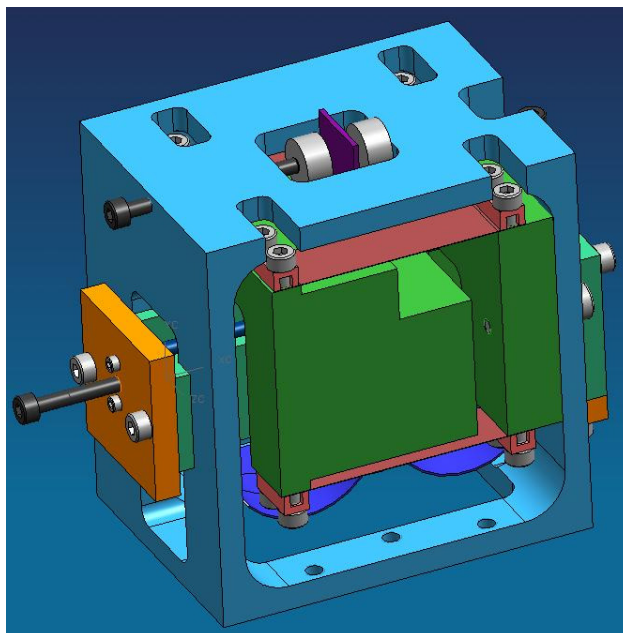


Afstudeerscriptie:

***The mechanical design of a sensitive
vibration sensor***

Door
Vincent Huijing



Opdrachtgevende organisatie:	TNO Techniek en Industrie, te Delft
Opdrachtgever:	Rens van den Braber
Status rapport:	Final
Verschijningsdatum:	09-07-2011

Student:	Vincent Huijing
Studentnummer:	1537841
Contact 1:	vincent.huijing@tno.nl
Contact 2:	vincent.huijing@gmail.com
Studierichting:	Werktuigbouwkunde
Variant:	Integrated Product Development
Vakcode:	TTIT-AFST-07

Begeleider TNO:	Tom Duivenvoorde
Begeleider HU:	Gert de Pijper

Samenvatting

Dit verslag beschrijft het ontwerpproces van een mechanische sensor die laagfrequente trillingen kan meten voor het reeds ontworpen Kolibriesysteem. Kolibrie is een trillingisolatiesysteem dat grondtrillingen over een grote bandbreedte kan reduceren met een factor van minimaal 100.

De ontwerpopdracht is om de huidige sensor die in het systeem gebruikt wordt te verbeteren door een nieuw concept gebaseerd op negatieve stijfheid toe te passen.

Gedurende een periode van 100 werkdagen is er veel onderzoek gedaan naar de verschillende onderdelen van een concept om zo uiteindelijk aan het volgende prototype te komen:

Er is een bladveer rechtgeleiding ontworpen die bestaat uit vier bladveren; twee aan weerszijden. Deze bladveren zijn gemaakt van gewalst RVS 301. Om de totale stijfheid van het systeem omlaag te brengen is hier een negatieve stijfheid aan toegevoegd, in de vorm van bladveren met een curve die 180 graden gerold zijn. Deze negatieve stijfheidveren zijn gemaakt van RVS 301, met een hoge rekgrens. Combinaties van de verschillende constructieprincipes betekenen dat het totale systeem een natuurlijke eigenfrequentie heeft van rond de 2 Hz. Om het systeem te dempen bij hoge opslingering is er tevens een Eddy Current demper toegepast.

Door plastische vervorming van de bladveren die de negatieve stijfheid leveren aan het systeem is er na montage van het prototype een probleem vastgesteld aan het ontwerp. Na nader onderzoek lijkt het erop dat de breedte van de veer te veel varieert en dat hierdoor op bepaalde plaatsen de spanning te hoog wordt.

Door de vastgestelde vervorming kunnen de bladveren geen of minder energie leveren aan de trillende massa, waardoor de massacompensatie van het concept niet werkt. Dit betekent dat de sensor dus niet verticaal zal kunnen werken zoals vooraf geëist is. Er is een testopstelling gemaakt die verticaal gericht is om toch meer te kunnen zeggen over het ontwerp.

Via de nieuwe testopstelling is de conclusie getrokken dat de bladveer rechtgeleiding perfect werkt. De eerste eigenfrequentie ligt op 5,2 Hz, en de tweede eigenfrequentie ligt rond de 320 Hz.

Van het totale prototype is na montage van de negatieve stijfheidveren vastgesteld dat het concept wel degelijk werkt. Ondanks de vervorming die is opgetreden die ervoor zorgt dat de negatieve stijfheid niet zo hoog is als berekend, is de totale eigenfrequentie toch omlaag gebracht naar ongeveer 3 Hz. Tevens is de mate van negatieve stijfheid zeer lineair, wat een veelbelovende conclusie is voor de toekomst van het concept.

In een toekomstig stadium van de Kolibrie sensor is de voornaamste aanbeveling meer aandacht te besteden aan de negatieve stijfheidveren zelf. Er kan onderzocht worden of de plastische vervorming voorkomen kan worden door de vorm te veranderen, of ander materiaal te gebruiken. Ook kan er onderzocht worden of meer negatieve stijfheidveren te gebruiken zijn om zo de last per veer te verlagen.

Inhoudsopgave

Voorwoord	5
Inleiding	6
Symbolenlijst	7
Hoofdstuk 1 – Algemene inleiding	9
1.1 TNO	9
1.2 Organisatie	9
1.3 Werkwijze	10
Hoofdstuk 2 – Opdrachtbeschrijving	11
2.1 Probleemstelling	11
2.2 Het Kolibriesysteem	12
2.3 De opdracht	13
2.4 Eisen en randvoorwaarden	14
2.5 Eindproducten	15
Hoofdstuk 3 – Model Vlugter	16
3.1 Overview	16
3.1.1 Rechtgeleiding	18
3.1.2 Negatieve stijfheid	18
3.1.3 Massacompensatie	19
3.1.4 Instelmechanisme	19
3.1.5 Damping	19
3.2 Conclusies model Vlugter	20
Hoofdstuk 4 – Model Huijing	22
4.1 Rechtgeleiding	22
4.1.1 Ontwerp van de rechtgeleiding	22
4.1.2 Ontwerp van bevestiging tegen microslip	24
4.2 Negatieve stijfheid	25
Tabel 4.3 – Eindmaten en gegevens van de negatieve stijfheidveren	26
4.3 Instelmechanisme	27
4.3 Instelmechanisme	27
4.4 Damping	30

Hoofdstuk 5 - Het Prototype	32
5.1 Introductie	32
5.2 Het ontwerp	32
Hoofdstuk 6 – Realisatie	38
6.1 Spanningsvrij monteren	38
6.2 Negatieve stijfheid en massacompensatie	39
6.3 Gevolgen	42
Hoofdstuk 7 – Validatie	43
7.1 Het testplan	43
7.1.1 Test 1: Eigenfrequentie van de rechtgeleiding	44
7.1.2 Test 2: Eigenfrequentie na montage negatieve stijfheid	44
7.1.3 Test 3: Vergroten van de negatieve stijfheid	44
7.2 Resultaten	45
7.2.1 Uitleg van de positie-sensor	45
7.2.2 Test 1: Resultaat eigenfrequentie van de rechtgeleiding	45
7.2.3 Test 2: Resultaat eigenfrequentie na montage negatieve stijfheid	48
7.2.4 Test 3: Vergroten van de negatieve stijfheid	50
Hoofdstuk 8 – Conclusies en aanbevelingen	51
8.1 Conclusies	51
8.2 Aanbevelingen	52
8.2.1 Negatieve stijfheidsveren	52
8.2.2 Dimensies	52
8.2.3 Instelmecanisme	55
Hoofdstuk 9 – Proces en planning	56
Hoofdstuk 10 - Reflectie	58
8.1 Reflectie technische competenties	58
8.2 Reflectie professionele competenties	58
8.3 Profielschets	59
Hoofdstuk 11 – Literatuurlijst	60
Bijlagen	61

Voorwoord

In het kader van de studie Integrated Product Development aan de Hogeschool Utrecht ben ik veelvuldig in aanraking gekomen met verschillende vormen van constructieprincipes. Ik heb besloten me meer te verdiepen in de precisie technologie, voorheen vaak fijnmechanische techniek genoemd. In de minorperiode heb ik dan ook gekozen voor de minor “Precision Engineering”.

In deze minor heb ik kennis gemaakt met TNO door in projectverband op de Hogeschool Utrecht een opdracht met betrekking tot fijnmechanische mechanismen uit te werken. Ik heb in deze periode veel interesse gekregen in ontwerpen op stijfheid.

De keuze om na het volgen van de minor “Precision Engineering” mijn afstudeerperiode bij TNO door te brengen is zeer goed bevallen en ik heb hier een gezellige tijd gehad, terwijl ik iedere dag meer bijgeleerd heb op het vlak van precisie technologie, en ook bedrijfsvoering in het algemeen.

Ik wil iedereen die zijn steun heeft bijgedragen aan mijn prestaties in de afgelopen jaren ten zeerste bedanken. Mijn dank met betrekking tot deze opdracht gaat met name uit naar mijn bedrijfsbegeleider Dhr. T. Duivenvoorde, mijn hogeschoolbegeleider Dhr. G. de Pijper en de opdrachtgever Dhr. R. van den Braber, waarvan ik in deze afstudeerstage veel adviezen en informatie heb ontvangen.

Ik hoop dat de uitvoering van mijn opdracht een goede bijdrage vormt voor het Kolibriesysteem. Ik hoop tevens dat mede door de sensor die ik heb ontworpen, het Kolibriesysteem een bijdrage levert in het verbeteren van performance van verscheidene technologische systemen.

Inleiding

De projectopdracht is om een laagfrequente positiesensor te ontwerpen ten behoeve van het Kolibriesysteem. Grondtrillingen kunnen funest zijn in bepaalde technologische systemen en daarom is een dergelijke sensor zeer belangrijk.

De student zal zich bezighouden met het ontwerp en onderzoek aan een concept dat in een eerdere fase is aangeleverd. De student werkt in principe alleen aan de opdracht, en wordt enkel ondersteund door een aantal personen, verbonden aan de Hogeschool Utrecht, of TNO.

Het doel van dit verslag is om de voortgang binnen de opdracht te waarborgen en het onderzoek en de resultaten hiervan vast te leggen. De opdracht beslaat een ontwerp waarin een principe wordt gehanteerd waarvan op dit moment niet bekend is of het eerder met succes is toegepast, en daarom is een goed onderzoek van noodzaak, maar is het ook voor toekomstige projecten zeer waardevol als de kennis die tijdens deze afstudeerstage wordt opgedaan kan worden gereproduceerd.

Dit verslag zal een chronologische draad aanhouden, wat wil zeggen dat het ontwerpproces in de tijdslijn gevolgd kan worden. Er zal in de eerste fase van de scriptie veel analyseerwerk gedaan worden, met name van reeds gedaan onderzoek door P. Flugter, genaamd "Eindverslag: Het ontwerp van een laag frequentie passieve verticale positiesensor" [1], uit 2010.

Vervolgens zal deze kennis op een rij worden gezet en zullen hier aanpassingen en uitbreidingen op gemaakt worden, waarbij de keuzemomenten extra worden toegelicht. Uiteindelijk zal er gesproken worden over het prototype dat is gefabriceerd, en alle ontwerpdelen zullen worden uitgelicht.

Via een aantal tests zal het prototype gevalideerd worden waarna er conclusies getrokken zullen worden en aanbevelingen gedaan voor een eventueel vervolgtraject.

Gedurende het hele verslag zal er veelvuldig gesproken worden over bewegingsrichtingen. Tenzij anders aangeduid zal er met 'z-richting' een beweging over de verticale as bedoeld worden, ofwel de richting waarin de zwaartekracht werkt. Met de 'x-richting' zal een beweging over de horizontale as bedoeld worden, waarbij de oriëntatie van het x-y vlak voor de toepassing niet uit zal maken.

Symbolenlijst

A	Amplitude van de inkomende trillingen	[m]
b_{eis}	De vereiste maximale breedte	[m]
c	Stijfheid	[N/m]
c_{neg}	Negatieve stijfheid	[N/m]
$c_{z,max}$	De maximaal benodigde stijfheid in z-richting	[N/m]
$c_{x,min}$	De minimaal benodigde stijfheid in x-richting	[N/m]
C_x	De stijfheid in x richting	[N/m]
$C_{x,pos}$	Optredende positieve stijfheid bladveren	[N/m]
C_y	De stijfheid in y richting	[N/m]
C_z	De stijfheid in z richting	[N/m]
$C_{z,gat}$	De stijfheid van het gatscharnier	[N/m]
$C_{z,gat,plus}$	De stijfheid bij positieve tolerantie	[N/m]
$C_{z,gat,min}$	De stijfheid bij negatieve tolerantie	[N/m]
$C_{z,pos}$	Optredende positieve stijfheid bladveren	[N/m]
$C_{z,neg}$	Optredende negatieve stijfheid veer	[N/m]
$C_{z,tot}$	De totale stijfheid van het systeem in z-richting	[N/m]
D_{gat}	Diameter van de gaten van het gatscharnier	[m]
DOF	Degree of Freedom	[-]
d_{ref}	Damping van de sensor in het algemeen	[Ns/m]
E	Elasticiteitsmodulus	[N/m ²]
f	De frequentie van een trilling	[Hz]
f_1	De optredende 1e eigenfrequentie	[Hz]
$f_{1,eis}/f_{1,max}$	De vereiste 1e eigenfrequentie	[Hz]
$\Delta f_{1,eis}$	Variatie van de eigenfrequentie over 1 maand	[Hz]
f_2	De optredende 2e eigenfrequentie	[Hz]
$f_{2,eis}/f_{2,min}$	De vereiste 2e eigenfrequentie	[Hz]
F_a	Kracht ontstaan door de zwaartekracht	[N]
F	Kracht	[N]
G	Gravitatie	[m/s ²]
H_{gat}	Hoogte van het gatscharnier	[m]
h_{gat}	Damdikte van het gatscharnier	[m]
$h_{gat,plus}$	De maximaal optredende dikte	[m]
$h_{gat,min}$	De minimaal optredende dikte	[m]
h_{eis}	De vereiste maximale hoogte	[m]
I_z	Massatraagheid	[m ⁴]
I_x	Massatraagheid	[m ⁴]
k	Veerstijfheid	[N/m]
l_{eis}	De vereiste maximale lengte	[m]
l_{gat}	Lengte van het gatscharnier	[m]
L_1	Resultierende minimale lengte v/d negatieve veer	[m]
Δl	Verandering in lengte als gevolg van vervorming	[m]
m	Massa	[kg]
m_{eis}/m_{ref}	Vereiste massa/Referentiemassa	[kg]
R	Stijfheidsratio	[-]
r_{def}	Gekozen radius v/d negatieve veer	[m]
r_{min}	Minimaal toelaatbare radius v/d negatieve veer	[m]
R_x	Rotatie om x	[rad]
R_y	Rotatie om y	[rad]

R_z	Rotatie om z	[rad]
t_{def}	Dikte van de negatieve veer	[m]
t_{gat}	Diepte van de dam van het gatscharnier	[m]
T_{gat}	Dikte van verstijft deel van het gatscharnier	[m]
T_x	Translatie x	[m]
T_y	Translatie y	[m]
T_z	Translatie z	[m]
tol	Tolerantie	[m]
ΔT	De minimaal toelaatbare temperatuurvariatie	[°C]
x	translatie in x	[m]
y	translatie in y	[m]
z	translatie in z	[m]
z_{eis}	De minimaal toelaatbare verticale verplaatsing	[m]
z_0	Statische doorzakking	[m]
ζ	Dempingratio	[-]
σ_{max}	Maximaal toelaatbare buigspanning	[MPa]
σ_{nom}	Toelaatbare buigspanning na reductie	[MPa]
β	De grootte van de gradient	[m ⁻¹]

Hoofdstuk 1 – Algemene inleiding

1.1 TNO

De opdrachtgever en aanbieder van de afstudeerplaats, TNO, is een onafhankelijk onderzoeksorgaan, dat deels wordt gefinancierd door de overheid. De missie van TNO is om een bijdrage te leveren van het technisch niveau van midden-, - en klein bedrijven om op die manier de concurrentie op verschillende technologische markten in binnen en buitenland te vergroten. TNO is een onderzoeksorgaan waar zeer veel kennis aanwezig is, en welke gebaseerd is op iedere dag impact maken.

De student is binnen de organisatie ingedeeld in de groep Precision Motion Systems, een groep van ingenieurs, regeltechnici en mechatronici die nauw samenwerkt aan projecten voor markten als de medische wereld, ruimtevaart en lithografie. De student is aangenomen voor een periode van 4 en een halve maand en zal verantwoordelijk zijn voor de opdracht die in dit document beschreven is.

1.2 Organisatie

Opdrachtgever

Rens van den Braber
08886 68075
rens.vandenbraber@tno.nl

Projectleider

Vincent Huijing
08886 61465
IPD Student, te Hogeschool Utrecht

Adresgegevens:

Tomatenstraat 49
2321 HE Leiden
06-48486903
vincent.huijing@gmail.com

Locatiegegevens TNO

Stieltjesweg 1
2628 CK Delft
vincent.huijing@tno.nl

Begeleider TNO

Tom Duivenvoorde
08886 68037
tom.duivenvoorde@tno.nl

Begeleider Hogeschool Utrecht

Gert de Pijper
06-23083330
gert.depijper@hu.nl

1.3 Werkwijze

Er is afgesproken dat de student gedurende 100 werkdagendagen gemiddeld 8 uur per dag en 5 dagen per week zal werken aan de opdracht. De werktijden zijn in principe vrij in te delen binnen de kantooruren van TNO. Doorgaans zullen deze tijden van 8:30 tot 17:00 zijn, uitzonderingen daargelaten.

Er zal wekelijks overleg plaatsvinden tussen de student en de begeleider vanuit TNO om de voortgang te bewaken en voldoende uitwisseling van gegevens te waarborgen. De wekelijks ingeplande tijd voor deze gesprekken is om 9:00 op de maandagmorgen.

Hiernaast zal de student regelmatig contact hebben met de opdrachtgever om zo een kwaliteitscontrole van de uitvoering van de opdracht te maken.

Hoofdstuk 2 – Opdrachtbeschrijving

2.1 Probleemstelling

Trillingen zijn op en neergaande bewegingen, veroorzaakt door veranderende krachten op een object. De grootte van de trilling wordt uitgedrukt door de amplitude, en het aantal trillingen per seconde ofwel de frequentie, wordt uitgedrukt in de eenheid Hertz (Hz). Trillingen kunnen elkaar versterken of uitdempen en trillingen die we meten zijn vrijwel altijd een optelling van een aantal kleinere trillingen. Over het algemeen zijn trillingen ongewenste bijproducten van handelingen uit het alledaagse leven.

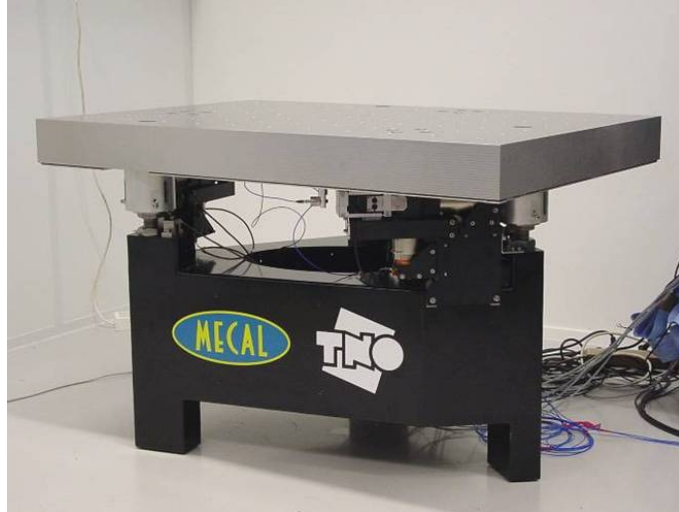
In systemen in de halfgeleider industrie, ruimtevaart industrie of de geavanceerde microscopie worden huidige resultaten op gebied van precisie en stabiliteit vaak gelimiteerd door trillingen. Om hier iets tegen te kunnen doen kunnen veel van deze trillingen uitgedempt worden met verscheidene trillingisolatiesystemen.

Trillingisolatiesystemen zijn doorgaans passief en gebaseerd op massaveersystemen met een grote massa en een lage veerstijfheid. Bij trillingen met een hogere frequentie dan de eerste eigenfrequentie van het systeem wordt bij deze systemen de massa ontkoppeld van de trilling en zal constant op dezelfde plaats blijven. Dit principe werkt doorgaans zeer goed bij trillingen groter dan ongeveer 10 Hz. Bij lagere frequenties werken deze systemen echter minder optimaal en zullen soms voorspelbare, maar meestal ook minder voorspelbare excitaties vertonen.

Tevens is vaak de tweede eigenfrequentie van dit principe waardoor de massa zou kunnen gaan tilten, wat een onbetrouwbare meting tot gevolg heeft. Dit betekent uiteindelijk dat de meeste huidige sensoren die gebruikt worden om trillingen te meten een relatieve kleine bandbreedte hebben.

2.2 Het Kolibriesysteem

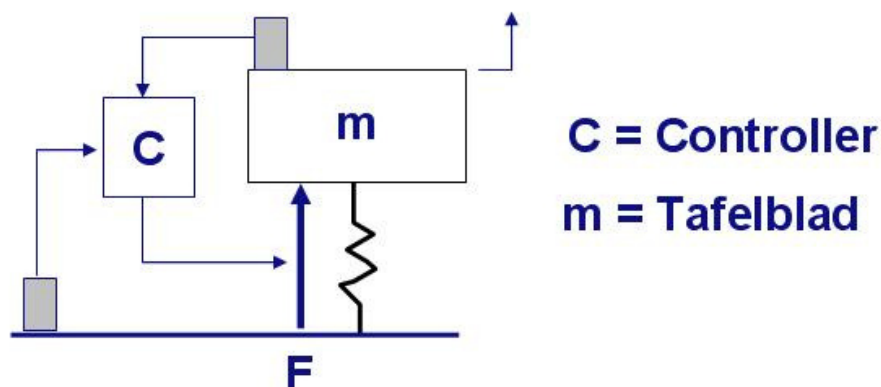
Als oplossing voor dit probleem heeft TNO in samenwerking met Mecal een actief trillingisolatiesysteem bedacht, genaamd Kolibrie. Kolibrie bestaat uit een combinatie van een passief en actief isolatiesysteem. Het doel is om met Kolibrie de amplitude van trillingen met een factor van 100 te verlagen over een bandbreedte van 1 tot 1000 Hz.



Figuur 2.1 – Het kolibriesysteem

Het passieve systeem van Kolibrie bestaat uit een onderstel met daarop drie slappe veren gemonteerd, waarop een grote massa rust, in het geval van de in figuur 1.1 afgebeelde testopstelling is dit tegelijk een tafelblad. Dit passieve massaveersysteem is zo ontworpen dat het de massa loskoppelt van trillingen in een bandbreedte tussen 500 en 1000 Hz.

Het actieve systeem van Kolibrie bestaat uit een sensor, een optical encoder en zes modules. Deze zes modules zijn zo geplaatst dat elke module een graad van vrijheid ondersteunt. Een sensor werkt door de positie van een referentiemassa te meten ten opzichte van de bewegende omgeving. Deze informatie wordt door de encoder naar de modules gestuurd welke de grote massa met een kracht actueren om de trillingen te kunnen isoleren.

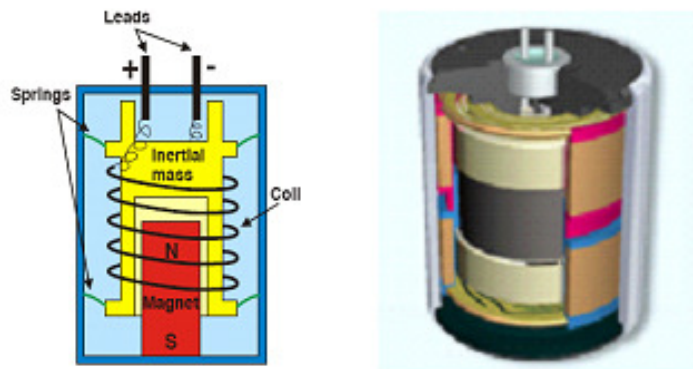


Figuur 2.2 – Een schematische weergave van het Kolibriesysteem

2.3 De opdracht

In het huidige ontwerp van Kolibrie limiteert de sensor van het systeem de uiteindelijke performance van het totale systeem. Momenteel bestaat de sensor uit een geophone en een optical encoder.

Geophones zijn versnellingsmeters die over het algemeen worden toegepast bijvoorbeeld in apparatuur om aardbevingen te meten. Het principe van de geophone in Kolibrie werkt als een massaveersysteem met een 1^e eigenfrequentie van 3 Hz. Zodra de trillingen die gemeten moeten worden groter zijn dan de eigenfrequentie van de geophone wordt de massa ontkoppeld wordt er een lage spanning uitgegeven en kan de optical encoder deze spanning transleren naar een snelheid die vervolgens wordt gebruikt om de referentieafstand tussen de massa en de trillende omgeving te bepalen. De 2^e eigenfrequentie van de geophone is 114 Hz, en zodra deze frequentie wordt overschreden zal de massa kunnen gaan tilten, en wordt de gemeten waarde tussen de massa en de omgeving onbetrouwbaar. De conclusie is dus dat de huidige sensor ideaal werkt bij een bandbreedte van 3 en 114 Hz.



Figuur 2.3 - Geophone

Zoals in bovenstaande figuur te zien is werkt de Geophone door een massa aan veren op te hangen. Bij een trilling hoger dan de eigenfrequentie van dit massaveersysteem zal er een stroom gaan lopen in de spoel om de massa heen, welke vervolgens vertaald kan worden naar een bepaalde acceleratie door een encoder die aan de plus en min pool van de geophone wordt aangesloten

Als men het frequentiebereik van de sensor kan verhogen en een groter bandbreedte aan trillingen kan meten zal Kolibriesysteem beter gaan functioneren. TNO heeft in het verleden meerdere malen onderzoek gedaan en heeft een aantal concepten aangedragen om de performance van Kolibrie te kunnen verbeteren. Uit een vorig afstudeerproces is een nieuw concept ontstaan dat in dit verslag verder uitgewerkt zal worden.

Het directe doel van de afstudeerperiode zal zijn om de huidige sensor van Kolibrie te verbeteren door deze een grotere bandbreedte te geven. Onderliggend doel is om een concept uit een eerdere afstudeerperiode te bewijzen, te testen en hier, indien mogelijk, verbeteringen op aan te brengen.

2.4 Eisen en randvoorwaarden

Het programma van eisen luidt als volgt:

Eerste eigenfrequentie [$f_{1,eis}$]	< 2 Hz
Tweede eigenfrequentie [$f_{2,eis}$]	> 350 Hz
Dimensies [$l_{eis} \cdot b_{eis} \cdot h_{eis}$]	< 70 x 70 x 70 mm
Operationele temperatuurbereik	15 – 25 °C
Temperatuursvariaties [ΔT]	± 2 °C
Bewegingsrichting	Verticaal
Wrijving	0
Beoogde kostprijs bij $n > 100$	€ 1000 / 500 (eis/doel)
Verticale beweging [z_{eis}]	± 0.05 mm
Variatie van de 1e eigenfrequentie [$\Delta f_{1,eis}$]	± 0.25 Hz in een maand
Maximale massa [m_{eis}]	0,15 kg

Tabel 2.1 – Programma van eisen

Het uiteindelijke eindproduct zal aan al deze eisen moeten voldoen. Voor het prototype kan er van sommige eisen enigszins worden afgeweken, maar er moet wel onthouden worden dat er verbeterlagen op het prototype mogelijk moeten zijn in de toekomst om deze eisen wel te kunnen gaan halen.

Opvallend in het programma van eisen is dat de sensor een eerste eigenfrequentie moet hebben van 2 Hz, terwijl in hoofdstuk 1.2 wordt genoemd dat het totale Kolibriesysteem moet gaan werken over een bandbreedte van 1 tot 1000 Hz. Op het eerste gezicht lijkt de sensor dus niet nauwkeurig genoeg om deze eis te halen. In de praktijk werkt dit echter anders. Bij trillingen met een frequentie die onder de eigenfrequentie van de sensor ligt wordt de massa weliswaar niet geheel ontkoppeld, maar de overdrachtsfunctie van het systeem loopt van 0 tot ongeveer 1. Dit betekent in feite dat er nog steeds een bepaalde trillingisolatie plaatsvindt bij frequenties lager dan 2 Hz, en uit tests van het totale systeem blijkt dat de systeemeis van een trillingisolatiefactor van 100 nog steeds gehaald kan worden bij trillingen van 1 Hz.

Er zijn twee eisen gesteld met betrekking tot de temperatuur. Allereerst moet er voldaan worden aan een operationeel temperatuurbereik, en ten tweede moet er voldaan worden aan een geringe temperatuursvariatie. Het verschil hierbij is dat het operationele temperatuurbereik gaat over in de temperatuur waarin de sensor moet werken en de temperatuursvariaties gaan over de verandering van temperatuur terwijl de sensor in bedrijf is.

De eis die is gesteld op de maximale massa geldt niet voor de totale sensor. Deze eis slaat op de massa die het blok van de sensor die dient als referentie uiteindelijk mag krijgen. Deze eis komt voort uit het dynamische model van het gehele Kolibriesysteem. Voor dit systeem is het gewenst dat de dynamische verstoring op het tafelblad niet te hoog is.

2.5 Eindproducten

Het doel van de opdracht is om van het ontwerp een prototype te maken om één van de principes dat in eerdere onderzoeken is onderzocht in de praktijk te kunnen valideren. Dit principe zal in Hoofdstuk 3 – Model Vlugter worden toegelicht.

Tevens is het de bedoeling dat er een technisch verslag gemaakt zal worden om de voortgang van het project vast te leggen en toekomstige activiteiten in het kader van de sensor voor Kolibrie gemakkelijker te maken.

Hoofdstuk 3 – Model Vlugter

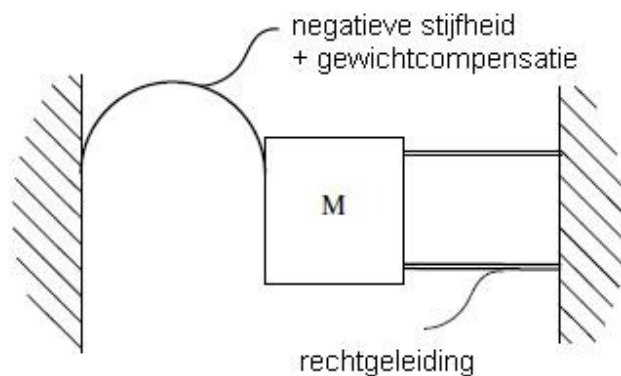
3.1 Overview

De ontwerpopdracht beschreven in deze afstudeerscriptie is ontstaan uit eerder uitgevoerde theoretische onderzoeken. Het is daarom van groot belang de staat van de opdracht op het moment van starten goed samen te vatten om geen details over het hoofd te zien. In dit hoofdstuk zal een samenvatting worden gemaakt van “Eindverslag: Het ontwerp van een laag frequentie passieve verticale positiesensor” [1], waarin de bevindingen van P. Vlugter beschreven staan.

Het algemene principe van de sensor is om de eigenfrequentie in één richting zo laag mogelijk te krijgen, terwijl de eigenfrequentie in de andere richtingen zo hoog mogelijk blijft. Als er trillingen op de sensor worden geïntroduceerd is het de bedoeling dat een referentiemassa absoluut op dezelfde plek blijft, en dat er met een nauwkeurige positiesensor de relatieve afstand tussen het huis van de sensor en de referentiemassa kan worden gemeten.

Het voorlopige ontwerp van de Kolobriesensor bestaat uit 5 essentiële hoofdonderdelen, ten name:

- | | |
|----------------------------|-------------------|
| 1. Een rechtgeleiding | (paragraaf 3.1.1) |
| 2. Een negatieve stijfheid | (paragraaf 3.1.2) |
| 3. Een massacompensatie | (paragraaf 3.1.3) |
| 4. Een Instelmechanisme | (paragraaf 3.1.4) |
| 5. Een demping | (paragraaf 3.1.5) |



Figuur 3.1 – schematische opstelling van hoofdonderdelen 1, 2 en 3

Van de verschillende concepten voor de onderdelen die zijn bedacht is er gekozen voor concept B welke staat voor het volgende: Een rechtgeleiding is uitgevoerd in de vorm van een monolithisch gatscharnier. Om de totale stijfheid van het model in z-richting zo dicht mogelijk bij 0 te krijgen is er gekozen voor een negatief stijfheidelement in deze richting met een principe gebaseerd op afrolling, welke tevens de massacompensatie levert. Om de totale stijfheid van het systeem instelbaar te maken is er een instelmechanisme toegepast waarmee de negatieve stijfheid vergroot of verkleind kan worden. Het gebruikte materiaal voor de gatscharnieren levert interne materiaaldamping, echter zal de damping volgens bevindingen groter gemaakt moeten worden. De damping die nog aangebracht moet worden zal gebaseerd worden op wervelstroomdamping, ook wel eddy current genoemd.

De informatie die beschikbaar is uit het aangeleverde ontwerp voor de verschillende onderdelen zal op een rij gezet worden.

3.1.1 Rechtgeleiding

Om te kunnen zorgen dat een massa absoluut op dezelfde plek kan blijven staan als de omgeving een trilling doormaakt is de eigenfrequentie van het massaveersysteem belangrijk. De hoofdformules met betrekking tot eigenfrequenties geven inzicht dat de eigenfrequentie omlaag gebracht kan worden door de massa te vergroten, of de veerstijfheid te verlagen. Aangezien er een eis is gesteld op de maximale massa van het systeem, is het vergroten van de massa geen optie. De enige optie die dus overblijft, is het zo laag mogelijk maken van de stijfheid in de z-richting. Om het meest ideale resultaat met betrekking tot eigenfrequentie te krijgen moet deze veerstijfheid eigenlijk zo dicht mogelijk bij 0 liggen.

P. Vlugter heeft de keuze gemaakt een rechtgeleiding te ontwerpen gebaseerd op gatscharnieren. Hij heeft deze keuze onderbouwd met het argument dat hoewel de eerste eigenfrequentie van dit systeem hoger ligt dan bij een bladveergeleiding, de stijfheidsratio ($R = C_x/C_z$) zeer gunstig voor het systeem is.

De ontworpen gatscharnier rechtgeleiding heeft een berekende 1^e eigenfrequentie (f_1) van 8,4 Hz. Een EEM analyse gaf voor dezelfde berekening 8,3 Hz. De tweede eigenfrequentie (f_2) ligt op 587 Hz.

De maximale slag dat het element kan maken is 0,56mm en is dus ruim voldoende. De effectieve massa is 0,139kg

Meer informatie over de afmetingen en berekeningen voor de stijfheid zijn te vinden in bijlage B-1.

3.1.2 Negatieve stijfheid

Zoals in hoofdstuk 3.1.1 te lezen is, heeft de rechtgeleiding volgens de bovengenoemde dimensies een eigenfrequentie van 8,3 Hz. De eis van de eerste eigenfrequentie is 2 Hz en om een kleine veiligheidsfactor in te bouwen is 1,7 Hz als doel genomen.

Om de eigenfrequentie van 1,7 Hz voor het totale systeem te kunnen halen moet er negatieve stijfheid toegevoegd worden. De vorm van negatieve stijfheid waar voor is gekozen is berust op het mechanisme van afrollende bladveren. In het uit het ontwerp zijn twee bladveren opgenomen die een curve hebben.

P. Vlugter is tot de conclusie gekomen dat bij gebruik van twee van deze afrollende veren iedere veer een negatieve stijfheid van 181,1 N/m moet kunnen leveren. In bijlage B-2 staan de berekeningen voor de veren

De veren zullen worden gemaakt van een hoogwaardig RVS 301 met een toelaatbare spanning van 900 MPa. De dikte van de veren zijn vastgesteld op 0,11mm. De breedte van de veren is met een kwadratische vergelijking gedefinieerd. Over de vorm van de negatieve stijfheidsveren wordt meer toegelicht in bijlage B-2.

3.1.3 Massacompensatie

Doordat de veerstijfheid van het totale systeem zo laag mogelijk gemaakt is, is de invloed van de zwaartekracht op de massa zeer hoog. Immers, in een geval van stijfheid $C_z = 0$ zou bij het introduceren van een kracht op een blokje, het blokje een oneindig grote slag maken totdat tegen een aanslag zou botsen. De zwaartekracht zal dus opgeheven moeten worden door middel van het leveren van een tegenkracht, zonder stijfheid in de z-richting toe te voegen want dat zou de eigenfrequentie beïnvloeden.

Als oplossing is bedacht dat de veren die gebruikt zijn voor de negatieve stijfheid, ook kunnen dienen als massacompensatie door de veren een bepaalde offset te geven en deze dus voor op ongelijke hoogte te monteren. Hierdoor kunnen de veren een constante kracht vrijgeven.

3.1.4 Instelmechanisme

Omdat een theoretisch model in de praktijk niet altijd exact hetzelfde zal zijn als de gerekende waarden en alle onderdelen die worden gemaakt een tolerantie hebben is het van belang dat de negatieve stijfheid veren instelbaar zijn. Tevens is het wenselijk ook de massacompensatie instelbaar te maken zodat deze na fabricage nog enigszins ingesteld kan worden op de exact juiste stand.

Om bovenstaande redenen heeft P. Vlugter een instelmechanisme ontworpen. Één van de negatieve stijfheidveren wordt in z-richting instelbaar, en de andere negatieve stijfheidveer wordt in x-richting instelbaar zodat de radius van de gebogen veren groter of kleiner kan worden gemaakt.

Het instelmechanisme bestaat uit een blokgeleiding die aan de weerskanten geborgd wordt met drie schroeven. Het instelmechanisme lijkt gecompliceerd en wordt in P. Vlugters verslagvoering helaas niet zeer duidelijk besproken. De aanwezige informatie zal worden toegelicht in bijlage B-3.

3.1.5 Damping

Omdat een ongedempt systeem in theorie oneindig doorslingert totdat materiaalgrenzen worden bereikt is damping noodzakelijk. In de praktijk wordt ieder systeem gedempt door interne materiaaldamping en luchtweerstand. De grootte van deze dampingconstanten is onvoldoende bevonden en er zal dus een extra dempingelement aangebracht moeten worden. Pieter Vlugter heeft hiervoor de keuze gemaakt voor een systeem dat gebruik maakt van eddy current.

De damping is nog niet uitgevoerd. Wel is er ruimte vrijgelaten om een dergelijk systeem te integreren aan de bovenkant van in het ontwerp. Er zal bij gebruik van eddy current naar de materiaalkeuzes gekeken moeten worden. De materialen zullen niet magnetisch beïnvloedbaar mogen zijn.

3.2 Conclusies model Vlugter

Het ontwerp dat wordt beschreven in “Eindverslag: Een ontwerp van een laag frequente passieve verticale positiesensor” [1] van P. Vlugter is een concept dat is uitgewerkt tot prototypestadium. Omdat er aan het begin van zijn afstudeerperiode harde eisen zijn gesteld valt er eenvoudig te achterhalen aan welke eisen wel, en aan welke eisen niet wordt voldaan.

Eisen	Waarden	Gehaald
Eerste eigenfrequentie [$f_{1,eis}$]	< 2 Hz	Ja
Tweede eigenfrequentie [$f_{2,eis}$]	> 350 Hz	Ja
Dimensies [$l_{eis} \cdot b_{eis} \cdot h_{eis}$]	< 70 x 70 x 70 mm	Nee
Operationele temperatuurbereik	15 – 25 °C	?
Temperatuursvariaties [ΔT]	± 2 °C	?
Bewegingsrichting	Verticaal	Ja
Wrijving	0	Ja
Beoogde kostprijs bij $n > 100$	€ 1000 / 500 (eis/doel)	?
Verticale beweging [z_{eis}]	± 0.05 mm	Ja
Variatie van de 1e eigenfrequentie [$\Delta f_{1,eis}$]	± 0.25 Hz in een maand	?
Maximale massa [m_{eis}]	0,15 kg	Ja

Tabel 3.1 – Conclusies van model Vlugter met betrekking tot het programma van eisen

- Zoals in tabel 3.1 te zien is worden beide eigenfrequenties van het systeem gehaald. Dit zijn verreweg de meest belangrijke eisen uit het programma van eisen, aangezien bij het niet halen van deze eisen het principe van de sensor in Kolibrie niet meer kan werken
- De eis gesteld op de dimensies wordt momenteel niet gehaald. Het prototype dat is ontworpen is momenteel 85x80x70 mm.
- Beide temperatuurseisen zijn niet getest of berekend. Er zal via een test allicht vastgesteld moeten worden of deze eisen gehaald worden, en wat de invloed van temperatuur op het ontwerp is.
- De bewegingsrichting is verticaal zoals beoogd, en ook is de wrijving door gebruik van het gatscharnierelement 0.
- De kostprijs is niet berekend en ook is er weinig indicatie naar deze kostprijs aangezien het prototype niet in productie is genomen.
- De verticale beweegrichting wordt ruimschoots gehaald. Het gatscharnier laat een maximale beweging van 0,56 mm toe voordat de buigspanning van het element te hoog wordt en plastische vervorming optreedt. De maximale beweging is dus meer dan 10x hoger dan vooraf beoogd.

- De bewegende massa is 0,139 kg en dus wordt de laatste eis ook gehaald.

Bij bovenstaande conclusies moet opgemerkt worden dat deze conclusies enkel opgaan voor het theoretische model dan P. Vlugter heeft ontworpen. Er zijn gedurende zijn afstudeerperiode geen onderdelen gefabriceerd en er is dus niets te zeggen over factoren die de werking zouden kunnen beïnvloeden als maaktoleranties, montageproblemen of andere problemen die zouden kunnen optreden bij de stap van ontwerp naar prototype.

Na kritisch naar het ontwerp van P. Vlugter gekeken te hebben heb ik besloten eerst een herontwerp te maken voordat het er van het ontwerp een prototype wordt gemaakt om de kans van slagen bij metingen van het prototype te vergroten.

Van het model zijn geen werktekeningen gemaakt, en er is in de eindrapportage nergens gesproken over maaktoleranties van de ontworpen onderdelen. Het is dus aannemelijk dat hier weinig of zelfs niet over is nagedacht. Omdat door maaktoleranties stijfheden van objecten zouden kunnen afwijken van waarden die vooraf berekend zijn zouden er problemen in het ontwerp op kunnen treden.

Het instelmechanisme dat bedacht is om de radius van de negatieve stijfheidveren, en dus de stijfheid van het totale systeem in te kunnen stellen is erg ingewikkeld en een niet zeer fraaie oplossing. Het instelmechanisme bestaat voornamelijk uit een rechtgeleiding die vanaf de zijkant met drie bouten moet worden geborgd. Het lijkt mij dat ook hier een verbeterstap in het ontwerp gemaakt kan worden.

Er is ruimte in het ontwerp vrijgelaten om een dempingelement aan te brengen. Er is hier de keuze gemaakt voor een eddy current damping, al is deze is nog niet ontworpen. Voor de validatie van het prototype is de demping van noodzaak, en dus zal deze voor de fabricage van het prototype aangebracht moeten worden in het model.

Hoofdstuk 4 – Model Huijing

Zoals in paragraaf 3.2 is geconcludeerd dienen er een aantal onderdelen aan het model Vlugter toegevoegd te worden of te worden herontworpen. Deze onderdelen zullen in dit hoofdstuk worden besproken en de wijzigingen zullen worden onderbouwd met voor-, - en tegenargumenten.

4.1 Rechtgeleiding

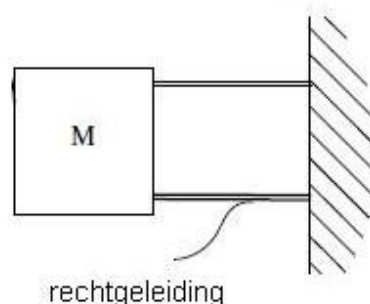
4.1.1 Ontwerp van de rechtgeleiding

In hoofdstuk 3.1.1 is beschreven dat Vlugter in zijn ontwerp een rechtgeleiding heeft ontworpen op basis van gatscharnieren. De maten van het ontwerp zijn te vinden in bijlage B-1 en met de bijgevoegde berekeningen valt vast te stellen dat de stijfheden van deze configuratie neerkomen op 286 N/m en $85 \cdot 10^6$ in eerste frequentierichting en tweede frequentierichting respectievelijk.

Het gatscharnier zal in de praktijk echter vrijwel nooit precies deze stijfheden hebben. Door toleranties, materiaalonzuiverheden en materiaalspanningen kan bij het prototype van het model Vlugter de stijfheid in z-richting tot 71 N/m afwijken van de berekende waarde. De berekening van de afwijking van de stijfheid door maaktoleranties is te vinden in bijlage C-2.1.

Kijkend naar de gemaakte berekeningen kan de conclusie getrokken worden dat de geselecteerde gatscharnier-rechtgeleiding met betrekking tot de stijfheidsratio wel zeer geschikt is. De verhouding tussen de eerste eigenfrequentie en tweede eigenfrequentie is heel gunstig. Het principe is echter zeer tolerantiegevoelig. Als de dunne damwand van het scharnier slechts 0.01 mm dikker wordt dan neemt de totale stijfheid al met 35.5 N/m toe.

Omdat dit vrij veel lijkt, en omdat dit het instelmechanisme van het ontwerp vrij gecompliceerd zou maken is de keuze gemaakt een andere oplossing te zoeken in de vorm van een bladveerconfiguratie. Een bladveerconfiguratie zal een minder ideale stijfheidsratio hebben, maar zal waarschijnlijk minder gevoelig zijn voor maaktoleranties.



Figuur 4.1 Een massa hangend aan een bladveer rechtgeleiding

Om een dergelijke bladveerconfiguratie te fabriceren zijn er twee opties. De eerste optie is om de configuratie te draadvonken en monolithisch te maken zoals bij het

gatscharnier ook het geval was. Een voordeel ten opzichte van het gatscharnier is dat de stijfheid vrijwel altijd meer ideaal zal uitvallen dan het hierboven berekende worst case scenario. In de praktijk zal het vrijwel nooit voorkomen dat een gevonkt deel over de gehele lengte de positieve, of negatieve tolerantiegrens zal bereiken. Een veel waarschijnlijker geval zou zijn dat de veer enigszins bol of hol wordt, en dat op die manier zowel positieve als negatieve waarden van de tolerantie voorkomen die elkaar min of meer zouden uitmiddelen.

Een tweede optie om deze configuratie te fabriceren zou zijn om de lichamen en bladveren uit meerdere delen te laten bestaan. Dit zou betekenen dat de lichamen gemakkelijk zouden kunnen worden gemaakt door relatief simpele bewerkingen als bijvoorbeeld frezen. Voor de bladveren betekent dit dat de veren zouden worden gefreesd, gevonkt of gesneden door laser of water uit dun gewalst verenstaal of RVS. Dit gewalste staal bezit een zeer hoge tolerantie en dus zal de afwijking van de dikte gering zijn en zeer positief voor ons systeem.

Na overleg met de opdrachtgever, en andere constructeurs binnen TNO, heb ik ervoor gekozen om voor het prototype deze tweede optie verder uit te werken. Wel moet hierbij worden opgemerkt dat in het geval van een productie van meer dan 500 stuks de extra onderdelen niet zeer wenselijk zijn. Allicht dat er in de fase na het testen van het prototype naar voren komt dat hiervoor een betere oplossing bestaat.

De bladveergeleiding die is berekend heeft de eigenschappen die genoemd staan in tabel 4.1

Breedte	12 mm
Lengte	40 mm
Dikte	0,1 mm
Materiaal	RVS 301 (E=210 GPa)
Aantal	4 stuks

Tabel 4.1 – Gegevens bladveergeleiding

De maten van de veren zijn zo gekozen dat ze zo lang mogelijk zijn om toch genoeg ruimte over te laten voor andere onderdelen, en het materiaal gekozen omdat RVS een relatief gunstige elasticiteitsmodulus en buigsterkte heeft.

In Bijlage C-2-2 wordt de stijfheid van deze nieuwe configuratie berekend. Zoals verwacht is de eerste eigenfrequentie bij gelijke maximale maten van de geleiding een lagere stijfheid in z-richting en x-richting dan het eerder ontworpen gatscharnier. Dit is natuurlijk een logische conclusie, aangezien het effectieve verende gedeelte van de veer veel langer is. De nieuwe stijfheden van de configuratie staan in onderstaande tabel.

Stijfheid in z-richting (C_z)	157.5 N/m
Stijfheid in x-richting (C_x)	$2.268 \cdot 10^6$ N/m

Tabel 4.2 – Resulterende stijfheden van de bladveerconfiguratie

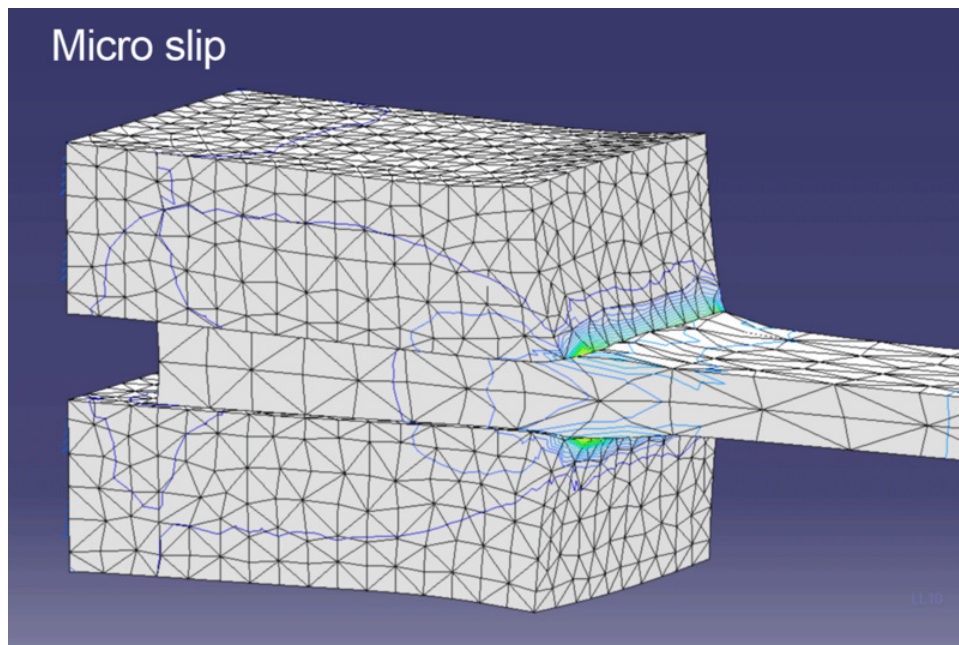
Voor de nieuwe configuratie is ook de mogelijke afwijking van de stijfheid ontstaan door maaktoleranties berekend. Een groot voordeel van de los te monteren bladveren is dat

de veren nu worden gefabriceerd uit gewalst staal. Voor de tolerantie van gewalst RVS plaatmateriaal wordt 0,002 mm aangenomen. Verschillende leveranciers geven echter aan dat deze tolerantie nog preciezer gehaald kan worden.

De berekeningen in bijlage C-2-3 geven dat de tolerantie op de stijfheid nu neerkomt op ± 9 N/m. Deze waarde zal met een instelmechanisme beduidend gemakkelijker te compenseren vallen.

4.1.2 Ontwerp van bevestiging tegen microslip

Een nadeel van losse bladveren is dat er hysteresis kan ontstaan. Bij klemverbindingen treedt hysteresis voornamelijk op in de vorm van microslip. Microslip treedt op doordat er bij een klemming altijd een concentratie is waar deze kracht optreedt en een ruimte om deze concentratie heen waar deze kracht minder optreedt.



Figuur 4.1 – FEM model van microslip op een inklemming

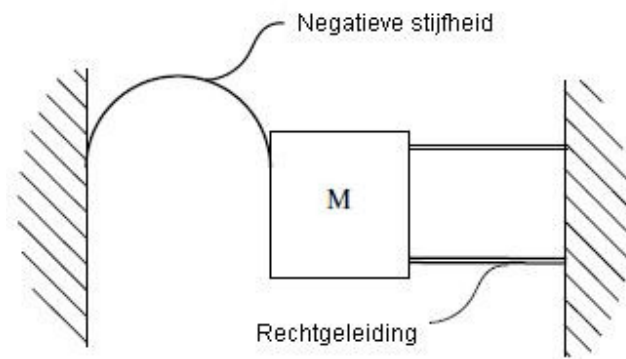
In figuur 3.3 is te zien hoe het ingeklemde materiaal zich gedraagt als deze op trek belast wordt. De deeltjes buiten de klemming worden uitgerekt volgens de wet van Hooke, maar zoals te zien is worden de deeltjes in de klemming ook enigszins gerekt. Op het moment dat de trekkracht verdwijnt, zou het geklemde deel terug moeten veren naar zijn originele positie, maar deze keer houdt de inklemkracht dit tegen. Er is dus hysteresis in de vorm van een kleine verandering van de positie van het ingeklemde materiaal ten opzichte van de klemming zelf.

Om microslip tegen te gaan zijn er meerdere manieren bedacht om dit probleem in spanning bij inklemming tegen te gaan. Veel van deze oplossingen zijn echter complex, en blijken in de praktijk minder effectief te werken. In overleg met collega's van TNO heb ik besloten een eigen oplossing voor dit probleem te verzinnen, welke beschreven zal worden in paragraaf 5.2.

4.2 Negatieve stijfheid

Omdat de stijfheid van de rechtgeleiding in het model te hoog is om de eerste eigenfrequentie onder de 2 Hz te kunnen krijgen is er de keuze gemaakt een negatief stijfheid element toe te voegen. Negatieve stijfheid is een vrij complex begrip dat in Bijlage A-1 wordt toegelicht aan de hand van een voorbeeld met het Euler-Buckling principe.

In het model Vlugter is gekozen voor een negatief stijfheidscomponent gebaseerd op afrollende veren. Dit concept komt uit het "TUE dictaat: Constructieprincipes voor het nauwkeurig bewegen en positioneren" [2]. In dit dictaat wordt beschreven dat als een veer met een bepaalde vorm 180 graden over een constante radius wordt gebogen deze veer afhankelijk van de vorm kracht of stijfheid kan leveren.



Figuur 4.2 – concept van de rechtgeleiding en de negatieve stijfheid

Om negatieve stijfheid te kunnen leveren moeten de veren de volgende vorm hebben:

$$b(x) := b_0 + \beta x^2 \quad (\text{formule 4.1})$$

Formule 4.1 beschrijft $b(x)$ het breedteverloop van de veer en kan b_0 vrij gekozen worden, welke de uiteindelijke breedte van de veer zal bepalen.

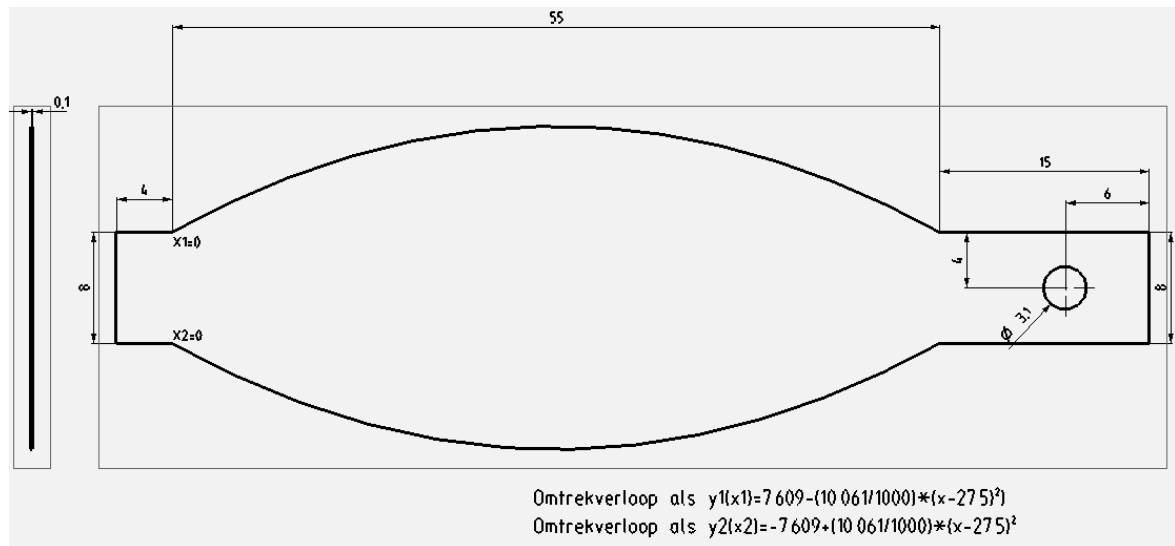
Omdat de veren over een totale hoek van 180 graden gebogen zullen worden over een vrij kleine radius is het van groot belang dat deze veren de elastische grens niet overschrijden.

Uit de berekeningen te vinden in bijlage C-3 ben ik tot de conclusie gekomen dat de negatieve bladveren bij een dikte van 0,1 mm een minimale radius kunnen maken van ongeveer 12 mm. Hierbij is gerekend met materiaaleigenschappen van RVS 301, met een hoge rekgrens.

Omdat de stijfheid via de negatieve stijfheidsveren nog instelbaar moet zijn heb ik ervoor gekozen de veren in een radius van 15 mm te construeren. Tevens is ervoor gekozen de totale stijfheid van de sensor te laten uitkomen op 10 N/m, wat neerkomt op 1,3 Hz eigenfrequentie van het systeem.

Door de keuze om de totale stijfheid uit te laten komen op 10 N/m kan er berekend worden hoeveel stijfheid de negatieve stijfheidveren moeten reduceren op het systeem. En daarmee valt vervolgens te berekenen welke vorm de veren moeten krijgen om naar behoren te kunnen functioneren. Deze berekeningen zijn te vinden in bijlage C-3.

De resultaten zijn afgebeeld in Figuur 4.3 en tabel 4.3



Figuur 4.3 – De eindvorm van de bladveren die de negatieve stijfheid leveren

Dikte veer	157.5 N/m
$\sigma_{\max}$	$2.268 \cdot 10^6$ N/m
E_{rvs}	210 GPa
Berekende radius	15 mm
B (Gradient van de omtrek)	10.061 mm

Tabel 4.3 – Eindmaten en gegevens van de negatieve stijfheidveren

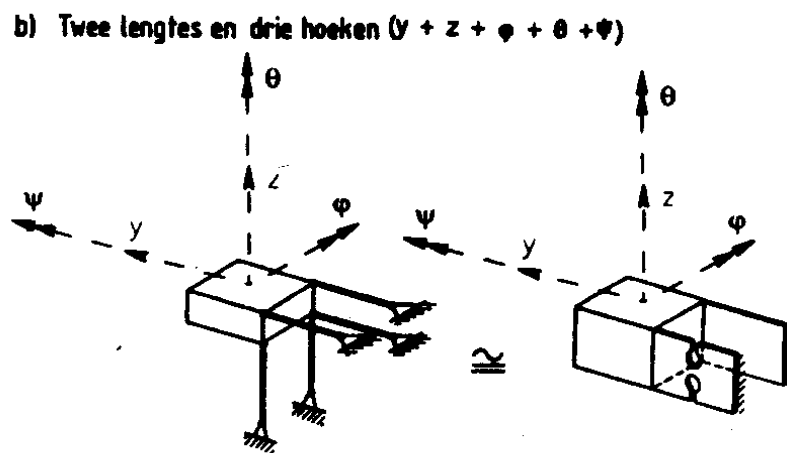
4.3 Instelmechanisme

Zoals in paragraaf 4.1 naar voren is gekomen kan door maaktoleranties de stijfheid van de rechtgeleiding, en dus de totale stijfheid van het systeem variëren ten opzichte van de berekeningen. Omdat voor de eigenfrequentie belangrijk is dat deze stijfheid precies zo kan worden zoals is geoogd is het belangrijk dat het prototype na fabricage en montage nog wat bijgesteld kan worden.

Uit eerdere berekeningen van het negatieve stijfheidcomponent, die zijn besproken in paragraaf 4.2 en diens berekeningen in bijlage C-3 is vast te stellen dat de negatieve stijfheid aangepast kan worden door de radius van de veren aan te passen. De totale stijfheid van het ontwerp valt hiermee dus te stellen totdat er een gewenst resultaat optreedt, welke neerkomt op een totale stijfheid lager dan 23 N/m, die overeenkomstig is met een eigenfrequentie van < 2 Hz.

Omdat de radius van de negatieve stijfheidsbladveren niet alleen de negatieve stijfheid, maar ook de beginstand van de configuratie aanpast moet tevens de hoogtestand van de veren aangepast moeten kunnen worden om zeker te zijn dat de massa van de sensor zijn eindwaarde niet per ongeluk bereikt. Deze instelprocedures moeten onafhankelijk van elkaar in te stellen zijn.

Dit betekent dus dat er twee instelmechanismen in het ontwerp moeten komen die elk 1 graad van vrijheid instelbaar hebben (T_x , of T_z), en waar de andere 5 graden van vrijheid ontnomen zijn. Hiervoor zijn een aantal theoretische oplossingen gebaseerd op sprieten en bladveren afgebeeld in figuur 4.4.



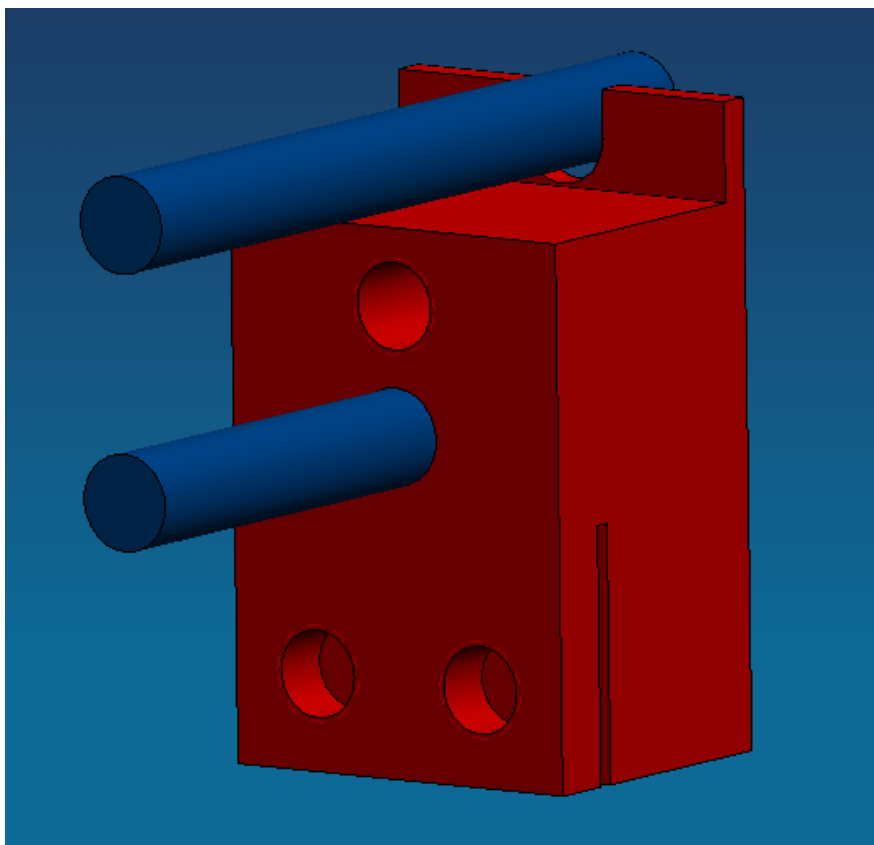
Figuur 4.4 – twee theoretische oplossingen om slechts één translatievrijheid te behouden

Omdat er behalve de stijfheidseis, ook een eis ligt op de totale dimensies van het ontwerp zijn de bovenstaande oplossingen niet zeer praktisch, aangezien ze snel veel ruimte in beslag zullen nemen. Om deze reden is er een nieuwe geleiding ontworpen gebaseerd

op een gat-as geleiding, en deze aangepast tot deze overeen komt met bovenstaande oplossingen.

Een as die door een plaat met een (passings)gat heen gestoken is legt twee graden van vrijheid vast, namelijk een translatie x en translatie z. Een as die door een blok met een passingsgat gestoken is legt vier graden van vrijheid vast, namelijk een translatie x, translatie y, rotatie x, en een rotatie y. De enige graden van vrijheid die dan nog over zijn zijn translatie z en rotatie z. In veel gevallen wordt er bij een gat-as geleiding gebruik gemaakt van twee assen die door een blok gestoken worden. Wel geteld legt een dergelijke geleiding dus 8 graden van vrijheid vast, en is enorm statisch overbepaald. Om dit op te lossen is de volgende oplossing bedacht.

Men maakt gebruik van een as, gestoken door een blokje. Hiermee worden vier graden van vrijheid vast gelegd, ten name translaties x en y, en rotaties x en y. Omdat de translatie z behouden moet blijven en deze instelbaar moet worden gemaakt, is het gewenst enkel rotatie z nog vast te leggen. Om dit te doen heb is het tweede gat in de traditionele as-gat geleiding vervangen voor een sleuf. Hiermee wordt de overbepaaldheid op een translatie, en rotatie weggehaald. Om vervolgens de laatste overbepaaldheid uit de traditionele as-gat geleiding te halen heb is het blokje in de lengterichting van het gat dunner gemaakt, zodat deze meer lijkt op een plaat. Het eindresultaat ziet er dan uit als in figuur 4.5.



Figuur 4.5 – Instelblokje met 1 vrijheidsgraad

De actuator (een schroefspil), zal het blokje over de gewenste te manipuleren translatierichting voortbewegen. Aan de tegengestelde zijde van de actuator wordt een draadveer om een as gewikkeld om de speling uit het schroefdraad te drukken.

De geleidingsassen die door de gaten steken zijn 3g7/H6. Dit is een losse passing, waarvan de waarden nauw bij elkaar liggen om zo weinig mogelijk speling toe te laten. Om de assen te monteren wordt vaak de fout gemaakt om aan een van de zijden van de assen schroefdraad te snijden en de assen in een tapgat te draaien. Echter valt er op tapgaten in platen moeilijk een tolerantie op de plaatsnauwkeurigheid te geven. De voorboorgaten zijn wel vrij precies te boren, maar om vervolgens binnenschroefdraad te snijden blijkt moeilijk een tolerantie van hoger dan 0,1 mm te halen. Dit heeft als gevolg dat de assen tot 0,2 mm ten opzichte van elkaar kunnen afwijken. Tevens ziet men hierbij vaak dat de assen niet totaal haaks komen te staan met het oppervlak waar ze op gemonteerd zijn waardoor de werking van de geleiding minder goed zou kunnen werken.

Als oplossing is ervoor gekozen om in de lengterichting van de geleidassen een tapgat aan te brengen, en deze beiden door een schutgat op een oppervlak te monteren. Dit betekent dat de haaksheid van het uiteinde van de as de scheefstand gaat bepalen, en dat de assen ten opzichte van elkaar nog iets te plaatsen om de juiste afstand te creëren. Dit zal duidelijker met een afbeelding worden laten zien in Hoofdstuk 5 – Het prototype.

4.4 Damping

Wanneer een kracht of, in het geval van dit project, een trilling aan een massaveersysteem zonder damping wordt geïntroduceerd met een frequentie gelijk aan de eigenfrequentie van het systeem zal in theorie de massa in het oneindige door blijven slingeren en de uitwijking van de massa steeds groter worden.

In de praktijk wordt er bewust of onbewust altijd een damping toegevoegd aan het systeem. Damping kan meerdere deelcomponenten hebben en kan onder andere uit interne materiaaldamping, hysteresis of luchtweerstand bestaan. Damping zorgt dat de resonantie wordt tegengegaan, waarbij de energie van het gedempte systeem wordt omgezet in warmte.

Ook bij het ontwerp in dit project hebben we te maken met een massaveersysteem dat gedempt dient te worden. Er is interne materiaalweerstand aanwezig in het gatscharnier maar deze is echter niet hoog genoeg, en dus moet er een extra dampingcomponent ontworpen worden.

In paragraaf 3.1.5 is er geconcludeerd dat damping in ieder massaveersysteem noodzaak is. In "Eindverslag: Het ontwerp van een laag frequente passieve verticale positie-sensor" [1] zijn enkele vuistberekeningen uitgevoerd met welke mate er in het huidige systeem gedempt zal moeten worden en kwam uit op een totale damping van $\zeta=0.008$, in procenten 0,8%.

Na onderzoek gedaan te hebben naar wat de interne materiaaldamping van ons massaveersysteem zou zijn is er tot de conclusie gekomen dat interne damping van materiaal niet door één constante te definiëren valt, en dat de interne damping afhankelijk is van de eigenfrequentie van het systeem. Er is op het gebied van interne damping weinig kennis en de interne damping van systemen wordt in vrijwel alle vormen van de techniek door middel van testen op prototypen bepaald. TNO gaat er bij lichte, en relatief stijve constructies vanuit dat de interne damping van verplaatsingsmechanismen over het algemeen dicht bij de 0,5% ligt. Deze is dus een factor 1.6 te klein en er zal een externe damping toegevoegd moeten worden.

Er is een keuze gemaakt een eddy current damping toe te passen. Eddy current wordt vrij vertaald als wervelstroom. Wervelstroom is een natuurkundig fenomeen dat veel is onderzocht en toegepast. Eddy Current is in de afgelopen jaren veelvuldig toegepast als passieve demper in systemen.

Het principe van wervelstroomdamping is in 1888 door de natuurkundige Adalbert van Waltenhofen bewezen door in een proefopstelling een slinger van messing tussen twee magneetpolen te laten slingeren. De slinger kwam eerder tot stilstand dan dat dezelfde slinger slingerde zonder zich tussen de magneten te bevinden. Hiermee toonde hij aan dat er bij het bewegen van een niet magnetisch, maar elektrisch geleidend materiaal door een magneetveld krachten optreden tegengesteld aan de beweegrichting.

Het algemene principe wordt tegenwoordig in zeer veel toepassingen gebruikt als in weegbalansen, kWh-meters en als wervelstroomremmen in vele voertuigen zoals in bijvoorbeeld elektrische treinen.

De sterkte van de demping is afhankelijk van een aantal factoren. Een aantal voorbeelden hiervan zijn: De sterkte van de gebruikte magneten, het materiaal dat wordt gebruikt tussen de magneten, de dikte van het materiaal tussen de magneten, en de sterkte van het magnetische veld.

Uit ervaring vanuit TNO is gebleken dat, hoewel ze wel bestaan, berekeningen op eddy current in de praktijk helaas onbetrouwbaar zijn. Het lijkt erop dat de magneetspecificaties niet precies overeenkomen met de praktische waarden en dat de niet-lineariteit van de magneetvelden moeilijk te bepalen is. Het advies vanuit het bedrijf is om een aantal sterke magneten te bestellen en vervolgens de spleetgrootte instelbaar te maken, om zo de demping te kunnen regelen tot een gewenste waarde.

In het ontwerp komt de demping neer op een koperen plaatje, dat zich tussen twee relatief sterke magneten bevindt. Een van de magneten wordt op een schroefspil gemonteerd zodat de afstand van de magneten, en dus de totale demping van het systeem getuned kan worden.

De magneten die zijn gebruikt in het prototype hebben de specificaties uit tabel 4.4.

Benaming	Eclipse Magnetics N802
Type	schijf
Hoogte	3mm
Externe diameter	5mm
Gewicht	0,6g
Maximaal Energieproduct	35 KJ/m ³

Tabel 4.4 – Specificaties magneten

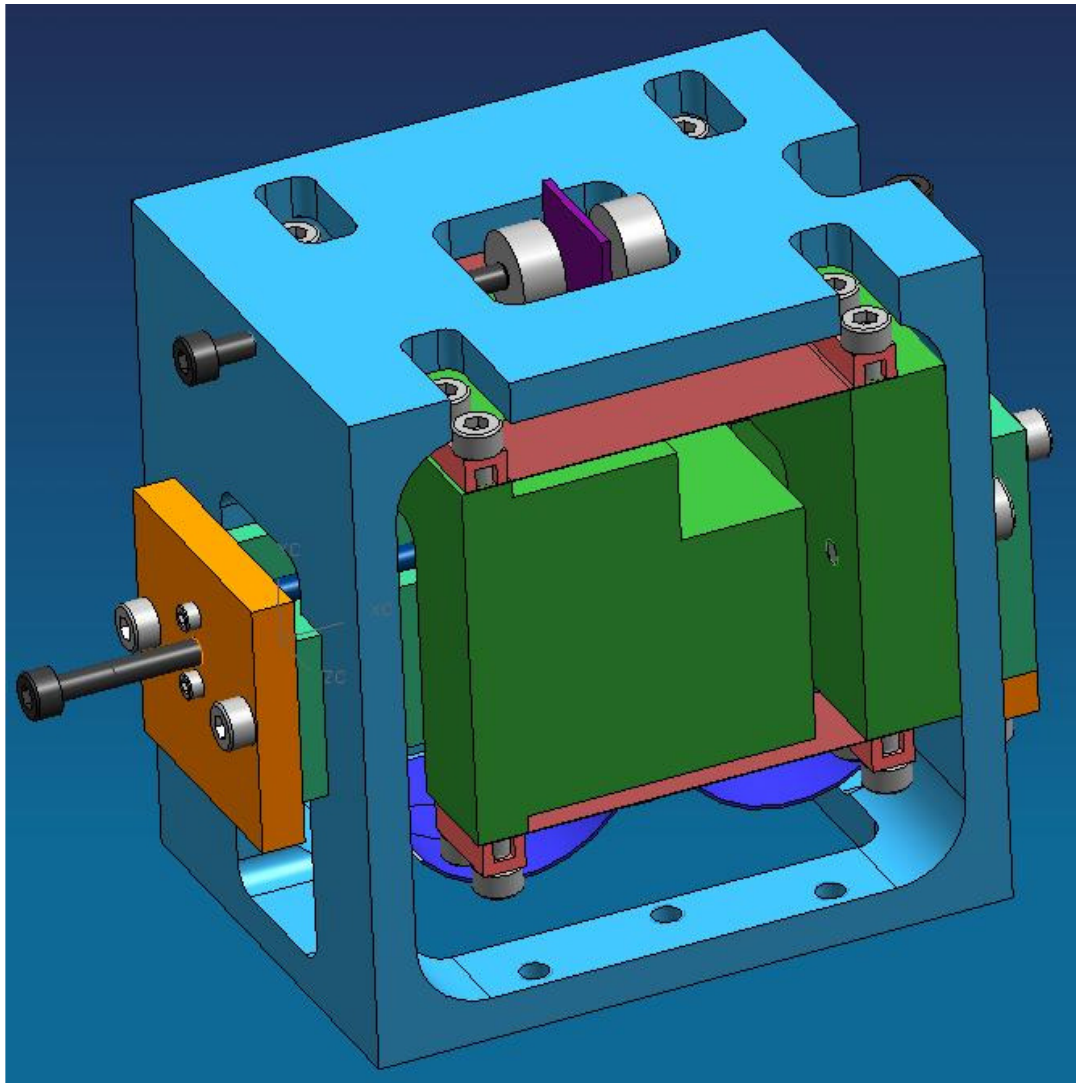
Hoofdstuk 5 - Het Prototype

5.1 Introductie

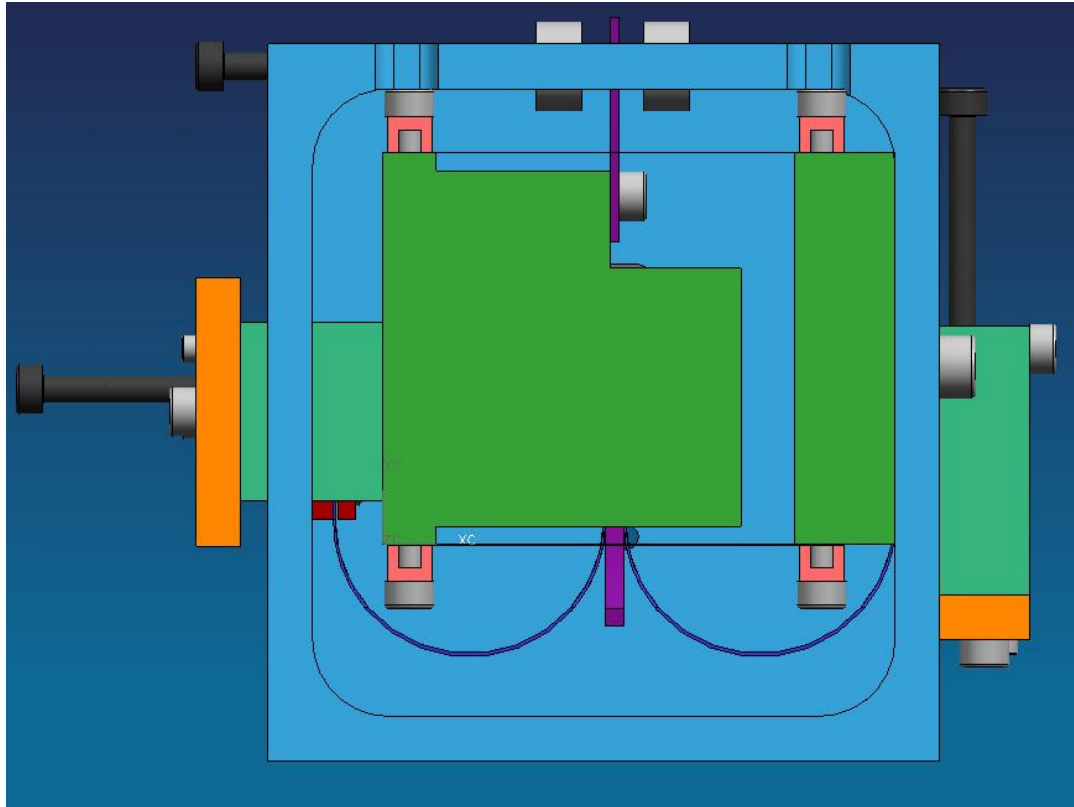
Om het principe van de negatieve stijfheid te kunnen testen is het doel geweest om in een zo vroeg mogelijk stadium van de opdracht een prototype te ontwerpen, en door deze aan verschillende tests te onderwerpen, zo snel een uitspraak te kunnen doen over de toekomst van het concept.

In dit hoofdstuk zal het prototype besproken worden en zullen een aantal onderdelen en keuzemomenten verder worden toegelicht.

5.2 Het ontwerp



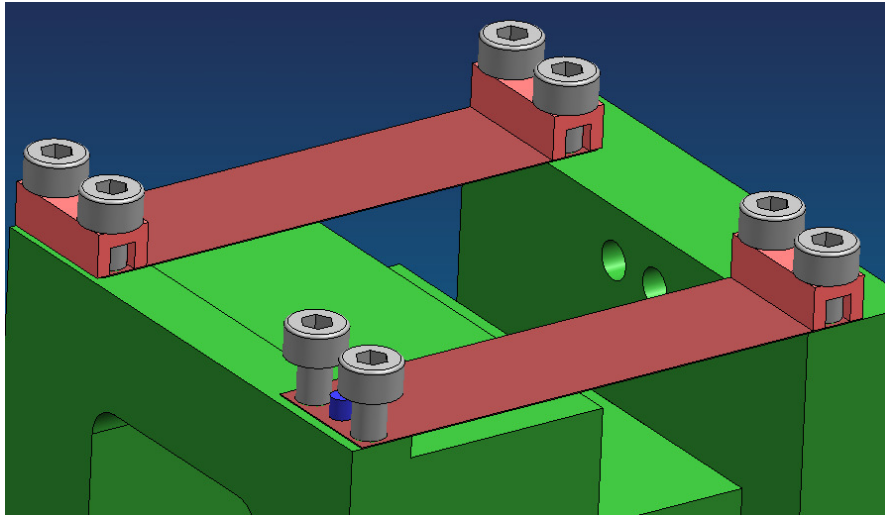
Figuur 5.1 - Het prototype



Figuur 5.2 – Doorsnede van het prototype

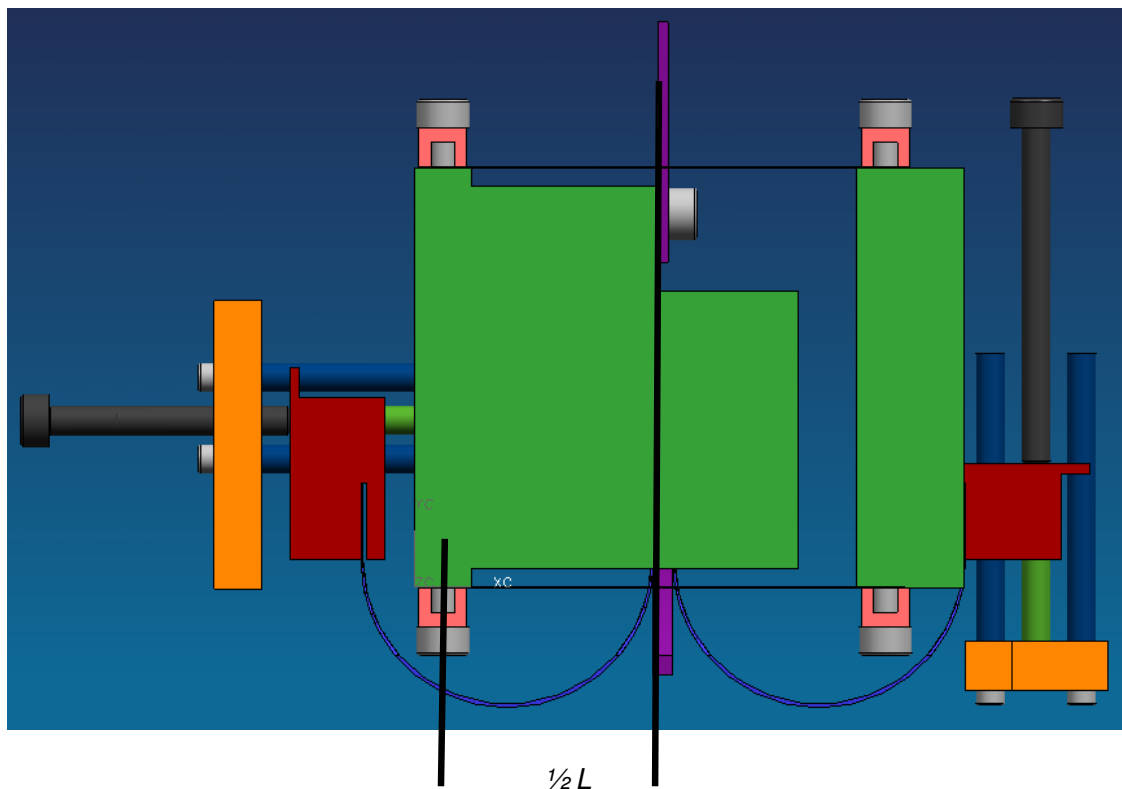
In bovenstaande figuren 5.1 en 5.2 zijn alle onderdelen van het ontwerp duidelijk te zien. De groene blokken zullen bij trillingen ten opzichte van elkaar de referentieafstand bepalen. Aan de achterzijde van het ontwerp is een gat geplaatst waar een nauwkeurige afstandsensensor de relatieve afstand kan bepalen.

Zoals in hoofdstuk 3.2.2 genoemd is kan er bij inklemming van de bladveren voor de rechtgeleiding microslip optreden. Om dit te kunnen voorkomen zijn er in de bladveren passinggaten gemaakt waar een paspen doorheen gestoken zit. Deze paspen zorgt dat de veren na rek in de lengterichting de veren weer terug kunnen keren in hun originele staat en dat deze niet zullen verplaatsen ten gevolge van microslip. In figuur 5.3 is dit duidelijk laten zien. De paspen(2g6) steekt door een passingsgat (2H7), de bouten hieromheen die via de klem de bladveren op zijn plaats houden steken door een gat van 3,1 en hebben dus enige speling.



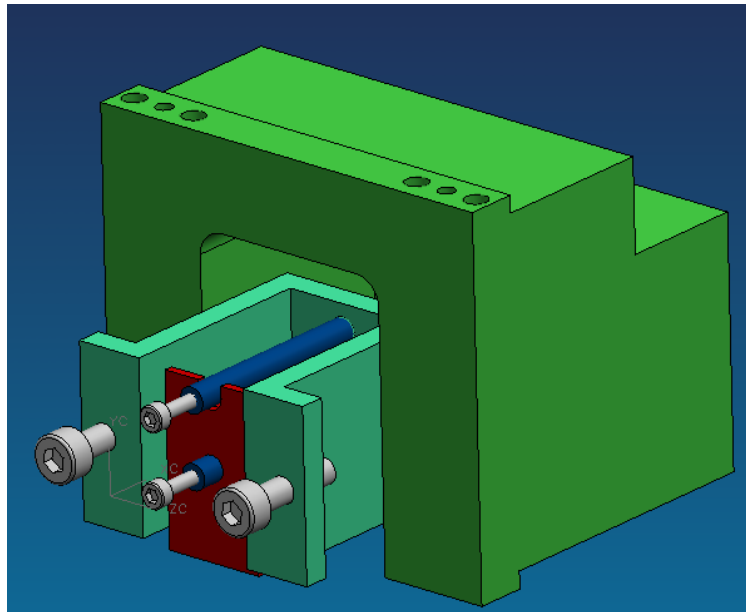
Figuur 5.3 – Klemmingmethode voor de bladveergeleiding

Zoals in figuur 5.4 te zien is zijn de instelmechanismen, afgebeeld in bordeauxrood aan weerszijden van de bladveergeleiding geplaatst. Het mechanisme aan de linkerzijde stelt de radius van de negatieve stijfheidveren, en dus de uiteindelijke eigenfrequentie van het systeem in, en het mechanisme aan de rechterzijde stelt de hoogtestand in.



Figuur 5.4 - De plaatsing van het instelmechanisme

Om genoeg ruimte voor het mechanisme aan de linkerzijde te creëren is er in de bewegende massa (m_{ref}) van de bladveergeleiding een kamer gefreesd. Dit komt tevens goed uit aangezien het gewicht van deze massa teruggebracht moet worden naar een maximum van 0.150kg. Om deze reden is ook een blok aan de bovenkant van het gatscharnier eruit gesneden. Deze ruimte wordt vervolgens gebruikt om de demper te bevestigen. In figuur 5.5 is de vrijgemaakte ruimte duidelijk te zien.



Figuur 5.5 – De kamer voor het instelmechanisme aan de linkerzijde

Er valt ook in figuur 5.5 te zien hoe de geleidassen vast komen te zitten aan het afdekplaatje. Om alles te kunnen laten zien is het afdekplaatje hier doorzichtig gemaakt. Deze bevindt zich tussen het lichtgroene onderdeel en alle kopjes van de bouten. De schroefgaten van de geleidingassen zijn M1.7 en door de haaksheid van de as-einden komen de assen zeer exact te staan. Tevens worden de assen aan de andere zijde gevat in passinggaten in het lichtgroene onderdeel dat dient als behuizing van de asgeleiding.

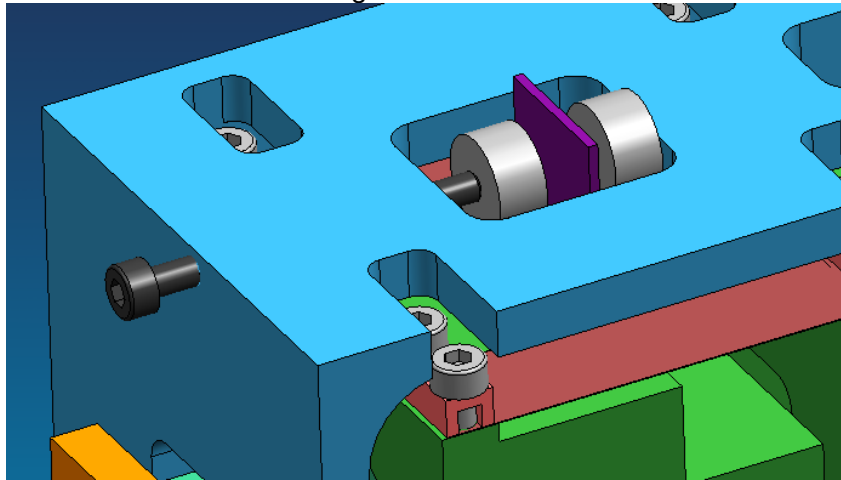
Als actuatoren is er gekozen voor schroefspillen. Omdat kijkend naar de berekeningen de stijfheid en de beginstand per afstandseenheid relatief weinig veranderd en er een redelijk grote slag gemaakt zal moeten worden is er gekozen voor deze relatief goedkope en gemakkelijke oplossing voor de actuatoren. Schroeven zijn tot ongeveer 20 graden met de hand instelbaar, en met een schroef M3 met een spoed van 1mm valt dus een precisie te halen van $1/(360/20) = 0.06$ mm. In het geval van dit prototype is dit voldoende om de stijfheid te kunnen tunen.

De negatieve stijfheidveren zijn aan de massa bevestigd op de meest ideale positie ten behoeve van de verplaatsing van de bladveerconfiguratie, namelijk op de helft van de lengte van deze veren. Dit betekent dat de beweging die plaatsvindt het meest rechtlijnig is. Ook de demper is op de helft van de lengte van de veren aangebracht, om de krachten op dezelfde verticale lijn te krijgen en zo geen ongewenste momenten op de bladveren te introduceren. Tussen de twee veren is een stijve plaat aangebracht die zal

moeten zorgen dat de totale ronding die de veer gaat maken nooit meer wordt dan 180 graden.

De veren zijn bevestigd aan de instelmechanismen door middel van klemming in een groef. Dit heeft tot gevolg dat de montage zeer gemakkelijk zal zijn. De montage en hartlijn waren al te zien in figuur 5.4.

Zoals hierboven al is vermeld is de demper aan de bovenzijde van het ontwerp geplaatst. De demper bestaat uit een koperen plaatje, dat op en neer beweegt tussen twee magneten. De grootte van de spleet tussen de magneten bepaald de sterkte van de magnetische veldlijnen en dus de grootte van de demping. Daarom is een van de magneten op een schroef gemonteerd. De grootte van de demping is hiermee instelbaar gemaakt. Het resultaat valt te zien in figuur 5.6.



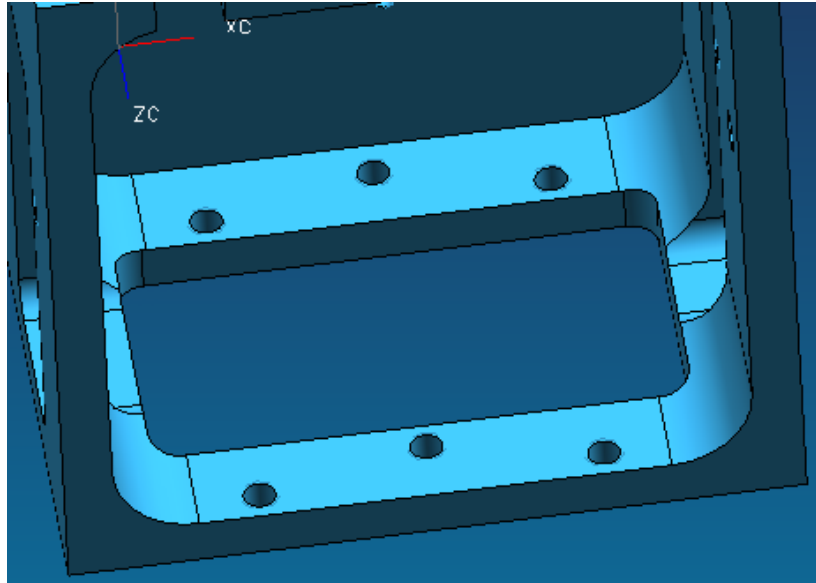
Figuur 5.6 – de montage van het stel magneten in het huis t.b.v. de demping

Om te zorgen dat de magneten geen invloed hebben op de werking van het mechanisme, is er bij de andere onderdelen rekening gehouden met de materialen die hiervoor zijn gekozen. Er is voornamelijk gebruik gemaakt van aluminium en RVS zodat de magneten hier weinig of geen invloed op uitoefenen.

Het geheel wordt bevestigd aan een huis dat zo is ontworpen dat het stijf en robuust is, terwijl er toch genoeg gaten, gleuven en openingen in zitten om alle onderdelen te bevestigen en om bij de montage ruimte te hebben om alles in elkaar te kunnen zetten. Het huis is een monoliet, wat betekent dat de fabricatie ervan gecompliceerder is dan dat voor de behuizing bijvoorbeeld meerdere platen zouden worden gebruikt. Het betekent wel dat het huis spanningsvrij gemaakt kan worden en dat er geen of in ieder geval minder neveneffecten zouden kunnen ontstaan zoals interne spanningen en voorspanningseffecten. Bij het testen is de dynamica van de sensor dus zoveel mogelijk geminimaliseerd.

Aan de onderzijde van het huis zijn een 6-tal schroefgaten aangebracht om het prototype op een testopstelling te kunnen monteren. Een afbeelding van de montagegaten is te zien in figuur 5.7.

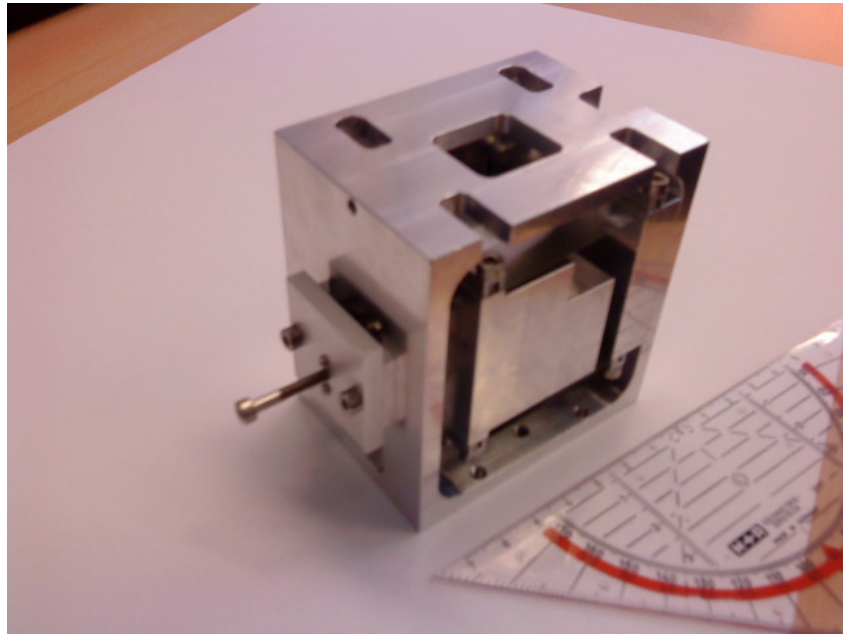
Tekeningen van het prototype zijn in bijlage F te vinden.



Figuur 5.7 – het gatenpatroon in het huis t.b.v. de montage aan de meetapparatuur

Hoofdstuk 6 – Realisatie

Nadat het ontwerp is afgerond is er begonnen met het bestellen van onderdelen. Vele van deze onderdelen zijn gemaakt in de orthopedische werkplaats van TNO, te Delft. Tijdens het productieproces is er geregeld contact geweest tussen de instrumentmakers en de constructeur om dit proces zonder problemen te laten verlopen.



Figuur 6.1 – Het ontwerp na montage

Na de montage van het prototype kwamen er al snel een aantal problemen naar voren. Deze problemen zullen uitvoerig toegelicht worden in dit hoofdstuk, en er zal worden geprobeerd deze problemen aan een onderdeel toe te kennen en vervolgens op te lossen. In figuur 6.1 is te zien na montage.

6.1 Spanningsvrij monteren

Na de eerste montage bleek dat er een vreemde knik plaatsvond bij een trilling van de massa. Allereerst werd aangenomen dat een van de bouten licht contact maakte met de achterzijde van het huis en dat dit een parasitaire werking uitoefende op de bladveergeleiding. Na nadere inspectie bleek echter dat deze veren uit zichzelf een vreemde knikbeweging maakten. Dit doet vermoeden dat de overbepaaldheid van de veren een negatieve invloed hebben. Na de bladveergeleiding gedemonteerd te hebben en deze opnieuw moet zo weinig mogelijke geïntroduceerde spanning opnieuw gemonteerd te hebben was de knikbeweging weg. De knik die te voelen en zelfs een beetje te zien was is dus toe te schrijven aan het kikker-effect. Een effect dat optreedt bij overbepaaldheid van bladveer rechtgeleidingen. Als de veren naast elkaar enigszins met een hoek worden gemonteerd zal door de rechtgeleidingsbeweging deze veer geforceerd worden behalve te buigen een klein beetje te torderen wat een knikpunt geeft in de bewegingsrichting.

6.2 Negatieve stijfheid en massacompensatie

Na montage van het geheel werd vrij snel duidelijk dat de negatieve stijfheidveren zoals gebruikt in dit prototype te weinig massacompensatie leveren en dat de massa dus onder invloed van de zwaartekracht teveel gaat doorhangen. Aanvankelijk was het onduidelijk t de oorzaak was. Er is aangenomen dat de massa misschien te hoog was, of dat de tolerantie op de vorm van de negatieve bladveren toch te laag is geweest.

Ook in de uiterste stand van de instelling aan de rechterzijde, de offset van de veren in z-richting waarmee kracht kan worden toegevoegd, kon er niet genoeg kracht geleverd worden door het mechanisme. Na demontage van de veren blijkt dat de negatieve stijfheidveren enigszins plastisch zijn vervormd. Plastische deformatie komt voor als de veren voorbij de minimale radius worden gebogen, en heeft grote gevolgen voor het systeem. De negatieve bladveren werken door elastische energie in de veren op te slaan en deze vervolgens vrij te. Door de plastische deformatie van de veren wordt er energie opgenomen door de veer, echter een deel van deze energie wordt niet meer vrijgegeven, maar wordt gebruikt voor het deformeren zelf. Dit betekent voor het systeem dat er minder kracht vrijkomt en dat de massacompensatie niet naar behoren zal werken. Er vindt dus veel hysteresis plaats en de massa hangt te ver door. De vervorming is te zien in figuur 6.2.



Figuur 6.2 – De vervorming van de bladveer na demontage

Omdat de vervorming waarschijnlijk de hoofdoorzaak is van het feit dat de massacompensatie niet werkt lijkt een goed idee om de plastische vervorming in de negatieve stijfheidveer nader te analyseren om de oorzaak van deze vervorming vast te stellen.

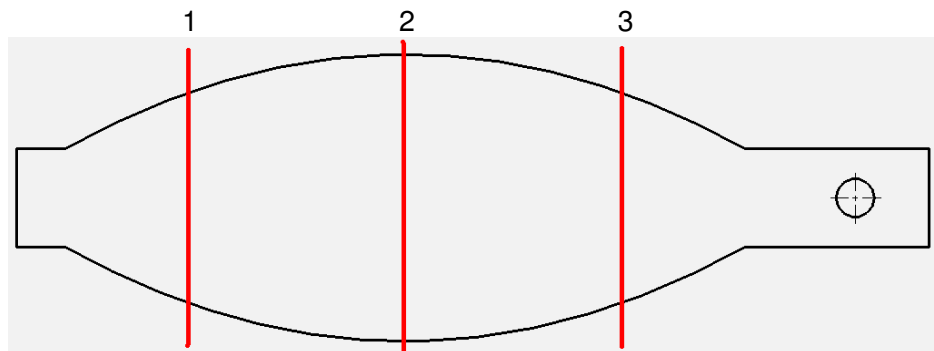
Kijkend naar de formules in bijlage C-3, in het speciaal formule 6.1 hieronder afgebeeld, waar berekend is wat de minimaal te halen radius is, zijn er een aantal oorzaken die plastische vervorming tot gevolg zouden kunnen hebben. Omdat de veren zowel bij montage als bij operatie van de sensor nooit onder een kleinere radius dat is berekend hebben gestaan, kan uiteindelijk de reden van de plastische vervorming drie oorzaken hebben.

$$r_{\min} := \frac{E_{\text{RVS}} \cdot t_{\text{def}}}{2 \cdot \sigma_{\text{nom}}} \quad (\text{formule 6.1})$$

Allereerst zou het kunnen dat de dikte van de veren verschilt van de aangenomen waarde. Na het nameten van de dikte van de veren is een verschil echter niet waar te nemen. De dikte is tenminste binnen micrometer nauwkeurig. Een andere oorzaak is dat het materiaal een andere rekgrens of elasticiteitsmodulus heeft dan is aangenomen. Er is gerekend met waarden voor hoogwaardig staal RVS 301, en bij de levering van de veren is geen bewijs geleverd dat het staal ook daadwerkelijk aan deze waarden voldoet.

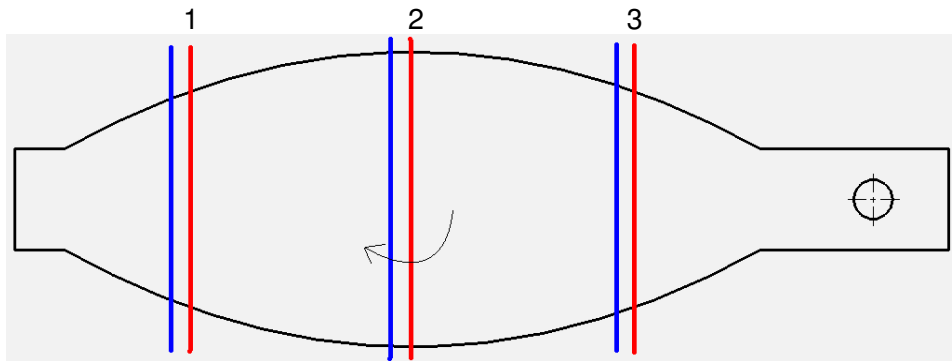
De vervorming die te zien is in figuur 6.2 doet echter vermoeden dat er een derde oorzaak optreedt, die op dit moment waarschijnlijker lijkt. Zoals op de figuur te zien is lijkt het dat de vorm slechts op een van de uiteinden is vervormd. Dit uiteinde is natuurlijk een van de plaatsen waar de breedte van de veer het minst is.

In de stand van de gekromde bladveren in nulpositie bevindt het dikste deel van de bladveren zich in het midden van het buigend oppervlak. Zie figuur 6.3, lijn 2 is het punt waar de veer het dikst is.



Figuur 6.3 – De bladveer met het buigend oppervlak

Als de veer een stukje afrolt, verplaatst deze centrumlijn zich automatisch naar links. Dit betekent dat het volumeverschil, waar de energie vandaan komt, toeneemt. Men kan zien dat er aan de linkerzijde van de veer minder volume ontstaat als figuur 6.3 en figuur 6.4 met elkaar vergeleken worden.



Figuur 6.4 – Verschuiving van het buigend oppervlak bij afrolling

Als we dit analyseren lijkt het zeer waarschijnlijk dat de spanning aan de linkerzijde van de veer toeneemt, aangezien er minder volume aanwezig is. Als de spanning aan deze zijde te hoog wordt zal de veer plastisch gaan vervormen op de plaats waar de spanning zich concentreert.

Een van de voorwaarden van de constructie met negatieve stijfheidveren wordt als volgt beschreven:

“Stel twee identieke bladveren, fig 6,70 hebben een over hun lengte geleidelijk verlopende breedte $b(x)$. Al te abrupt moet de breedte niet variëren want het beoogde effect wordt steeds ‘uitgemiddeld’ over de hele booglengte. Bovendien zal bij sterke breedtevariatie over de lengte van de bocht, de vervorming en dus de spanning zich concentreren op de smalste plaatsen.”

- M.P. Koster, Constructieprincipes voor het nauwkeurig bewegen en positioneren [2]

Kijkend naar de vervorming in de veren lijkt dit laatstgenoemde precies wat er helaas opgetreden is. Omdat er geen waarden hierbij zijn genoemd is het moeilijk geweest met deze voorwaarde goed rekening te houden. Hoe minder de breedtevariatie is, des te minder negatieve stijfheid de veren kunnen toevoegen en het lijkt er dus sterk op dat hoewel de negatieve stijfheidveren in theorie werken, er in de praktijk nogal wat haken en ogen aan zitten.

6.3 Gevolgen

Het in paragraaf 6.1 besproken probleem van het kikker-effect is vrij gemakkelijk verholpen door de veren opnieuw te monteren.

Het tweede probleem, besproken in paragraaf 6.2, is vervelender. Binnen het huidige ontwerp kunnen de veren helaas niet worden aangepast, aangezien er dan te weinig negatieve stijfheid toegevoegd zal worden, waardoor de eigenfrequentie van het systeem omlaag zal gaan.

Ten tijden dat de onderdelen van het prototype in bestelling was is er een testplan opgesteld. Echter door de vervorming van de negatieve stijfheidsveren kan dit plan niet uitgevoerd worden. Het originele testplan is te vinden in bijlage D.

Zoals eerder gemeld zal het prototype in de huidige staat niet in verticale richting werken. Een van de oplossingen die geopperd is, is om met dit prototype enkel het concept van de negatieve stijfheidsveren aan te tonen.

Dit zou betekenen dat de eis van dat de sensor verticaal moet komen te werken zou komen te vervallen. Door de sensor niet verticaal te monteren maar horizontaal, of onder een hoek, zou het principe nog steeds duidelijk gemaakt kunnen worden. Natuurlijk betekent dit dat alle meetapparatuur ook onder deze hoek zal moeten komen te staan.

Een andere oplossing zou kunnen zijn om de massa te verlagen. Het verlagen van de massa, betekent dat er minder kracht nodig is die uit de massacompensatie voortkomt. Het betekent echter wel dat de eigenfrequentie van het systeem hoger wordt, en dat de totale bandbreedte van de sensor lager wordt dan aanvankelijk beoogd. De formules die inzicht geven hierop zijn in bijlage C-1 beschreven.

In theorie valt de totale stijfheid tot 0 te tunen, en in een theoretisch geval zou de massa ook richting 0 gebracht kunnen worden. Hierbij blijft het wel een probleem dat de veren plastisch vervormd zijn, want het is onduidelijk wat voor invloed dit, behalve de massacompensatie, heeft op de negatieve stijfheid zelf, en of dit zelfs de lineariteit aangepast heeft. Ook wordt het steeds moeilijker om de eigenfrequentie te halen aangezien de negatieve stijfheid steeds preciezer ingesteld zal moeten worden.

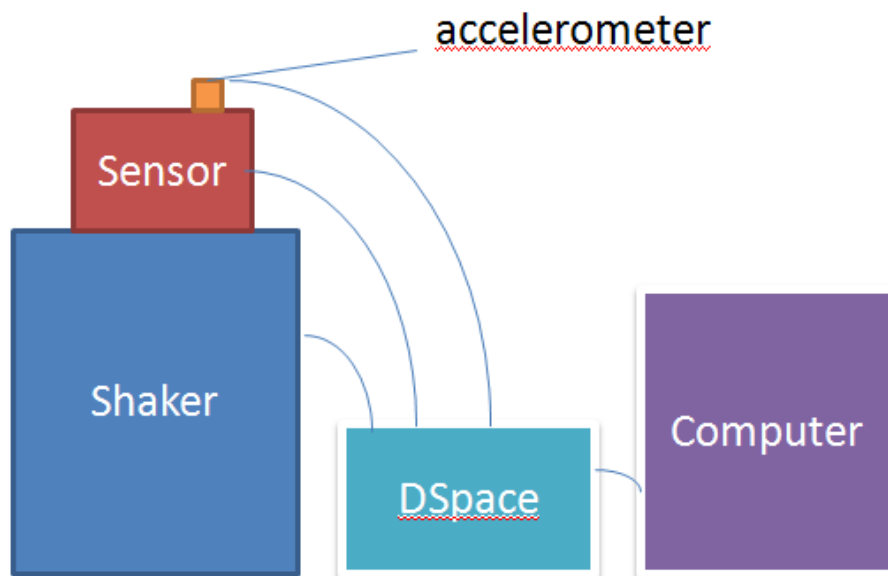
Gezien de opties heb ik er na overleg met collega's bij TNO voor gekozen om de testopstelling anders op te bouwen dan origineel was beoogd. In hoofdstuk 7 zal de testfase uitvoerig besproken worden.

Hoofdstuk 7 – Validatie

7.1 Het testplan

Omdat het te laat is de negatieve stijfheidveren in het huidige ontwerp niet aangepast kunnen worden door de levertijd, en daardoor het originele testplan niet uitgevoerd kan worden is er besloten het originele testplan aan te passen.

Om toch enige dingen te kunnen zeggen over het huidige ontwerp is de testopstelling die in Bijlage D is beschreven aangepast. De shaker en accelerometer zijn op hun kant gezet om het prototype met trillingen in horizontale richting aan te sturen in plaats van in verticale richting.



Figuur 7.1 – Schematische weergave van de meetopstelling

7.1.1 Test 1: Eigenfrequentie van de rechtgeleiding

Allereerst gaan we met de opstelling de eigenfrequentie van de bladveer rechtgeleiding te testen. Hierbij worden de negatieve stijfheidveren dus nog niet gemonteerd.

In paragraaf 4.1.2 is geconcludeerd dat de bladveer rechtgeleiding een stijfheid van 157.5 N/m heeft. Volgens formule 7.1 zou dat uit moeten komen op een eigenfrequentie van ongeveer 5,2 Hz.

Stijfheid in z-richting ($C_{z,pos}$)	157.5 N/m
Referentiemassa (m_{ref})	0.150 kg

Tabel 7.1 – Gegevens rechtgeleiding

$$\sqrt{\frac{C_{z,pos}}{m_{ref}}} \cdot \frac{1}{2\pi} = 5.157 \text{ Hz} \quad (\text{Formule 7.1})$$

7.1.2 Test 2: Eigenfrequentie na montage negatieve stijfheid

Na het testen van de eigenfrequentie van de bladveergeleiding kan men de negatieve stijfheidveren monteren. Als deze veren zijn gemonteerd en de radius wordt niet gewijzigd, dan zullen de veren in een radius van 15 mm staan. Volgens de berekeningen in bijlage C-3 zou de totale stijfheid nominaal 10 N/m moeten zijn.

De verwachting is dat deze totale stijfheid niet gehaald zal worden, aangezien de veren al enigszins plastische vervormd waren. Wel zal er allicht kunnen worden aangetoond dat de totale stijfheid ten opzichte van de eerste situatie zonder negatieve stijfheidveren omlaag gaat, en dat er dus wel negatieve stijfheid optreedt. Dit valt wederom te toetsen aan het bepalen van de eigenfrequentie, en deze te vergelijken met de eerste test.

7.1.3 Test 3: Vergroten van de negatieve stijfheid

Door de radius aan te passen kan de totale stijfheid worden aangepast. Als de radius waarin de negatieve stijfheidveren staan kleiner wordt gaat de negatieve stijfheid omhoog, en de totale stijfheid dus omlaag. De derde test zal bestaan uit het vergroten van de negatieve stijfheid om zo de eigenfrequentie van het systeem zo laag mogelijk te krijgen. De verwachting is dat de eis van de 1^e eigenfrequentie zoals genoemd in het programma van eisen in paragraaf 2.4 helaas niet gehaald zal worden, maar het is wel interessant om te kijken hoe laag de stijfheid van het systeem te krijgen is ondanks de vervorming van de veren. Het zal in zekere mate kunnen aangeven hoe essentieel het is in een toekomstig ontwerp dat deze vervorming niet op mag treden en zal inzicht kunnen geven in hoe precies dit onderdeel gefabriceerd zal moeten worden om het concept in de toekomst nog beter te kunnen laten werken.

7.2 Resultaten

Voor het nieuwe meetplan dat is opgesteld is min of meer dezelfde opstelling nodig als die is gebruikt in het originele plan uit bijlage D. De enige grote wijziging is dat alle apparatuur zich 90 graden gedraaid is opgesteld en dat de shaker, de sensor en de accelerometer zich dus horizontaal in lijn bevinden.

7.2.1 Uitlijning van de positiesensor

Om de tests te kunnen doen is allereerst de positiesensor op het prototype gemonteerd. Dit werkt door een uitleesstripje op de bewegende referentiemassa te plakken, en een uitleeskop vervolgens hierop uit te lijnen. Doordat aan de achterzijde van het ontwerp schutgaten zijn gebruikt kon zo de sensor rechtgezet worden.

Met bijgeleverde software kan na enig stellen worden vastgesteld dat de sensorkop 81% van de door zijn laser uitgestuurde licht weer terug opving, wat een zeer aanvaardbaar bedrag is voor een meting als deze. Collega's bij TNO die van dezelfde soort positiesensor gebruik maken houden als richtlijn meestal aan dat dit opgevangen licht boven de 70% moet liggen voor een betrouwbare meting.

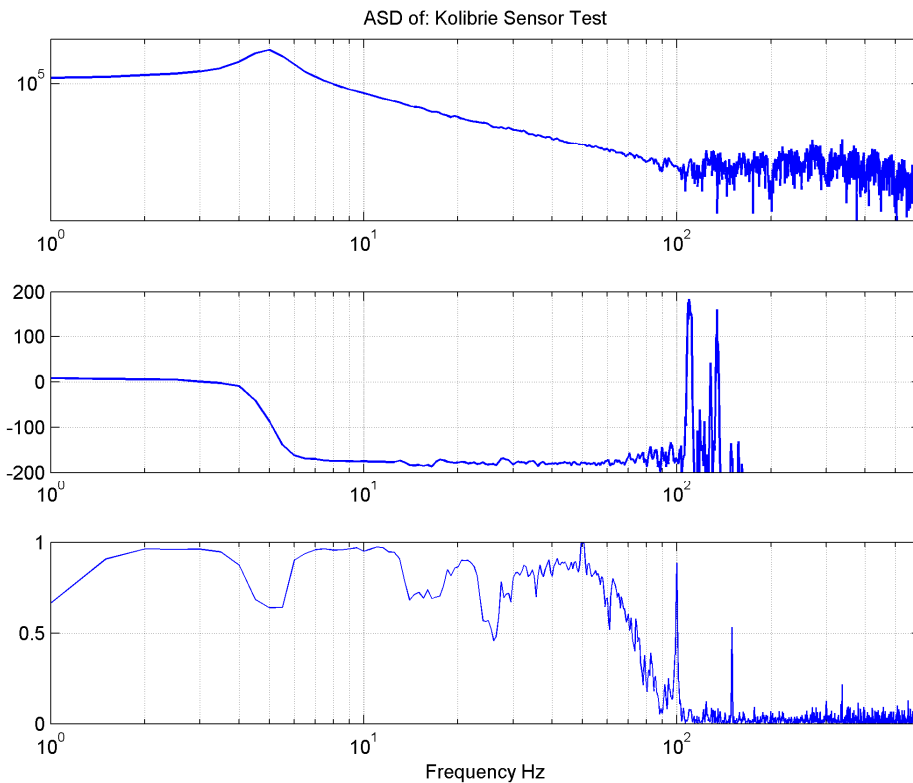
7.2.2 Test 1: Resultaat eigenfrequentie van de rechtgeleiding

Door de sensor met witte ruis aan te sturen kan worden vastgesteld bij welke frequenties de sensor een grote amplitude heeft, en dus waar de eigenfrequenties van het systeem liggen.

Witte ruis is een frequentiespectrum dat bestaat uit een spectrum van frequenties met een gelijke amplitude. Als dit alsingangssignaal wordt gebruikt, kan er aan de uitgang van het systeem worden gezien welke frequenties nog steeds, en dus ook welke frequenties niet langer, voorkomen. Er kan vervolgens worden beredeneerd welke frequenties geïsoleerd worden binnen de sensor en wat de responsie van het systeem bij verschillende frequenties is. De grafiek die hiervan geschets kan worden heet een Amplitude Spectral Density, waarin de frequentie tegenover de verplaatsing wordt afgebeeld.

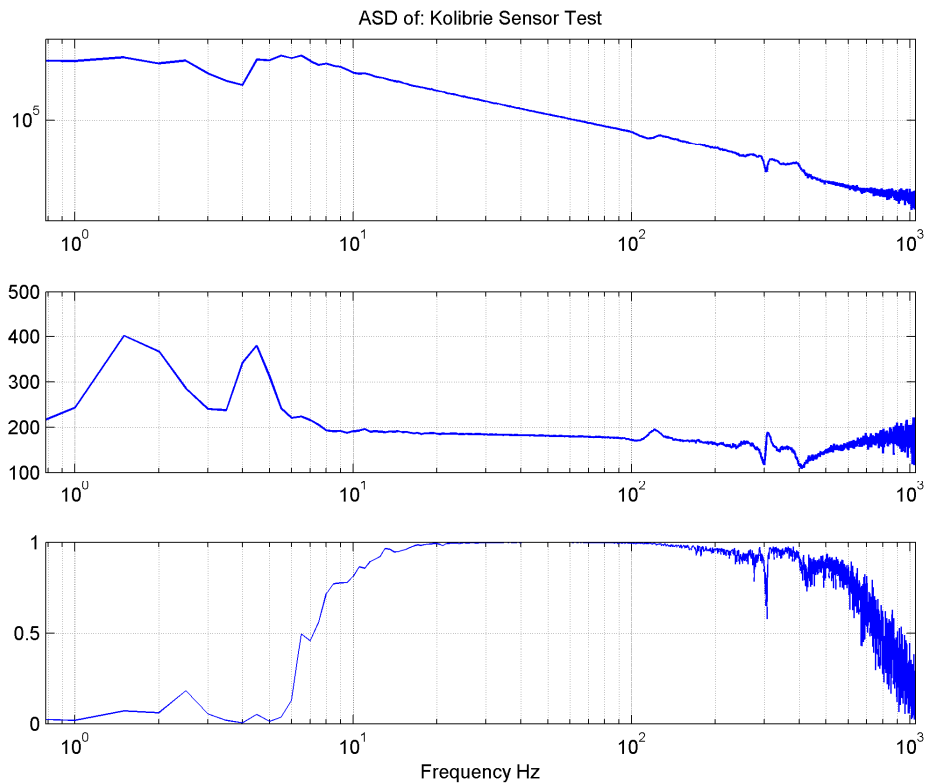
Bij dergelijke metingen is de coherentie van de meting zeer belangrijk. Een hoge coherentie houdt in dat de meting van de positiesensor en de meting van de accelerometer sterk overeenkomen, dus dat de meting zeer betrouwbaar is. Bij een lage coherentie is de meting minder betrouwbaar.

Om een betrouwbaardere meting te krijgen is voor deze test de witte ruis opgedeeld in twee delen. Door middel van een hoog frequentiefilter zijn de hoogfrequente signalen uit de ruis gehaald zodat men laagfrequent de meest betrouwbare resultaten krijgt. Vervolgens is er een tweede test uitgevoerd met een hoog doorlaatfilter, die de laagfrequente signalen uit de ruis haalt. De twee tests zijn geplot in figuur 7.2 en figuur 7.3. De bovenste grafieken in de volgende figuren zijn Amplitude Spectral Density plots, de tweede grafieken zijn de faseveranderingen, en de derde grafieken zijn de coherentie.



Figuur 7.2 – De Amplitude Spectral Density van de bladveer rechtgeleiding met een hoog frequentiefilter (betrouwbaar van 1 tot 200 Hz)

Zoals in figuur 7.2 te zien is ligt de piek in de bovenste grafiek, de eerste eigenfrequentie, net iets voorbij de 5 Hz. Bij nadere bepaling is er vastgesteld dat deze piek zich precies bevindt bij 5,2 Hz. Behalve de eerste eigenfrequentie kan er worden vastgesteld dat het systeem zeer lineair is. Dit is een zeer veelbelovend feit, want het betekent dat bij optimalisatie van de rechtgeleiding, en de negatieve stijfheidveren er waarschijnlijk veel bandbreedte kan worden verkregen.

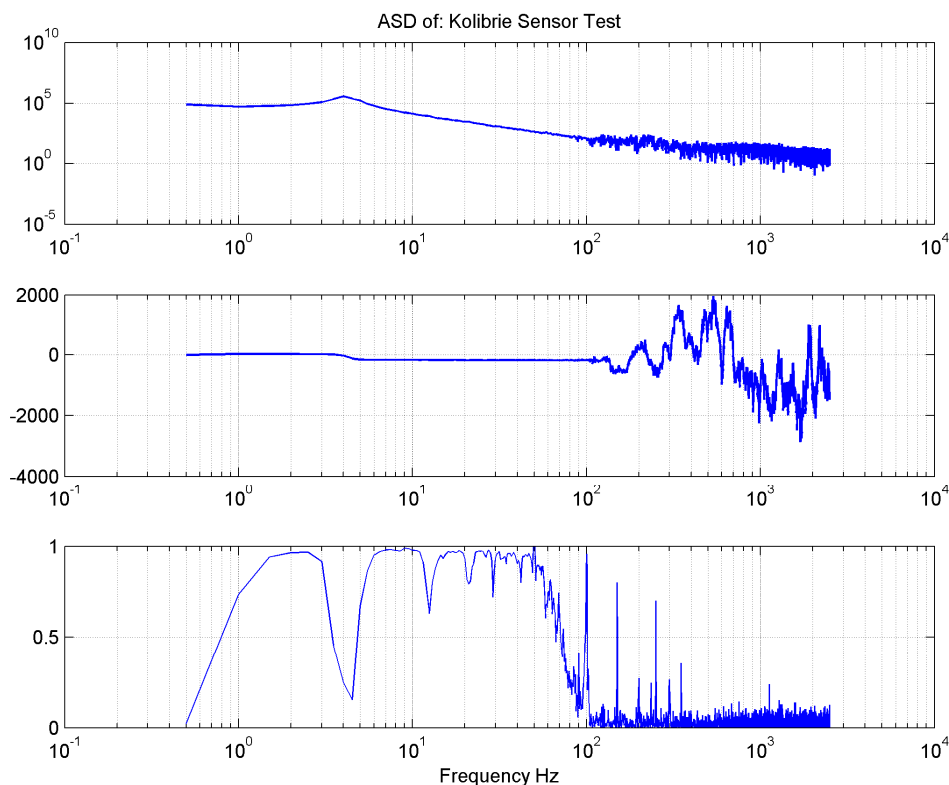


Figuur 7.3 – De Amplitude Spectral Density van de bladveer rechtgeleiding met een laag frequentiefilter (betrouwbaar van 100 tot 500 Hz)

Ook bij de hoogfrequente test valt op dat de lineariteit van het systeem zeer gunstig is. De eerste grotere onregelmatigheid van de bladveer geleiding treedt op bij ongeveer 320 Hz. Dit is waar ongeveer de tweede eigenfrequentie van het systeem ligt. Deze onregelmatigheid is het beste te zien in figuur 7.3

7.2.3 Test 2: Resultaat eigenfrequentie na montage negatieve stijfheid

Na de eerste tests is het prototype opnieuw gemonteerd, dit maal met de negatieve stijfheidveren. Zoals eerder al vermeld was zijn de veren tot enige mate plastisch vervormd, en de verwachting is niet dat de vooral berekende waarden voor de eigenfrequentie gehaald kunnen worden. Wel kan het principe worden aangetoond door een soortgelijke test te doen als hierboven staat beschreven. Als de eerste eigenfrequentie van het systeem omlaag gaat vormt dit bewijs dat het principe van de negatieve stijfheidveren wel werkt. Het resultaat van deze test is afgebeeld in figuur 7.4.



Figuur 7.4 – De Amplitude Spectral Density van het totale concept met een hoog frequentiefilter (betrouwbaar van 1 tot 100 Hz)

Zoals in figuur 7.4 te zien is, is de eerste eigenfrequentie verschoven naar ongeveer 4 Hz. Bij dit tweede testmodel is de massa natuurlijk gelijk gebleven, dus kijkend naar formule 7.1 kan de enige conclusie worden getrokken dat de stijfheid omlaag gebracht is. Ondanks de vervorming van de negatieve stijfheidveren is de stijfheid verlaagd volgens formules 6.2 en 6.3.

$$f_{1.\text{opt}} := 4\text{Hz}$$

$$c_{z.\text{opt}} := \left(f_{1.\text{opt}} \cdot 2\pi\right)^2 \cdot m_{\text{ref}} \quad (\text{formule 6.2})$$

$$c_{z.\text{opt}} = 94.748 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

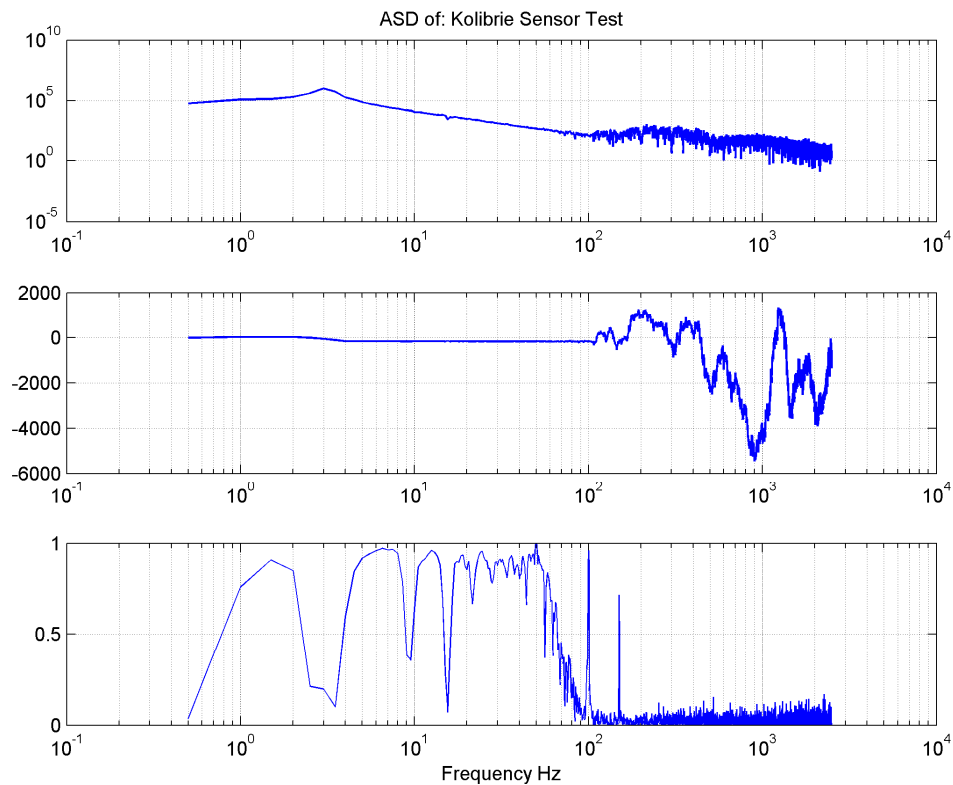
$$c_{z.\text{red}} := c_{z.\text{pos}} - c_{z.\text{opt}} \quad (\text{formule 6.3})$$

$$c_{z.\text{red}} = 62.752 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Via bovenstaande berekeningen kan de conclusie worden getrokken dat de negatieve veren in totaal 63 N/m aan stijfheid reduceren op het model.

7.2.4 Test 3: Vergroten van de negatieve stijfheid

Met informatie verkregen uit paragraaf 7.2.3 is aangetoond dat de veren met curve negatieve stijfheid aan het systeem hebben toegevoegd. De veren stonden hierbij nog in de standaard stand. Als met de veren maximaal naar elkaar toe schuift en de radius zo klein mogelijk maakt, ontstaat het resultaat in figuur 7.5.



Figuur 7.5 - De Amplitude Spectral Density van het totale concept met een hoog frequentiefilter (betrouwbaar van 1 tot 100 Hz)

In bovenstaande figuur 7.5 staan de resultaten afgebeeld van het totale concept met de negatieve stijfheidsveren maximaal aangespannen. Er is te zien dat de negatieve stijfheid groter is geworden aangezien de eigenfrequentie van het systeem omlaag is gebracht naar ongeveer 3 Hz.

Hoofdstuk 8 – Conclusies en aanbevelingen

8.1 Conclusies

Door problemen die tijdens de montage van het prototype naar voren kwamen werd het testen en valideren van het prototype moeilijk. Toch valt er te stellen dat het algemene principe dat is gehanteerd werkt. Als men het instelmechanisme aan de rechterzijde omlaag brengt veranderd de nulstand van de sensor, wat betekent dat de kracht op het blokje, de massacompensatie, toeneemt. Veranderd men het instelmechanisme aan de linkerzijde om de radius van de veren kleiner te maken dan kan worden waargenomen dat de eigenfrequentie omlaag gaat.

Al gedurende de periode waarin werd ontworpen werd al duidelijk dat terwijl het programma van eisen veel harde waarden kent, de opdrachtgever zich ervan bewust is geweest dat het ontwerp zich in een zeer vroeg stadium bevindt. Veel van de eisen uit het originele programma van eisen genoemd in hoofdstuk 2.4 zijn dus naarmate het project vorderde enigszins minder belangrijk geworden. De hoofdeisen van het ontwerp moeten natuurlijk in de verloop van tijd wel gehaald worden, echter bevindt het project zich slechts in de prototypefase, waarin het belangrijker is geweest eerst het concept aan te kunnen tonen.

De belangrijkste eisen uit het programma van eisen namelijk de eerste en tweede eigenfrequentie bepalen van de sensor de uiteindelijke bandbreedte. Het vergroten van de bandbreedte is het hoofddoel geweest en dit is uiteindelijk nog niet gelukt. Wel is er aangetoond dat het principe werkt en dat er in een volgend stadium van dit concept nog een grote stap te maken zal zijn met betrekking tot de bandbreedte van dit ontwerp aangezien de meetresultaten toch veelbelovend zijn.

De eis gesteld aan de dimensies is al snel ondergeschikt geraakt. De dimensies mochten voor het prototype een klein beetje toenemen, al moest er wel rekening gehouden worden met het feit dat er in de toekomst nog ruimte te winnen valt om een toekomstig product binnen de eisen gesteld aan de dimensies te laten vallen. Zie voor meer over de dimensies en eventuele toekomstige ontwerpen paragraaf 8.2.2.

Beide temperatuureisen (het operationele temperatuurbereik en de temperatuursvariaties) lijken vrij gemakkelijk gehaald te kunnen worden. De eisen zijn niet zeer kritisch, en er is binnen het prototype met vele dezelfde materialen gewerkt, wat voor temperatuursinvloeden altijd zeer gunstig is. Voor het huis is gebruik gemaakt van een monoliet, wat ook voor temperatuurvariaties zeer gunstig is. Helaas zijn deze eisen niet hardgemaakt aangezien er geen mogelijkheid was hier tests op uit te voeren. In het geval dat de eisen toch kritischer zijn dan op dit moment gedacht valt er te overwegen in een volgend ontwerp cilindrisch te ontwerpen. Hierover wordt nog meer toegelicht in hoofdstuk 7.3.2.

De bewegingsrichting is niet gehaald door een probleem dat zich heeft voorgedaan bij de negatieve stijfheidveren. Uiteindelijk is de sensor horizontaal getest in plaats van verticaal. Ook dit wordt meer toegelicht, in hoofdstuk 7.2.

Een interne wrijving van 0 lijkt gemakkelijk te halen, in de praktijk blijkt dat er wel met zeer zaken rekening moet worden gehouden. Er is op alle mogelijke wijzen geprobeerd

om geen wrijving in het systeem toe te laten, zoals een mechanisme bedacht om microslip te voorkomen.

De kosten zijn voor dit prototype niet vastgesteld. Er zijn wel vrij veel relatief simpele onderdelen toegepast om de kosten in een massaproductie laag te kunnen houden. Deels om deze reden is er bijvoorbeeld gekozen voor losse bladveren in de rechtgeleiding te gebruiken.

De bewegende massa heeft een maximale massa-eis van 0,15 kg. Na fabricage was de massa 0,139 kg, en na het monteren, inclusief de boutjes en moertjes aan de massa kwam de massa neer op 149,4 g en dus is deze eis gehaald.

8.2 Aanbevelingen

8.2.1 Negatieve stijfheidveren

De problemen die naar voren zijn gekomen hebben voornamelijk te maken met de negatieve stijfheidveren. De kracht die dient als massacompensatie van de veren komt voort uit de opgeslagen energie in de veren door elastische vervorming en plastische vervorming is hierin funest.

Om deze reden moet het gekozen materiaal een zo hoog mogelijke treksterkte hebben, en moet de minimale radius die te maken is zeer scherp worden vastgesteld. De veren zijn in het huidige ontwerp helaas plastisch vervormd, en allicht dat in een ontwerp met een ander materiaal en een andere dikte van de veren er meer massacompensatie te verkrijgen valt zonder dat de veren in het plastische domein vervormen. Bij dikkere veren moet wel in acht genomen worden dat de uiterste vezelafstand toeneemt en dat dus de minimale radius ook toeneemt.

In een volgende fase van de Kolibriesensor zou ik aanraden de werking van de negatieve stijfheidveren verder te onderzoeken en hierbij ook verschillende materialen in acht te nemen. Allicht dat er in een ander ontwerp misschien ook wel meer veren gebruikt kunnen worden om de last per veer te verlichten.

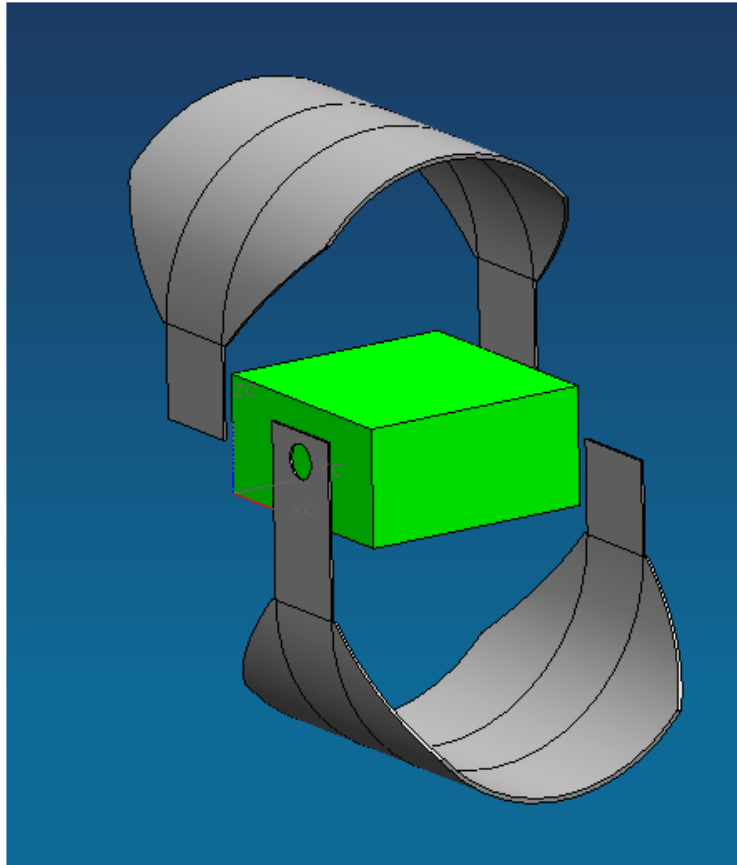
8.2.2 Dimensies

De dimensies in het prototype voldoen nog niet aan de gestelde eis van 70x70x70mm. Wel zijn er ideeën om op verschillende manieren ruimte te winnen om zo met een eindontwerp toch binnen de gestelde dimensie-eisen te blijven. Gedurende het ontwerpproces van dit prototype is al nagedacht over verbetervoorstellen met betrekking tot de dimensies. De verwachting is dat door het ontwerp enigszins aan te passen er nog redelijk veel ruimte gewonnen kan worden.

Het meest kritieke deel met betrekking tot de dimensies zijn de negatieve stijfheidveren. Deze zijn in het prototype naast elkaar geplaatst, wat betekent dat bij een radius van 15mm de minimaal te behalen breedte 60mm wordt. Dit ligt vrij dicht bij de gestelde eis. Als verbetering hiervoor zijn twee opties bedacht, die elk kort zullen worden beschreven.

8.2.2-A Omgekeerde bladveer

De eerste van de oplossingen ten behoeve van de dimensies is als volgt. Omdat de negatieve stijfheidveren in beide richtingen werken maakt het principeel niet uit of deze zich in de stand bevinden als ze nu zijn gemonteerd of 'ondersteboven'. In het huidige ontwerp zijn de veren naast elkaar gemonteerd en dit kost veel ruimte. Het idee is ontstaan om 1 van deze veren ondersteboven toe te passen. Schematisch ziet dit er dan uit als in figuur 8.1



Figuur 8.1 – Principeontwerp van de sensor bij gebruik van een omgekeerde bladveer

Een duidelijk voordeel van deze nieuwe opstelling is een kleinere dimensie van het geheel. In het nieuwe concept hoeft het ontwerp slechts enkele millimeters breder te zijn dan de radius van een van de negatieve stijfheidveren. Een klein nadeel van de opstelling is dat bij een ongelijke plaatsing ten opzichte van de x-as van deze veren aan de massa een moment met zich mee brengt. De massa zou dan kunnen gaan tilten. De rechtgeleiding zou in deze richting stijf zijn, wat dit effect zou tegengaan. Toch lijkt het een goed plan hier in de toekomst eerst wat berekeningen op los te laten om zeker te zijn hoe groot de momenten zijn die optreden, en hoe hoog de stijfheid van de bladveren in die richting dan zou zijn.

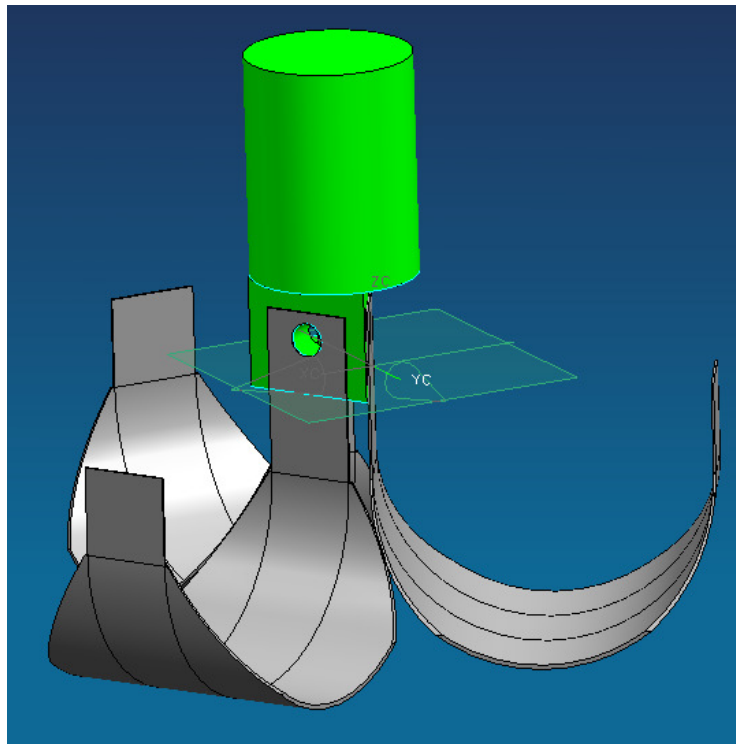
8.2.2-B Cilindrisch ontwerpen

Een tweede optie is om in plaats van twee negatieve bladveren te gebruiken deze op te delen in drie bladveren. De veren zouden geplaatst kunnen worden onder 120 graden ten opzichte van elkaar. Zo zou het negatieve stijfheidcomponent verdeeld worden door drie, en dus zou er per veer minder stijfheid geleverd hoeven worden. Dit betekent dat de veren van een beter gangbaar materiaal gemaakt zouden kunnen worden, en zo zouden ze allicht een kleinere radius kunnen maken om een ideaal stijfheidpunt te vinden.

Enkele details die vervolgens uitgewerkt zouden moeten worden zijn de instelling. Het zou misschien gemakkelijker worden alle drie de veren in hoogte instelbaar te maken, maar vooral het aanpassen van de radius, het liefst bij alle veren tegelijk zou ingewikkelder kunnen zijn. Enkele opties hoe dit misschien zou kunnen is met een schroefdraadgleuf, zoals bij een drieklauw van een draaibank, of een drietal sprietten die als een paraplu naar elkaar lopen. Hierover zal verder moeten worden nagedacht.

De rechtgeleiding van dit principe zou misschien ook anders kunnen worden uitgevoerd. Het concept met de bladveer rechtgeleiding is niets mis, echter als er wordt gedacht aan een rond ontwerp kan er misschien worden nagedacht over een ontwerp met tangentiële sprietten.

Over het algemeen zijn cilindrische ontwerpen ook minder gevoelig van temperatuursinvloeden, zowel op de korte of de lange termijn. Dit is natuurlijk een zeer interessante eigenschap om te onderzoeken aangezien dat het bruikbare thermische gebied van de sensor zou vergroten. Een schematische weergave van een cilindrisch ontwerp is te zien in figuur 8.2



Figuur 8.2 – Principeel cilindrisch ontwerp met drie negatieve stijfheidveren.

8.3.3 Instelmechanisme

Doordat er in de originele berekeningen niet vanuit was gegaan dat de lineaire rechtgeleiding gemaakt zou worden uit gewalst staal kan in een revisie het instelmechanisme misschien een stuk gemakkelijker worden. De tolerantie op gewalst staal is veel preciezer, waardoor het instelmechanisme een kleinere slag toe hoeft te maken.

Momenteel is de rechtgeleiding gemaakt van een eigen ontworpen versie van de gat-as geleiding. Het ontwerp werkt prima en is goed passend, zonder al te veel speling. Doordat er bij het bewegen van het blok wrijving plaatsvindt treed er echter toch altijd hysteresis op. Allicht dat de mogelijkheid ontstaan is om deze geleiding zelf ook van een elastisch element te fabriceren. Men zou er natuurlijk ook voor kunnen kiezen om de instelling zou te laten als deze is omdat de geleiding een relatief zeer hoge slag kan maken. Een elastisch element zal over het algemeen altijd een kleinere slag hebben.

Hoofdstuk 9 – Proces en planning

Gedurende de looptijd van het project is de volgende planning aangehouden. Bij deze planning is van tevoren vermeld dat de eerste 10 weken goed in te schatten zijn, maar doordat de opdracht een onderzoek betreft de laatste periode toch enigszins afhankelijk is van geboekte resultaten.

Oriëntatieperiode

- 1 Opdracht herschrijven.
Plan van aanpak schrijven.
- 1,2 Oriëntatie op het aangeleverde concept.
- 1,2 Verdieping vier hoofdcomponenten:
 - 1 - Gatscharnieren.
 - 1 - Gewichtscompensatie.
 - 2 - Negatieve Stijfheid.
 - 2 - Damping.
- 2 Narekenen vooraf gemaakte berekeningen.
- 2 Vooraf gemaakte materiaalkeuzes onderzoeken.

Engineering 1 periode

- 3 Toevoegen en aanpassen elementen waar nodig.
- 3,4 Nieuwe berekeningen op aangepaste en toegevoegde elementen, evenals oude elementen.
- 4,5 Opstellen van een 3d model in een CAD programma.
- 5 Dimensieproblemen en maakbaarheid onderdelen oplossen.
- 6 Stuklijst opstellen conform TNO normen.
- 6 Kooponderdelen en materiaal bestellen.
- 6 Werkplaatsruimte reserveren.
- 6,7 Werktekeningen opstellen conform TNO normen.
- [7,8] Periode gereserveerd als uitloop. Indien deze periode overbodig blijkt, kan de verdieping in het testplan worden gestart. (week 9)

Productieperiode

- 9,10 Productie starten.
- 9 Montageplan opstellen.
- 9 Testruimte reserveren.
- 9 Testplan opstellen, tevens verwachtingspatroon beschrijven om gemakkelijk conclusies te trekken.
- 11 Onderdelen monteren tot werkend prototype.
- 11 Prototype testklaar maken.

Testperiode

- 11 Starten met tests. (hoe en wat volgt uit het testplan, week 9)
- 12 Conclusies trekken uit de tests aan de hand van het opgestelde verwachtingspatroon.

Engineering 2 periode

- 13 Problemen in het prototype erkennen en onderbouwen waar deze vandaan komen.
- 14,15 Verbeteringen onderzoeken.

- 15 Eventuele verbeteringen met de klant doornemen.
- 16-18 Verbeteringen onderzoeken, uitwerken en toepassen.

Verslaggevingperiode

- 19-20 Conclusies trekken met betrekking tot de totale periode.
- 19-20 Presentatie maken t.b.v. verdediging

Terugkijkend op het totale project is deze planning in grote lijnen wel gevolgd en goed nagekomen. Toch zijn er zeker in de laatste periode wel verschillen, en is er helaas minder ver kunnen komen dan van tevoren was gedacht. Dit komt met name doordat de levertijd op een groot aantal onderdelen toch een stuk langer was dan van tevoren is beoogd. De interne orthopedische werkplaats had enkele weken nodig om het werk in te kunnen plannen, en uiteindelijk waren pas in week 15 van de looptijd alle onderdelen binnen. Ook was niet voorzien dat het prototype grote problemen zou onderkennen waardoor voor het testen veel tijd is kwijtgeraakt. Een leermoment van deze planning is zeker dat er in de toekomst meer tijd ingerekend zal moeten worden voor de productie van prototypen, zeker als er onderdelen, zoals de negatieve bladveren, bij een extern bedrijf moeten worden besteld.

Hoofdstuk 10 - Reflectie

8.1 Reflectie technische competenties

Gedurende dit afstudeerproces heb ik zeer veel geleerd op het vlak van precisie techniek. Ik heb geleerd om mijn creatieve geest voor het bedenken van concepten en dergelijke te gebruiken om uiteindelijk tot een prototype te kunnen komen. Ik heb geleerd om te innoveren en heb zeer veel kennis op niveau tot mij kunnen nemen door deel te nemen aan veel constructeuroverleggen, presentaties en dergelijke. Het deelnemen aan deze overleggen en presentaties is zeer op prijs gesteld.

Gedurende de opdracht heb ik mij kunnen specialiseren op fijnmechanische mechanismen en mijn verkregen expertise op dit gebied direct toe kunnen passen. Tevens heb ik geleerd problemen in concepten te kunnen analyseren en de fouten te onderzoeken.

Als laatste punt heb ik door uitgebreide tests te doen op het prototype om leren gaan met verschillende meetapparatuur en software. Ik heb Matlab geleerd te gebruiken als data-acquisitie systeem en heb geleerd meetresultaten op de juiste manier uit te lezen en te kunnen vergelijken.

Ik zou me in de toekomst nog meer willen specialiseren met de verschillende vormen van meetapparatuur en het valideren van prototypes. Ik heb het gevoel dat hoewel ik hier deze periode veel mee heb gewerkt ik hier nog meer van kan leren om in de toekomst prototypen van verschillende vormen te kunnen analyseren.

Een van de verbeterpunten die ik verder mezelf zou willen opleggen is om me nog wat meer in de materiaalkunde te verdiepen. Ik heb binnen dit prototype vrij veel dezelfde materialen gebruikt en de materialen zijn over het algemeen vrij standaard verkrijgbaar. Ik denk dat ik op dit gebied nog veel kennis zou kunnen inwinnen om in de toekomst ook exotischer materialen te kunnen gebruiken die misschien voor bepaalde toepassingen nog beter geschikt zijn.

8.2 Reflectie professionele competenties

Binnen TNO heb ik tijdens de afstudeerstage zeer veel professionele competenties kunnen ontwikkelen. Allereerst is dit het eerste bedrijf geweest waar ik vrije werkuren heb gekregen. Ik denk dat dit mij allereerst heeft geleerd veel discipline te ontwikkelen. De eerste periode binnen TNO had ik moeite met bijvoorbeeld op een vaste tijd aanwezig zijn doordat ik misschien moeilijker kon omgaan met de vrijheid die ik kreeg. Later ging dit vele malen beter.

Binnen TNO heb ik zeer veel zelfstandig gewerkt, waarbij ik slechts één maal per week officiële vergaderingen heb gehad met mijn begeleider. Dit is zeer goed bevallen. Gedurende mijn studie heb ik gemerkt dat ik soms moeite had met zelfstandig werken, en ik vaak een kleine duw in de juiste richting nodig had maar dit is toch veranderd. Tevens ben ik naarmate het project vorderde steeds zelfverzekerder geworden.

Ik heb me in de afgelopen delen goed mondeling moeten presenteren om mijn punten duidelijk te maken. Met name toen ik na het monteren problemen in mijn prototype tegen

ben gekomen is er veel overleg geweest met de opdrachtgever en andere collega's van TNO en ik merk dat ik in mijn argumentatie zeer veel ben gegroeid.

8.3 Profielschets

Gedurende de studie aan de Hogeschool Utrecht ben ik zeer veel gegroeid. Ik was vroeger altijd een verlegen en onzeker over vrijwel alles dat ik deed. Ik ben nog steeds een vrij kalm persoon, al is de onzekerheid verdwenen. Ik ben zekerder van mijn kunnen en heb in mijn mening zeer veel technische kennis in huis.

Ik weet goed zelfstandig te werken, maar ben ook zeer gegroeid in het werken in teams. Mijn directe inbreng is over het algemeen creatief en zeer zeker innoverend. Mijn interesse ligt duidelijk in de precisie technologie, en het ontwerpen op stijfheid. Het is mijn passie om te ontwerpen op stijfheid en hierbij het uiterst haalbare te zoeken.

Via presentaties ben ik erachter gekomen dat ik markten als ruimtevaart, optica en lithografie verschrikkelijk interessant vindt en ik zal dan ook zoeken om me in deze markten te verdiepen.

Mijn inbreng ligt zoals genoemd vooral op creatief vlak. Ik denk dat ik ben gegroeid tot competente ontwikkelaar. In de toekomst wil ik mij misschien ontwikkelen tot projectleider al ben ik me ervan bewust dat ik aan een aantal noodzakelijke competenties nog hard zal moeten werken om dit te verwezenlijken.

Hoofdstuk 11 – Literatuurlijst

- [1] Pieter Vlugter, Eindverslag: Het ontwerp van een laag frequente passieve verticale positiesensor, 2010
- [2] M.P. Koster, TUE dictaat: Constructieprincipes voor het nauwkeurig bewegen en positioneren, 2007
- [3] Taksehi Mizuno, Vibration Isolation Systems using negative stiffness, 2010
- [4] Dr. Mickaël Lallart, Vibration Control book, 2010
- [5] Warren C. Young, Richard G. Budynas, Roark's formulas for Stress and Strain, 2002
- [6] Henry A. Sodano, Development of a New Passive-Active Magnetic Damper for Vibration Suppression, 2006
- [7] Henry A. Sodano, Development of Novel Eddy Current Dampers for the Suppression of Structural Vibrations, 2005
- [8] J. van Eijk, On the design of plate-spring mechanisms, 1985
- [9] R.C. Hibbeler, Sterkteleer, 2006

Online documenten

- [10] ORLIN Technologies Ltd, Negative Stiffness Mechanisms, http://www.orlin.co.uk/negative_stiffness.htm
- [11] Minus K Technology, Negative-stiffness vibration isolators explained, <http://www.engineeringtalk.com/news/mqp/mqp102.html>
- [12] NDT Resource Center, Eddy Current Testing, http://www.ndt-ed.org/EducationResources/CommunityCollege/EddyCurrents/cc_ec_index.htm
- [13] Lia Kashdan, Dr. Carolyn Seepersad, Dr. Michael Haberman, Dr. Preston S. Wilson, Design, fabrication and evaluation of negative stiffness elements, http://www.me.utexas.edu/~ppmdlab/files/Kashdan_Paper11_FINAL.pdf

Bijlagen

Bijlage A – Tekst bedoelt voor leken

Bijlage A-1 – Stijfheid algemeen

Bijlage A-2 – Eigenfrequentie

Bijlage A-3 – Vrijheidsgraden

Bijlage B – Gegevens model Vlugter

Bijlage B-1 – Gegevens van de rechtgeleiding

Bijlage B-2 – Gegevens van de negatieve veer

Bijlage B-3 – Afbeeldingen van het instelmechanisme

Bijlage C – Gegevens Model Huijing

Bijlage C-1 – Algemene berekeningen

Bijlage C-2 – Berekeningen rechtgeleidingen

C-2-1 Stijfheidvariatie door toleranties Model Vlugter

C-2-2 Nominale stijfheid Model Huijing

C-2-3 Stijfheidvariatie door Toleranties Model Huijing

Bijlage C-3 – Berekening negatieve stijfheid

Bijlage D – Het originele testplan

Bijlage D-1 - De originele meetopstelling

Bijlage D-2 - Tunen

Bijlage D-3 - Witte ruis

Bijlage D-4 - Tilt

Bijlage D-5 - Andere oorzaken

Bijlage E – Plan van Aanpak

Bijlage F – Werktekeningen
