

École polytechnique de Louvain

Modélisation et caractérisation expérimentale d'une mécanique de piano droit de type Fandrich

Auteur: **Pierre HEYVAERT**

Promoteur: **Paul FISETTE**

Lecteurs: **Sébastien TIMMERMANS, Laurent DELANNAY**

Année académique 2020–2021

Master [120] : ingénieur civil électro-mécanicien

Remerciement

Avant de rentrer dans le vif du sujet, je souhaite faire part de ma reconnaissance envers les quelques personnes qui ont contribué, de près ou de loin, au bon déroulement de ce mémoire.

Je tiens à remercier tout particulièrement Sébastien Timmermans, qui m'a assisté durant tout ce projet. Travaillant sur sa thèse de doctorat en lien avec la modélisation d'une mécanique de piano, il m'a guidé du début à la toute fin de cette année. Sa réactivité et sa connaissance profonde du sujet m'ont permis de m'orienter tout en me laissant une très grande liberté.

Je souhaite remercier mon promoteur, le Pr. Paul Fisette. Sa passion pour le sujet et ses connaissances en mécanique multi-corps m'ont véritablement tiré vers le haut durant toute la réalisation de ce mémoire. J'ai aussi particulièrement apprécié sa capacité à valoriser le travail réalisé, cela m'a poussé à me dépasser pour la réalisation de ce mémoire.

Ensuite, mes remerciements vont vers toutes les personnes qui ont rendu ce sujet de mémoire plus concret et m'ont permis de voir l'étendue des recherches vers lesquelles ce genre de projet pouvaient amener. Particulièrement monsieur Oliver Esmonde-White dont les connaissances en mécanique de piano et son intérêt pour ce travail m'ont réellement épatés. Sa connaissance de la mécanique de Fandrich nous a même été très utile lorsqu'il a pris du temps avec nous pour discuter des différents paramètres de la mécanique de Fandrich et nous aider à régler la mécanique de test.

Je tiens à remercier, par ailleurs, le Professeur Laurent Delannay, qui a accepté de rejoindre les membres du Jury et ainsi prendre le temps d'examiner, dans le détail, le contenu de cette analyse et les résultats qui en découlent.

Enfin, je tiens à remercier mes parents pour leur soutien durant ce travail, pour leur conseil durant toute cette année ainsi que le temps qu'ils ont donné pour relire avec moi ce travail. En plus, comme ce mémoire signe la dernière étape de mes études à Louvain-La-Neuve, je souhaiterais les remercier pour le soutien et la confiance accordée durant toutes ces années d'études.

Table des matières

1	Mécanique de Fandrich	5
1.1	Historique des mécaniques de piano	5
1.2	La mécanique du piano droit	8
1.3	Objectifs et particularités de la mécanique de Fandrich	9
2	Techniques de modélisation	11
2.1	Modélisation avec Robotran	11
2.1.1	Étapes de modélisation	11
2.1.2	Calcul des mouvements avec Robotran	12
2.2	Composantes et forces du modèle	13
2.2.1	Description des corps modélisés	13
2.2.2	Descriptions des forces	14
2.3	Fonctions de calcul des forces de contact	16
2.3.1	Calcul des caractéristiques géométriques des forces de contact	17
2.3.2	Calcul de l'intensité des forces de contact	22
2.4	Fonction de calcul des forces de type "ressort"	27
2.5	Hypothèse du modèle	30
3	Méthode expérimentale	32
3.1	Choix des paramètres	33
3.1.1	Choix des paramètres pour le calcul des forces des ressorts	33
3.1.2	Contact hybride	36
3.1.3	Réglage de la mécanique	36
3.2	Technique de comparaison simulation-mécanique réelle	38
3.2.1	Validation de la simulation	39
4	Analyse de la mécanique de Fandrich	42
4.1	Comparaison de la mécanique de Fandrich avec la mécanique classique	42
4.1.1	Comportement général	42
4.1.2	subsubsection.4.1.2	43
4.2	Analyse des paramètres clefs	49
4.2.1	Raideur du ressort de retour	49
4.2.2	Raideur du ressort de répétition	50
4.2.3	Position du ressort de répétition	51
4.2.4	Analyse de l'impact de l'angle de l'attrape	53
	Conclusion	57

Introduction

Le piano est un instrument classique, que tout le monde connaît ou semble connaître... En effet, malgré une importante communauté de pianistes (amateurs et professionnels) peu de gens connaissent le fonctionnement de la mécanique de frappe des cordes. Pourtant, de nombreux types de mécanismes différents existent, continuent de naître et d'évoluer. Mon travail cette année a été de modéliser une de ces mécaniques de frappe particulière : la mécanique de Fandrich.

Cette nouvelle mécanique de piano droit, développée par Darrell Fandrich collaborant depuis 2009 avec Oliver Esmonde-White [1] dont le but est d'arriver à créer une mécanique de piano droit dont le rendu serait similaire à un celle d'un piano à queue : La mécanique de Fandrich. Le sujet de l'analyse et de la modélisation de mécaniques de piano est un secteur d'étude très intéressant et dans lequel de nombreux chercheurs travaillent. Nous avons eu la chance d'être invité (le Pr. Paul Fisette, Sébastien Timmermans et moi-même) à un colloque rassemblant tous des chercheurs travaillant sur le sujet. Nous avons aussi eu la chance d'être en contact direct avec Monsieur Esmonde-White. Ce travail permet notamment de lui apporter notre expertise technique en terme de modélisation multi-corps pour analyser et donner des pistes d'améliorations des performances de cette nouvelle mécanique.

Le mécanisme qu'utilisent les pianos pour frapper la corde relève d'un système relativement complexe. Il comporte un grand nombre d'éléments, qui interagissent les uns avec les autres de beaucoup de façon différentes. Il a donc été très intéressant de tenter de comprendre et mettre en équations ces différentes interactions. La modélisation du mécanisme de Fandrich est une première mais, des modélisations de mécanique de piano existent déjà. Ce travail fait suite aux travaux de Baudouin Bokiau [2], François Leroy [3] et Dennis Levander [4] repris par Sébastien Timmermans [5] pour sa thèse portant sur le même thème.

Le résultat final de ce travail est un modèle qui a été mis sous forme d'un programme (écrit en C) permettant de reproduire assez fidèlement le comportement des différents éléments et les forces agissant sur ceux-ci. Ce document ne décrira pas précisément toutes les parties du programme mais détaillera plutôt les techniques utilisées pour son développement.

Nous aborderons dans un premier temps le contexte qui a poussé le développement de la mécanique de Fandrich, le fonctionnement d'une mécanique de frappe en général et les particularités de la mécanique modélisée.

Nous nous attarderons ensuite sur les techniques utilisées pour la modélisation de cette mécanique. Nous passerons en revue les différents corps qui constituent le modèle, les forces et couples agissant sur ces corps ainsi que les équations utilisées pour les décrire.

Le troisième chapitre aura pour but d'expliquer les méthodes expérimentales utilisées pour paramétrer le modèle et le valider.

Enfin nous nous consacrerons aux résultats de l'analyse des performances du mécanisme en utilisant la simulation développée. Nous comparerons ces performances aux autres mécanismes précédemment modélisés, particulièrement son comportement en fond de touche. Nous analyserons ensuite l'impact de la modification de certains paramètres clef.

Chapitre 1

Mécanique de Fandrich

La première étape de ce travail était de bien comprendre le fonctionnement d'un piano. Ce chapitre décrit donc les évolutions ayant permis le développement d'une mécanique de frappe de piano droit moderne ainsi que les différents éléments la constituant.

1.1 Historique des mécaniques de piano

La mécanique qui se cache derrière le piano a un but assez simple à première vue : faire vibrer une corde (produisant un son) suite au mouvement d'une touche.

Avant l'invention du piano classique tel que nous le connaissons, les deux instruments à clavier prédominant étaient le clavicorde (figure 1.1) ainsi que le clavecin (figure 1.2).



FIGURE 1.1 – Photo d'un clavicorde tirée de [6] FIGURE 1.2 – Photo d'un clavecin tirée de [7]

Le premier fonctionne par corde frappée. Lorsque la touche est enfoncée, une pièce métallique (appelée tangente) vient frapper la corde par en dessous (voir Figure 1.3). La hauteur de la note

jouée dépend de la position de la tangente sur la corde.

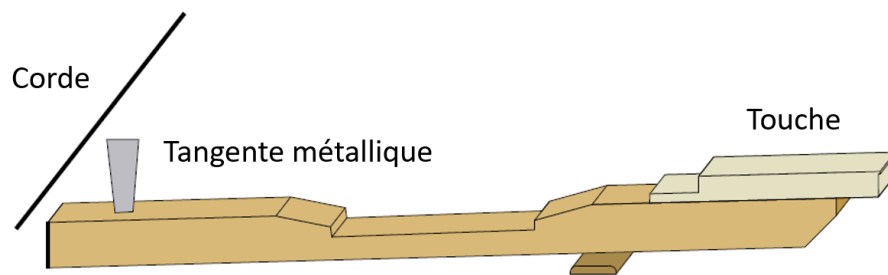


FIGURE 1.3 – Schéma de la mécanique de clavicorde image tirée de [8]

Le désavantage majeur du clavicorde est son faible volume sonore qui rend impossible son utilisation en public. En effet, quand la touche est appuyée, la tangente reste en contact avec la corde et entrave sa vibration. On dit que la corde est étouffée et cela produit alors un volume sonore très faible.

Le clavecin fonctionne par corde pincée (voir figure 1.4), le mouvement de la corde se fait à travers un sautereau. Lors de l'enfoncement de la touche, le sautereau avance jusqu'à arriver à la corde et se plier dessus. Lorsque la poussée est assez forte, le sautereau passe au delà de la corde et celle-ci se met à vibrer librement, produisant un son. Le désavantage majeur du clavecin est qu'il est impossible de nuancer l'intensité sonore de l'instrument. Que l'on appuie fort ou pas sur la touche, si le sautereau passe la corde, la même intensité sonore sera toujours produite. Ce désavantage est une vraie contrainte pour les musiciens du XVII^{ème} siècle qui se professionnalisent.

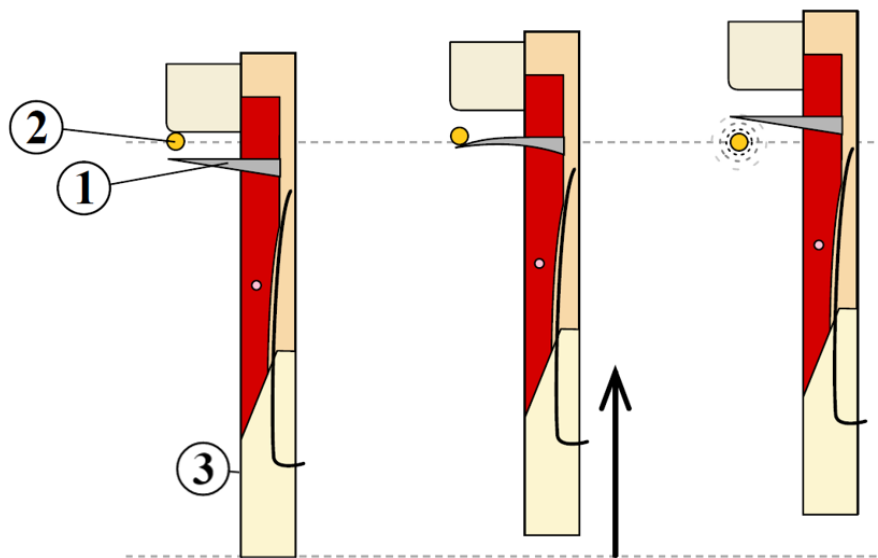


FIGURE 1.4 – Schéma de fonctionnement du clavecin (1 : sautereau, 2 : corde, 3 : touche) image tirée de [9]

Les mécanismes à corde pincée ne permettant pas assez de nuances sonores, il faut trouver un mécanisme à corde frappée dont le marteau ne resterait pas en contact avec la corde une fois celle-ci mise en mouvement (dans le cas contraire, le son est "étouffé" comme dans le clavicorde).

C'est pour résoudre ce défi que Bartolomeo Cristofori invente dans les années 1700 le *piano forte* [10]. Ce tout nouveau mécanisme est composé d'un système qui va permettre de résoudre les problèmes de ses prédécesseurs : l'échappement.

En analysant le schéma de cette nouvelle mécanique (figure 1.5) on voit que le marteau n'est plus relié directement à la touche mais bien mis en contact avec celle-ci par l'intermédiaire de la transmission et du bâton d'échappement. La disposition de ce dernier élément est telle que lorsque la touche est appuyée, l'échappement va pivoter (mouvement en bleu sur la figure). C'est en pivotant qu'il va d'abord donner une impulsion au marteau avant de "s'en détacher" une fois passé de l'autre côté de la noix de marteau¹. Le moment où le bâton d'échappement se détache du marteau s'appelle l'échappement². Le mécanisme doit être réglé pour que l'échappement se fasse juste avant que le marteau touche la corde. En effet, une fois le bâton d'échappement échappé, plus rien ne retient le marteau (il continue sa course par inertie). Le marteau étant libre au moment de son contact avec la corde, il rebondit sur celle-ci et s'en écarte n'entravant pas sa vibration.

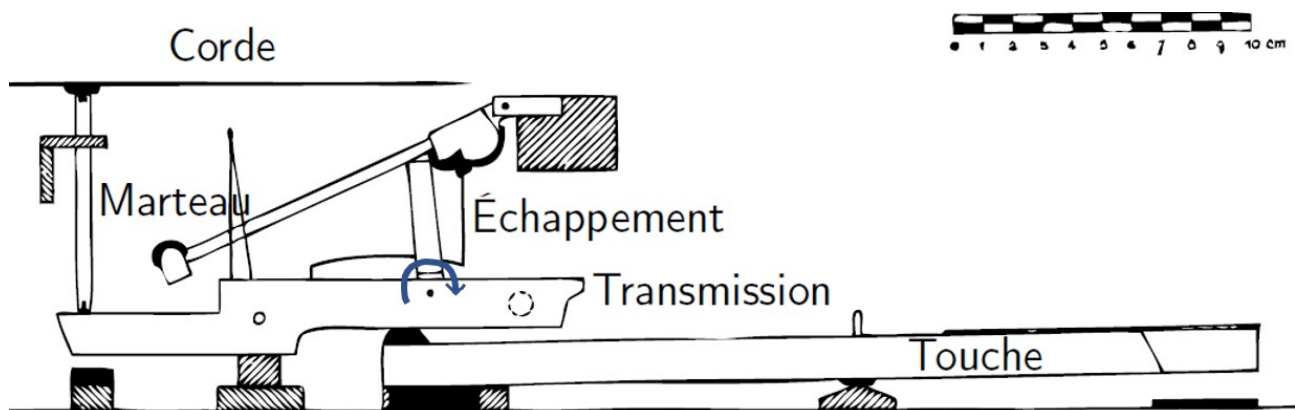


FIGURE 1.5 – Schéma de la mécanique de frappe du piano forte image tirée de [11]

Cette mécanique "piano forte" donnera lieu à beaucoup d'améliorations. Tout d'abord, les constructeurs tenteront d'augmenter encore l'intensité sonore, pour cela ils augmenteront les dimensions du piano, les matériaux utilisés sont de plus robustes et de plus en plus lourds et la tension des cordes est largement augmentée. Avec tous ces changements la mécanique a tendance à se complexifier de plus en plus, on rajoute des éléments fonctionnels : des butées d'échappements, des ressorts et autres afin de garder un toucher léger.

Un autre défi des mécaniciens de l'époque est de rendre possible la répétition rapide des notes. Ceci n'est pas évident, maintenant que le mécanisme fonctionne avec un échappement il faut que celui-ci soit repositionné sous le marteau avant une nouvelle frappe. Il faut donc que le remplacement de l'échappement se fasse rapidement et sans attendre que la touche soit tout à fait remontée.

Une solution est trouvée dans les années 1820 par Sébastien Érard : la mécanique à double échappement. Cette version du mécanisme est visible sur la Figure 1.6 et permet de rejouer une note avant que la touche ne soit complètement relâchée. Pour cela un levier de répétition est ajouté au mécanisme³. C'est ce mécanisme qui est utilisé à ce jour dans la majorité des pianos

1. La noix de marteau est l'endroit sur le marteau où le bâton d'échappement est en contact avec celui-ci.
2. Dans la suite de ce travail, l'échappement désignera souvent le bâton d'échappement.
3. Le fonctionnement de cette mécanique ne sera pas traité dans ce travail

à queue.

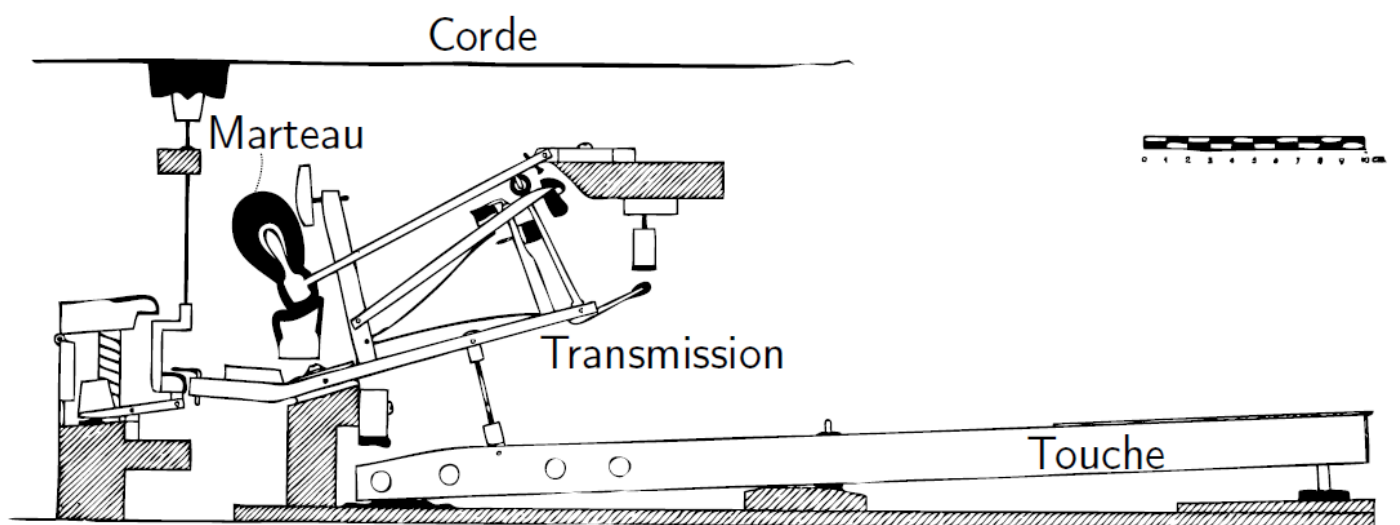


FIGURE 1.6 – Schéma de la mécanique de double échappement du piano à queue image tirée de [11]

1.2 La mécanique du piano droit

Dans le piano droit, contrairement au piano à queue, les cordes sont tendues verticalement. Le schéma ci-dessous (figure 1.7 tirée du mémoire de François Leroy) présente une mécanique classique de frappe de piano droit ainsi que le nom des différentes pièces la composant.

Le fonctionnement de cette mécanique reste globalement la même que celle du piano forte (reposant sur l'utilisation de l'échappement). Les différentes étapes du mouvement du marteau dans une mécanique de piano droit sont décrites ci-dessous (description sommaire afin de comprendre l'idée globale qui se cache derrière chaque étape) :

1. Position de repos : lors de la position de repos, la touche est en position basse, le marteau est appuyé sur la barre de repos et l'échappement est en contact avec la noix de marteau.
2. Début de course : dans un premier temps lorsqu'on appuie sur la touche, celle-ci pousse le chevalet qui lui même entraîne l'échappement qui pousse à son tour le marteau (par le biais de la noix de marteau).
3. Échappement : un tout petit peu plus tard, l'échappement est bloqué par le bouton d'échappement. Celui-ci bloque la montée du bâton d'échappement et précipite sa rotation balançant ainsi le marteau tout en s'en détachant (c'est ce qui s'appelle l'échappement !).
4. Position stable haute : une fois le marteau lâché, sa course continue, il rebondit sur la corde (c'est à ce moment que le son est produit) et repart librement jusqu'à être bloqué par l'attrape. A cette étape la touche est complètement enfoncée et le marteau est en position stable.
5. Ré-enclenchement : lorsque le pianiste lâche la touche, par effet de gravité, l'ensemble du mécanisme reprend sa place, l'échappement se remet sous la noix de marteau et la touche est prête à être rejouée.

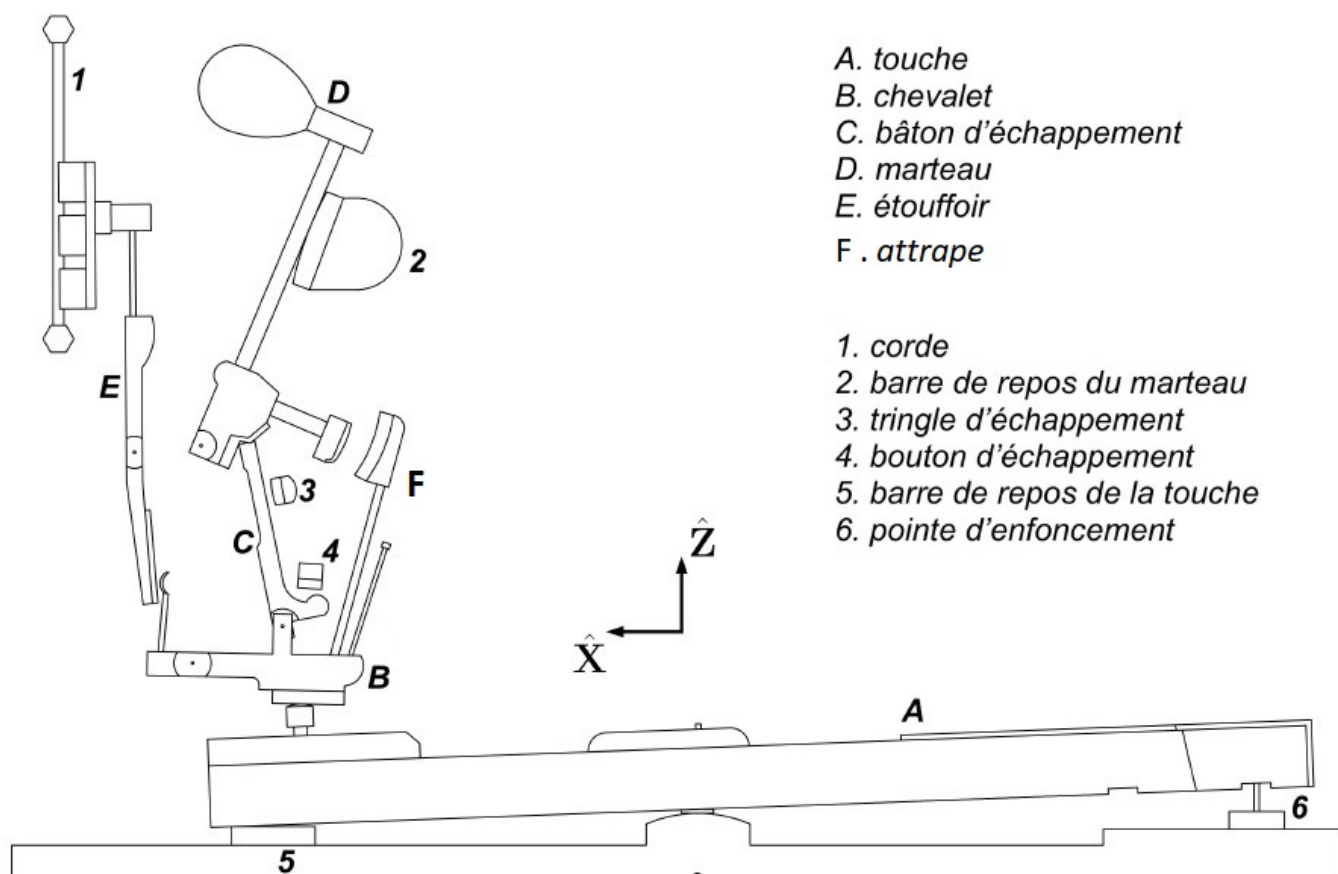


FIGURE 1.7 – Schéma du piano droit

1.3 Objectifs et particularités de la mécanique de Fandrich

L'inconvénient majeur des pianos droits est qu'il est impossible d'y inclure un mécanisme de double échappement, ce qui empêche le pianiste de rejouer une même touche sans attendre que celle-ci soit remontée complètement. Cette incapacité de retouche peut être très contraignante pour les pianistes dont le jeu est très rapide.

Ce défaut est dû au fait que s'il ne comporte pas d'organe complémentaire, le mécanisme est obligé d'attendre que la touche ait repris sa position initiale (position de repos) pour que le bâton d'échappement se retrouve à nouveau en prise avec la noix (en position d'attaque) et puisse pousser le marteau.

L'idée derrière le développement de la plupart des nouvelles mécaniques de piano droit et en particulier celle de Fandrich, est d'essayer d'obtenir une capacité de retouche similaire à celle du piano à queue.

La mécanique de Fandrich est représentée sur le schéma suivant (figure 1.8). Les principales différences par rapport à la mécanique de piano droit "classique" de Renner (qui sera notre point de comparaison car c'est cette mécanique qui a été modélisée dans un mémoire précédent) sont :

1. Un ressort droit de retour du marteau est ajouté.
2. La forme de la noix de marteau et de l'extrémité du bâton d'échappement est modifiée.
3. Un ressort de torsion reliant le marteau et le bâton d'échappement est ajouté.

4. La touche est lestée et le pilote de touche (élément de la touche qui fait le contact avec le chevalet) est un situé un peu plus loin que sur la mécanique de Renner.

Ces différents ajouts devraient permettre qu'une note puisse être rejouée sans attendre que la touche soit tout à fait remontée. Cet effet est notamment assez directement concevable avec l'ajout du ressort "marteau-échappement" qui va pousser le bâton d'échappement à se remettre en position d'attaque (sous la noix de marteau) plus rapidement.

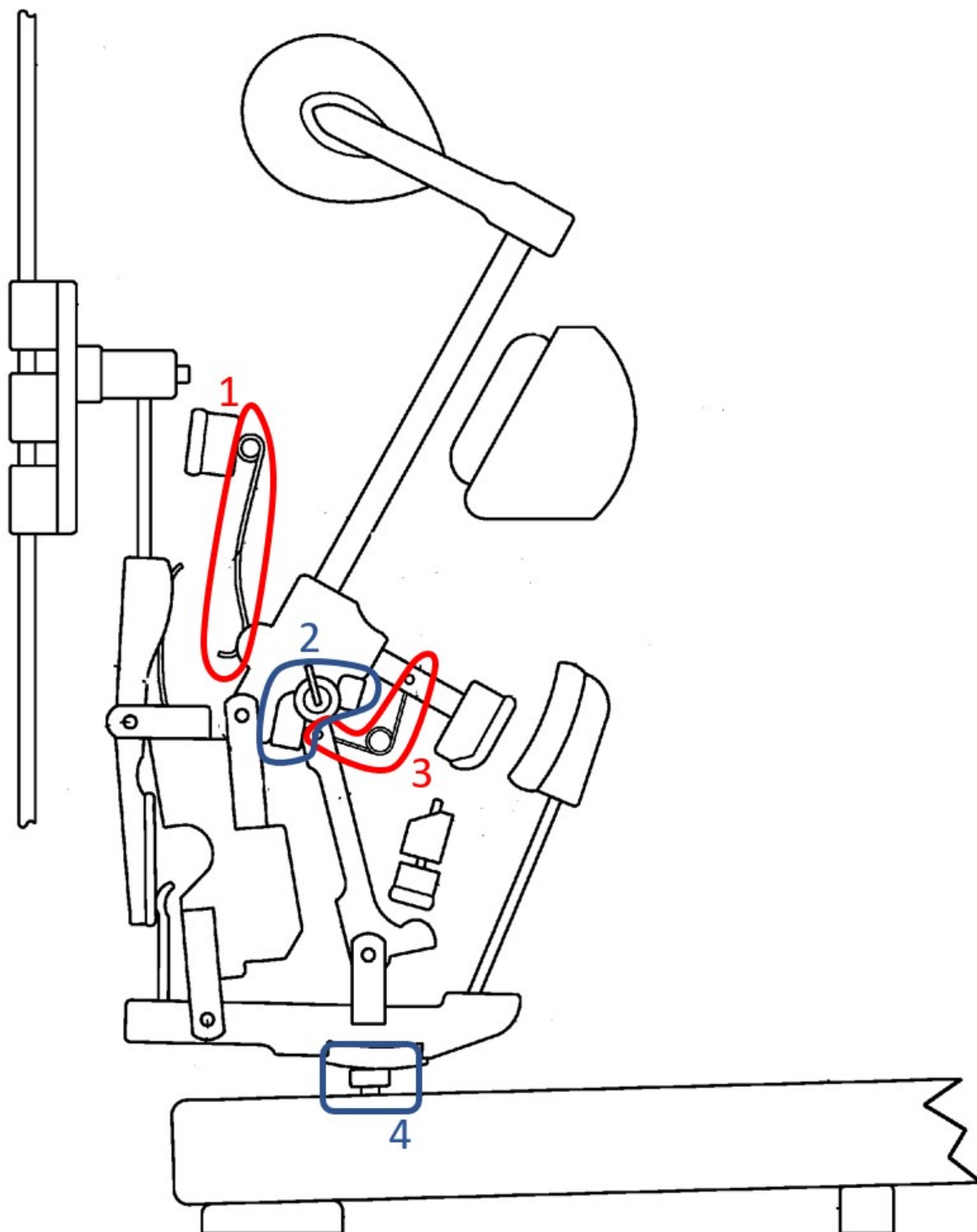


FIGURE 1.8 – Schéma de la mécanique de Fandrich associée au brevet déposé [12]

Chapitre 2

Techniques de modélisation

Comme expliqué en introduction, la finalité de ce travail est une modélisation permettant de comprendre au mieux le comportement d'un mécanisme de piano. Ce chapitre aura pour but de donner les grandes idées qui se cachent derrière cette modélisation et les équations utilisées dans le programme pour calculer le mouvement des différents éléments.

Le nombre de corps et la variété des forces (notamment les forces de contact entre les différents corps) agissant dans ce mécanisme en font un objet d'étude multi-corps très intéressant mais aussi très complexe. La programmation du code permettant de simuler la mécanique a donc été assistée par le logiciel Robotran.

2.1 Modélisation avec Robotran

2.1.1 Étapes de modélisation

La modélisation de cette mécanique a été réalisée à l'aide du logiciel Robotran. Ce logiciel permet de générer automatiquement une partie du code (écrit en C) utilisé pour calculer les mouvements des différents corps. Les étapes de modélisation utilisées pour ce travail et le fonctionnement du programme sont décrits brièvement ici :

1. **Description du modèle dans MBSysPad** : La première étape consiste en une description générale du modèle donc : identification des différents corps présents dans la mécanique et leurs caractéristiques, les liens qui les lient (entre eux ou à la base inertielle) et les forces qui leur seront appliquées. Chaque corps est défini par une masse, un centre de masse, une inertie et une suite de corps auxquels il s'attache. Les liens peuvent être soit prismatiques (mouvement linéaire) soit rotoides (mouvement circulaire) et les forces peuvent prendre plusieurs formes (Force extérieur, link force ou joint force). Le choix de la forme de chaque force choisi sera expliqué plus loin). Cette étape se fait en utilisant l'interface MBSysPad de Robotran.
2. **Programmation des fonctions restantes** : Le logiciel génère ensuite une première "ébauche" du code de la simulation. Ce code doit être complété, les parties relatives aux calculs des forces, des couples et des contraintes sont notamment encore à écrire. La deuxième étape est donc d'ajouter dans le code précédemment généré les fonctions de calcul des caractéristiques des forces, couples et contraintes. Pour les forces par exemple, ces fonctions prennent la position et la vitesse des corps en argument et doivent retourner une direction, une intensité et un point d'application dans le corps correspondant ¹. Une

1. Les fonctions de calcul de certaines de ces caractéristiques sont déjà générées par Robotran dans le cas des

fois les fonctions de forces ajoutées, le code est complet et permet de calculer tous les mouvements. Lorsqu'il sera complété ce programme permettra de calculer le mouvement (position, vitesse et accélération) de chaque corps. Une brève explication du fonctionnement de ces calculs sera donnée dans la section suivante.

3. **Dessin 3D** : Afin de pouvoir visualiser le comportement du piano, chacun des éléments composant la mécanique doit être dessiné en 3D (en utilisant le logiciel Solidworks). Robotran peut alors générer (à partir des résultats de la simulation) une animation agréable à regarder et pratique pour l'analyse du comportement de la mécanique.

2.1.2 Calcul des mouvements avec Robotran

La difficulté du calcul des mouvements d'une mécanique multi-corps vient du fait que le comportement de chaque corps dépend du mouvement des corps auxquels il est attaché et ceux avec qui il interagit (lors d'un contact entre deux corps par exemple)). Un système de coordonnées généralisées (q , $\dot{q}$ et $\ddot{q}$) est utilisé, correspondant au mouvement (respectivement position, vitesse et accélération) relatif de chaque élément par rapport à son élément parent (corps auquel il est rattaché).

Tout le calcul du mouvement se base sur les équations de la mécanique de Newton et d'Euler :

$$\begin{aligned} m^i \ddot{x}^i &= F^i : \text{Newton} \\ I^i \cdot \dot{\omega}^i + \omega^i \times I^i \cdot \omega^i &= L^i : \text{Euler} \end{aligned}$$

où m^i est la masse du corps i , $\ddot{x}^i$ est l'accélération absolue de son centre de masse, F^i la résultante des forces externes qui lui sont appliquées, I^i le tenseur d'inertie par rapport à son centre de masse, $\dot{\omega}^i$ et ω^i l'accélération et la vitesse angulaire absolue de son centre de masse et L^i la résultante des couples externes qui lui sont appliqués (moments de force par rapport au centre de masse et couples purs).

$\ddot{x}^i$, ω^i et $\dot{\omega}^i$ sont alors réécrit en fonction des coordonnées généralisées q , $\dot{q}$ et $\ddot{q}$ du système pour chaque corps. Une nouvelle forme des équations du mouvement peut alors être retrouvée (cette forme ne tient pas compte de possible contrainte mais notre problème n'en possède pas) :

$$M(q)\ddot{q} + c(q, \dot{q}, F_{ext}, L_{ext}, g) = Q(q, \dot{q}) \quad (2.1.1)$$

avec $M(q)$ la matrice de masse généralisée et $c(q, \dot{q}, F_{ext}, L_{ext}, g)$ le vecteur contenant les termes gyroscopiques, centrifuges, de gravité ainsi que les forces et couples externes et $Q(q, \dot{q})$ rassemblant les forces et couples agissant au sein des articulations.

Une fois cette équation obtenue, on peut facilement retrouver $\ddot{q}$ et il ne reste plus qu'à l'intégrer pour obtenir les vitesses et positions relatives. Cette intégration peut se faire de différentes manières, plusieurs intégrateurs (à pas de temps variable ou prenant compte d'autres paramètres, ...) ont été testés mais au final c'est un intégrateur classique de type Runge-Kutta 4 qui est utilisé dans le programme.

Le logiciel Robotran permet de générer la structure du programme (utilisé ici en C) permettant de faire tous les calculs. Après avoir défini et caractérisé les différents corps, il génère les équations permettant de calculer rapidement le M et le c . C'est aussi à partir de ce logiciel que sont générées les fonctions d'intégration et de stockage des résultats.

link forces ou des joint forces.

2.2 Composantes et forces du modèle

2.2.1 Description des corps modélisés

La première étape de la modélisation est donc de choisir et décrire les corps à simuler. Les différents éléments modélisés sont visible sur la figure 2.1.

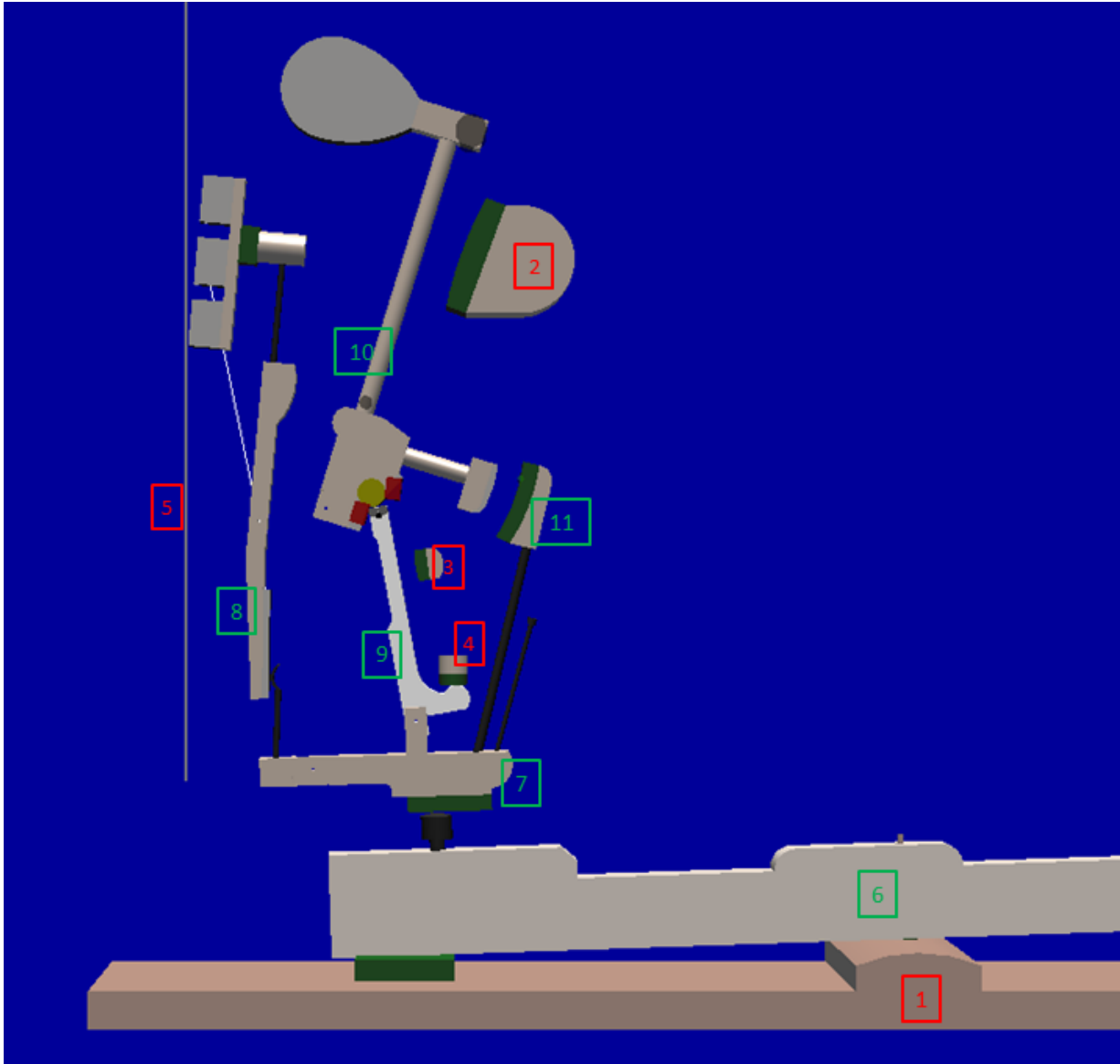


FIGURE 2.1 – Image de la simulation obtenue

Le modèle est donc composé de 5 corps fixes (points rouge sur le schéma) :

1. Le bâti
2. La barre de repos
3. La butée d'échappement
4. Le bouton d'échappement
5. La corde (considérée comme un corps fixe comme on pourra le voir plus tard)

et de 6 corps mobiles (points vert sur le schéma) :

6. La touche
7. Le chevalet
8. L'étouffoir
9. Le bâton d'échappement
10. Le marteau
11. L'attrape²

Cette mécanique bien que complexe possède un attribut facilitant grandement la modélisation : chacun des corps ne possède qu'un seul degré de liberté relatif à son corps parent, une rotation selon R_2 (rotation dans le plan). Cela facilite une grande partie des calculs et permet de travailler uniquement avec les coordonnées x et z (pas d'analyse du comportement du mécanisme dans la profondeur). En fait, la plupart des éléments ne possèdent même qu'un seul degré de liberté dans le repère inertiel, seul le bâton d'échappement est rattaché à un autre corps parent mobile (tous les autres sont rattachés à la base inertielle fixe).

Chacun des corps mobiles a été minutieusement analysé pour en sortir leurs points d'attache, leur masse, centre de masse et inertie.

Tous les corps ont été dessinés en 3D (avec Solidworks) afin d'avoir une simulation visuelle représentant au mieux le comportement de la mécanique³.

2.2.2 Descriptions des forces

Une fois les corps décrits, il a fallu ajouter les forces. Pour cela, différentes "formes de modélisation des forces" sont possibles. La façon de les utiliser pour simuler des forces diffère d'un type à l'autre⁴. Ici, trois formes de force ont été utilisées :

- La première forme de force est le "**link force**", utilisée pour modéliser une force de repoussement entre deux points (comme un ressort par exemple) le travail est simplifié car le calcul du point d'application, de la direction, de la distance entre les deux points et la vitesse de rapprochement entre ceux-ci est déjà pris en charge par le programme généré par Robotran. Il ne reste plus qu'à écrire la fonction calculant l'intensité de la force repoussant les deux points en fonction de la distance et vitesse d'éloignement entre les deux points (mesurés par Robotran).
- La forme la plus courante dans cette simulation sont les "**Forces extérieurs**". Quand on utilise ce genre de force dans le modèle, elles doivent être caractérisées manuellement (calcul du point d'application, de la direction et de l'intensité). Lors du contact entre deux corps mobiles cette force est dédoublée (une par corps) action-réaction.

2. Ce corps aurait à priori pu être rattaché directement au chevalet mais, on verra plus tard que la tige qui le soutient n'est pas tout à fait fixe, il est donc nécessaire de pouvoir changer sa position relative par rapport au chevalet (angle de la tige).

3. Le travail de mesure et de dessin des différentes pièces du mécanisme a été très largement facilité par le fait que la mécanique de piano droit classique ai déjà été modélisée. Certains dessins de pièce ont pu être repris tels quel

4. La partie de code généré par Robotran (et donc les fonctions à compléter) sera différente d'une "forme de modélisation" à l'autre

- Finalement les **"joint forces"** sont utilisés pour des forces/couples appliqués directement sur les articulations. Ces couples et forces s'appliquent directement sur l'articulation désirée. Tous les couples de frottements dans les articulations de la mécanique sont modélisés avec ce genre de modélisation en suivant une loi pour la plupart directement proportionnelle à la vitesse de rotation⁵.

Les forces modélisées proviennent de trois phénomènes :

- Les forces générées par un **contact** entre deux corps.
- Les forces générées par un **ressort**.
- Les forces de frottement dans les **articulations**.

En plus, la force du pianiste appuyant sur la touche a elle aussi été modélisée.

Chacune de ces forces fait l'objet d'une fonction (programmée en C) ayant pour objectif de calculer son point d'application sur le corps, son intensité et sa direction à chaque pas de temps. Le calcul de ces différentes forces étant fait à chaque pas de temps (10^5 fois par seconde simulée dans ce cas-ci) il a été nécessaire de programmer les fonctions de manière la plus optimale possible afin de réduire le temps de calcul de la simulation.

La liste des ces différentes forces est donnée ci-dessous, elles sont mises en évidence dans la figure 2.2 :

No.	Corps sur lesquelles s'appliquent la force	Provenance de la force	Forme de modélisation
1	Force pianiste	Doigt	Force extérieure
2	Touche - Bâti (droit et gauche)	Contact ponctuel	Force extérieure
3	Touche - Chevalet	Contact cercle-droite	Forces extérieures (action-réaction)
4	Échappement - Bouton d'échappement	Contact cercle-droite	Forces extérieures (action-réaction)
5	Échappement - Butée d'échappement	Contact ponctuel	Link force
6	Échappement - Marteau	Contact hybride	Forces extérieures (action-réaction)
7	Marteau - Corde	Contact ponctuel	Force extérieure
8	Marteau - Attrape	Contact spécial	Link force + Forces extérieurs (action-réaction)
9	Marteau - Repos	Contact Ponctuel	Link force
10	Ressort Marteau - Bâton d'échappement	Ressort	Link force
11	Ressort de retour Marteau	Ressort	Joint force
12	Étouffoir - Chevalet	Contact ponctuel	Forces extérieures (action-réaction)
13	Étouffoir - corde	Contact ponctuel	Force extérieure
14	Frottement	Articulation	Joint force

TABLE 2.1 – Liste des forces modélisées (cfr figure 2.2)

5. Le détail de la caractérisation de ces couples ne sera pas fait ici ils ont tous été reprises directement du travail de François Leroy [3]

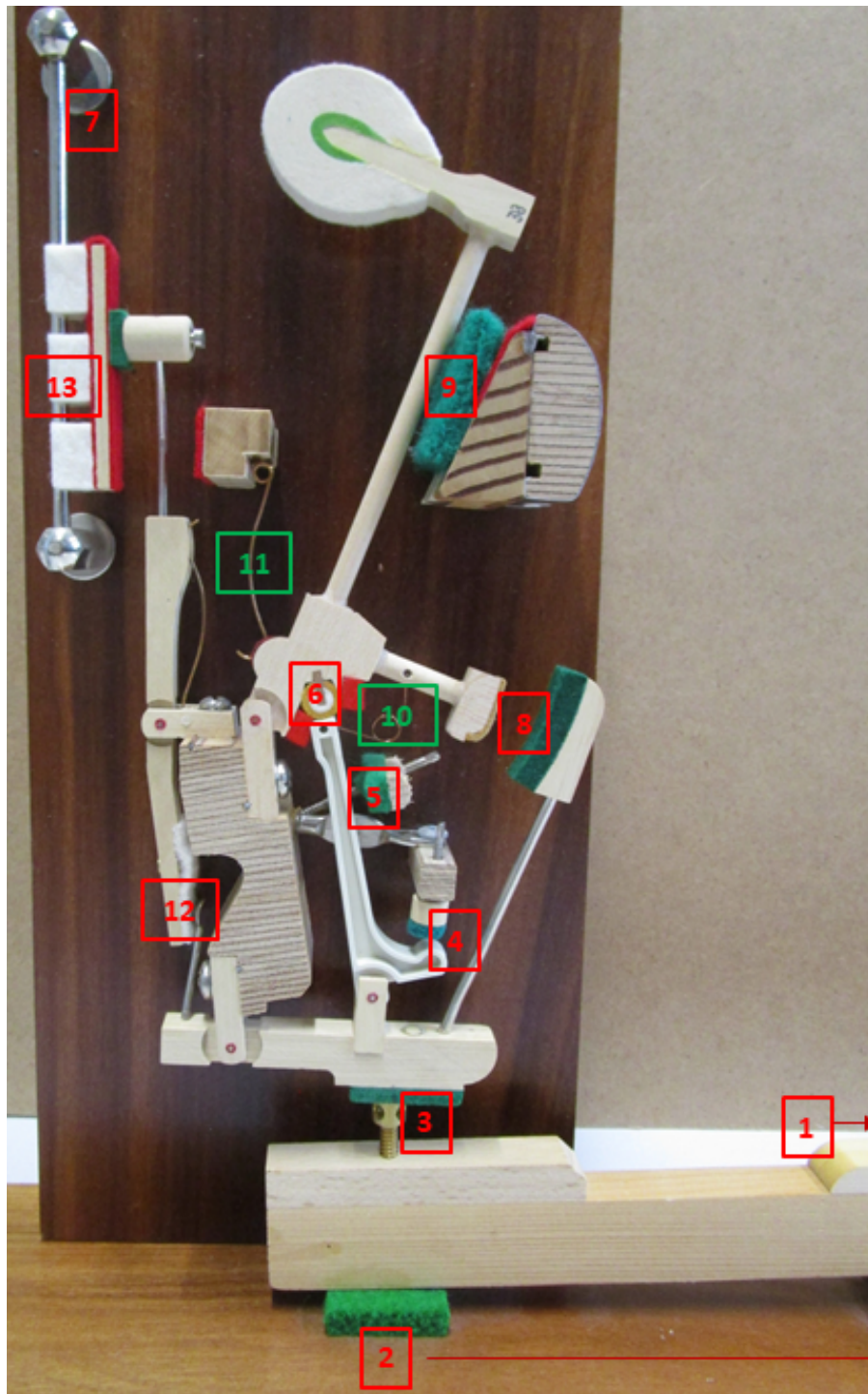


FIGURE 2.2 – Forces modélisées

2.3 Fonctions de calcul des forces de contact

Dix des quatorze forces modélisées dans le mécanisme sont des forces de contact entre les corps. Le contact entre deux corps mène toujours à une déformation de ceux-ci, cette déformation induit des forces de contact. Dans ce modèle, il a été choisi de définir pour chaque contact un corps dur (indéformable) et un corps mou pour pouvoir considérer que seul un des corps se déforme (le corps dur s'enfonce dans le corps mou). La définition de ces corps "durs" et "doux" est assez facile, chaque contact fait intervenir un élément feutre, cet élément sera toujours considéré comme le corps "mou". En effet dans la réalité, l'élément s'enfonce dans le feutre presque sans

se déformer.

Les forces générées par ces déformations peuvent être approximées par deux forces, une dans chaque corps (action-réaction)

Les points d'application de ces forces sont simplement situés sur le contour de ces corps sur une droite perpendiculaire au contact (les sections suivantes décriront plus en détail les fonctions de calcul de ces caractéristiques).

L'intensité de ces forces dépend essentiellement de l'enfoncement et de la vitesse d'enfoncement entre les deux éléments.

Dans ce travail, les fonctions écrites pour le calcul des caractéristiques de ces forces fonctionnent en deux étapes :

1. Calcul des caractéristiques géométriques des forces de contact : direction, position des points d'application, l'enfoncement et la vitesse de l'enfoncement.
2. Calcul (sur base de l'enfoncement calculé précédemment) de l'intensité de la force générée.

Un contact produit donc toujours deux forces (action et réaction). Le calcul ne se fait que pour l'une des deux (force action), la valeur de l'intensité et de la direction est ensuite sauvegardée et réutilisée pour la deuxième (qui est une force de même intensité et de direction opposée)⁶.

2.3.1 Calcul des caractéristiques géométriques des forces de contact

Le calcul de la géométrie des contacts entre les corps étant très complexe (chaque corps ayant une forme différente), les contacts ont été simplifiés en trois types (+ deux exceptions) :

- Les contacts entre deux éléments qui se font toujours au même endroit sur les deux corps ; Autrement dit, dont le point d'application sur le corps est fixe (ou peut être simplifié ainsi car la position du point d'application des forces importe peu) : **Contact ponctuel**.

Exemple : le contact numéro 7 sur la figure 2.2 entre le marteau et la corde (le marteau touchera toujours la corde au même endroit et, dans ce travail, l'approximation est faite que c'est toujours le même point du marteau qui touchera la corde en premier⁷)

- Les contacts dont la géométrie est similaire à un contact entre un cercle et une droite : **Contact cercle-droite**.

Exemple : dans le contact numéro 3 sur la figure 2.2, le pilote de touche dont l'extrémité est arrondie glisse sur une partie droite du chevalet. L'endroit de contact sur le chevalet n'est pas fixe car le pilote de touche glisse sur celui-ci. Il faut donc calculer le point de contact à chaque temps.

- Les contacts dont la géométrie est similaire à un contact entre deux cercles. **Contact cercle-cercle**.

Ce genre de contact est présent uniquement dans le cas du contact hybride échappement-noix de marteau.

Pour les contacts ponctuels

Dans le cas d'un point de contact ponctuel, les points d'applications sont fixes dans les corps, reste à calculer la direction, l'enfoncement et la vitesse d'enfoncement. Pour cela, la force est

6. Dans le cas d'un contact avec un corps fixe la force de réaction n'est pas calculée car elle n'a aucun effet (le corps est fixe et indéformable).

7. Cette approximation est assez importante car dans les faits le marteau se déforme sur la corde qui vibre. Le contact ne se fait donc pas du tout de façon ponctuelle mais, la complexité de calcul de ce contact serait trop importante pour cette modélisation.

modélisée

- Soit par une force de type link force qui permet d'avoir directement la direction, l'enfoncement et la vitesse d'enfoncement (ce qui est calculé est en fait la distance et vitesse entre les deux points d'application mais l'enfoncement est très vite retrouvé⁸).
- Soit par une force extérieure classique dans les cas où le contact se fait purement horizontalement ou verticalement (dans le cas du contact touche-bâti par exemple)⁹.

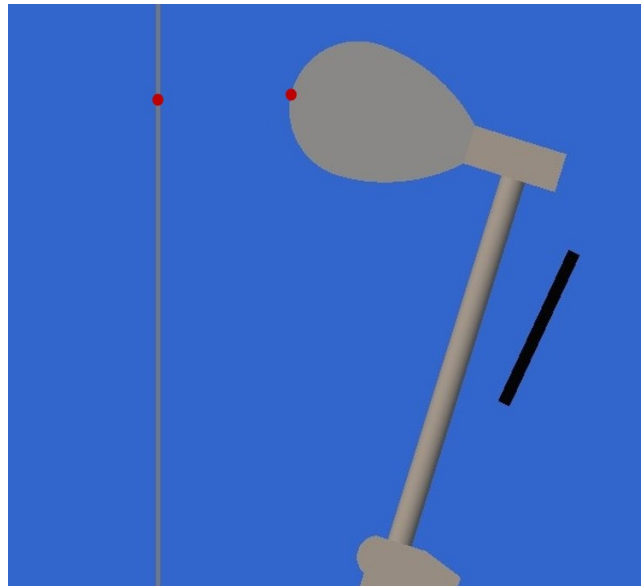


FIGURE 2.3 – Exemple d'un contact de type ponctuel : contact marteau-corde

Pour les contacts non-ponctuels

Dans les cas où le point de contact n'est pas connu à l'avance, la géométrie du contact est plus complexe à mesurer. Seules les vitesses normales et tangentielles sont rapidement calculables. Elles correspondent en fait simplement aux vitesses relatives entre les deux corps (calculées dans le repère inertiel puis mise dans le repère chacun).

Il a fallu trouver une méthode permettant de calculer l'endroit (points d'application et enfoncement) où les corps vont se toucher en fonction de leurs positions (coordonnées relatives des différents corps connues). Plusieurs méthodes ont été utilisées dans les travaux précédents (par exemple, recherche du point de contact par méthode numérique de type Newton-Raphson). Dans ce mémoire, la technique choisie a été de calculer le point de contact dans chacun des corps¹⁰ analytiquement¹¹.

Pour cela, les contours de contact des éléments ont été approximés par des formes simples (des

8. Dans certains cas il a été nécessaire de rajouter une distance fictive entre les points d'application pour trouver l'enfoncement exact.

9. Des forces de type link force auraient pu être utilisées partout.

10. Le point de contact doit bien être calculé une fois par corps car il doit être donné en terme de coordonnées relatives à chacun des corps.

11. En plus de la manière de calculer la géométrie, la façon de la modéliser diffère d'un travail à l'autre. Le modèle de François Leroy utilisait des formes "link forces" associées à des articulations commandées fantômes, le choix a été fait cette fois-ci de n'utiliser presque que des forces extérieures (et donc pas besoins d'articulations fantômes). Ce choix semble être gagnant car la simulation de la mécanique de Fandrich tourne environ trois fois plus rapidement que la simulation du piano droit. Cette différence de vitesse provient de nombreux facteurs mais l'utilisation de link forces et surtout d'articulations commandées est plus gourmande en temps de calcul.

cercles ou des segments de droites) dont les caractéristiques de position relative au corps sont fixes. Il est alors possible, connaissant la position du centre du/des cercles et/ou de la droite, de calculer le point de contact et l'enfoncement entre ces 2 contours (corps simplifié) et le point d'application dans le repère du corps.

Les techniques de calcul utilisées sont décrites ci-dessous, d'abord pour le contact de type cercle-droite puis pour le contact de type cercle-cercle.

Contact cercle-droite :

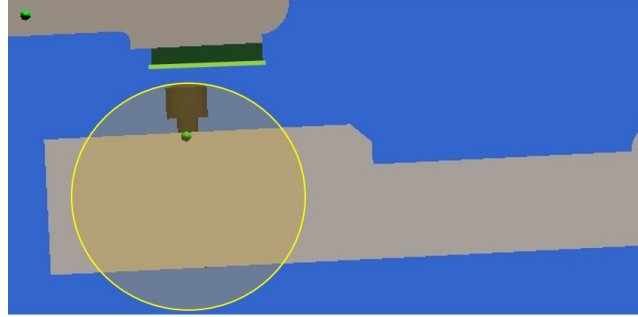


FIGURE 2.4 – Exemple d'un contact de type cercle-droite : contact touche (pilote de touche)-chevalet

Calcul de l'enfoncement : Les paramètres connus de ce contact sont : la position du centre du cercle, la position du centre du segment, l'inclinaison relative du segment (dans le repère des corps), le rayon du cercle R_C et la longueur du segment L_C .

Le calcul de l'enfoncement se fait en plusieurs étapes, le schéma 2.5 représente la géométrie d'un contact cercle-droite :

1. Calcul des positions du centre du cercle $P_C = (x_c, z_c)$ et du centre du segment $P_S = (x_s, z_s)$ dans le repère inertiel
2. Recherche de la fonction droite prolongeant le segment :
 $d_S = m * x + b_s$ ¹².
3. Recherche de la fonction de la droite perpendiculaire au segment passant par le centre du cercle :
 $d_{\perp} = -1/m * x + b_{\perp}$.
4. Recherche du point d'intersection entre d_S et $d_{\perp}$:
 $P_i = [x_p, z_p] = \left[\left(\frac{b_2 - b_1}{m + \frac{1}{m}} \right); m \left(\frac{b_2 - b_1}{m + \frac{1}{m}} \right) + b_s \right]$
5. Calcul de la distance $|P_i - P_C|$ entre le point d'intersection et le centre du cercle (distance cercle droite).
 $h = \sqrt{(x_c - x_p)^2 + (y_c - y_p)^2}$
6. Vérification que le cercle est bien en contact avec le segment.
 Pour que le cercle soit bien en contact avec le segment il faut que la distance entre le cercle (P_X) et le centre du segment (P_S) soit inférieure à la longueur du demi segment =>
 $|P_S - P_X| = R_X < L_C/2$.¹³

12. Des fonctions particulières sont prévues dans le cas où la droite est verticale ou horizontale (pour éviter les divisions par zéro dans la suite).

13. Les étapes de calcul de P_X et R_X ne sont pas décrites ici car elles découlent d'une suite de calcul géométrique simple mais un peu longs.

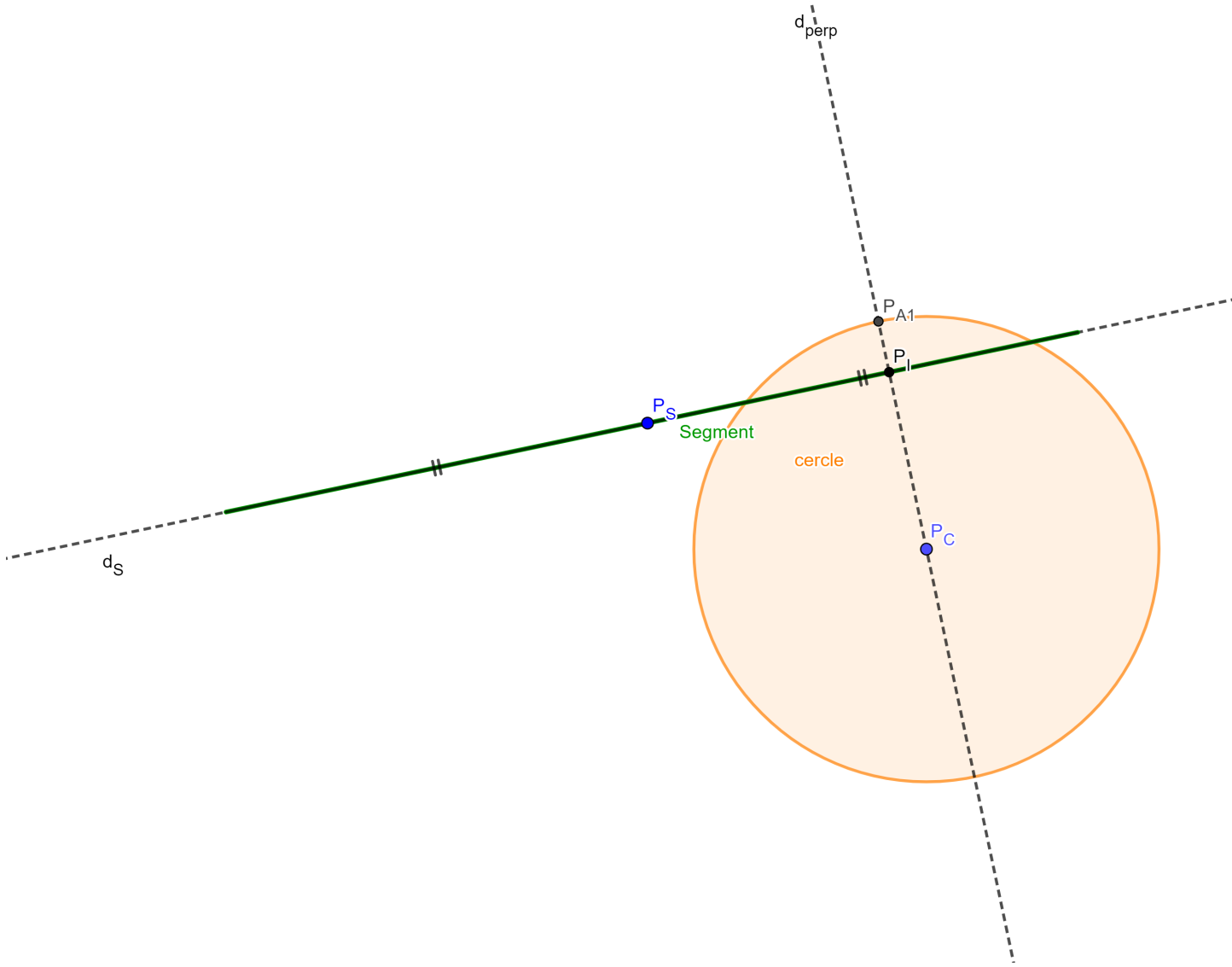


FIGURE 2.5 – Schéma géométrie du contact cercle-droite

La figure 2.6 illustre la nécessité de faire cette vérification ¹⁴.

7. L'enfoncement est alors calculé comme la différence entre la distance h (centre du cercle droite) et le rayon du cercle.

$$e = h - R_c$$

Calcul des points d'application : La position des points d'application de la force varie en fonction de quel corps est considéré comme mou (autrement dit, quel est la forme correspondant au corps feutre) :

- Si le corps mou est le cercle : les points d'applications sont situés sur le segment à l'intersection P_i entre l_s et $l_\perp$ (remis dans le repère de chaque corps).
- Si le corps mou est le segment de droite :
 - Pour le cercle, le point d'application se situe sur l'intersection entre $d_\perp$ et le cercle

¹⁴. Dans les faits pour beaucoup de contacts cette vérification n'est pas nécessaire car le mécanisme est construit pour que cela n'arrive jamais mais, dans certains contacts spécifiques (le contact hybride par exemple) le fait que le cercle soit "aligné" avec le segment n'est pas toujours vérifié.

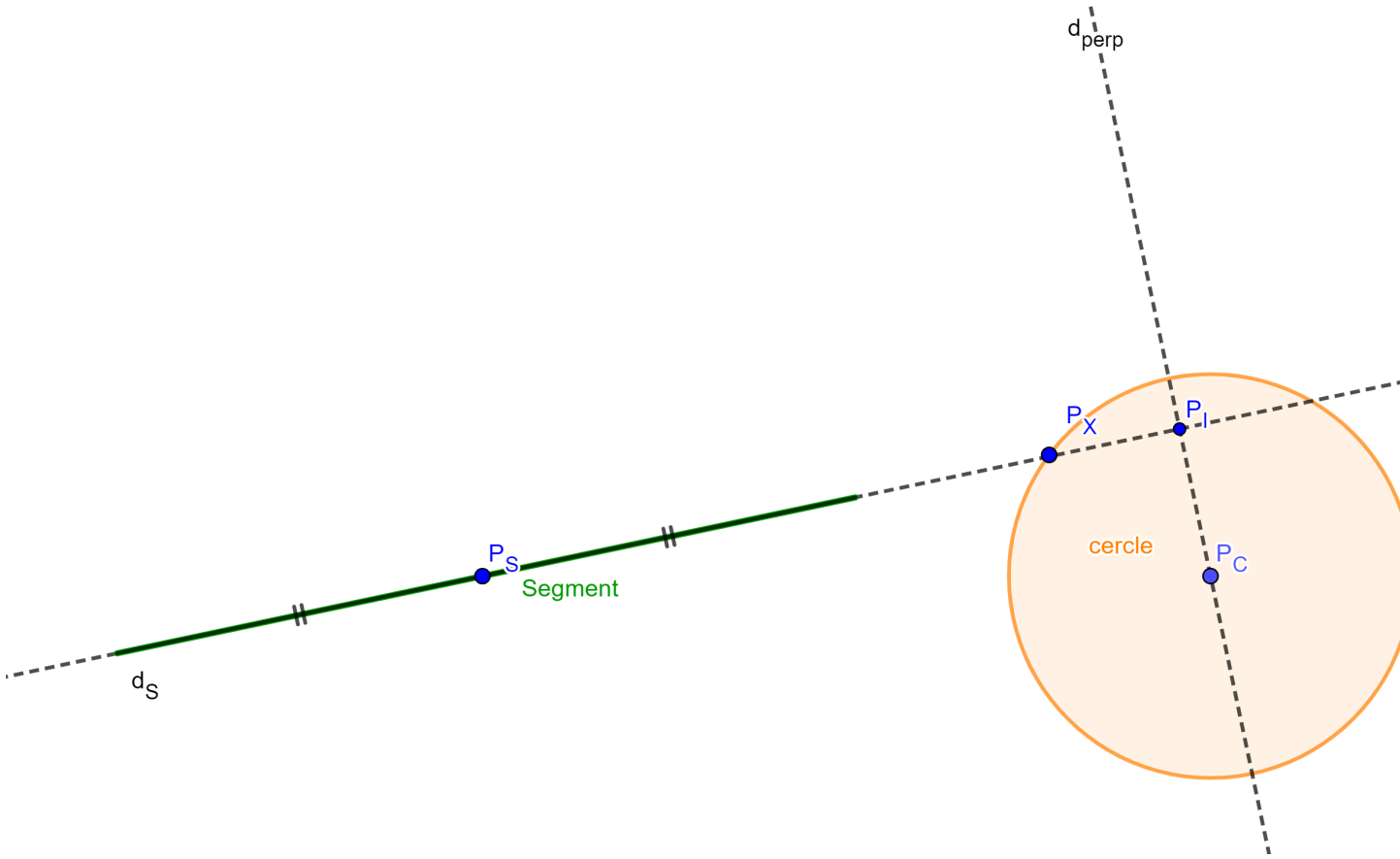


FIGURE 2.6 – Schéma exemple d'un cas où le cercle est en contact avec la droite d_S (fictive) mais pas avec le segment

(point P_{A1} sur la figure 2.5) :

$$\begin{cases} x^2 + z^2 = r^2 \\ z = -1/m * x + b_{\perp} \end{cases}$$

- Pour le segment, le point d'application se situe sur la droite $l_{\perp}$ à une distance e (enfouissement) du segment

$$xF = |P_i P_s|, zF = -e$$

Contact cercle-cercle :

Calcul de l'enfouissement : Les paramètres connus de ce contact sont : les positions des centres des cercles (dans le repère des corps) : $(x_1, z_1), (x_2, z_2)$ et les rayons : r_1 et r_2 . Après avoir calculé la position des centres dans le repère inertiel il est facile de connaître leur enfouissement qui est simplement égal à la distance entre les deux centres moins les rayons.

$$d = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}$$

$$e = d - r_1 - r_2$$

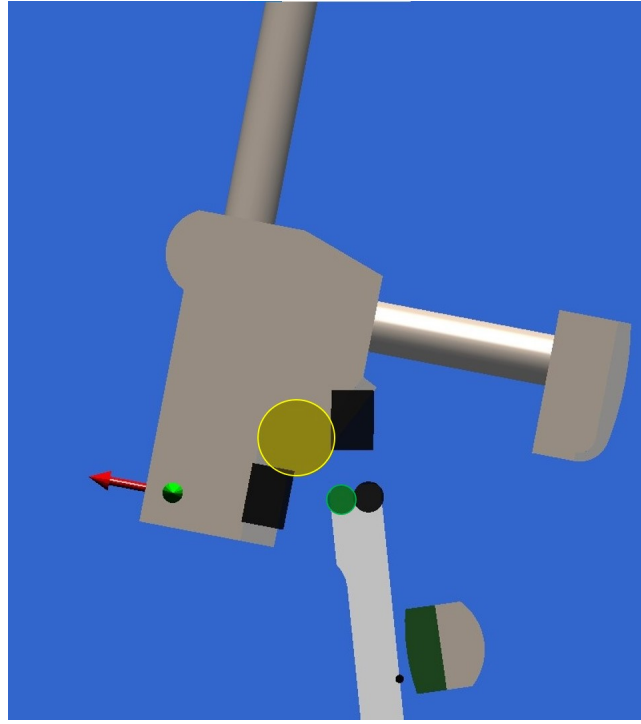


FIGURE 2.7 – Exemple d'un contact de type cercle-cercle : contact cercle partie gauche du bâton d'échappement (vert) - cercle noix de marteau (jaune)

Calcul des points d'application : Pour calculer les points d'application dans le cas du contact cercle-cercle, la pente (m) de la droite reliant les deux centres est trouvée et, le point d'application est simplement situé :

- Sur l'intersection entre cette droite et le contour de contact pour le corps dur.

$$\begin{cases} x^2 + z^2 = r^2 \\ z = mx \end{cases}$$

$$\Rightarrow [xF, zF] = \left[\sqrt{\frac{r^2}{1+m^2}}, m * \sqrt{\frac{r^2}{1+m^2}} \right]$$

- Sur l'intersection entre la droite et le contour de contact décalé de la longueur d'enfoncement pour le corps mou.

$$[xF, zF] = \left[\sqrt{\frac{r^2}{1+m^2}} + \sqrt{\frac{1+m}{e^2}}, m * \left(\sqrt{\frac{r^2}{1+m^2}} + \sqrt{\frac{1+m}{e^2}} \right) \right]$$

2.3.2 Calcul de l'intensité des forces de contact

Une fois le point d'application, l'enfoncement et la vitesse d'enfoncement trouvée, il faut calculer l'intensité de la force générée par le contact.

Dans le cas de la mécanique de piano, les forces de contact sont toujours générées par la déformation d'un feutre. Les lois constitutives permettant de retrouver l'intensité de la force issue de la déformation d'un feutre sont non-linéaires et très complexes, entre autres à cause d'un phénomène d'hystérèse du matériel. Leur étude pourrait faire l'objet d'un mémoire entier.

Force de contact normale

Dans notre cas, une fonction trop complexe serait inutile car elle serait trop lourde en temps de calcul (pour rappel cette force doit être calculée à chaque pas de temps).

De nombreuses différentes solutions ont été développées dans les travaux précédents mais, les fonctions de calcul utilisées pour cette simulation sont celles trouvées par Ramin Masoudi présentées dans ses articles [13]. Dans son modèle, celui-ci propose de calculer la force de contact en deux fonctions séparées pour modéliser au mieux le phénomène d'hystérèse.

Au départ de données expérimentales on trouve que les courbes d'intensité de force lors du chargement ($F_L(e)$ pour *Loading*) et du déchargement ($F_U(e)$ pour *Unloading*) peuvent être approximées par des équations de la forme :

$$F(x) = axe^{bx} + cx \quad (2.3.1)$$

où F est la force de contact, x est l'enfoncement (calculé précédemment) et a , b et c sont des paramètres constants qui diffèrent d'un feutre à l'autre. Le phénomène d'hystérèse est donc modélisé par le fait que les équations en compression et en décompression ne soient pas les mêmes.

$$F_n(e, \dot{e}) = \begin{cases} F_L(e) & \text{si } \dot{e} \geq 0 \\ F_L(e) + \delta_{LU}(e) \tanh(\alpha \dot{e}) & \text{si } \dot{e} < 0 \end{cases} \quad (2.3.2)$$

où F_n est la force normale de contact, e et $\dot{e}$ sont l'enfoncement et la vitesse relative, $\delta_{LU}(e) = F_L(e) - F_U(e)$ est la différence entre les courbes de chargement et de déchargement pour chaque valeur d'enfoncement et α est un paramètre contrôlant la vitesse de transition entre les états de chargement et de déchargement. Ainsi, avec cette approche, nous avons à tout moment $F_U(e) \leq F_n(e) \leq F_L(e)$.

Force tangentielle (de frottement lors du contact)

Les différents contacts qui se produisent au sein de la mécanique de frappe étudiée produisent également du frottement, représenté par une force tangentielle au contact. Dans ce travail, dans l'optique de rester dans des temps de calcul raisonnables pour les simulations, les forces tangentielles de contact n'ont été implémentées que dans trois des dix contacts que comporte le modèle multicorps. Des travaux précédents [3] ont déterminé que seul certains des frottements de contact avaient un réel impact sur la simulation. Pour la plupart des contacts, le coefficient de frottement ou la vitesse relative est tellement faible qu'ils ne produisent qu'une force tangentielle négligeable.

Les forces de frottement peuvent être décrites par les lois de coulomb, l'idée est que la fonction peut être séparée en deux parties :

- Tant que la vitesse n'atteint pas une valeur seuil (v_s) la force est proportionnelle au coefficient de frottement statique (μ_s) dépendant peu de la vitesse.
- Une fois cette vitesse dépassée le coefficient à utiliser est le coefficient de frottement cinétique (μ_c) dépendant de la vitesse.

Le modèle utilisé est tiré du travail de B. Bokiau [2], qui reprend le modèle d'Hirschhorn [14] :

$$\mu = A \left(\tanh(\dot{e}_t/v_s) + \frac{B_1 \dot{e}_t/v_s}{1 + B_2 (\dot{e}_t/v_s)^4} \right) \quad (2.3.3)$$

où μ est le coefficient de frottement, $\dot{e}_t$ la vitesse relative tangentielle, v_s la vitesse relative seuil, A le coefficient de frottement cinétique (μ_c) et B_1 et B_2 des constantes ajustées pour obtenir le pic qui correspond au coefficient de frottement statique (μ_s).

Contact Hybride : contact échappement- Noix de marteau

Un des contacts clef dans la simulation de la mécanique de frappe est le contact entre l'échappement et la noix de marteau. En effet, c'est ce contact qui va donner sa vitesse au marteau pour frapper la corde. De plus, les formes de la noix de marteau et du bout du bâton d'échappement font partie des améliorations de la mécanique de Fandrich.

L'idée apportée dans ce travail est de décomposer le contact en plusieurs contacts simplifiés de type cercle-droite ou cercle-cercle (dont les fonctions sont déjà implémentées) ce qui donne un contact "hybride". La forme du bout du bâton d'échappement est approximée par deux cercles et la noix de marteau par deux segments et un cercle (voir figure 2.8).

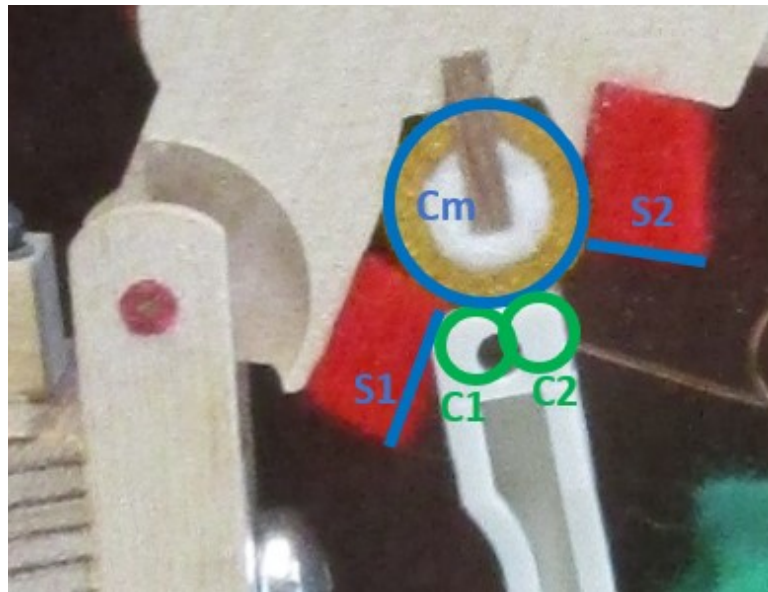


FIGURE 2.8 – Contact hybride noix de marteau-échappement

Le désavantage de cette technique de modélisation est que le fait de décomposer les deux éléments multiplie le nombre de forces à calculer pour ce contact. En théorie, chacun des deux cercles de l'échappement pouvant être en contact avec chacune des trois formes de la noix de marteau, 6 forces devraient être caractérisées uniquement pour ce contact hybride. Pour chaque force modélisée il faut à chaque pas de temps que le programme résolve les équations analytiques développées dans le chapitre précédent, un grand nombre de forces est donc très lourd pour le programme.

Afin de limiter le temps de calcul nécessaire à la simulation, la mécanique a été analysée en détail et il en retourne qu'il suffit de 4 contacts pour modéliser l'ensemble des interactions entre les différents contour présent sur la figure 2.8 (les autres contacts comme par exemple C2-S1 ne se produisent jamais).

De plus, deux de ces quatre contacts ne sont jamais actifs¹⁵ en même temps. Jamais le contact C1-S1 ne sera actif quand le contact C2-S2 l'est. La fonction de calcul des forces impliquées dans ce contact a donc été écrite de façon à ce que seules trois forces soient caractérisées (pour ce contact hybride) à chaque pas de temps. Les contacts calculés dans les deux cas de figure

15. Un contact est considéré comme "actif" si les deux éléments qui le composent sont réellement en contact, autrement dit la force résultante de ce contact n'est pas nulle.

possible (séparé en "état") sont listés dans le tableau 2.2.

no.	Etat 1	Etat 2
1	C2 - S2 C1 - S1	C1 - S1 C2 - S2
2	C1 - Cm	C1 - Cm
3	C2 - Cm	C2 - Cm

TABLE 2.2 – Liste des contacts des 2 états (cfr figure 2.8)

La méthode de détermination de l'état dans lequel est le mécanisme est la suivante, à chaque pas de temps l'état est contrôlé :

- Soit le contact cercle échappement- segment de la noix de marteau correspondant à l'état actuel¹⁶ est actif et l'état n'est pas changé.
- Soit le contact cercle échappement- segment de la noix de marteau est inactif et l'état est changé.

Dans les périodes où ni C2 - S2 ni C1 - S1 ne sont actifs, l'état change donc à chaque pas de temps (le programme est en "recherche d'un état stable").

Contact marteau-attrape

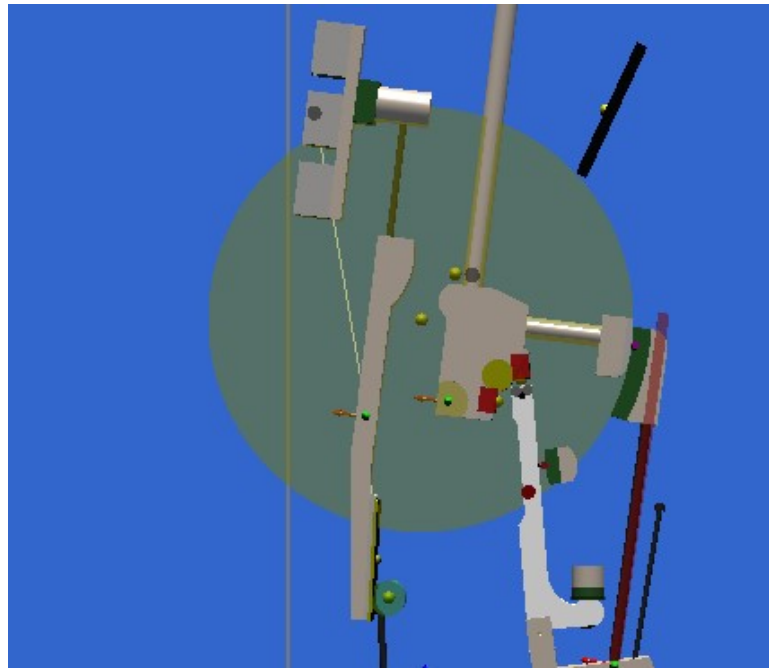


FIGURE 2.9 – Contact attrape

Le seul contact qui n'a pas pu être approximé par un contour cercle-cercle ou cercle-droite est le contact marteau attrape¹⁷.

16. C1 - S1 pour l'état 1 et C2 - S2 pour l'état 2

17. La forme du contour des deux éléments pourraient être approximée par un cercle mais, contrairement à ce qui se faisait pour les autres contacts cercle-cercle, le contact se ferait à l'intérieur d'un des deux cercles. Il n'est donc pas possible de réutiliser les mêmes fonctions.

La figure 2.9 montre ce contact dans la simulation (le cercle en jaune représentant l'approximation du contour de contact du marteau). Pour ce contact, les forces normales et tangentielles ont été modélisées en deux parties :

1. Les forces normales sont modélisées en utilisant un link force.
2. Les forces tangentielles sont modélisées par des forces extérieures (en utilisant les données utilisées pour le calcul des forces normales).

En analysant le mécanisme en détail, on remarque deux caractéristiques intéressantes de ce contact :

- Le mécanisme est construit de façon à ce que le marteau s'encastre¹⁸ plus ou moins bien dans la forme de l'attrape (nous ferons l'approximation ici que le marteau s'encastre parfaitement dans l'attrape ce qui n'est en réalité pas parfaitement le cas).
- Le marteau ne passera jamais "à côté" de l'attrape. On fait même ici l'approximation que le marteau entrera en contact avec l'attrape sans qu'aucune partie de son contour ne soit à côté de l'attrape (ce qui, une fois encore, est une approximation. On voit même que ce n'est pas tout à fait le cas sur la figure 2.9).

Ces deux caractéristiques nous permettent de modéliser ce contact un peu comme un contact ponctuel. En effet, comme les deux formes s'encastrent, on peut considérer que lorsqu'il y a un contact entre un point de l'attrape et le marteau il y a aussi contact entre tous les points de l'attrape et du marteau (tous les points de leur contour de contact pour être précis). La position exacte du point à partir duquel l'enfoncement et la vitesse d'enfoncement sont calculés n'a plus d'importance¹⁹.

Le contact est donc modélisé comme un contact ponctuel à l'aide d'un link force reliant le centre du cercle contact du marteau (cercle jaune sur la figure 2.9) et un point de référence sur l'attrape (point rouge sur le contour de l'attrape dans la même figure). Si la distance mesurée par le link est plus grande que le rayon du cercle cela veut dire qu'il n'y a pas de contact, si la distance est plus petite que le rayon du cercle l'enfoncement est égal au rayon du cercle moins la distance. L'intensité de la force normale (traduite dans le link force) est ensuite calculée comme pour les autres contacts.

Les données d'enfoncement sont sauvegardées et, dans un deuxième temps, les forces de frottement sont calculées et appliquées (à travers des forces extérieures dont les points d'applications sont fixes²⁰) perpendiculairement aux forces normales.

18. S'encastrent veut dire ici que les formes de contour de contact s'assemblent bien et que donc quand il y a contact en un point des deux éléments, il y a contact avec tous les points du contour de contact extérieur des deux éléments.

19. La position du point d'application de la force normale a toujours théoriquement une influence mais, on considérera ici qu'il n'est pas si important que ça. De plus le point de référence sur l'attrape est choisi pour qu'il corresponde au mieux au milieu de la surface de contact (point d'application réel de la force normale résultante de ce contact).

20. Ici le point d'application des forces tangentielles a une influence vraiment minime et donc est considéré comme fixe sur le contour des deux éléments.

2.4 Fonction de calcul des forces de type "ressort"

Une des bases des améliorations apportées par la mécanique de Fandrich est l'ajout de ressorts permettant le ré-enclenchement rapide du bâton d'échappement et le bon retour du marteau. La bonne modélisation de ceux-ci est donc nouvelle et très importante. Le choix a été fait dans ce travail de ne pas modéliser ces ressorts en tant que tel (pas de dessin des corps) mais bien de ne modéliser que leurs effets (forces et couples) sur les corps de la mécanique. Les deux ressorts sont : le ressort de retour et le ressort de répétition (n°11 et 10 sur la figure 2.2).

Ressort de retour

Le ressort de retour fixé au bâti et connecté au marteau comme sur la figure 2.11 sert à pousser le marteau loin de la corde, cela permet de faire revenir le marteau en position de repos lors du relâchement de la touche et d'empêcher celui-ci de toucher deux fois la corde lorsque la touche reste appuyée.

Le couple induit par ce ressort est proportionnel à l'angle de sa tige. Cet angle est lié à l'angle du marteau, il a donc été décidé de modéliser l'effet de ce ressort en appliquant un couple proportionnel à l'angle formé par l'articulation du marteau (connu) directement dans cette articulation. Cette approximation simplifie grandement les calculs en se focalisant uniquement sur le but du ressort : contrer l'angle du marteau. Nous verrons plus tard que cette approximation suit les résultats expérimentaux.

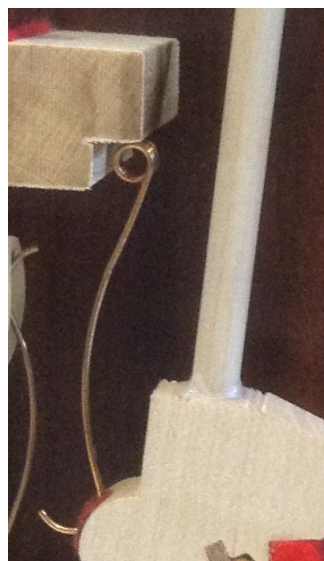


FIGURE 2.10 – Photo du ressort de retour

Ce ressort est donc modélisé comme un couple appliqué sur l'articulation du marteau dont l'intensité vaudrait :

$$C = K * (A_0 - A_x)$$

Où A_0 est l'angle neutre de l'articulation du marteau pour ce ressort, A_x l'angle de l'articulation du marteau et K la raideur du ressort.

Ressort de répétition

Le deuxième ressort relie le bâton d'échappement et le marteau. C'est principalement celui-ci qui permettra à la mécanique de Fandrich d'être plus performante. Ce ressort a pour effet de pousser le bâton d'échappement vers la noix de marteau lorsque le marteau redescend. L'échappement est donc ré-enclenché plus rapidement et la touche peut être rejouée plus vite.

Ce ressort est un ressort de torsion à deux branches. Le principe de celui-ci est de fournir un couple sur ses branches proportionnel à l'angle formé par ceux-ci.



FIGURE 2.11 – Ressort de répétition

La figure 2.12 présente l'ensemble des forces agissant sur cet élément. En bleu les couples et forces provenant directement de la torsion du ressort, en jaune les couples et forces résultantes issues du frottement dans les points d'attache, en rouge les forces issues de la reprise des forces du ressort dans le marteau ou l'échappement dans le sens des branches.

La résultante des forces bleues est alors contrebalancée par les couples de frottement dans les articulations et par des forces de contact agissant dans le sens des branches du ressort.

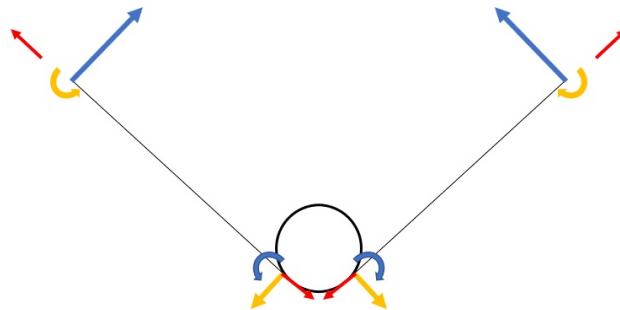


FIGURE 2.12 – Forces agissants sur le ressort

Pour arriver à la fonction de modélisation de ce ressort, plusieurs solutions ont été testées²¹

Après discussions avec Monsieur Esmonde-White nous nous sommes rendu compte que les forces de frottement dans les attaches pouvaient être négligées (par construction ces attaches sont faites pour générer le moins de frottement possible). Le schéma 2.12 peut alors être redessiné comme sur la figure 2.13.

Les forces résultantes sont alors simplement alignées l'une avec l'autre. Un simple link force reliant les deux points d'attache est utilisé pour modéliser l'effet de ce ressort²². Cette solution

21. Une première idée (première intuition) consistait à ne modéliser que la réaction dans les corps des forces issues de la torsion du ressort (forces bleues). L'équilibre des forces était alors dû dans cette première solution aux couples de frottements dans les attaches (couple jaune sur la figure 2.12). Ces couples étant repris dans le bâti, ils n'avaient pas besoin d'être modélisés.

22. On peut alors penser que dans la mécanique réelle un ressort rectiligne pourrait être utilisé mais, cela pose d'autres contraintes techniques (notamment de place).

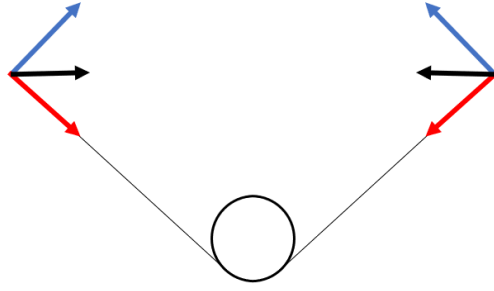


FIGURE 2.13 – Schéma des forces appliquées sur le ressort dans la modélisation finale

correspond aussi plus à la réalité de la fonction de ce ressort : éloigner le bâton d'échappement du marteau.

La façon de calculer l'intensité de la force générée par ce ressort a fait l'objet de plusieurs expériences, une première tentative consistait à modéliser une force proportionnelle à la distance entre les deux points (comme un ressort de compression classique), malheureusement cette solution ne donnait pas d'assez bon résultats.

En effet, le ressort réel étant un ressort de torsion dans la mécanique réel, son effet est fonction de l'angle et non de la distance, la fonction a donc été réécrite pour générer une force proportionnelle à l'angle entre les deux branches. Cet angle est calculé à partir de la distance d entre les deux points d'attache et la longueur L des deux branches du ressort : $\alpha = 2 * \arcsin \frac{d/2}{L}$ (voir schéma figure 2.14).

La fonction est donc :

$$F_{link} = K * (A_0 - 2 * \arcsin \frac{d/2}{L})$$

Où K est un coefficient de raideur, d est la distance entre les deux points d'attache, L la taille des branches du ressort et A_0 est l'angle neutre du ressort.

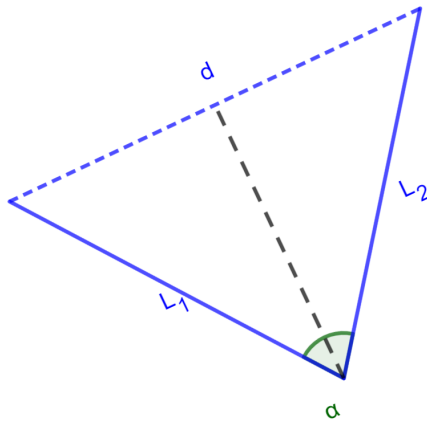


FIGURE 2.14 – Schéma de la géométrie du ressort de répétition, d = distance entre les points d'attache, α = angle formé par les branches du ressort

2.5 Hypothèse du modèle

Cette simulation a pour but d'analyser le comportement d'une mécanique complexe, tous les éléments de ce modèle sont issus de simplifications qui permettent de retrouver des lois constitutives simples (pour que le temps de calcul n'explose pas) qui ne prennent en compte qu'une partie des influences d'une mécanique réelle.

La liste suivante donne une idée des plus grosses simplifications faites dans cette simulation.

- Les corps sont tous modélisés comme des éléments rigides. Les déformations de plusieurs éléments ne sont pas prises en compte. La tige de l'attrape (visible sur la figure 2.15) est par exemple modélisée par un corps rigide²³. L'angle entre le chevalet et la tige de l'attrape peut être changé (cet angle fera d'ailleurs l'objet d'une étude plus approfondie) mais il est fixe durant toute la simulation. Cela est une simplification car la tige de l'attrape est assez souple. L'effet de la déformation de cette tige lors du contact marteau attrape n'est pas modélisé ici.

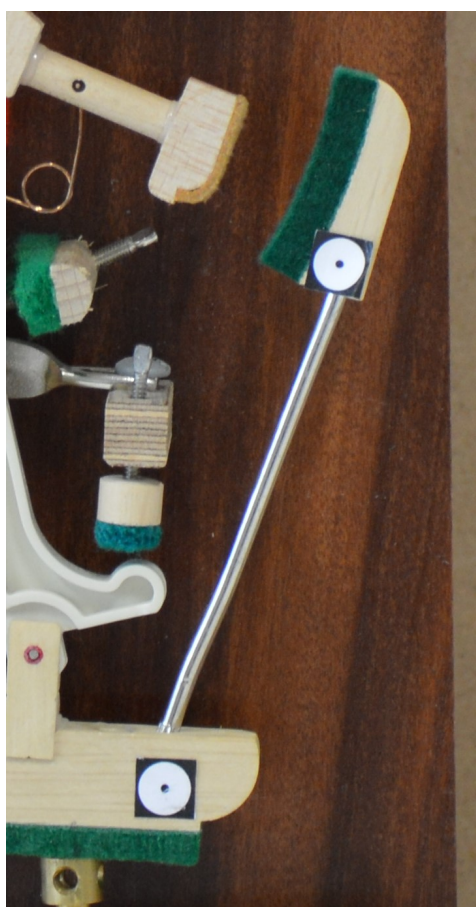


FIGURE 2.15 – Photo de l'attrape

- La corde est modélisée comme un corps fixe dont l'effet sur le marteau est similaire à celui d'un simple ressort. En réalité la corde vibre et cela implique de nombreux effets sur l'ensemble de la mécanique. Comme dans la mécanique de test que nous avons la corde est aussi remplacée par une barre de fer fixe (voir figure 2.16), cette hypothèse n'est pas trop lourde de conséquence pour la comparaison expérience-simulation.

23. La tige de l'attrape n'est pas du tout le seul corps dans lequel les déformations sont négligées. La tête du marteau aussi subit par exemple de grosses déformations qui sont ici négligées.



FIGURE 2.16 – Photo de la barre remplaçant la corde dans la mécanique de test

- Les mouvements des différents éléments sont modélisés comme des rotations pures, c'est encore une fois une approximation car certains corps ne font pas que purement pivoter. La touche par exemple ne tourne pas autour d'un point mais glisse sur un cercle (ce qui ne revient pas exactement au même) voir figure 2.17.

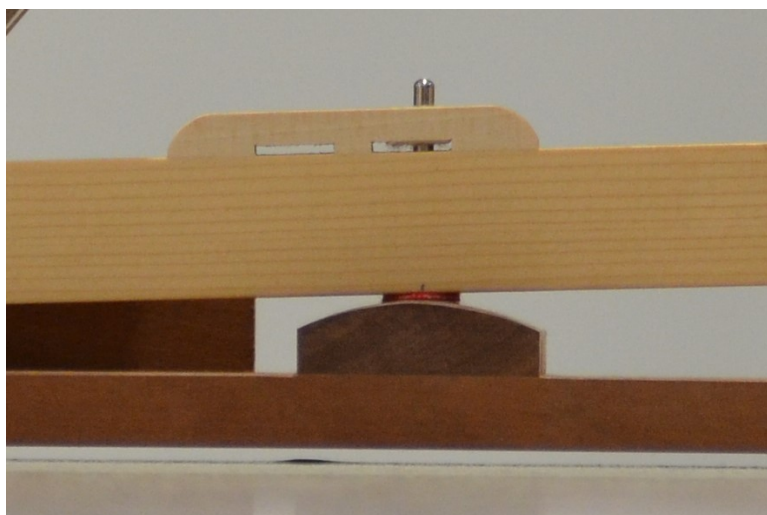


FIGURE 2.17 – Pivot de la touche image tirée du mémoire de Dennis Levander [4]

Chapitre 3

Méthode expérimentale

Une fois le modèle décrit il a été nécessaire d'analyser le comportement de la mécanique physique pour choisir les paramètres des différentes équations, perfectionner et valider le modèle.

Dans un premier temps, pour pouvoir faire une analyse du bon fonctionnement de la simulation, les paramètres utilisés pour les fonctions de calcul des forces ont simplement été repris des travaux précédents. Cela a permis de valider le fonctionnement global du programme. La deuxième étape est alors d'analyser plus en profondeur le mouvement de chacun des corps de la mécanique pour pouvoir affiner le comportement de la simulation (modification des paramètres, des fonctions, ...). Pour cela des expériences ont été filmées à l'aide d'une caméra rapide (PHOTRON FASTCAM SA3) permettant de filmer à une cadence allant jusqu'à 2000 images par seconde. Ces prises de vue ont ensuite été analysées à l'aide du logiciel Tracker, les détails des procédures expérimentales seront donnés dans les sections suivantes. L'installation des expériences est visible sur la Figure 3.1.

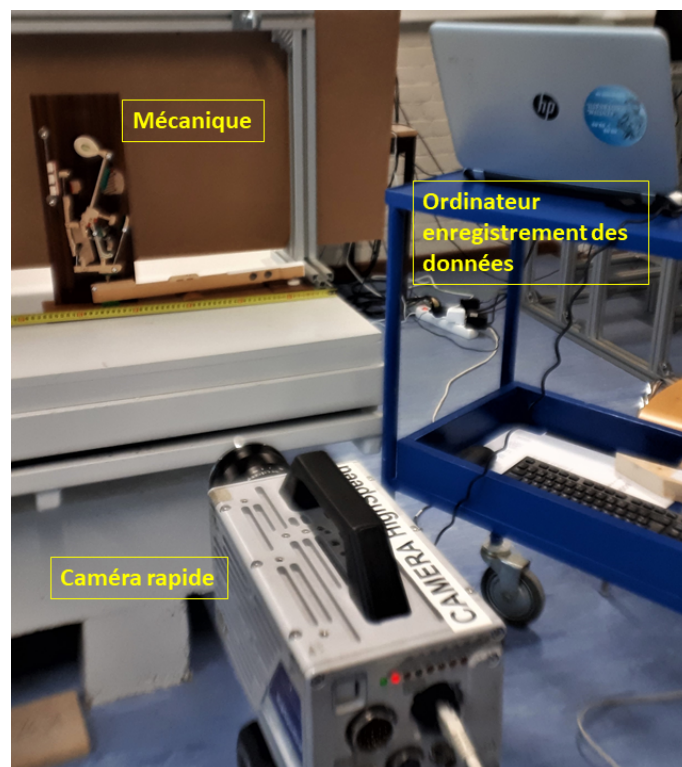


FIGURE 3.1 – Installation des expériences avec caméra rapide

3.1 Choix des paramètres

Les lois utilisées pour modéliser les forces sont toutes basées sur des modèles expérimentaux qui doivent être paramétrés. Beaucoup de valeurs choisies sont celles reprises de travaux précédents (principalement celles utilisées par François Leroy pour sa modélisation du piano droit classique). La mécanique de Fandrich étant très similaire par beaucoup d'aspects, pour la plupart des contacts, ces paramètres ont été gardés (parfois un peu modifiés en fonctions des résultats de la simulation)¹.

Certaines valeurs ont quand même fait l'objet d'une étude plus approfondie, typiquement les paramètres intervenant dans les nouveaux aspects de la mécanique de Fandrich.

3.1.1 Choix des paramètres pour le calcul des forces des ressorts

Les fonctions de calcul des caractéristiques des forces générées par les ressorts ont été décrites dans le chapitre précédent. Pour chacun de ces ressorts, l'intensité de la force des ressorts dépend de deux paramètres :

- La position neutre du ressort
- La raideur du ressort

La position neutre du ressort échappement-marteau nous a été donnée par le constructeur (25mm entre les deux points d'attache) et celle du ressort de retour a été mesurée sur la mécanique. Il ne reste donc plus que le paramètre "raideur" à déterminer.

Le fait que les ressorts aient été modélisés uniquement par leur effet (voir section précédente) et le fait que l'un deux n'est pas démontable rend l'analyse et la paramétrisation complète et isolée de ces éléments impossible.

Pour paramétrer les deux ressorts, une approche purement expérimentale en deux étapes a donc été utilisée.

1. La première étape est l'application sur un corps connecté au ressort (le marteau ou sur le bâton d'échappement) de la mécanique réelle une force donnée (mesurée à l'aide d'un dynamomètre) et la sauvegarde de la position que prend ce corps dans cette situation.
2. Ensuite, la même situation est simulée dans Robotran. La position du corps est due à la force supplémentaire appliquée et à la force générée par le ressort. La force supplémentaire étant connue, il ne reste plus qu'à trouver la force générée par le ressort dans cette situation (plus précisément la raideur du ressort) permettant au mécanisme de se mettre dans la position observée. La raideur du ressort modélisée est donc "progressivement réglée" pour que le mécanisme simulé arrive à la même position que celle sauvegardée sur la mécanique réelle.

Il est très difficile de mesurer précisément les angles sur la mécanique réelle. Il a donc été choisi d'utiliser des forces spécifiques mettant le marteau ou l'échappement dans des positions particulières. Exemple : en appliquant une force de 0.25 N à une position déterminée du bras du marteau, celui-ci se positionne tout juste sur devant la corde (comme sur la figure 3.4).

Le "réglage" de la raideur du ressort dans la simulation se fait comme on pourrait imaginer régler un ressort physique : en modifiant progressivement (par itération dans la simulation) sa

1. Le fait de garder les mêmes paramètres permet aussi de pouvoir plus facilement comparer les deux mécaniques

raideur jusqu'à arriver à la position des corps mesurée lors de l'expérience. Ce réglage se fait avec un régulateur PD, la raideur du ressort est augmentée proportionnellement à la différence entre "la position actuelle de l'articulation" et "la position particulière recherchée" et à la vitesse de cette articulation.

$$K_{i+1} = K_i + k_1 * (q - q_x) - k_2 * \dot{q} \quad (3.1.1)$$

L'équation 3.1.1 donne la formule utilisée dans la simulation pour progressivement trouver le paramètre de raideur optimal. K est la raideur du ressort, q_x la position recherchée, q la position du corps, $\dot{q}$ la vitesse de celui-ci et k_1 et k_2 des constantes du régulateur PD (ces constantes ont été choisies pour chacune des expériences afin de permettre un réglage optimal).

De cette manière, la raideur du ressort de la simulation est progressivement modifiée jusqu'à arriver à une position stable correspondant à celle expérimentée. Une fois la position bien stabilisée, la raideur est sauvegardée comme raideur de ressort (fixe dans les prochaines simulations). La figure 3.3 donne un exemple de l'évolution de la position d'un élément lors d'une simulation de réglage du ressort (cette figure sera décrite plus en détails plus loin).

Cette approche permet de tester l'effet des ressorts au sein de la mécanique. Cette façon de caractériser ces éléments permet aussi de prendre en compte les "erreurs" de paramétrisation des autres éléments de la mécanique.

Afin de minimiser l'effet des autres forces de la mécanique lors des prises de données expérimentales les mesures sont faites à des positions impliquant le moins d'autres éléments possible (exemple : chevalet déconnecté de l'échappement).

Le ressort de retour pouvant être détaché de la mécanique il a été choisi de paramétrer d'abord l'autre ressort (ressort de répétition).

Réglage du ressort de répétition

Le ressort de répétition (échappement-marteau) dépend de la position de deux articulations (celle du marteau et du bâton d'échappement). Pour les mesures il a été nécessaire d'en fixer une des deux, le marteau a donc été bloqué contre sa barre de repos.

La figure 3.2 donne une idée de la façon dont les mesures ont été prises. Dans ce cas, Une force de 0.47N a été appliquée sur le bâton d'échappement poussant celui-ci à se coller tout juste sur sa butée.

Les conditions de la mesure ont été recrées dans la simulation : le marteau est bloqué contre sa barre de repos (comme dans la mécanique réelle) et la force mesurée est appliquée sur l'échappement. Le régulateur PD règle ensuite le ressort automatiquement (en connaissant l'angle précis auquel le bâton d'échappement doit arriver dans cette situation).

La figure 3.3 présente l'angle du bâton d'échappement lors de la simulation utilisée pour régler la raideur du ressort de répétition. On voit sur cette figure que la raideur initiale donnée au ressort était trop importante (le bâton d'échappement était poussé trop loin), le régulateur PD l'a donc "automatiquement" diminuée jusqu'à ce que le bâton d'échappement prenne une position stable avec le même angle dans l'articulation que dans l'expérience sur la mécanique réelle. La raideur finale correspond donc à la raideur du ressort sur la mécanique réelle et est sauvegardée.

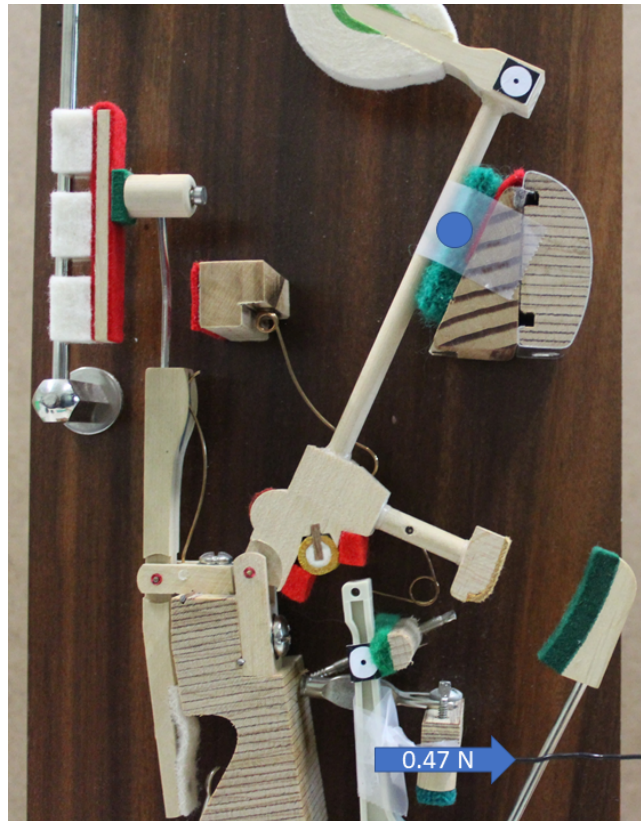


FIGURE 3.2 – Prise de mesure réglage ressort de répétition

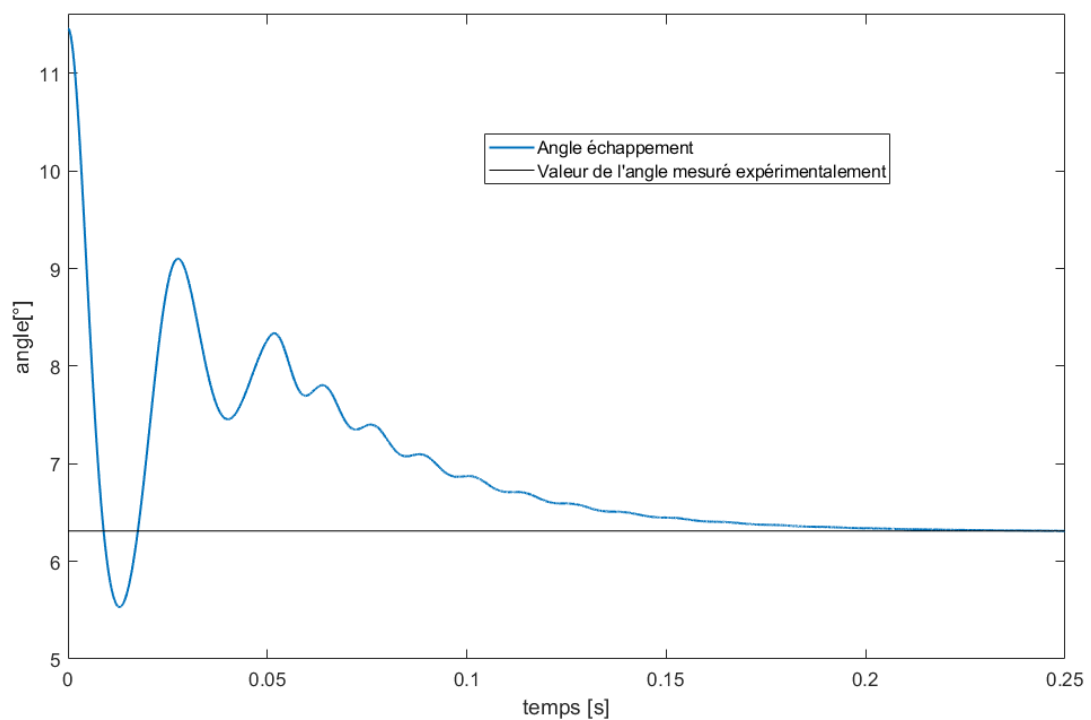


FIGURE 3.3 – Angle du bâton d'échappement lors de la simulation de réglage du ressort

Réglage du ressort retour

Une fois le premier ressort réglé, la même méthode a été utilisée pour le ressort de retour.

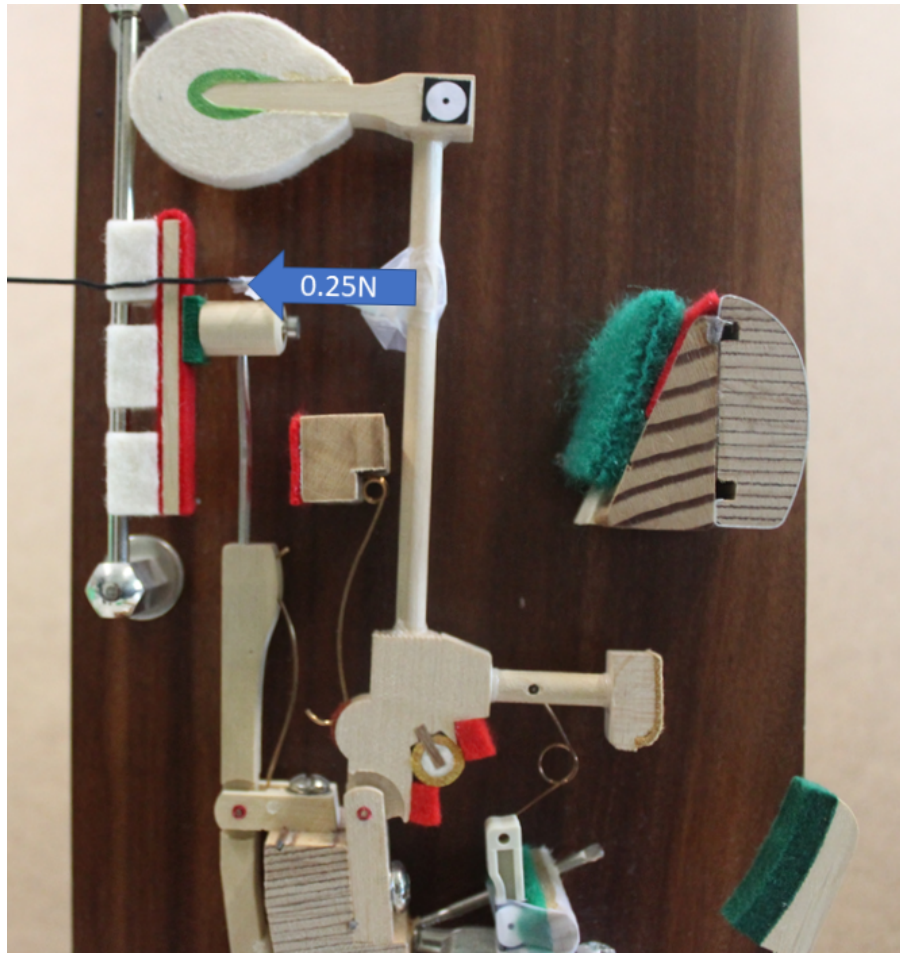


FIGURE 3.4 – Prise de mesure réglage ressort de retour

Pour chaque ressort, plusieurs positions particulières sont ensuite testées pour valider le résultat. Dans les faits, les mesures étant très imprécises, on obtient des résultats assez différents pour les différentes mesures mais on a quand même une bonne idée de l'ordre de grandeur de la raideur du ressort.

En plus de donner une idée de la valeur de raideur des ressorts, ce type d'expériences a permis de tester, modifier et valider les lois constitutives (présentées dans le chapitre précédent) utilisées pour caractériser l'effet de ces ressorts.

3.1.2 Contact hybride

L'autre caractéristique nouvelle de la mécanique de Fandrich est le contact échappement-noix de marteau, la forme et le modèle de contact ont été décrits dans la section précédente. Les paramètres de force utilisés pour les feutres ont été repris des divers travaux précédents mais, des tests spécifiques à cette partie du mécanisme ont permis de les ajuster (les géométries de la noix de marteau et du bout du bâton d'échappement ont fait l'objet de particulièrement beaucoup de mesures et d'analyses).

3.1.3 Réglage de la mécanique

La première étape de la paramétrisation complète de la mécanique modélisée est la mesure de la position de tous les éléments (relativement à la base inertielle ou entre eux). Une fois de plus, la plupart de ces données étaient similaires à celle du piano droit classique et beaucoup de

celle-ci ont donc été reprise des travaux précédents.

Une des difficultés (en plus du fait de devoir prendre des mesures assez précises) est le fait que le comportement de la mécanique dépend fortement des réglages qui peuvent lui être apporté (et donc de la modification de la position relative de certains éléments). Ces réglages pour la plupart communs à toutes les mécaniques de piano droit sont expliqués dans le livre d'Arthur Reblitz [15].

La Figure 3.5 indique les différents éléments réglables de la mécanique.

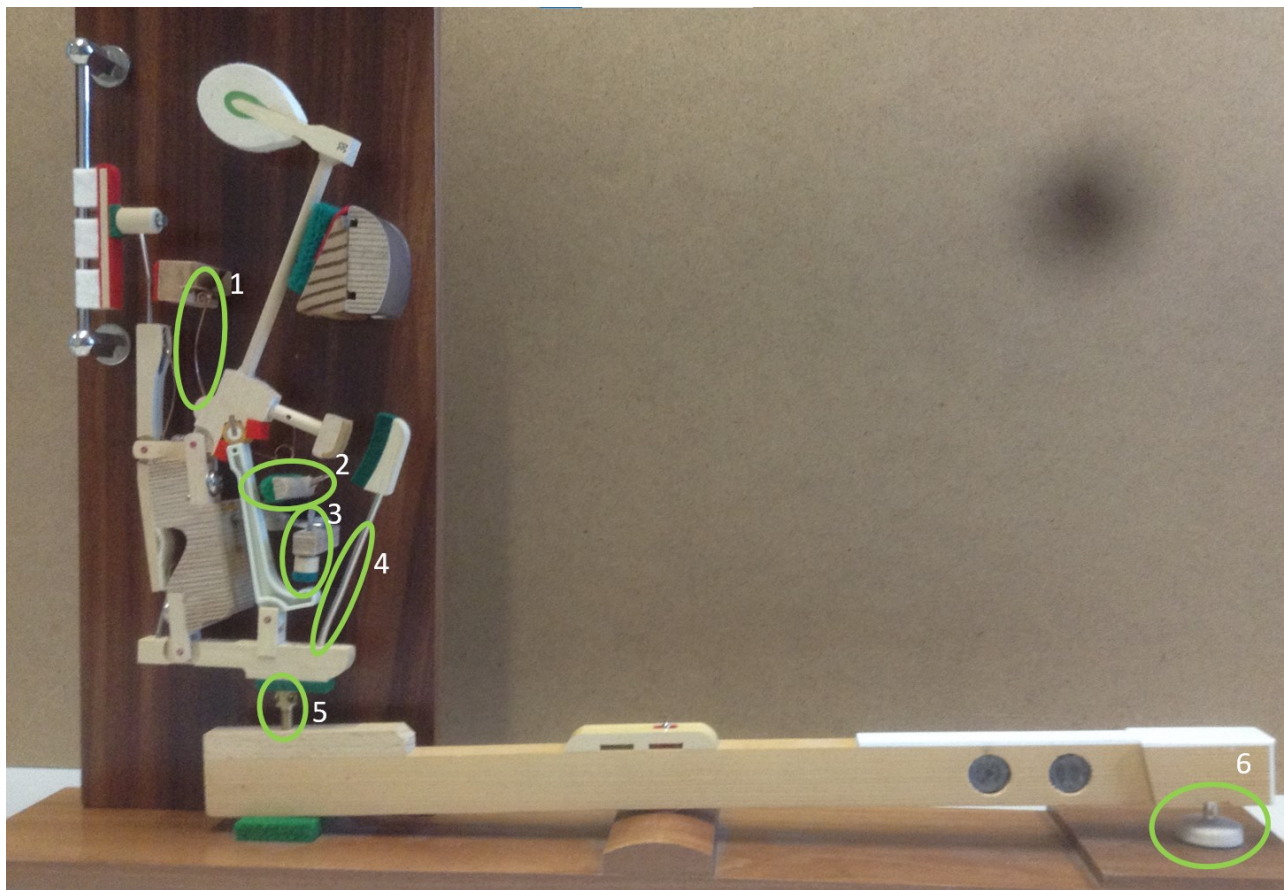


FIGURE 3.5 – Pièces permettant le réglage de la mécanique (photo prise par Sébastien Timmermans)

1. Le ressort de retour peut être un petit peu tourné pour augmenter/diminuer la force qu'il donne au marteau.
2. La butée d'échappement peut être avancée ou reculée.
3. Le bouton d'échappement peut être monté ou descendu.
4. L'angle initial de la tige semi-flexible de l'attrape peut être changé en la tordant un peu.
5. La hauteur du pilote de touche peut être modifiée.
6. la course de la touche peut être augmentée ou diminuée.

Le réglage de la mécanique est assez complexe, la liste suivante présente quelques éléments caractéristiques d'une mécanique bien réglée².

- **Enfoncement** : La course de la touche doit être de 10 mm. Celle-ci est ajustée en ajoutant des petites feuilles de papier sous le feutre.

2. Un réglage professionnel complet de la mécanique est très complexe mais cette liste donne une idée des différents points principaux de réglage.

- **Contact chevalet-étouffoir** : le contact entre l'étouffoir et la cuillère d'étouffoir doit se faire en mi-course de la touche.
- **La chasse** : La distance entre la corde et le marteau dans sa position stable haute doit être de 42 à 45 mm (cette distance est notamment réglable à l'aide du pilote de touche).
- **Réglage de l'attrape** : Attrape après frappe "rapide" => 14mm entre marteau et corde
- **Réglage du ressort de retour du marteau** : Une masse de 55 g posée sur le bord de la touche devrait l'enfoncer lentement jusqu'au bout.
- **Réglage du ressort échappement-marteau** : Une mécanique de Fandrich bien réglée doit permettre au marteau de se déplacer un petit peu vers la corde avant de redescendre lors du relâchement de la touche.

Chacun des éléments réglables influe très fort sur le comportement de la mécanique (les influences de certains de ces paramètres seront décrites dans le chapitre suivant) et leurs réglages varient souvent au fur et à mesure de l'utilisation de la mécanique.

Dans le modèle, chacun des éléments réglables fait l'objet d'un paramètre facilement modifiable. Ces paramètres ont beaucoup varié au fur et à mesure des différentes expériences (notamment car la mécanique a été re-réglée à plusieurs reprises et qu'elle se dérègle au cours du temps). Ces différents réglages sont certainement responsables de petites différences entre les résultats de simulation et les données d'expériences mesurées.

3.2 Technique de comparaison simulation-mécanique réelle

Dans un premier temps la simulation a simplement été testée en analysant et comparant son comportement lorsqu'on applique une force constante sur la touche (F doigt-touche) puis en la relâchant. Le résultat a alors été comparé au comportement de la mécanique réelle. Cela a permis de régler la plupart des paramètres et de valider le bon fonctionnement globale de la mécanique.

Dans un deuxième temps, pour connaître le mouvement exact de chaque articulation lors d'un appui de touche sur la mécanique réelle, des marqueurs ont été disposés aux endroits stratégiques de chaque corps sur la mécanique filmée. A partir des vidéos prises en caméra rapide et grâce à l'aide du logiciel Tracker, le mouvement de chaque articulation a été sauvegardé sous la forme de données affichables sur un graphe et comparables avec les positions des articulations de la simulation (sauvegardées à chaque simulation).

Trois types de tests ont été menés :

1. Les tests d'analyse du comportement de la simulation lors de l'application d'une **force sur la touche** (simulant la force du doigt du pianiste).

Ce type de test à été utilisé principalement dans deux cas :

- Pour comparer deux types de mécanisme simulés soumis à la même force.
- Pour comparer la simulation à la mécanique physique lorsque la force d'appui sur cette dernière est connue (une masse connue lâchée sur la touche par exemple³).

Ce type de test est simple mais ne permet pas d'analyser le comportement de la mécanique lors de situations d'appui/relâchement complexes réelles de la touche par un pianiste.

3. La caméra rapide n'étant pas aussi disponible qu'espéré et suite à des problèmes techniques peu de test du genre ont été complètement menés.

Les forces appliquées sur la touche par le pianiste dans des situations réelles sont très difficilement modélisables⁴

2. Les tests de comparaison du comportement entre la mécanique simulée et réelle pour un **mouvement de touche connu issu de l'expérience**. Pour ceux-ci, le mouvement de la touche de la mécanique réelle a été sauvegardé dans différentes situations (appui rapide en fond de touche, appui lent et relâchement contrôlé, double appui très rapide, ...). Ce mouvement a ensuite été directement forcé dans la simulation (sans passer par l'application d'une force doigt)⁵. De cette manière, il a été possible d'analyser le comportement de la mécanique en situation réelle et pour un mouvement de la touche que l'on sait le même pour la simulation et la mécanique réelle.
3. Les tests d'analyse du comportement de la mécanique simulée dans des situations particulières sans correspondance précise avec une prise de données en caméra rapide. Le but de ces tests est d'analyser le mouvement de la mécanique lors de **mouvement de touche connu construit numériquement**. Cela permet par exemple de simuler le comportement de la mécanique lors d'une diminution constante et contrôlée de l'amplitude des mouvements de la touche.
Dans ces cas, le mouvement de la touche est défini par construction en utilisant Matlab⁶.

3.2.1 Validation de la simulation

Pour valider le modèle, les mouvements du marteau dans la simulation et sur la mécanique réelle ont été comparés pour un même mouvement de la touche (en reproduisant dans la simulation le mouvement de la touche de la mécanique réelle) dans deux situations classiques :

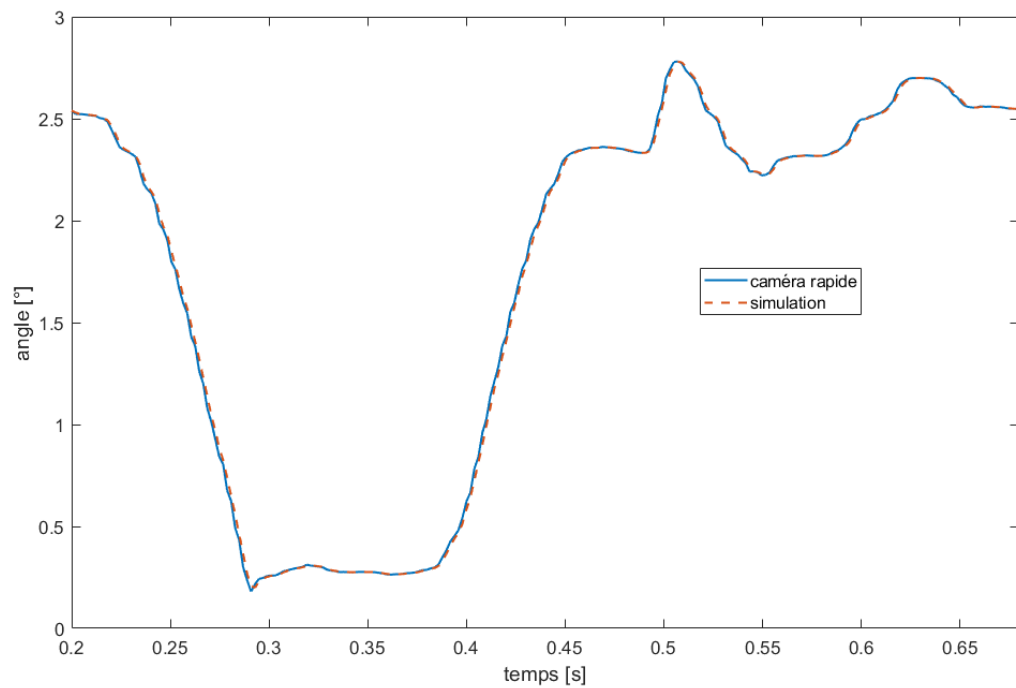
- Pour une touche simplement enfoncée puis relâchée.
- Pour une touche enfoncée puis relâchée deux fois d'affilée.

La figure 3.6a donne l'angle de la touche en fonction du temps issu de l'extraction de donnée de la prise de vue en caméra rapide d'un simple appui de touche (repris ensuite dans la simulation). La figure 3.6b montre la comparaison du mouvement du marteau dans cette situation.

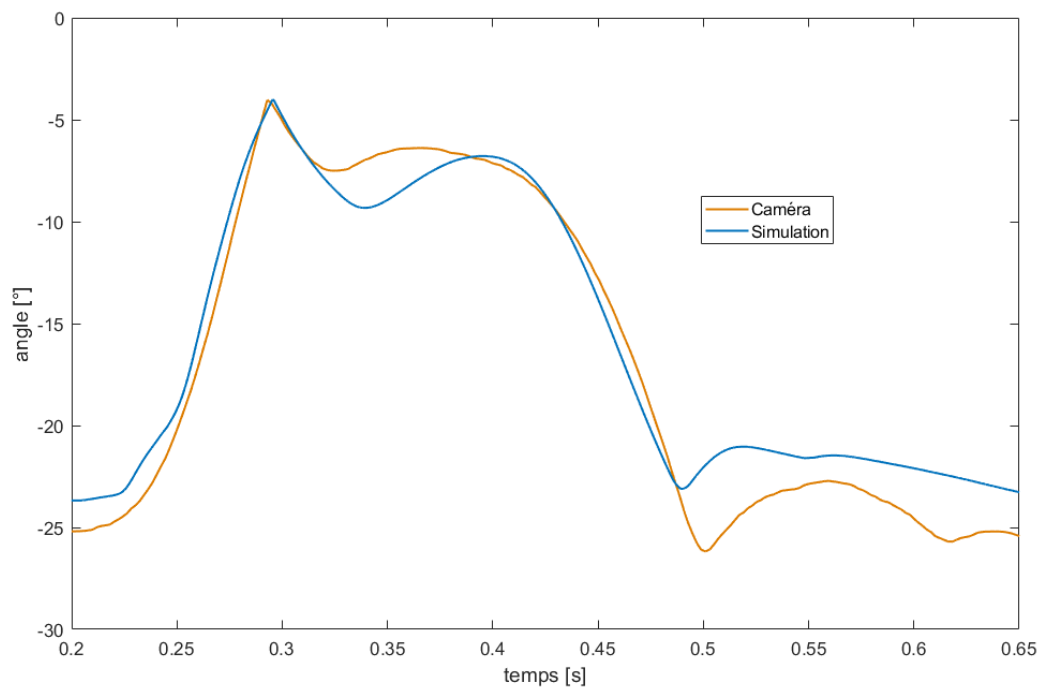
4. L'analyse du mouvement et de la force appliquée par les pianistes sur les touches fait d'ailleurs l'objet de travaux complets.

5. Pour que le programme de simulation puisse "forcer" la touche de la simulation à suivre le mouvement exacte de la touche réelle il a été un peu adapter. Au démarrage de la simulation un fichier txt contenant les positions exacte de la touche (mesurées sur les vidéos en caméra rapide à l'aide du logiciel tracker) est chargé et utilisé comme base pour forcer le mouvement de la touche simulée.

6. Pour reproduire des mouvements ressemblants le plus possible à des mouvement réel, le mouvement choisi est construit à partir de mouvements enregistrés en caméra rapide.



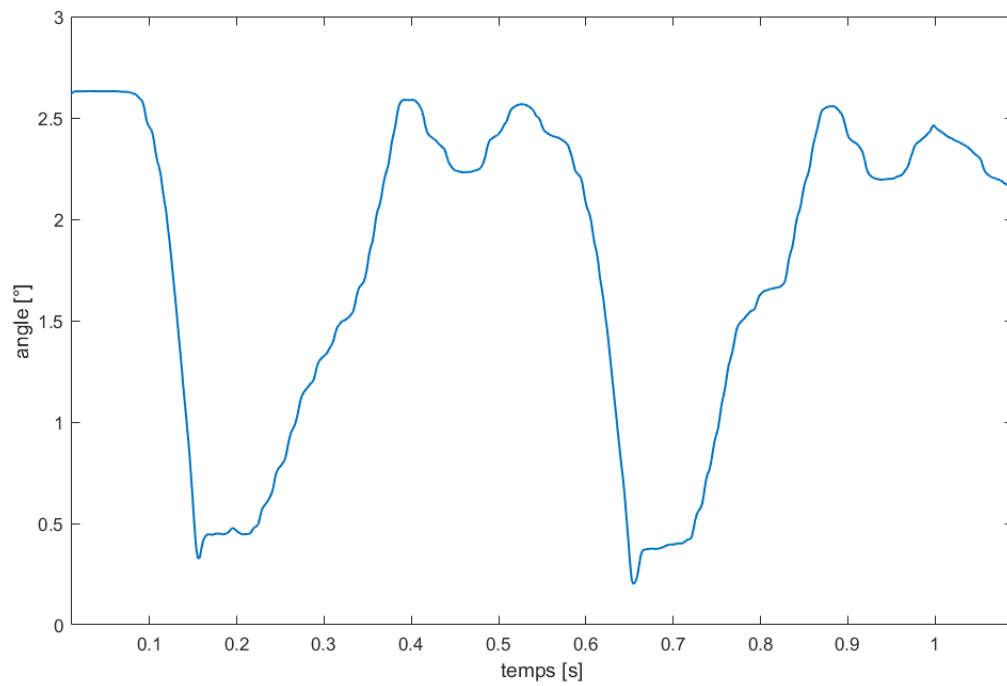
(a) Angle de l'articulation de la touche pour un appui simple



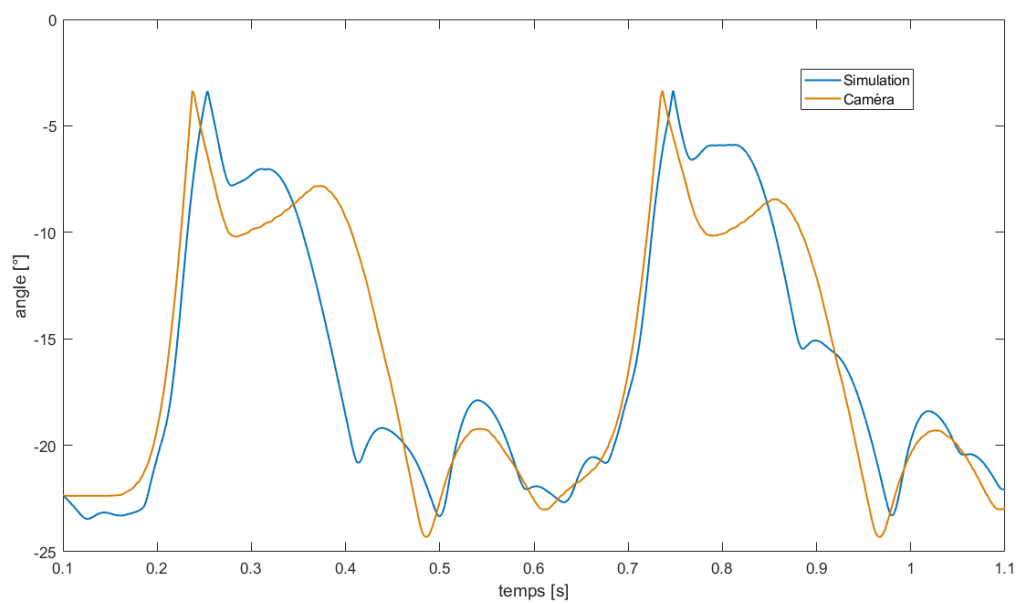
(b) Comparaison de l'angle de l'articulation du marteau dans simulation-mécanique physique pour un appui simple

FIGURE 3.6 – Simple appui

La même technique de validation par comparaison est utilisé pour un double appui (deux appuis consécutifs sur la touche). Les mouvements de la touche et du marteau sont visibles aux figures 3.7a et 3.7b :



(a) Angle de l'articulation de la touche pour un double appui



(b) Angle de l'articulation du marteau de la simulation et de la mécanique réelle pour un double appui

FIGURE 3.7 – Double appui

Ces résultats nous permettent de valider le modèle. En effet, le mouvement du marteau pour un mouvement de touche donné suis globalement la même trajectoire dans la simulation et dans la mécanique réelle.

Chapitre 4

Analyse de la mécanique de Fandrich

4.1 Comparaison de la mécanique de Fandrich avec la mécanique classique

La mécanique de Fandrich se veut être une amélioration de la mécanique classique. La mécanique classique ayant déjà été modélisée [3] il a été possible de comparer les résultats des deux mécaniques dans des situations similaires.

4.1.1 Comportement général

La première situation dans laquelle les mécaniques ont été comparées a d'abord été le simple appui-relâchement de la touche. Pour chacune des mécaniques, la touche est initialement en position de repos (touche libre, marteau sur sa barre de repos). Une force de 3N est ensuite appliquée sur la touche pendant 0.2 secondes (bien plus que ce qu'il ne faut pour que la touche n'entre en contact avec le bâti). La touche est ensuite relâchée et remonte librement.

Le mouvement de la touche est alors très similaire pour les deux mécanismes mais, ce qui va nous intéresser dans cette comparaison et dans les analyses qui suivront est le mouvement du marteau.

La figure 4.1 montre ce mouvement pour chacune des mécaniques. Les deux mécaniques ont bien un comportement similaire pour un appui de touche simple. On remarque quand même déjà que le marteau de la mécanique de Fandrich pivote et atteint la corde beaucoup plus vite que pour la mécanique classique (environ 0.07 secondes plus rapidement pour un même mouvement de touche). Le retour du marteau se fait bien à la même vitesse (ce qui est logique vu que, au retour vers sa position de repos, le marteau est indépendant du reste de la mécanique).

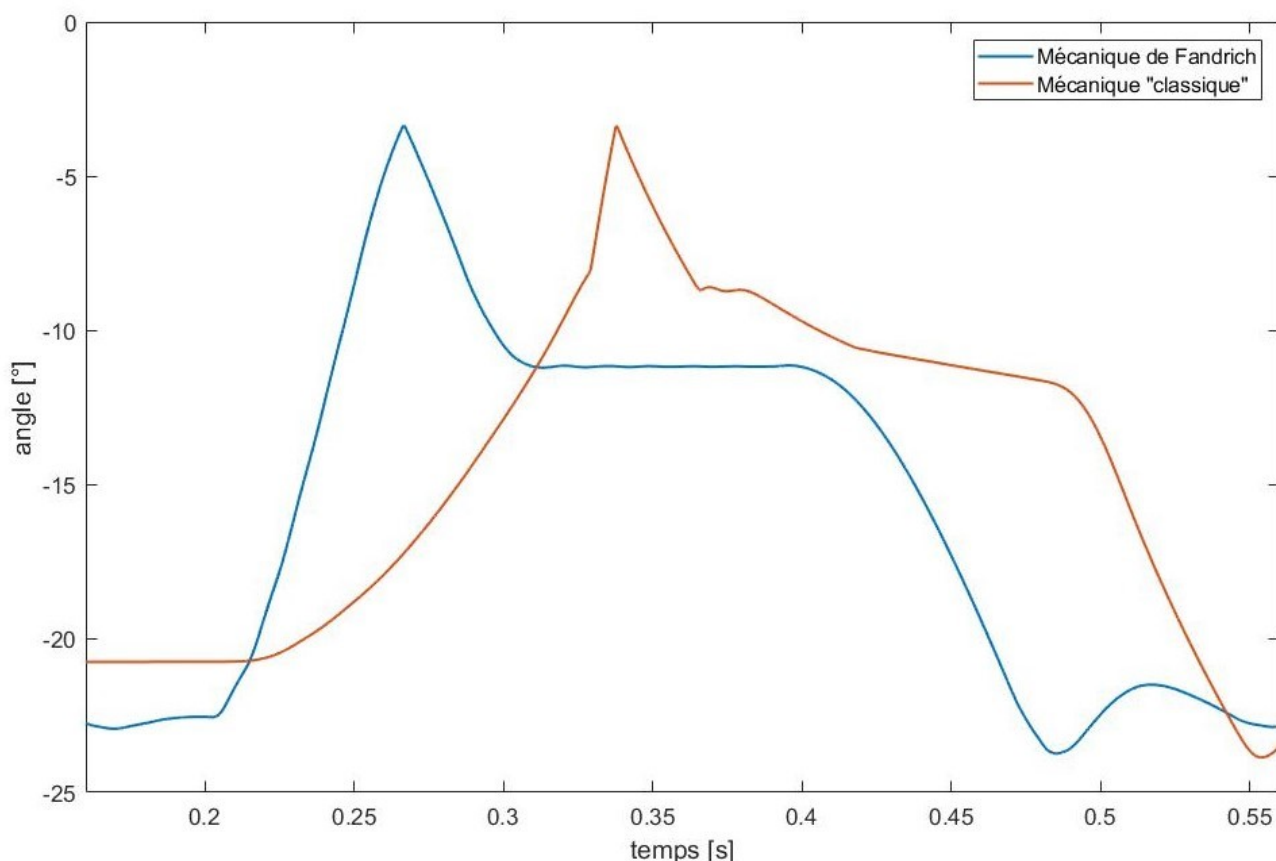


FIGURE 4.1 – Comparaison du mouvement du marteau pour un appui simple

4.1.2 Comportement en fond de touche¹

Le but principal de la mécanique de Fandrich est d'augmenter la capacité de retouche d'une note. Pour voir si ce but est atteint, les deux modèles (Fandrich et classique) ont été testés pour des appuis de touche de plus en plus rapide. L'objectif de cette expérience étant de voir jusqu'à quelle fréquence d'appui maximale chacune des mécaniques peut être utilisée.

Une force a été appliquée sur la touche pour simuler l'appui. Pour reproduire au mieux un appui-relâchement rapide de la touche réel l'idée est la suivante :

Une force de 3.5N est appliquée sur la touche jusqu'à ce que celle-ci entre en contact avec le bâti. Une fois le bâti touché la force est mise à zéro et un temps variable est laissé à la touche pour remonter (appelé "temps de relâchement"). Une fois ce temps de relâchement écoulé un nouvel appui peut commencer.

Ce schéma d'appui de touche est répété en diminuant progressivement le "temps de relâchement". Les figures 4.2a et 4.3a montrent le mouvement de la touche simulée pour cette expérience².

Initialement le temps de relâchement donné est de 0.1 secondes pour la mécanique classique et 0.05 secondes pour la mécanique de Fandrich. Ce temps était suffisant pour que la touche remonte complètement. on voit d'ailleurs sur les figures qu'au tout début, la touche remonte

1. Fond de touche signifie que la touche est rejouée avant d'être tout à fait remontée.

2. Attention lors de la comparaison de ces graphes, les "temps de relâchement" initiaux et la façon dont ceux-ci diminuent sont différents pour chacune des mécaniques, l'échelle de temps n'est donc pas représentative pour une comparaison. Ce choix a été fait pour éviter d'avoir des simulations trop longues.

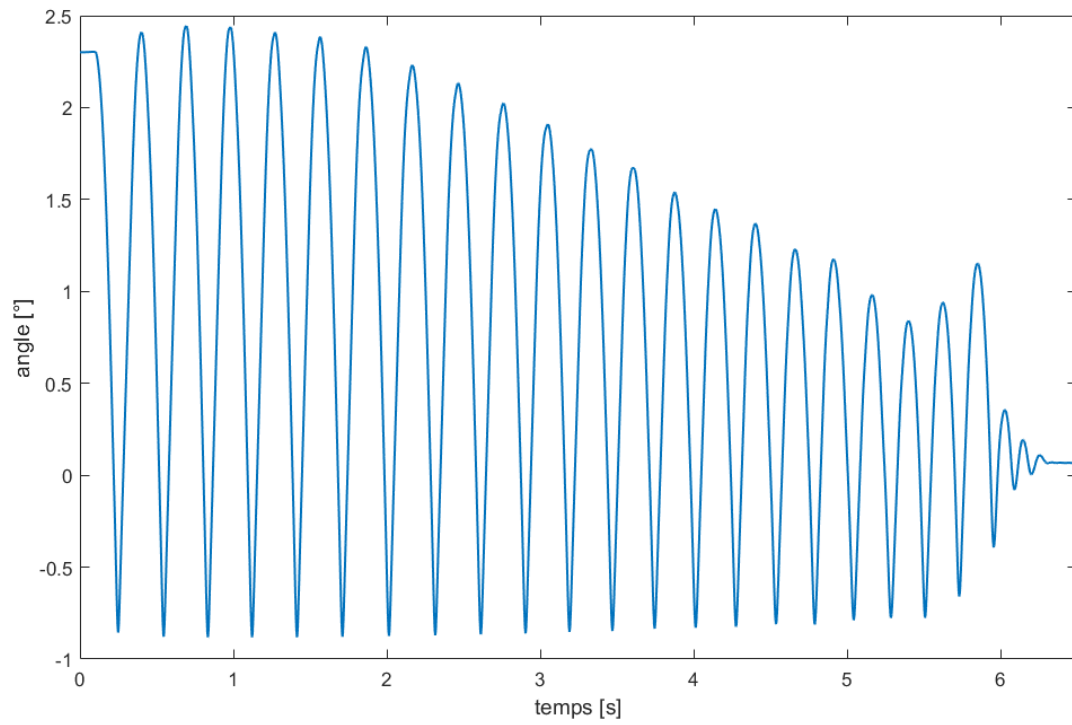
bien jusqu'à sa position initiale après chaque appui.

Le "temps de relâchement étant diminué progressivement, la touche ne peut ensuite plus remonter complètement. L'amplitude du mouvement de la touche est donc diminuée jusqu'à arriver au moment où le marteau ne peut plus être bien balancé (après 5 secondes pour l'expérience sur la mécanique classique et 1.5 secondes sur la mécanique de Fandrich²). A partir de ce moment, le marteau ne rebondit plus sur la corde et la mécanique "déraille". Ce dysfonctionnement est dû au fait que, lorsque la touche ne remonte plus assez haut, le bâton d'échappement n'a plus la possibilité de se ré-enclencher.

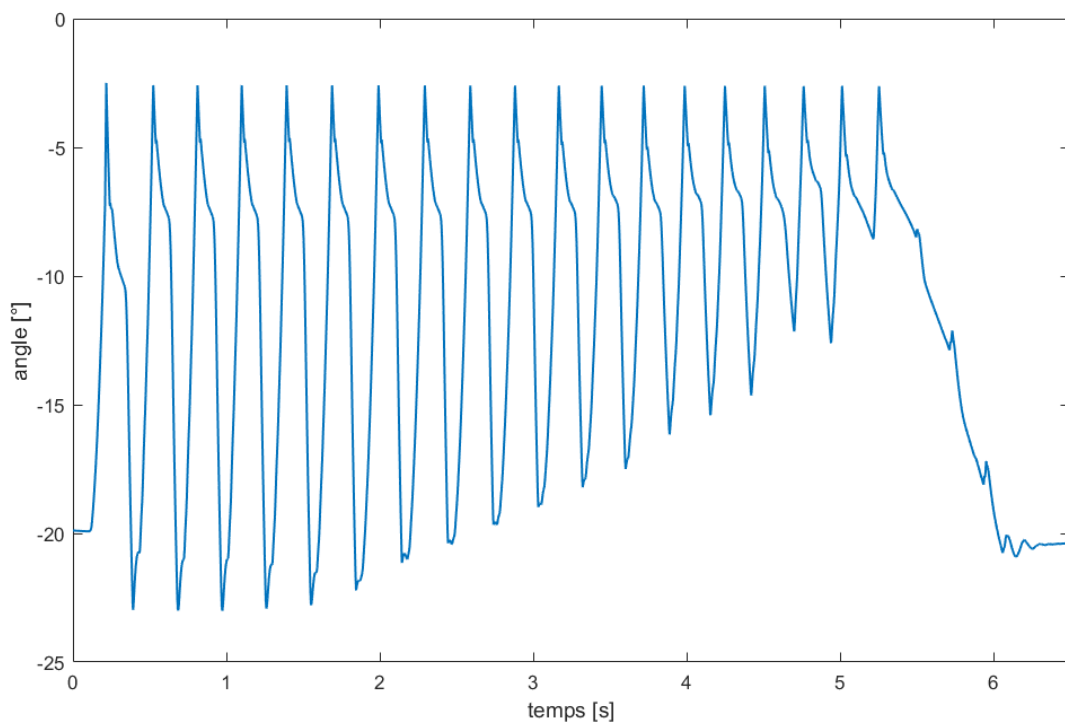
Les figures 4.2b et 4.3b montrent le mouvement du marteau. On voit qu'au début, celui-ci rebondit bien sur la corde à chaque appui de touche. Jusqu'à arriver au moment où l'amplitude du mouvement de la touche est si faible que le mécanisme n'arrive plus à pousser le marteau. Le bâton d'échappement ne peut plus se remettre sous la noix de marteau à temps pour balancer le marteau lors de l'appui.

Ces expériences et l'analyse de ces graphes nous apprennent que, pour la mécanique classique, lorsque le temps de relâchement est inférieur à 0.064 secondes, la touche n'a pas le temps de remonter assez pour que le marteau soit balancé. Ce temps de relâchement minimal est de seulement 0.03 secondes pour la mécanique de Fandrich.

Sur base des graphes du mouvement des marteaux 4.2b et 4.3b, on peut calculer la fréquence maximale de frappe de la corde. Celle-ci est de 249 BPM pour la mécanique classique et de 789 BPM pour la mécanique de Fandrich.

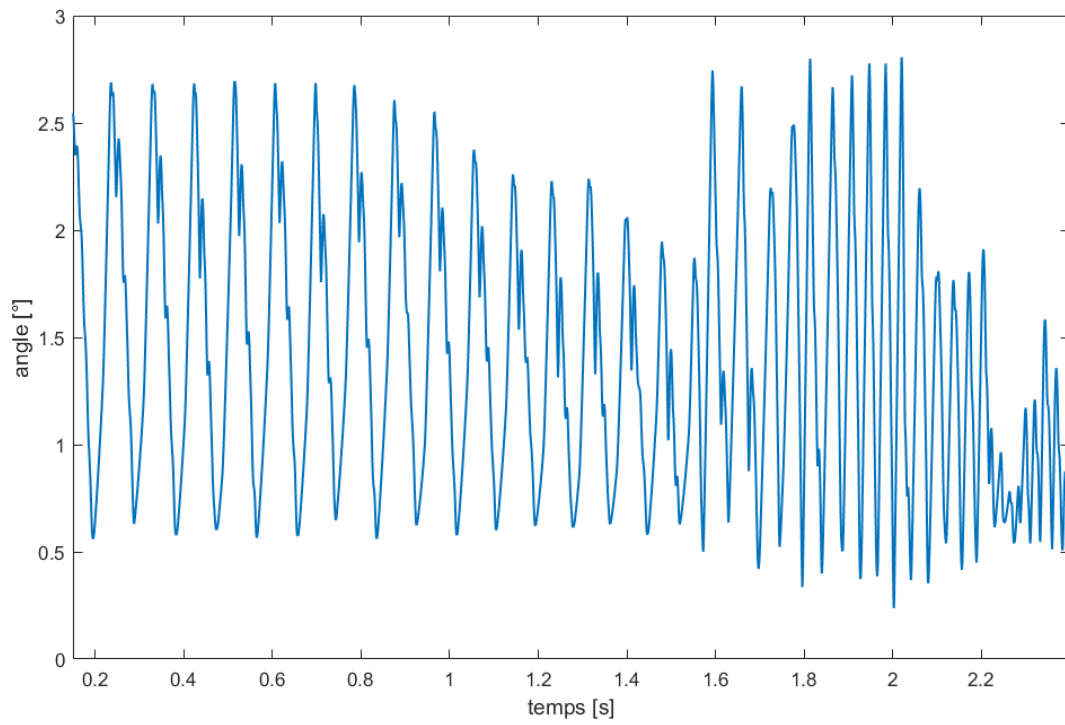


(a) Angle de l'articulation de la touche pour une fréquence d'appui progressivement augmentée - Mécanique classique.

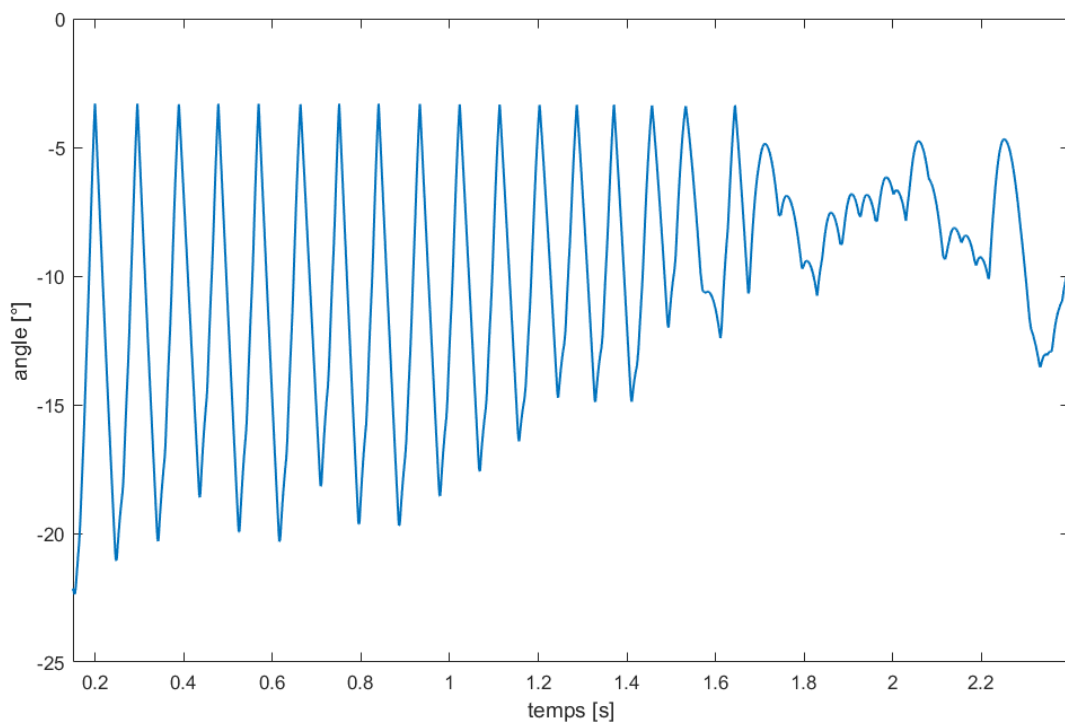


(b) Angle de l'articulation du marteau pour une fréquence d'appui progressivement augmentée - Mécanique classique.

FIGURE 4.2 – Expérience fréquence d'appui maximale mécanique classique



(a) Angle de l'articulation de la touche pour une fréquence d'appui progressivement augmentée - Mécanique de Fandrich.



(b) Angle de l'articulation du marteau pour une fréquence d'appui progressivement augmentée - Mécanique de Fandrich.

FIGURE 4.3 – Expérience fréquence d'appui maximale mécanique de Fandrich

Pour aller plus loin, un autre test à été réalisé pour analyser la capacité en fond de touche de la mécanique de Fandrich : l'idée est cette fois de reprendre un mouvement de touche simple (appui-relâchement complet) issu d'une prise de donnée en caméra rapide et de le modifier pour simuler un ré-appui en fond de touche.

Cette construction numérique du mouvement à imposer à la touche dans la simulation permet de contrôler la hauteur (mesurée en pourcentage de l'angle de l'articulation de la touche par rapport à son angle maximal en position de repos) à partir de laquelle la touche simulée est rejouée.

La figure 4.4 montre :

- Le mouvement de la touche rejouée après être remontée à 30%.
- Le mouvement de la touche relâchée : appui simple puis relâchement complet sans ré-appui (mouvement réel issu des données enregistrées en caméra rapide).

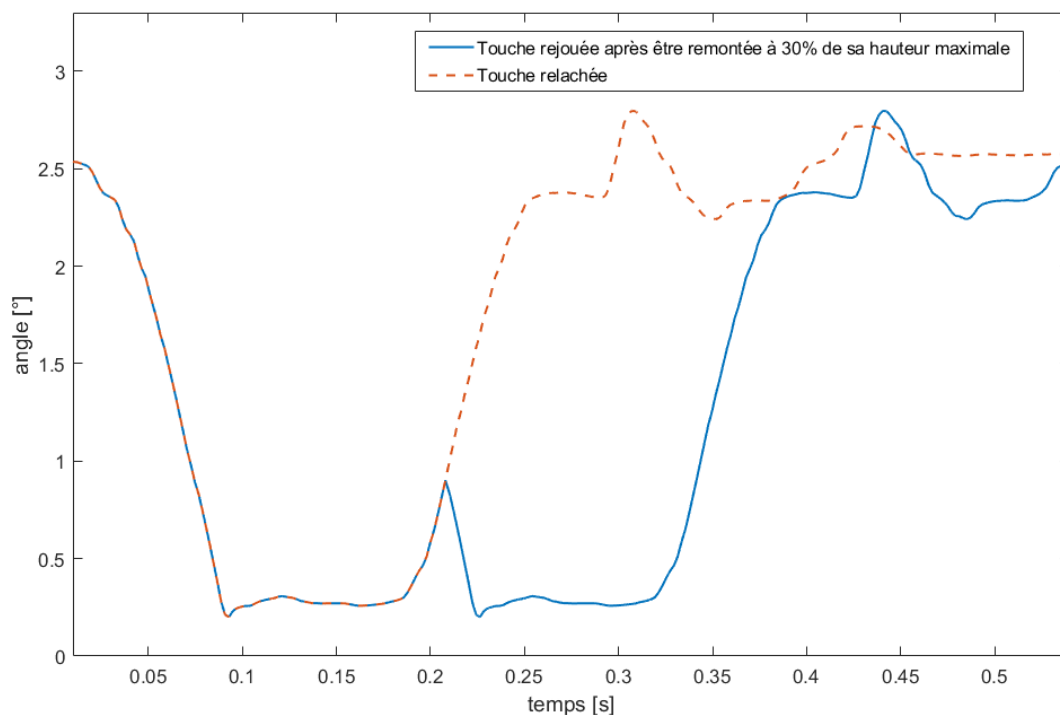
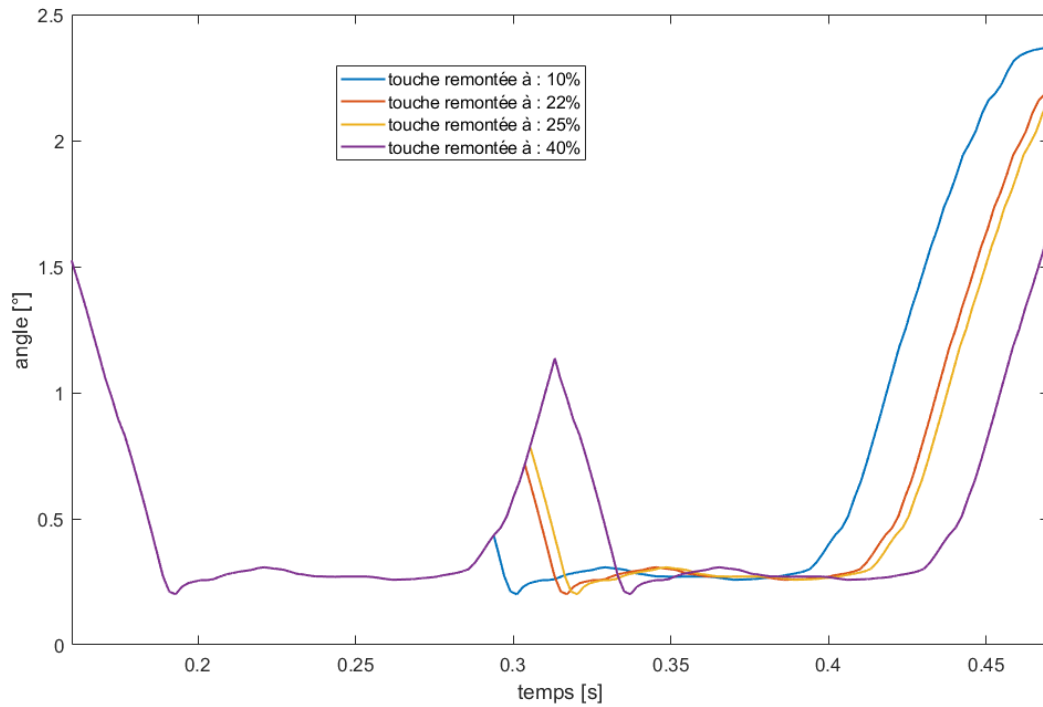


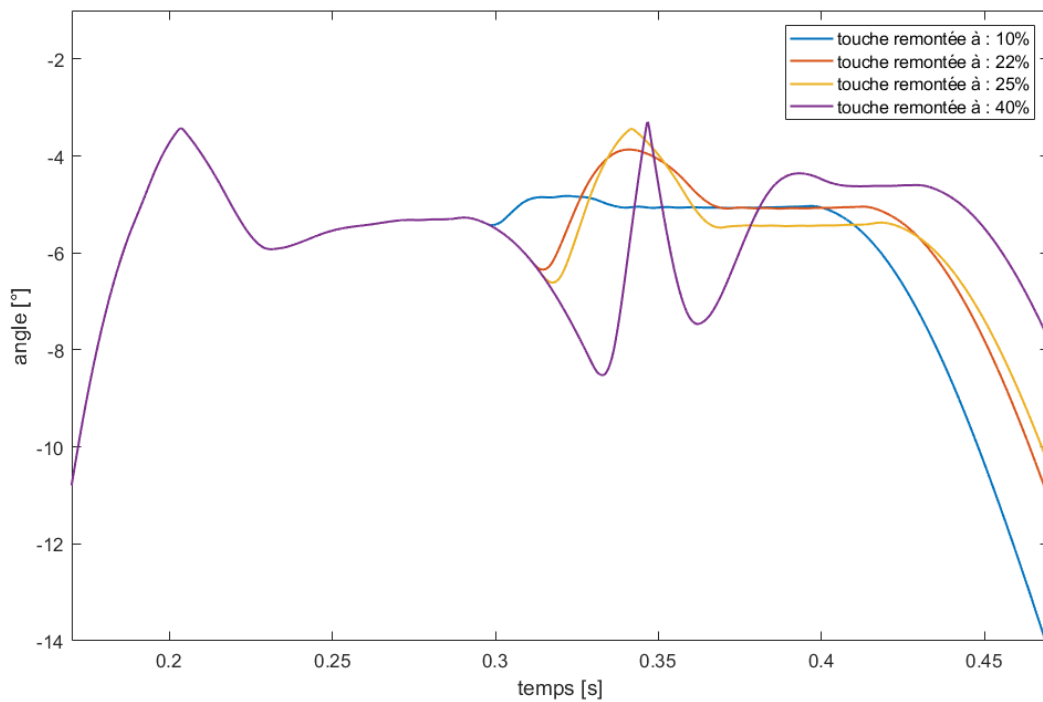
FIGURE 4.4 – Mouvement de la touche simulé

Cette expérience a été reproduite plusieurs fois en faisant varier l'angle (toujours en terme de pourcentage par rapport à l'angle maximal) jusqu'au quel on laisse la touche remonter avant de ré-appuyer.

Les résultats visible à la figure 4.5a et 4.5b nous enseigne que sur la mécanique de Fandrich, il suffit de laisser la touche remonter de 25% pour que, lors du ré-appui, le marteau rebondisse sur la corde. Dans les simulations où la touche remonte moins que cette valeur, on observe que le marteau n'arrive pas jusqu'à la corde (car le marteau n'est pas balancé correctement par l'échappement).



(a) Angle de l'articulation de la touche



(b) Angle de l'articulation du marteau

FIGURE 4.5 – Expérience hauteur de fond de touche minimale mécanique de Fandrich

Cette valeur de 25% correspond en fait à une hauteur de 3,14 mm ce qui est assez similaire à la valeur minimale mesurée en laboratoire : 2.8mm, la photo 4.6 montre la prise de mesure³.

3. Cette hauteur de fond de touche est très faible pour un piano droit, la valeur mesurée en laboratoire sur le

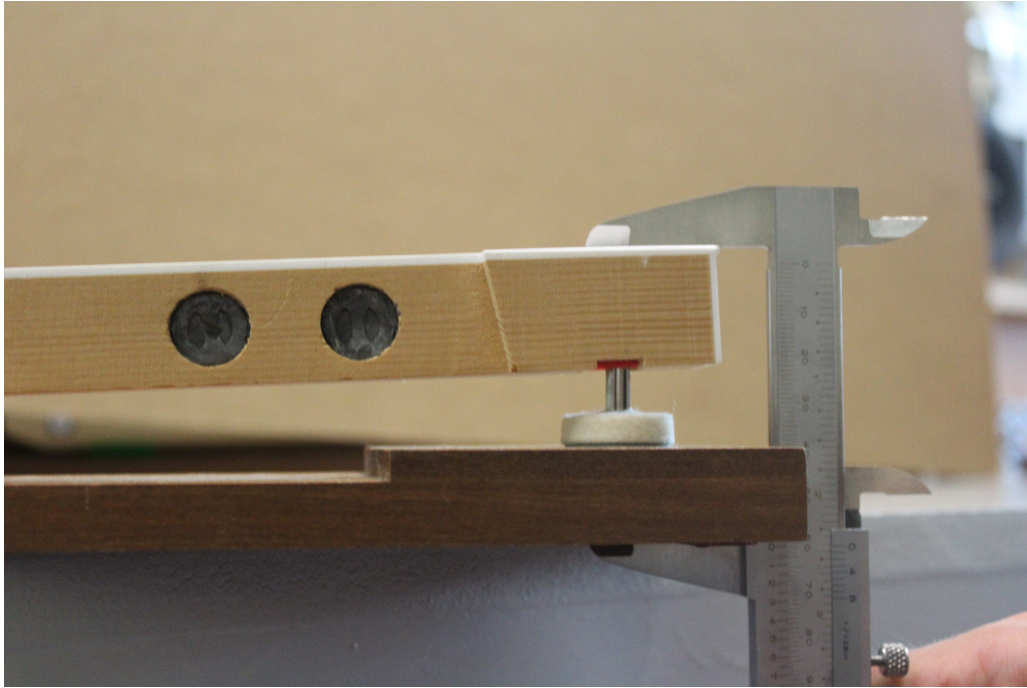


FIGURE 4.6 – Prise de mesure de la hauteur minimale de fond de touche

4.2 Analyse des paramètres clefs

Dans cette section le but sera d'analyser l'effet de la variation de différents paramètres clefs de la mécanique de Fandrich. Ces "paramètres clefs" ont été choisis parce qu'il semblait tout simplement intéressant de mesurer leurs impacts sur le comportement de la mécanique ou parce que le constructeur en a fait mention durant nos discussions ou parce qu'ils interviennent dans les aspects novateurs de la mécanique de Fandrich.

4.2.1 Raideur du ressort de retour

Une des améliorations apportées par la mécanique de Fandrich est l'ajout de ce ressort. Celui-ci est primordial pour s'assurer que le marteau reviendra bien en place après une frappe. Sa raideur a été mesurée mais il est très difficile de dire si cette mesure est correcte et si la façon de le modéliser, simplification en un ressort directement posé dans l'articulation du marteau est correcte (même si les analyses expérimentales donnent d'assez bon résultats).

La figure 4.7 présente l'angle du marteau lors de la simulation d'un appui simple (le mouvement de la touche est directement issu d'une prise de donnée en caméra rapide d'un appui-relâchement simple).

On voit sur ce graphe que la raideur du ressort de retour à un réel impact sur le comportement du marteau. En effet, un ressort trop raide (courbe rouge) ne permet pas au marteau d'atteindre la corde, un ressort trop lâche (courbe verte) laisse le marteau rebondir deux fois sur la corde, un ressort bien réglé (courbe bleu) laisse le marteau toucher la corde puis s'en éloigner avant de retourner à sa position de repos assez rapidement quand la touche est relâchée.

piano droit classique est de 6.7mm. Elle est même inférieure à celle mesurée sur un piano à queue : 4 mm.

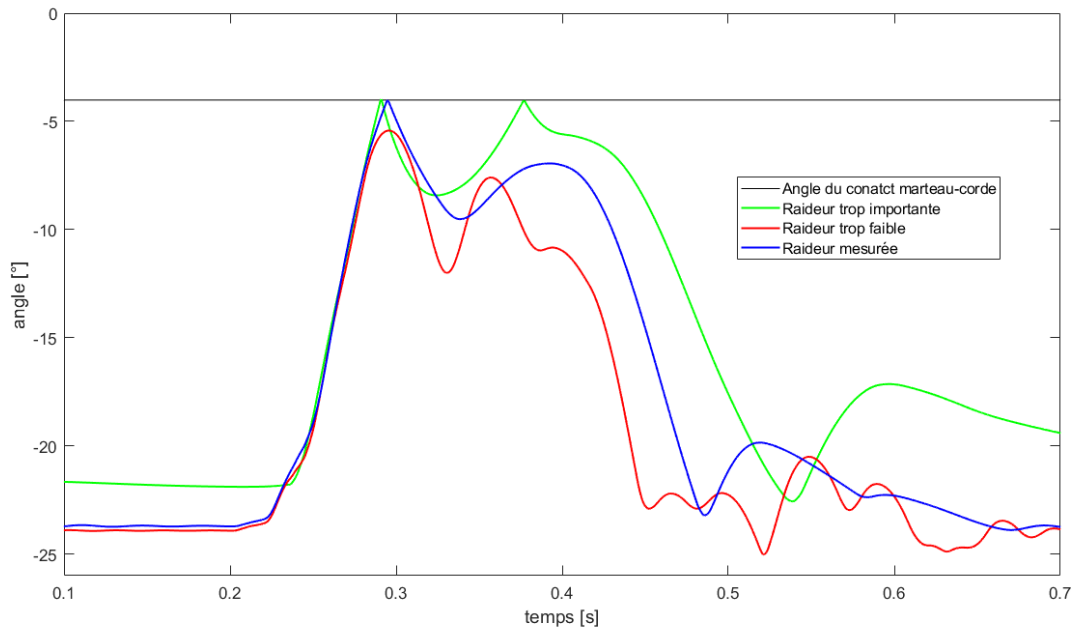


FIGURE 4.7 – Comparaison des comportement du marteau pour différentes raideur du ressort de retour

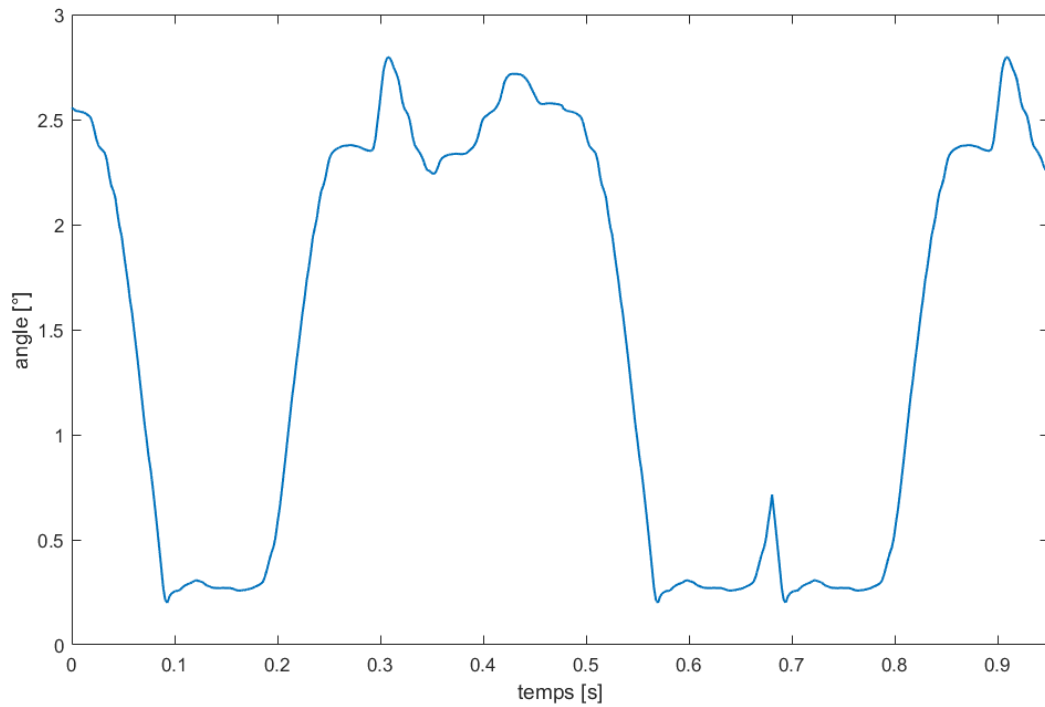
4.2.2 Raideur du ressort de répétition

L'impact de la raideur du ressort de répétition est elle aussi intéressante à analyser (pour les mêmes raisons que pour le ressort de retour). Un schéma de mouvement de touche a été construit numériquement, simulant un appui de touche simple suivi d'un double appui de touche dont la répétition se faisait trop rapidement pour que le marteau ne soit bien lancé (remontée à 22% de sa position maximale voir section comportement en fond de touche). Ce mouvement de la touche est visible à la figure 4.8a ⁴.

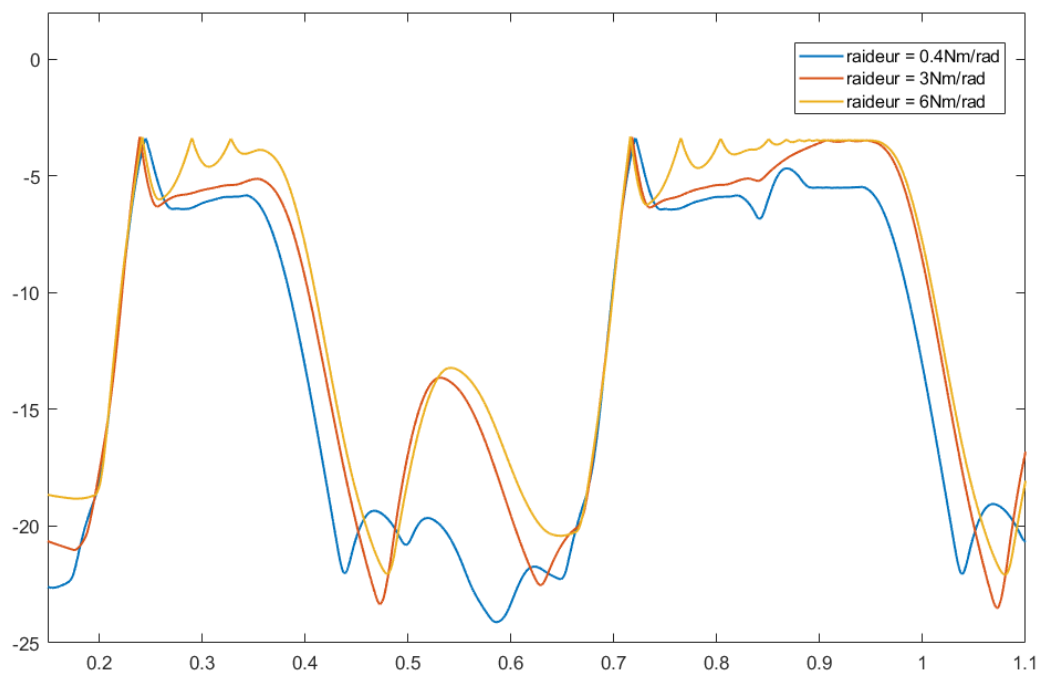
L'idée était de voir s'il était possible d'améliorer la hauteur de fond de touche minimale en augmentant la raideur du ressort de répétition (l'intuition pousse à se dire qu'un ressort plus raide poussera le bâton d'échappement plus vite sous la noix de marteau). Les résultats sont visibles sur les figures 4.8a et 4.8b.

Ces graphes mettent en avant le fait que l'impact du ressort de répétition se fait surtout ressentir lorsque le marteau est loin de la corde et que la touche est fort relevée. L'augmentation de la raideur sur la capacité de retouche n'est pas aussi positive que ce que l'on pouvait espérer, lorsque le ressort de répétition est trop raide (courbe jaune) le marteau reste trop proche de la corde et rebondi même plusieurs fois dessus.

4. Ce schéma de mouvement de la touche a été choisi car il permet d'analyser le comportement du marteau pour un appui simple (où tout fonctionne bien) et en fond de touche (trop bas pour que sur la mécanique de Fandrich telle qu'elle est actuellement ne puisse balancer le marteau sur la corde).



(a) Angle de l'articulation de la touche



(b) Angle de l'articulation du marteau

FIGURE 4.8 – Expérience raideur du ressort de répétitions mécanique de Fandrich

4.2.3 Position du ressort de répétition

L'autre paramètre analysé dans ce travail est un paramètre qui intéressait beaucoup le constructeur : l'impact de la position des points d'attache du ressort. En effet, c'est un paramètre

assez difficile à faire varier sur une mécanique réelle alors qu'il est assez facile de tester l'impact de ses variations en simulation.

Pour cette analyse le même mouvement de touche que pour l'expérience précédente est utilisé figure 4.8a (appui simple suivi d'une répétition trop rapide pour que le marteau soit balancé correctement).

Trois points d'attache sur la barre d'attrape du marteau différents ont été testés au début (A), au milieu (B) et au bout (C) de celle-ci (voir figure 4.9).

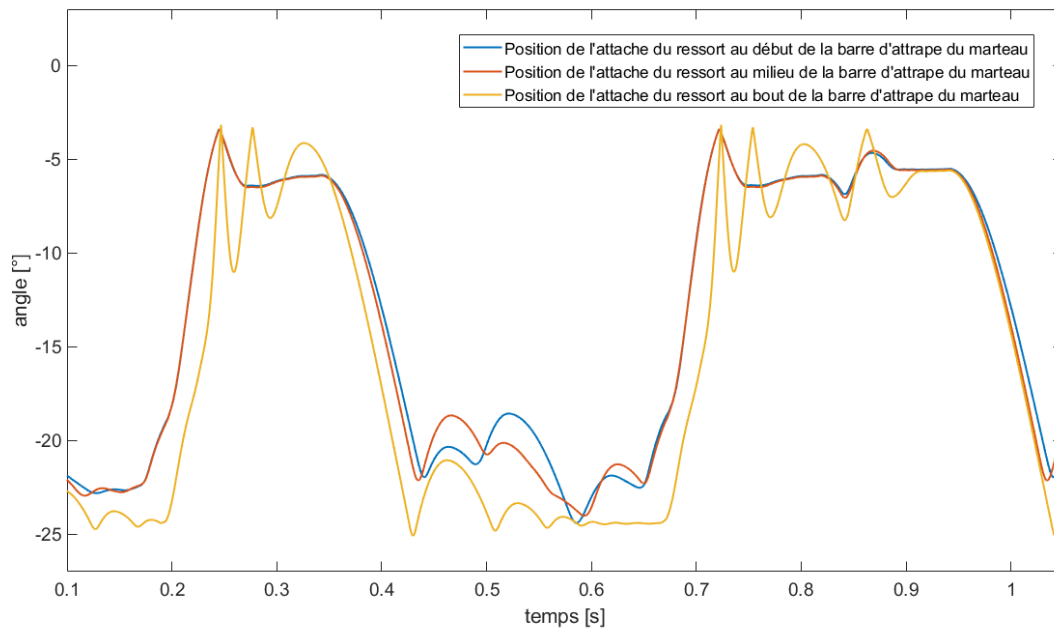


FIGURE 4.9 – Positions des points d'attache testés dans cette expérience

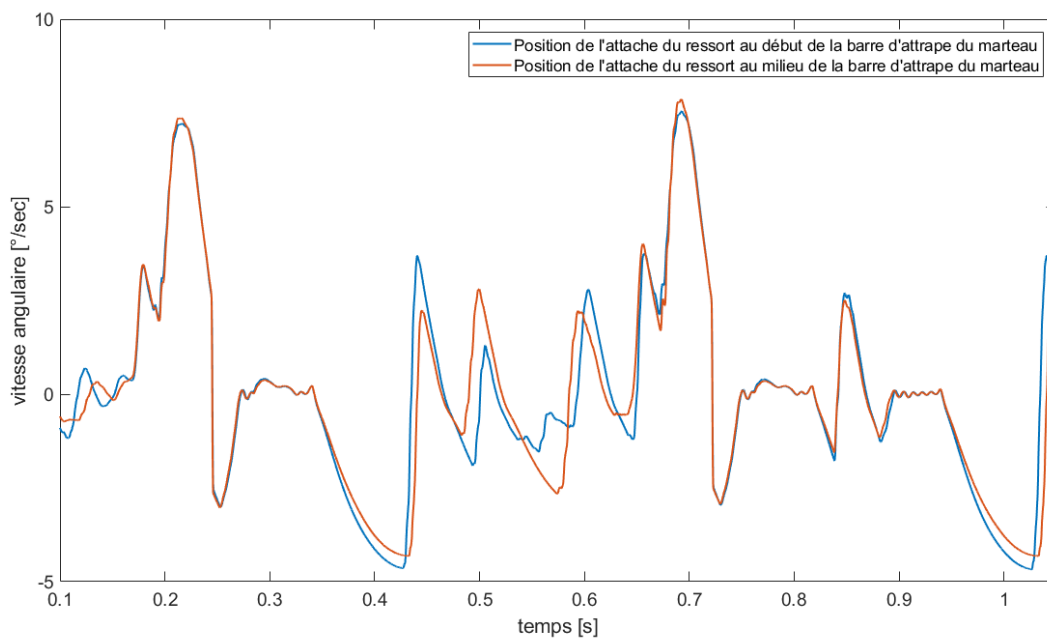
Les résultats de ces différentes simulations sont présentés aux figures 4.10a et 4.10b (positions et vitesses angulaires du marteau).

Une première constatation peut être faite en regardant le premier graphe : le comportement est très différent pour la simulation avec le point d'attache au bout de la barre d'attrape du marteau. Ce comportement s'explique en fait car la distance est tellement grande qu'à certains moments, l'angle formé par les bras du ressort est plus grand que l'angle neutre et que donc le ressort tire sur les éléments comme pour les rapprocher (ce qui est contraire à l'objectif de ce ressort).

Pour les deux autres cas, peu de différences sont visibles sur le premier graphe. La vitesse angulaire du marteau a aussi été analysée (uniquement pour les cas A et B) et de-nouveau, aucune différence majeure ne ressort de cette analyse. L'impact de la position du point d'attache sur le marteau semble donc assez négligeable (ou en tout cas peu visible dans la simulation).



(a) Angle de l'articulation du marteau



(b) Vitesse angulaire de l'articulation du marteau

FIGURE 4.10 – Expérience position du point d'attache du ressort de répétition sur le marteau

4.2.4 Analyse de l'impact de l'angle de l'attrape

L'attrape est un élément essentiel de la mécanique de frappe. C'est grâce à cet élément que le marteau sera bloqué après avoir rebondi sur la corde. Cela permet que, pour une situation où la touche reste appuyée longtemps, le marteau ne se balance pas autour de sa position haute repoussé à chaque fois entre le ressort de répétition et le ressort de retour (comme c'est le cas dans la figure 4.11).

Cet élément est modélisé de manière simplifiée dans ce programme mais, en réalité la tige sur

laquelle est fixée l'attrape est semi-rigide, cela veut dire que l'angle formé entre sa tête et le chevalet n'est pas constant et ni durant la frappe ni entre plusieurs utilisations (c'est d'ailleurs un élément auquel il faut porter attention pour le réglage de la mécanique). Il a dès lors été intéressant d'analyser l'effet de la variation de cet angle sur le mouvement du marteau.

Le mouvement de la touche simulé pour ces tests est un appui simple sans relâchement (la touche reste toujours appuyée) issu d'une vidéo prise en caméra rapide.

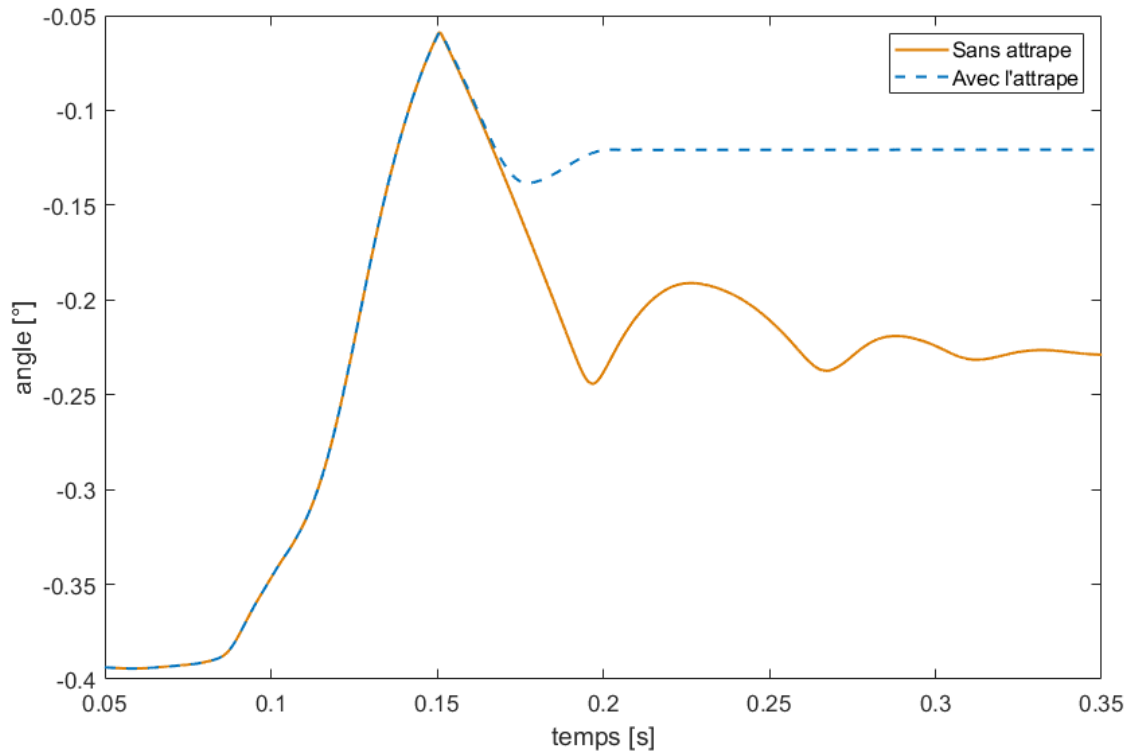


FIGURE 4.11 – Comparaison du mouvement du marteau avec et sans attrape pour un appui long sur la touche

La figure 4.12 montre l'effet d'une variation de l'angle de la tige de l'attrape sur le comportement de la touche. On remarque que comme attendu, le marteau est bloqué à différentes positions en fonction de l'angle de la tige de l'attrape. De plus, si l'angle de cette tige est trop petit (attrape très verticale) le marteau est bloqué trop près de la corde et risque de la toucher plusieurs fois (comme c'est le cas dans cette simulation).

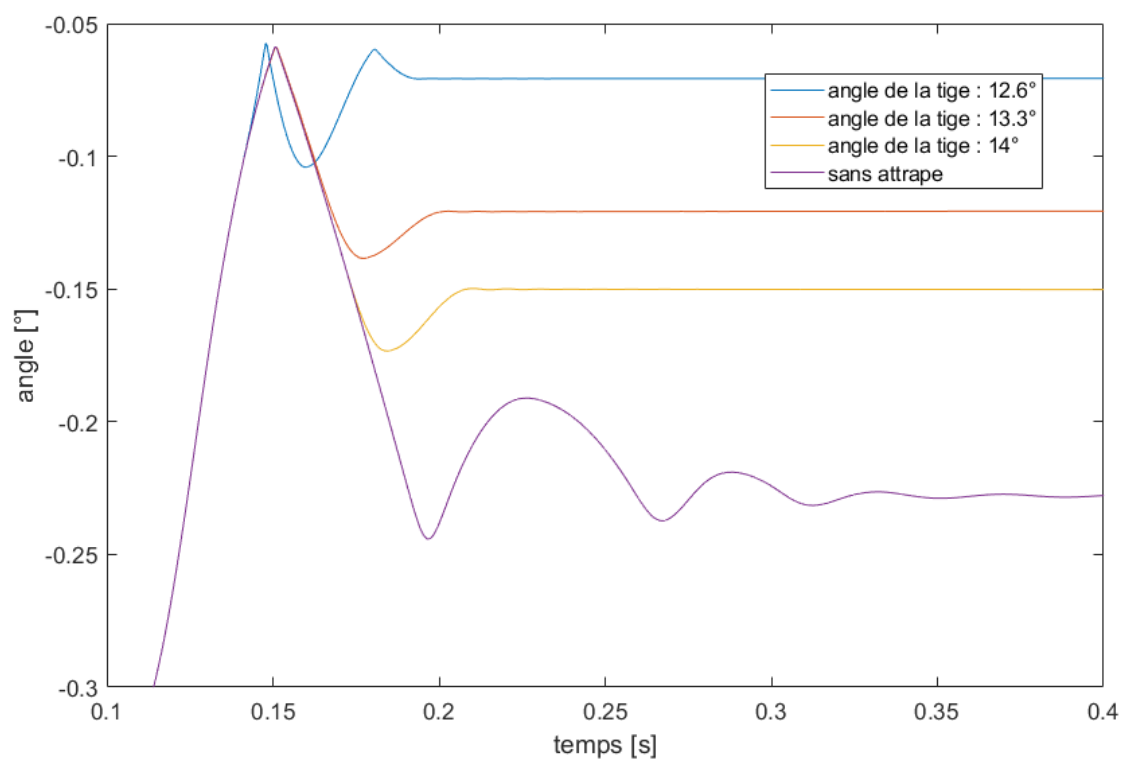


FIGURE 4.12 – Mouvement du marteau en fonction de l'angle de la tige de l'attrape

Conclusion

L'objectif de ce travail était d'arriver à un modèle permettant de comprendre et de simuler le comportement d'une mécanique de piano de type Fandrich.

Pour cela une étude minutieuse du fonctionnement de cette mécanique a d'abord été menée. La première étape a été de comprendre le fonctionnement général d'une mécanique de frappe, les différents éléments qui la composent et leur rôle. Cette étape primordiale a permis de mettre en avant les caractéristiques spécifiques de la mécanique de Fandrich.

Une fois la mécanique et ses particularités bien comprises, des techniques de modélisation ont été mise en place. Les différents constituants du modèles ont été décrits, les forces, couples et contraintes ont été analysés et mis sous forme d'équations.

Le modèle global terminé, des analyses expérimentales ont été menées afin de comparer la simulation au comportement de la mécanique physique. Les fonctions ont alors été modifiées et les paramètres ajustés pour au final avoir une simulation qui s'accorde le plus possible à la réalité.

Le programme de simulation de la mécanique a ensuite été utilisé pour mesurer les performances de celle-ci dans différentes situations ainsi que mesurer l'impact de différents paramètres de la mécanique.

Le résultat de ce travail est un modèle de la mécanique de frappe de Fandrich intégré dans un programme qui tourne dans des temps de calcul raisonnables⁵. Ce modèle a permis d'analyser les principales différences de comportement entre cette nouvelle mécanique et la mécanique classique ainsi que l'impact des caractéristiques des deux nouveaux ressorts et la position de l'attrape sur le mouvement de frappe de la corde.

Ces analyses ont notamment démontré la capacité de la mécanique de Fandrich à gérer une répétition de touche beaucoup plus rapide que celle gérée par la mécanique classique (789 BPM contre 249 BPM).

Certains points pourraient encore être développés dans le travail présenté dans ce mémoire :

1. Le temps de calcul pourrait être diminué.
 - Pour cela certaines fonctions trop lourdes pourraient être allégées (notamment les fonctions de calcul des points d'application). De nombreuses astuces pourraient être mises en place pour limiter les calculs inutiles. Par exemple : certains calculs de

5. Le temps de calcul dépend évidemment beaucoup de la machine utilisée pour faire tourner la simulation, ce temps est considéré comme "raisonnable" car le coefficient de temps de calcul/temps simulé est plus court dans le nouveau modèle que celui auquel était arrivé François Leroy pour son modèle de piano droit (environ trois fois plus court)

recherche de contact pourraient ne s'activer que dans des conditions où un contact est possible (un peu comme la technique des deux états utilisée dans le contact hybride).

- En plus de l'optimisation des fonctions, la façon de les utiliser pourrait être repensée. Les forces et couples agissant sur la mécanique sont calculés à chaque pas de temps complètement indépendamment l'une de l'autre. Il serait dès lors assez logique de paralléliser une partie ou l'ensemble de ces calculs. Pour aller plus loin dans cette idée de parallélisation il pourrait être intéressant, au vu de la forme des calculs à réaliser, de penser à un passage du programme à une forme de logique en temps réel (logique embarquée type FPGA par exemple).

2. Le code pourrait être amélioré pour coller encore plus à la physique réelle.

- Beaucoup de nouvelles recherches sont actuellement en cours. L'effet de la vibration de la corde sur la mécanique est par exemple un sujet de recherche actuel et pourrait dans le futur, être intégré au modèle actuel.
Certaines approximations de ce travail pourraient faire l'objet de nouvelles fonctions. Le comportement et les effets de l'attrape pourraient par exemple être modélisés avec encore plus de précision.
- Une analyse plus poussée permettrait aussi de perfectionner les équations ainsi que leurs paramètres. Simplement en multipliant les analyses et mesures expérimentales. Des techniques d'intelligence artificielle pourraient être étudiées afin de faire une recherche d'optimisation des paramètres. Un genre de d'algorithme génétique où plein de simulations avec des paramètres différents seraient comparées à des données de prise de vues de mécaniques réelles dans différentes situations pour en ressortir les meilleurs sets de paramètre.⁶

Le dernier chapitre de ce travail montre quelques exemples d'analyses qu'il est possible de faire avec cette modélisation mais, les possibilités d'utilisation de ce programme ne s'arrêtent certainement pas là. Pour aller plus loin,

- L'impact de nombreux autres paramètres pourrait être testé.
- Le programme pour être utilisé pour le développement de futures mécaniques.
- La simulation pourrait aussi être utilisée pour faire une analyse structurelle des forces agissant sur chacun des corps et ainsi choisir de renforcer/d'alléger certains éléments.
- Enfin, cette simulation pourrait aussi être utilisée pour simuler la force de retour de touche en temps réel et l'inclure dans un piano électrique afin de reproduire les sensations de touché d'une mécanique physique⁷. Ce genre d'application est d'ailleurs déjà à l'étude dans le cadre du piano à queue par Sébastien Timmermans [16].

6. Cette idée d'utiliser des techniques d'optimisation purement basée sur la comparaison des résultats de mouvements devrait être très bien pensée car il y aurait beaucoup de risques de tomber sur des solutions particulières qui ne correspondraient pas à la physique réelle.

7. Pour cette application, il faudrait que la simulation tourne très rapidement d'où l'intérêt de la diminution du temps de calcul et des techniques de simulation en temps réel.

Bibliographie

- [1] E. WHITE. Le Magic de marque Esmonde White. Accédé le : 20-05-2021. URL : www.pianoew.com/piano-magic.
- [2] Baudouin BOKIAU et Paul FISETTE. "Modélisation de la mécanique de frappe à double échappement du piano à queue". Mémoire. Ecole polytechnique de Louvain, Université catholique de Louvain, 2011.
- [3] François. LEROY et Paul FISETTE. "Mécanique de frappe d'un piano droit : caractérisation expérimentale et implémentation de son modèle dynamiques". Mémoire. Ecole polytechnique de Louvain, Université catholique de Louvain, 2020.
- [4] Levander DENNIS et Paul FISETTE. "Caractérisation expérimentale et validation d'une mécanique de piano à queue". Mémoire. Ecole polytechnique de Louvain, Université catholique de Louvain, 2020.
- [5] Sébastien TIMMERMANS, Anne-Emmanuelle CEULEMANS et Fisettes PAUL. "Upright and Grand Piano Actions Dynamic Performances Assessments using a Multibody Approach". In : "Mechanism and Machine Theory" (2021). ISSN : 1873-3999. URL : <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104296>.
- [6] O. BEAUPRE. Clavicorde non lié. Accédé le : 03-05-2021. URL : <http://clavecinsbeaupre.com/page14.html>.
- [7] Clavecin Kirkman 1763. Accédé le : 03-05-2021. URL : [https://fr.wikipedia.org/wiki/Kirkman_\(facteurs_de_clavecin\)](https://fr.wikipedia.org/wiki/Kirkman_(facteurs_de_clavecin)).
- [8] Anders THORIN. "Non-smooth model of the grand piano action. Mechanics of the solides [physics.classph].pastel-00939493". English. Thèse de doct. 2013.
- [9] J. DRÉO. Fonctionnement d'un sautereau de clavecin. Accédé le : 05-05-2021. URL : <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=879219%22%3ELien%3C/a%3E>.
- [10] O. GROVES. The Evolution Of The Modern Piano (Facts, Photos and Timeline). Accédé le : 23-05-2021. URL : <https://www.lindebladpiano.com/blog/history-of-the-piano>.
- [11] E. CLOSSON. Histoire du piano. Éditions universitaires, Bruxelles. 1944.
- [12] Darrell Gerard FANDRICH. "Enhanced vertical piano action system and method". Patent US9000281B2. URL : <https://patents.google.com/patent/US9000281B2/en?q=fandrich+piano&oq=fandrich+piano>.
- [13] Ramin MASOUDI, Stephen BIRKETT et John MCPHEE. "A Mechanistic Multibody Model for Simulating a Piano Action". In : Journal of Computational and Nonlinear Dynamics 9.3 (fév. 2014). ISSN : 1555-1415. DOI : 10.1115/1.4026157. URL : <https://doi.org/10.1115/1.4026157>.

- [14] M. C. HIRSCHKORN. “Dynamic modeling and experimental testing of a piano action mechanism”. In : Journal of Computational and Nonlinear Dynamics 1.1 (2006), p. 47-55. ISSN : 15551423. DOI : 10.1115/1.1951782.
- [15] A. REBLITZ. Le Piano, entretien, accord et restauration. 2005.
- [16] Sébastien TIMMERMANS, Bruno DEHEZ et Paul FISSETTE. “Multibody-Based Piano Action : Validation of a Haptic Key”. In : "Machines" (2020). ISSN : 2075-1702. URL : <https://doi.org/10.3390/machines8040076>.

UNIVERSITÉ CATHOLIQUE DE LOUVAIN
École polytechnique de Louvain

Rue Archimède, 1 bte L6.11.01, 1348 Louvain-la-Neuve, Belgique | www.uclouvain.be/epl