (e) venant des trois ressorts de verrouillage. – durant l'armement
- Force de frottement axiale (f) venant du déplacement axial du baladeur – durant l'armement, le franchissement des rampes et le crabotage

- Forces de frottement axiales (g) venant du déplacement axial des doigts – durant l’armement.

La sollicitation principale de la pièce est la torsion.

A2-2. Le baladeur

C’est une pièce tubulaire. A son diamètre intérieur, il possède des cannelures qui le relient au moyeu. Les cannelures peuvent être centrées sur le flanc, ou sur leur diamètre extérieur. Elles assurent la concentricité par rapport au moyeu avec un jeu minimal. La répartition de la charge sur les dents n’est pas uniforme, et les cannelures en face des doigts ne sont pas chargés. L’ajustement entre le baladeur et le moyeu possède un jeu. Le baladeur se déplace axialement sur le moyeu, donc une force de frottement agit sur les cannelures. Lorsqu’il se déplace, c’est d’abord au niveau des chanfreins qu’il entre en contact avec la bague. Il y transmet la force axiale, qui résulte le couple de frottement. Puis, les faces chanfreinées de la bague et du baladeur se glissent l’une sur l’autre quand la bague est détournée durant le franchissement des rampes. Après cela, le contact de type glissière se déplace au long des cannelures, où il engendre une force de frottement. Sur les cannelures du baladeur, on trouve également l’appui de la bille de verrouillage. C’est par elle que la force axiale est transmise au moyeu et au doigt. Le contact est de type bille sur surface cylindrique. Il possède un petit jeu axial. En deçà d’une force axiale limite, le baladeur entraîne la bille, au delà, elle rentre dans le doigt, et sa pointe glisse sur les cannelures. A la surface extérieure du baladeur, on trouve une rainure qui est le logement de la fourchette actionnant tout le mécanisme. La fourchette possède des jeux axial et radial importants. Ceci est nécessaire car l’axe la fourchette est guidée dans le bâti de la boîte dont la déformation n’est pas bien connue. Ainsi, on doit prendre en compte l’excentricité de la fourchette, et éventuellement l’arbre du synchronisateur et l’axe de la fourchette peuvent être des axes gauches. Le contact est de type palier lisse concentré sur deux zones, diamétralement opposés. La force transmise est celle axiale.

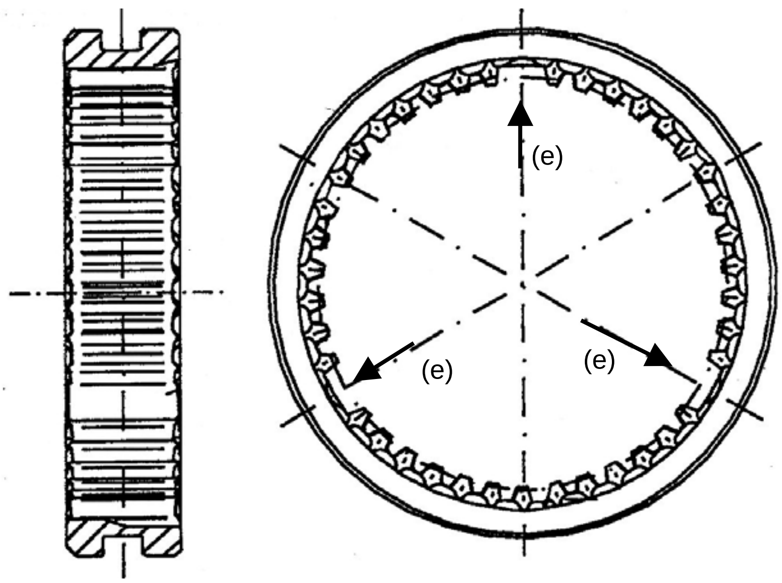


Fig. A2-6

Efforts s'exerçant sur le baladeur en point neutre

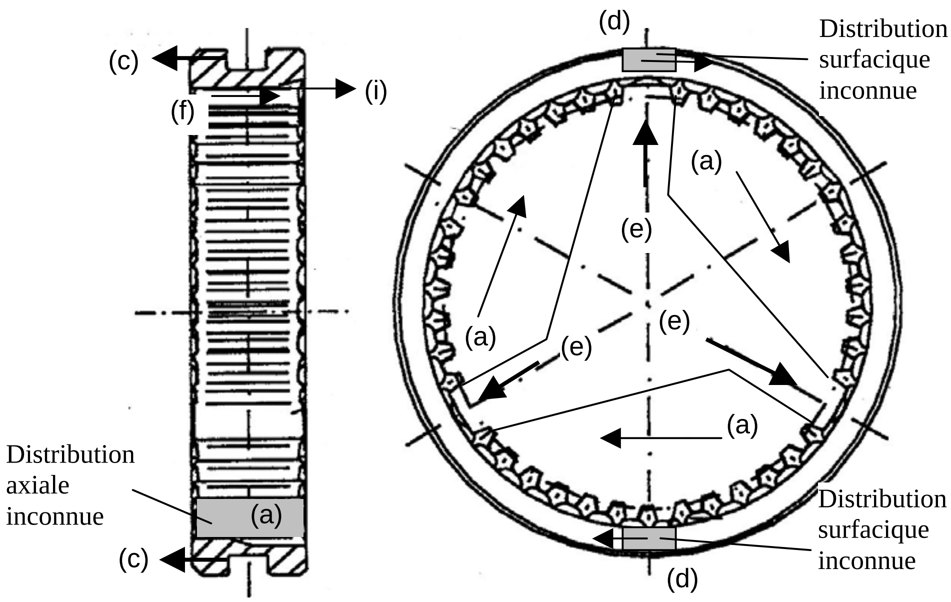


Fig. A2-7

Efforts s'exerçant sur le baladeur en phase d'armement

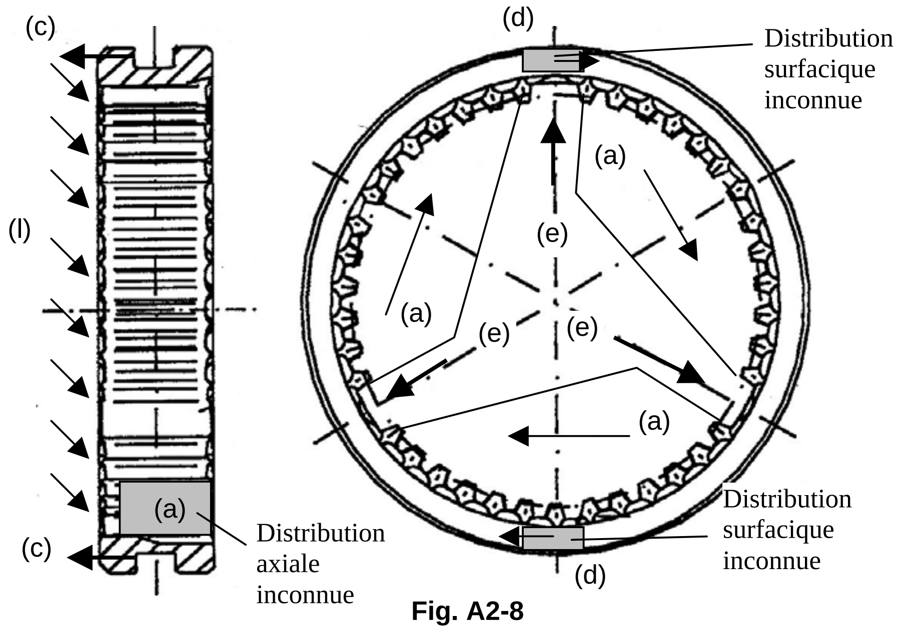


Fig. A2-8

Efforts s’exerçant sur le baladeur en phase de synchronisation

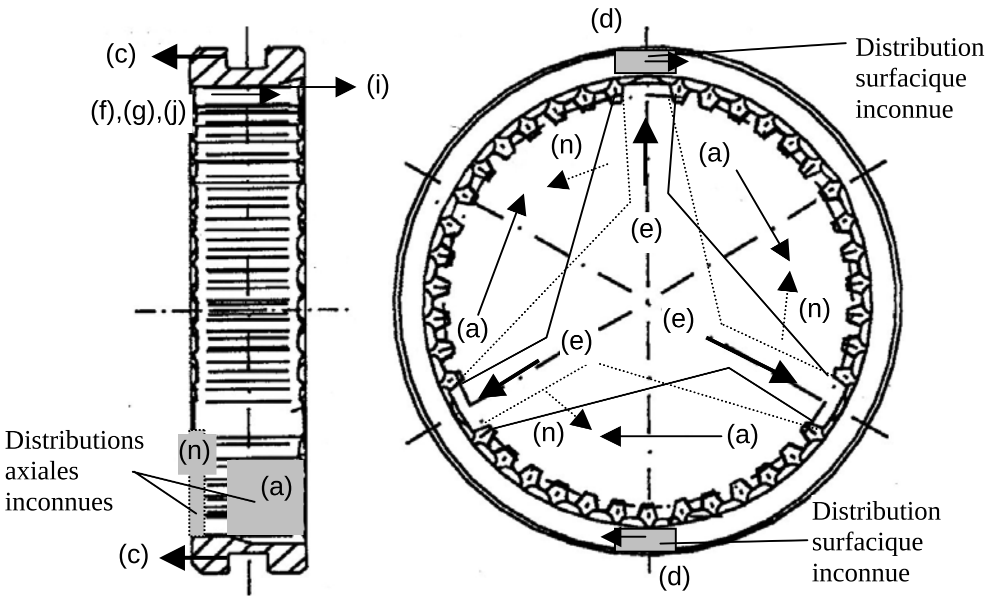


Fig. A2-9

Efforts s’exerçant sur le baladeur en phase de franchissement des rampes

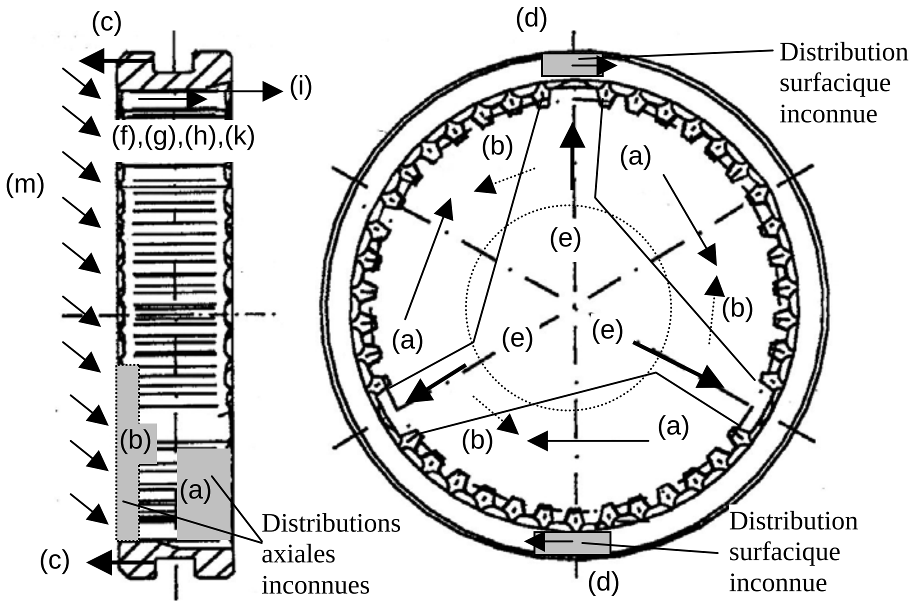


Fig. A2-10

Efforts s'exerçant sur le baladeur en phase de crabotage

A2-2-1. Efforts extérieurs sur le baladeur

- Couple (a) venant de l'accélération des pièces tournantes sur cannelures intérieures, distribué sur 3 morceaux séparés. Le longueur du couple entrant varie durant les phases: armement et synchronisation – longueur totale, franchissement des rampes – deux tiers du longueur, crabotage - à peu près sur moitié longueur.
- Couple (b) sortant sur petit longueur, seulement en phase de crabotage.
- Force axiale (c) venant de la fourchette, concentrée sur deux petites surfaces diamétralement opposées sur le flanc de la rainure extérieure – toutes phases
- Couple de frottement (d) concentrée sur deux petites surfaces diamétralement opposées sur le flanc de la rainure extérieure – toutes phases
- Forces radiales (e) venant des billes de verrouillage – toutes phases
- Force de frottement axiale (f) venant du déplacement axial du baladeur sur le moyeu – durant armement, franchissement des rampes, crabotage
- Force de frottement axiale (g) venant du déplacement axial du baladeur sur la bague – durant franchissement des rampes et crabotage
- Force de frottement axiale (h) venant du déplacement axial du baladeur sur la roue – durant crabotage
- Force de frottement axiale (i) venant du déplacement axial du baladeur sur les billes-durant franchissement des rampes et crabotage

- Force de frottement venant (j) du déplacement des chanfreins du baladeur sur les chanfreins de la bague - durant franchissement des rampes
- Force de frottement venant (k) du déplacement des chanfreins du baladeur sur les chanfreins de la roue - durant crabotage
- Force normale (l) sur les chanfreins des cannelures, lors du contact avec la bague – durant synchronisation et franchissement des rampes
- Force normale (m) sur les chanfreins des cannelures, lors du contact avec la roue – durant crabotage
- Couple (n) sortant sur petit longueur, seulement en phase de franchissement des rampes

La sollicitation principale de la pièce est la torsion.

A2-3. Le mécanisme de verrouillage

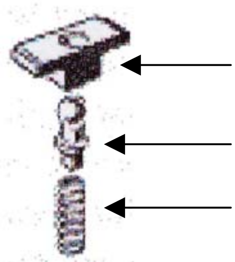


Fig. A2-11
Le mécanisme de verrouillage

Il se compose d'un ressort hélicoïdal, d'une bille et d'un doigt. Son rôle est de maintenir le baladeur en position neutre, et d'empêcher le mouvement du baladeur par rapport au moyeu, en dessous d'une valeur donnée de la force axiale. Le ressort est en contact avec le moyeu. Il possède un petit jeu tangentiel. Lors du mouvement du baladeur, c'est par lui que la force axiale est transmise au moyeu. Après, il pivote autour du fond de l'entaille du moyeu, dans un plan contenant l'axe de rotation de celui-ci. L'autre extrémité du ressort est en contact glissière avec la bille, car il entoure la manche de la bille. C'est par ici que la force axiale arrive au ressort. Lorsque le baladeur fait rentrer la bille dans le doigt, une force de frottement apparaît entre les spires du ressort et la manche de la bille. La bille a un contact de type glissière avec le doigt. C'est elle qui le pousse axialement quand le baladeur se déplace. Le contact possède un jeu radial. Lorsqu'elle s'enfonce dans le doigt, il y apparaît de la force de frottement. Le doigt de verrouillage est logé au moyeu avec du jeu, et peut s'y déplacer axialement. Il possède également du jeu tangentiel. Les trois doigts sont les pièces qui atteignent la bague de synchronisation le premier. Ce sont eux qui transmettent la force axiale la première fois sur les trois bossages de la bague, dans des zones de contact bien définies.

A2-3-1. Efforts extérieurs sur le doigt

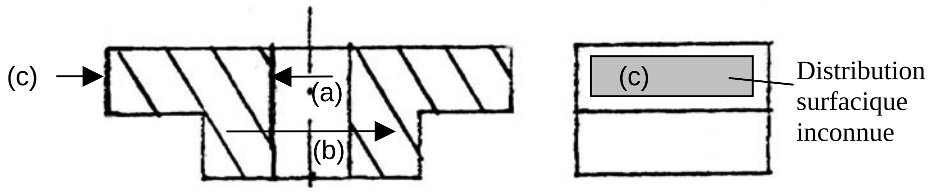


Fig. A2-12

Efforts sur le doigt durant l'armement

- Force axiale (a) de la bille – durant armement
- Force de frottement axiale (b) venant du déplacement du doigt sur le moyeu – durant armement
- Force axiale (c) sur petite surface en contact avec la bague – durant armement

La sollicitation principale de la pièce est la compression.

A2-3-2. Efforts extérieurs sur la bille

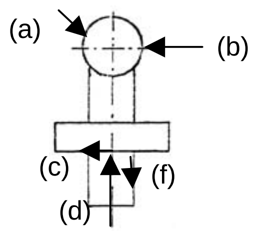


Fig. A2-13

Efforts sur la bille en phase d'armement

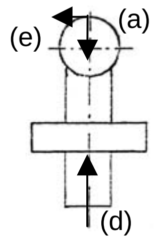


Fig. A2-14

Efforts sur la bille en d'autres phases

- Force normale (a) venant du baladeur – durant toutes phases
- Force axiale (b) venant du doigt – durant armement
- Force axiale (c) venant du ressort – durant armement
- Force radiale (d) venant du ressort – durant toutes phases

- Force de frottement axiale (e) venant du déplacement du baladeur sur la bille – durant franchissement des rampes et crabotage
- Force de frottement radiale (f) venant du déplacement du ressort sur la queue de la bille – durant armement

La sollicitation principale de la pièce est la pression de contact de type Hertz.

A2-3-3. Efforts extérieurs sur le ressort

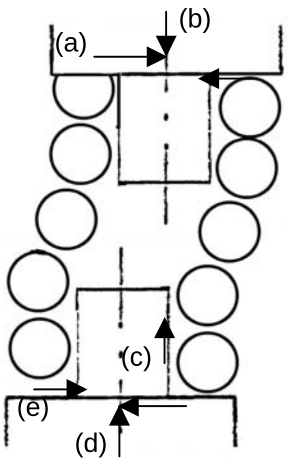


Fig. A2-15

Efforts sur le ressort en phase d'armement

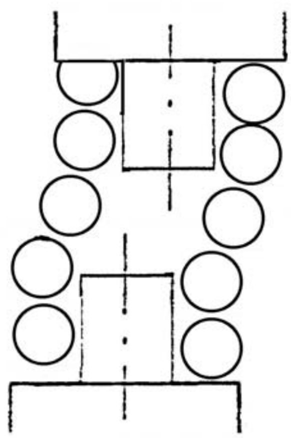


Fig. A2-16

Efforts sur le ressort en d'autres phases

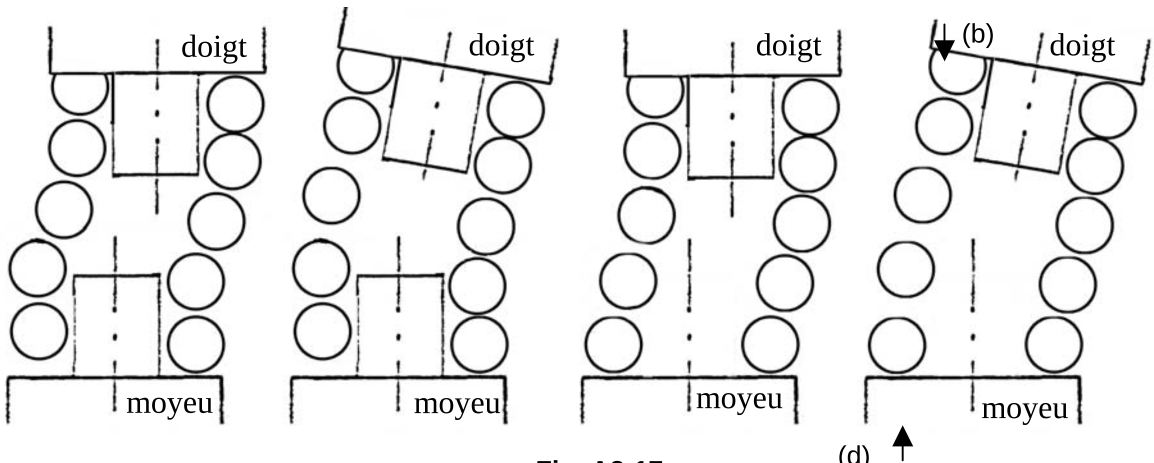


Fig. A2-17

Déformations possibles du ressort de verrouillage en fonction du type du moyeu et du doigt

- Force axiale (a) venant de la bille – durant l'armement
- Force radiale (b) venant de la bille – durant toutes phases
- Force de frottement radiale (c) venant du déplacement du ressort sur la queue de la bille – durant l'armement

- Force radiale (d) venant du moyeu. Elle est petite durant le point neutre et l'armement, et plus grande durant les autres phases.
- Force axiale (e) venant du moyeu – durant l'armement

Les sollicitations principales de la pièce sont la torsion et la flexion.

A2-4. La bague de synchronisateur

C'est un anneau, dont la surface intérieure est conique d'un demi-angle de sommet α. Un couple de frottement s'applique sur cette surface qui a pour but d'égaliser la vitesse de rotation du moyeu et de la roue. En fonction de la différence de vitesse de rotation et de la distance entre la bague et la roue, on obtiendra du frottement visqueux, solide, ou mixte. Cette surface conique assure également la concentricité par rapport à la roue avec un jeu minimal. A la face extérieure de la bague, on trouve des bossages qui sont les surfaces d'attaque pour les doigts. C'est là où la force axiale sera transmise la première fois, dans des zones de contact bien définies. A côté des bossages on trouve une cannelure mâle de longueur petite, et de face chanfreinée d'angle 2β. Lorsque le baladeur se déplace, c'est d'abord au niveau des chanfreins qu'il entre en contact avec la bague. Il y transmet la force axiale, qui résulte le couple de frottement. Puis, les faces chanfreinées de la bague et du baladeur se glissent l'une sur l'autre quand la bague est détournée. Après cela, le contact de type glissière se déplace au long des cannelures, où il engendre une force de frottement.

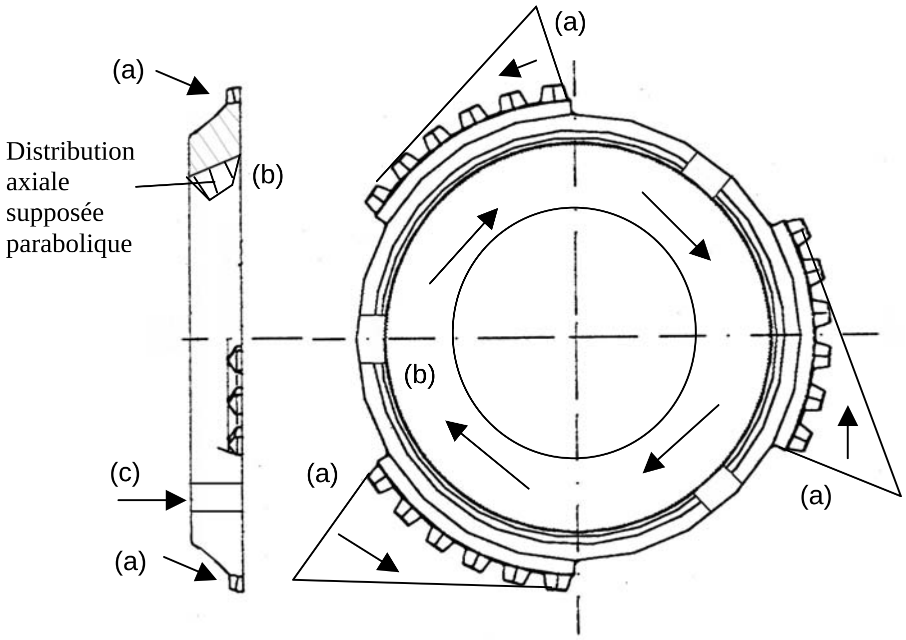


Fig. A2-18

Efforts sur la bague en phase d'armement

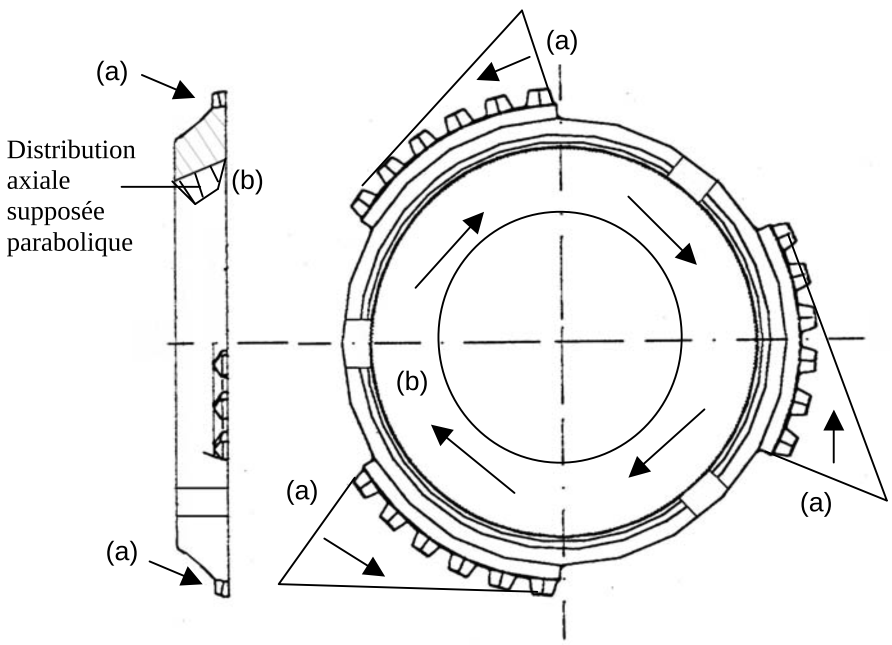


Fig. A2-19

Efforts sur la bague en phase de synchronisation

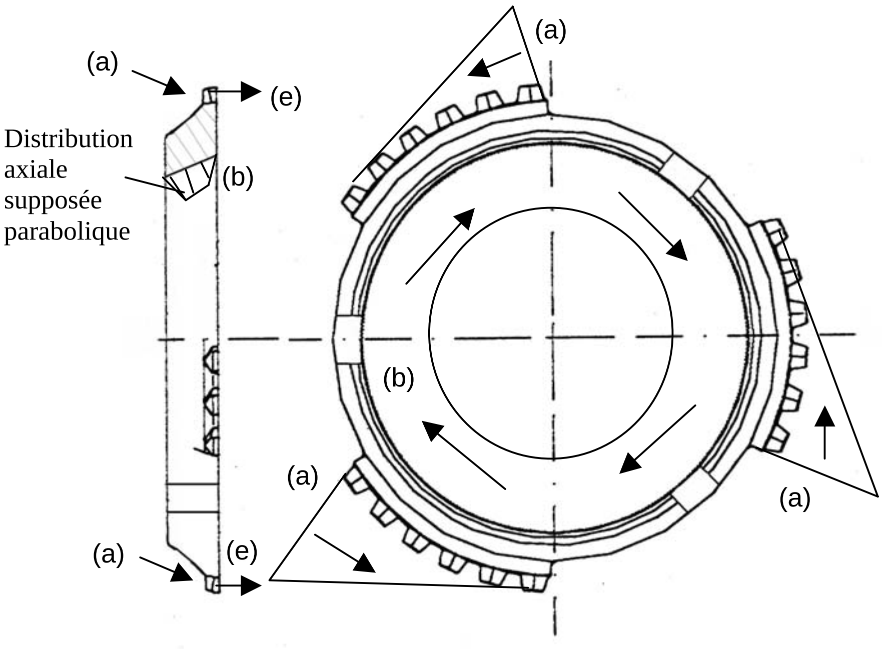


Fig. A2-20

Efforts sur la bague en phase de franchissement des rampes

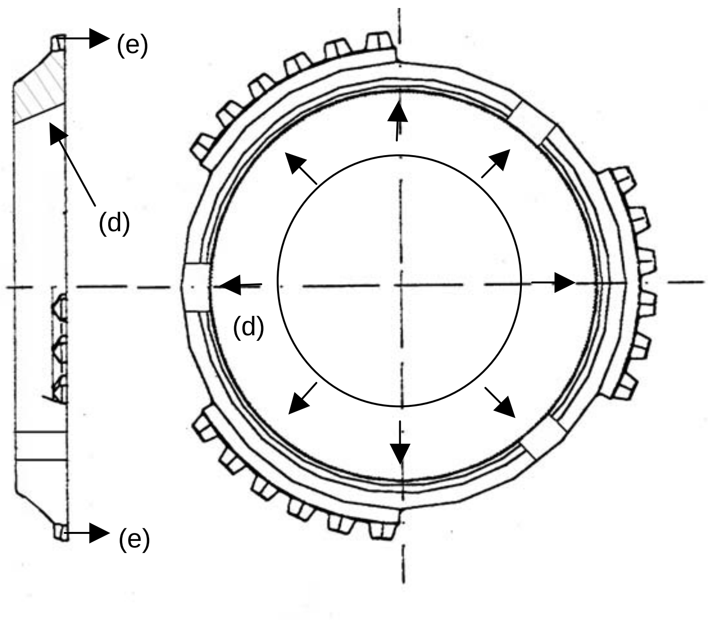


Fig. A2-21

Efforts sur la bague en phase de crabotage

A2-4-1. Efforts extérieurs sur la bague

- Force normale (a) sur les chanfreins des cannelures, lors du contact avec le baladeur. Composante tangentielle et axiale. Distribution sur trois morceaux séparés. – durant synchronisation
- Couple de frottement (b) de répartition continue sur la surface conique – durant armement et synchronisation
- Force axiale (c) sur trois petites surfaces en contact avec les doigts – durant armement
- Force axiale (d) répartie sur la surface conique – durant franchissement des rampes et crabotage
- Force de frottement axial (e) due au déplacement du baladeur – durant franchissement des rampes et crabotage

La sollicitation principale de la pièce est la torsion et la chaleur.

A2-5. Le cône récepteur

Il est usiné dans la masse de la roue libre. Son demi-angle au sommet α correspond à celui de la bague. Un couple de frottement s'applique sur cette surface qui a pour but d'égaliser la vitesse de rotation du moyeu et de la roue. En fonction de la différence de vitesse de rotation et de la distance entre la bague et la roue, on obtiendra du frottement visqueux, solide, ou mixte. Au diamètre supérieur de cône on trouve une cannelure de caractéristiques identiques à celle de la bague , mais plus longue. Lorsque le baladeur se déplace, c'est d'abord au niveau des chanfreins qu'il entre en contact avec la roue. Les faces chanfreinées de la roue et du baladeur se glissent l'une sur l'autre quand la roue est détournée. Après cela, le contact de type glissière se déplace au long des cannelures, où il engendre une force de frottement, puis le baladeur s'arrête. C'est en position au repos, qu'il transmet le couple de transmission entre la roue et le moyeu. La roue est arrêtée axialement sur l'arbre de deux côtés. De ce fait, il y possède des paliers lisses. Pour une meilleure lubrification, on trouve des poches d'huile sur les paliers. Sur l'arbre, la roue est guidée soit par rouleaux à aiguilles, soit par palier lisse. Dans chaque cas, il existe un jeu radial, et de cela, une excentricité entre l'arbre et la roue. Des couples résistant apparaissent aux paliers et butées en fonction de la vitesse de glissement et de la taille du jeu. La roue reçoit ou transmet le couple de transmission par sa denture hélicoïdale.

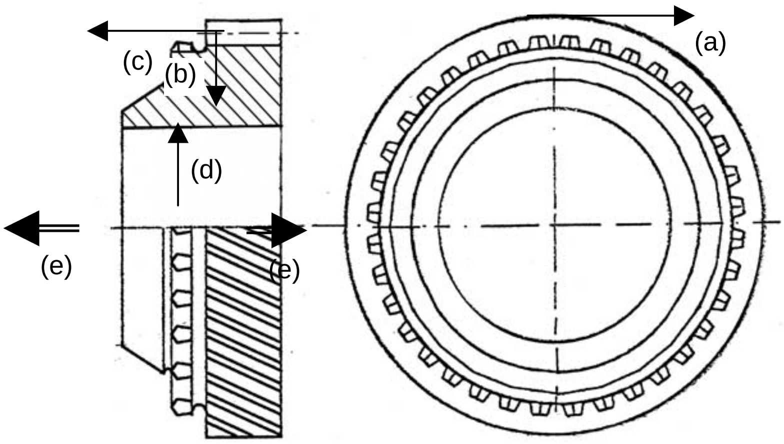


Fig. A2-22

Efforts sur la roue en point mort

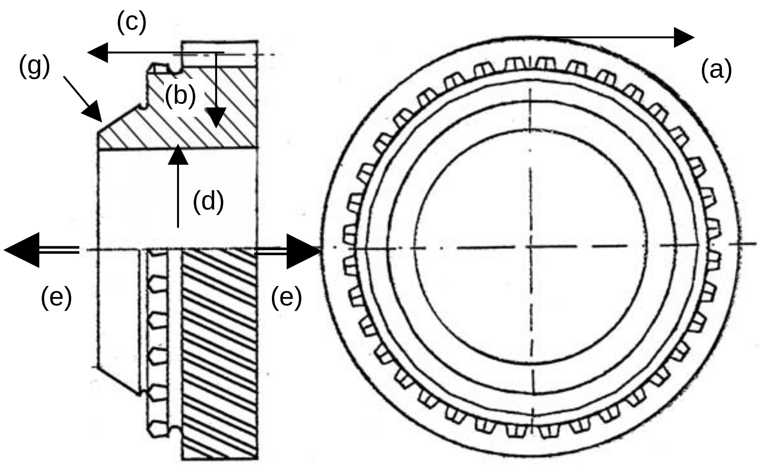


Fig. A2-23

Efforts sur la roue en phase d'armement

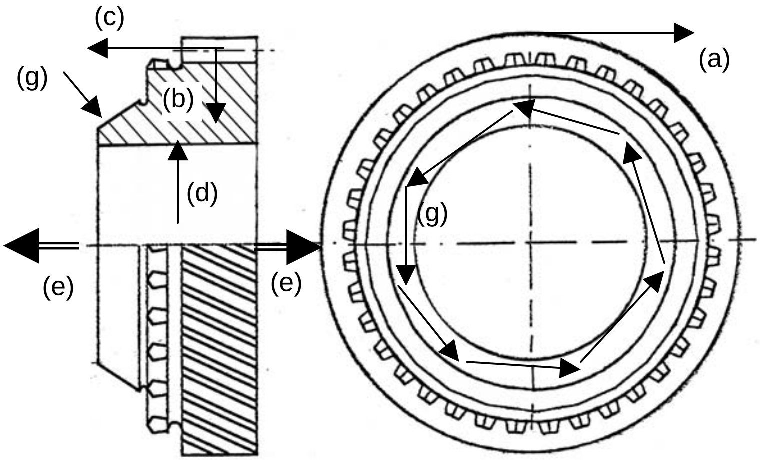


Fig. A2-24

Efforts sur la roue en phase de synchronisation

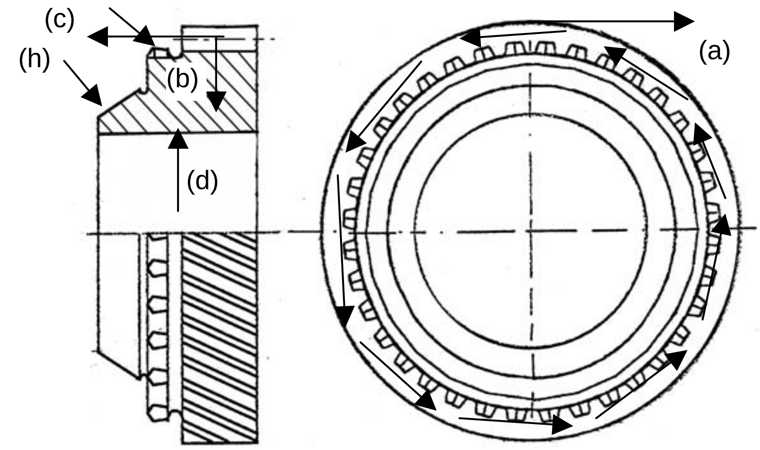


Fig. A2-25

Efforts sur la roue en phase de franchissement des rampes

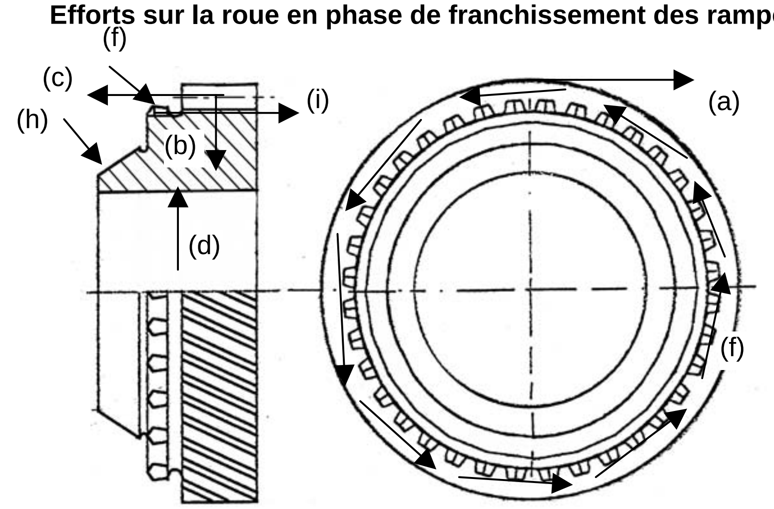


Fig. A2-26

Efforts sur la roue en phase de crabotage

A2-5-1. Efforts extérieurs sur la roue

- Force tangentielle sur la denture (a) due à l'inertie des pièces rotatives – durant toutes phases
- Force radiale sur la denture (b) due à l'inertie des pièces rotatives – durant toutes phases
- Force axiale sur la denture (c) due à l'inertie des pièces rotatives – durant toutes phases
- Force radiale (d) répartie sur surface de roulement radial – durant toutes phases
- Couple de frottement visqueux (e) sur les deux flancs usinés, venant de la différence de vitesse de rotation roue-moyeu et roue-arbre – durant point neutre, armement et synchronisation
- Force normale (f) sur les chanfreins des cannelures, lors du contact avec le baladeur. Distribution continue – durant crabotage
- Couple de frottement (g) de répartition continue sur la surface conique – durant armement et synchronisation
- Force axiale (h) répartie sur la surface conique – durant franchissement des rampes et crabotage
- Force de frottement axial (i) due au déplacement du baladeur – durant crabotage

La sollicitation principale de la pièce est la torsion.

A2-6. La fourchette

La fourchette est fixée sur une longue tige guidée axialement dans le bâti de la boîte. La force axiale venant de la tringlerie de la boîte est reçu par la tige, et transmise au synchronisateur par la fourchette. La tige possède trois positions axiales discrètes où elle est maintenue par un mécanisme de verrouillage.

Lors du fonctionnement, c'est la tige qui reçoit la force axiale. Quand elle se déplace, la tige doit vaincre la résistance du verrou, où le contact est en général de type bille sur cylindre. En même temps, il faut vaincre les frottements sur les guidages dans le bâti, qui peuvent être accentuées par la déformation sous charge de celui-ci. Ces déformations ainsi que les jeux peuvent également être à l'origine des erreurs de parallélisme entre la tige et les arbres de la boîte, ou entre la fourchette et le baladeur. La force axiale est transmise au baladeur par la fourchette. Le contact se réalise sur deux petites surfaces diamétralement opposées, se comportant comme petites butées hydrodynamiques.

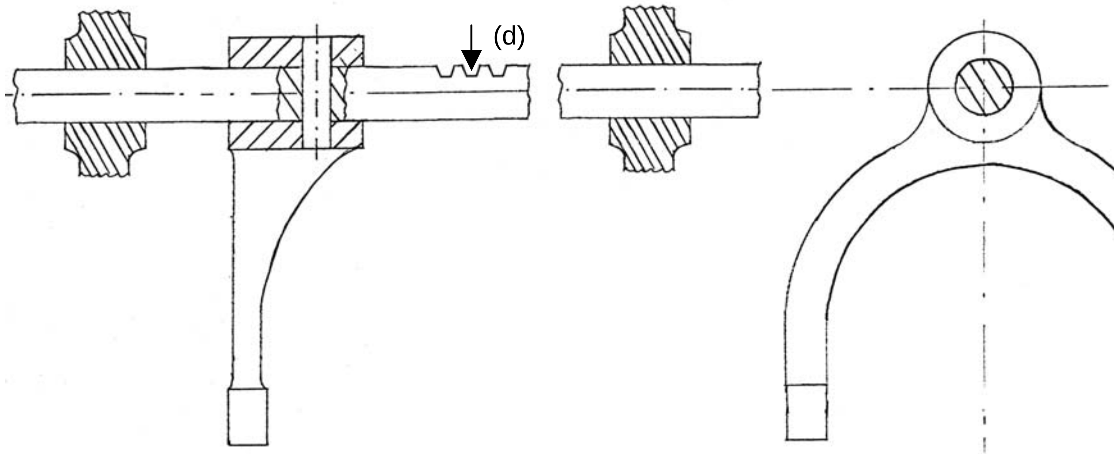


Fig. A2-27

Efforts sur la fourchette en point mort

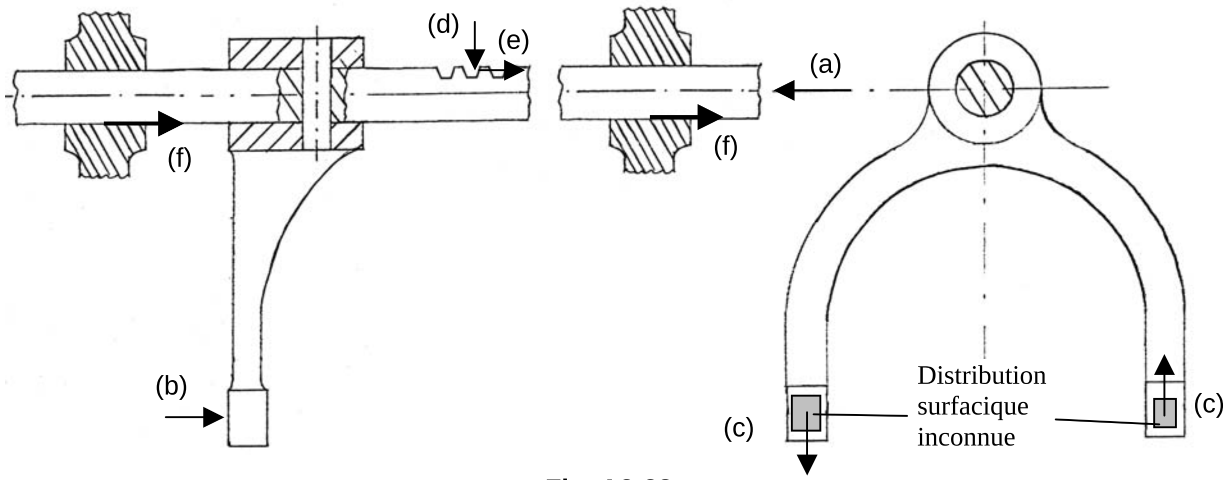


Fig. A2-28

Efforts sur la fourchette en phase d'armement

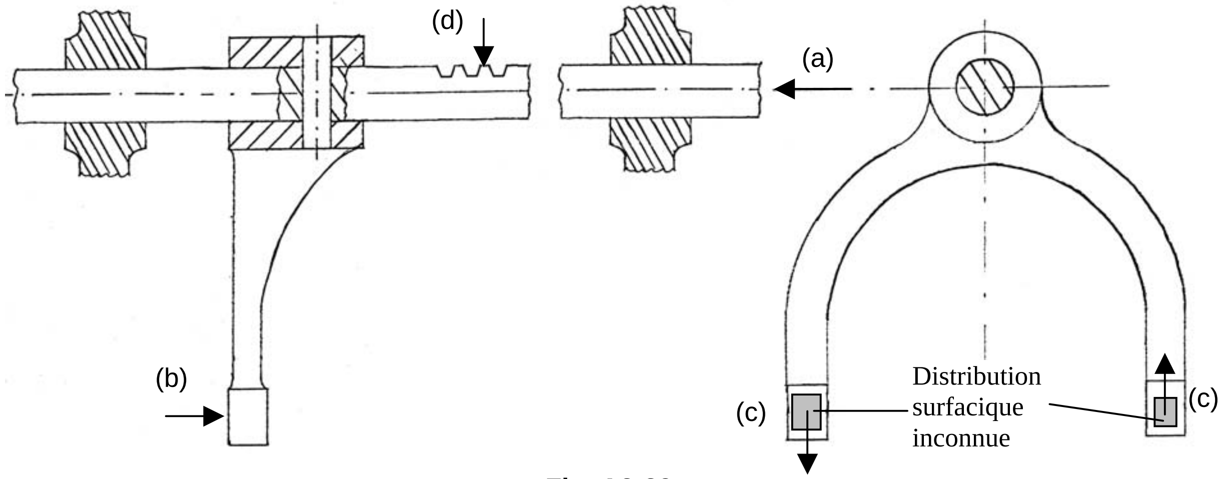


Fig. A2-29

Efforts sur la fourchette en phase de synchronisation

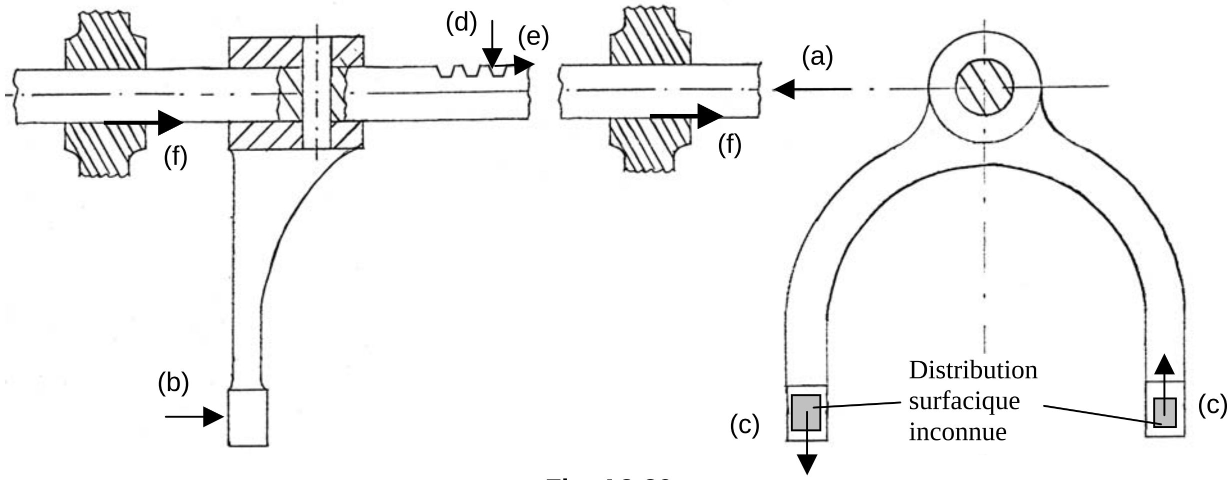


Fig. A2-30

Efforts sur la fourchette en phase de franchissement des rampes

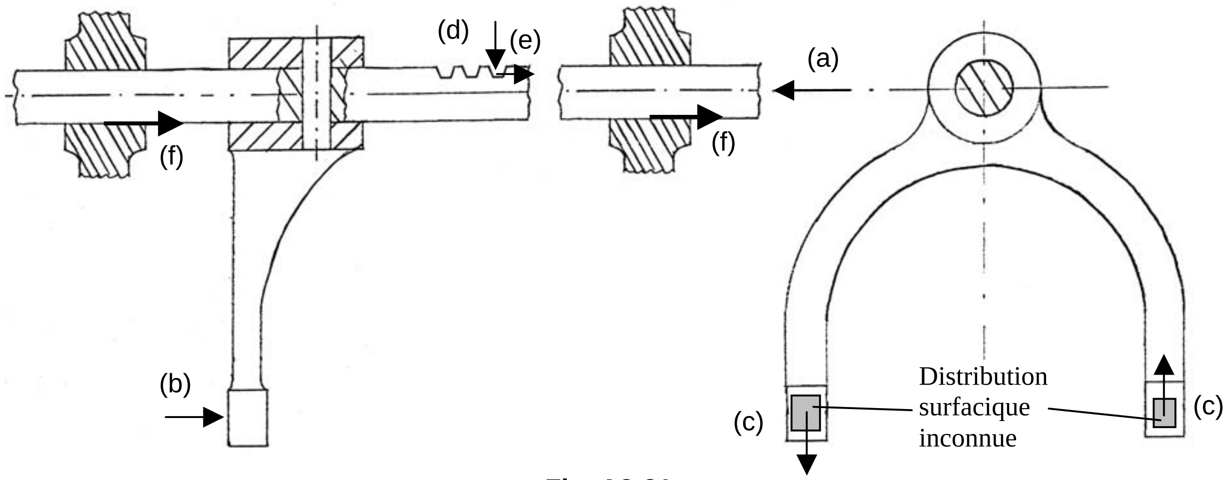


Fig. A2-31

Efforts sur la fourchette en phase de crabotage

A2-6-1. Efforts extérieurs sur la fourchette

- Force axiale (a) venant de la tringlerie – durant toutes phases sauf point mort
- Force axiale (b) venant du baladeur, concentrée sur deux petites surfaces diamétralement opposées sur les extrémités de la fourchette – durant toutes phases
- Couple de frottement visqueux (c) sur deux petites surfaces diamétralement opposées sur les extrémités de la fourchette – durant toutes phases
- Force radiale (d) venant du mécanisme de verrouillage. Force faible en position neutre et crabotée, force plus intensive en autres positions – durant toutes phases
- Force de frottement (e) venant du déplacement axial de la tige sur le mécanisme de verrouillage – durant armement, franchissement des rampes, et crabotage

- Force de frottement (f) dans les guidages du bâti durant le déplacement axial – durant armement, franchissement des rampes, et crabotage

La sollicitation principale de la pièce est la flexion.

A2-7. Cinématique et liaisons

A2-7-1. Cannelures

No.	Pièces reliées	Effort transmis	Effort engendré	Jeux / erreurs possibles	Phase de fonctionnement
1	Baladeur-moyeu	Couple de synchronisation Couple de puissance moteur	Force de frottement axial lors du mouvement axial du baladeur sur le moyeu	Jeu radial, jeu tangentiel, excentricité par rapport au moyeu	Toute phase
2	Baladeur-bague	Couple de synchronisation	Force de frottement axial lors du mouvement axial du baladeur sur la bague	Jeu radial, jeu tangentiel, excentricité par rapport à la bague	Franchissement des rampes, crabotage
3	Baladeur-roue	Couple de synchronisation Couple de puissance moteur	Force de frottement axial lors du mouvement axial du baladeur sur la roue	Jeu radial, jeu tangentiel, excentricité par rapport à la roue	Crabotage
4	Moyeu-arbre	Couple de synchronisation Couple de puissance moteur		Jeu radial, jeu tangentiel, excentricité par rapport à l’arbre	Toute phase

A2-7-2. Glissière

A2-7-2-1. Glissière avec contact plan sur plan

No.	Pièces reliées	Effort transmis	Effort engendré	Jeux / erreurs possibles	Phase de fonctionnement
5	Chanfreins baladeur-bague	Force normale de synchronisation	Force de frottement dans le plan du chanfrein	Différence d'angle de chanfrein parmi les cannelures d'une pièce, et entre les cannelures des pièces	Synchronisation, franchissement des rampes
6	Chanfreins baladeur-roue	Force normale pour détourner la roue	Force de frottement dans le plan du chanfrein	Différence d'angle de chanfrein parmi les cannelures d'une pièce, et entre les cannelures des pièces	Crabotage
7	Fourchette-baladeur	Force axiale	Force de frottement visqueux	Jeu axiale et radiale importante. / Axes non parallèles	Toute phase
8	Doigt-moyeu	Force tangentielle	Force de frottement		Armement
9	Doigt-bague	Force axiale			Armement

A2-7-2-2. Glissière avec contact bille sur plan

No.	Pièces reliées	Effort transmis	Effort engendré	Jeux / erreurs possibles	Phase de fonctionnement
10	Tige de fourchette-verrou	Force radiale	Force de frottement durant le déplacement axial de la tige		Toute phase
11	Doigt-bille	Force normale	Force de frottement dans le plan tangent au contact		Armement
12	Baladeur-bille	Force normale	Force de frottement dans le plan tangent au contact		Armement

A2-7-2-3. Glissière avec contact cylindre sur cylindre

No.	Pièces reliées	Effort transmis	Effort engendré	Jeux / erreurs possibles	Phase de fonctionnement
13	Tige de fourchette-bâti de la boîte	Force radiale	Force de frottement durant le déplacement axial de la tige	Erreur de concentricité	Toute phase

A2-7-3. Surfaces coniques

No.	Pièces reliées	Effort transmis	Effort engendré	Jeux / erreurs possibles	Phase de fonctionnement
14	Roue-bague	Force axiale	Couple de frottement	Erreur de concentricité, erreur de parallélisme, différence d'angle de cône	Synchronisation

A2-7-4. Liaison élastique

No.	Pièces reliées	Effort transmis	Effort engendré	Jeux / erreurs possibles	Phase de fonctionnement
15	Ressort-moyeu	Force radiale Force axiale durant armement	Force de frottement sur les spires en contact		Toute phase
16	Ressort-bille	Force radiale Force axiale durant armement	Force de frottement sur les spires en contact		Toute phase

ANNEXE 3: CALCUL DE LA PERIODE DE FROTTEMENT VISQUEUX

Annexe 3: Calcul de la période du frottement visqueux

Au début de la période visqueuse, la distance entre les surfaces coniques est h_1. On la suppose égale à *1 mm*.

Le temps nécessaire pour arriver à la distance h_1:

$$t_1=\sqrt{\frac{2\cdot(h_0-h_1)}{a_C}}\,.$$

La vitesse axiale au début de la période:

$$v_0=a_C\cdot t_1.$$

La vitesse de la roue au début de la période est ω_{R0}, celle du baladeur et de la bague est

$$\omega_C=\omega_B.$$

La distance à la fin de la période:

$$h_{\min}=\Lambda\cdot\sqrt{R_{a1}^2+R_{a2}^2}$$

où $R_{a,i}$ est la rugosité des surfaces

$\Lambda\approx 5$ est une constante issue de la théorie de lubrification

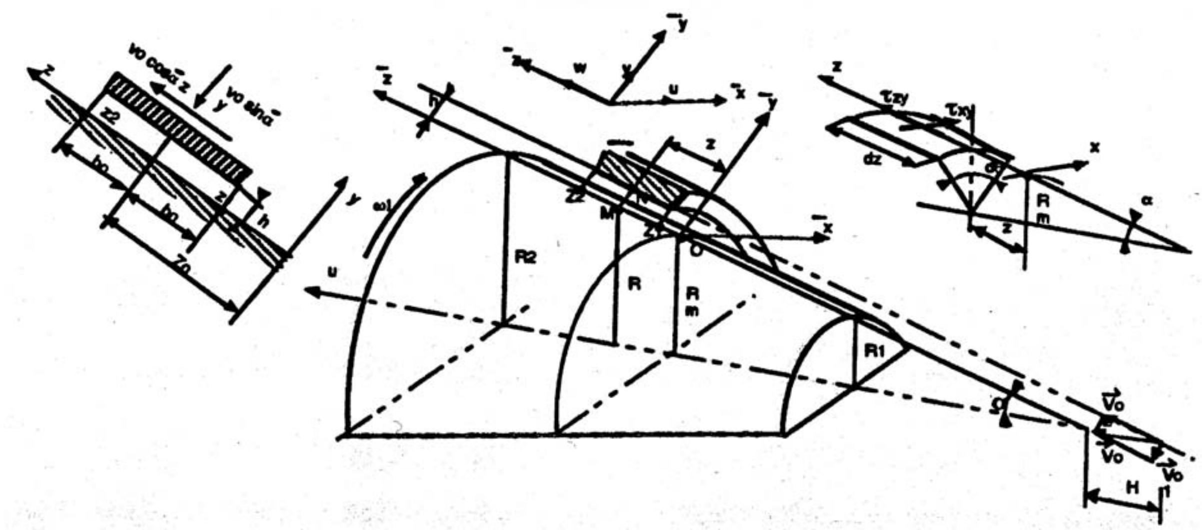


Fig. A3-1 Modèle des surfaces coniques [11]

Considérons l'équation de Reynolds pour l'écoulement entre les surfaces coniques:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho\cdot h^3}{\mu}\cdot\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\rho\cdot h^3}{\mu}\cdot\frac{\partial p}{\partial z}\right)=$$

$$=6\cdot\rho\cdot(u_1-u_2)\frac{\partial h}{\partial x}+6\cdot\rho\cdot(w_1-w_2)\frac{\partial h}{\partial z}+6\cdot h\cdot\frac{\partial}{\partial x}\left(\rho\cdot(u_1+u_2)\right)+6\cdot h\cdot\frac{\partial}{\partial z}\left(\rho\cdot(w_1+w_2)\right)+12\cdot\rho\cdot(v_2-v_1)+12\cdot h\cdot\frac{\partial p}{\partial t}$$

Les vitesses:

$$u=u_1+(u_2-u_1)\frac{y}{h}+\frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial x}(y-h)y$$

$$w=w_1+(w_2-w_1)\frac{y}{h}+\frac{1}{2\mu}\frac{\partial p}{\partial z}(y-h)y$$

De cela, le cisaillement:

$$\tau_{xy}=\nu\frac{\partial u}{\partial y}=(u_2-u_1)\frac{\mu}{h}+\frac{\partial p}{\partial x}\left(y-\frac{h}{2}\right)$$

$$\tau_{zy}=\mu\frac{\partial w}{\partial y}=(w_2-w_1)\frac{\mu}{h}+\frac{\partial p}{\partial z}\left(y-\frac{h}{2}\right)$$

Pour l'application des équations à la géométrie du synchronisateur, on propose les simplifications suivantes:

- La roue et la bague restent concentriques,
- La vitesse axiale de la bague est v_0, celle de la roue est nulle,
- L'épaisseur du film d'huile est $h(t)=H(t)\cdot\sin\alpha$, où H est le déplacement axial,
- En supposant les surfaces coniques parallèles, on a:

$$\frac{\partial h}{\partial x}=\frac{\partial h}{\partial z}=0$$

- En supposant $\rho=cte$, on a:

$$\frac{\partial \rho}{\partial x}=\frac{\partial \rho}{\partial z}=\frac{\partial \rho}{\partial t}=0$$

- Les cônes sont axialement symétriques, la pression varie uniquement au long de la génératrice:

$$\frac{\partial p}{\partial x}=0,\ \frac{\partial p}{\partial z}=\frac{dp}{dz}$$

En appliquant toutes les simplifications, on aura pour l'équation de Reynolds:

$$\frac{d^2 p}{dz^2}=-12\frac{\mu v_0}{h^3}\sin\alpha$$

Intégrons l'expression deux fois:

$$p=-6\frac{\mu v_0}{h^3}\sin\alpha\cdot z^2+c_1\cdot z+c_2$$

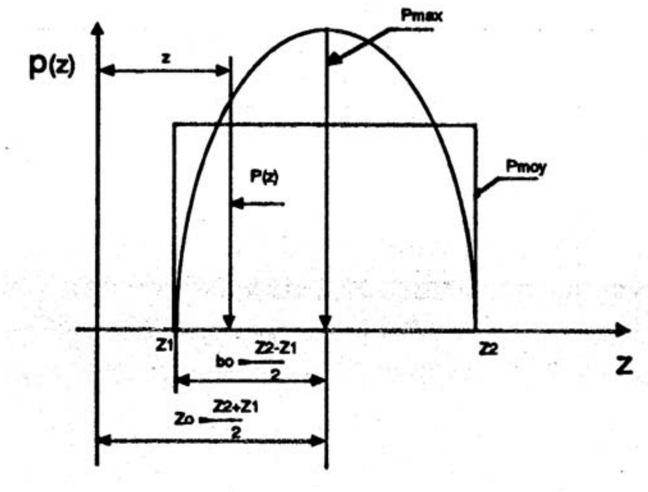


Fig. A3-2 Désignations du champ de pression [11]

Les conditions aux limites étant $p(z_1)=p(z_2)=0$, on a (Fig. A3-2):

$$p=-6\frac{\mu v_0}{h^3}\sin\alpha\left(z^2-\left(z_1+z_2\right)\cdot z+z_1\cdot z_2\right)$$

Soient $2z_0=z_1+z_2$ et $2b_0=z_2-z_1$, ainsi on a:

$$p(z)=p_{\max}\left(1-\frac{\left(z-z_0\right)^2}{b_0}\right)$$

où $p_{\max}=p(z_0)=\frac{3}{2}\mu v_0\sin\alpha\frac{\left(z_2-z_1\right)^2}{h^3}=6v_0\sin\alpha\frac{b_0^{\;2}}{h^3}$

La pression moyenne:

$$p_{moy}=\frac{1}{z_2-z_1}\int_{z_1}^{z_2}p(z)dz=\mu v_0\sin\alpha\frac{\left(z_2-z_1\right)^2}{h^3}=4v_0\sin\alpha\frac{b_0^{\;2}}{h^3}$$

Pour simplifier les expressions des vitesses, on a:

$$\frac{\partial p}{\partial x}=0$$

$$\frac{\partial p}{\partial z}=-2\frac{p_{\max}}{b_0^2}\left(z-z_0\right)=-12\mu v_0\sin\alpha\frac{\left(z-z_0\right)}{h^3}$$

Donc les expressions des vitesses:

$$u=u_1+\left(u_2-u_1\right)\frac{y}{h}$$

$$w=w_1+\left(w_2-w_1\right)\frac{y}{h}-6\frac{\mu v_0\sin\alpha}{h^3}\left(z-z_0\right)\left(y-h\right)y$$

De cela, le cisaillement:

$$\tau_{xy}=\nu\frac{\partial u}{\partial y}=\left(u_2-u_1\right)\frac{\mu}{h}$$

$$\tau_{zy}=\mu\frac{\partial w}{\partial y}=\left(w_2-w_1\right)\frac{\mu}{h}-12\frac{\mu v_0\sin\alpha}{h^3}\left(z-z_0\right)\left(y-\frac{h}{2}\right)$$

Ainsi, on reçoit l'effort axial:

$$F_{ax}=\int_0^{2\pi}\int_{z_1}^{z_2}\left(p(z)\sin\alpha+\tau_{xy}(h=0)\cos\alpha\right)r\,d\varphi\,dz=$$

$$=2\pi\mu v_0 r_m\sin^2\alpha\left(\frac{z_2-z_1}{h}\right)^3+2\pi\mu v_0 r_m\sin^2\alpha\left(\frac{z_2-z_1}{h}\right)\left(\cos\alpha+\frac{z_2-z_1}{2r_m}\sin\alpha\cos\alpha-\frac{\left(z_2-z_1\right)^2}{2hr_m}\sin^2\alpha\right)$$

Le couple sur la bague:

$$M(y=h)=\int_0^{2\pi}\int_{z_1}^{z_2}\tau_{xy}(y=h)r^2d\varphi dz=-2\pi\frac{\mu}{h}\int_{z_1}^{z_2}\left(\left(r_m+\sin\alpha\right)\left(\omega_B-\omega_R\right)+h\omega_B\cos\alpha\right)\left(r_m+z\sin\alpha\right)^2dz=$$

$$=-2\pi\frac{\mu}{h}r_m^3\left(z_2-z_1\right)\omega_C\left(\begin{array}{l}\left(1+\frac{3\left(z_1+z_2\right)}{2r_m}\sin\alpha+\frac{z_1^2+z_2^2+z_1z_2}{r_m^2}\sin^2\alpha+\frac{\left(z_1+z_2\right)\left(z_1^2+z_2^2\right)}{r_m^3}\sin^3\alpha\right)\left(1-\frac{\omega_R}{\omega_C}\right)-\\-\frac{h}{r_m}\cos\alpha\left(1+\frac{\left(z_1+z_2\right)}{r_m}\sin\alpha+\frac{z_1^2+z_2^2+z_1z_2}{3r_m^2}\sin^2\alpha\right)\left(\frac{\omega_R}{\omega_C}\right)\end{array}\right)$$

Le coefficient de frottement est donné par l'équation suivante:

$$f=\frac{M(y=h)\sin\alpha}{F_{ax}r_m\left(1+\frac{1}{3}\left(\frac{b}{r_m}\right)^2\sin^2\alpha\right)}$$

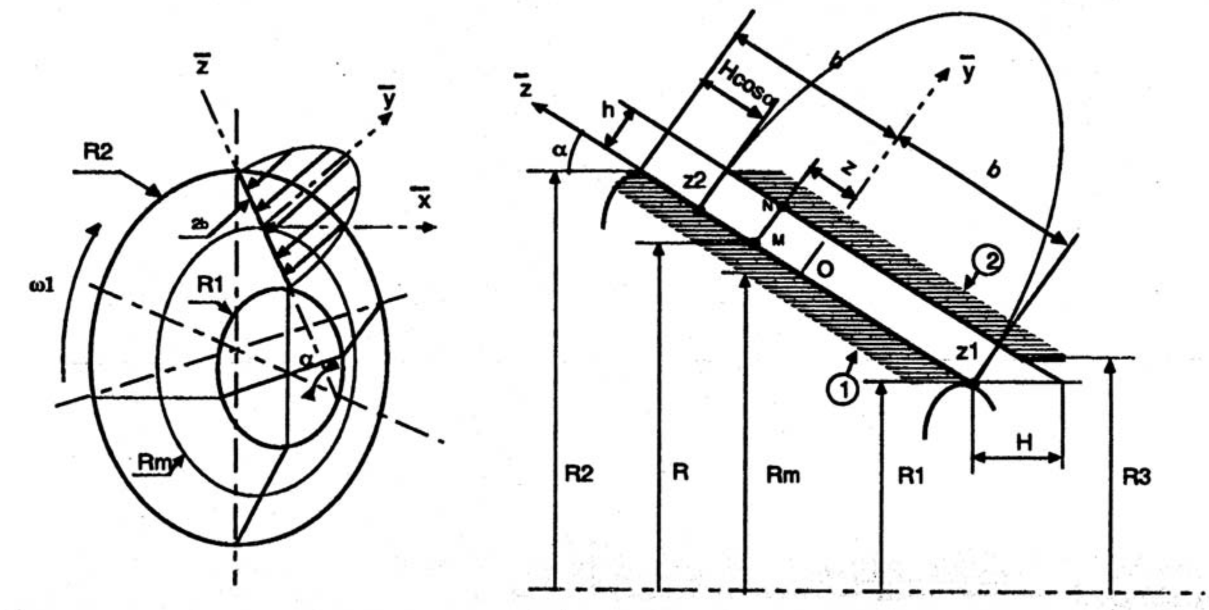


Fig. A3-3 Raffinement du modèle [11]

Dans le cas d'un embrayage conique (Fig. II-8):

$$z_1=-b,\ z_2=b-H\cos\alpha$$

En remplaçant cela, on a:

$$z_0=\frac{z_1+z_2}{2}=-\frac{H}{2}\cos\alpha$$

$$b_0=\frac{z_2-z_1}{2}=b-\frac{H}{2}\cos\alpha$$

On remplace ces expressions dans les équations de p, F_{ax}, M et f. Pour simplifier encore, on peut faire les approximations suivantes: $H<<r_m$, $H<<b$, donc

$$z_0=\frac{z_1+z_2}{2}=-\frac{H}{2}\cos\alpha\approx 0$$

$$b_0=\frac{z_2-z_1}{2}=b-\frac{H}{2}\cos\alpha\approx b$$

Ainsi on obtient une nouvelle fois les expressions pour p, F_{ax}, M et f:

$$p(z)=p_{\max}\left(1-\left(\frac{z}{b}\right)^2\right)$$

où $\quad p_{\max}=p(z=0)=\frac{3}{2}p_{moy}=6\mu v_0\sin\alpha\frac{b^2}{h^3}$

$$F_{ax}=16\pi\mu v_0 r_m\sin^2\alpha\left(\frac{b}{h}\right)^3+4\pi\mu v_0 r_m\sin^2\alpha\left(\frac{b}{h}\right)\left(\cos\alpha+\frac{b}{r_m}\sin\alpha\cos\alpha-\frac{2b^2}{hr_m}\sin^2\alpha\right)$$

$$M(y=h)=4\pi\mu v_0 r_m^3\omega_C\frac{b}{h}\left(\left(1+\frac{b^2}{r_m^2}\sin^2\alpha\right)\left(1-\frac{\omega_R}{\omega_C}\right)-\frac{h}{r_m}\cos\alpha\left(1+\frac{b^2}{3r_m^2}\sin^2\alpha\right)\left(\frac{\omega_R}{\omega_C}\right)\right)$$

$$f=\frac{\omega_C r_m\sin\alpha}{v_0\left(1+\frac{1}{3}\left(\frac{b}{r_m}\right)^2\sin^2\alpha\right)}\cdot\frac{\left(1+\left(\frac{b}{r_m}\right)^2\sin^2\alpha\right)\left(1-\frac{\omega_R}{\omega_C}\right)-\frac{h}{r_m}\cos\alpha\left(1+\frac{1}{3}\left(\frac{b}{r_m}\right)^2\sin^2\alpha\right)\frac{\omega_R}{\omega_C}}{4\left(\frac{b}{h}\right)^2\sin^2\alpha+\cos\alpha+\frac{b}{h}\sin\alpha\cos\alpha-2\frac{b^2}{hr_m}\sin^2\alpha}$$

A ce point, on peut remplacer les valeurs numériques des différentes quantités. En négligeant certaines termes proches du zéro, on obtient des formules simples à utiliser. Pour des études plus approfondies, on donne leur forme adimensionnée aussi:

$$p(z,h)=p(h)_{\max}\left(1-\left(\frac{z}{b}\right)^2\right)$$

où $\quad p(h)_{\max}=6\mu v_0\sin\alpha\frac{b^2}{h^3}$

$$p(h_{\min})_{\max}=6\mu v_0\sin\alpha\frac{b^2}{h_{\min}^3}$$

Forme adimensionnée:

$$\overline{p}(\overline{z},\overline{h})=\frac{p(h)}{p(h_{min})_{max}}=\overline{p}(\overline{h})_{max}\left(1-\overline{z}^2\right)$$

$$\overline{p}(\overline{h})_{max}=\frac{p(h)_{max}}{p(h_{min})_{max}}=\frac{1}{\overline{h}^3}$$

L’effort axial:

$$F_{axv}=16\cdot\pi\cdot\mu\cdot v_0\cdot sin^2\alpha\cdot r_m\cdot\left(\frac{b}{h}\right)^3$$

$$\overline{F}_{ax}(\overline{h})=\frac{F_{ax}(h)}{F_{ax}(h_{min})}=\frac{1}{\overline{h}^3}$$

Le couple, en fonction de l’épaisseur d’huile:

$$M(\omega_R,h)=4\pi\mu v_0 r_m^3\omega_C\frac{b}{h}\left(1-\frac{\omega_R}{\omega_C}\right)$$

$$\overline{M}(\overline{\omega},\overline{h})=\frac{M(\omega_R,h)}{M(\omega_R,h_{min})}=\frac{1-\overline{\omega}}{\overline{h}}$$

Le couple, en fonction de la force axiale:

$$M(\omega_R,F_{ax})=\sqrt[3]{\frac{4\pi^2\mu^2r_m^8}{v_0\sin^2\alpha}}\omega_C\left(1-\overline{\omega}\right)\cdot\sqrt[3]{F_{ax}}$$

$$\overline{M}(\overline{\omega},\overline{F}_{ax})=\left(1-\overline{\omega}\right)\cdot\sqrt[3]{\overline{F}_{ax}}$$

Le coefficient de frottement, en fonction de l’épaisseur d’huile:

$$f=\frac{\omega_C r_m}{4v_0\sin\alpha}\left(\frac{h}{b}\right)^2\left(1-\overline{\omega}\right)=\frac{\omega_C r_m}{4v_0\sin\alpha}\left(\frac{h_{min}}{b}\right)^2\left(1-\overline{\omega}\right)\overline{h}^2$$

Le coefficient de frottement, en fonction de la force axiale:

$$f=\frac{1}{4}\sqrt[3]{\frac{4\pi^2\mu^2r_m^5\sin\alpha}{v_0}}\omega_C\frac{1-\overline{\omega}}{\sqrt[3]{F_{ax}^2}}=\frac{\omega_C r_m}{4v_0\sin\alpha}\left(\frac{h_{min}}{b}\right)^2\frac{1-\overline{\omega}}{\sqrt[3]{\overline{F}_{ax}^2}}$$

Appelons les équations p, F_{ax}, M et f précédentes celles du cône lisse.

Afin de pouvoir faire la comparaison avec les données relevées sur les bancs d’essais, il est nécessaire d’exprimer M et f en fonction du temps. Exprimons-les en fonction des quantités connues:

$M=M(\omega_R,h)=M(\omega_R\ (h),h(t))=M(t)$ ou $M=M(\omega_R,N)=M(\omega_R\ (N),N(t))=M(t)$

$f=f(\omega_R,h)=f(\omega_R\ (h),h(t))=f(t)$ ou $f=f(\omega_R,N)=f(\omega_R\ (N),N(t))=f(t)$

Pour cela, il faut exprimer $h(t)$ ou $\omega_R(t)$. On peut obtenir ces quantités étudiant l’équation de la dynamique de la roue:

$$\theta_R \frac{d\omega_R}{dt} = M$$

$$\theta_R \frac{d\omega_R}{dt} = M = 4\pi r_m^3 \mu b \frac{\omega_C - \omega_R}{h}$$

$$\int_{\omega_{R0}}^{\omega_C} \frac{1}{\omega_C - \omega_R} d\omega_R = \frac{4\pi r_m^3 \mu b}{\theta_R} \int_0^{t_v} \frac{1}{h} dt$$

$$\frac{\omega_C - \omega_R}{\omega_C - \omega_{R0}} = e^{\frac{4\pi r_m^3 b\mu}{\theta} \int_0^{t_v} \frac{1}{h} dt}$$

où $F(h(t)) = \int_0^{t_v} \frac{1}{h} dt$, donc $\omega_R = \omega_R(F(h(t))) = \omega_R(h(t))$.

La vitesse de la roue sera:

$$\omega_R = \omega_B - \left((\omega_B - \omega_{R0}) \frac{h(t)}{h_1} \right)^Y$$

où $\quad Y = \frac{4 \cdot \pi \cdot b \cdot r_1^3}{\theta_R \cdot v_{axv} \cdot \sin\alpha}$

où $\quad \theta_R$ – est l'inertie des pièces tournantes réduite à la roue

On doit définir la fonction de l'épaisseur du film d'huile $h(t)=H(t)\cdot\sin\alpha$, où H est le déplacement axial. On peut choisir librement la valeur $\frac{dh}{dt} = cte$. Si $\frac{dh}{dt} = 0$:

$$h(t) = h_0 - v_0 \sin\alpha t = h_0 - \frac{h_0 - h_{\min}}{t_v} t$$

où v_0 et t_v sont des constants arbitraires. Si $\frac{dh}{dt} = cte \neq 0$:

$$h(t) = h_0 - \frac{\gamma}{2} \sin\alpha t^2 = h_0 - \frac{2(h_0 - h_{\min})}{t_v^2} t^2$$

où γ et t_v sont des constants arbitraires.

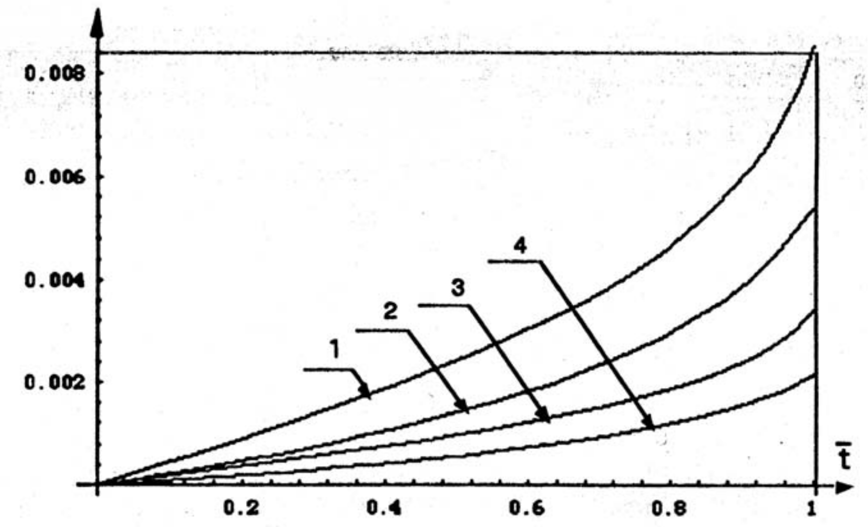


Fig. A3-4 Diagramme $1-\overline{\omega}$ [11]

1 – t_v=0,5 s, v=cte; 2 – t_v=0,2 s, v=cte; 3 – t_v=0,5 s, γ=cte; 3 – t_v=0,2 s, γ=cte

On représente la variation de la différence de vitesse adimensionnée $1-\overline{\omega}=\frac{\omega_R(t)-\omega_C}{\omega_{R0}-\omega_C}$ sur la figure A3-4. On voit bien la différence entre les deux possibilités de représentation. On remarque que en un temps t_v raisonnable, $1-\overline{\omega}$ reste très petite. En effet, avec la diminution de l'épaisseur, la portée du film augmente rapidement, et le coefficient de frottement reste petit, visqueux. Etant donné qu'on a intérêt à maintenir t_v aussi petite que possible, il faut briser le film d'huile pour passer à la phase de frottement mixte ayant un coefficient plus élevé, pour mieux agir sur la roue. La façon la plus simple pour briser le film est la réalisation des stries sur les surfaces coniques jusque-là lisses. En même temps, t_v étant petit, on peut négliger la différence entre les différentes lois de *h(t)*.

ANNEXE 4: MODELE DU STICK-SLIP

Annexe 4: Modèle du stick-slip

La vitesse axiale du baladeur varie beaucoup durant le processus de changement de vitesses. En effet, le baladeur démarre de la position engagée dans une des vitesses, s'accélère, puis se ralentit puis s'arrête pour la synchronisation. Après cela, il accélère de nouveau, déplace la bague de synchronisateur, engage la vitesse suivante avec un choc, puis s'arrête définitivement. Durant tout ce processus, il glisse sur des cannelures et subit une force tangentielle variable. Ainsi, on peut supposer, que du phénomène de stick-slip intervient lors du déplacement. Pour décrire cela, on utilise le modèle suivant, d'après Thomsen [41].

Le baladeur est assimilé à une masse posée sur un tapis roulant, et relié au mur fixe par un ressort et un amortisseur (Fig. A4-1). *F* représente la force tangentielle, la vitesse du tapis celle axiale du baladeur.

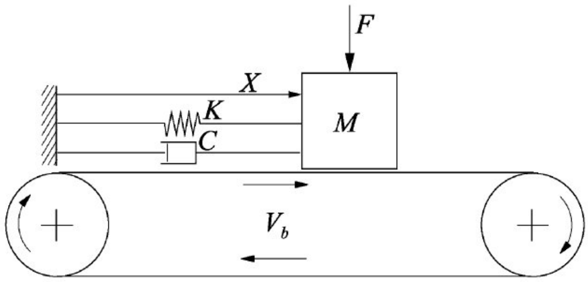


Fig. A4-1 Modèle pour étudier le stick-slip [41]

Les équations de mouvement du système, en forme adimensionnée:

Pour le glissement:

$$\ddot{x}+2\beta\dot{x}+x+\mu\left(\dot{x}-v_b\right)=0$$

Pour le collage:

$$\ddot{x}=0\,;\ \ x+2\beta v_b<\mu_s\,;\ \ \dot{x}=v_b$$

Les paramètres adimensionnés sont:

- $t=\omega_0\tilde{t}$ le temps,
- $\omega_0=\sqrt{\dfrac{K}{M}}$ la fréquence propre du système,
- $x=\dfrac{X}{L}$ le déplacement de la masse,

- $L = \frac{F}{K}$ le facteur de déplacement,
- $v_b = \frac{V_b}{\omega_0 L}$ la vitesse d'excitation,
- $2\beta = \frac{c}{\sqrt{KM}}$ l'amortissement

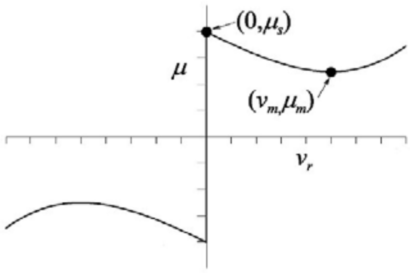


Fig. A4-2 Fonction du coefficient de frottement en fonction de la vitesse relative [41]

Le frottement est décrit par une fonction de 3e degré (Fig. A4-2):

$$\mu(v_r) = sign(v_r) \cdot \mu_s - \kappa_1 v_r + \kappa_3 v_r^3$$

où $v_r = \dot{x} - v_b$ - la vitesse de glissement relative.

$$\kappa_1 = \frac{3}{2} \cdot \frac{\mu_s - \mu_m}{v_m}$$

$$\kappa_3 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu_s - \mu_m}{v_m^3}$$

Les paramètres de la fonction sont:

- μ_s le coefficient de frottement statique,
- μ_m le coefficient de frottement minimal,
- v_m la vitesse relative appartenant au coefficient de frottement minimal.

Pour faciliter l'étude du mouvement, on placera l'origine du système de coordonnées au point où la force de frottement et la force du ressort sont en équilibre. Les équations décrivant ce point $x = \bar{x}$:

$$x = \bar{x} : \ \dot{x} = 0 ; \ \ddot{x} = 0$$

L'équation de l'équilibre des forces:

$$\bar{x} = -\mu(-v_b) = \mu_s - \kappa_1 v_b + \kappa_3 v_b^3$$

A ce point, les vitesses de déplacement et d'excitation sont égales:

$$v_r = v_b$$

En connaissant le point d'équilibre, on introduit la nouvelle variable pour le déplacement:

$$u(t)=x(t)-\bar{x}$$

En remplaçant cela dans les équations du mouvement, on obtient la nouvelle forme de l'équation de mouvement:

Pour le glissement:

$$\ddot{u}+u+\varepsilon h(\dot{u})=0$$

Pour le collage:

$$\ddot{u}=0\,;\ u+\varepsilon\left(-\kappa_1 v_b+\kappa_3 v_b^3\right)+2\varepsilon\beta v_b\leq 0\,;\ \dot{u}=v_b$$

où la fonction h est la suivante:

$$h(\dot{u})=2\beta\dot{u}+\mu(\dot{u}-v_b)-\mu(-v_b)=2\beta\dot{u}+\mu_s(1+sign(\dot{u}-v_b))+(-\kappa_1+\kappa_3 v_b^2)\dot{u}-3\kappa_3 v_b\dot{u}^2+\kappa_3\dot{u}^3$$

Le facteur ε est théoriquement petit: $\varepsilon<<1$, en pratique on suppose $\varepsilon\approx 1$.

En fonction de la vitesse relative $\dot{u}$, on distingue trois états de fonctionnement:

- $\dot{u}=0$: glissement sans oscillation, avec une vitesse d'excitation v_b.
- $\dot{u}<v_b$: glissement avec oscillation.
- $\dot{u}\leq v_b$: glissement avec oscillation et collage (stick-slip).

A4-1. Description du glissement avec oscillation

La condition de base: $\dot{u}<v_b$.

L'équation du mouvement:

$$\ddot{u}+u+\varepsilon h(\dot{u})=0$$

La fonction h est la suivante:

$$h(\dot{u})=h_1\dot{u}+h_2\dot{u}^2+h_3\dot{u}^3$$

Les coefficients:

$$h_1=2\beta-\kappa_1+3\kappa_3 v_b^2$$

$$h_2=-3\kappa_3 v_b$$

$$h_3=\kappa_3$$

La solution de l'équation de mouvement a la forme suivante:

$$u = A\sin\psi$$

où $\psi = t + \theta(t)$ - la phase,

$\theta(t)$ – le déphasage initial.

Calcul de $A(t)$ et de $\theta(t)$ avec la méthode de la moyenne standard:

$$\dot{A} = -\frac{1}{2}\varepsilon A\left(h_1 + \frac{3}{4}h_3 A^2\right)$$

$$A\dot{\theta} = 0$$

La solution non triviale:

$$A = \sqrt{\frac{-4}{3}\frac{h_1}{h_3}}$$

$$\theta = const$$

En remplaçant cela dans l'équation de la solution, on obtient une solution périodique.

La solution n'est pas stable, si $u=0$ pour $h_1<0$. Cela donne la condition suivante pour la vitesse d'excitation:

$$v_b < v_{b1} = v_m\sqrt{1 - \frac{4\beta v_m}{3(\mu_s - \mu_m)}}$$

Cela veut dire qu'en absence d'amortissement visqueux, l'équilibre est instable pour des vitesses d'excitation inférieures à v_m. Donc, l'amortissement visqueux a un effet stabilisateur sur le système. Si β dépasse un seuil, le système est toujours stable:

$$\beta > \frac{3}{4}(\mu_s - \mu_m)$$

Les conditions de l'existence et de la stabilité de l'oscillation périodique sont:

$$h_1 < 0;\ h_3 > 0$$

Preuve de la vérité de la deuxième condition:

Etant donné $\mu_s > \mu_m$, la deuxième condition est vraie:

$$h_3 = \kappa_3 = \frac{1}{2}\cdot\frac{\mu_s - \mu_m}{v_m^3} > 0$$

L'équation modifiée de l'amplitude de déplacement:

$$A = 2v_m\sqrt{1 - \left(\frac{v_b}{v_m}\right)^2 - \frac{4\beta v_m}{3(\mu_s - \mu_m)}} = 2\sqrt{v_{b1}^2 - v_b^2}$$

Ainsi, on peut définir des valeurs limites pour l'oscillation pure. L'oscillation pure est présente si la vitesse d'excitation v_b est entre les valeurs limites suivantes:

$$v_{b0} < v_b < v_{b1}$$

Quand la vitesse d'excitation v_b diminue à partir d'une valeur grande, le glissement sans oscillation se transforme en oscillation pure à la valeur v_{b1}. L'oscillation pure dure jusqu'à ce que la vitesse d'excitation atteint v_{b0}, vitesse de l'apparition du stick-slip. Similairement, l'amplitude de l'oscillation commence à augmenter après v_{b1}. Il atteint sa valeur maximale à v_{b0}. A ce point:

$$v_{b0}=\sqrt{\frac{4}{5}}v_{b1}$$

De cela, l'amplitude de l'oscillation au début de la phase de stick-slip:

$$A\Big|_{v_b=v_{b0}}=A_{\max}=v_{b0}=\sqrt{\frac{4}{5}}v_m\sqrt{1-\frac{4\beta v_m}{3(\mu_s-\mu_m)}}$$

A4-2. Description de l'oscillation stick-slip

La condition de base: $v_b<v_{b0}$. Dans la discussion, on s'occupe séparément de la phase glissement et de la phase collage.

A4-2-1. Phase glissement

Pour décrire la phase de glissement, on choisit pour moment initial la fin de la phase de collage, où la vitesse de la masse est égale à celle d'excitation: $\dot{u}=v_b$. A ce moment, la force de frottement et celle du ressort sont égales. L'équation du mouvement au moment initial:

$$t=0\text{: } u(0)=-2\varepsilon\beta v_b+\varepsilon(\kappa_1 v_b-\kappa_3 v_b^3)\text{ ; } \dot{u}(0)=v_b$$

L'équation de mouvement sera la même que pour le mouvement d'oscillation pure:

$$\ddot{u}+u+\varepsilon h(\dot{u})=0$$

Avec ces conditions initiales, l'équation est non-linéaire. Pour la résoudre, on fait appel à des méthodes approchées. Appliquons la méthode des perturbations. Décomposons la variable:

$$u(t)=u_0(t)+\varepsilon u_1(t)$$

quand $t\in[0,t_s]$, où t_s est le début de la nouvelle phase de collage, et $\varepsilon<<1$ un paramètre.

Remplaçons cela dans l'équation de mouvement:

$$\ddot{u}_0+u_0=0\text{ ; } u_0(0)=0\text{ ; } \dot{u}_0(0)=v_b$$

et

$$\ddot{u}_1 + u_1 = -h(\dot{u}_0)\ ;\ u_1(0) = -2\beta v_b + \kappa_1 v_b - \kappa_3 v_b^3\ ;\ \dot{u}_1(0) = 0$$

La solution en ordre *0*:

$$u_0 = v_b \sin t$$

Remplaçons cela dans la solution d'ordre *1*:

$$\ddot{u}_1 + u_1 = \frac{3}{2}c_3 - c_1 \cos t + \frac{3}{2}c_3 \cos(2t) - \frac{1}{4}c_3 \cos(3t)$$

où $c_1 = 2\beta v_b - \kappa_1 v_b + \frac{15}{4}c_3 = 2\beta v_b - \frac{3}{2}(\mu_s - \mu_m)\frac{v_b}{v_m}\left(1 - \frac{5}{4}\left(\frac{v_b}{v_m}\right)^2\right)$

$c_3 = \kappa_3 v_b^3 = \frac{1}{2}(\mu_s - \mu_m)\left(\frac{v_b}{v_m}\right)^3$

La solution d'ordre *1* en prenant compte les conditions initiales:

$$u_1(t) = \frac{2}{3}c_3 - \frac{1}{2}c_1 t \sin t + \left(\frac{55}{32}c_3 - c_1\right)\cos t - \frac{1}{2}c_3 t \cos(2t) + \frac{1}{32}c_3 t \cos(3t)$$

La solution complète pour $t \in [0, t_s]$:

$$u(t) = v_b \sin t + \varepsilon\left(\frac{2}{3}c_3 - \frac{1}{2}c_1 t \sin t + \left(\frac{55}{32}c_3 - c_1\right)\cos t - \frac{1}{2}c_3 t \cos(2t) + \frac{1}{32}c_3 t \cos(3t)\right) + O(\varepsilon^2)$$

où $O(\varepsilon^2)$ représente les membres négligeables.

On obtient les fonctions de vitesse et d'accélération en dérivant la solution.

A4-2-2. Calcul de la durée limite de glissement pour le stip-slick

La condition limite finale: $\dot{u}(t_s) = v_b$. On obtient $\dot{u}$ de la dérivation de la solution. Cette équation est transcendante, on doit la résoudre avec des méthodes approchées. Développons l'équation en série de Taylor dans l'intervalle $t_s \in [\pi, 2\pi]$:

$$\dot{u}(t_s) = \dot{u}\left(\frac{3\pi}{2}\right) + \ddot{u}\left(\frac{3\pi}{2}\right)\left(t_s - \frac{3\pi}{2}\right) + O\left(\left(t_s - \frac{3\pi}{2}\right)^2\right)$$

Remplaçons l'équation $\dot{u}(t_s) = v_b$ dans celle précédente, et arrangeons les membres pour obtenir t_s:

$$t_s' = \frac{3\pi}{2} + \frac{v_b - \dot{u}\left(\frac{3\pi}{2}\right)}{\ddot{u}\left(\frac{3\pi}{2}\right)} + O\left(\left(t_s - \frac{3\pi}{2}\right)^2\right)$$

Remplaçons les équations de $\dot{u}(t_s)$ et $\ddot{u}(t_s)$, et négligeons les puissances de t_s:

$$t_s' = \frac{3\pi}{2} + \frac{v_b + \frac{1}{2}c_1 - \frac{13}{8}c_3}{v_b - \frac{3}{4}c_1 - 2c_3}$$

Selon Thomsen [41], le pourcentage d'erreur de cette approximation est inférieur à 0,3%. Toutefois, l'erreur peut augmenter en cas de $(\mu_s - \mu_m)$ plus petit. Pour compenser cela, on effectue le même développement en série, mais autour du point $t_s=2\pi$:

$$t_s'' = 2\pi - \sqrt{\frac{2\pi c_1}{-v_b - \frac{3\pi}{4}c_1 - 2c_3}}$$

Pour une phase de collage court, t_s' est plus précise. Pour une phase de collage plus longue, t_s'' est mieux adaptée. Pour être précis en chaque cas, considérons que la solution la plus précise est la combinaison des deux approximations:

$$t_s = t_s' + e^{\frac{v_b - v_{b0}}{\kappa}}(t_s'' - t_s')$$

où $\kappa = \dfrac{4\beta v_m}{3(\mu_s - \mu_m)}$.

L'erreur de cette approximation pour t_s est inférieur à 1% pour les conditions suivantes:

- $v_b < v_{b0}$; $\kappa \in [0{,}11;1]$; $\dfrac{\mu_s - \mu_m}{v_m} \in [0{,}07;0{,}61]$;
- $\beta=0{,}05$; $\mu_s=0{,}25$; $\mu_m=0{,}25$; $v_m=0{,}5$.

A4-2-3. Calcul de la période et des amplitudes

Les conditions de départ sont:

$$t = t_s;\ \dot{u}(t_s) = v_b;\ \ddot{u}(t_s) = 0$$

L'équation du mouvement pour $t \in]t_s, T[$:

$$u(t) = u(t_s) + v_b(t - t_s)$$

où $T = t_s + \dfrac{u(0) - u(t_s)}{v_b}$ la période du mouvement stick-slip.

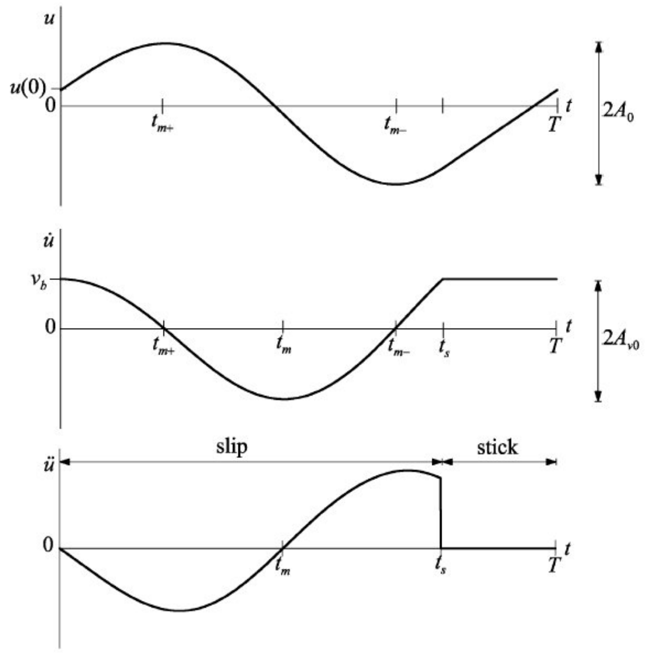


Fig. A4-3 Types du mouvement stick-slip [41]

On ne peut pas définir une amplitude de la même façon que pour un mouvement harmonique. Continuons la discussion en traitant les deux phases de façon séparée (Fig. A4-3).

Pour le collage: $\dot{u} = v_b = const$

Pour le glissement: $\dot{u} \neq const$, et $\dot{u} = \max$ si $\ddot{u}(t_m) = 0$

Une solution approchée pour t_m soit:

$$t_m = t_{m0} + \varepsilon t_{m1}$$

où $\varepsilon << 1$ est un paramètre.

Remplaçons cela dans l'équation du mouvement développée en série de Taylor:

$$\ddot{u}(t_m) = \ddot{u}_0(t_{m0}) + \varepsilon\left(t_{m1}\dddot{u}_0(t_{m0}) + \ddot{u}_1(t_{m0}) \right) + O\left(\varepsilon^2\right)$$

Approximativement, $\ddot{u}(t_m) = 0$ si:

$$\ddot{u}_0(t_{m0}) = 0 \text{ ; } \ddot{u}_1(t_{m0}) = -t_{m1}\dddot{u}_0(t_{m0})$$

La solution de la première condition:

$$\ddot{u}_0(t_{m0}) = 0 \text{ si } t_{m0} = \pi$$

On obtient la solution pour t_{m1} de façon similaire.

Remplaçons t_{m0} et t_{m1} dans l'équation de t_m:

$$t_m = \pi - \frac{c_1 + \frac{73}{32}c_3}{v_b}$$

Remplaçons le temps dans l'équation de la vitesse:

$$\dot{u}(t_m) = \dot{u}_0(t_{m0}) + \varepsilon\left(t_{m1}\ddot{u}_0(t_{m0}) + \dot{u}_1(t_{m0})\right) + O\left(\varepsilon^2\right) = -v_b + \varepsilon\left(\frac{\pi}{2}c_1\right) + O\left(\varepsilon^2\right)$$

Comme les extrema de vitesse ne sont pas symétriques par rapport à *u=0*, l'amplitude est donnée par la définition suivante:

$$A_v = \frac{1}{2}\left(v_b - \dot{u}(t_m)\right)$$

En remplaçant $\dot{u}(t_m)$, on obtient pour $v_b<v_{b0}$:

$$A_v = \left(1 - \frac{\pi}{2}\beta\right)v_b + \frac{3\pi}{8}\left(\mu_s - \mu_m\right)\frac{v_b}{v_m}\left(1 - \frac{5}{4}\left(\frac{v_b}{v_m}\right)^2\right)$$

L'amplitude du déplacement est calculée de façon semblable. Les approximations pour les valeurs de temps (Fig. A4-3):

$$t_{m-} = \frac{3\pi}{2} - \frac{1}{2}c_1 + \frac{52}{32}c_3$$

$$t_{m+} = \frac{\pi}{2} + \frac{1}{2}c_1 - \frac{52}{32}c_3$$

Les approximations pour les valeurs de déplacement (Fig. A4-3):

$$u(t_{m-}) = -v_b + 2c_3 + \frac{3\pi}{4}c_1$$

$$u(t_{m+}) = v_b + 2c_3 - \frac{\pi}{4}c_1$$

L'amplitude de déplacement $v_b<v_{b0}$:

$$A = \frac{1}{2}\left(u(t_{m+}) - u(t_{m-})\right) = v_b - \frac{\pi}{2}c_1 = \left(1 - \pi\beta\right)v_b + \frac{3\pi}{4}\left(\mu_s - \mu_m\right)\frac{v_b}{v_m}\left(1 - \frac{5}{4}\left(\frac{v_b}{v_m}\right)^2\right)$$

Le maximum de la vitesse :

$$v_b^* = \begin{cases} v_{b0} = \sqrt{\frac{4}{5}}v_{b1}, \text{ si } \frac{(\mu_s - \mu_m)}{v_m} \le \frac{3}{8}\left(1 - (\pi - 3)\beta\right) \\ v_m\sqrt{\frac{4}{15}\left(1 + \frac{v_m(1-\pi\beta)}{\frac{3\pi}{4}(\mu_s - \mu_m)}\right)} \text{ ailleurs} \end{cases}$$

Si $\mu_s - \mu_m$ est petit, le maximum de l'oscillation apparaît pour $v_b = v_{b0}$. Dans le cas de $\mu_s - \mu_m$ grande, le maximum apparaît quelque part pour $v_b \in \left]0, v_{b0}\right[$ (Fig. A4-4). Pour $\mu_s - \mu_m$ petit, on a:

$$A\big|_{vb=vb0} = A_{\max} = v_{b0} = \sqrt{\frac{4}{5}} v_m \sqrt{1 - \frac{4\beta v_m}{3(\mu_s - \mu_m)}} = A_{v,\max}$$

donc l'amplitude du déplacement et de la vitesse sont les mêmes à la vitesse maximale d'oscillation .

La fréquence de base du mouvement stick-slip est la suivante (Fig. A4-5):

$$\omega_{ss} = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi v_b}{v_b t_s + u(0) - u(t_s)} < 1 = \omega_0$$

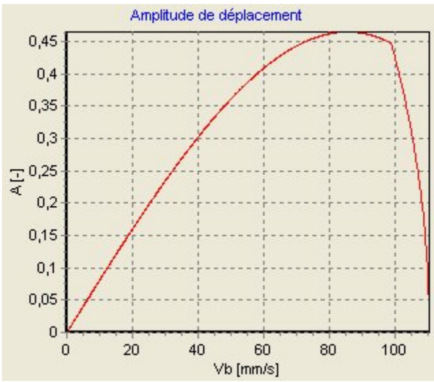


Fig. A4-4 La variation de l'amplitude de l'oscillation en fonction de la vitesse d'excitation

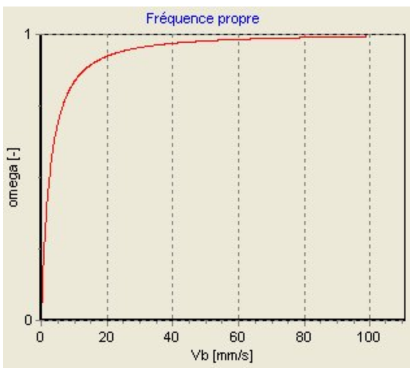


Fig. A4-5 La variation de la fréquence de l'oscillation en fonction de la vitesse d'excitation

ANNEXE 5: DESCRIPTION DU LOGICIEL

Annexe 5: Description du logiciel (état actuel)

Cette annexe présente brièvement l'interface entrée-sortie du logiciel de simulation numérique. Cette interface est constituée de treize feuilles. Comme le développement du logiciel n'est pas encore finalisé, des fonctions test et des courbes de contrôle interne apparaissent parmi les possibilités de réglage. Dans les pages suivantes, les feuilles sont présentées une par une.

A5-1. Feuille «Données générales» (Fig. A5-1)

Elle contient toutes les constantes nécessaires pour le calcul. On peut y remplir les cases manuellement, ou ouvrir un fichier de donnés déjà enregistrée (bouton Ouvrir). De même, on peut sauvegarder les données avec le bouton Sauver. Si tout est prêt, on lance le calcul avec le bouton Calculer. On peut régler les propriétés de la simulation par plusieurs boîtes. On peut choisir une montée en vitesses ou un rétrogradage dans la boîte Changement de vitesses. La boîte Type de matière permet le choix entre une bague en laiton ou en matière frittée. Les caractéristiques thermiques et mécaniques des matières sont inclus dans le logiciel. La boîte Type de simulation permet de choisir entre la simulation du banc d'essais de fonction synchronisateur BFS ou une boîte de vitesses JH. La boîte Dynamique permet la prise en compte l'effet des phénomènes dynamiques. Si on vient de choisir la prise en compte des phénomènes dynamiques, on peut les étudier soit tous ensemble, soit phase de fonctionnement par phase de fonctionnement, en cochant les cases de la boîte Dynamique sans. Les phases mentionnées sont le début de la synchronisation, la fin de la synchronisation, le dévirage de la bague de synchronisateur, la montée de la deuxième bosse, et le dévirage de la roue.

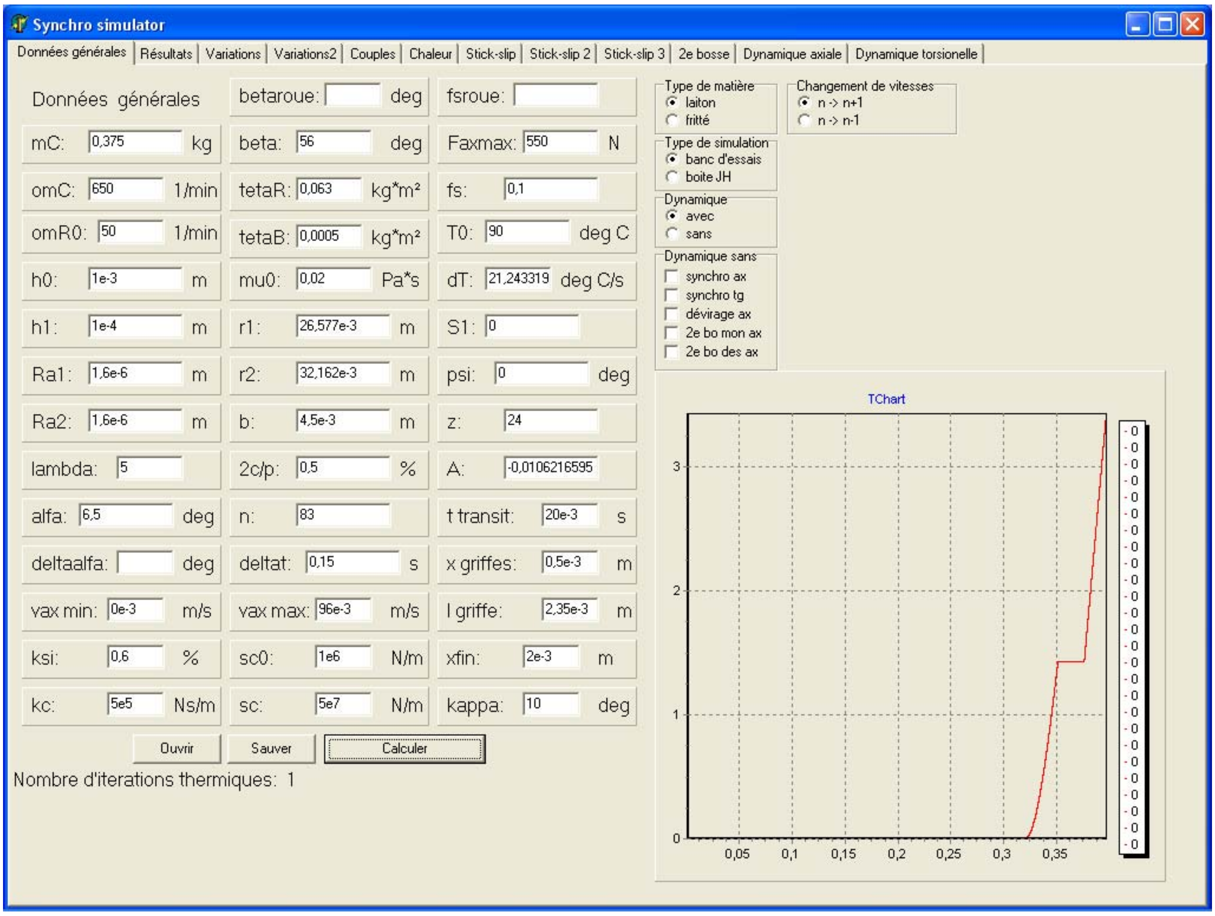


Fig. A5-1 La feuille «Données générales»

A5-2. Feuille «Résultats» (Fig. A5-2)

Sur cette feuille, on peut examiner les résultats d'un seul calcul. On choisit le variable attribué à l'axe X du graphe, puis celui attribué à l'axe Y, et le courbe apparaît. On peut l'imprimer en touchant le bouton Imprimer.

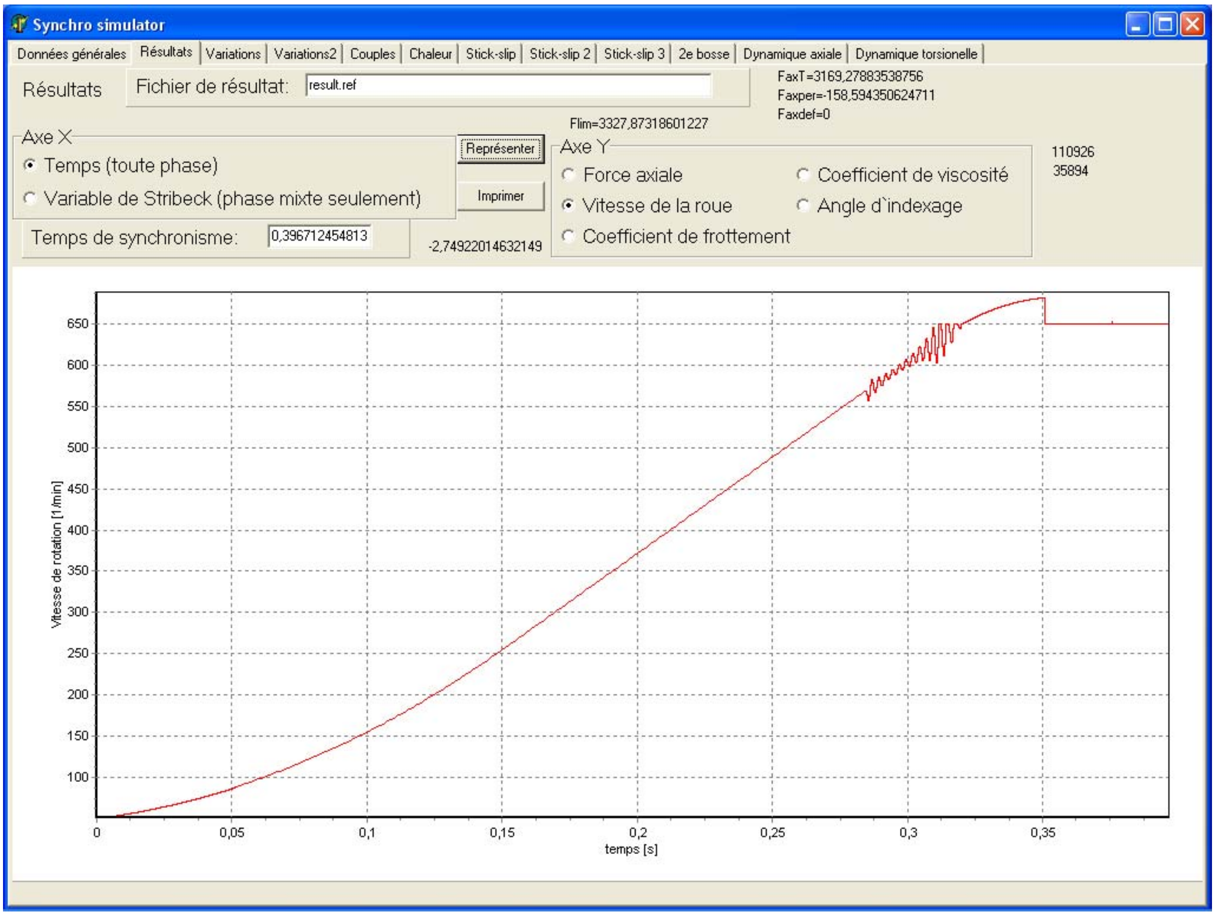


Fig. A5-2 La feuille «Résultats»

A5-3. Feuille «Variations» (Fig. A5-3)

Cette feuille permet d’examiner l’effet de la variation d’un ou deux paramètres à la fois. D’abord, on choisit le paramètre, puis on donne les valeurs de départ et d’arrivée, et le nombre des pas intermédiaires. Le graphe représente la variation de la durée du synchronisme en fonction du paramètre choisi.

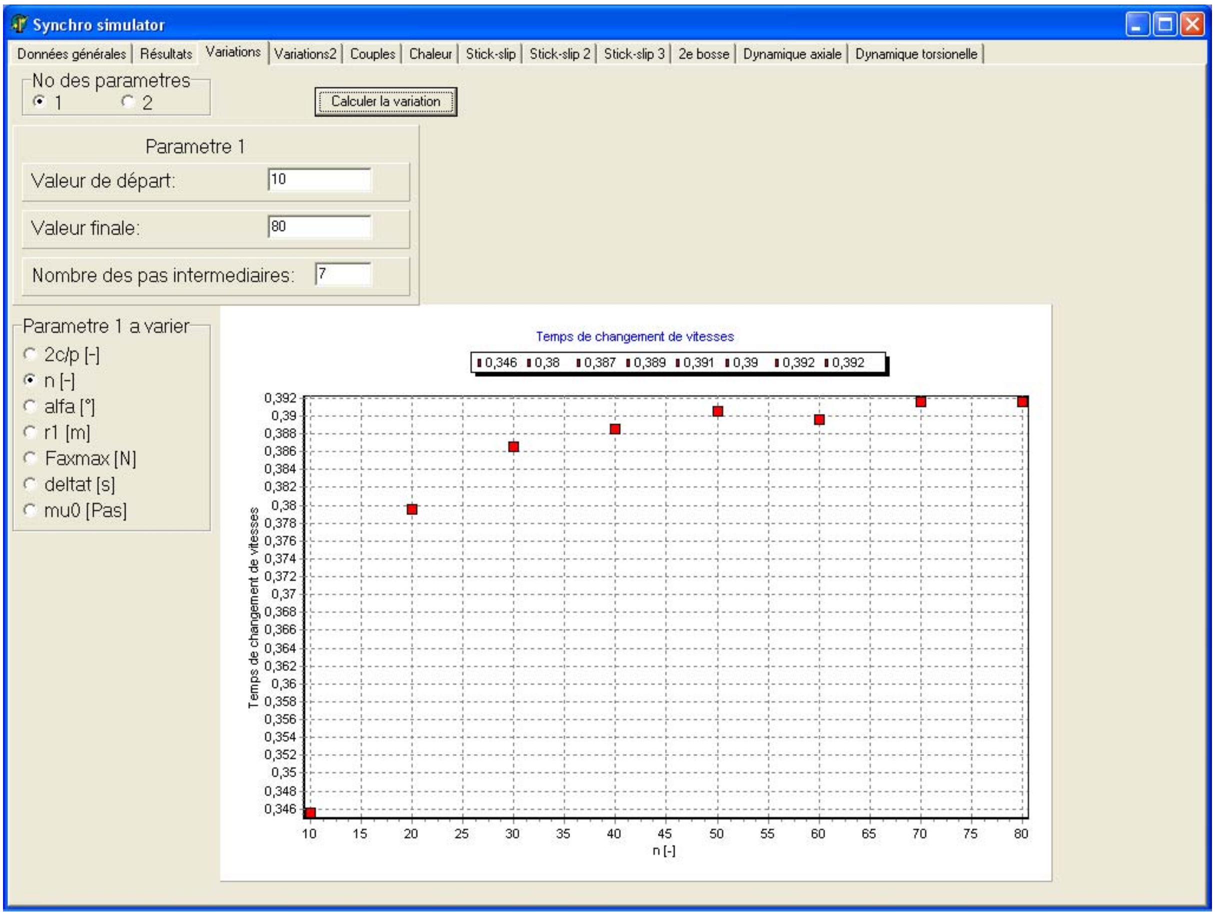


Fig. A5-3 La feuille «Variations»

A5-4. Feuille «Variations2» (Fig. A5-4)

Sur cette feuille, on peut effectuer les mêmes opérations que sur celle Résultats, mais sur le graphe, on voit des séries de fonctions en fonction de la variation du paramètre.

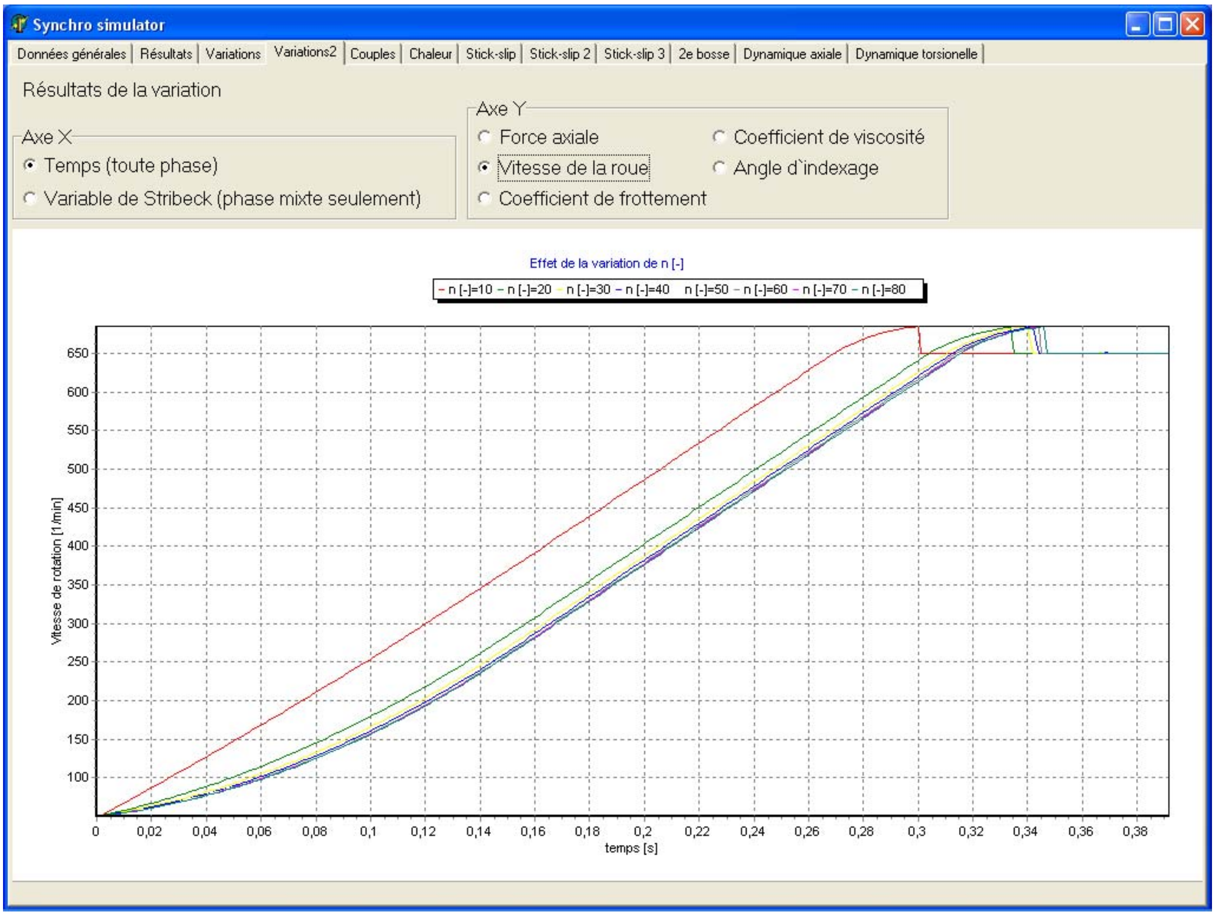


Fig. A5-4 La feuille «Variations2»

A5-5. Feuille «Couples» (Fig. A5-5)

Cette feuille représente les couples existant durant la synchronisation. Sur le diagramme supérieur, on voit le couple de frottement M_1 et celui d'interdiction M_2. Ces couples sont de l'ordre de quelques *10 Nm*. Sur le diagramme inférieur, on voit le couple résistant dû au barbotage $M_{barbotage}$, celui dû aux butées axiales M_{butax}, et celui dû aux paliers M_{palier}. Ces couples sont de l'ordre de grandeur de quelques centaines de *Nm*. Ceci est vrai pour le banc d'essais. En cas de boîte de vitesses, le couple de barbotage est très élevé, et peut atteindre la valeur de *25 Nm*.

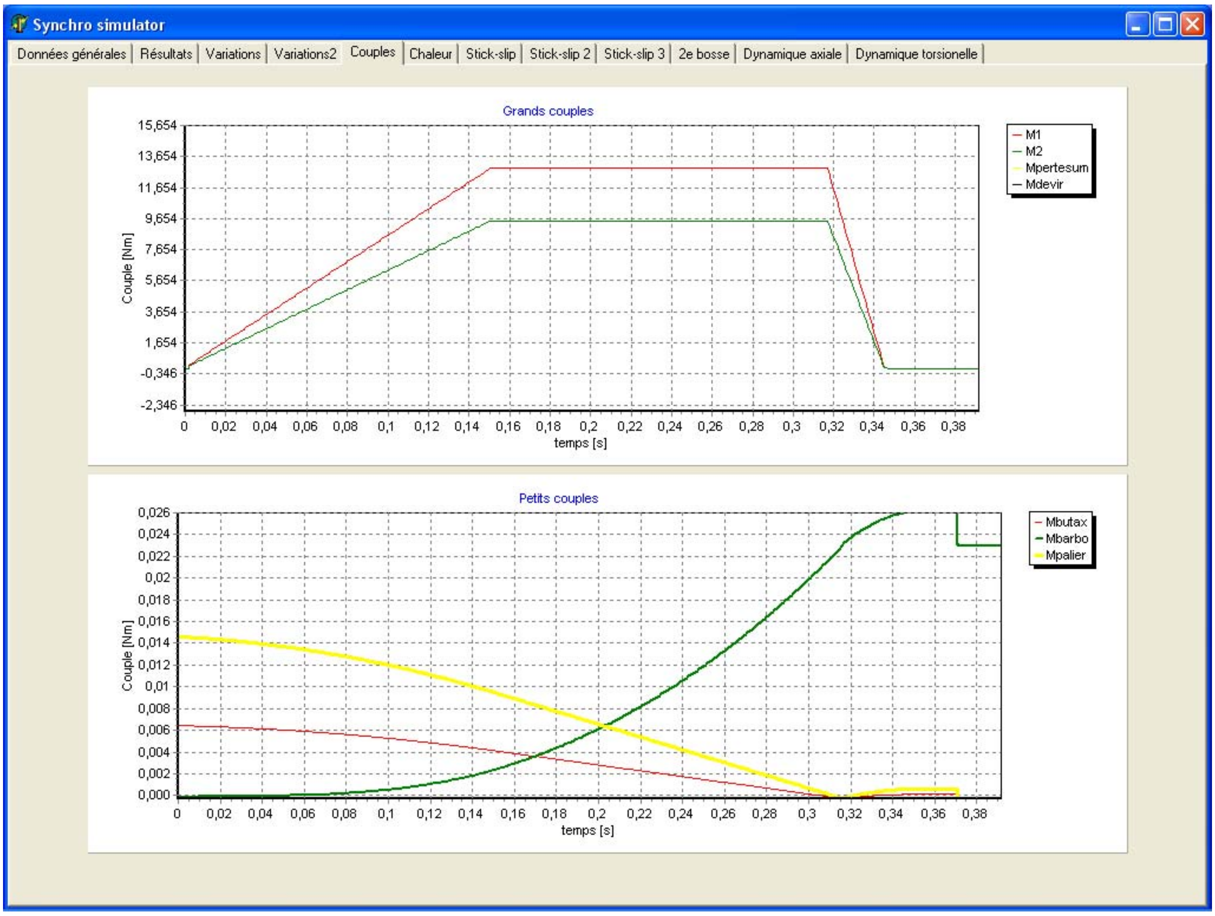


Fig. A5-5 La feuille «Couples»

A5-6. Feuille «Chaleur» (Fig. A5-6)

Cette feuille sert à étudier le modèle d'échauffement de la surface conique de la bague de synchronisateur, durant la phase de synchronisation. On peut représenter les différents paramètres considérés par la théorie de Blok en fonction du temps.

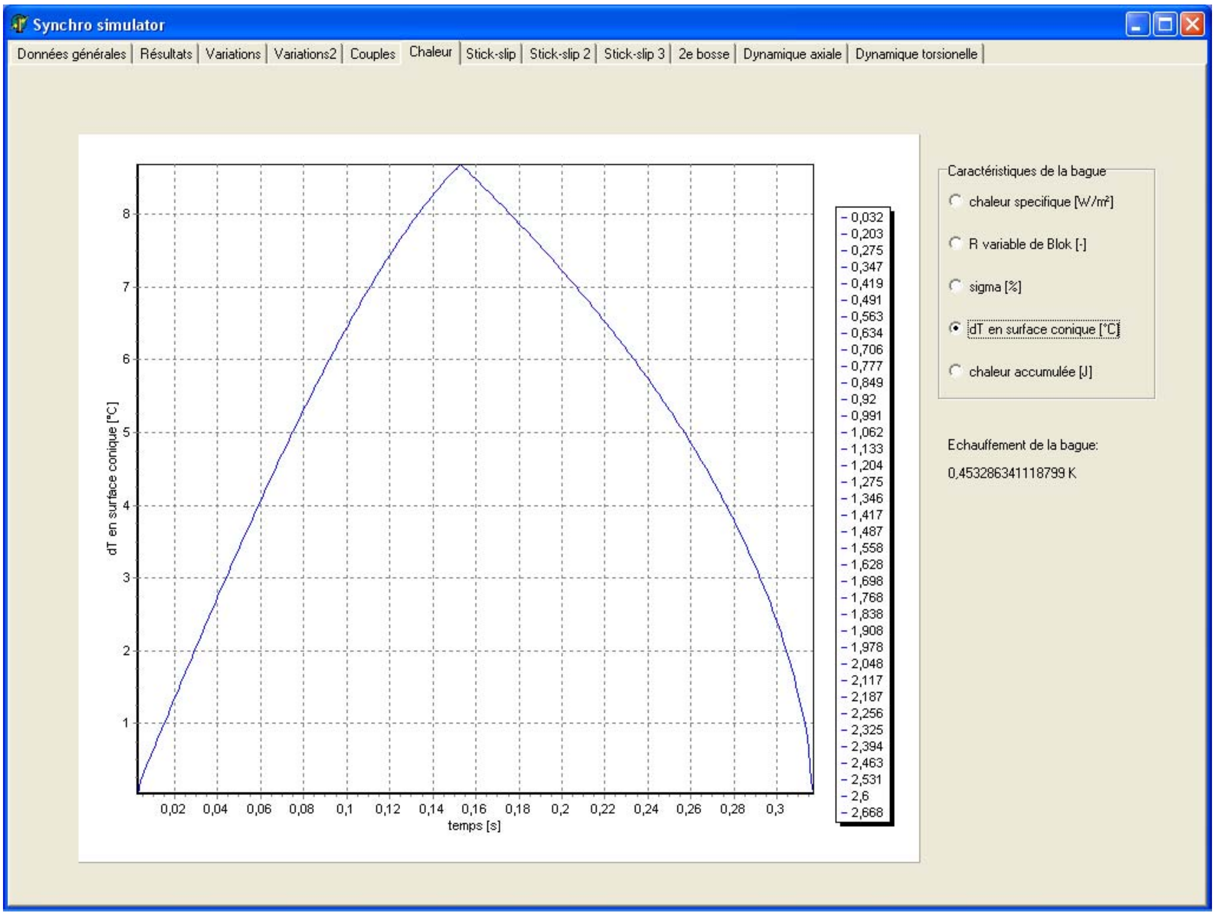


Fig. A5-6 Feuille «Chaleur»

A5-7. Feuille «Données boîte» (Fig. A5-7)

Cette feuille sert à entrer les données de la boîte de vitesses à simuler. Elle est visible seulement si le type de la simulation choisi est Boîte JH à la feuille «Données générales». On peut entrer les données des engrenages et de l'arbre d'entrée manuellement, ou les entrer à partir d'un fichier (bouton Ouvrir). On peut également les sauvegarder avec le bouton Sauver. Le bouton Inertie permet un calcul rapide des inerties à synchroniser. Pour l'instant, une seule architecture de boîte est prise en compte, une boîte JH à 5 vitesses. Le choix de la position du synchronisateur n'est pas encore opérationnel.

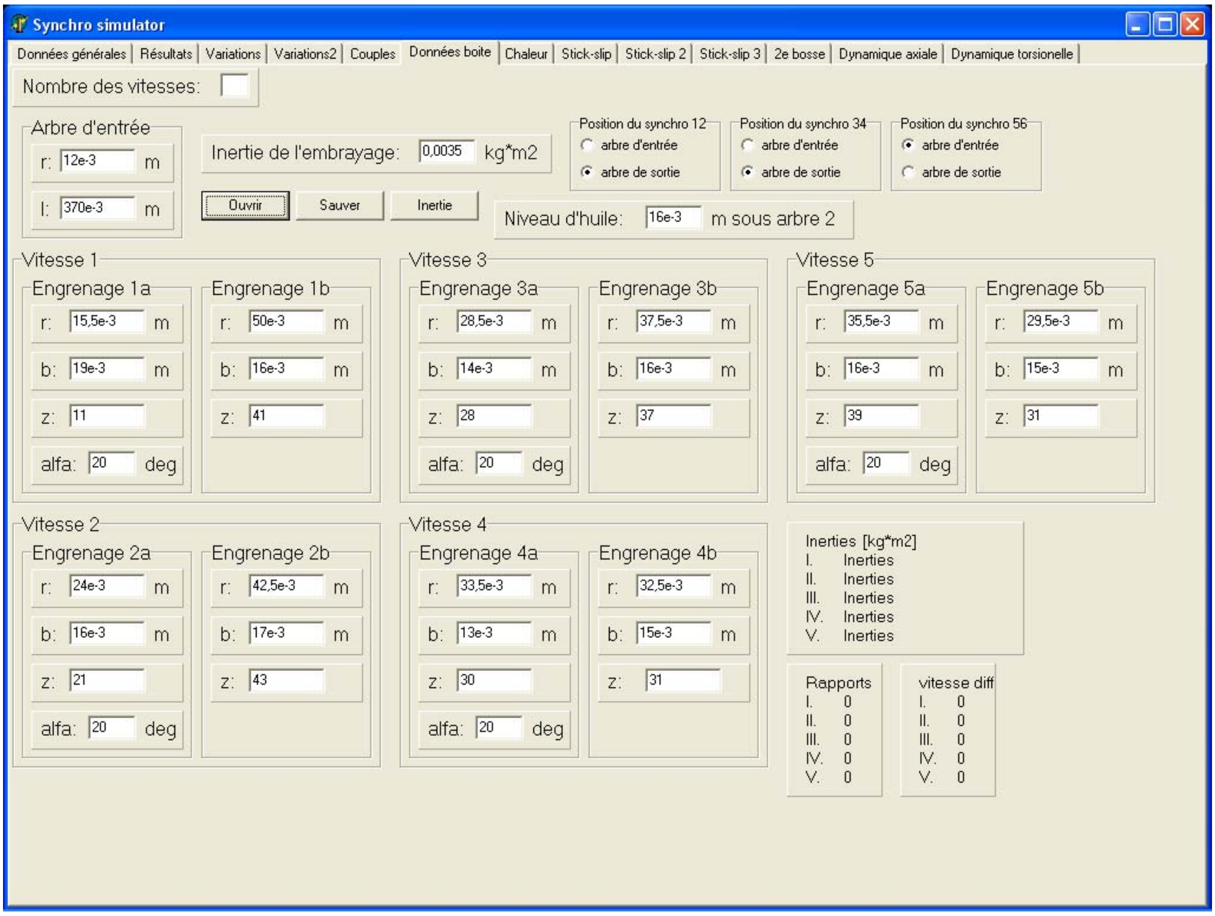


Fig. A5-7 Feuille «Données boîte»

A5-8. Feuille «Stick-slip» (Fig. A5-8)

Cette feuille sert à entrer les paramètres pour les modèles de stick-slip axial et tangentiel, en dessous, dans la partie droite de la feuille. Ces paramètres sont les masses, les raideurs, et les amortissements des systèmes oscillants respectifs. Ensuite, il faut préciser un coefficient de frottement statique *mus*, un coefficient de frottement dynamique minimal *mum*, et la vitesse *vm* à laquelle le minimum se produit. Ces dernières quantités sont adimensionnées et viennent de la littérature. Les courbes sur cette feuille servent de tester le développement du logiciel.

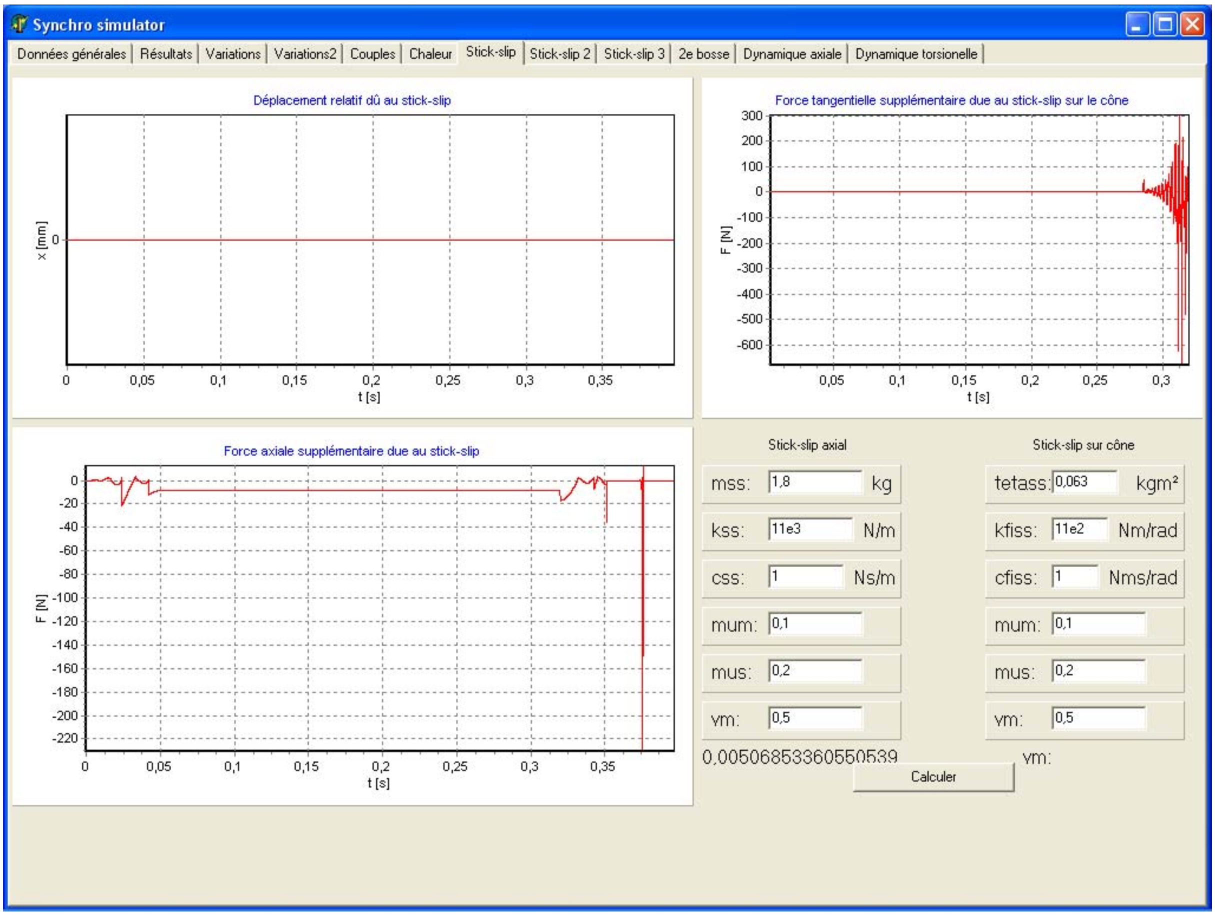


Fig. A5-8 Feuille «Stick-slip»

A5-9. Feuille «Stick-slip2» (Fig. A5-9)

Cette feuille sert à étudier le modèle du stick-slip tangentiel sur les surfaces coniques. Les courbes présentent les déplacement relatif, la variation de vitesse relative et l'accélération relative de la roue, tous originaires du stick-slip.

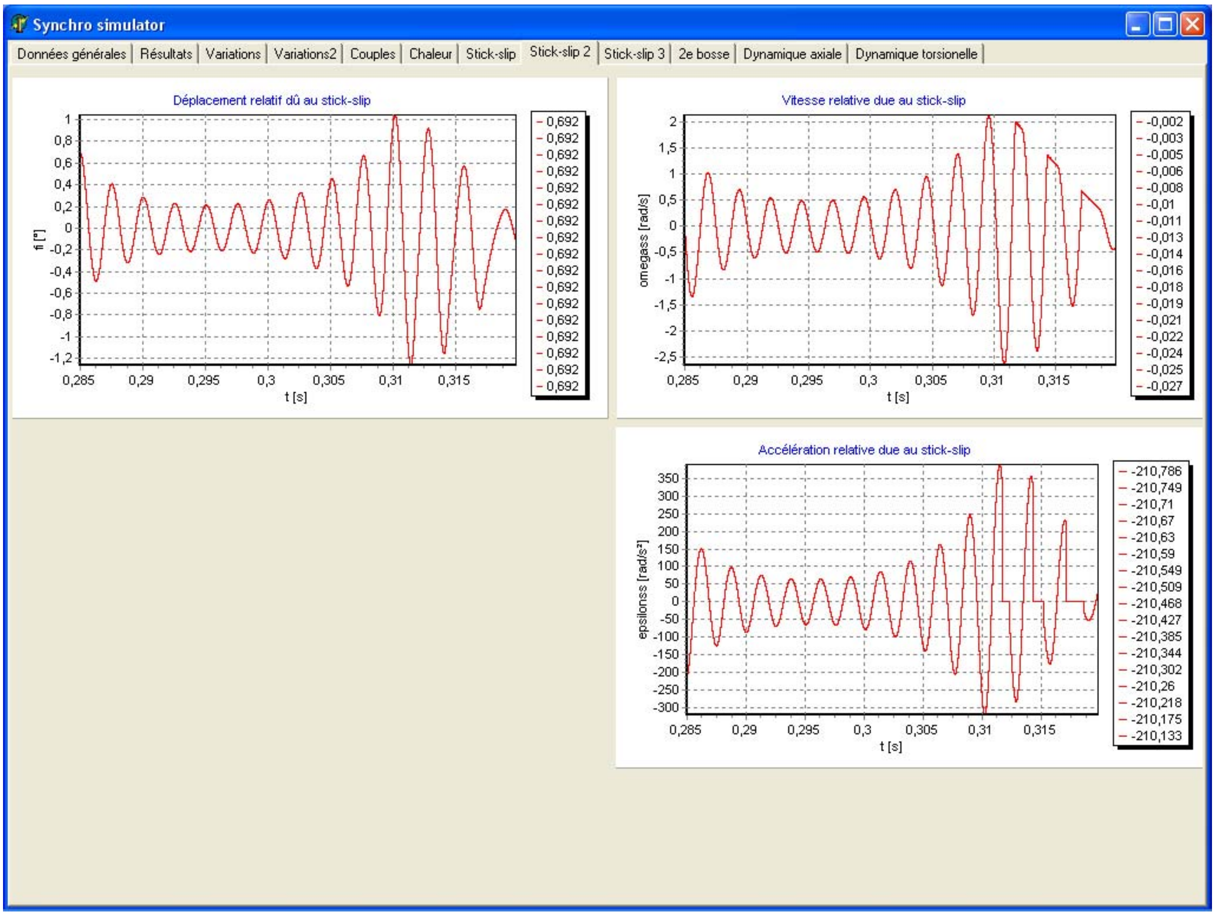


Fig. A5-9 Feuille «Stick-slip2»

A5-10. Feuille «Stick-slip3» (Fig. A5-10)

Cette feuille sert à étudier le modèle du stick-slip axial sur les cannelures du baladeur. Les courbes présentent les déplacement relatif, la variation de vitesse relative et l'accélération relative du baladeur, tous originaires du stick-slip. Le quatrième diagramme sert à tester le fonctionnement.

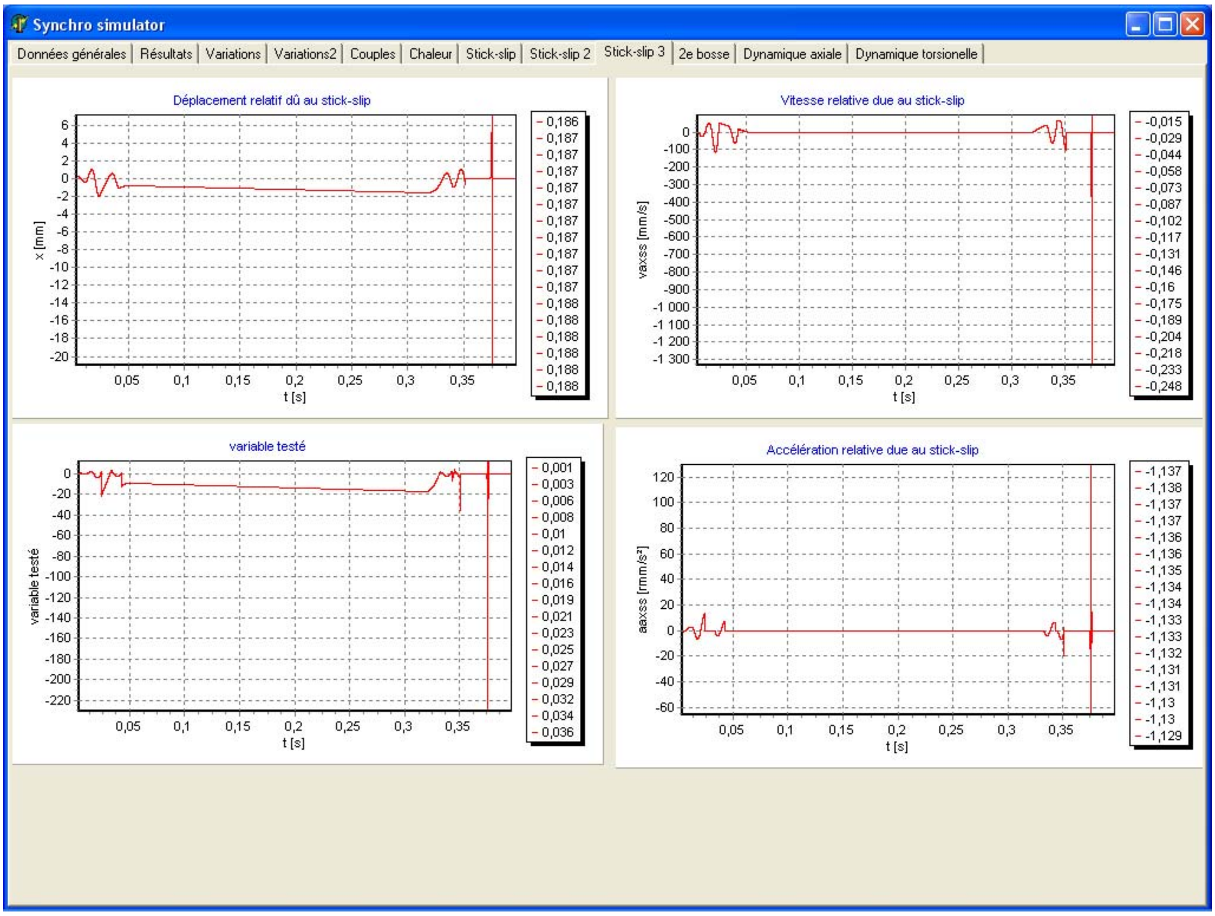


Fig. A5-10 Feuille «Stick-slip3»

A5-11. Feuille «Deuxième bosse» (Fig. A5-11)

Cette feuille sert à tester le modèle de la deuxième bosse. On voit la variation de la distance normale entre les chanfreins du baladeur et de la bague. Des deux courbes parallèles, l'une est celle du chanfrein du côté avant, l'autre est celle du chanfrein du côté arrière. On voit également la montée de la force de contact. La courbe de la vitesse axiale n'appartient pas au modèle de la deuxième bosse, c'est une courbe de test.

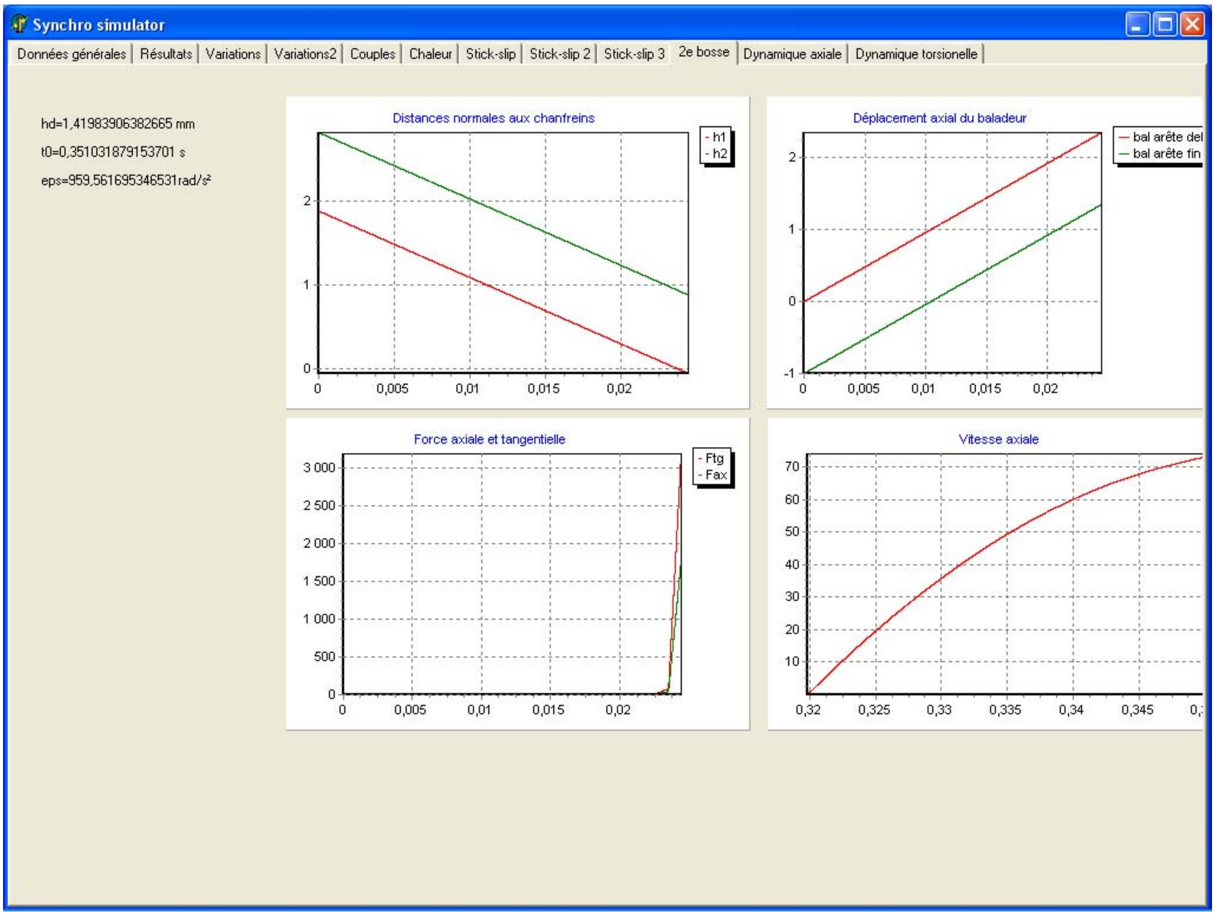


Fig. A5-11 Feuille «Deuxième bosse»

A5-12. Feuille «Dynamique axiale» (Fig. A5-12)

Cette feuille sert à tester le modèle du mécanisme de changement de vitesses, un modèle oscillant à deux degrés de liberté. En fonction du temps, on voit les déplacements et les vitesses angulaires des deux masses auxquelles le mécanisme est réduit. Les paramètres à préciser sont les masses, les amortissements et les raideur respectifs. Comme les valeurs de raideur et l'amortissement actuelles ne sont pas des valeurs précises, l'ordre de grandeur des courbes n'est pas représentative du système réel. Dans la partie de droite de la feuille, on voit également les courbes des deux efforts excitatrices F_{res} et F_{be}.

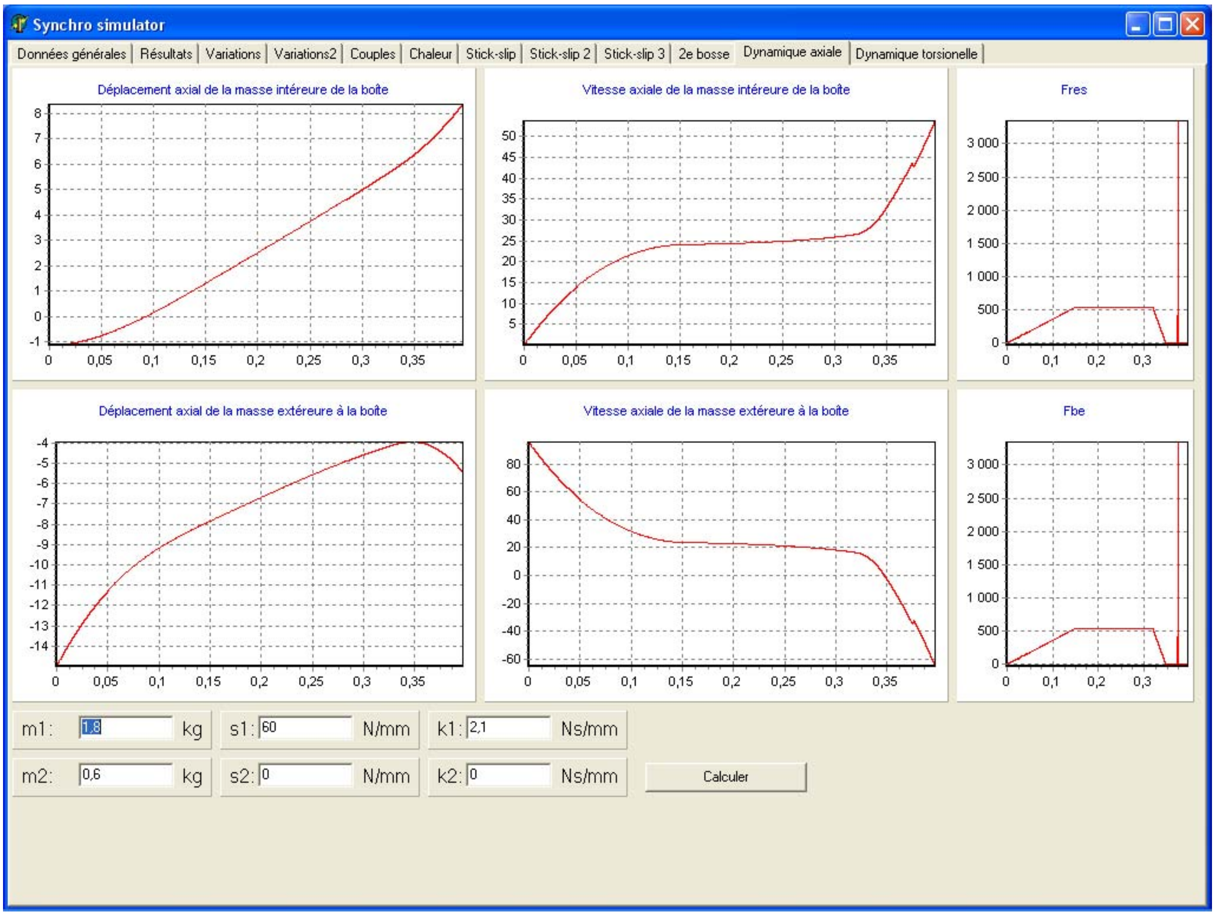


Fig. A5-12 Feuille «Dynamique axiale»

A5-13. Feuille «Dynamique torsionelle» (Fig. A5-13)

Cette feuille sert à tester le modèle de la partie synchronisée, un modèle torsionnel à un degré de liberté. On voit le déplacement de la roue et sa vitesse angulaire. Les trois paramètres à préciser sont l'inertie de la roue, l'amortissement et la raideur du système. Comme les valeurs de raideur et l'amortissement actuelles ne sont pas des valeurs précises, l'ordre de grandeur des courbes n'est pas représentative du système réel.

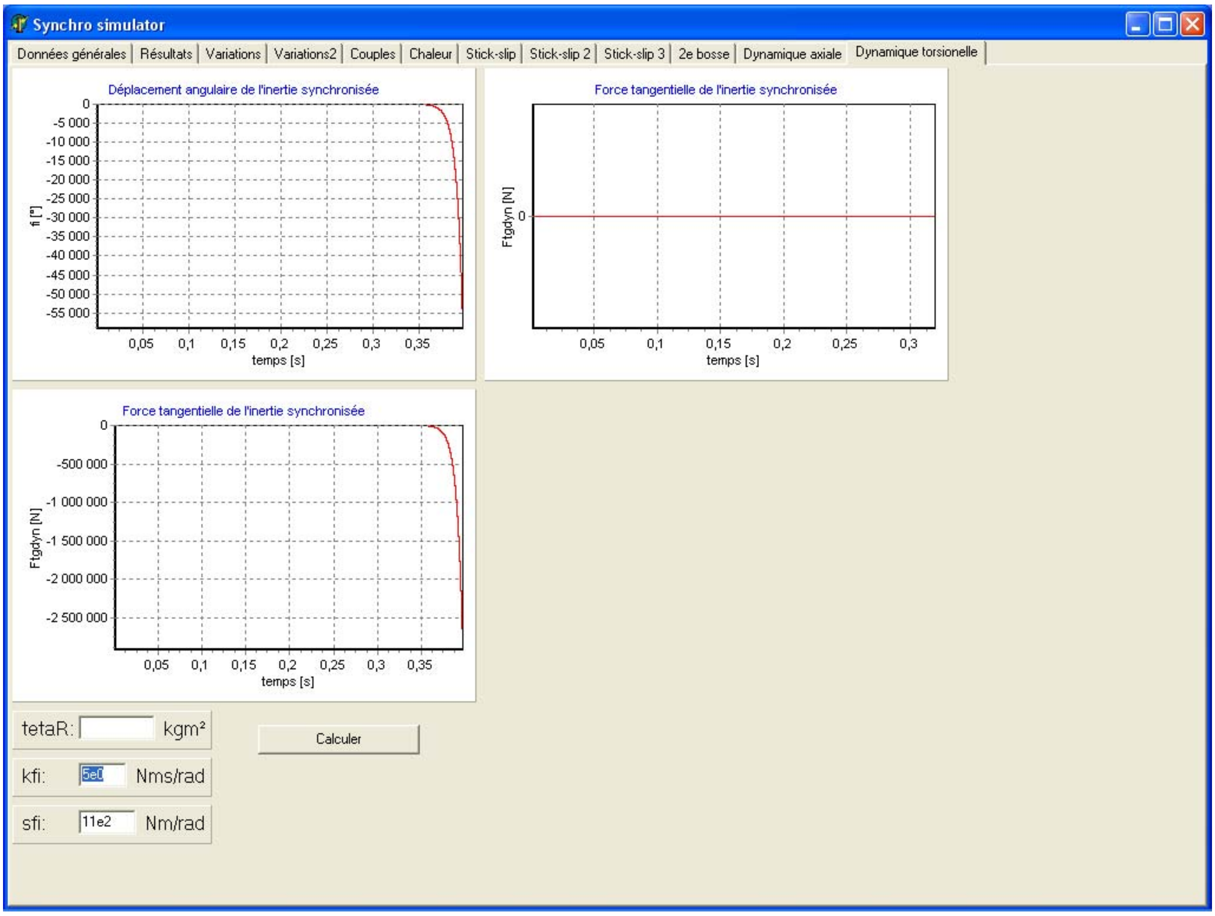


Fig. A5-13 Feuille «Dynamique torsionelle»

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : LOVAS
(avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)

Prénoms : László

DATE de SOUTENANCE : 22/03/2004

TITRE :

Etude des relations entre le comportement et la fabrication des synchronisateurs des boîtes de vitesses manuelles

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 04 ISAL 0017

Ecole doctorale : Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique (MEGA)

Spécialité : Mécanique

RESUME :

Les synchronisateurs assurent le changement de vitesses dans les boîtes de vitesses manuelles. Leur structure, leur fonctionnement, et des problèmes de fonctionnement sont présentés à travers le synchronisateur de type Borg-Warner. Des modèles mathématiques des phénomènes applicables à la description du fonctionnement sont recueillis, puis incorporés dans un logiciel de simulation numérique. Les résultats de la simulation, confrontés aux résultats de mesures sur banc d'essais de fonctionnement de synchronisateur, permettent d'expliquer les origines de la deuxième bosse d'effort de changement, phénomène clé pour l'agrément de passage de vitesses. De même, les simulations mettent en relief le rôle du comportement dynamique du synchronisateur. Le stick-slip, facteur d'excitation interne, a un effet décisif sur la définition de l'instant de la fin de l'interdiction de passage. La discussion des résultats permet de proposer des améliorations d'intérêt pratique.

MOTS-CLES :
Automobile, boîte de vitesses, synchronisation, simulation numérique, stick-slip

Laboratoires de recherche :
INSA-Lyon: Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides UMR 5514 CNRS
USTE-Budapest: Département des Eléments et des Transmissions de Véhicules

Directeurs de thèse:
Jean-François RIGAL co-directeur, INSA-Lyon
János MÁRIALIGETI co-directeur, USTE-Budapest

Président de jury :

Composition du jury :

DÖBRÖCZÖNI Ádám, Professeur, Université de Miskolc,	Invité
ELEŐD András, Professeur, USTE-Budapest,	Invité
GOGU Grigore, Professeur, IFMA,	Rapporteur
MÁRIALIGETI János,Professeur, USTE-Budapest,	Co-directeur
PLAY Daniel, Professeur, INSA-Lyon	Directeur associé
RIGAL Jean-François, Professeur, INSA-Lyon,	Co-directeur
SARTOR Marc, Professeur, INSA-Toulouse,	Rapporteur