

UNIVERSITE DE SHERBROOKE

Faculté de génie

Département de génie mécanique

Une méthode d'alignement passive  
pour le collage de surfaces planes  
utilisant le squeeze flow

Mémoire de maîtrise

Spécialité génie mécanique

Willy LECARPENTIER

Sherbrooke (Québec) Canada

Mai 2019

## **Membres du jury**

**Julien SYLVESTRE**

---

Directeur

**Jean-Sébastien PLANTE**

---

Évaluateur

**Denis RANCOURT**

---

Évaluateur

Résumé - Afin de répondre aux besoins d'assemblage par collage d'une interface optoélectronique, une méthode de positionnement passive a été développée. Cette méthode présente la particularité de ne pas nécessiter de contact mécanique entre les pièces mais utilise le champ de pression généré entre elles, dans l'adhésif lors du collage, pour corriger leur parallélisme.

Pour cela, une étude de l'écoulement d'un fluide pressé entre deux plaques a été menée, d'abord analytiquement, puis par la méthode des éléments finis. Cette étude a permis de déterminer les efforts qui s'exercent sur les surfaces des plaques lors du collage et qui peuvent être utilisés pour corriger leur parallélisme. Ces résultats ont ensuite été utilisés pour concevoir une plateforme d'assemblage capable de s'incliner pour rendre les plaques parallèles. L'instrumentation de cette plateforme permet de mesurer les efforts au cours de l'assemblage.

Les essais réalisés ont montré un réalignement des plaques, mais les efforts mesurés se sont avérés inférieurs aux prévisions du modèle éléments finis. Des mesures de rhéologie, réalisées sur le fluide utilisé comme adhésif pour les essais, ont mis en évidence un comportement non-Newtonien de celui-ci à des taux de cisaillement élevés. Ces mesures ont conduit au développement d'un nouveau modèle éléments finis, tenant compte de ce comportement et donnant des résultats plus proches des valeurs expérimentales.

**Mots-clés :** Alignement passif, écoulement de Stokes, articulations élastiques, fluide non-Newtonien.

## **Remerciements**

Je tiens à remercier mon directeur de recherche, le professeur Julien Sylvestre, pour l'encadrement et l'aide apporté pendant ce projet. Je remercie également Nicolas Boyer d'IBM Bromont pour l'intérêt porté au projet. Enfin je remercie les membres du 3IT, étudiants, professionnels de recherche et enseignants pour l'aide apportée, de diverses manières, au cours de ce projet.

# Table des matières

1.	Introduction.....	1
1.1.	Mise en contexte et problématique .....	1
1.2.	Question de recherche.....	3
1.3.	Objectifs.....	3
1.4.	Contributions originales .....	4
1.5.	Plan.....	4
2.	Etat de l’art .....	6
2.1.	Positionnement actif .....	6
2.2.	Positionnement passif .....	7
2.3.	Squeeze Flow .....	13
2.4.	Conclusion .....	15
3.	Conception du banc d’essai .....	17
3.1.	Table d’assemblage .....	17
3.2.	Système de positionnement .....	24
4.	Capteurs et actionneurs.....	26
4.1.	Mesure de l’inclinaison du plateau .....	26
4.2.	Mesure de la force appliquée par le positionneur .....	27
4.3.	Actionneurs .....	28
4.4.	Contrôle .....	28
5.	Etalonnage.....	30
5.1.	Etalonnage du système de mesure de distance .....	30
5.2.	Etalonnage du capteur de force.....	34
5.3.	Etablissement d’une correspondance entre le repère de la table et le repère du positionneur.....	34
6.	Passive Alignment Method for the Bonding of Flat Surfaces Using a Squeeze Flow .....	38
6.1.	Avant-propos .....	38
6.2.	Introduction.....	41
6.3.	Alignment Principles Using a Squeeze Flow .....	42
6.4.	Squeeze Flow Study .....	44
6.5.	Assembly Stage Design .....	49
6.6.	Testing Passive Fluid Alignment.....	53
6.7.	Results .....	54
6.8.	Measurements Comparison with CFD Calculations .....	57
6.9.	Conclusion .....	59
6.10.	Acknowledgments .....	59
7.	Conclusion .....	60
	References .....	62

# Table des Figures

Figure 1.1 : Interface Compliant Polymer [1].	2
Figure 2.1 : Système d'alignement actif pour fibre optique et laser [3].	7
Figure 2.2 : Alignement passif de fibre optiques avec des guides d'ondes recourant à l'index alignment [5].	8
Figure 2.3 : Liaisons de Kelvin (gauche) et de Maxwell (droite) réalisant le positionnement le positionnement cinématique isocontraint de deux pièces [8].	9
Figure 2.4 : Liaison tenon-mortaise. Les chanfreins pratiqués sur le tenon permettent de le positionner précisément lors de son insertion dans la mortaise [9].	10
Figure 2.5 : Mécanisme d'alignement de l'interface Compliant Polymer, vue transversale [1].	10
Figure 2.6 : Motifs d'elastic averaging microfabriqués sur un wafer [8].	11
Figure 2.7 : Illustration du mécanisme de Velcro microfabriqué sur un wafer [11].	12
Figure 2.8 : Illustration du phénomène d'alignement utilisant la tension de surface des billes de brasures dans un procédé de flip-chip [12].	13
Figure 3.1 : représentation schématique du sous ensemble table d'assemblage.	17
Figure 3.2 : Table d'assemblage avec les 4 poutres qui la maintienne.	19
Figure 3.3 : Modélisation éléments finis des contraintes dans les poutres lorsqu'un couple est appliqué sur la table d'assemblage.	20
Figure 3.4 : Modélisation éléments finis des déplacements lorsqu'un couple est appliqué sur la table d'assemblage.	21
Figure 3.5 : Inclinaison de la table d'assemblage en fonction du couple appliqué	21
Figure 3.6 : Capteur du système interférométrique de mesure de distance Attocube (source Attocube).	22
Figure 3.7 : Fixation des capteurs sur le montage.	23
Figure 3.8 : Les capteurs mesurent la distance des miroirs situés sous la table d'assemblage	23
Figure 3.9 : Représentation schématique de l'ensemble positionneur.	24
Figure 3.10 : CAO l'ensemble positionneur.	25
Figure 4.1 : Schéma architecturale du système de capteurs/actionneurs	29
Figure 5.1 : Verre rendu semi-transparent par le dépôt d'une couche d'or-palladium.	31
Figure 5.2 : Table d'assemblage vue de dessus, on peut voir la grille de repère. Le point lumineux visible dans la partie supérieure droite de l'image est le laser d'alignement d'un capteur Attocube visible à travers le verre semi-transparent.	31
Figure 5.3 : Stéréo-microscope, avec une caméra CMOS monté dessus, utilisé pour la prise d'image.	32
Figure 5.4 : Image utilisée pour mesurer la position des points de mesures de distance du système interférométrique.	32
Figure 5.5 : Repérage des points d'application des forces entre lesquels un changement de signe de l'inclinaison du plateau est observé, dans le repère du positionneur.	35
Figure 6.1: Squeeze flow between parallel surfaces.	43
Figure 6.2: Squeeze flow between tilted surfaces.	43

Figure 6.3: Pressure field computed analytically for 25 mm <sup>2</sup> square plates separated by 1 μm, with a squeezing speed of 100 μm.s <sup>-1</sup> . .....	45
Figure 6.4: Pressure field computed by CFD for 25 mm <sup>2</sup> square plates separated by 1 μm, with a squeezing speed of 100 μm.s <sup>-1</sup> . Only one quarter of the field is shown. ....	47
Figure 6.5: Relative error between the pressure field computed by CFD and the pressure field computed analytically. Only one quarter of the field is shown. ....	47
Figure 6.6: Pressure field computed by CFD for plates tilted by 0.01° about the y axis. Only one half of the field is shown. ....	48
Figure 6.7: Variation in force and torque with the distance between the plates during CFD simulation. ....	48
Figure 6.8: CAO representation of the assembly stage. ....	49
Figure 6.9: Sapphire pinned linkage. ....	50
Figure 6.10: Mounting table. ....	50
Figure 6.11: 2D representation of the assembly stage. ....	51
Figure 6.12: Tilt response to a torque in the x direction. ....	51
Figure 6.13: Tilt response to a torque in the y direction. ....	52
Figure 6.14: Force vs. deformation of the assembly stage. ....	53
Figure 6.15: Evolution of the corrected gap and the force applied during the test. ....	54
Figure 6.16: Evolution of the tilt and the measured torque during the test. ....	55
Figure 6.17: Evolution of gap and applied force for test 1 (blue), test 2 (red) and test 3 (green). ....	56
Figure 6.18: Evolution tilts and torques for test 1 in the x direction (blue) and the y direction (red), test 2 in the x direction (cyan) and the y direction (magenta) and test 3 in the y direction (green). ....	56
Figure 6.19: Torque measurements (red) comparison with CFD predictions for constant (blue) and power-law (green) viscosity. ....	58
Figure 6.20: Viscosity dependence of glycerin on shear rate (3 sets of measurements). ....	58

# Chapitre 1

## 1. Introduction

### 1.1. Mise en contexte et problématique

L'utilisation de systèmes optiques, comme les modulateurs, les photodétecteurs ou les filtres à multiplexage en longueur d'onde a joué un rôle capital dans le développement des télécommunications par fibre optique. Cependant le coût élevé de ces technologies a longtemps été un frein à leur développement dans d'autres domaines. Aujourd'hui, cependant, la communication optique trouve des applications dans bien d'autres domaines, comme les *datacenters*, les serveurs ou encore les super-ordinateurs. La démocratisation de la communication optique s'est faite notamment grâce à la réduction des coûts de fabrication des systèmes optiques cités ci-dessus mais aussi grâce à leur miniaturisation, facilitant leur intégration. Ces deux objectifs ont pu être atteints grâce à l'utilisation des procédés de fabrications qui ont fait le succès de la microélectronique. Ces procédés de fabrication permettent notamment l'intégration de nombreux composants discrets dans une seule puce en silicium. Outre la diminution de la taille du dispositif complet, cette technologie permet notamment la réduction du nombre de composants discrets, donc de leur coût d'encapsulation, d'assemblage et de test. De tels circuits étant réalisés sur des wafers, ils peuvent être produits en grand nombre, sur un seul wafer, en parallèle. Cela permet une augmentation des volumes de production et donc une diminution du coût individuel des circuits. C'est dans ce contexte que s'inscrit le projet *Silicon Photonic*, piloté par IBM.

Si l'utilisation des procédés de micro-fabrication développés pour la microélectronique a permis de réduire drastiquement les coûts de fabrication des dispositifs nécessaires à la communication optique, elle a aussi fait apparaître de nouveaux besoins. Avant, les coûts de ces technologies était essentiellement dus à leur fabrication, ils étaient également répartis entre le coût des composants, le coût d'assemblage et le coût de test. Maintenant, le coût des composants ne représente plus qu'une petite partie du produit fini et l'essentiel du coût total est réparti entre les sources lasers, les connecteurs, l'assemblage et le test. C'est donc sur ces aspects là qu'il faut travailler si on désire continuer à abaisser le coût de ces technologies.

Afin de réduire ces coûts, le projet *Silicon Photonic* s'est notamment intéressé au développement de nouveaux connecteurs optiques. Ces connecteurs sont chargés de faire l'interface entre les fibres optiques qui transmettent le signal et les puces de silicium qui réalisent son traitement. La diminution de la taille de ces puces demande en particulier la réduction de la taille des connecteurs, l'augmentation de leur nombre de canaux ainsi que leur compatibilité avec des procédés de fabrication de masse.

Mais la miniaturisation incessante des composants ne vient pas sans soulever de nouveaux défis. Avant cette course à la réduction des échelles, les technologies optiques reposaient fortement sur l'assemblage manuel et l'alignement actif. Cependant la diminution de la taille



des composants a entrainé une augmentation de la précision d'assemblage requise. C'est pour cette raison qu'on a été amené à développer des outils d'assemblage de plus en plus précis.

Afin de remplir ces critères, *Silicon Photonic* fait le pari de réaliser des interfaces en utilisant des procédés de micro-fabrication comme cela a été fait pour les dispositifs de traitement de signal optique. Ces méthodes de fabrication donnent aussi accès aux moyens de positionnement utilisés en microélectronique.

De ce besoin d'interface « fiber-to-chip » micro-fabriqués est née l'interface *Compliant Polymer*. Cette interface consiste en un mince ruban de polymère dans lequel des guides d'ondes ont été photo-lithographiés. L'une des extrémités de ce ruban est enchâssée dans une fêrulle et peut être reliée à une interface de fibres optiques standards. L'autre extrémité est fixée sur une puce en silicium où des guides d'ondes sont gravés pour se positionner face à ceux du ruban. L'interface *Compliant Polymer* est représentée sur la Figure 1.1.

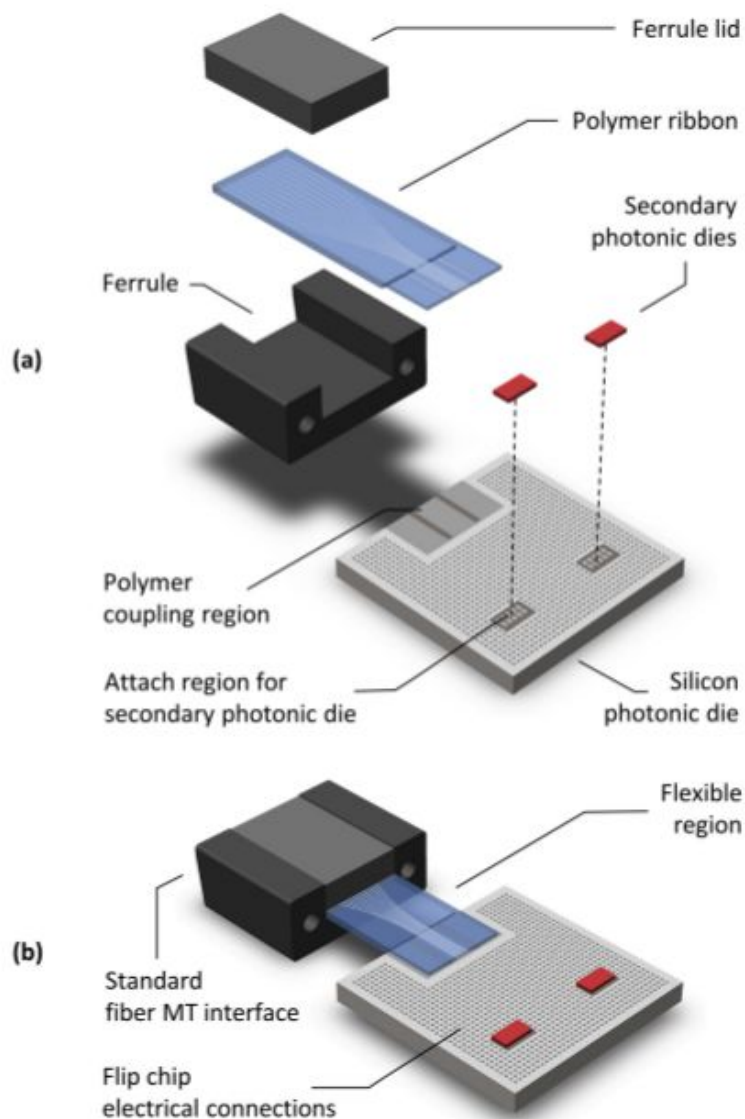


Figure 1.1 : Interface Compliant Polymer [1].

Cette interface permet donc de transmettre des signaux d'une matrice de fibres optiques à une puce en silicium, qui va les traiter, tout en découplant mécaniquement les fibres de la puce. Dans cette interface, le positionnement du ruban de polymère par rapport à la puce en silicium est critique pour avoir une bonne transmission du signal : le ruban et la puce doivent être alignés de façon longitudinale et transversale, mais la position verticale du ruban est elle aussi critique. Le ruban est assemblé à la puce à l'aide d'une résine adhésive UV qui réalise également le couplage optique entre eux. Afin de minimiser les pertes du signal transmis, l'épaisseur de résine entre le ruban et la puce doit être proche de 1  $\mu\text{m}$ . Comme les guides d'ondes sont répartis sur la largeur du ruban, l'épaisseur d'adhésif doit être constante suivant cette direction. La surface du ruban doit donc être parallèle à celle de la puce afin de garantir le même coefficient de transmission pour chacun des canaux.

La position verticale et le parallélisme du ruban par rapport à la puce en silicium sont des paramètres difficiles à contrôler : si le ruban est pressé trop fort contre la puce, la couche d'adhésif sera trop mince, inversement, si le ruban n'est pas pressé assez fort contre la puce, elle sera trop épaisse, dans tous les cas, l'efficacité du couplage optique sera affectée. Également, si le ruban n'est pas positionné parfaitement parallèlement par rapport à la surface de la puce, l'épaisseur d'adhésif ne sera pas la même pour tous les canaux et il y aura une variabilité de l'efficacité du couplage optique entre les canaux. Ces dilemmes mènent à la problématique suivante : Le positionnement passif de deux surfaces planes l'une par rapport à l'autre est difficile à réaliser lorsque la présence d'un mince film d'adhésif entre elles prévient toutes interférences mécaniques et empêche ainsi leur positionnement cinématique.

## 1.2. Question de recherche

Est-il possible d'utiliser les efforts apparaissant sur les surfaces de deux plaques assemblées par collage, lorsqu'on les approche l'une de l'autre, afin d'améliorer leur parallélisme, sans qu'aucun contact mécanique n'ai lieu entre elles ?

Une telle étude pourrait mener à une nouvelle méthode d'alignement passive pour les assemblages collés, notamment quand il n'existe pas de contact mécanique direct entre les pièces, et plus particulièrement pour l'interface *Compliant Polymer*. Cette méthode pourrait conduire au développement de nouveaux outils d'assemblages, réalisant des assemblages de haute précision pour un coût moindre.

## 1.3. Objectifs

Afin de répondre à la question de recherche énoncée, on se fixe l'objectif principal suivant.

### 1.3.1. Objectif principal :

Montrer la possibilité d'utiliser les efforts fluidiques apparaissant entre deux plaques s'approchant l'une de l'autre, séparées par un fluide, pour améliorer le parallélisme entre elles.

Afin d'atteindre cet objectif principal, on remplira d'abord les deux objectifs secondaires suivants.

### 1.3.2. Objectifs secondaires :

- Etablir un modèle permettant de calculer les efforts fluidiques lors de l'assemblage par collage de deux plaques afin de calculer le couple exploitable pour les réaligner.
- Construire un banc d'essai, basé sur une articulation de type flexure, capable de réaligner les plaques en utilisant les efforts calculés. Ce banc d'essai doit aussi pouvoir mesurer ces efforts afin de valider le modèle.

## 1.4. Contributions originales

La modélisation du comportement d'un fluide entre deux surfaces s'approchant l'une de l'autre a déjà fait l'objet d'études et est connue sous le nom de *squeeze flow*. Cependant aucun résultat concernant les cas étudiés lors de ce travail de recherche n'a été trouvé dans la littérature. Ce travail de modélisation constitue donc une première contribution originale.

Aucun travail concernant l'utilisation du phénomène de *squeeze flow* pour positionner passivement des pièces n'a été décrit dans la littérature. Il s'agit de la deuxième contribution originale de ce travail.

La démonstration de l'alignement de pièces en utilisant le *squeeze flow* pourrait mener au développement de nouveaux outils d'assemblages, basés sur des *flexures*, utilisant ce phénomène pour le positionnement des pièces.

La démonstration de la validité du modèle permettrait de l'utiliser pour dimensionner la raideur que devraient avoir les *flexures* de ces outils d'assemblage, pour l'assemblage de composants spécifiques, avec différents adhésifs.

## 1.5. Plan

Le format *par article* a été choisi pour ce mémoire. L'article démontrant la réalisation de l'objectif principal du mémoire ainsi que le travail de modélisation, il joue un rôle central dans ce mémoire. Cependant certains aspects, comme la conception et l'instrumentation du banc d'essai utilisé pour obtenir les résultats expérimentaux nous permettant de remplir nos objectifs, ne sont que partiellement traités dans l'article car ils n'en constituent pas le sujet principal. Ils seront donc expliqués plus en détail dans ce mémoire.

La structure de ce mémoire sera donc la suivante : après avoir mis en évidence le problème du positionnement passif de surfaces parallèles assemblées par collage quand il n'y a pas de contact mécanique entre elles dans l'introduction, une étude bibliographique passe en revue les différentes méthodes de positionnement qui peuvent être utilisées dans des assemblages, qu'elles soient actives ou passives. Cette étude met en évidence les raisons pour lesquelles les unes sont incompatibles avec une production de masse à faible coût et les autres, incompatibles avec le cas étudié. Cette étude bibliographique donne aussi les bases du phénomène de *squeeze flow* dont le principe est utilisé pour positionner passivement les pièces dans l'article. Suite à cette étude, le chapitre 3 traitera de la conception du banc d'essai conçu pour réaliser les essais présentés dans l'article. Cette partie détaillera notamment les

principaux choix d'éléments mécaniques qui ont été faits. Le calcul de certains éléments se basant sur des résultats de simulations présentés plus loin, dans l'article, il sera fait référence à ces résultats afin de justifier les calculs. Le chapitre 4 détaillera les différents capteurs et actionneurs présents sur le banc d'essai ainsi que les principes de mesure utilisés. Le chapitre 5 traitera de l'étalonnage des différents outils de mesures. Enfin, le chapitre 6 présentera l'article, soumis dans *Journal of Applied Mechanics*, qui constitue l'essentiel du travail de recherche réalisé et présente les résultats nous permettant de répondre à notre question de recherche.

# Chapitre 2

## 2. Etat de l'art

Cet état de l'art passera en revue les différentes méthodes de positionnement utilisées, notamment en microélectronique, pour l'assemblage de MEMS et en optique. Les méthodes de positionnement dites actives, initialement utilisées pour l'assemblage de systèmes optiques seront d'abord traitées. Les méthodes de positionnement passives seront ensuite abordées. Ces méthodes incluent les méthodes d'*index alignment*, les méthodes de positionnement cinématique, les méthodes faisant appel à l'*elastic averaging*, ainsi que les méthodes faisant intervenir la tension de surface dans un fluide. Cette revue des différentes méthodes de positionnement mettra en évidence l'absence de méthode répondant aux besoins exposés dans l'énoncé de la problématique. Enfin, les bases théoriques du phénomène de *squeeze flow* seront données.

### 2.1. Positionnement actif

Il s'agit de la méthode historiquement employée pour l'assemblage de composants optiques. Un système optique reçoit généralement un signal optique et renvoie un signal optique modifié, s'il s'agit d'un modulateur ou d'un filtre ou un autre signal, électrique par exemple, s'il s'agit d'un photodétecteur. Le positionnement actif consiste à mesurer le signal entrant dans le dispositif et le signal qui en ressort. La position des composants est ensuite ajustée de façon à maximiser le signal transmis. Cette méthode a été employée avant la réduction d'échelle des systèmes optiques due à l'emploi de technique de micro-fabrication, lorsque les systèmes optiques étaient encore assemblés manuellement. Elle est toujours employée à l'aire des dispositifs micro-fabriqués pour positionner par exemple des fibres optiques face à des lasers (Figure 2.1), mais aussi d'autres composants, comme un *Planar Lightwave Circuit* (PLC) [2]. Cette méthode permet d'obtenir des alignements de l'ordre du micromètre en faisant appel à des outils de positionnement et de détection toujours plus performants. C'est la méthode actuellement employée pour réaliser le positionnement vertical et régler l'inclinaison du ruban de polymère de l'interface *Compliant Polymer* présentée en introduction.

Si cette méthode permet de réaliser un positionnement précis des composants, mais aussi de tester un système optique lors de son assemblage, elle présente cependant des inconvénients évidents. Tout d'abord, le maximum de précision de positionnement atteignable dépend fortement des équipements utilisés : utiliser des sources lumineuses et des détecteurs performants, associés à des systèmes de positionnements multi-axes précis et exempt de jeu permettra certainement de réaliser des positionnements très précis. En revanche, le coût d'un tel équipement sera certainement très élevé ce qui aura forcément un impact sur le coût du produit fini. Un autre aspect, peu traité dans la littérature, mais facile à deviner et qui ne peut pas être de nature à diminuer les coûts de production est celui du temps d'assemblage : même en faisant intervenir un puissant système d'asservissement, l'ajustement de la position pour

maximiser le signal transmis est forcément de nature à faire augmenter le temps d'assemblage et donc le coût de production (sans parler du coût du système d'asservissement).

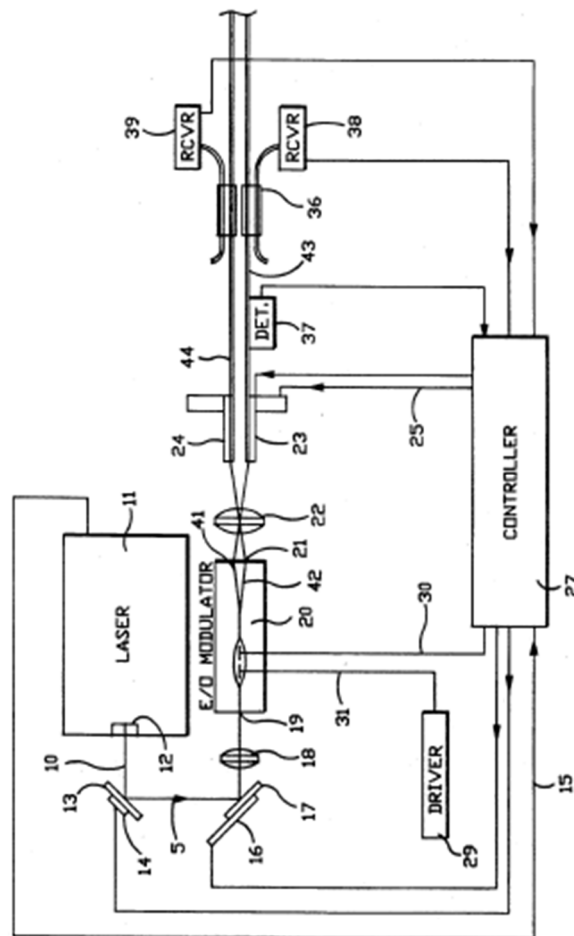


Figure 2.1 : Système d'alignement actif pour fibre optique et laser [3].

## 2.2. Positionnement passif

### 2.2.1. Index Alignment

Cette méthode regroupe l'ensemble des techniques d'alignement basées sur l'alignement de repères visuels inscrits sur les pièces à assembler. L'*index alignment* doit particulièrement son développement à la microélectronique où l'essentiel des circuits sont construits à partir de wafers. Les procédés de fabrication font souvent appel à des étapes de gravures et de dépôts successives utilisant des masques. Les éléments ainsi gravés ou déposés sont rarement bien visibles et afin de positionner les différentes couches les unes par rapport aux autres, il est nécessaire de positionner précisément les masques par rapport au wafer. Ce positionnement se fait en faisant correspondre des marques, généralement en forme de croix, gravées sur le wafer et sur le masque les unes par rapport aux autres. Cette méthode d'alignement a également trouvé des applications dans les procédés de *wafer bonding*, particulièrement utilisés pour la fabrication de circuits intégrés 3D (3DIC). L'utilisation de repères visuels basés sur des verniers a par exemple permis d'atteindre des erreurs d'alignement de 25 nm

seulement, pour des procédés de *wafer bonding* [4]. Cette méthode a également été employée pour positionner des fibres optiques face à des lasers et a permis d'atteindre le même coefficient de transmission que ce qui était possible en utilisant l'alignement actif (Figure 2.2) [5].

A l'instar de l'alignement actif, l'*index alignment* permet de réaliser un positionnement très précis. Cette méthode présente aussi le même inconvénient : la précision qu'il est possible d'atteindre dépend de la précision du matériel utilisé. Cette méthode requiert également un système de vision dont la performance va affecter la précision de l'assemblage. Ce procédé apparaît aussi comme difficilement automatisable, cela veut dire que tout l'alignement doit être fait par un opérateur. On peut donc supposer que les performances seront fortement dépendantes de l'opérateur et le temps d'assemblage relativement long. Tous ces éléments suffisent à comprendre que cette méthode n'est pas particulièrement indiquée pour une production industrielle.

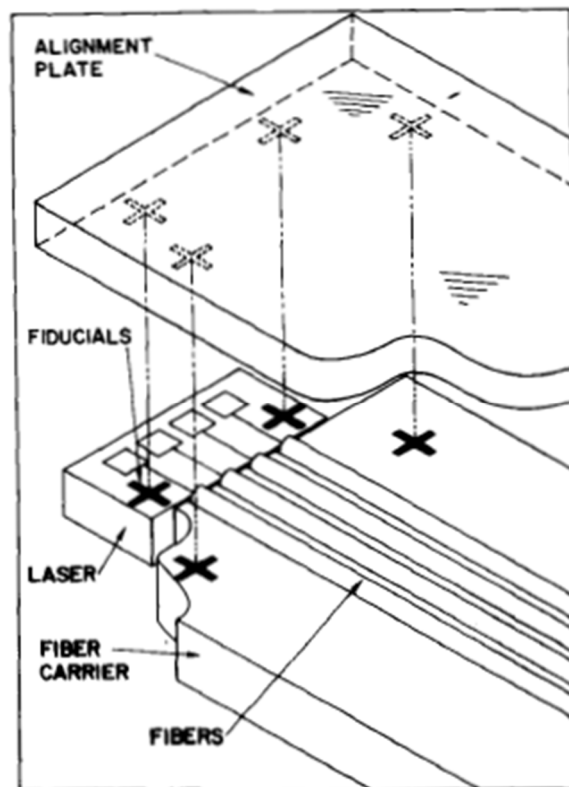


Figure 2.2 : Alignement passif de fibre optiques avec des guides d'ondes recourant à l'index alignment [5].

### 2.2.2. Positionnement cinématique

Le positionnement cinématique est sans doute la méthode qui apparaît comme la plus naturelle et la plus élégante pour positionner des pièces entre elles. C'est aussi la méthode la plus employée pour les assemblages mécaniques communs. L'assemblage cinématique entre deux pièces consiste à bloquer les différents degrés de libertés qui existent entre elles afin de les fixer l'une par rapport à l'autre. Cela peut se faire en concevant intelligemment les pièces de manière à ce que les degrés de libertés disparaissent lorsque les pièces sont mises en contact ou alors en faisant intervenir des éléments de fixation. Les mécanismes représentés

sur la Figure 2.3 illustrent bien la première solution. La deuxième solution peut faire appel à une grande variété d'éléments de fixation, comme des vis, des goupilles, des anneaux élastiques...

Il faut noter qu'une liaison cinématique bien conçue est isocontrainte, c'est-à-dire que les degrés de liberté entre les pièces sont supprimés exactement une fois. C'est les cas des liaisons de Maxwell et de Kelvin [6] présentées à la Figure 2.3. Cependant de tels dispositifs sont relativement compliqués à fabriquer c'est pourquoi la plupart des liaisons sont généralement hypercontraintes, c'est-à-dire que certains degrés de libertés sont supprimés plus d'une fois. Ainsi, un moyen utilisé en micro-fabrication pour positionner deux surfaces planes parallèlement l'une à l'autre à une distance fixée est d'interposer entre elles des structures appelées *stand off*. Cette technique a par exemple été utilisée pour positionner deux *wafers* dans un procédé de *wafer bonding* [7].

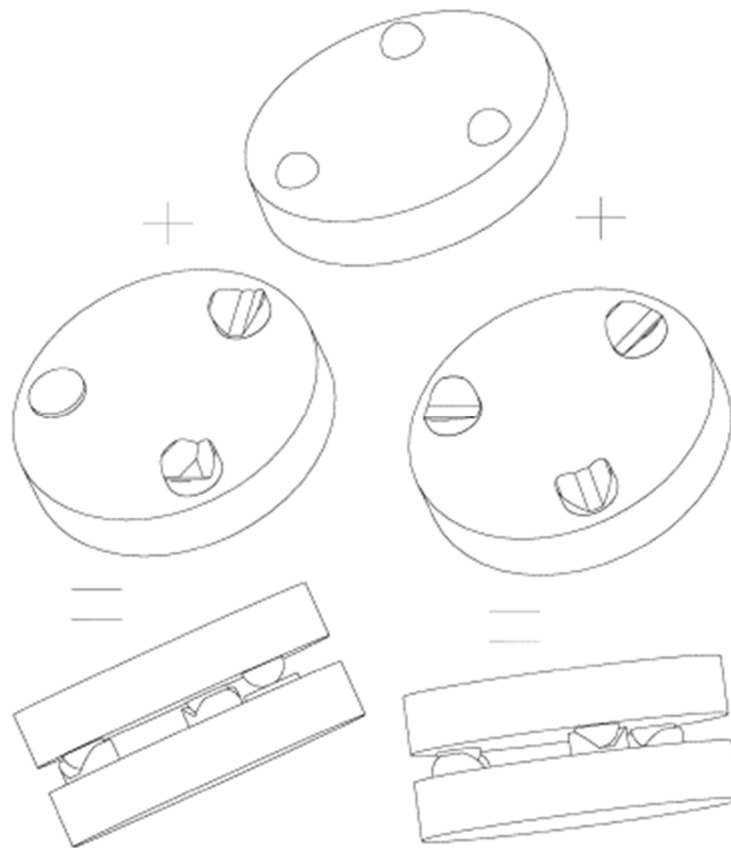


Figure 2.3 : Liaisons de Kelvin (gauche) et de Maxwell (droite) réalisant le positionnement isocontraint de deux pièces [8].

Une liaison cinématique bien conçue ne nécessite pas de positionnement précis des pièces, la conception des pièces permet de compenser les erreurs d'alignement qui peuvent exister lors de l'assemblage. Un mécanisme de tenon-mortaise décrit dans [9] illustre ce principe : des chanfreins sont pratiqués sur le tenon. Si le tenon est légèrement désaligné par rapport à la mortaise lors de l'assemblage, les chanfreins vont le guider pour qu'il s'emboîte correctement dans la mortaise (Figure 2.4). Ce principe est utilisé pour fixer un micro-miroir sur son support. Appelé *self-alignment* ce principe autorise l'utilisation d'outils d'assemblage pourvu d'une



précision approximative, donc peu onéreux, pour un résultat plus juste que la précision de la machine.

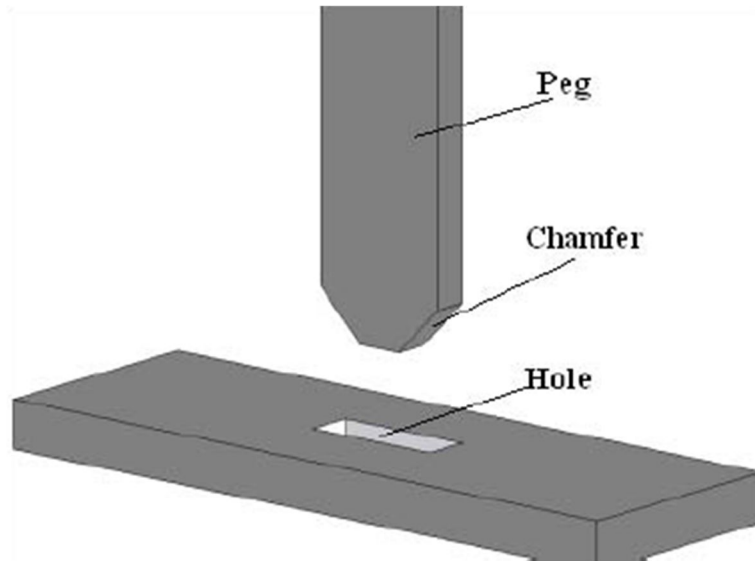


Figure 2.4 : Liaison tenon-mortaise. Les chanfreins pratiqués sur le tenon permettent de le positionner précisément lors de son insertion dans la mortaise [9].

Ce même principe est utilisé pour le positionnement transversal et longitudinal de l'interface *Compliant Polymer* décrite dans [1]. L'alignement transversal et longitudinal est garanti par des dispositifs d'alignements présents sur la puce et le ruban : deux languettes sur le ruban viennent s'emboîter dans deux rainures en V, gravées sur la puce, garantissant ainsi l'alignement transversal. La forme en V des rainures permet de guider le ruban vers la position visée si celui-ci est désaligné par rapport au substrat. Les languettes viennent s'appuyer en butée au bout des rainures pour garantir l'alignement longitudinal. Une vue en coupe d'un ensemble rainure languette est représenté sur la Figure 2.5.

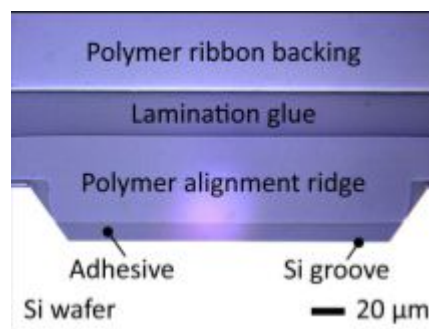


Figure 2.5 : Mécanisme d'alignement de l'interface *Compliant Polymer*, vue transversale [1].

Associé au dispositif de *stand-off* décrit ci-dessus, le système de rainures-languettes permettrait de réaliser un assemblage totalement cinématique de l'interface *Compliant Polymer*. Cependant, un problème qui apparaît avec le positionnement cinématique est que la précision maximale qu'il est possible d'atteindre pour un assemblage dépend fortement de la précision avec laquelle les pièces en question sont fabriquées. Dans le cas d'assemblages macroscopique où des erreurs de positionnement de quelques dizaines de micromètres sont tolérables, les pièces peuvent être réalisées avec une précision suffisante et le problème ne

se pose pas. Mais pour des structures micro-fabriquées, où l'on peut rechercher une erreur de parallélisme inférieure à  $1\ \mu\text{m}$  entre deux surfaces de la taille d'un wafer, les procédés de fabrication habituels ne sont pas assez précis. C'est pour cette raison que l'interface *Compliant Polymer* est assemblée en positionnant le ruban de polymère de façon active afin d'obtenir un couplage optique suffisamment efficace. Un alignement purement cinématique a été employé pour assembler une interface semblable à *Compliant Polymer*. Cependant, la déviation hors plan entre les guides d'ondes et les structures d'alignement était supérieure à  $5\ \mu\text{m}$  [10].

### 2.2.3. Elastic averaging

Une méthode de positionnement permettant de négliger l'imprécision des pièces due à leur procédé de fabrication est connue sous le nom d'*elastic averaging*. Assumant que l'assemblage sera hypercontraint, cette méthode se base sur le fait que si l'assemblage supporte une charge assez importante répartie sur de nombreux contacts ponctuels entre les pièces, la pièce doit se déplacer dans une position d'équilibre de manière à minimiser les contraintes causées par la déformation élastique des nombreux points de contact. Ce phénomène est à la base du positionnement des briques de construction *LEGO*. Une étude a montré que les briques de *LEGO* pouvaient être assemblées avec une répétabilité de positionnement de l'ordre du micromètre. Partant de ce constat, ce principe a été adapté au *wafer bonding* : sur l'un des wafers, des poutres, avec une extrémité encastrée et une structure pyramidale déposée sur l'extrémité libre, ont été gravées sur la périphérie. Ces dispositifs sont illustrés sur la Figure 2.6. Sur l'autre wafer, des cavités pyramidales ont été gravées. Lorsque les surfaces des deux wafers sont suffisamment proches, les structures pyramidales viennent se loger dans les cavités correspondantes. Si les surfaces continuent à s'approcher, les poutres se déforment en générant une contrainte qui aura tendance à repousser les surfaces. Il en résulte un positionnement d'une précision de  $1\ \mu\text{m}$  et une répétabilité de positionnement inférieure au micromètre [8].

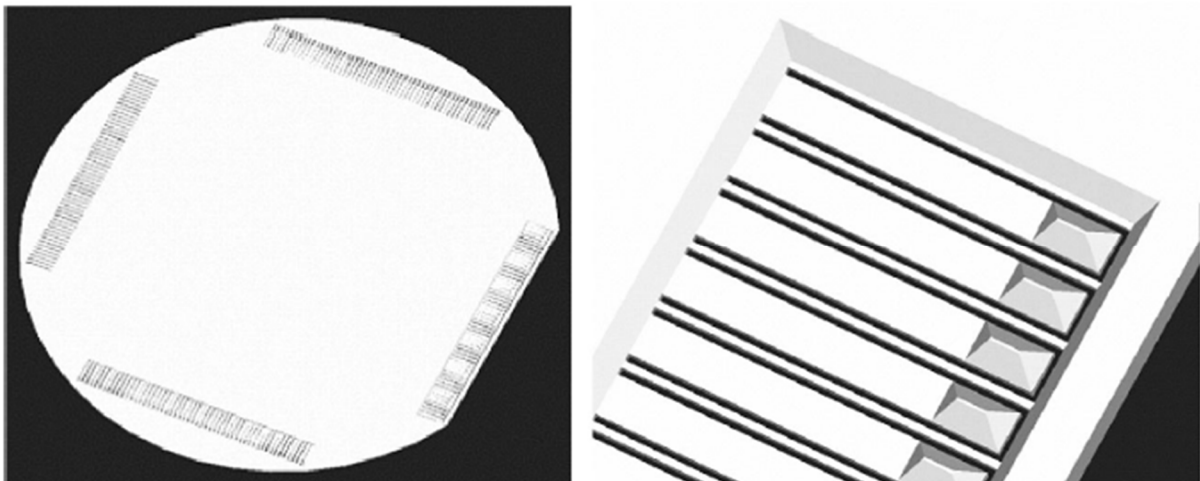


Figure 2.6 : Motifs d'elastic averaging microfabriqués sur un wafer [8].

Ce principe est aussi à la base du fonctionnement des *Velcro* où de nombreux cils sont répartis sur les surfaces à assembler. Lorsque ces surfaces sont mises en contact et qu'une pression est exercée dessus, ces cils se déforment pour s'imbriquer et reprendre leur forme. Les cils

restent imbriqués lorsque la pression est relâchée, maintenant les deux surfaces assemblées. Il faut ensuite fournir un effort nettement plus élevé pour désolidariser ces surfaces qu'il n'a fallu pour les assembler. Ce principe a été utilisé pour assembler deux wafers en silicium [11]. La Figure 2.7 montre les microstructures utilisées. L'étude ne donne pas d'indications sur la précision de l'alignement ainsi obtenu, cependant, le pas entre les microstructures étant de 22  $\mu\text{m}$ , on peut supposer que la précision de l'alignement est inférieure à cette valeur.

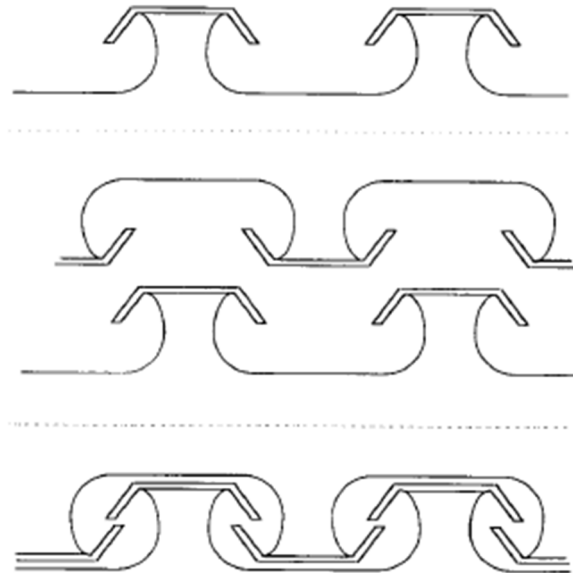


Figure 2.7 : Illustration du mécanisme de Velcro microfabriqué sur un wafer [11].

Un obstacle à l'emploi de cette méthode de positionnement pour des assemblages collés est que le positionnement par *elastic averaging* repose sur le fait qu'on laisse les contraintes générées par le contact entre les pièces se repositionner. Cela suppose qu'on laisse aux pièces certains degrés de libertés pour se repositionner. Or, dans un procédé de collage, il est souvent nécessaire de maintenir rigidement les pièces pendant le temps de durcissement de l'adhésif, ce qui empêcherait l'*elastic averaging* de positionner correctement les pièces et générerait des assemblages précontraints. La génération de contraintes internes peut être recherchée pour certains assemblages, mais ce n'est pas le cas ici.

#### 2.2.4. Positionnement passif utilisant les forces de tensions de surface

C'est la méthode employée pour positionner les modules *flip-chip* sur leur substrat. Le substrat et la puce sont munis d'électrodes métalliques mouillables chargées de réaliser les connections électriques entre eux. Un matériau de brasure est déposé à l'état liquide sur les électrodes de la puce et du substrat. En refroidissant, il solidifie en formant des « billes », sous l'effet de la tension de surface. La puce est ensuite positionnée approximativement sur son substrat de façon à ce que les billes de brasures formées par le dépôt du matériau de brasure sur la puce, entrent en contact avec les billes homologues, formées sur le substrat. On pratique ensuite une étape de recuit qui liquéfie le matériau de brasure. Les billes de brasures homologues fusionnent alors pour former des interconnexions. La tension de surface dans les interconnexions va ensuite positionner précisément les électrodes face-à-face, de façon à

minimiser l'énergie de surface des interconnexions. Ce principe est illustré sur la Figure 2.8. On remarquera que sur la Figure 2.8 le matériau de brasure est déposé sur un seul des éléments à connecter. Ce n'est pas toujours le cas.

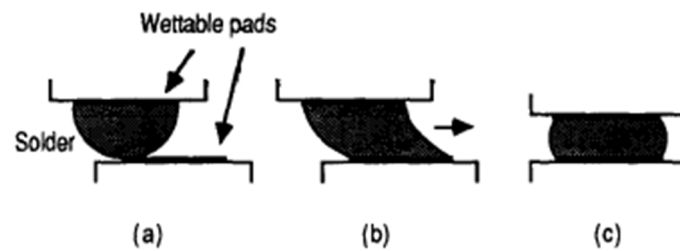


Figure 2.8 : Illustration du phénomène d'alignement utilisant la tension de surface des billes de brasures dans un procédé de flip-chip [12]

Cette méthode présente l'avantage de positionner le module tout en réalisant les connexions électriques avec le substrat. Elle est particulièrement utilisée pour l'assemblage de *flip-chip*, où plusieurs dizaines de milliers de billes de brasures sont utilisées pour connecter une puce à un substrat, mais elle a aussi été employée pour positionner une fibre optique face à un guide d'onde. La fibre est maintenue dans une rainure en V au moyen d'un *flip-chip* qui vient s'appuyer dessus [12].

Un problème inhérent à ce procédé est le positionnement vertical du *flip-chip* par rapport au substrat, ainsi que leur parallélisme. La distance qui sépare la puce du substrat, donc la hauteur de l'interconnexion, dépend fortement de la quantité de matériau de brasure déposée, ainsi que de la répétabilité de cette quantité. Cette hauteur est donc sujette à variations. Ce problème ainsi que les autres défauts liés au procédé de *flip-chip* sont étudiés dans Sylvestre [13].

Un moyen d'éviter cette variabilité de la position verticale de la puce est d'utiliser des *stand-off* afin de venir appuyer la puce dessus. Cette méthode a été employée pour positionner une matrice de lasers face à des fibres optiques [14], ou encore un PLC face à des guides d'ondes [15]. Cependant, comme pour le positionnement cinématique, la précision du positionnement verticale reste limitée par la précision avec laquelle ces *stand-off* sont fabriqués.

### 2.3. Squeeze Flow

Un aspect fondamental du problème présenté en introduction est le couplage optique entre le ruban et le substrat qui est réalisé par l'adhésif. Le fait que pour avoir un couplage optique optimal, une certaine épaisseur d'adhésif soit nécessaire pousse à s'intéresser au comportement de cet adhésif pendant l'assemblage.

L'adhésif est déposé sur le substrat. Le ruban est ensuite positionné au-dessus du substrat et descendu vers lui jusqu'à la position souhaitée. Afin de s'approcher suffisamment près du substrat, le ruban doit « chasser » une partie de l'adhésif afin de réduire son épaisseur. Cela provoque une certaine résistance à la descente du ruban, due à la viscosité de l'adhésif.

Cet écoulement, provoqué par un écrasement du domaine fluide est connu sous le nom de *squeeze flow*. L'équation pour un écoulement unidimensionnel se dérive facilement des équations de Navier-Stokes et est relativement bien connue. L'écoulement bi-dimensionnel qui est traité dans ce travail est plus difficile à traiter et peu d'études le concernant sont présentes dans la littérature. Une solution en coordonnées cylindriques pour un fluide comprimé entre deux disques a été trouvée [16], une étude utilisant un modèle migratoire pour décrire l'étalement d'une goutte d'adhésif entre deux plaques rectangulaires a été faite [17] et enfin des études éléments finis existent également [18]. Enfin, une étude traitant d'un cordon de TIM entre un *flip-chip* et un *heat sink* donne une solution en coordonnées cartésiennes [19]. Cependant la solution finale régissant le champ de pression proposée par cette étude ne semblait pas convenir à notre problème (conditions aux limites non respectées). On est donc reparti de l'équation de Poisson proposée dans cette étude pour arriver à notre propre solution (voir au chapitre 6). Les étapes menant à cette équation sont rappelées ici.

Deux plaques carrées, de côté  $L$ , sont séparées par une hauteur  $h$  de fluide, de viscosité  $\mu$ . La plaque supérieure descend vers la plaque inférieure à la vitesse  $v$ . On fait les hypothèses suivantes :

- L'écoulement est incompressible
- Le fluide est Newtonien
- L'écoulement est isotherme
- La dimension  $z$  (verticale) de l'écoulement est négligeable devant les dimensions  $x$  et  $y$

La quantité de fluide étant faible on néglige l'effet de la gravité On déduit de l'équation de la conservation de la quantité de mouvement :

$$\rho \left( v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) \quad (2.1)$$

$$\rho \left( v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) \quad (2.2)$$

et de l'équation de la conservation de la masse :

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (2.3)$$

Où,  $x$  et  $y$  sont les directions de l'écoulement et  $z$  la direction de l'écrasement du fluide,  $v_i$  est la vitesse de l'écoulement dans la direction  $i$ ,  $P$  est la pression et  $\mu$  la viscosité dynamique. Considérant que l'écoulement est rampant (écoulement de Stokes), on choisit de négliger les termes inertiels devant les termes visqueux, de plus la dimension  $z$  étant très petite devant les dimensions  $x$  et  $y$ , en accord avec la *no-slip condition* :

$$\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \gg \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2}, \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \gg \frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2}, \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} \quad (2.5)$$

Les équations 2.1 et 2.2 se réduisent alors à :

$$-\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} = 0 \quad (2.6)$$

$$-\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} = 0 \quad (2.7)$$

On en déduit :

$$v_x = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (z^2 - hz) \quad (2.8)$$

$$v_y = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial y} (z^2 - hz) \quad (2.9)$$

Où  $h$  est la hauteur de l'écoulement (dimension  $z$ ). En injectant ces résultats dans l'équation 2.3, il vient

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} = \frac{-12\mu\dot{z}}{h^3} \quad (2.10)$$

Où  $\dot{z}$  est la vitesse d'écrasement du fluide. Soit

$$\Delta P(x, y) = \frac{-12\mu\dot{z}}{h^3} \quad (2.11)$$

Connue sous le nom d'équation de Poisson. La recherche de solutions à cette équation, respectant des conditions de Dirichlet nulles, sera traitée dans la partie 6.

Comme le montre cette équation, la valeur de la pression à un endroit de la surface écrasant le fluide dépend de l'épaisseur de fluide. L'idée est d'utiliser les variations de ce champ de pression afin de corriger le parallélisme entre les surfaces des plaques.

## 2.4. Conclusion

Cette étude bibliographique s'achève en ayant dressé un inventaire des différentes méthodes de positionnement, employées notamment, en micro fabrication, mais aussi dans d'autres cas moins particuliers. Il en ressort qu'aucune méthode n'est vraiment adaptée à ce qui est recherché pour l'assemblage de l'interface *Compliant Polymer*.

A la fin de cette étude, le phénomène de Squeeze flow a été rapidement présenté. C'est ce principe qui sera utilisé pour augmenter le parallélisme des plaques à l'aide d'un outil d'assemblage utilisant une plateforme flexible pour réaliser les assemblages.

# Chapitre 3

## 3. Conception du banc d'essai

Cette partie explique la conception de l'outil d'assemblage utilisé pour réaliser les essais présentés dans l'article. Les essais consistent à simuler une opération de collage, en amenant à une distance de  $1\ \mu\text{m}$ , deux plaques de verre, dont l'une est légèrement inclinée. Les deux plaques sont séparées par un fluide visqueux simulant l'adhésif. Cet outil est constitué d'une table d'assemblage et d'un système de positionnement. La table d'assemblage soutient la plaque de verre inférieure et est capable de s'incliner lorsqu'elle subit un couple. Le système de positionnement permet d'amener les plaques à la distance souhaitée, ainsi que de régler l'inclinaison de la plaque supérieure. Le sous ensemble constituant la table d'assemblage sera d'abord traité puis le sous ensemble constituant le système de positionnement sera décrit ensuite.

### 3.1. Table d'assemblage

Cette partie décrit les principaux éléments du sous ensemble de la table d'assemblage et les critères qui ont menés à leurs choix. Comme expliqué ci-dessus, la table d'assemblage est capable de s'incliner lorsqu'un couple est appliqué dessus. Pour cela, elle est maintenue par une liaison ponctuelle ainsi qu'une structure de poutre flexible. Un système de mesure de distance permet de mesurer l'inclinaison de la table. La liaison ponctuelle qui soutient la table est d'abord étudiée, puis la structure flexible qui maintient la table en position et enfin, les éléments de fixation des capteurs de distance. L'agencement de ces différents éléments est représenté sur la Figure 3.1.

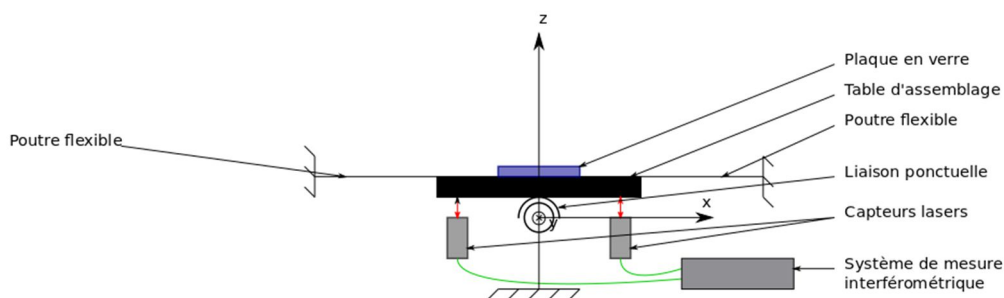


Figure 3.1 : représentation schématique du sous ensemble table d'assemblage.

#### 3.1.1. Liaison ponctuelle

La table d'assemblage est supportée par une liaison ponctuelle. Cette liaison ponctuelle a pour fonction de bloquer le degré de liberté en translation de la table d'assemblage le long de l'axe  $z$  en maintenant les degrés de liberté en rotation autour des axes  $x$  et  $y$ . Les degrés de liberté en translation suivant  $x$  et  $y$  et en rotation suivant  $z$  seront bloqués par la structure de poutres flexibles. Pour concevoir cette liaison, deux critères ont été pris en compte. Le premier est la



résistance à la déformation. Cette liaison doit pouvoir supporter des efforts de l'ordre d'une dizaine de Newton (cette valeur est choisie à partir des résultats de la modélisation CFD présentés au chapitre 6) et se déformer le moins possible pour minimiser les erreurs de mesure de distance entre les plaques pendant les essais. Elle doit également pivoter dans les directions  $x$  et  $y$  en opposant le moins de résistance possible pour minimiser les erreurs de mesures de couple. Pour cela, les matériaux choisis doivent posséder de faibles coefficients de frottements.

Pour ces raisons, on choisit de réaliser cette liaison ponctuelle en venant appuyer la table d'assemblage en aluminium sur une demi-sphère en saphir synthétique (oxyde d'aluminium contenant des impuretés) de 6mm de diamètre. Le saphir synthétique présente l'avantage de posséder une grande rigidité (module de Young de 7749 GPa<sup>1</sup>) ainsi que son faible coefficient de frottement avec la plupart des métaux (coefficient de frottement statique de 0,10 à 0,15 avec l'acier).

L'air de contact entre la sphère et le plan est un disque de rayon  $a$  calculé à l'aide du contact de Hertz [26] :

$$a = \left( \frac{3F}{4} \frac{1/E_1^* + 1/E_2^*}{1/r_1 + 1/r_2} \right)^{1/3} \quad (3.1)$$

Où  $F$  représente la force appliquée, les indices 1 et 2 désignent respectivement la demi-sphère en saphir et la table en aluminium,  $r_i$  est le rayon (un plan équivaut à une sphère de rayon infini) et  $E_i^*$  est le module de Young normalisé par le coefficient de Poisson  $\nu_i$ , défini par :

$$E_i^* = \frac{E_i}{1 - \nu_i^2} \quad (3.2)$$

En supposant une force maximale de 10N (l'effort attendu est de 7N, cf. chapitre 6), on arrive à un disque de contact de rayon 66,2  $\mu\text{m}$  ce qui nous permet de calculer la contrainte de 727 MPa au contact. Ainsi, la contrainte est inférieure à la limite en compression du saphir (2066 MPa<sup>2</sup>). Il était initialement prévu d'intercaler une *endstone* en saphir entre la demi-sphère et la table afin de limiter la déformation de la table. Cependant cela éloignait le foyer de rotation de la surface de la table, ce qui augmentait le déplacement du centre de la surface supérieure de la table lorsque celle-ci s'inclinait. En plus d'augmenter l'erreur de vis-à-vis des plaques pendant les essais, cela raidirait la structure de poutres flexibles en  $y$  induisant de la traction.

L'écrasement qui correspond à la déformation verticale de la liaison est défini par [26] :

$$\delta = \left( \frac{9}{16} \right)^{1/3} \left( F^2 \left( \frac{1}{E_1^*} + \frac{1}{E_2^*} \right)^2 \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right)^{1/3} \quad (3.3)$$

<sup>1</sup> D'après le site internet de Swiss Jewel

<sup>2</sup> D'après le site internet de Swiss Jewel

Toujours en supposant une force de 10N, on obtient une déformation verticale maximale de 1,5  $\mu\text{m}$ . Ce jeu n'est certes pas optimal car de l'ordre de grandeur de la précision que l'on cherche à atteindre (on souhaite pouvoir approcher les plaques à une distance de 1  $\mu\text{m}$ ), cependant, il est inférieur à tout ce qu'on pourrait obtenir en construisant cette articulation avec des éléments mécaniques courant comme des roulements et il présente un couple résistant bien inférieur à ce qui pourrait être réalisé avec une articulation sphérique classique.

La question de la limite de validité du contact de Hertz n'a pas été étudiée. Ces résultats sont-ils valables à cette échelle ? Cette théorie est communément appliquée au calcul de roulements à billes, soit pour des sphères dont le diamètre est de l'ordre de grandeur de quelques millimètres. Le diamètre du saphir étant de 6 mm, la théorie du contact de Hertz peut être considérée comme valide.

### 3.1.2. Structure de poutres flexibles

La table d'assemblage est maintenue en position par quatre poutres métalliques flexibles orientées à 90° comme illustré sur la Figure 3.2.

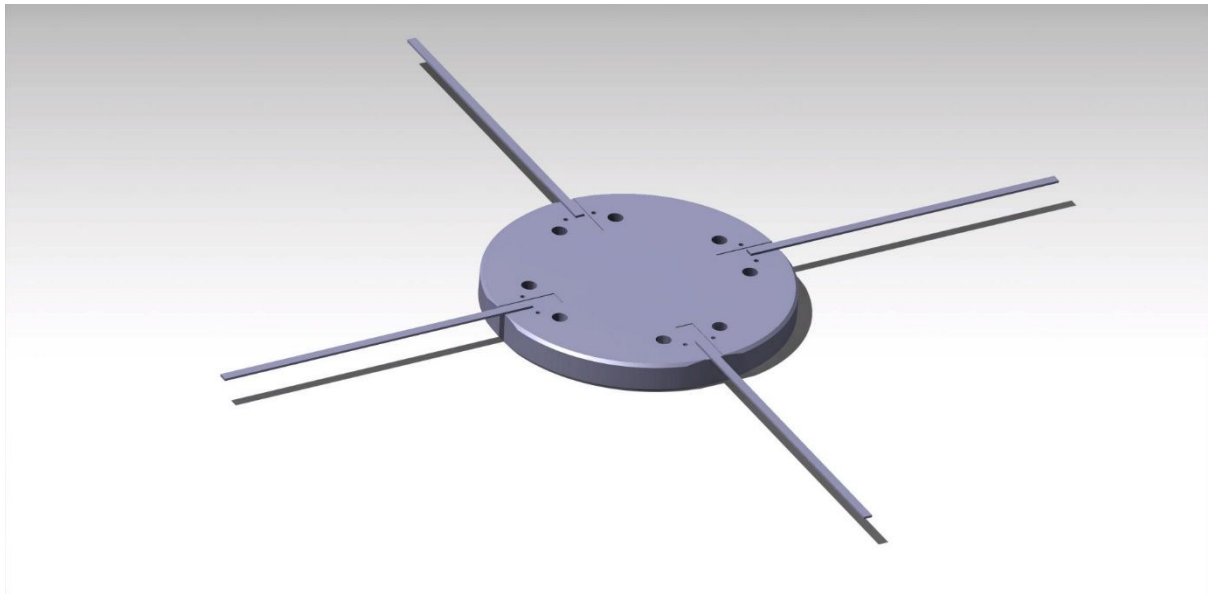


Figure 3.2 : Table d'assemblage avec les 4 poutres qui la maintiennent.

Ces poutres sont fixées au plateau à une de leurs extrémités et encastrées dans une structure rigide à l'autre. Elles permettent de centrer le plateau par rapport à la liaison ponctuelle lors du montage grâce à des encoches : lors du montage, les poutres sont d'abord placées dans les encoches de la table et fixées grâce à des mors de serrage, la table est ensuite positionnée sur la liaison ponctuelle de façon à ce que les extrémités des quatre poutres viennent se loger dans les encoches de montage de la structure rigide externe. Elles sont fixées dans ces encoches externes à l'aide de mors de serrage également.

Ces poutres formant deux droites orthogonales et passant par le centre du plateau à la verticale duquel se situe le foyer de la rotation du plateau, elles sont utilisées pour définir un repère  $O, x, y, z$  dont l'origine  $O$  et le foyer de rotation (au centre de la demi-sphère en saphir

dans le plan  $x, y$ ), les axes  $x$  et  $y$  sont parallèles aux deux droites définies par les poutres et l'axe  $z$  est vertical orienté vers le haut.

Elles assurent deux fonctions, elles bloquent le degré de liberté en rotation autour de l'axe  $z$  et les deux degrés de liberté en translation le long des axes  $x$  et  $y$ . Elles assurent le maintien en position horizontale du plateau d'assemblage lorsqu'il est au repos, mais lui permettent de pivoter autour des axes  $x$  et  $y$  lorsqu'un couple est appliqué dans une de ces directions. Les simulations CFD présentées dans la partie 6 prévoient des couples faibles ( $4,78 \text{ mN.m}$  pour une inclinaison de  $0,01^\circ$  entre les plaques). Il est donc important de bien dimensionner les poutres (*i.e.* dimensions et matériaux) pour permettre à la table de s'incliner sous de faibles couples. D'autre part, il est souhaitable que la relation entre le couple exercé et l'inclinaison du plateau soit linéaire (pour de petits angles) afin de pouvoir calculer le couple en mesurant l'inclinaison du plateau. Les dimensions des poutres doivent donc être choisies pour fournir à la table d'assemblage une constante de raideur angulaire inférieure à  $0,478 \text{ Nm}/^\circ$  suivant les axes  $x$  et  $y$ . Il est important de vérifier que les poutres restent dans leur domaine élastique. Une modélisation par éléments finis en statique est réalisée sur ANSYS afin de déterminer les dimensions des poutres (Figure 3.3 et Figure 3.4).

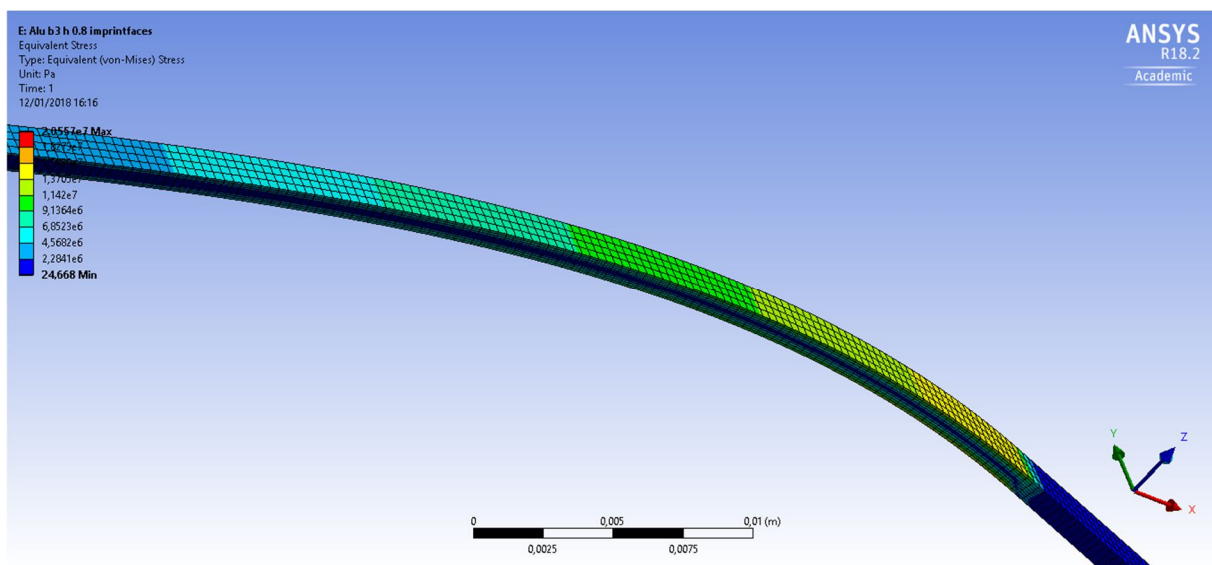


Figure 3.3 : Modélisation éléments finis des contraintes dans les poutres lorsqu'un couple est appliqué sur la table d'assemblage.

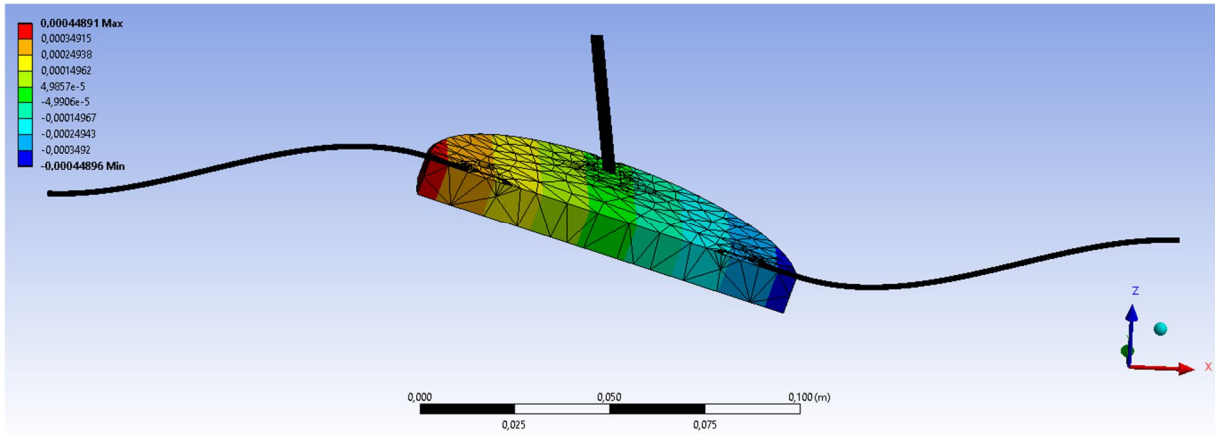


Figure 3.4 : Modélisation éléments finis des déplacements lorsqu'un couple est appliqué sur la table d'assemblage.

Les dimensions retenues pour les poutres sont une longueur de 100 mm, une largeur de 3 mm et une épaisseur de 0,8 mm. Le matériau utilisé est de l'aluminium 2024. La constante de raideur angulaire résultante est de 0,03 Nm/° (Figure 3.5).

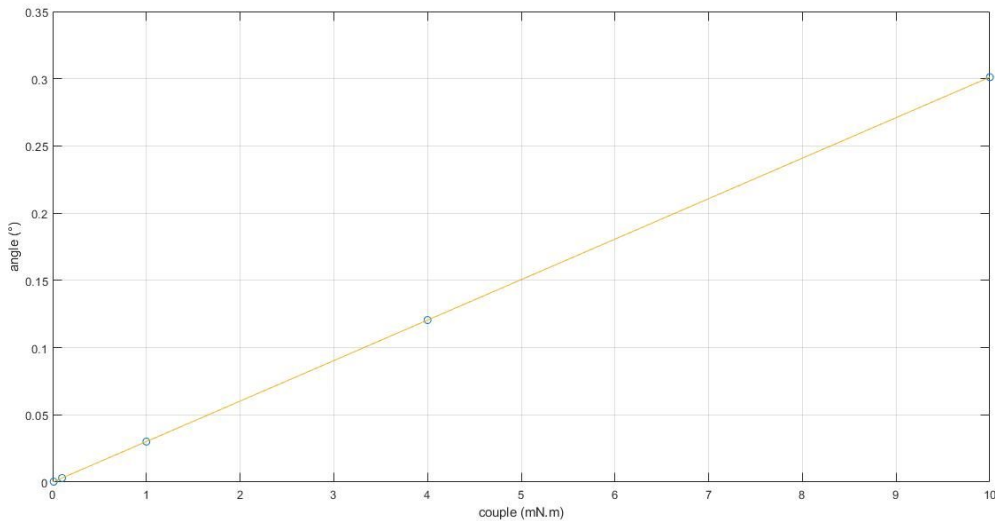


Figure 3.5 : Inclinaison de la table d'assemblage en fonction du couple appliqué

La matrice de raideur reliant l'inclinaison du plateau d'assemblage au couple qui lui est appliqué peut alors s'écrire

$$[K] \begin{Bmatrix} \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} C_x \\ C_y \end{Bmatrix} \quad (3.4)$$

où

$$[K] = \begin{bmatrix} k_{xx} & 0 \\ 0 & k_{yy} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

avec

$$k_{xx} = k_{yy} = 0.03 \text{ Nm/}^\circ. \quad (3.6)$$

Dans cette expression,  $\theta_x$  et  $\theta_y$  représentent respectivement les angles de rotations de la table autour des axes  $x$  et  $y$ , et  $C_x$  et  $C_y$ , les couples suivant ces directions.

En raison des dimensions des poutres, notamment leur épaisseur assez faible, deux procédés de fabrications sont envisagés pour leur fabrication : la découpe LASER et la découpe jet d'eau. Ces deux méthodes sont comparées [20]. Si la découpe laser présente des avantages de précision et de coût, elle a aussi tendance à affecter les propriétés mécaniques du matériau à cause de la chaleur ce qui n'est pas souhaitable dans notre cas. De plus, elle produit un bord de découpe en « dents-de-scie » à cause de la combustion du métal. Enfin, elle n'est pas recommandée sur l'aluminium à cause de la réflectivité de ce métal. La méthode retenue pour la fabrication des poutres est donc la découpe au jet d'eau.

### 3.1.3. Fixations des capteurs lasers et réflecteurs

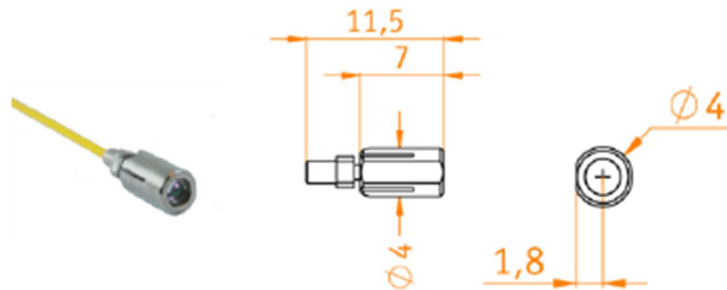
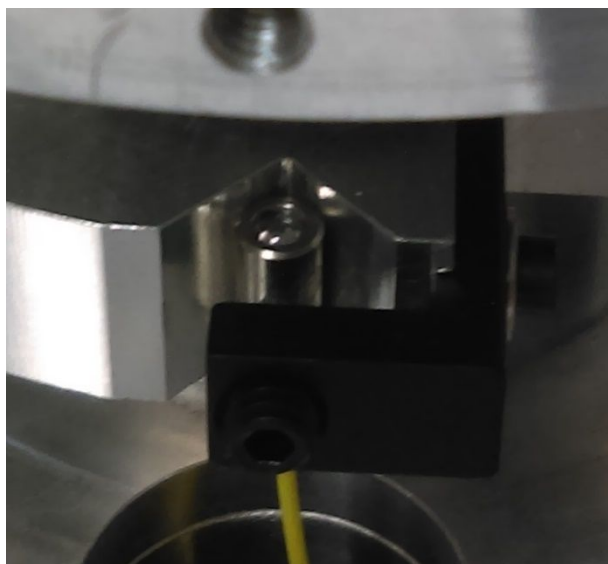
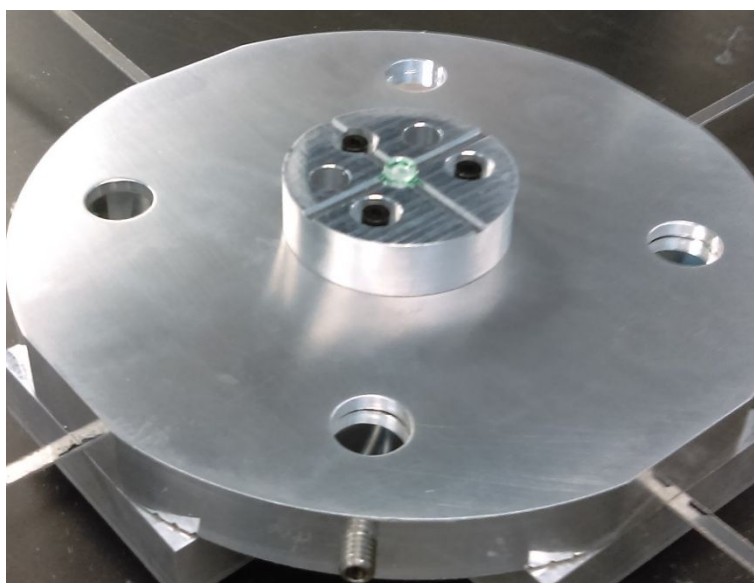


Figure 3.6 : Capteur du système interférométrique de mesure de distance Attocube (source Attocube).

La mesure de l'inclinaison du plateau se fait à l'aide de trois lasers situés sous le plateau d'assemblage qui mesurent la distance de celui-ci en trois points. Ces capteurs sont très précis, la résolution indiquée par le constructeur est de un picomètre, mais nécessitent que la surface dont la distance est à mesurer soit réfléchissante et située à une distance comprise entre 15 et 30 mm. De plus, le faisceau du capteur doit être perpendiculaire à la surface réfléchissante avec une tolérance de  $\pm 0,4^\circ$ . Les capteurs sont encapsulés dans des châssis métalliques cylindriques comportant un méplat (Figure 3.6). Leur mise en position se fera donc à l'aide d'un V et d'une vis de pression venant appuyer sur le méplat (Figure 3.7).



*Figure 3.7 : Fixation des capteurs sur le montage.*



*Figure 3.8 : Les capteurs mesurent la distance des miroirs situés sous la table d'assemblage*

Afin d'opposer une surface réfléchissante aux capteurs, des inserts sont pratiqués dans la table d'assemblage pour accueillir des miroirs. Vu le nombre de capteurs, il aurait été logique de les répartir régulièrement autour de l'axe z en les espaçant de  $120^\circ$ . Cependant, vu que la structure de poutres flexibles qui maintient la table est composée de deux axes orthogonaux, on préfère espacer les capteurs de  $90^\circ$ . Ainsi quatre inserts sont pratiqués dans la table d'assemblage afin de respecter l'équilibrage de celle-ci par rapport à ses deux axes de rotations. Ainsi, un des quatre miroirs est inutilisé et joue seulement un rôle de contrepois afin d'équilibrer la table (Figure 3.8).

## 3.2 Système de positionnement

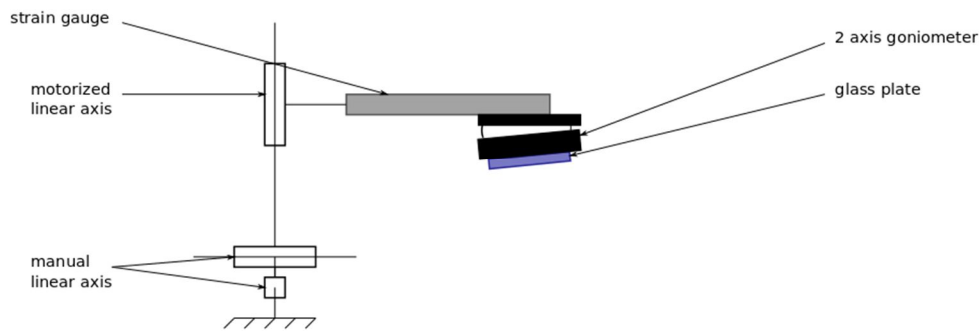
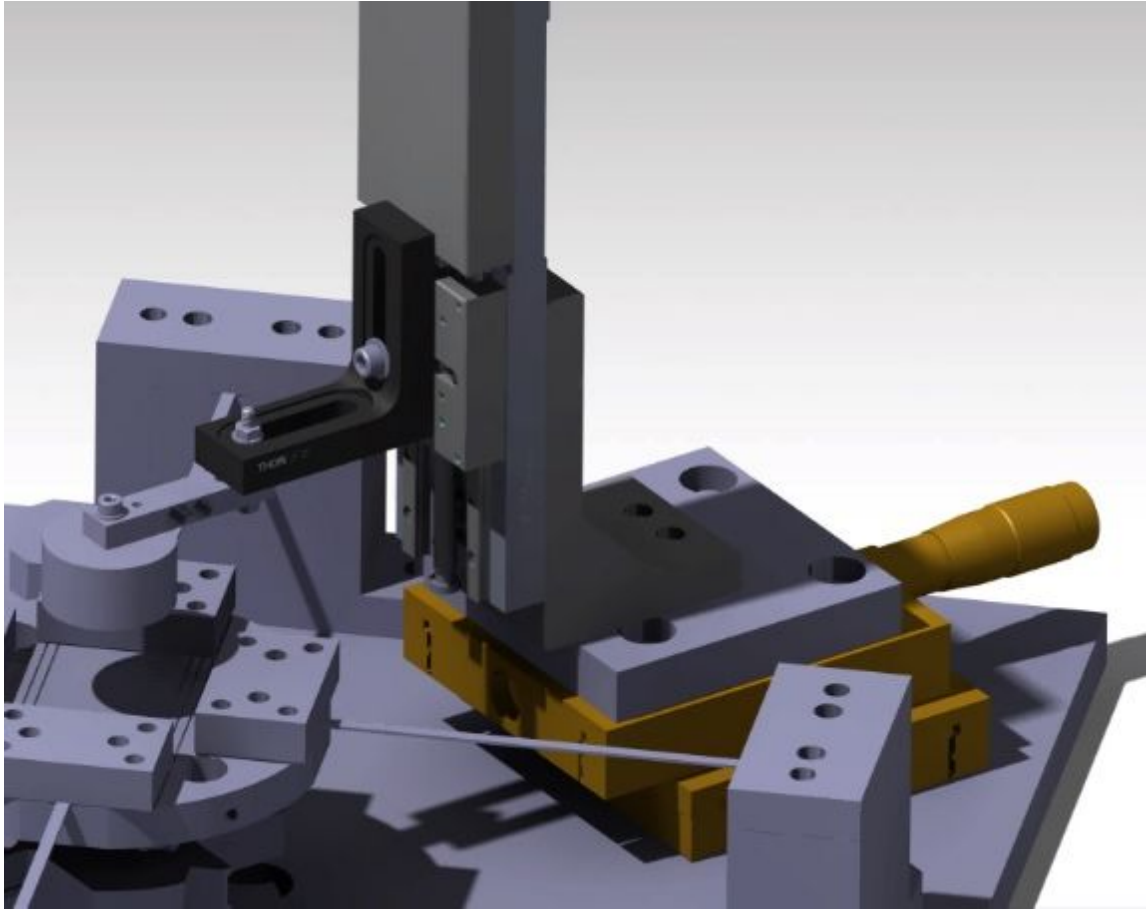


Figure 3.9 : Représentation schématique de l'ensemble positionneur.

L'assemblage est réalisé à l'aide d'un système de positionnement vertical motorisé. Ce système doit permettre de réaliser des assemblages à vitesse constante. Il possède une résolution de 100 nm. Afin de pouvoir ajuster la position horizontale de la tête d'assemblage au-dessus du plateau d'assemblage, ce positionneur vertical est monté sur un positionneur manuel deux axes avec une résolution de 10  $\mu\text{m}$ . La Figure 3.9 montre l'agencement de ces différents éléments.

Ces trois axes étant orthogonaux et gradués, ils sont utilisés pour définir un repère  $O', x', y', z'$  dont le point  $O'$  est arbitrairement défini par le zéro des trois axes, les directions  $x'$  et  $y'$  sont choisies le long des deux axes horizontaux manuels et l'axe  $z'$  est situé le long de l'axe motorisé, orienté vers le haut.

Le positionneur motorisé est équipé d'une jauge de contrainte qui permet de mesurer l'effort vertical exercé. A l'extrémité de cette jauge deux éléments différents peuvent venir se fixer. Le premier s'apparente à une pointe avec une extrémité hémisphérique et est utilisé lors de l'étalonnage de la flexure pour venir appliquer des efforts ponctuels à des distances connues des axes de rotation du plateau d'assemblage et ainsi établir une relation entre le couple exercé sur le plateau et l'inclinaison mesurée. Le second est un embout cylindrique, représenté sur la Figure 3.10, comportant une face plane, utilisée pour réaliser les assemblages. La plaque en verre supérieur est directement collée sur cet embout. Cet embout est également muni d'un micro-goniomètre (non représenté sur la Figure 3.10) utilisé pour ajuster l'angle entre les plaques. Le foyer de rotation du micro-goniomètre ne concordant pas avec la surface de plaque en verre utilisé pour l'assemblage, la modification de l'angle entre les plaques entraîne un décalage des plaques l'une par rapport à l'autre, si bien qu'elles ne sont plus parfaitement face à face. Cependant, les ajustements angulaires effectués sont faibles, inférieur au degré, et le décalage qui en découle est négligé.



*Figure 3.10 : CAO l'ensemble positionneur.*



## 4. Capteurs et actionneurs

Cette partie apporte des précisions sur les différents capteurs et actionneurs, présents sur le banc d'essai présenté dans l'article. Les capteurs comprennent un système de mesure de l'inclinaison du plateau, un capteur de force sur le positionneur et un système de mesure de la position inclus dans le positionneur. Les actionneurs consistent en deux axes linéaires manuels, un axe linéaire motorisé ainsi que deux axes de rotation manuels.

### 4.1 Mesure de l'inclinaison du plateau

La mesure de l'inclinaison du plateau a deux objectifs. Le premier est de vérifier qu'il y a effectivement inclinaison du plateau et donc de valider le réalignement des plaques. Le second est de mesurer le couple exercé sur le plateau lors de l'assemblage et ainsi pouvoir valider les prédictions du modèle, présentées dans la partie 6. Pour cela, il est nécessaire d'établir une relation entre le couple appliqué et l'inclinaison mesurée. Cela fait l'objet d'un étalonnage, expliqué dans la partie suivante.

La mesure de l'inclinaison du plateau se fait à l'aide du système *IDS 3010* fabriqué par *Attocube*. Ce système, basé sur un interféromètre de Fabry-Perot, permet de réaliser des mesures de distance en trois points avec une résolution de 1 pm. Ce système est utilisé pour mesurer la distance du plateau en trois points. Comme expliqué dans la partie précédente, les trois capteurs sont placés sous le plateau face à des miroirs. La mesure de la distance de ces trois points nous permet de définir un plan  $P_0$ . Soient trois points :

$$A \begin{pmatrix} x_A \\ y_A \\ z_A \end{pmatrix} \quad B \begin{pmatrix} x_B \\ y_B \\ z_B \end{pmatrix} \quad C \begin{pmatrix} x_C \\ y_C \\ z_C \end{pmatrix} \quad (4.1)$$

On peut définir deux vecteurs

$$\overrightarrow{AB} = \begin{pmatrix} x_B - x_A \\ y_B - y_A \\ z_B - z_A \end{pmatrix} \quad \overrightarrow{AC} = \begin{pmatrix} x_C - x_A \\ y_C - y_A \\ z_C - z_A \end{pmatrix} \quad (4.2)$$

On peut alors définir un troisième vecteur, normal aux deux précédents :

$$\vec{n} = \overrightarrow{AB} \times \overrightarrow{AC} \quad (4.3)$$

On suppose maintenant un point

$$M \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} \in P_0 \quad (4.4)$$

on définit alors

$$\overrightarrow{AM} = \begin{pmatrix} x - x_A \\ y - y_A \\ z - z_A \end{pmatrix} \quad (4.5)$$

alors,

$$\overrightarrow{AM} \cdot \vec{n} = 0 \quad (4.6)$$

Il vient alors l'équation du plan  $P_0$

$$a_0x + b_0y + c_0z + d_0 = 0 \quad (4.7)$$

Bien entendu il est nécessaire de connaître les coordonnées des points  $A$ ,  $B$  et  $C$  pour déterminer les coefficients  $a_0$ ,  $b_0$ ,  $c_0$  et  $d_0$ . Les coordonnées  $z$  de ces trois points sont obtenues avec une bonne précision grâce aux mesures de distances effectuées par le système *Attocube*. En revanche, les coordonnées  $x$  et  $y$  de ces points sont plus difficiles à calculer. Comme expliqué dans la partie précédente, les capteurs sont positionnés sous le plateau à une distance comprise entre 15 et 30 mm. Les capteurs sont positionnés grâce à leur châssis cylindrique pris dans un V. Une vis de pression vient s'appuyer sur leur méplat. Cette configuration garantit un positionnement précis des capteurs. Cependant aucune information n'est fournie sur la coaxialité du faisceau laser par rapport au châssis du capteur. Ainsi, rien ne garantit que la position horizontale des points de mesure soit la même que celle des capteurs. Ainsi la position horizontale ( $x$  et  $y$ ) des points de mesure est mesurée directement sur le plateau. Le procédé employé pour mesurer cette position est expliqué dans la partie suivante.

Une première équation de plan est ainsi calculée à l'initialisation du dispositif. Ce plan  $P_0$  sert ensuite de référence. Le système mesure ensuite la position des trois points en continu et calcul l'équation du plan correspondant. Il calcul ensuite l'angle diédral entre ce nouveau plan et le plan de référence  $P_0$ . L'angle diédral  $\theta$  entre les plans  $P_0$  et  $P_1$  est défini comme :

$$\cos \theta = \vec{n}_0 \cdot \vec{n}_1, \quad (4.8)$$

Où  $\vec{n}_0$  et  $\vec{n}_1$  sont respectivement les normales aux plans  $P_0$  et  $P_1$ . Cet angle est ensuite rapporté comme deux rotations suivant  $x$  et  $y$ . On obtient ainsi deux angles  $\theta_x$  et  $\theta_y$ .

## 4.2 Mesure de la force appliquée par le positionneur

La mesure de la force est utilisée au cours de l'étalonnage couple/inclinaison de la flexure, décrit dans la partie suivante. Elle est aussi utilisée pour les essais afin de repérer précisément la position verticale du point de contact entre les plaques : il est impossible de voir à 1  $\mu\text{m}$  près quand les pièces sont en contact, on mesure donc la force exercée par le positionneur tout en le faisant approcher les plaques l'une de l'autre et on repère le contact par une augmentation brutale de la force.

Le capteur de force est composé d'une poutre en aluminium, évidée au centre, qui travaille en flexion. Au-dessus et au-dessous sont fixées des jauges de déformation. Ces jauges sont montées dans un pont de Wheatstone de type double pont. Ainsi, les jauges sont montées en *push-pull*, ce qui permet de s'affranchir de certaines erreurs, comme celles dues à des variations de température par exemple. Le pont de Wheatstone est inclus dans un conditionneur de signal qui fournit l'alimentation nécessaire et permet de calibrer le montage et d'afficher les mesures dans les unités désirées.

### 4.3 Actionneurs

L'ensemble des actionneurs est rassemblés dans le positionneur dont la conception a été expliquée dans la partie précédente. Leurs fonctions et leurs positions ne sera pas réexpliquée ici, cependant quelques précisions utiles seront apportées.

Deux axes linéaires manuels orthogonaux réalisent le positionnement horizontal de la tête de positionnement. Le positionnement vertical étant réalisé par l'axe linéaire motorisé. Celui-ci est muni d'un codeur optique incrémental d'une résolution de  $0,1 \mu\text{m}$  permettant de mesurer la position verticale. Ces trois axes linéaires permettent de définir un repère  $x'$ ,  $y'$  et  $z'$ . Il est nécessaire d'établir une correspondance entre ce repère et le repère  $x$ ,  $y$  et  $z$  de la table d'assemblage. La méthode pour établir cette correspondance est détaillée dans la partie étalonnage.

Le micro goniomètre situé sur la tête de positionnement permet d'ajuster l'inclinaison de la tête d'assemblage par rapport à la table suivant deux axes. Ce micro goniomètre n'étant pas gradué, la mesure de l'inclinaison de la tête se fait grâce à la table d'assemblage. La méthode pour mesurer l'inclinaison est expliquée dans la partie 6.

### 4.4 Contrôle

L'ensemble des mesures (les trois mesures de distance, la mesure de force et la mesure de la position verticale du positionneur) sont acquise grâce à un programme Labview. C'est ce programme qui réalise le calcul de l'inclinaison du plateau à partir des mesures de distance du plateau en trois points. Ce programme contrôle également l'axe linéaire motorisé. La Figure 4.1 explique comment les programmes communiquent avec les différents capteurs et actionneurs. L'interféromètre communique avec le programme à une fréquence de 5 MHz des mesures de distance codées sur 48 bits. A cause du traitement des données, le programme doit lire au moins deux valeurs. Il est nécessaire de laisser au moins un bit de temps mort entre 2 données. En réalité, 4 bits de temps mort sont laissés entre deux valeurs. Cette valeur a été utilisée car elle donnait moins d'erreurs de lecture que des valeurs plus faibles. Finalement il faut 104 bits au programme pour faire une mesure. Avec la fréquence d'envoi des données, cela donne une mesure toute les 20 ms. La mesure de force est envoyée à la carte d'acquisition via un signal continu 0-5V. La même fréquence d'acquisition est utilisée afin qu'une mesure de force coïncide avec une mesure de position dans le temps.

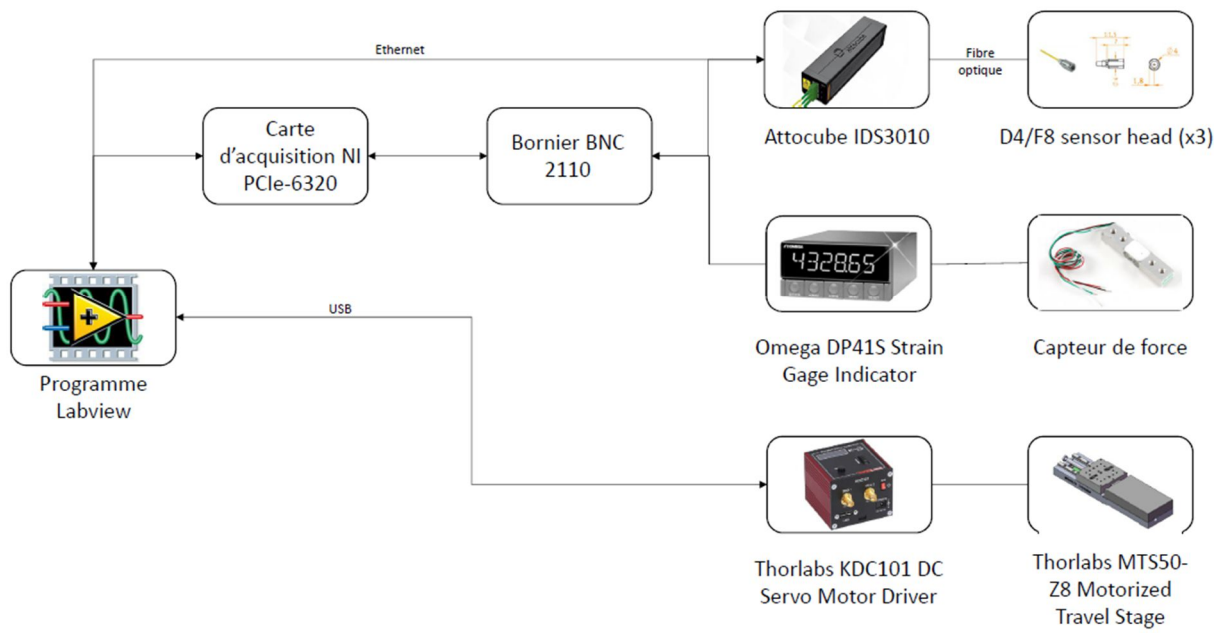


Figure 4.1 : Schéma architecturale du système de capteurs/actionneurs

## 5. Etalonnage

Cette partie traite de l'étalonnage des différents capteurs et actionneurs présents sur le montage. Elle traite de la méthode utilisée pour établir une correspondance entre les deux repères propres aux deux sous-ensembles du montage, le positionneur et la table d'assemblage. Le positionneur définissant un repère pratique pour l'utilisateur car gradué et le repère de la table d'assemblage étant le repère défini par les deux axes de rotation de la table d'assemblage.

### 5.1 Etalonnage du système de mesure de distance

La mesure de distance ne nécessite pas d'étalonnage particulier. L'interféromètre mesure la distance par rapport à la longueur d'onde du laser utilisé, qui elle est fixe. Les seuls paramètres sur lesquels il est possible d'agir sont les paramètres de communication des données avec la carte d'acquisition (résolution, fréquence). Les données sont communiquées sur 48 bits, ce qui permet d'obtenir une résolution de 1 pm et à une fréquence de 5 MHz (le programme Labview ne peut pas acquérir de fréquences supérieures à 20MHz). A noter qu'en raison du bruit dû aux vibrations, les mesures exploitables ont une résolution de 100 nm. Afin d'obtenir des mesures exploitables plus précises, le montage devrait être isolé des vibrations en le montant sur une table à isolation active par exemple. Cependant, la résolution de 100 nm nous permet d'atteindre une précision angulaire de  $0,1 \cdot 10^{-3}^\circ$ , si la mesure de l'interféromètre était la seule source d'incertitude, ce qui est largement suffisant pour notre application.

En revanche, le calcul de l'inclinaison de la table requiert une mesure précise des coordonnées  $x$  et  $y$  des trois points de mesures de la table  $A$ ,  $B$  et  $C$  comme expliqué dans la partie précédente. La précision de cette mesure dépend évidemment de la précision avec laquelle la mesure de l'angle est souhaitée.

Afin d'obtenir une mesure précise de la position de ces points de mesure, le procédé utilisé est la photogrammétrie. L'interféromètre utilise un laser infrarouge invisible à l'œil nu, cependant il est muni d'un laser d'alignement rouge parfaitement visible. C'est ce laser qui est utilisé pour visualiser le point de mesure sur le plateau. La photogrammétrie nécessite d'utiliser un dispositif de prise d'image. L'espace sous le plateau étant limité, la caméra est située au-dessus du plateau et la prise d'image se fait par le dessus.

Afin de rendre le laser d'alignement visible du dessus du plateau, les miroirs utilisés pour la mesure de distance du plateau sont remplacés par des verres semi-transparents. Ces verres permettent à la lumière visible de passer à travers le plateau tout en absorbant une partie du rayonnement du laser d'alignement créant ainsi un spot lumineux à l'endroit où le laser vient heurter le verre. Ces verres semi-transparents sont constitués d'une fenêtre en verre de même dimension que les miroirs, sur lesquelles une couche d'or-palladium a été déposée. Le dépôt est réalisé par *chimical vapor deposition* (CVD). Il en résulte une fine couche gris foncé sur la face où le dépôt a été réalisé (Figure 5.1). Ces verres sont insérés dans les emplacements prévus pour les miroirs.

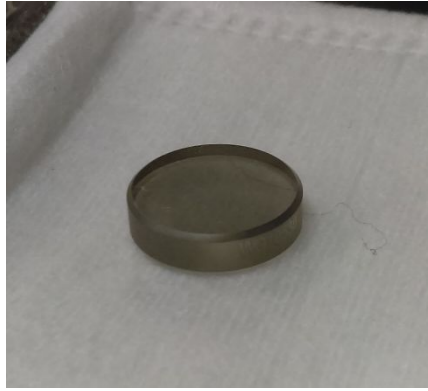


Figure 5.1 : Verre rendu semi-transparent par le dépôt d'une couche d'or-palladium.

Il est à noter qu'initialement, ces verres devaient servir à visualiser la position des points de mesures, mais également à la mesure de la distance du plateau. Le dépôt or-palladium permet en effet d'avoir un bon coefficient de transmission dans le domaine visible et d'être réfléchissant dans le proche infrarouge, domaine dans lequel le laser de mesure opère. Ainsi il n'y aurait pas eu besoin des miroirs. Cependant, le coefficient de réflexion dans le proche infrarouge étant tout de même plus faible que celui du miroir, cela demandait un alignement capteurs-miroirs plus précis pour compenser la perte de lumière causée par le coefficient de réflexion plus faible. Ainsi, l'inclinaison maximale mesurable du plateau était plus limitée. Les miroirs ont donc été employés pour la mesure plutôt que les verres semi-transparentes.

Afin de visualiser le repère du plateau, des repères visuels constitués de rainures en V ont été usinés à la surface de celui-ci (Figure 5.2). Ces repères sont utilisés pour les mesures par photogrammétrie. Connaissant leur taille il est possible d'établir une correspondance entre une distance en pixels dans l'image et une distance en millimètres dans la réalité.

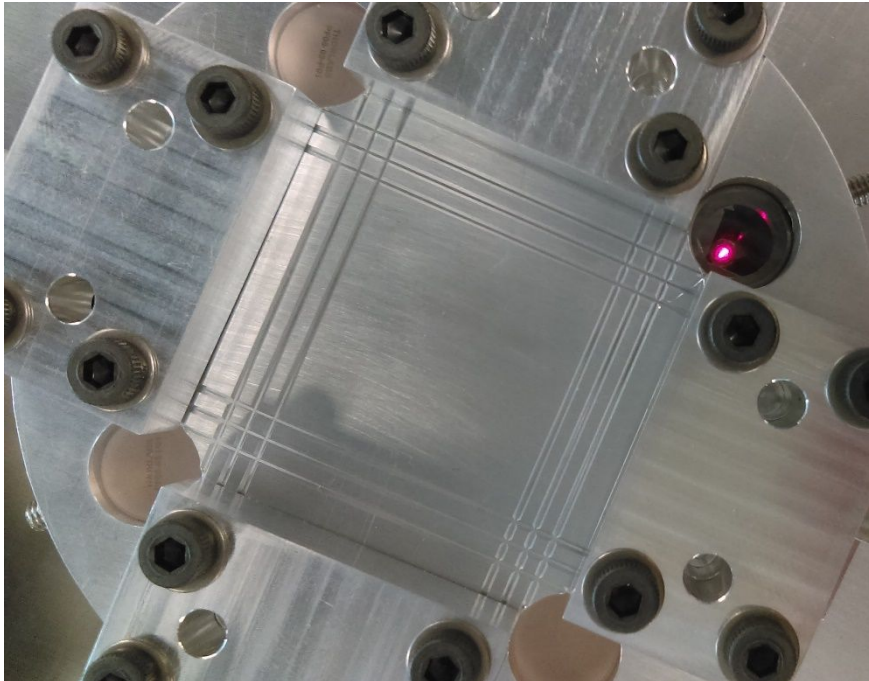


Figure 5.2 : Table d'assemblage vue de dessus, on peut voir la grille de repère. Le point lumineux visible dans la partie supérieure droite de l'image est le laser d'alignement d'un capteur Attocube visible à travers le verre semi-transparent.

La prise d'image est effectuée à l'aide d'une caméra CMOS et d'un stéréo-microscope (Figure 5.3).

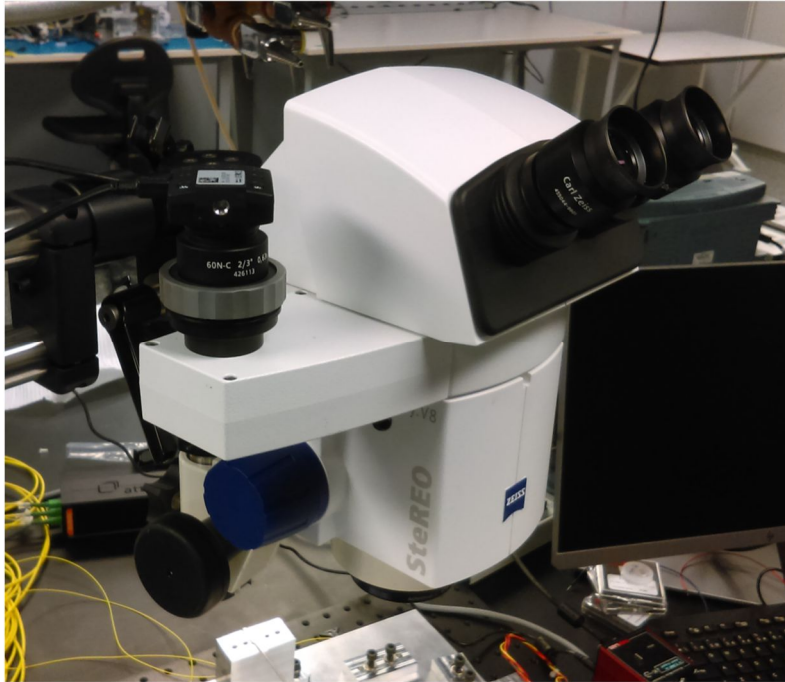


Figure 5.3 : Stéréo-microscope, avec une caméra CMOS montée dessus, utilisé pour la prise d'image.

Le résultat d'une prise d'image est illustré sur la Figure 5.4. Sur cette figure, les repères visuels usinés sur la table, repassés en blanc et repérés par les lettres  $O$ ,  $P_1$  et  $P_2$  sont visibles. Le point d'impact du laser d'alignement sur le verre semi-transparent est visible en bas à droite de la figure, repéré par la lettre  $M$ . Le gros point lumineux situé plus à gauche est le capteur qui émet le laser, visible à travers le verre semi-transparent. Le but de la mesure est de trouver les coordonnées du point  $M$  dans le repère orthonormal représenté par les vecteurs  $OP_1$  et  $OP_2$ .

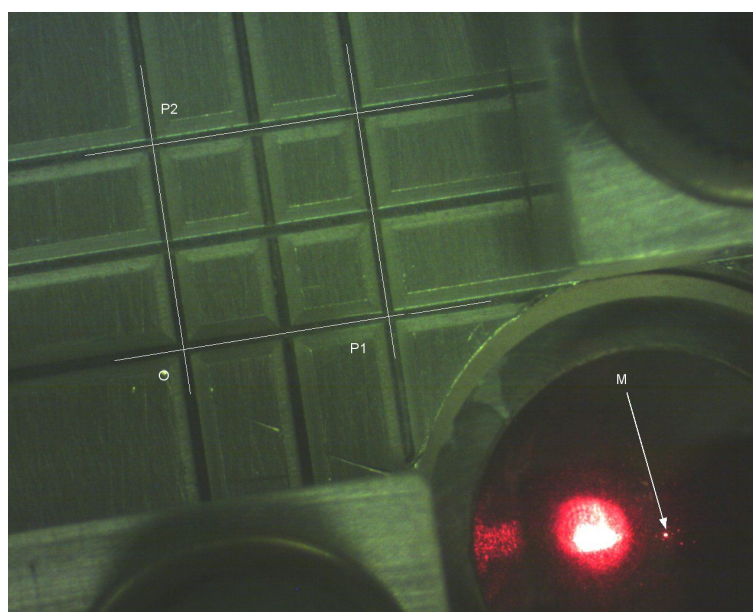


Figure 5.4 : Image utilisée pour mesurer la position des points de mesures de distance du système interférométrique.

Pour cela, on attribue des coordonnées en mm à ces points dans le repère de la table.

$$O \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} P_1 \begin{pmatrix} 5 \\ 0 \end{pmatrix} P_2 \begin{pmatrix} 0 \\ 5 \end{pmatrix} \quad (5.1)$$

Ces points disposent aussi de coordonnées en pixels dans le repère de l'image, ainsi que le point  $M$

$$O \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} P_1 \begin{pmatrix} u_1 \\ v_1 \end{pmatrix} P_2 \begin{pmatrix} u_2 \\ v_2 \end{pmatrix} M \begin{pmatrix} u_M \\ v_M \end{pmatrix} \quad (5.2)$$

On peut écrire les coordonnées  $u$  et  $v$  d'un vecteur dans l'image à partir d'une combinaison linéaire de ses coordonnées sur le repère de la table :

$$u = ax + by \quad (5.3)$$

$$v = cx + dy \quad (5.4)$$

A l'aide des coordonnées des vecteurs  $OP_1$  et  $OP_2$ , connues dans les deux bases, les facteurs  $a, b, c$  et  $d$  sont identifiés. On peut alors écrire la matrice de passage du repère de la table au repère de l'image :

$$P_{Table}^{Image} = \begin{bmatrix} a & c \\ b & d \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

En inversant cette matrice, on obtient la matrice de passage du repère image au repère table, et ainsi :

$$M \begin{pmatrix} x_M \\ y_M \end{pmatrix} = Inv(P_{Table}^{Image}) \begin{pmatrix} u_M \\ v_M \end{pmatrix} \quad (5.6)$$

Connaissant la position du point  $O$  dans le repère de la table (celui qui est défini par rapport au centre de la table), il est facile de restituer  $M$  dans le repère de la table. On réalise cette opération pour les trois points de mesures.

En réalité, cette estimation de la position n'est pas tout à fait vraie. En effet, le point lumineux et le repère tracé sur la table ne sont pas situés dans le même plan. Cependant, la prise de vue se faisant quasiment à la verticale de l'image et les deux plans étant éloignés de quelques mm seulement, cette estimation est suffisamment juste.

Les coordonnées des points utilisées pour mesurer l'inclinaison du plateau sont mesurées avec une certaine erreur. En effet, les coordonnées  $x$  et  $y$  de ces points sont mesurées par rapport à des repères usinés sur le plateau. Typiquement les précisions qu'il est possible d'atteindre en usinage moderne sont de l'ordre de la dizaine de micromètres. Une incertitude de  $10 \mu\text{m}$  est donc introduite dans les coordonnées  $x$  et  $y$  des points A, B et C de l'équation 4.1. De même, le système interférométrique ne donne pas de mesure utilisable en dessous de  $100 \text{ nm}$ . Une incertitude de  $100 \text{ nm}$  est donc introduite dans les coordonnées  $z$  des points A, B et C. En reportant ces valeurs extrêmes d'incertitudes dans les calculs jusqu'à l'équation 4.8,



l'incertitude finale sur la mesure de  $\theta$  est de 0,014 radians soit  $0.81^\circ$ . Cette incertitude est élevée et même supérieure aux angles qui doivent être mesurés ( $0.01^\circ$ ). Cependant la façon dont elle a été calculée considère que toutes les erreurs vont se cumuler de manière à maximiser l'erreur. Cette valeur surestime donc fortement l'incertitude mais elle permet une estimation rapide de celle-ci. Il serait donc préférable d'utiliser des valeurs d'inclinaison au moins de l'ordre de cette incertitude.

## 5.2 Etalonnage du capteur de force

L'étalonnage du capteur de force se fait à l'aide du positionneur vertical et d'une balance. Le capteur de force est muni de l'embout de calibration. Les deux jauges de déformation sont branchées au conditionneur de signal en *push-pull* dans un pont de Wheatstone. L'étalonnage se fait en utilisant le positionneur pour appliquer un effort vertical sur la balance avec l'embout de calibration. La correspondance entre la force appliquée par le positionneur et le poids mesuré par la balance est un facteur  $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$ . La résolution de la balance est de 0,1 g, ce qui permet d'avoir une résolution de mesure de force de 1 mN. Il suffit de relever pour deux points, la force appliquée, mesurée par la balance et la tension de déséquilibre du pont, mesurée par le conditionneur. Idéalement les deux points doivent être répartis sur toute la plage de mesure (0-780 g pour cette jauge). Cette méthode présente l'avantage d'être rapide mais sensibles aux erreurs de mesures. En pratique, plusieurs séries de mesures de force appliquée et de tension correspondante sont effectuées sur toute la plage de mesure. La relation tension mesurée en fonction de la force appliquée est ensuite estimée par une fonction linéaire par la méthode des moindres carrés. Les deux points nécessaires à l'étalonnage sont ensuite calculés à l'aide de cette relation et entrés dans le conditionneur.

## 5.3 Etablissement d'une correspondance entre le repère de la table et le repère du positionneur

Le but de l'étalonnage de la flexure est d'établir une relation entre le couple appliqué sur la table d'assemblage et l'inclinaison de celle-ci. Cet étalonnage est présenté dans la partie 6. La mesure de l'inclinaison est effectuée par le système interférométrique et la force est mesurée par la jauge de déformation. Afin de trouver une relation couple/inclinaison, il manque une mesure de distance : la distance entre le point où la force est appliquée et l'axe de rotation du plateau. Le positionneur est tout indiqué pour réaliser cette mesure : il possède deux axes horizontaux d'une résolution de  $10 \mu\text{m}$  et un axe vertical avec une résolution de  $0,1 \mu\text{m}$ . Les distances qu'on souhaite mesurer sont les distances par rapport aux axes de rotation du plateau. Ces axes peuvent être matérialisés par les deux directions définies par les poutres flexibles. Pour établir des mesures précises par rapport à ces axes, il est nécessaire de mesurer leurs positions dans le repère du positionneur.

La méthode employée pour mesurer la position de ces axes de rotation dans le repère du positionneur fait appel à la mesure de l'inclinaison du plateau. Celle-ci a en effet été définie précisément par rapport au repère de la table d'assemblage et mesure la rotation de la table autour de deux axes orthogonaux  $x$  et  $y$ , définis par les poutres flexibles. Si une force est

appliquée en un point situé sur un des axes, alors, la rotation du plateau autour de cet axe doit être nulle. En repérant ainsi la position de deux points situés sur un même axe, on peut définir la position de cet axe dans le système de coordonnées du positionneur. Il s'agit donc de trouver quatre points, deux pour chaque axe, idéalement éloignés l'un de l'autre afin de minimiser l'erreur due à la précision de la mesure, pour trouver les deux axes de rotation du plateau. La réalité est un peu plus complexe, il est en effet difficile de trouver un point où l'inclinaison du plateau suivant un axe est parfaitement nulle car la mesure de l'inclinaison est extrêmement sensible. La méthode employée est donc de repérer deux points, les plus rapprochés possibles entre lesquels un changement de signe de l'inclinaison du plateau est observé lorsqu'on vient appliquer une force dessus. Plusieurs binômes de points par axe sont ainsi repérés. Ces points sont ensuite rapportés dans le repère du positionneur. La position des axes est ensuite estimée à l'aide d'une méthode des moindres carrés suivant une loi linéaire.

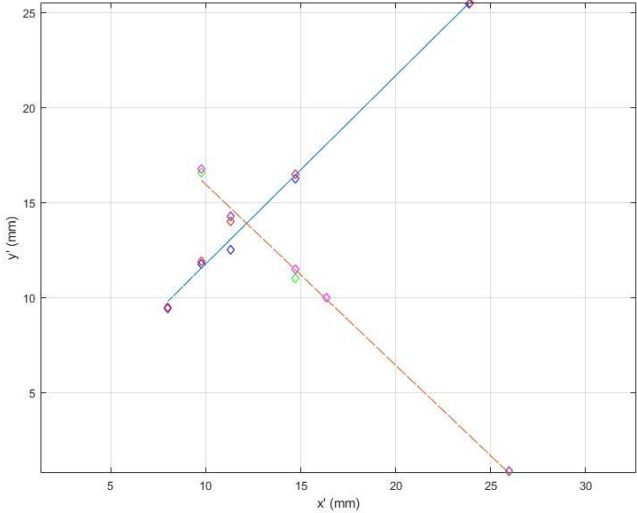


Figure 5.5 : Repérage des points d'application des forces entre lesquels un changement de signe de l'inclinaison du plateau est observé, dans le repère du positionneur.

Comme représenté sur la Figure 5.5 le repère de la table d'assemblage apparaît comme translaté et pivoté par rapport au repère  $x', y', z'$  du positionneur. On cherche alors une matrice de passage permettant de passer facilement d'un repère à l'autre. On utilise des vecteurs augmentés afin de pouvoir écrire la matrice de passage comme un produit de matrice de rotation et de translation.

$$[R][T] \begin{Bmatrix} x' \\ y' \\ z' \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{Bmatrix} \tag{5.7}$$

Où :

$$T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -t_x \\ 0 & 1 & 0 & -t_y \\ 0 & 0 & 1 & -t_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.8)$$

Et

$$R = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin(\beta + \delta) & 0 & 0 \\ -\sin \beta & \cos(\beta + \delta) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

La rotation se fait autour de l'axe vertical. On remarquera que la matrice de rotation n'est pas une rotation pure. Il y a intervention d'un angle  $\delta$  qui différencie la rotation entre  $x'$  et  $x$  et  $y$  et  $y'$ . Cet angle n'est pas volontaire et est dû au fait qu'un des deux repères n'est pas parfaitement orthogonal. Il peut s'agir du repère de la table, ce qui voudrait dire que les poutres ne sont pas parfaitement perpendiculaires, et/ou du repère du positionneur, ce qui voudrait dire que les deux axes linéaires ne sont pas parfaitement perpendiculaires, ce qui est fort possible étant donné qu'ils sont positionnés par deux vis seulement. Cette angle  $\delta$  est assez faible (moins de  $3,5^\circ$ ) et n'est pas problématique tant qu'il est pris en compte.

Ce défaut d'orthogonalité du repère entraîne néanmoins quelques subtilités dans le calcul du bras de levier destiné à calculer le couple par rapport aux axes de rotation. Le repère  $x, y$  est peu commode pour calculer ces distances. On introduit donc un nouveau repère virtuel  $x_p, y_p$ , orthonormé, dont l'origine est commune au repère  $x, y$  et dont l'axe  $x_p$  est confondu avec l'axe  $x$ . L'axe  $y_p$  est pivoté d'un angle  $-\delta$  par rapport à  $y$ , ainsi  $x_p$  et  $y_p$  sont orthogonaux. La matrice de passage permettant de passer du repère  $x, y$  au repère  $x_p, y_p$ , s'écrit alors :

$$A = \begin{bmatrix} 1 & \sin \delta \\ 0 & \cos \delta \end{bmatrix} \quad (5.10)$$

Ainsi, les bras de levier d'un point  $P_m$  situé en aux coordonnées  $(x_m, y_m)$  mesurées dans le repère  $x, y$ , par rapport aux axes  $x$  et  $y$  peuvent s'exprimer dans le repère  $x_p, y_p$  :

$$\overrightarrow{d_{P_m/\Delta_x}} = \begin{Bmatrix} 0 \\ y_m \cos \delta \end{Bmatrix} \quad (5.11)$$

$$\overrightarrow{d_{P_m/\Delta_y}} = \begin{Bmatrix} x_m \\ -x_m \cos \delta \sin \delta \end{Bmatrix} \quad (5.12)$$

En prenant la norme de ces vecteurs, on obtient les bras de levier par rapport aux axes  $x$  et  $y$  et on peut calculer les couples  $C_x$  et  $C_y$ . On introduit une nouvelle matrice  $B$ , permettant de calculer les couples par rapport aux axes  $x$  et  $y$  :

$$\begin{Bmatrix} C_x \\ C_y \end{Bmatrix} = F [B] \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \quad (5.13)$$

Telle que :

$$B = \begin{bmatrix} 0 & \cos \delta \\ \sqrt{1 + (\sin \delta \cos \delta)^2} & 0 \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

On remarquera que si l'angle  $\delta$  tend vers zéro, on retrouve les bras de levier qu'on aurait eu si le repère  $x, y$  avait été orthogonal. L'équation 5.13 peut être injectée dans l'équation 3.4 afin d'obtenir une relation liant une force, les coordonnées de son point d'application et les angles résultants :

$$\begin{Bmatrix} \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} = F \text{ Inv}(K) [B] \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \quad (5.15)$$

Tous ces éléments, la mesure de l'inclinaison du plateau, la mesure de la force appliquée et la relation permettant de passer du repère du positionneur à celui de la table d'assemblage, permettent de réaliser l'étalonnage de l'inclinaison du plateau en fonction du couple appliqué, présenté dans l'article.

La résolution des moyens de mesures utilisés pour la mesure du couple (axes linéaires et jauge de contrainte) cause une incertitude d'environ 1 mN.m sur la valeur du couple calculée, principalement due à la résolution du capteur de force. Cette valeur n'est pas optimale, mais néanmoins inférieures aux valeurs de couple attendues (4,78 mN.m).

## 6. Passive Alignment Method for the Bonding of Flat Surfaces Using a Squeeze Flow

### 6.1 Avant-propos

#### **Auteurs et affiliation :**

W. Lecarpentier : étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique

J. Sylvestre : professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique

**Date d'acceptation :** 25 mai 2019

**Etat de l'acceptation :** version finale publiée

**Revue :** *ASME Journal of Applied Mechanics*

**Titre français :** Une méthode d'alignement passive pour le collage de surfaces planes utilisant le *squeeze flow*

#### **Contribution au document :**

Cet article contribue au mémoire en effectuant une synthèse du travail de recherche réalisé. Il détail l'étude analytique et le travail de modélisation, aborde le travail de conception d'un banc d'essai et de son étalonnage et enfin traite des expériences réalisées et fournit les résultats obtenus.

#### **Résumé français :**

Une méthode pour aligner passivement des composants assemblés par collage sans contact mécanique direct a été développée. Elle se base sur l'utilisation du champ de pression généré par l'écrasement de l'adhésif entre deux plaques pendant leur assemblage pour augmenter le parallélisme entre elles. Un modèle CFD a été développé pour étudier l'écoulement de l'adhésif pendant le collage et déterminer les efforts ainsi générés. Basé sur ces résultats, un banc d'essai a été réalisé. Il consiste en une plateforme d'assemblage reposant sur une articulation sphérique, maintenue en équilibre par une structure flexible. Cette architecture permet à la plateforme d'assemblage de s'incliner lorsqu'un couple lui est appliqué. Ce banc d'essai a deux fonctions, la première est de montrer la faisabilité de l'alignement passif en utilisant le *squeeze flow*. La seconde est de mesurer les efforts générés par le *squeeze flow* afin de confirmer les résultats obtenus par CFD. Ces mesures ont conduit au raffinement du modèle CFD pour prendre en compte le comportement non-Newtonien du fluide à des taux de cisaillement élevés. Cette méthode d'alignement, initialement développée pour l'assemblage d'une interface optoélectronique, pourrait avoir d'autres champs d'applications, comme les procédés de wafer bonding ou encore les circuits intégrés 3D (3DIC).

**Note :** A la suite des modifications demandées par le *Journal of Applied Mechanics* et celles demandées par les membres du jury, le contenu de cet article diffère de celui qui a été publié.

*Abstract – A method to passively align bonded components without direct mechanical contact was developed. This method uses the pressure field generated by the squeeze flow between the parts during the bonding process to increase the parallelism of planar components. A CFD model was developed to study the squeeze flow phenomenon and to determine generated efforts. Based on these calculations, an assembly stage standing on a flexure pinned linkage was developed. This assembly stage had two purposes. The first was to show the possibility of passive mechanical alignment using a squeeze flow. The second was to measure efforts to confirm the CFD model. These measurements have led to a refined CFD model taking into account the non-Newtonian behavior of the fluid at high shear rates. This technique was initially developed for the assembly of a fiber-optic-to-silicon-chip-interface. Other potential applications could be wafer bonding, bonding of multiple wafer stacks, or 3D integrated circuits.*

**Keywords:** *Passive alignment, squeeze flow, flexure mechanism, non-Newtonian fluid*

## 6.2 Introduction

The precise parallel positioning of two flat surfaces can be difficult when they are bounded with a thin adhesive layer that prevents the mechanical contact between the surfaces. Such a configuration occurs, for instance, in optoelectronic applications. In reference [1], a fiber-optic-to-silicon-chip-interface is described. It consists in a polymer ribbon with embedded waveguides. At one end, the polymer ribbon is connected to a standard fiber interface. At the other end, the polymer ribbon is adhesively bounded to a silicon chip. At this end, in some design configurations, some level of optical transmission penalty is to be expected if there is a mechanical contact between the ribbon and the silicon chip, so it is important to keep a thin adhesive layer between the ribbon and the silicon chip. This thin adhesive layer has to be typically 1  $\mu\text{m}$  thick for optimal optical coupling. Since the waveguides are spread along the width of the ribbon, the thickness of the adhesive layer has to be constant in this direction. That is to say, the ribbon and the silicon chip have to be parallel and separated by a thin, uniform adhesive layer, but they cannot come into mechanical interference.

Different methods can be used to achieve this configuration. A popular method that is currently used in optoelectronic packaging is active alignment. It consists in sending an optical signal in the optical interface and adjusting the components positions to maximize the transmitted signal. An example of this method for a planar lightwave-guide circuit is described in reference [2]. Active alignment can lead to very high precision assemblies. However, it is time-consuming and requires high precision measurements and positioning systems which are not compatible with low-cost mass production. Other methods, called passive positioning methods, do not require the monitoring of the optical losses during the alignment of the components. Amongst those, we can distinguish index alignment techniques that consist in aligning fiducial marks to align the parts [5]. This is the method employed to align wafers and masks in photolithographic processes. Index alignment has been used to package a laser-fiber module, with a coupling efficiency similar to active alignment. Again, this method requires expensive equipment with external feedback on the device position (but no direct optical loss measurements) and is time consuming.

One of the most widely used method for positioning components passively is kinematic positioning. It consists in limiting the degrees of freedom between the components using carefully designed mechanical constraints. An elegant device that passively position surfaces is known as the Kelvin clamp [6]. It consists in a trihedral hole, a V slot and a flat plane in one surface and three spheres matching the three other features on the other surface. A suitable method to adapt kinematic positioning to parallel plate bonding is to add structures called standoffs between the two bonded surfaces. The standoffs allow to keep a constant distance between the surfaces [7]. A well-designed kinematic coupling neither requires precise assembly equipment nor measuring and adjusting the parts during the bonding process. The principal issue with kinematic positioning is that the precision of the assembly depends on the precision with which the parts are built. In macroscopic assemblies where a few tens of micrometers of imprecision is acceptable, kinematic alignment is an appropriate alignment method, but the method reaches its limits in microscopic assemblies where sub-micrometer precision is required. Kinematic alignment has been used for assembling a polymer-waveguide



interface, but the standard deviation for the in-plane and out-of-plane misalignments between the optical waveguides and the alignment structures was on the order of 5  $\mu\text{m}$  [10]. A commonly used method to overcome the problem of imprecision resulting from the fabrication process of kinematically aligned parts is elastic averaging [8]. This method assumes that the assembly is over constrained, but that the deformation of multiple contact elements reduces errors by averaging. Experiments have shown that reaching sub-micron repeatability and an accuracy of 1  $\mu\text{m}$  in wafer assemblies was possible by using elastic alignment features. An obstacle to using this positioning method in adhesive bonding is that the parts have to be maintained during the bonding until the adhesive has hardened; if they are rigidly maintained, they cannot move, and elastic averaging cannot occur.

Finally, a less common method is to use the surface tension forces of the bonding material to passively position mechanical elements. This method is commonly used in flip-chip assemblies where several thousand solder bumps are used to connect two chips [13], but it has also been used to connect optical fibers with a flip-chip [12]. An issue with this method is that the vertical position depends directly on the amount of solder material deposited and the parallelism of the parts depend on the repeatability with which this deposit is made. This method is often combined with standoffs to avoid the problem of vertical positioning and parallelism [14]. However, as in kinematic positioning, the vertical precision will be limited by the precision with which the standoffs are built.

It is thus apparent that there is no precise and fast method for the parallel bonding of plates with sub-micron bond line thicknesses. This paper shows that it is possible to passively realign glass plates, without mechanical contact between them, by using the fluid forces in the adhesive. Section 6.3 describes the physical principles used; section 6.4 presents an analytical study of the squeeze flow and a CFD model that will allow to dimension an assembly stage, which is detailed in section 6.5. Experiments performed with the assembly stage are described in section 6.6. Finally, results obtained with the assembly stage are discussed in section 6.7 and compared with the CFD model in section 6.8.

### 6.3 Alignment Principles Using a Squeeze Flow

When a fluid is constrained to flow between two surfaces approaching each other at the velocity  $v$ , a non-homogeneous pressure field appears in the fluid. This situation is illustrated in Figure 6.1. This pressure field has two effects: first it causes a force on the two surfaces, opposed to their motion, and second, the pressure is stronger in the center of the surfaces than at their boundaries, resulting in the fluid flowing out of the domain delimited by the two surfaces.

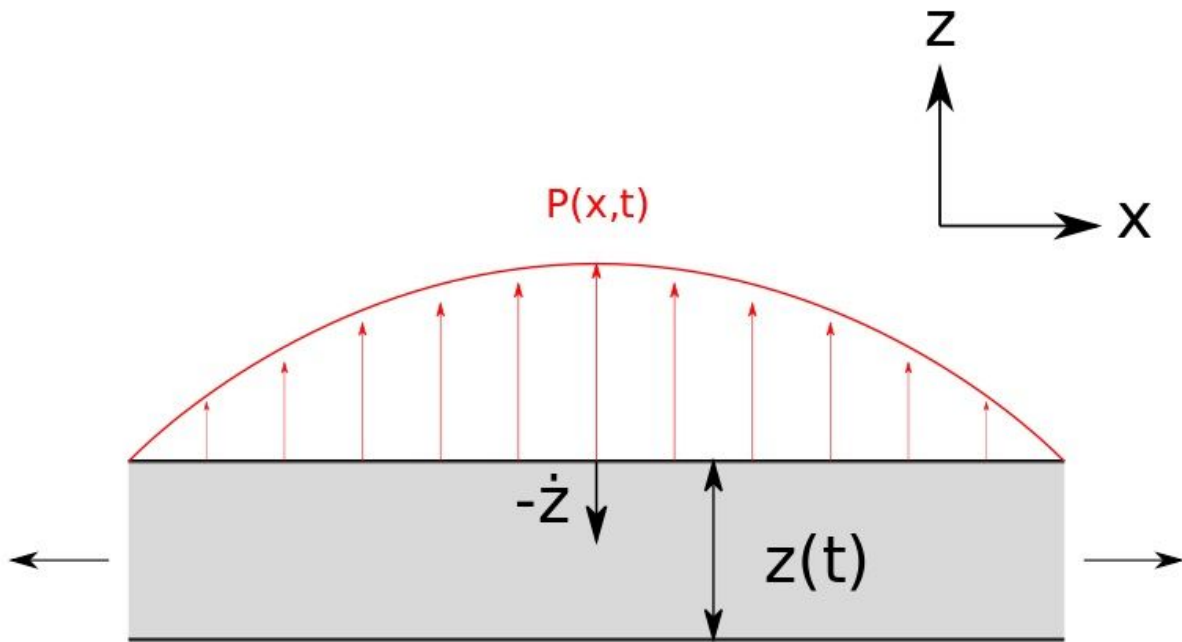


Figure 6.1: Squeeze flow between parallel surfaces.

This configuration is known as a squeeze flow. The pressure distribution depends on the geometry of the surfaces, the distance between them, the velocity with which the surfaces are approaching, and the fluid used. As a consequence, if the surfaces are tilted, as illustrated in Figure 6.2, the thickness of fluid between the surfaces will not be constant and the pressure maximum will be offset in relation to the center of the surfaces. Hence, the resulting forces on the surfaces will not be at the center of the plates.

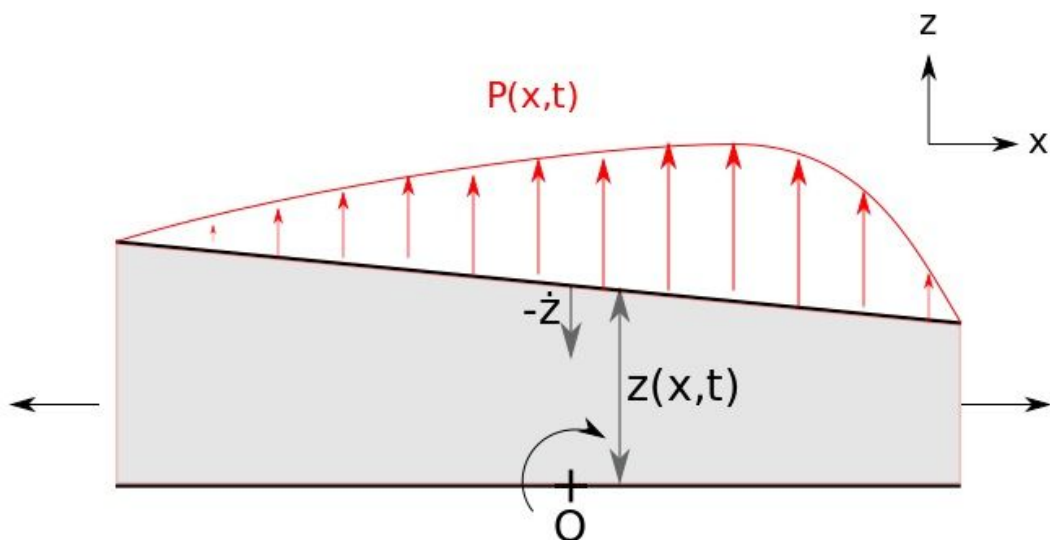


Figure 6.2: Squeeze flow between tilted surfaces.

The principle used to realign the two surfaces is to use the unbalanced pressure field to generate a torque at the center of surfaces and to use this torque to realign the two surfaces. To this end, it is necessary to allow degrees of freedom in rotation for at least one of the surfaces to be unconstrained, to allow the surface to realign with the other surface. In order to do that, the bottom surface should be mounted on an articulated platform that can tilt in two directions while the upper surface is fixed. The sizing of an assembly platform requires a proper evaluation of the torque that could be generated by the squeeze flow, in relation to the angular rigidity of the lower platform.

## 6.4 Squeeze Flow Study

While the squeeze flow is a relatively well-known phenomenon, just a few studies have been done in two dimensions. One study shows solutions for a fluid squeezed between two discs [16], another uses a migration model to describe the spreading of a drop of adhesive between two rectangular plates [17], and calculations by the finite elements method are presented in reference [18]. An analytical study in 2D for a line of fluid squeezed between two rectangular plates is presented in reference [19], however, the final solution does not seem to fit the boundary conditions of the problem studied here. Hence an analytical solution is proposed by reusing the first steps of the calculation proposed in [19].

As shown in [19], simplifications of the Navier-Stokes equations for momentum and mass-conservation lead to the following Poisson equation with Dirichlet conditions:

$$\Delta P(x, y) = \frac{-12 \mu \dot{z}}{h^3} \quad (6.1)$$

$$P(0, y) = P(x, 0) = P(L, y) = P(x, L) = 0 \quad (6.2)$$

where  $P(x, y)$  is the pressure field,  $\mu$  is the dynamic viscosity,  $\dot{z}$  is the vertical speed of the upper plate,  $h$  is the distance between the plates and  $L$  is the dimension of the square plates. The eigenfunctions  $f_{mn}$  of the Laplace operator are the functions that satisfy:

$$\Delta f_{mn} = \lambda_{mn} f_{mn} . \quad (6.3)$$

For our boundary conditions, the eigenfunctions are

$$f_{mn} = \sin\left(\frac{m\pi x}{L}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{L}\right), \quad (6.4)$$

and the corresponding eigenvalues are

$$\lambda_{mn} = -\left(\left(\frac{m\pi}{L}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2\right). \quad (6.5)$$

$P(x, y)$  is given by

$$P(x, y) = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} P_{mn} f_{mn} . \quad (6.6)$$

The coefficients  $P_{mn}$  are defined by

$$P_{mn} = \frac{F_{mn}}{\lambda_{mn}}, \quad (6.7)$$

where  $F_{mn}$  are the coefficients of the double Fourier series of

$$f(x, y) = \frac{-12 \mu \dot{z}}{h^3}, \quad (6.8)$$

which are given by

$$F_{mn} = \frac{4}{L^2} \iint_0^L \left( \frac{-12 \mu \dot{z}}{h^3} \right) \sin\left(\frac{m \pi x}{L}\right) \sin\left(\frac{n \pi y}{L}\right) dx dy \quad (6.9)$$

$$F_{mn} = \frac{-48 \mu \dot{z}}{h^3 m n \pi^2} (1 - (-1)^m) (1 - (-1)^n). \quad (6.10)$$

Combining all results gives

$$P(x, y) = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{48 \mu \dot{z} L}{\pi^4 h^3 m n (m^2 + n^2)} (1 - (-1)^m) (1 - (-1)^n) \sin\left(\frac{m \pi x}{L}\right) \sin\left(\frac{n \pi y}{L}\right). \quad (6.11)$$

The pressure field is computed for 5 mm square plates separated by 1  $\mu\text{m}$  of adhesive with a dynamic viscosity of  $10^{-3}$  Pa.s, with the upper surface going down at  $100 \mu\text{m.s}^{-1}$ . The results are shown in Figure 6.3, for the sum over  $m$  and  $n$  going to 100.

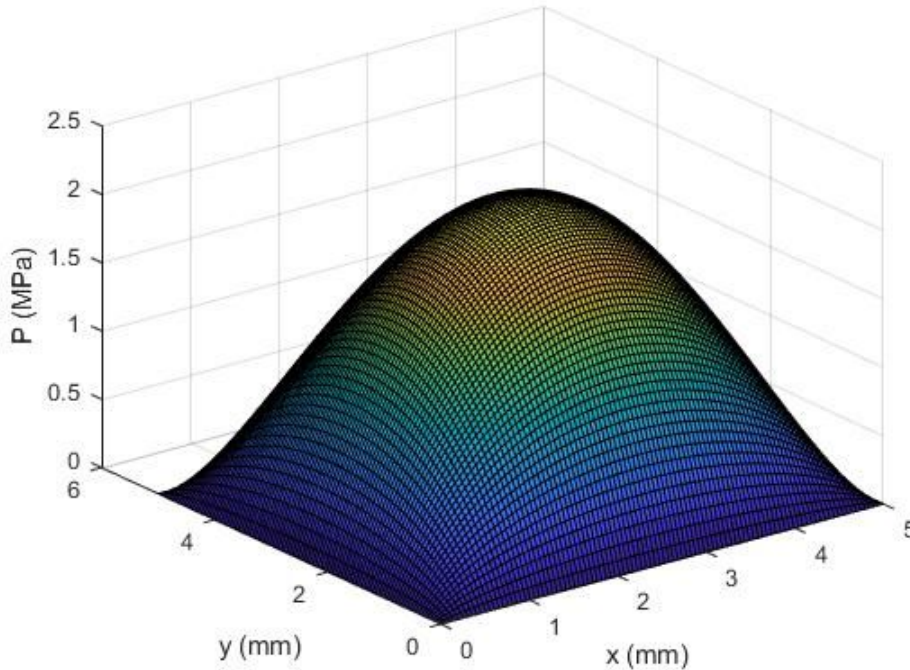


Figure 6.3: Pressure field computed analytically for  $25 \text{ mm}^2$  square plates separated by  $1 \mu\text{m}$ , with a squeezing speed of  $100 \mu\text{m.s}^{-1}$ .

As expected, the pressure field is maximal at the center and it decreases until the edges, where it is zero according to the Dirichlet conditions. This pressure field allows to compute the force exerted on the surfaces in the particular case where they are parallel. For cases where a misalignment exists between the surfaces, one may use a small angle approximation in order to simplify the momentum and mass conservation equations. This approximation however leads to neglecting the velocity of the fluid in the  $z$  direction relative to its velocity in the  $x$  and  $y$  directions, resulting in the same Poisson problem as studied above. As a result, a simple analytical computation of the torque does not seem to be feasible.

In order to obtain the torque, a computational fluid dynamic (CFD) model of the problem is therefore performed. First the problem of parallel surfaces is studied, for comparison with the analytical solution in order to verify the validity of the CFD model. Another advantage of CFD over the analytical model is that it allows to perform transient simulations.

The CFD calculation was performed for the upper surface stopping from  $10\ \mu\text{m}$  to  $1\ \mu\text{m}$  of the lower surface, at the constant speed of  $100\ \mu\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Because the fluid domain was evolving during the simulation, the principal difficulty was to define a proper mesh. Indeed, the variation of the speed profile is essentially vertical in our problem, so it is important to keep a certain number of elements in this direction from the beginning until the end of the calculation, while the domain size is reducing in this direction. The number of elements in the vertical direction of the fluid domain was set to ten and it was kept constant during the simulation by using a smoothing dynamic mesh. As explained in *ANSYS Fluent user's guide* [21], the smoothing method allows to keep a constant number of nodes in a mesh zone with moving or deforming boundaries by moving the mesh to absorb deformation. Because the upper surface is the only moving part, the thickness of upper elements was reducing more than the thickness of lower elements. To prevent elements from becoming too thin, a bias factor was used in the vertical direction to make the thickness of elements increase with height.

Because the fluid flows horizontally, it is important to maintain small horizontal dimensions for the elements, to prevent exceeding the Courant-Friedrichs-Lewy (CFL) condition, which, for an explicit solver, is defined by

$$C = \frac{u \Delta t}{\Delta x} \leq 1, \quad (6.12)$$

where  $u$  is the velocity magnitude,  $\Delta x$  is the cell dimension and  $\Delta t$  is the time step.

In order to respect the CFL condition, the horizontal elements dimension was set to  $69\ \mu\text{m}$ . The time step was set to  $1\ \text{ms}$ . The calculations were performed on ANSYS Fluent using a pressure-based solver [22]. The convergence condition for the residuals of the continuity equation and momentum conservation equations was set to  $10^{-3}$  [23]. The resulting pressure field is shown in Figure 6.4.

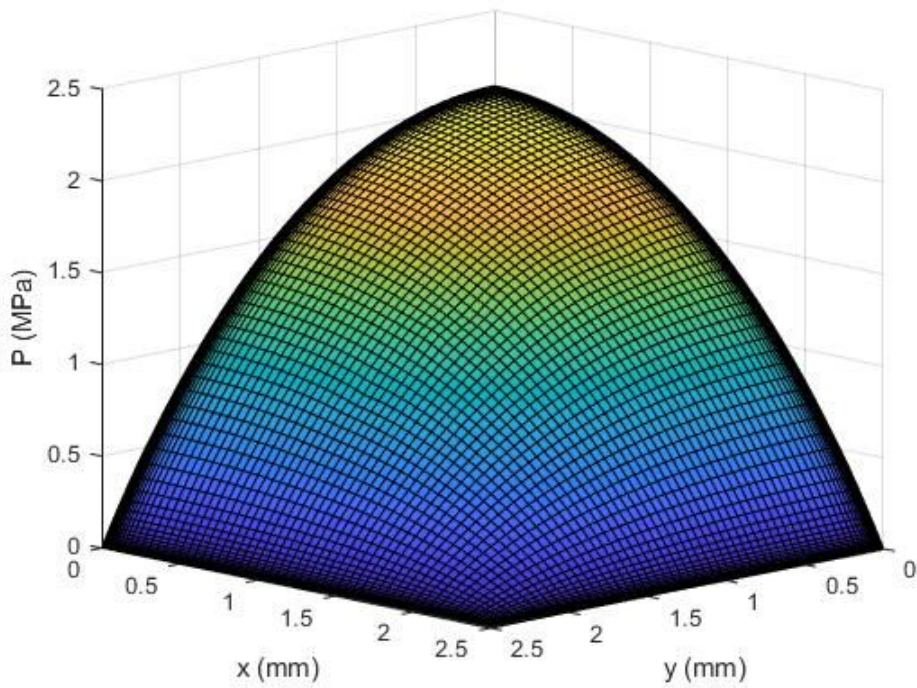


Figure 6.4: Pressure field computed by CFD for 25 mm<sup>2</sup> square plates separated by 1 μm, with a squeezing speed of 100 μm.s<sup>-1</sup>. Only one quarter of the field is shown.

The resulting pressure field is compared to the pressure field given by the analytical solution. The relative error is shown in Figure 6.5.

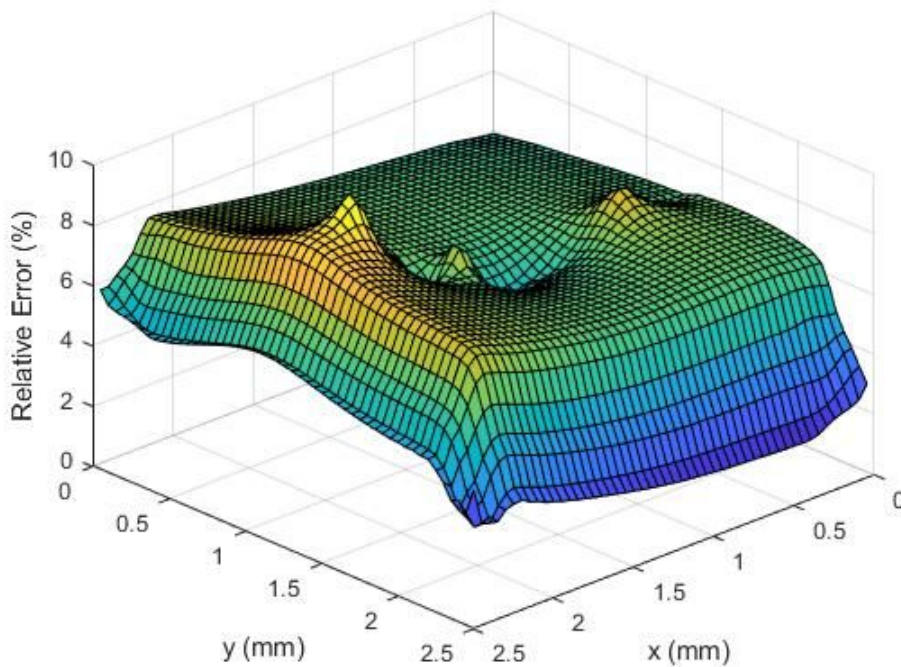


Figure 6.5: Relative error between the pressure field computed by CFD and the pressure field computed analytically. Only one quarter of the field is shown.

The relative error between the two solutions for the pressure stays below 10%. Given that the analytical solution is a steady-state calculation and the simulation is dynamic, this error is considered to be acceptable, and the results given by the simulation are sufficiently close to the theoretical results for the CFD model to be used to model more complex situations.

The model was then used to study a similar configuration, but with the upper surface tilted by  $0.01^\circ$  about the y axis. The upper surface was moved down at the same constant speed, until the maximum gap between the surfaces was  $1 \mu\text{m}$ . The pressure field at the end of the compression is shown in Figure 6.6.

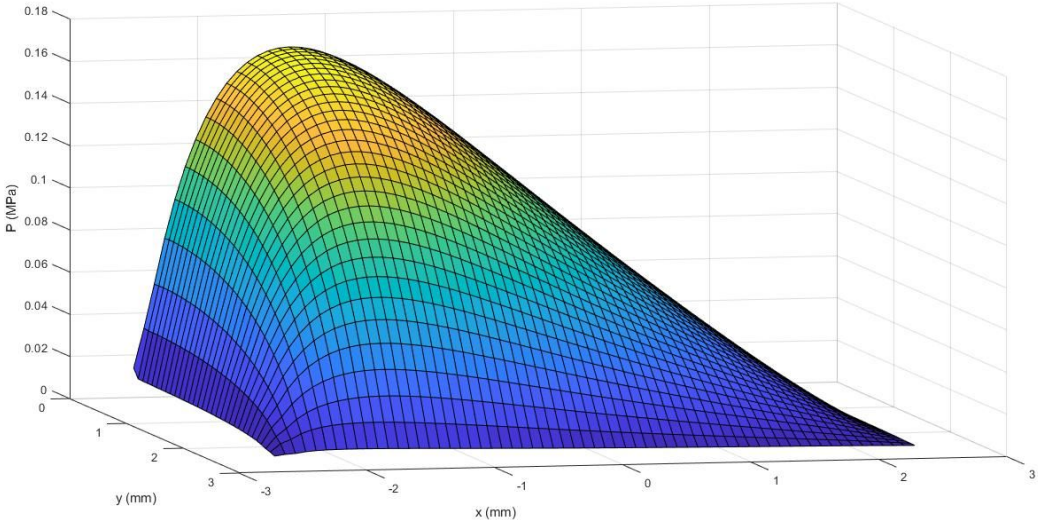


Figure 6.6: Pressure field computed by CFD for plates tilted by  $0.01^\circ$  about the y axis. Only one half of the field is shown.

As expected, the maximum of pressure was displaced in the direction where the gap between the plates was smaller. Using the pressure field, the force in the direction perpendicular to the plates and the torque relative to the center of the lower surface along the y direction are computed. Results are shown in Figure 6.7.

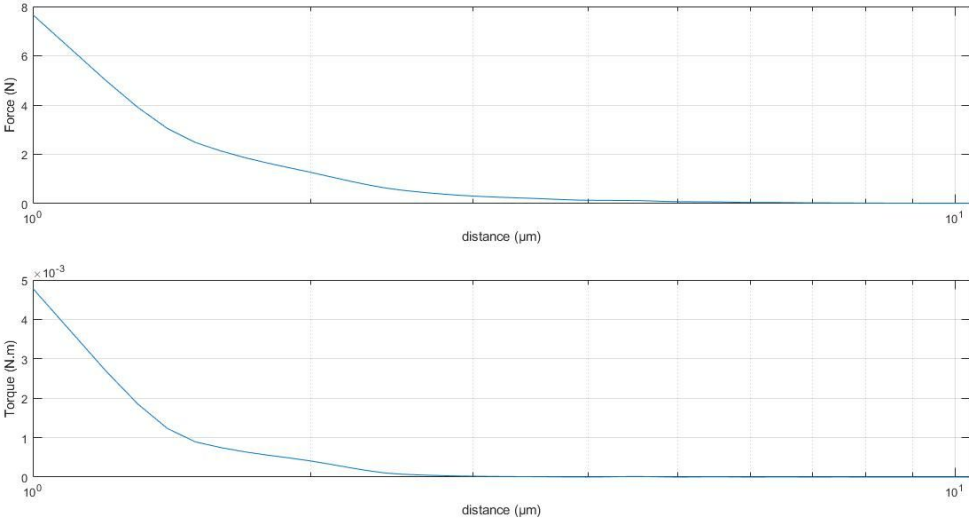


Figure 6.7: Variation in force and torque with the distance between the plates during CFD simulation.

These results show that a force of 7.66 N is necessary to bring the surfaces to a separation of less than 1  $\mu\text{m}$ . The tilt between the surfaces produces a torque relative to the center of the lower surface. This torque reaches a maximum when the gap is the thinnest. At this point, its value is 4.78 mN.m. These computed values were used to dimension an assembly stage able to compensate the tilt error during the assembling process.

## 6.5 Assembly Stage Design

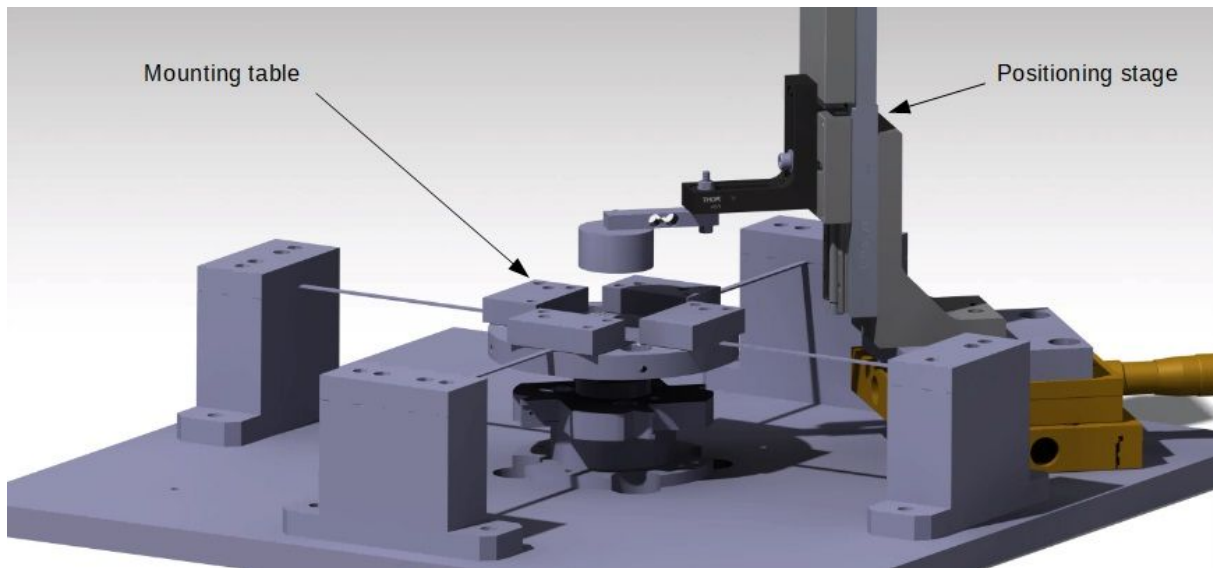


Figure 6.8: CAO representation of the assembly stage.

The assembly stage consists in two principal assemblies: a positioning stage which allows the displacement of the upper plate to assemble it with the lower plate, and a mounting table, which maintains the lower plate with degrees of freedom in rotation to allow it to realign with the upper plate. The mounting table supports the assembly. It is supported by a pinned linkage with three degrees of freedom in rotation, which prevents vertical translation. A flexure mechanism prevents horizontal translations and allow small tilts of the mounting table. Figure 6.8 shows a 3D representation of the assembly stage. In practice, the pinned linkage is realized using a small sapphire hemisphere (Figure 6.9). Sapphire was chosen for its high hardness, to prevent plastic strain resulting from the high stress at the contact, as well as for its low coefficient of friction with most materials. However, elastic strains are present in the aluminum mounting table due to the Hertzian contact. It results in a backlash in the vertical position of the inferior plate during the assembling process.



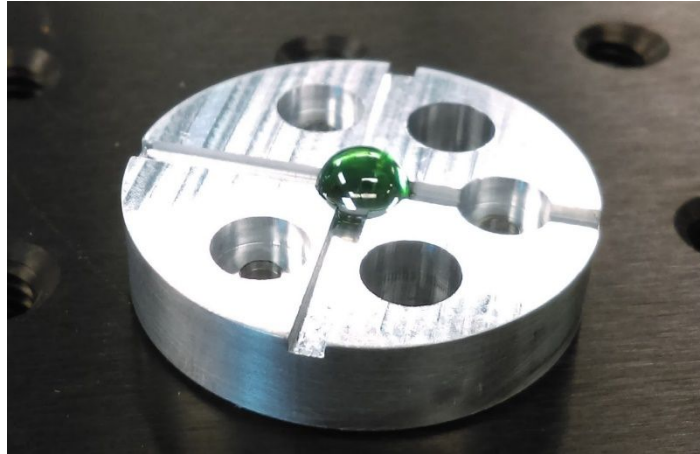


Figure 6.9: Sapphire pinned linkage.

The flexure mechanism was designed using the results of the simulation: a 4.78 mN.m torque had to cause a  $0.01^\circ$  tilt in the same direction, equivalent to a  $0.478 \text{ N.m/}^\circ$  angular stiffness constant. The flexure consists in a structure with four flexible beams at  $90^\circ$ , attached to the table at one end and to a rigid structure at the other end. Figure 6.10 shows the whole mounting table, including the four beams of the flexure mechanism.

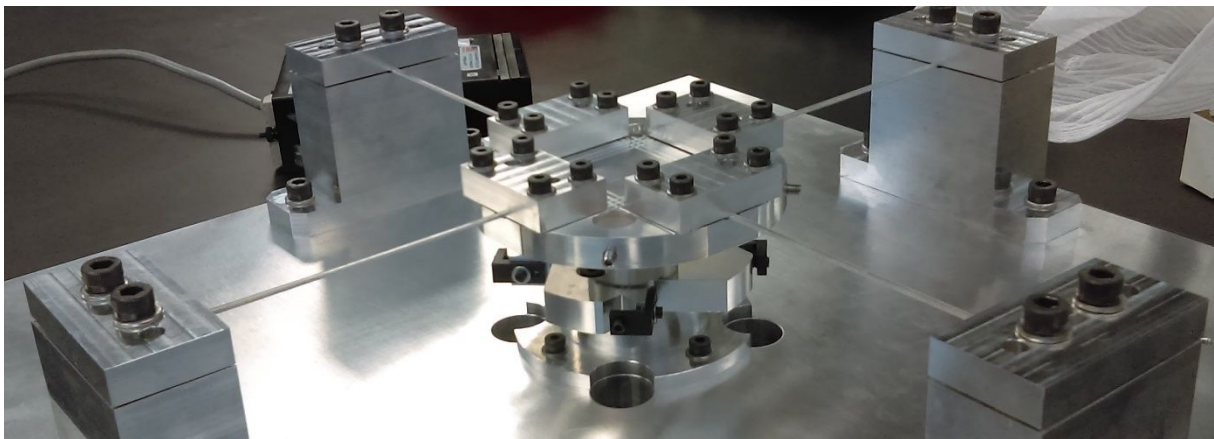


Figure 6.10: Mounting table.

The beam dimensions and material properties were calculated using a finite element analysis. The parameters chosen for the beams were 100 mm length, 3 mm width, 0.8 mm thickness. They were built in aluminum 2024, resulting in a  $0.03 \text{ N.m/}^\circ$  angular stiffness constant. Based on the results of the CFD simulation, the angular stiffness constant should be inferior to  $0.478 \text{ N.m/}^\circ$ , so the flexure designed is somewhat softer than required.

The positioning stage consists in a motorized vertical stage with a 100 nm precision, combined with two horizontal manual stages. The motorized stage allows to assemble plates at constant speed while the two axis manual stages are used for alignment. The positioning stage can be equipped with two end tools: a calibration tip, which is a rod with a spherical end, used for the calibration of the flexure, as well as an assembly tip, which has a flat end used to support the upper plate during the assembly. The assembly tip is equipped with a two-axis micro goniometer used to set up the tilt of the upper plate before the assembly.

The assembly platform is equipped with three distance sensors located under the mounting table. The three sensors measure the vertical distance of the table at three points at a known distance from the pinned linkage. These three measurement points allow the inclination of the mounting table relative to its initial position to be calculated. The measurement of the inclination of the mounting table is used in three ways. First, it is used to measure the initial tilt between the plates before the assembling test. Second, it is used during the assembling test to measure the realignment of the lower plate relative to the upper plate. Finally, the measurement of the tilt is used to compute the torque generated during the test, using a torque calibration of the flexure. Figure 6.11 is a 2D representation of how the different parts are assembled.

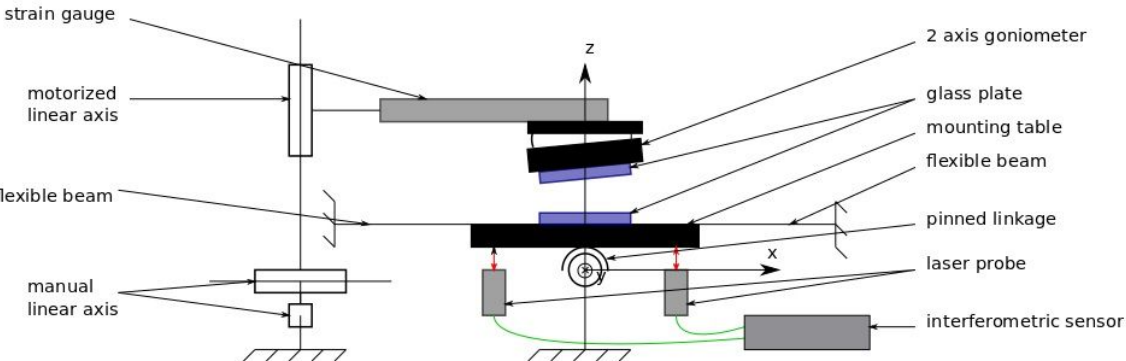


Figure 6.11: 2D representation of the assembly stage.

The positioning stage is equipped with a strain gauge calibrated to measure the vertical force exerted by the stage. This force measurement is used with the calibration tip to apply known forces on the mounting table at different distances from the pinned linkage, to calibrate the flexure by measuring the tilt of the mounting table. Tilt responses to torques are given for the x and y directions in Figure 6.12 and Figure 6.13.

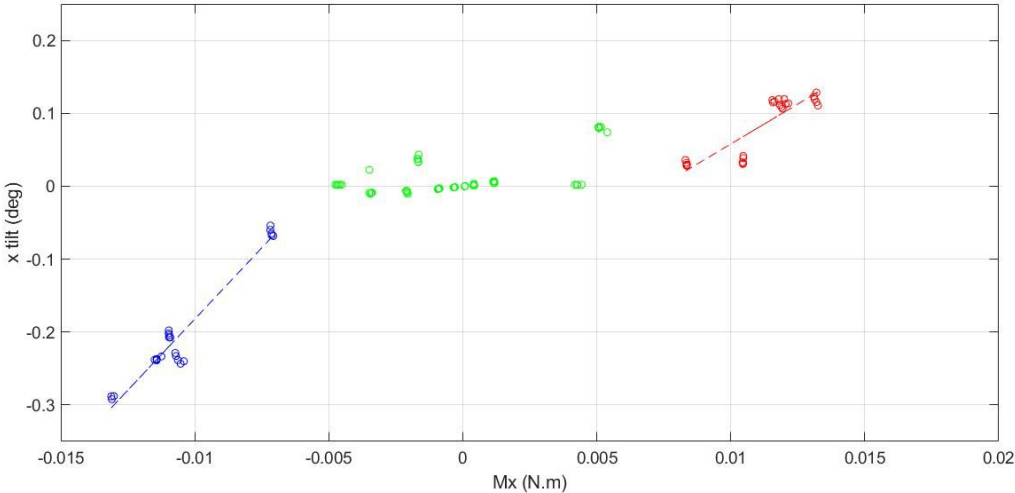


Figure 6.12: Tilt response to a torque in the x direction.

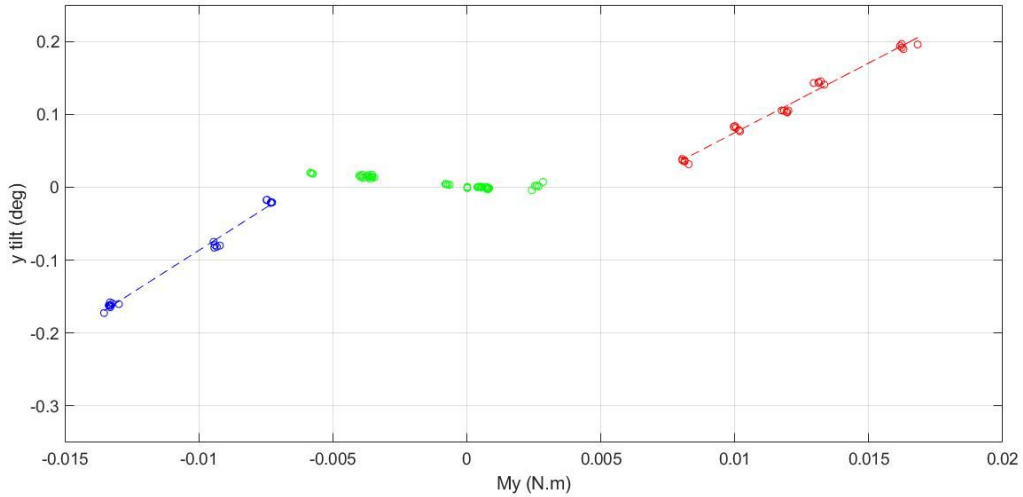


Figure 6.13: Tilt response to a torque in the y direction.

The tilt response is not linear as expected. Indeed, torques inferior to 6 mN.m (in absolute value) did not cause any coherent response (green points in Figure 6.12 and Figure 6.13). The absence of response can be explained by the dry friction between the mounting table and the sapphire hemisphere. Torques above 6 mN.m led to a linear tilt response. The angular stiffness measured depends on the direction of rotation. Four angular stiffness constants were measured:  $k_{x+} = 46 \text{ mN.m/}^\circ$ ,  $k_{x-} = 25 \text{ mN.m/}^\circ$ ,  $k_{y+} = 52 \text{ mN.m/}^\circ$ ,  $k_{y-} = 43 \text{ mN.m/}^\circ$ , corresponding to the four directions of rotation, x positive and negative and y positive and negative, respectively. Except for the nonlinear central portion, measurements are roughly consistent with the finite elements calculations, which predicted a  $30 \text{ mN.m/}^\circ$  angular stiffness. The variations may be caused by the backlash in the flexure or variations in the beams dimensions and material properties. Based on figures 6.12 and 6.13, an accuracy can be determined for the torque measurement: as it is impossible to compute torques under this value, the accuracy of the flexure mechanism is 6mN.m. The flexure shows also a good precision in the linear zone as similar torques cause similar inclinations however, no numerical data has been computed to quantify this precision.

During tests, it appeared that the position given by the incremental encoder of the vertical motorized axis and the position of the assembling head were different when a force was applied. This was due mainly to the deformation of the strain gauge. In order to avoid error in measurements of the distance between plates during tests, the difference of position between the motorized axis and the assembling head depending on the force was measured. Results are shown in Figure 6.14.

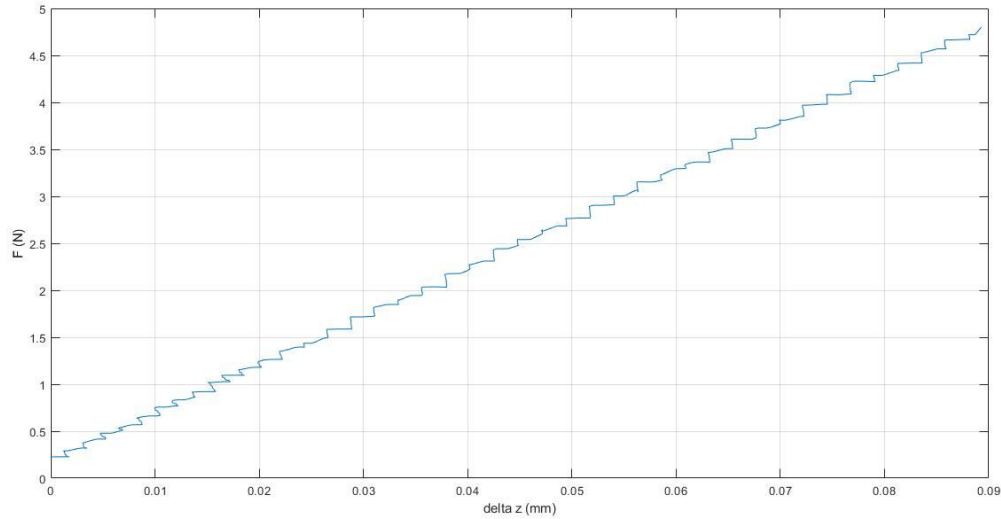


Figure 6.14: Force vs. deformation of the assembly stage.

The relation between force and deformation is linear, so the positioning stage was modeled as a spring and the position of the assembling head was computed using the position given by the incremental encoder of the vertical axis corrected with the spring constant of the stage and the force measured, according to the following relation:

$$z_{eff} = z_{encoder} + \frac{F}{k}, \quad (6.13)$$

where  $z_{eff}$  is the actual vertical position of the assembling head,  $z_{encoder}$  is the vertical position measured by the incremental encoder of the positioning stage,  $F$  is the force measured by the strain gauge and  $k$  is the spring constant of the stage, computed with the force vs. deformation relation of the stage. A consequence of the dependence of the position of the assembling head on force is that it is impossible to fix a target position for the assembling head without knowing the force that will be exerted on it.

## 6.6 Testing Passive Fluid Alignment

Tests were performed on two square glass plates (25 mm by 25 mm), according to the following steps. First, the lower plate was fixed at the center of the mounting table. The glass plate was fixed to the mounting table using an acrylic adhesive. The upper plate was then placed roughly on the lower plate. Applying a small amount of isopropyl alcohol at the edge of the plates aligned the two plates relative to each other, with the surface tension. Then, the upper plate was adhesive bounded on the assembly tip, which was put in contact with the upper plate using the vertical positioning stage. Once the two plates were fixed, the inclination of the upper plate could be set by using the goniometer. Then, the inclinations between the plates in the  $x$  and  $y$  directions were precisely measured by putting the plates in contact. In order to do that, the upper plate was moved down until the inclination of the mounting table did not change anymore. The contact position was measured by locating a sharp rise in the force when the vertical stage came down.

After these preliminary steps, the bonding test was performed. For practical reasons a non-adhesive fluid was used instead of an adhesive. The viscosity of the fluid is expected to increase the pressure field between the plates (see equation 6.11), so glycerin was chosen to increase the response of the setup. The glycerin was deposited in drops, using a syringe, on the lower plate until it covered the whole plate without overflow. Then, the upper plate was moved down. Considering that the vertical position of the contact point was measured without fluid between the plates and that during the test, the fluid is opposing to the displacement of the upper plate, the positioning stage is expected to deform (according to equation 6.13). As explained in the previous section, the target position of the assembling head can not be fixed without knowing the force that will be applied on it. If the contact position measured when the plates were dry was used as target position for the test, the actual vertical position of the upper plate would be higher because of the fluid opposition to its displacement and the deformation of the positioning stage. As the consequence the target position was set a little lower than the contact position of the plates in such a way that, considering the deformation caused by the opposition of the fluid to the displacement, the upper plate came close to the contact position. The true distance between the plates was computed using relation 6.13.

### 6.7 Results

The realignment in one direction of the plate was tested. The inclination of the upper plate was set to a small measurable value ( $0.001^\circ$ ) in the x direction and to  $0.144^\circ$  in the y direction, relative to the lower plate. The upper plate was moved down at a constant speed of  $100 \mu\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ , until the contact with the lower plate happened. The evolution of the gap between the plates and the force applied are shown in Figure 6.15, while the inclination between the plates and the measured torque are shown in Figure 6.16.

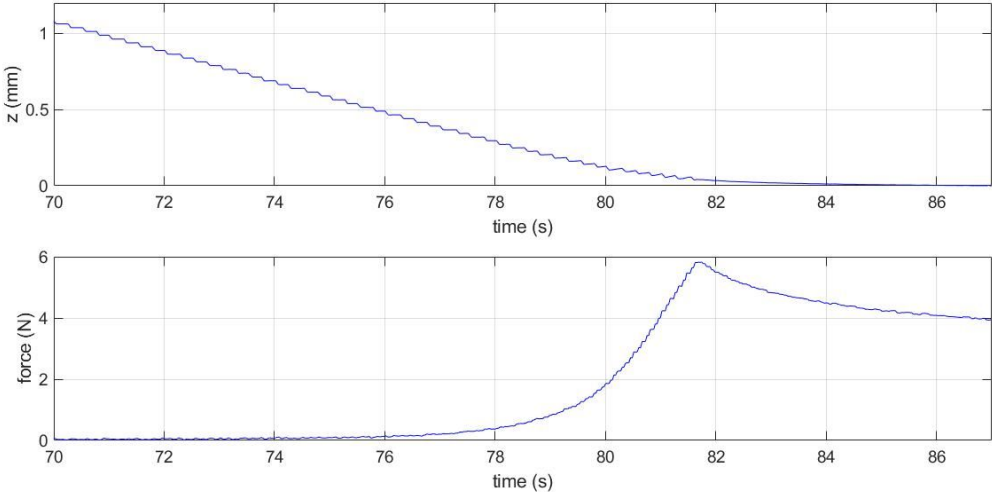


Figure 6.15: Evolution of the corrected gap and the force applied during the test.

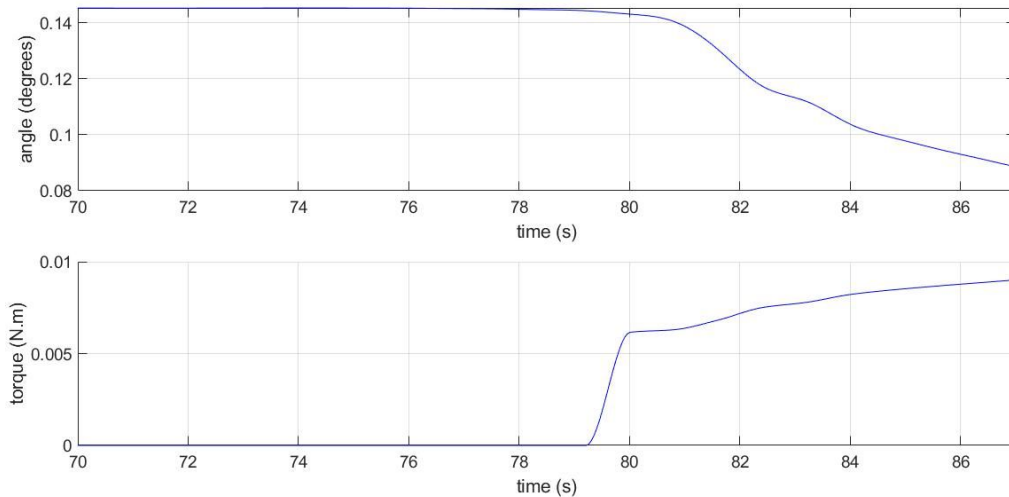


Figure 6.16: Evolution of the tilt and the measured torque during the test.

As shown in Figure 6.15, the positioning stage moved down at the constant speed of  $100 \mu\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . When the distance between the plates reached  $500 \mu\text{m}$  approximately, the force started to increase. This force is due to the viscous forces in the glycerol that are opposing its flow. As the distance between the plates decreased, the force increased and caused a deformation of the positioning stage, so the position of the assembly tip became different from the position given by the incremental encoder of the motor. Meanwhile, the inferior plate started to slowly realign with the upper plate (Figure 6.16). The realignment speed increased as the distance between the plates became smaller than  $100 \mu\text{m}$ . The force reached a peak when the motor stopped. At that moment, the distance between the plates was  $40 \mu\text{m}$  and the tilt between plates had decreased by  $0.015^\circ$ . The realignment was therefore a bit more than 10% of the initial misalignment in the  $y$  direction. After the motor stop a slow decrease of the distance between the plates was observed. It was caused by the flow of glycerol outside the plates. This distance reduction caused the relaxation of the elastic deformation of the setup, and the applied forces decreased. Eventually, the upper plate approached the lower plate sufficiently to come into contact with it. Before the contact, the realignment was continuing and just before the contact occurred, the tilt observed was less than  $0.088^\circ$  between the plates, with a distance between the plates of less than  $1 \mu\text{m}$ . This final tilt was equivalent to a 39% realignment.

Other tests were performed for different initial inclinations of the upper plate. Results are reported in Figure 6.17 and Figure 6.18.

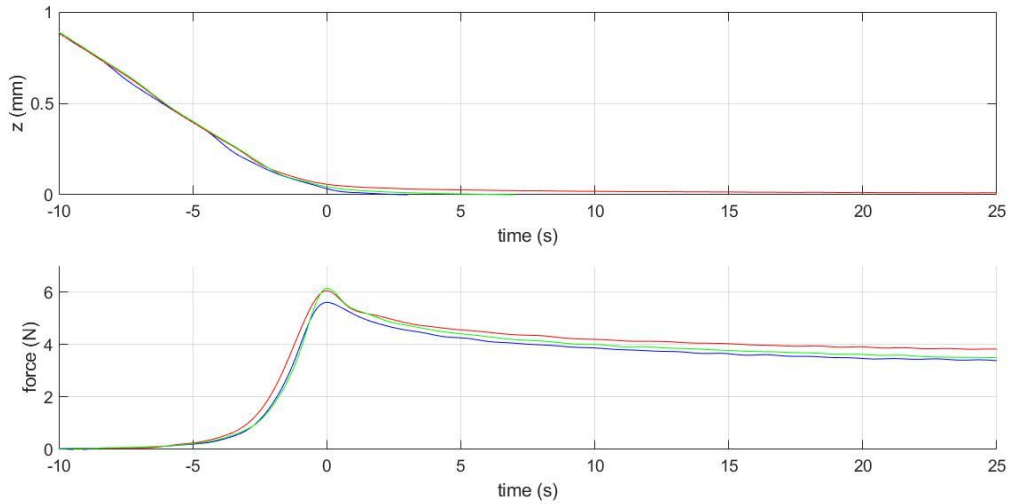


Figure 6.17: Evolution of gap and applied force for test 1 (blue), test 2 (red) and test 3 (green).

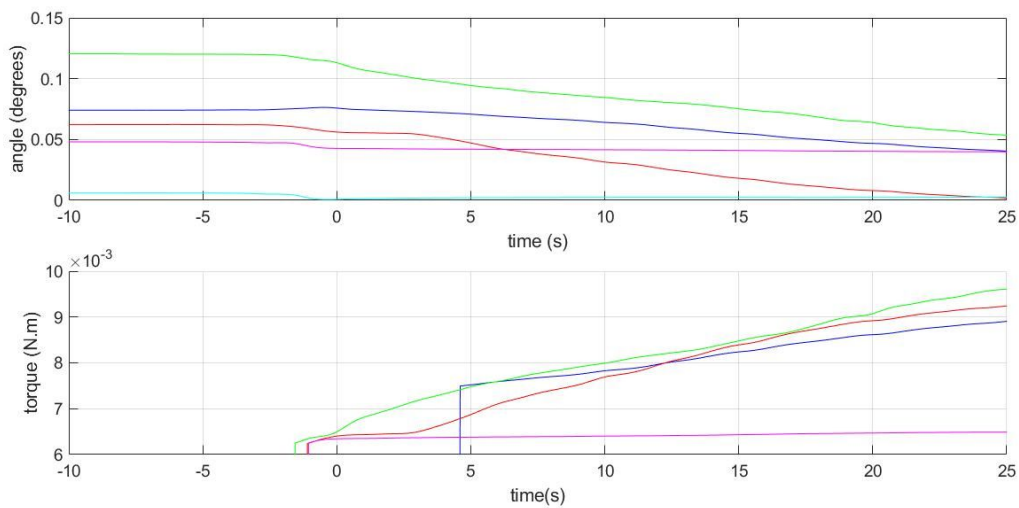


Figure 6.18: Evolution tilts and torques for test 1 in the x direction (blue) and the y direction (red), test 2 in the x direction (cyan) and the y direction (magenta) and test 3 in the y direction (green).

In every case, measurements showed a similar behavior than in the first test. As the upper plate was approaching at  $100 \mu\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ , the force was rising. Realignment started to occur when the gap between the plates became smaller than  $100 \mu\text{m}$ . At the end of the test, before the contact occurred, tilt has reduced in every direction.

It is noticeable that the realignment was better for initial tilts superior to  $0.06^\circ$ . For tests 1 and 3, Figure 6.18 shows a realignment around 50%, while for test 2, it shows a very slight realignment. For the x direction this can be explained by the fact that the initial tilt in this direction was almost zero, but in the y direction the tilt stayed greater than  $0.04^\circ$ . A reason for the weak realignment for initial tilt inferior to  $0.06^\circ$  is the minimum torque limit of the flexure. Indeed, the torque measurements observed in the test 2 were just slightly superior to  $0.006 \text{ N/m}$ .

A significant observation is that most of the realignment occurred in a second phase of the assembly test, when the positioning stage has stopped, and the movement was only caused by elastic deformation relaxation. In this phase, the speed of the top plate was very low (approximately  $7.5 \mu\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  but nonlinear) and the gap between the plates was very small. The greater dependence of the realignment (i.e. the torque) on the distance between the plates than on the speed of the upper plate is relevant to the theoretical model for parallel plates. According to equation 6.11, the pressure field  $P(x,y)$  depends on  $v$  and  $h^{-3}$ . As a consequence, the magnitude of  $P$  will rise faster with  $h$  decreasing than it will decrease with  $v$  decreasing. So, if this dependence is extended to the case of tilted plates, the torque on the plates (i.e. the realignment) is supposed to depend more on the distance between the plates than on the speed of the upper plate. It is also consistent with the CFD model where the torque exerted on the lower plate begin to rise when the gap is thinner than  $5 \mu\text{m}$ .

## 6.8 Measurements Comparison with CFD Calculations

A CFD simulation was ran in the conditions of the first experiment because it was difficult to reproduce experimentally the case that was simulated by CFD in the second section of this paper (i.e. to set exactly the tilt between the plate and dealing with the deformation of the positioning stage which modified the assembling speed during the experiment). Only the first phase, where the assembling speed is mostly constant, was simulated.

As shown in Figure 6.19, the model initially did not estimate correctly the torque measured experimentally. The torque calculated by CFD was one order of magnitude larger than the torque measured.

It is known that a glycerin-water mixture can have a shear-thinning behavior at high shear rates [24]. In the case that has been studied, high shear rates occurred due to the very thin flow and the no slip-condition. To better quantify this effect, measurements were performed for the glycerin viscosity for thin films, depending on the shear rates. Results are shown in Figure 6.20. Measurements were made on glycerin at  $23^\circ\text{C}$  with an ARES rheometer from TA instruments, with 50 mm in diameter stainless steel plates with a  $40 \mu\text{m}$  gap. A shear-thinning behavior is clearly observed.

The viscosity dependence on the shear rate is modeled using a power-law fluid,

$$\mu_{eff} = K \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right)^{n-1}. \quad (6.14)$$

In this relation,  $\mu_{eff}$  is the effective dynamic viscosity in Pa.s,  $\partial u/\partial z$  is the shear rate or the velocity gradient in the vertical direction in  $\text{s}^{-1}$ ,  $K$  is the consistency index and is given by plotting  $\log(\mu_{eff})$  according to  $\log(\partial u/\partial z)$ . The intercept gives  $K$  and  $n$  is the flow behavior index given by the slope. It is important to note that this model, known as the Oswald-de Waele relationship, is only an approximation which is convenient for describing non-Newtonian fluids, because of its simplicity. This is the reason why the data are not exactly linear in figure 6.20. Using the viscosity measurements, the constant viscosity is replaced by a power-law



viscosity in the CFD model. Comparison between the torque measurement and the torque predictions for constant and power-law viscosity are shown in Figure 6.19.

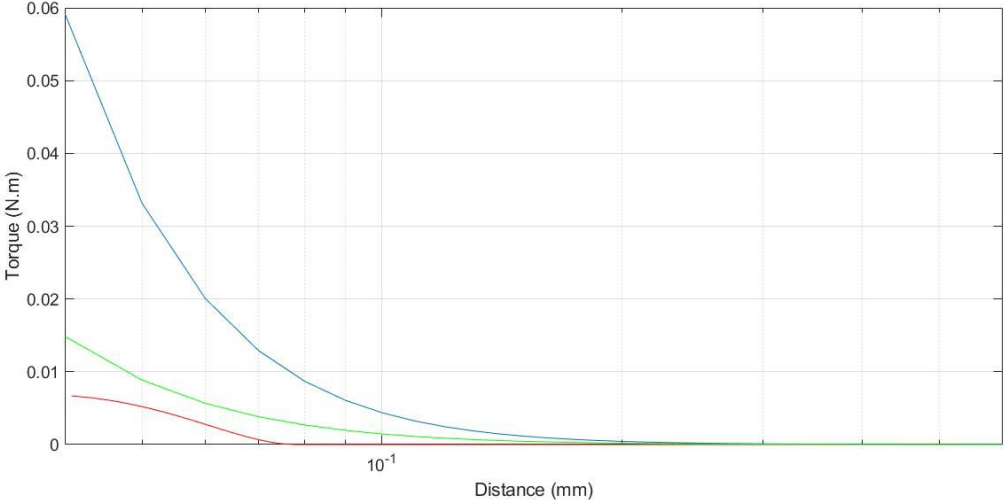


Figure 6.19: Torque measurements (red) comparison with CFD predictions for constant (blue) and power-law (green) viscosity.

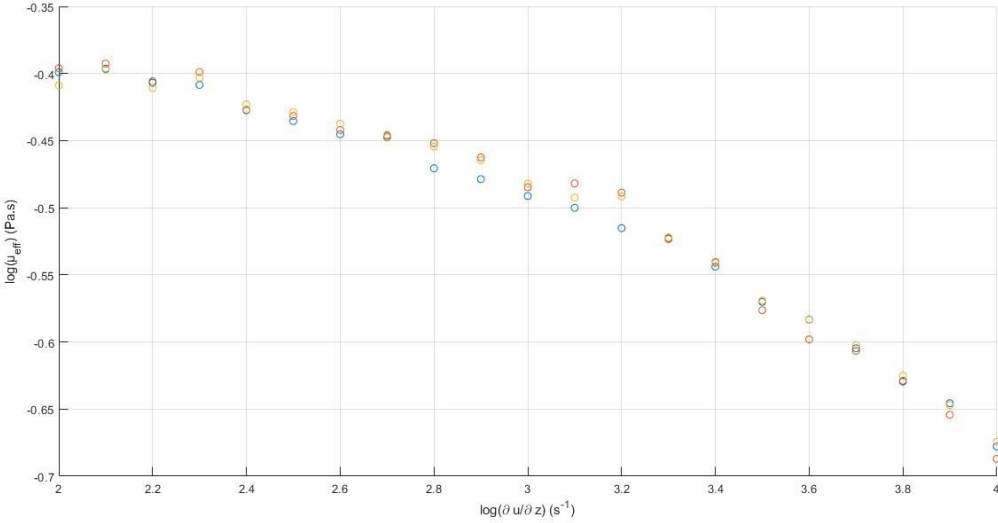


Figure 6.20: Viscosity dependence of glycerin on shear rate (3 sets of measurements).

Again, the predictions overestimate the measurements, but the difference is smaller with the power-law viscosity. The difference is attributed to the fact that, in reality, the lower plate tilts and thus limits the torque variations. Moreover, the elastic deformation of the positioning stage that reduces the assembling speed during the test and the approximations made by the fluid power-law contribute to this overestimation. Geometrical approximation in the CFD model can also cause the model to diverge from reality. Indeed, we have considered in the model that the tilt was only unidirectional, but in the experiment a slight tilt (inferior to 0.001°) subsists in the other direction. Another phenomenon that has not been considered in the

model is the heating by viscous dissipation. Heating can appear at high shear rates and can cause the viscosity to drop due to temperature increase. However, this phenomenon should not have a very strong effect relative to other approximations, so it has not been studied. Although this model may not be exact, it is pretty simple and gives a reasonable estimate for the order of magnitude of the exploitable torque generated by an inclination of the surfaces.

## 6.9 Conclusion

In this paper the development of a CFD model of squeeze flow has been studied. This model, first based on the analytical study of the squeeze flow phenomenon, has led to the development of an assembly stage to experimentally validate it. The experimental results of this work validate that it is possible to use squeeze flow efforts to passively align planar surfaces without any mechanical contact. This leads to opportunities for passive alignment without using classic kinematic alignment features like stand-offs, which have limited maximum achievable precision because of their fabrication process.

However, the experiments have not shown as good results as what is possible to realize with kinematic alignment for the moment. A way to increase the realignment will be to stiffen the assembly stage in the vertical (pressing) direction. This will prevent the stage from deforming when a force is opposed to its moving and allow to control more precisely the position of the upper plate, thus the plates could be approached closer at constant higher speed. As shown by the theoretical model, this will increase the magnitude of the pressure field on the plates and should increase the realignment of the lower plate.

A more flexible flexure could also increase the maximum achievable realignment. It could be achieved by reducing the section of the flexure's beams or by using a softer material. In the longer term, this device could be adapted to fit an assembly tool and be used to build fiber to chips or devices requiring a lower precision, like 3D integrated circuits, MEMS or other assemblies where wafers bonding is used. The values of torque measured during the experiment had led to refining the initial CFD model to fit the experiment. This model could be used to estimate the available torque for the bonding of two peculiar parts in fixed bonding conditions (i.e. fixed adhesive with its own viscosity, fixed bonding speed) thus, it will be possible to determine the angular spring constant the flexure would have to have to allow the parts to realign. This will allow to determine better specifications of the dimensions of the spring constant of the flexure for assembling parts with different geometries and using different adhesives.

## 6.10 Acknowledgments

This project was supported by a Collaborative Research and Development Grant from the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada, with the IBM Corporation and Prompt.

## 7. Conclusion

Ce mémoire a présenté le travail de recherche effectué autour du positionnement passif de plaques parallèles. Après avoir montré dans une étude bibliographique l'incompatibilité ou les limitations des techniques de positionnement conventionnelles, l'étude du phénomène de *squeeze flow* a été effectuée. Une solution analytique a été présentée pour le cas particulier de plaques carrées parallèles, puis un modèle éléments finis a été présenté pour le cas où il existerait une inclinaison entre ces plaques. Ce modèle a permis de déterminer les efforts transmissibles aux plaques. Le calcul de ces efforts a permis de dimensionner un outil d'assemblage, basé sur une liaison ponctuelle flexible, ou *flexure*. Des essais de collage de plaques carrées, réalisés avec cet outil, ont permis de mettre en évidence la possibilité d'utiliser les efforts dus au *squeeze flow* afin d'améliorer l'alignement de ces plaques, ainsi que de confronter les efforts mesurés expérimentalement aux efforts prévus par le modèle éléments finis, grâce à l'étalonnage de la *flexure*. Cette comparaison a conduit à une révision du modèle, prenant en compte le comportement non-Newtonien du fluide, afin de rapprocher ses prévisions des valeurs expérimentales. Ce travail a donné lieu à la rédaction d'un article, soumis pour publication dans la revue *Journal of Applied Mechanics*. Une copie de cet article a été présentée dans ce mémoire. Ce mémoire a également permis d'apporter des précisions sur certains éléments, comme la conception ou l'étalonnage de l'outil d'assemblage qui avaient été présentés rapidement dans l'article, dans un souci de concision.

Comme annoncé en introduction, ce travail apporte les contributions originales suivantes : un modèle analytique du phénomène de *squeeze flow* en deux dimensions entre deux surfaces carrées, la démonstration que les forces résultantes sur ces surfaces peuvent être utilisées pour corriger leur parallélisme lorsqu'elles sont inclinées et un modèle élément finis permettant de dimensionner un outil d'assemblage réalisant cet alignement passif.

Ce travail ouvre des possibilités pour l'alignement de surfaces planes assemblées par collage en réalisant ces assemblages sur des supports flexibles qui utiliseraient les efforts causés par le phénomène de *squeeze flow* pour réaligner les pièces. Ne faisant pas appel à des structures mécaniques de positionnement, la précision de cet alignement ne serait donc pas dépendante de la précision de telles structures. Bien que les essais réalisés dans ce travail ne montrent pas d'aussi bons résultats d'alignement que ceux qu'il est possible d'avoir avec les méthodes actuelles, ils démontrent la possibilité d'une telle méthode d'alignement. Un moyen d'obtenir de meilleurs résultats serait d'améliorer l'outil d'assemblage conçu pour ce travail, en augmentant notamment la rigidité du système de positionnement. Cela permettrait en effet d'amener les surfaces des plaques à une distance plus proche et à vitesse constante, ce qui aurait pour effet d'augmenter le champ de pression dans le fluide et donc d'améliorer le réalignement des plaques. Il serait également important de réaliser un plus grand nombre d'essai pour obtenir un plus grand nombre de résultats expérimentaux qui permettraient d'établir des données statistiques exploitables. Cependant, l'auteur n'étant plus présent à l'université de Sherbrooke au moment de la rédaction de ce mémoire, ces mesures seront réservées pour des travaux futurs.

Le modèle éléments finis qui a été développé pourrait être réutilisé afin de dimensionner la rigidité de la plateforme flexible de ces nouveaux outils pour des composants et des adhésifs spécifiques. Il suffirait pour cela de changer la géométrie du domaine fluide. Il faudrait cependant faire des mesures de viscosité en fonction du cisaillement de l'adhésif afin de prendre en compte son comportement non-Newtonien s'il existe.

Une telle méthode d'alignement pourrait trouver des applications dans l'assemblage d'interfaces optiques, comme l'interface *Compliant Polymer*, décrite en introduction, mais aussi pour des applications recourant au *wafer bonding* comme les circuits intégrés 3D (3DIC) ou les MEMS par exemple.

## References

- [1] Barwicz Tymon, Taira Yoichi, Lichoulas Ted W., Boyer Nicolas, Martin Yves, Namuta Hidetoschi, Nah Jae-Woong, Takenobu Shotarp, Janta-Polczynski Alexander, Kimbrell Eddie L., *et al.*, 2016, “A Novel Approach to Photonic Packaging Leveraging Existing High-Throughput Microelectronic Facilities”, *IEEE Journal of Selected Topics in Quantum Electronics*, vol. 22(6).
- [2] Lianga C., Zhou X., Zhang F., 2006, “Adhesive Bonding Process Development for Planar Lightwave Circuit in Optical Transceiver Assembly”, *11<sup>th</sup> International Symposium on Advanced Packaging Materials: Processes, Properties and Interface*, Atlanta, GA, Mar. 15-17..
- [3] Berger Joseph, Yishai Kagan, Doron Mick, Moshe Nazarethy, “Active Alignment System for Laser to Fiber Coupling”, *US Patent number 5,216,729*, Jun. 1, 1993.
- [4] Shoichi Kawashima, Masahiro Imada, Kenji Ishizaki, Susumu Noda, “High-Precision Alignment and Bonding System for the Fabrication of 3-D Nanostructures”, *Journal of microelectromechanical systems*, vol. 16, no. 5, October 2007.
- [5] Cohen M.S., Cina M.F., Bassous E., Opyrsko M.M., Speidell J.L., Canora F.J., DeFranza M.J., “Packaging of High-Density Fiber/Laser Modules Using Passive Alignment Techniques”, *IEEE transactions on components, hybrids, and manufacturing technology*, vol. 15, no. 6, December 1992.
- [6] Sherrington, Smith, “Design and performance assessment of a Kelvin clamp for use in relocation analysis of surface topography”, *Precision Engineering*, vol. 15, no. 2, p 77-85, April 1993.
- [7] Frank Niklaus, Peter Enoksson, Edvard Kälvesten, Göran Stemme, “A Method to Maintain Wafer alignment precision During Adhesive Wafer Bonding”, *Sensors and Actuators*, p273-278, 2003.
- [8] Alexander H. Slocum and Alexis C. Weber, “Precision Passive Mechanical Alignment of Wafers”, *Journal of microelectromechanical systems*, vol. 12, no. 6, December 2003.
- [9] Lidai Wang, James K. Mills, William L. Cleghorn, 2008, “Adhesive Mechanical Fastener Design for use in Microassembly”, *2008 Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering*, Niagara Falls, ON, Canada, May 4-7.
- [10] Dangel Robert, Berger Christoph, Beyeler René, Dellmann Laurent, Gmur Max, Hamelin Régis, *et al.*, “Polymer-Waveguide-Based Board-Level Optical Interconnect Technology for Datacom Applications”, *IEEE Transactions on Advanced Packaging*, vol. 31, no. 4, November 2008.
- [11] Han H., Weiss L.E. and Reed M.L., “Micromechanical Velcro”, *Journal of Microelectromechanical Systems*, vol. 1, no. 1, March 1992.
- [12] Wale M.J., “Self Aligned Flip Chip Assembly of Photonic Devices with Electrical and Optical Connections”, *40<sup>th</sup> Conference Proceedings on Electronic Components and Technology*, Las Vegas, NV, May 20-23, 1990.
- [13] Sylvestre, Julien, Samson Maud, Langlois-Demers Dominique and Duchesne Eric, “Modeling the Flip-Chip Wetting Process”, *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, 4.12 (2014): 2004-2017.

- [14] Armiento C.A., Tabasaky M., Jagannath C., Fitzgerald T.W., Shieh C.L., Barry V., *et al.*, “Passive Coupling of InGaAsP/InP LASER Array and Singlemode Fibres Using Silicon Waferboard”, *Electronics Letters*, vol. 27, no. 12, June 1991.
- [15] Akahori, Ohyama, Hashimoto and Yamada, “Assembly and Wiring Technologies on PLC Platforms for Low-Cost and High-Speed Applications”, *IEEE Transactions on Electronic Components and Technologies*, 1997.
- [16] Wang C.-Y., “The Squeezing of a Fluid Between Two Plates”, *Journal of Applied Mechanics*, p 579-583, December 1976.
- [17] Babic M., “Bonding of rectangular plates: a theoretical approach”, *International Journal of Adhesion & Adhesives*, no.21, p 11-15, 2001.
- [18] Andruet R.H., Dillard D.A., Holzer S.M., “Two- and three dimensional geometrical nonlinear finite elements for analysis of adhesive joints”, *International Journal of Adhesion & Adhesives*, no. 21, p 17-34 2001.
- [19] Marois M.A., Lacroix M., “Fundamentals of the Squeeze-Flow between a Heat Sink and a Flip-Chip”, *Transaction of the CSME*, vol. 32, no. 3-4, 2008.
- [20] Krajcarz Daniel, “Comparison Metal Water Jet Cutting with Laser and Plasma Cutting”, *Procedia Engineering*, no. 69, p 838-843, 2014.
- [21] “ANSYS Fluent User’s Guide”, Release 19.2, Chap. 10, “Modeling Flows Using Sliding and Dynamic Meshes”, Sec. 6.2.1. “Smoothing Methods”.
- [22] “ANSYS Fluent Theory Guide”, Release 19.2, Chap. 21 “Solver Theory”, Sec. 1.1.1. “Pressure-Based Solver”.
- [23] “ANSYS Fluent User’s Guide”, Release 19.2, Chap. 29 “Using Solver”, Sec 21.1 “Judging Convergence”.
- [24] Ram, A. High-shear Viscometry. In *Rheology: Theory and Applications*; Eirich, F. R., Ed.; Academic Press: New York, 1967; Vol. 4, p 251.
- [25] Fisher-Cripps, A. C, 1999, “The Hertzian Contact Surface”, *Journal of Material Science*, no.34, pp. 129-137.