

Experimenteel onderzoek naar het vermoeiingsgedrag van geschroefde buisverbindingen

Bruno Meertens

Promotoren: prof. dr. ir. Patrick De Baets, prof. dr. ir. Wim De Waele
Begeleider: Jeroen Van Wittenberghe

Masterproef ingediend tot het behalen van de academische graad van
Master in de ingenieurswetenschappen: werktuigkunde-elektrotechniek

Vakgroep Mechanische constructie en productie
Voorzitter: prof. dr. ir. Patrick De Baets
Faculteit Ingenieurswetenschappen
Academiejaar 2009-2010



Experimenteel onderzoek naar het vermoeiingsgedrag van geschroefde buisverbindingen

Bruno Meertens

Promotoren: prof. dr. ir. Patrick De Baets, prof. dr. ir. Wim De Waele
Begeleider: Jeroen Van Wittenberghe

Masterproef ingediend tot het behalen van de academische graad van
Master in de ingenieurswetenschappen: werktuigkunde-elektrotechniek

Vakgroep Mechanische constructie en productie
Voorzitter: prof. dr. ir. Patrick De Baets
Faculteit Ingenieurswetenschappen
Academiejaar 2009-2010



Dankwoord

Bij deze gelegenheid zou ik graag alle mensen bedanken die mij hebben geholpen bij het uitvoeren van deze masterproef. Zonder hen was het tot stand brengen van dit werk niet mogelijk geweest.

Ten eerste zou ik prof. dr. ir. Wim De Waele en prof. dr. ir. Patrick De Baets willen bedanken voor het aanreiken van het onderwerp van deze masterproef.

Vervolgens wil ik mijn begeleider ir. Jeroen van Wittenberghe bedanken voor de dagelijkse begeleiding en voor het nalezen van mijn teksten. Vooral de bereidheid om te helpen op elke mogelijk moment van de dag werd gewaardeerd.

Ook zou ik mijn voorganger ir. Jan de Pauw willen bedanken voor de hulp en de goede tips die hij gegeven heeft.

Verder nog een dankwoord voor de medewerkers van Labo Soete waar ik altijd bij terecht kon indien ik technische vragen had.

Daarnaast wil ik de medewerkers van het Belgisch Instituut voor Lastechniek (BIL) willen bedanken. Vooral ing. Michel de Waele voor de hulp bij het voorbereiden van de werkstukken voor het post-mortem onderzoek en ing. Anja Buyse voor het uitvoeren van de elektronenmicroscopie.

Tenslotte gaat een speciaal dankwoord naar mijn ouders en familie die mij gedurende heel mijn studies gesteund hebben.

Deze pagina is niet beschikbaar omdat ze persoonsgegevens bevat.
Universiteitsbibliotheek Gent, 2021.

This page is not available because it contains personal information.
Ghent University, Library, 2021.

Experimenteel onderzoek naar het vermoeiingsgedrag van geschroefde buisverbindingen

Bruno Meertens

Promotoren: prof. dr. ir. Patrick De Baets, prof. dr. ir. Wim De Waele
Begeleider: ir. Jeroen Van Wittenberghe

Masterproef ingediend tot het behalen van de academische graad van
Master in de ingenieurswetenschappen: werktuigkunde-elektrotechniek

Vakgroep Mechanische constructie en productie
Voorzitter: prof. dr. ir. Patrick De Baets
Faculteit Ingenieurswetenschappen
Academiejaar 2009-2010

Samenvatting: In deze masterproef wordt het vermoeiingsgedrag van geschroefde buisverbindingen onderzocht. Dit zowel aan de hand van numeriek als ook experimenteel onderzoek. Eerst wordt aan de hand van eindige elementen simulaties de spannings- en rekverdeling onderzocht in de geschroefde koppeling. Door verschillende koppelingsgeometrieën met elkaar te vergelijken wordt getracht een optimale verbinding te vinden in functie van de vermoeiingslevensduur.

Vervolgens werd een experimenteel onderzoek uitgevoerd aan de hand van vermoeiingsproeven op een 4-puntsbuigopstelling. Tot slot werden de verkregen S-N curves teruggekoppeld aan de resultaten van het numeriek onderzoek. Op die manier wordt er naar een verband gezocht tussen het vermoeiingsgedrag en de spanningsverdeling van de geschroefde verbindingen.

Trefwoorden: vermoeiing, geschroefde buisverbindingen, experimenteel onderzoek, eindige elementen methode, API Line Pipe

FATIGUE BEHAVIOUR OF THREADED COUPLINGS - EXPERIMENTAL RESEARCH

Bruno Meertens

Supervisors: Patrick De Baets, Wim De Waele, Jeroen Van Wittenberghe

Abstract: In this article the fatigue behaviour of threaded connections is studied, as used in oil country tubular goods (OCTG). Some manufacturers have designed their own couplings (so called ‘premium connections’) and they claim having an improved fatigue life or better sealability. This study will compare different coupling designs with the standard API connection. The methods used to compare the different designs are based on two-dimensional finite element analyses. Experimental research is conducted to validate the results of the FEA. The experimental research consists of a 4-point bending fatigue test, which will result in a SN-curve for the threaded connection. Based on numerical and experimental results a performance factor is deduced for each particular connection design. This factor will be used to find the best design of threaded couplings.

Keywords: threaded connections, fatigue, experimental testing, finite element model, API line pipe

I. INTRODUCTION

Threaded connections are used to couple tubular members together. The coupling consists of a male member, also known as the *pin*, which is made up into a female part, also known as the *box*. Threaded connections are commonly used to connect pipe strings where it is not possible to connect them by welding because the pipes should be frequently coupled and uncoupled. This is especially the case for drill strings and offshore production risers.

In offshore applications, connections are subjected to cyclic loads due to currents, the tide, movement of the oil platform, etc. For drill strings the most common (between 65% and 75% [1-3]) failure mode of threaded connections is fatigue. Failure of the connection is a costly problem in the oil and gas industry and it has a serious impact on the environment. Fatigue cracks in threads commonly occur at the root of the last engaged thread (LET, Figure 1) [4, 5]

Threaded connections can be divided in two main categories, standard connections and premium connections. Standard connections are defined by the API 5B and API 5L specifications [6, 7]. Premium connections are designed to have a better resistance to fatigue and/or optimised sealing properties.

One of the objectives of this research is to define a performance factor. This performance factor can then be used to compare different threaded connection designs. The parameters in the performance factor should be found in numerical studies of the designs. After that, the numerical studies are validated by experimental research.

II. NUMERICAL RESEARCH

A. 2D axisymmetric model

The performance analyses of threaded connections using finite element models are nowadays replacing the use of full-scale tests in the design phase. The model is a two dimensional axisymmetric model. The main advantage of using a 2D axisymmetric model compared to a full 3D model is the reduced calculation time, and it is easier to change subtle details to the geometry. The disadvantage of the 2D axisymmetric model is that it does not take into account the thread helix and the thread runout region.

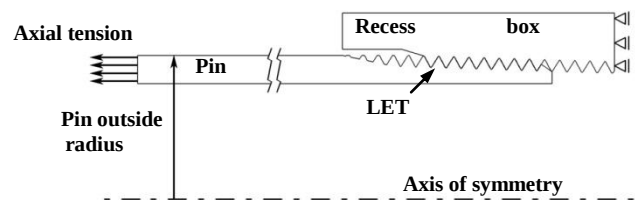


Figure 1: 2D axisymmetric model of the standard API Line Pipe connection

Figure 1 shows the 2D axisymmetric model of the standard API Line Pipe connection. The finite element analyses are carried out using the commercial FEA software package ABAQUS® 6.8-1. The nominal size of the connection is 1 inch according to the API 5B specifications [6]. The material of the threaded connections is API Grade B steel with a yield strength of 356 MPa and an ultimate tensile strength of 575 MPa. The corresponding elongation is 23%. The model uses a Young's modulus of 208 GPa and a Poisson coefficient of 0.3. The material properties match to the properties specified by API 5L [7].

Because the connection is symmetric, only a half connection is modelled. To maintain a sealed and secured connection while being subjected to external loads, the connections are commonly preloaded. With conical connections (like the API line pipe connection) this can be done by tightening the pin and the box with a specified torque, the “make-up” torque. In a 2D axisymmetric connection make-up is modelled by an overlap of the threads of pin and box, corresponding to the specified number of make-up turns.

On the left side of Figure 1 the load is applied. The load is modelled as an axial surface stress. It is applied in 2 stages. First a load of 100 MPa is applied, in a second stage the load is increased to 150 MPa.

B. Analyses of the standard API Line Pipe connection

Results from the FEA simulation are shown in the figures below. Figure 4 shows the relative distribution of the force over the thread of the connection. The threads are numbered as in Figure 3. It can be seen that the LET takes the greatest part of the load. Fatigue cracks will nucleate at the root of the LET, because there the stresses are the highest (Figure 2). These

results will be used to compare modified designs to the standard connection.

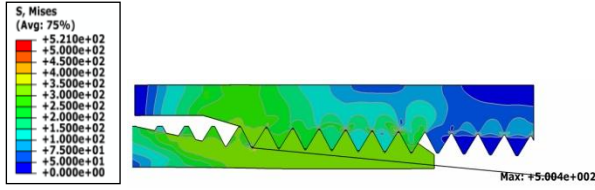


Figure 2: Stress distribution after make-up and an axially applied load of 100 MPa

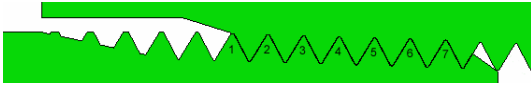


Figure 3: Thread numbers

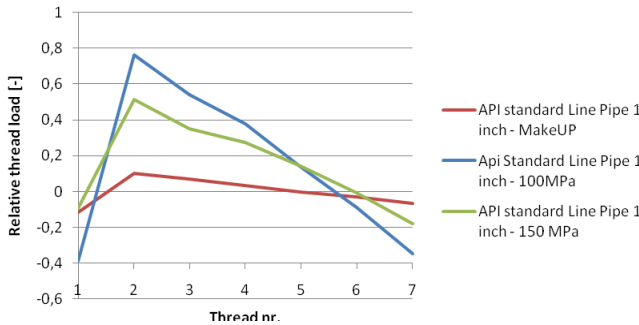


Figure 4: Thread load distribution for the standard API line pipe connection

C. Analyses of the modified Line pipe connections

To distribute the forces more evenly over all engaged threads, the stiffness of the box is reduced. Due to the stiffness reduction, the box will deform a little more and the connection force will be better rearranged over the threads of the connection. This will reduce the stresses in the root of the LET and hence increase the fatigue life of the connection. The 3 couplings studied numerically and experimentally have been based on this principle.

Other improved connections are based on different principles (such as a reduced height of the threads or a relief groove in the pin), but all have the same goal. This is reducing the stresses at the root of the LET.

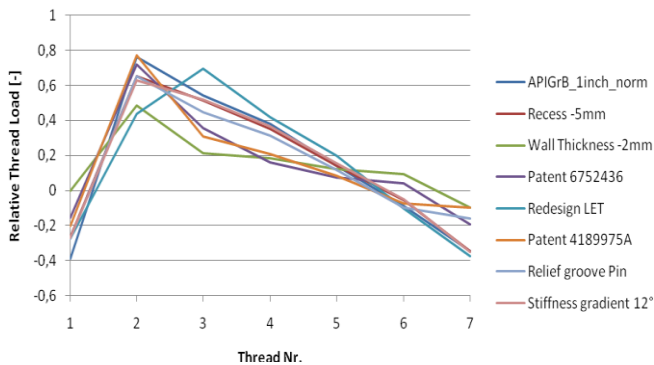


Figure 5: Comparison of thread load distribution for different modifications (100 MPa)

The ideal connection should have an equal load distribution over all the threads. This is in none of the studied configurations achieved, but the design that spreads the load most evenly is the one where the wall thickness is reduced with 2mm. These results will be validated with experimental tests.

III. EXPERIMENTAL RESEARCH

A. Description of the experimental setup

A four-point bending fatigue setup is used to validate the results of the numerical simulations. The number of cycles which the coupling can sustain at a specified stress will be determined to develop S-N curves.

The test specimens are the same as those in the numerical simulations. Fatigue tests have been performed on three different modifications. Configurations A and B have a wall thickness reduction of 1 and 2 mm of the box respectively. Configuration C has a reduced recess length of 5mm. A last configuration that has been tested is a standard API Line Pipe connection with Teflon tape installed between the threads of pin and box.

All specimens consist of two threaded pipe segments connected by a 1" API Line Pipe coupling or a modified coupling. To detect a failure, the connection is put under internal pressure. If a pressure reduction is observed, it means that there is a leak in the coupling and thus the connection has failed.

B. Test results

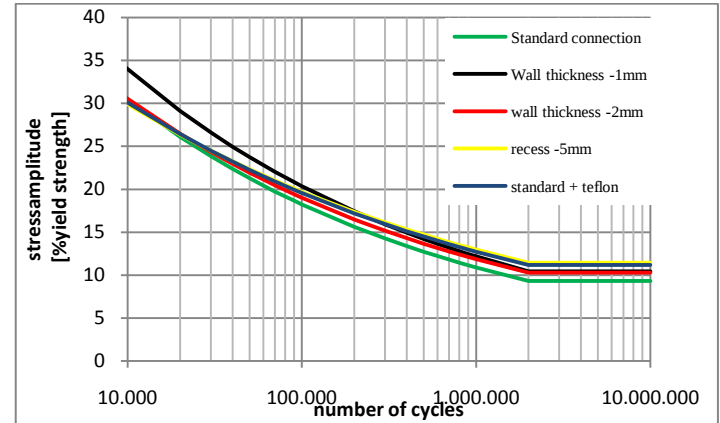


Figure 6: Test results: S-N curves derived for different modified connections

Figure 6 shows the measured S-N curves. The amplitude of the bending stress is given as a percentage of the measured yield strength of the material. Infinite fatigue life is presumed at stresses with a lifespan higher than 2 million cycles.

All the modified connections have an improved fatigue life as compared to the standard API Line Pipe connection. Also the use of Teflon tape increases the fatigue life of the connection. If the connections are fatigued with a load of about 17% of the yield strength and higher, the optimal connection is the one with a reduced wall thickness of 1mm of the box. If a lower stress amplitude is used, the best connection is the one with a recess reduction of 5mm. The curves intersect each other at 200,000 cycles. It can thus be concluded that the modification of a threaded connection will change the slope of the S-N curve and also the stress level corresponding to infinite fatigue life.

The measured S-N curves are compared with curves from premium connections found in catalogues and in specific literature. This is shown in Figure 7. It can clearly be seen that not all premium connections have an enhanced fatigue life. However, those connections can possess other improved properties, such as a better seal ability.

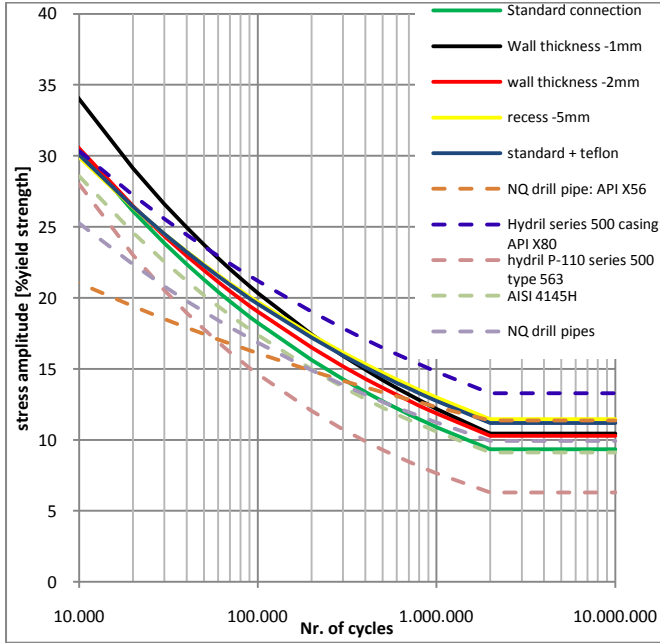


Figure 7: Comparison of S-N curves for modified couplings and premium connections

C. Failure analysis

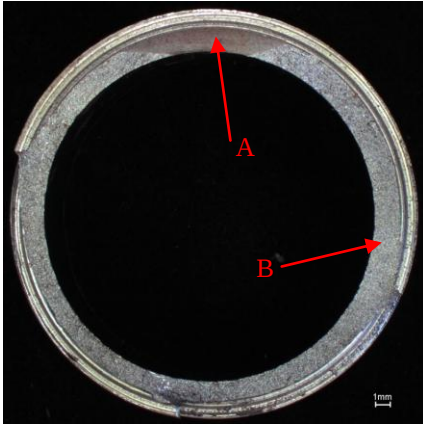


Figure 8: Fatigue crack

Figure 8 shows the cross-section at the LET of a failed pin. Zone A indicates the through thickness fatigue crack. Zone B is a forced brittle fracture, which was necessary to investigate the fatigue crack.

Figure 9 gives an axial section of a pin. The fatigue crack is clearly perceived. The direction of the crack growth is perpendicular to the direction of the stress load.

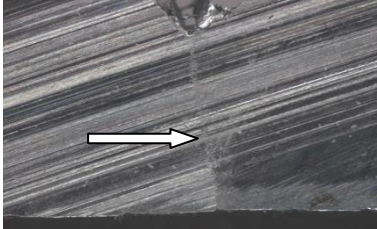


Figure 9: Fatigue crack at LET

IV. RELATION BETWEEN NUMERICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH

In [8] a performance factor (1) based on relative thread load and opening has been defined. The relative thread load at the LET is a measure for the strength of the threaded connection.

This parameter TL_{rel} is defined as the ratio between the thread load at the LET of the pin of the modified connection and the standard connection. O_{rel} is the ratio of the opening between the threads for the modified connection and the standard connection.

$$P_1 = \frac{1}{TL_{rel} * O_{rel}} \quad (1)$$

with

$$TL_{rel} = \frac{TL_{modified\ connection}}{TL_{standard\ connection}} \quad (2)$$

A second formula (3) is proposed in [9]. This performance factor assesses the load distribution over the whole profile of the thread.

$$P_2 = \frac{A_{standard\ connection}}{A_{modified\ connection}} \quad (3)$$

with

$$A = \sum_{all\ theeth} (F_{tooth} - F_{mean})^2 \quad (4)$$

No clear relation has been found between the numerical (performance factors) and experimental results (S-N curves). More data is needed to be able to find a relationship.

V. CONCLUSIONS

At the end of this study a couple of conclusions can be made. First of all, premium connections have not always a superior fatigue life in comparison to standard connections.

If Teflon tape is used in the threaded coupling the high cycle fatigue life is improved. Also the modification of the connection has the greatest impact on the slope of the fatigue curve. The best connection in low cycle fatigue is the one with a reduced wall thickness -1mm and in high cycle fatigue it is the connection with a recess length reduction of 5mm. Both are based on the principle of reduced stiffness of the box.

There is no clear relationship between the performance factors and the experimental results. Therefore assessing the performance of a threaded connection with FEA is still difficult. More experimental data has to be collected.

VI. BIBLIOGRAPHY

- [1] M. J. Knight, *et al.*, "Controlled failure design of drillstring threaded connections," *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, vol. 26, pp. 1081-1090, Nov 2003.
- [2] J. C. R. Plácido, *et al.*, "Fatigue Analysis of Aluminum Drill Pipes," *Materials Research*, vol. 8, pp. 409-415, 2005.
- [3] G. F. Miscow, *et al.*, "Techniques to characterize fatigue behaviour of full size drill pipes and small scale samples," *International Journal of Fatigue*, vol. 26, pp. 575-584, Jun 2004.
- [4] K. A. Macdonald and J. V. Bjune, "Failure analysis of drillstrings," *Engineering Failure Analysis*, vol. 14, pp. 1641-1666, 2007.
- [5] L. Bertini, *et al.*, "Fatigue on drill string conical threaded connections, test results and simulations," in *International fatigue congress*, Atlanta, Georgia, 2006.
- [6] API, "API specification 5B," in *Specification for threading, gauging and thread inspection of casing, tubing and line pipe threads (U.S. Customary Units)*, ed, 1996.
- [7] API, "API specification 5L," in *Specification for Line Pipe*, ed, 2000.
- [8] J. V. Wittenberghe, *et al.*, "Non-linear contact analysis of an API line pipe coupling," in *2009 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference*, Prague, Czech Republic, 2009.
- [9] J. D. Pauw, "Experimenteel onderzoek op geschroefde buisverbindingen," *Mechanische constructie en productie*, Universiteit Gent, Gent, 2009.

Inhoudstafel

HOOFDSTUK 1: INLEIDING	1
1.1. SITUERING EN PROBLEEMSTELLING	1
1.2. INLEIDENDE BEGRIPPEN.....	4
1.3. DOELSTELLINGEN.....	5
1.4. KORTE WEERGAVE VAN DE VOLGENDE HOOFDSTUKKEN	5
HOOFDSTUK 2: VERMOEIING	6
2.1. VERMOEIING: HET FENOMEEN.....	6
2.2. SCHEURINITIATIE EN SCHEURGROEI.....	7
2.3. S-N CURVE EN LEVENSDUUR	9
HOOFDSTUK 3: NUMERIEK ONDERZOEK	13
3.1. EINDIGE ELEMENTEN MODELLERING	13
3.1.1. 2D axisymmetrisch model	13
3.1.2. Geometrie.....	14
3.1.3. Randvoorwaarden en belastingen.....	15
3.1.4. Materiaaleigenschappen.....	15
3.1.5. Vermazing	16
3.2. THREADGEN.....	17
3.3. RESULTATEN VOOR DE STANDAARD KOPPELING.....	18
3.4. GEMODIFICEERDE KOPPELINGEN	20
3.4.1. Krachtverdeling over het schroefdraadprofiel.....	22
3.4.2. Lekdichtheid van de koppeling	27
HOOFDSTUK 4: EXPERIMENTEEL ONDERZOEK	30
4.1. DOELSTELLING	30
4.2. BESCHRIJVING VAN DE TESTOPSTELLING	30
4.2.1. Mechanisch deel.....	30
4.2.2. Sturing van de vermoeiingsopstelling.....	32
4.2.3. Labview-programma	34
4.3. VOORBEREIDING VAN DE PROEF.....	38
4.3.1. Berekening van de aan te leggen krachten	38
4.3.2. Montage van pin en box.....	39
4.3.3. Aanbrengen van druksensoren.....	40
4.4. VERLOOP VAN EEN VERMOEIINGSPROEF	40
4.5. NIET-DESTRUCTIEF ONDERZOEK.....	42

4.6.	DESTRUCTIEF ONDERZOEK	50
4.6.1.	<i>Axiale doorsnede</i>	50
4.6.2.	<i>Radiale doorsnede</i>	51
4.7.	ELEKTRONENMICROSCOPIE	53
4.7.1.	<i>Proefstuk A33</i>	53
4.7.2.	<i>Proefstuk ST81</i>	58
4.7.3.	<i>Proefstuk ST83</i>	62
4.7.4.	<i>Algemene besluiten</i>	62
4.8.	GROOTSCHALIGE TESTOPSTELLING	67
HOOFDSTUK 5: RESULTATEN EXPERIMENTEEL ONDERZOEK		70
5.1.	INLEIDING	70
5.2.	TESTSCHEMA	70
5.3.	S-N CURVE STANDAARD GEOMETRIE	73
5.4.	S-N CURVE AANGEPASTE GEOMETRIEËN.....	74
5.5.	S-N CURVE VOOR DE STANDAARD GEOMETRIE MET TEFLON AFDICHTINGSTAPE.....	76
5.6.	GROOTSCHALIGE VERMOEIINGSPROEF	78
5.7.	VERGELIJKING VAN DE VERSCHILLENDE S-N CURVES.....	79
HOOFDSTUK 6: RELATIE TUSSEN EXPERIMENTELE EN NUMERIEKE RESULTATEN		82
6.1.	INLEIDING	82
6.2.	PERFORMANTIEFACTOR OP BASIS VAN DE BELASTING OPGENOMEN DOOR DE LET.....	82
6.3.	PERFORMANTIEFACTOR OP BASIS VAN DE KRACHTVERDELING OP HET SCHROEFDRAADPROFIEL	83
6.4.	VERBAND TUSSEN DE PERFORMANTIEFACTOREN EN EXPERIMENTELE RESULTATEN.....	84
HOOFDSTUK 7: CONCLUSIES EN TOEKOMSTIG WERK		90
7.1.	SAMENVATTING	90
7.2.	BESLUITEN	92
7.3.	NOOD AAN VERDER ONDERZOEK.....	92
Bijlage A: instructies kleinschalige vermoeiingsopstelling		94
Bijlage B: testschema masterproef J. De Pauw [18].....		96
Bibliografie		98
Lijst van figuren		100
Lijst van tabellen		103

Lijst van afkortingen en symbolen

<i>a</i>	Scheurlengte [mm]
<i>Box</i>	Inwendige schroefdraad in cilindrische geometrie, verbindt twee buizen voorzien van pin met elkaar
<i>E</i>	Elasticiteitsmodulus van Young [GPa]
<i>F</i>	Kracht [N]
<i>I_{yy}</i>	Traagheidsmoment [mm ⁴]
<i>LET</i>	Laatste ingrijpende tand van de pin (Eng. Last Engaged Thread)
<i>Loadcell</i>	Engelse benaming voor krachtopnemer
<i>M</i>	Moment [Nm]
<i>Make-up</i>	Extra aandraaikoppel tijdens montage van de pin in de box
<i>N</i>	Aantal cycli [-]
<i>Neus</i>	Materiaal zonder inwendige schroefdraad aan de uiteinden van de box, wordt gebruikt om pin te centreren tijdens montage
<i>p</i>	Druk [bar]
<i>Pin</i>	Uitwendige schroefdraad op de pijpleiding
<i>q</i>	Lengte van de neus van de box
<i>R</i>	Spanningsverhouding [-]
<i>S</i>	Spanningsamplitude [MPa]
<i>t</i>	Wanddikte pin [mm]
<i>WT</i>	Wanddikte van de box
<i>ε</i>	Rek [mm/mm]
<i>ν</i>	Coëfficiënt van Poisson
<i>σ</i>	Spanning [MPa]

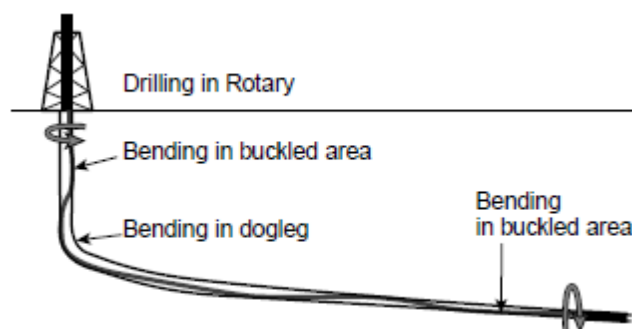
Hoofdstuk 1: Inleiding

1.1. Situering en probleemstelling

Geschroefde buisverbindingen worden voornamelijk gebruikt in toepassingen waar het niet mogelijk of opportuun is om buizen door middel van lasverbindingen aan elkaar te koppelen. Bijvoorbeeld omdat bij bepaalde processen de buisverbindingen meermaals gemonteerd of gedemonteerd worden. Dit komt vooral voor in de olie- en gasindustrie zoals bij boorpijpleidingen (zie Figuur 1), production risers en pijpleidingen. Boorpijpleidingen worden blootgesteld aan cyclische belastingen door het ronddraaien van de gebogen leiding tijdens het boren (Figuur 2). Ook production risers ondergaan cyclische belastingen veroorzaakt door stroming, golven, getijden of verplaatsing van het boorplatform. De gewone pijpleidingen, die enkel dienen voor het transport van het fluïdum, zijn ook onderhevig aan een cyclische belasting, zoals de interne drukcycli of tijdens veranderingen in de processen.



Figuur 1: Boorpijpleiding



Figuur 2: Vermoeiing van boorpijpleiding [1]

Door de cyclische belastingen kunnen bij dergelijke verbinding vermoeiingsbreuken ontstaan. De meest voorkomende breuken in boorpijpleidingen zijn dan ook te wijten aan

vermoeding[2-4]. Tussen de 65% en de 75% van de breuken hebben vermoeding als oorzaak [1]. De kosten voor het boren is in de orde van 400.000 dollar per dag medio 2006 voor diepwater boorplatformen (> 5000 m)[5]. Wanneer een boorpijpleiding faalt, impliceert dit een hoge meerkost bovenop de dagelijkse materiaal- en productiekosten. Bovendien heeft dit een grote impact op het milieu. Een voorbeeld van extreme milieuschade is een olielek ontstaan bij het boorplatform 'deepwater horizon' in de Golf van Mexico (Figuur 3). Er wordt geschat dat tussen de 800.000 en 16.000.000 liters ruwe olie per dag uit de bron weglekt [6]. Hoewel dit lek niet te wijten was aan een vermoedingbreuk in de leiding, kan falen door vermoeding ook dergelijke milieurampen veroorzaken.



Brandend olieplatform

Omvang van olievervuiling

Figuur 3: Olielek in de Golf van Mexico [6]

Daaruit volgt dat de sterkte en, meer in het bijzonder, de vermoedingsweerstand van de verbindingen moeten geoptimaliseerd worden. Daarbij moet de afdichtingscapaciteit gewaarborgd blijven om lekken te vermijden.

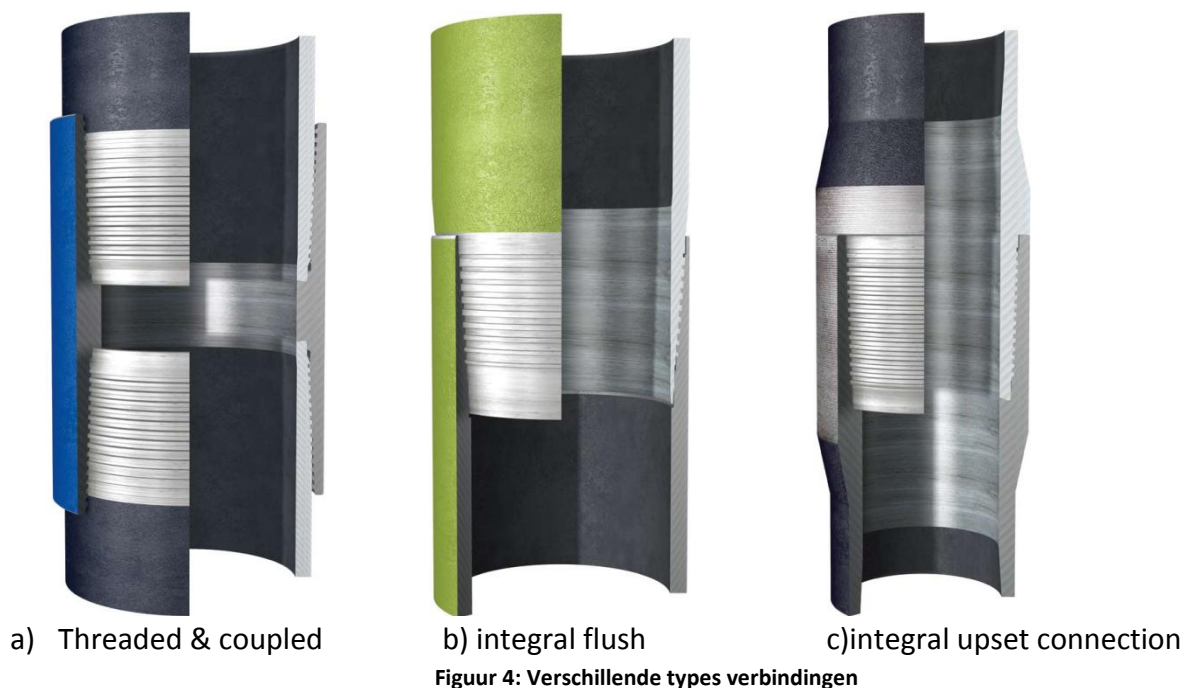
In de praktijk worden geschroefde buisverbindingen in 2 categorieën onderverdeeld, nl:

- de verbindingen beschreven in de normen van de API (American Petroleum Institute)
- de zogenaamde 'Premium connections' [7].

Om de nieuwe olievelden - die zich steeds dieper onder het aardoppervlak bevinden - te kunnen bereiken, zijn er nieuwe boortechnieken met daarbij horende koppelingen nodig. De prestaties van standaard API koppelingen blijken ontoereikend te zijn voor deze toepassing [8]. Premium connections zijn geschroefde buisverbindingen ontwikkeld door gespecialiseerde bedrijven zoals VAM, Tenaris, Hunting, NOV, enzovoort. Dergelijke

verbindingen bezitten bijkomende of verbeterde functionaliteiten en zouden dus beter presteren dan de koppelingen volgens de API normen 5B [9] en 5L [10].

Geschroefde buisverbindingen bestaan in verschillende types. De 3 grootste soorten koppelingen worden afgebeeld in Figuur 4. Hierbij verschilt de “T&C” verbinding (threaded and coupled, Figuur 4a) het meest van de overige verbindingen. Deze bestaat uit 2 buizen met aan elk uiteinde uitwendige schroefdraad die aan elkaar verbonden worden met behulp van een koppelstuk voorzien van inwendig schroefdraad. De “integral flush” (Figuur 4b) en de “integral upset” (Figuur 4c) verbindingen bestaan uit leidingen met aan 1 uiteinde uitwendige schroefdraad en aan het ander einde inwendige schroefdraad. Ze worden in elkaar geschroefd zonder gebruik te maken van een koppelstuk. In dit onderzoek wordt enkel de T&C koppeling bestudeerd wegens de voldoende beschikbaarheid aan de Universiteit Gent.

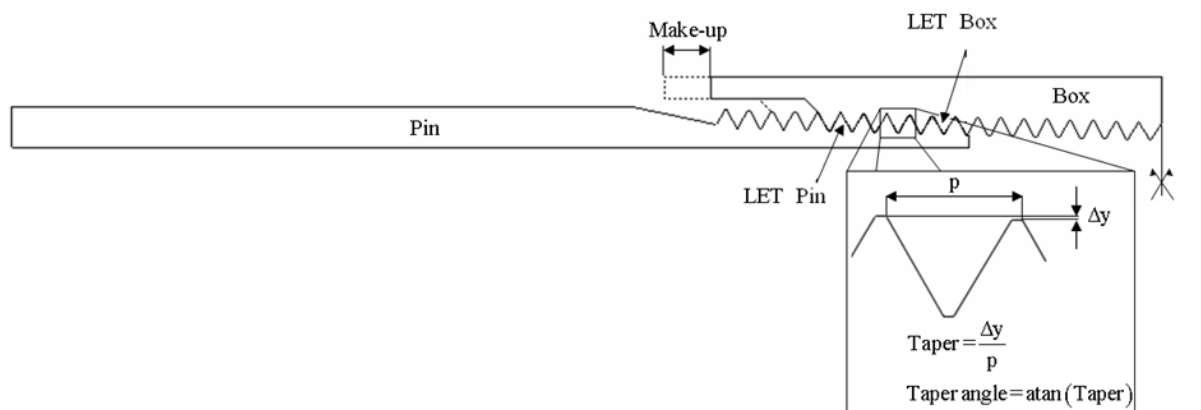


In de literatuur zijn er zeer weinig concrete gegevens te vinden over het mechanisch gedrag van de Premium Connections. Daarom is het noodzakelijk een methode te vinden die kan aantonen of deze verbindingen wel degelijk over betere prestaties beschikken in vergelijking met de geschroefde verbindingen beschreven in de normen van de API. Momenteel bestaat er echter nog geen algemene regel om verschillende geometrische ontwerpen van geschroefde buisverbindingen met elkaar te vergelijken. In dit opzicht wordt getracht een performantiefactor (zie Hoofdstuk 6: Relatie tussen experimentele en numerieke resultaten)

te introduceren om de verschillende geometrieën met elkaar te kunnen vergelijken op basis van eindige elementen simulaties (zie Hoofdstuk 3: Numeriek onderzoek). De bruikbaarheid van deze factor zal dan met experimenteel bepaalde vermoeiingscurves (S-N curves) (zie Hoofdstuk 4: Experimenteel onderzoek) geverifieerd worden.

Uiteindelijk wordt er geprobeerd om aan de hand van de verworven inzichten en de verkregen resultaten tot een optimaal ontwerp van een verbinding te komen.

1.2. Inleidende begrippen



Figuur 5: LET, Pin en Box [11]

Figuur 5 illustreert een axisymmetrische doorsnede van een geschroefde buisverbinding. Daarop zijn verschillende benamingen te zien die hier kort uitgelegd zullen worden. De **“Pin”** en de **“Box”** zijn respectievelijk het mannelijk en het vrouwelijk gedeelte van de geschroefde buisverbinding. De pin en de box worden tijdens montage in elkaar geschroefd tot handvaste positie. **“Make up”** wordt gedefinieerd als het extra aandraaikoppel waarmee de pin in de box wordt geschroefd, dit stemt overeen met een aantal bijkomende omwentelingen. Doordat de schroefdraad conisch is, creëert dit een voorspanning en zorgt het voor de afdichting van de verbinding. Welke mate van make up toegepast moet worden, staat beschreven in normen (zoals API 5B [9]) en voorschriften van fabrikanten.

Bovendien wordt op de bovenstaande figuur ook de **“Last engaged thread”** of **“LET”** aangeduid. Dit is de laatst ingrijpende tand van de box of de pin. Vermoeiingsscheuren initiëren in bijna alle gevallen aan de wortel van de LET van de pin. Dit kan verklaard worden door de maximale spanningsconcentratiefactor die te vinden is aan de wortel van de LET van de geschroefde verbindingen [11].

1.3. Doelstellingen

De algemene doelstellingen van deze masterproef is eerst en vooral het experimenteel evalueren van bestaande performantiefactoren die toelaten om diverse ontwerpen van geschroefde buisverbindingen met elkaar te vergelijken. Het ultieme doel daarvan is het verkrijgen van een optimale geometrie - op vlak van vermoeiing en lektheid - voor geschroefde buisverbindingen afgeleid van de API norm 5B [9]. Daarnaast is het de bedoeling om een beter inzicht te verwerven op het gebied van vermoeiing en het falen van geschroefde buisverbindingen ten gevolge van vermoeiing aan de hand van bestaande literatuur, numerieke simulaties en experimenteel onderzoek.

1.4. Korte weergave van de volgende hoofdstukken

In hoofdstuk 2 wordt het vermoeiingsfenomeen kort omschreven.

Daarna volgt in hoofdstuk 3 de opbouw van het eindige elementen model. In hetzelfde hoofdstuk worden de resultaten van de simulaties besproken en met elkaar vergeleken.

Vervolgens behandelt hoofdstuk 4 het experimenteel onderzoek. Meer bepaald wordt de gebruikte testopstelling besproken. Dit hoofdstuk beschrijft ook de onderzoeksmethoden die gekozen werden.

Verder worden de verworven gegevens uit de vermoeiingsproeven in hoofdstuk 5 geanalyseerd en vergeleken met S-N curves gevonden in de literatuur.

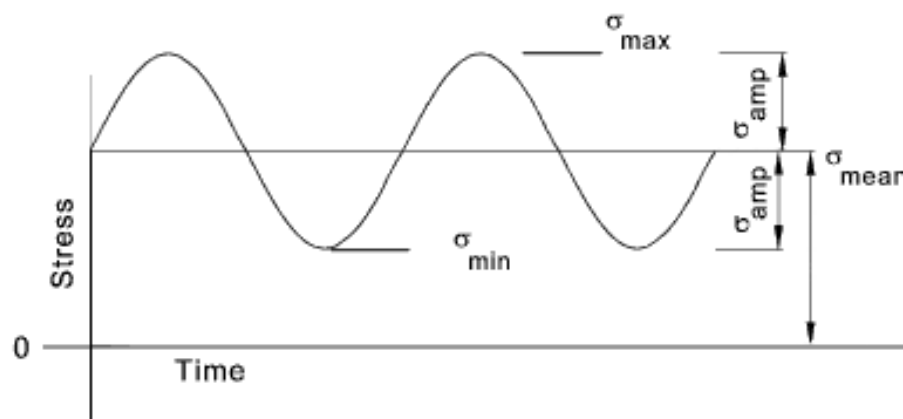
Hoofdstuk 6 legt het verband tussen de resultaten van het numeriek en experimenteel onderzoek.

Tot slot worden in hoofdstuk 7 de conclusies weergegeven en daarbovenop worden er aanbevelingen gedaan voor toekomstig onderzoek.

Hoofdstuk 2: Vermoeiing

2.1. Vermoeiing: het fenomeen

Structuren of componenten onderworpen aan cyclische belastingen (Figuur 6) kunnen falen zonder de vloeigrens of de treksterkte van het materiaal ooit te overschrijden. Dit type falen van structuren, bestaande uit scheurinitiatie en scheurgroei, is gekend als vermoeiing. De cyclische belastingen zijn typisch veroorzaakt door het trillen van machines, wind en golven (in het geval van offshore boorplatformen), aard van het proces, enz.



Figuur 6: Cyclische belasting

Cyclische belastingen kunnen voorkomen in verschillende vormen. Indien de gemiddelde spanning gelijk is aan nul wordt dit een zuivere wisselbelasting genoemd. De spanning varieert tussen een maximale trekspanning en een maximale drukspanning. Zuivere wisselbelastingen hebben een spanningsverhouding $R = -1$. De spanningsverhouding R wordt gedefinieerd aan de hand van de verhouding van $\sigma_{\min}$ tot $\sigma_{\max}$ (1).

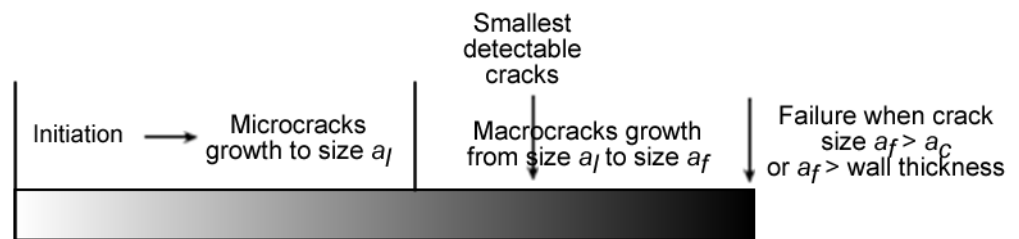
$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (1)$$

Als de spanning varieert tussen 0 en een maximale waarde is dit een zwelbelasting. Hier is de spanningsverhouding dan gelijk aan $R = 0$. Wanneer de belasting varieert tussen een maximale en een minimale waarde waarbij enkel trekspanningen of enkel drukspanningen voorkomen, is de spanningsverhouding $R > 0$. Bij de vermoeiingsproeven uitgevoerd in deze

studie werden de proefstukken belast met een wisselende belasting met een spanningsverhouding $R = 0,1$ (Hoofdstuk 4: Experimenteel onderzoek).

Een materiaal dat faalt ten gevolge van vermoeiingsbelasting ondergaat 3 fasen (Figuur 7) [12]:

- Scheurinitiatie: het ontstaan van een macroscopische scheur uit een microscopisch defect (zoals vb. geometrische discontinuïteiten, verschillende groottes van materiaalkorrels, verschillende materiaalfases, ...)
- Scheurpropagatie of Scheurgroei: het groeien van de macroscopische scheur tot een kritische foutafmeting. De snelheid van de scheurgroei wordt in de meeste gevallen bepaald aan de hand van de vergelijking van Paris (2).
- Restbreuk: de spanning in de overgebleven sectie overschrijdt de treksterkte van het materiaal met breuk als gevolg.



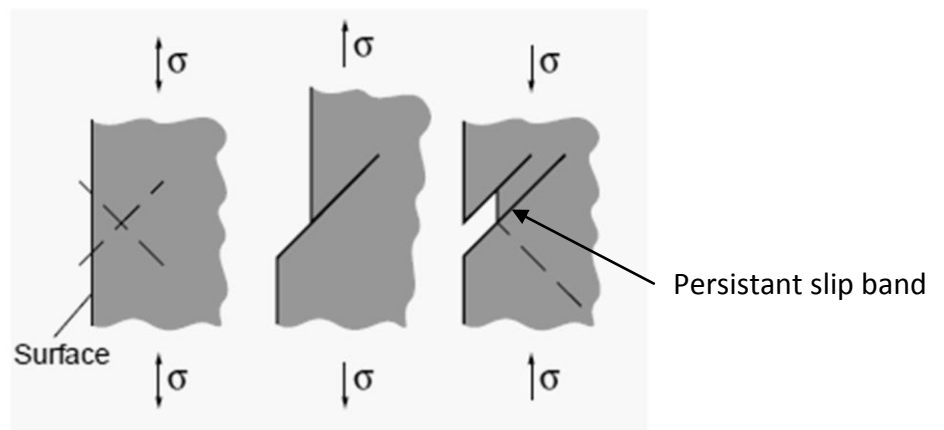
Figuur 7: Vermoeiingslevensduur [1]

De tijdsduur van deze 3 fasen is afhankelijk van een groot aantal factoren zoals materiaaleigenschappen, geometrie van de fout, grootte van de lokale spanningverdeling in de structuur, rekken, enz. De vermoeiingslevensduur van een structuur kan verbeterd worden door beheersing van de spanningen, de microstructuur van het materiaal en de oppervlakteafwerking. Deze levensduur kan voor zowel gladde als gekerfde componenten voorspeld worden aan de hand van S-N curves, ook Wöhler curves genoemd.

2.2. Scheurinitiatie en scheurgroei

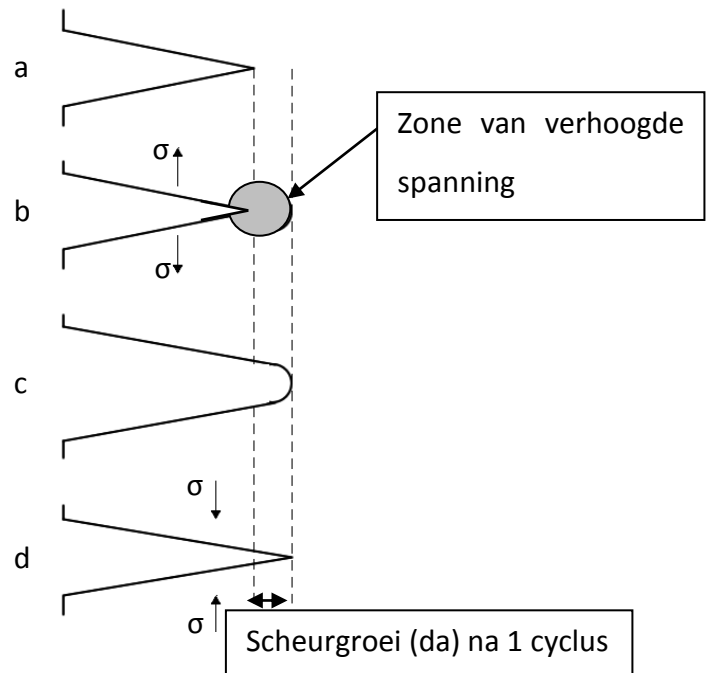
Materialen onderworpen aan vermoeiingsbelastingen falen ten gevolge van scheurgroei. Deze scheuren initiëren gewoonlijk aan de oppervlakte van een component op plaatsen waar de trekspanningen maximaal zijn. Doorgaans bevinden die piekspanningen zich bij discontinuïteiten van het materiaal. Bij geschroefde verbindingen zijn de spanningen maximaal in de LET van de pin met als gevolg dat de vermoeiingsscheur zich daar ontwikkelt.

Het fundamentele mechanisme van scheurinitiatie is als volgt. Door de cyclische belastingen worden dislocaties gegenereerd die clusteren samen en vormen dan kanaalstructuren. Vervolgens evolueren deze kanaalstructuren tot laddervormige structuren, de zogenaamde 'persistent slip bands' (Figuur 8). Door de cyclische belastingen gebeurt dit meermaals en dit leidt vervolgens tot indringingen en extrusies. Geometrische discontinuïteiten zoals kerven en slip banden veroorzaken spanningssingulariteiten die het ontstaan van een vermoeiingsscheur kunnen bevorderen.



Figuur 8: Scheurinitiatie en persistent slip band

Eenmaal een scheur ontstaan is (een proces dat duizenden cycli kan duren), kan de scheur propageren. De scheurgroei is afhankelijk van de spanningsconcentratie aan de tip van de fout (Figuur 9a). Bij een aangelegde globale trekspanning zal de lokale spanning aan de scheurtip de vloeigrens van het materiaal overschrijden door de spanningsconcentratie (Figuur 9b). Het materiaal gaat lokaal plastisch vervormen. Bij het wegheffen van de spanning is de tip minder scherp ("crack blunting") door het vloeien van het materiaal (Figuur 9c). Bij het aanleggen van een omgekeerde globale drukspanning wordt de scheur toegedrukt en de scheurtip wordt weer scherper (Figuur 9d). In een dergelijke cyclus groeit de scheur over een lengte ' da '.



Figuur 9: Proces van scheurgroei

De mate van scheurgroei wordt dikwijls gekwantificeerd aan de hand van de vergelijking van Paris (2). Hierin is 'a' de scheurlengte, 'N' het aantal cycli, 'ΔK' de amplitude van de spanningsintensiteit, 'A' en 'm' zijn materiaalafhankelijke parameters.

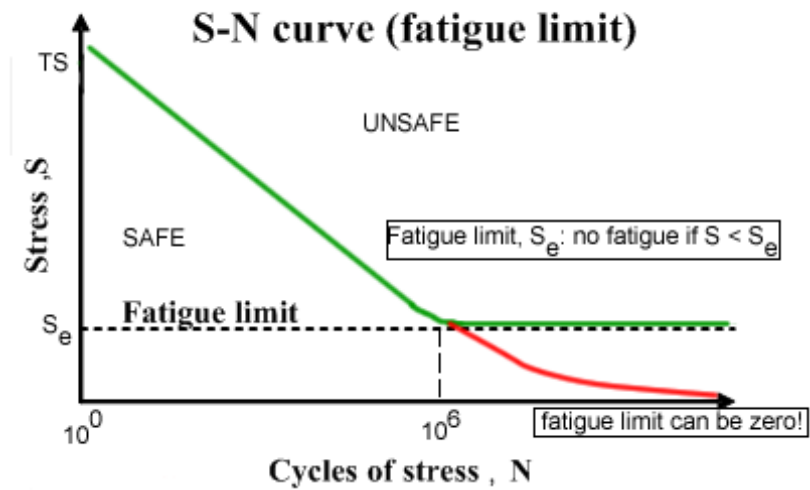
$$\frac{da}{dN} = A * \Delta K^m \quad (2)$$

2.3. S-N curve en levensduur

Op S-N curves wordt het verband tussen levensduur en de aangelegde spanningsamplitude afgebeeld. Het opstellen van dergelijke curves neemt veel tijd in beslag door de vele en langdurige proeven die moeten uitgevoerd worden. Om één S-N curve op te stellen moeten er minstens een tiental vermoeiingsproeven uitgevoerd worden. Om rekening te houden met de inherente spreiding op de experimentele resultaten is het bovendien aangewezen om een aantal herhaalproeven uit te voeren.

Voor bepaalde metalen kan een knik in de Wöhler-curve teruggevonden worden (Figuur 10, groene lijn). Als de spanningsamplitude onder de vermoeiingslimiet S_e blijft, kan dit materiaal oneindig lang beproefd worden zonder te breken. Een paar voorbeelden van dergelijke materialen zijn de meeste lage-sterkte stalen (zoals het API grade B staal dat

gebruikt wordt in de beproefde geschroefde buisverbindingen), titaniumlegeringen en molybdeenlegeringen.



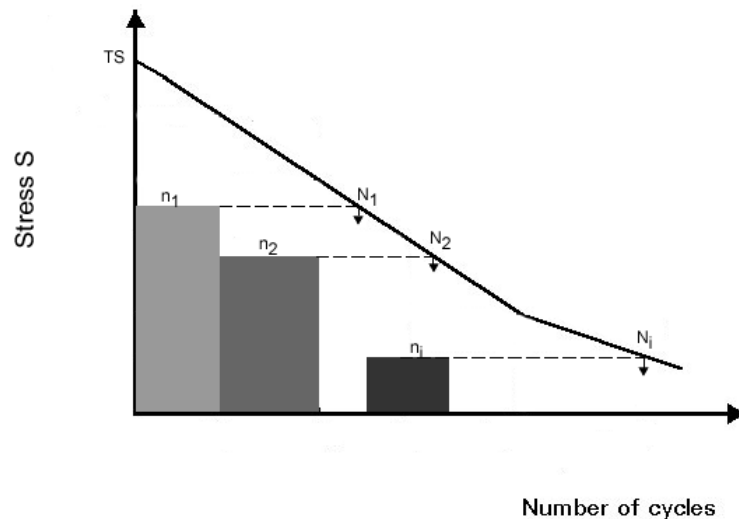
Figuur 10: S-N curve [13]

Andere materialen, zoals aluminium, hebben geen vermoeiingslimiet (rode lijn op Figuur 10). Voor deze materialen wordt er een vermoeiingssterkte gedefinieerd waarbij het materiaal niet faalt tot een vooropgesteld aantal cycli (typisch $5 \cdot 10^8$ cycli [13]).

Structuren en componenten ondervinden vaak variabele spanningsamplitudes. Om daarmee rekening te houden, wordt meestal gebruik gemaakt van de Miner-Palmgren regel (3) (zie ook Figuur 11).

$$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (3)$$

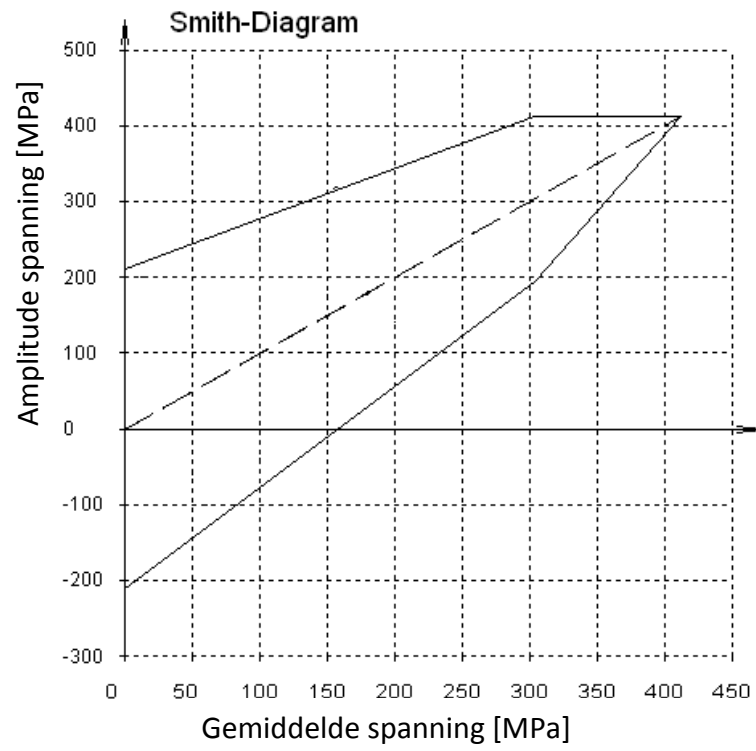
Er wordt verwacht dat de structuur zal falen als de som gelijk wordt aan 1. N_i is het aantal cycli tot breuk bij een spanningsamplitude S_i en n_i is het effectief aantal belastingscycli voor diezelfde spanningsamplitude. Deze regel kan beschouwd worden als een methode om te evalueren welk deel van de totale levensduur van het materiaal verbruikt werd door elke spanningsamplitude.



Figuur 11: Grafische voorstelling van de Miner-Palmgren regel [13]

De Miner-Palmgren regel wordt in vele gevallen gebruikt als een goede benadering voor de levensduur, toch heeft deze formule enkele beperkingen. Ten eerste wordt de volgorde van de wisselende belastingen niet in rekening gebracht. Soms is het mogelijk dat een aantal cycli met een lage vermoeingsamplitude gevolgd door cycli met hoge amplitude meer schade aanricht dan de regel voorspelt. Daarenboven is het niet altijd even gemakkelijk te voorspellen welke vermoeiingsspanningen het materiaal zal ondergaan. Het is met deze regel dus moeilijk om de vermoeiingslevensduur nauwkeurig te voorspellen.

Zoals hoger vermeld, kunnen wisselende belastingen verschillende spanningsverhoudingen hebben. De invloed hiervan op de vermoeiingskarakteristiek kan afgeleid worden van het Smith-diagram (Figuur 12). Op de abscis wordt de gemiddelde spanning weergegeven waarmee het materiaal belast wordt. De ordinaat geeft de amplitude van de vermoeiingsbelasting weer. Het diagram toont duidelijk aan dat naarmate de gemiddelde spanning stijgt de toelaatbare spanningsamplitude afneemt. Aangezien in het experimenteel onderzoek de vermoeiingsproeven met een spanningsverhouding $R = 0,1$ uitgevoerd werden, moet er daarmee rekening gehouden worden indien de resultaten met andere S-N curves vergeleken worden.



Figuur 12: Smith-diagram

Hoofdstuk 3: Numeriek onderzoek

3.1. Eindige elementen modellering

Het eindige elementen model werd ontwikkeld en geoptimaliseerd door ir. Jeroen Van Wittenberghe in het kader van zijn doctoraatsonderzoek. Om de eindige elementen analyse uit te voeren, werd gebruik gemaakt van het commercieel FEA pakket ABAQUS 6.8-1.

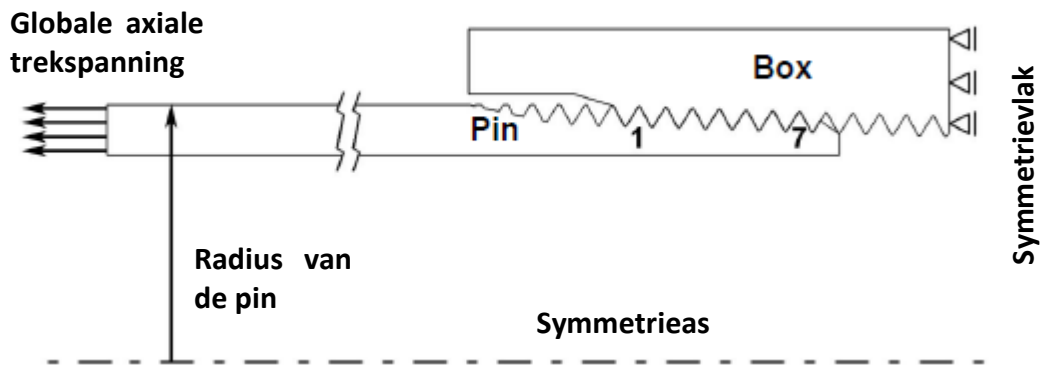
3.1.1. 2D axisymmetrisch model

De performantie-analyse van geschroefde verbindingen wordt tegenwoordig uitgevoerd aan de hand van eindige elementen modellen die het gebruik van 'full scale' testen vervangen. Het in deze studie gebruikte model is twee dimensionaal en axisymmetrisch. Het grootste voordeel hiervan is een drastische vermindering van de benodigde rekenkracht ten opzichte van een compleet 3D-model. Zhong A. [14] berekende de Von Mises spanningen door middel van een 3D FEA model van een geschroefde verbinding en toonde aan dat de spanningen bij benadering axisymmetrisch zijn. Dit verantwoordt het gebruik van een tweedimensionaal axisymmetrisch model.

Één van de grootste nadelen van een 2D model is dat de mogelijkheid ontbreekt om het helixvormig profiel van de schroefdraad te modelleren. Bovendien is het niet mogelijk om de schroefdraaduitloop in het model aan te brengen. Het effect hiervan op de uiteindelijke resultaten is verwaarloosbaar klein zoals aangetoond door ZHao et al. [15]. Door hen werd gedemonstreerd dat het schroefdraadprofiel gemodelleerd kan worden als een axisymmetrisch profiel indien de hellingshoek van het schroefdraadprofiel klein genoeg is. Dit is het geval bij de bestudeerde koppelingen volgens API 5B [9]. Hieruit kan besloten worden dat 2D modellen in goede overeenstemming zijn met volledige 3D modellen.

Tijdens de eindige elementen analyse worden drie stappen gemodelleerd. Ten eerste wordt het aandraaikoppel gesimuleerd. Daarna wordt een globale axiale trekspanning van 100 MPa aangebracht. Tot slot wordt de spanning verhoogd van 100 naar 150 MPa. Deze waarden werden gekozen omdat bij deze spanningen het materiaal van de koppeling zich nog grotendeels in het elastisch gebied bevindt. De grootte van de spanningen komen ook overeen met de spanningen in pijpleidingen die in bedrijf zijn. Deze ondervinden typisch spanningen gaande van ongeveer 30 MPa tot 150 MPa [16].

3.1.2. Geometrie

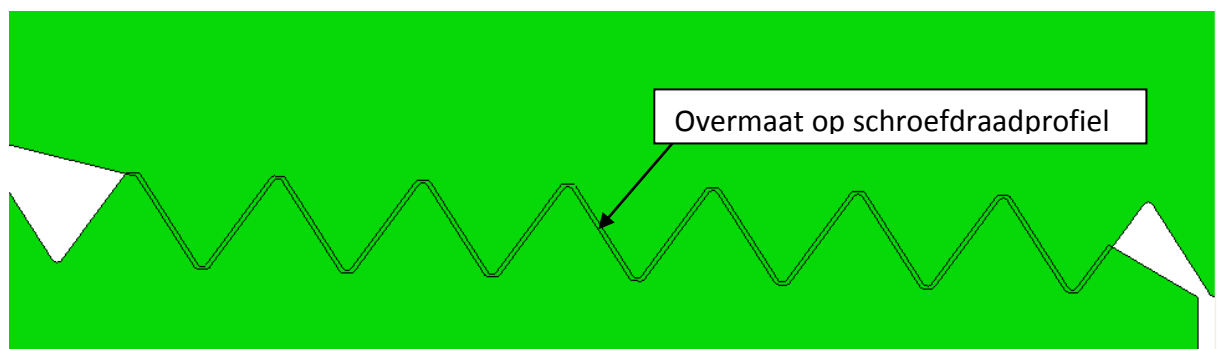


Figuur 13: Geometrie van het eindige elementen model [17]

Op bovenstaande figuur (Figuur 13) staat de geometrie van het eindige elementen model afgebeeld. De afmetingen en de geometrie van de geschroefde buisverbinding zijn gebaseerd op de API norm 5B [9] en API norm 5L [10]. Daarbij moet het gedeelte zonder schroefdraad van de pin voldoende lang zijn zodat de randvoorwaarden van het model geen invloed hebben op de spanningen en rekken ter hoogte van de verbinding.

Omdat de gemodelleerde verbinding symmetrisch is, wordt enkel de helft van de verbinding in rekening gebracht. Het symmetrievlak is uiterst rechts op bovenstaande figuur (Figuur 13) te zien. Op deze plaats wordt de beweging van het model in axiale richting verhinderd. Dit heeft geen invloed op de resultaten en het vermindert de nodige rekenkracht en rekentijd.

Aangezien het aandraaikoppel bij een axisymmetrisch model niet kan gesimuleerd worden, moet dit gemodelleerd worden door een overmaat te voorzien op de verbinding (zie Figuur 14). Door deze overmaat op te heffen worden er namelijk extra spanningen geïntroduceerd die de spanningen tijdens het aandraai proces moeten voorstellen.



Figuur 14: Modellerings Make-up

In principe ontstaan er onrealistisch hoge spanningen in scherpe hoeken. Daarom is het bij de opbouw van een eindig elementen model van belang geen scherpe hoeken te hebben. Om dit te vermijden, werden scherpe hoeken afgerond worden met afrondingsstralen die dezelfde grootteorde hebben als deze die in de werkelijkheid voorkomen.

3.1.3. Randvoorwaarden en belastingen

In het symmetrievlak, aan de rechterkant van Figuur 13, kan het model niet axiaal bewegen, enkel radiale verplaatsing wordt toegelaten. Dit wordt gemodelleerd aan de hand van een oplegging op het symmetrievlak. Aan de linkerkant grijpt de globale axiale spanning aan op de wand van de pin. Zoals hoger vermeld, wordt eerst een trekkracht aangelegd die overeenkomt met een oppervlaktespanning van 100 MPa over de wand van de pin. Vervolgens wordt de trekkracht verhoogd tot de oppervlaktespanning 150 MPa bedraagt.

Bovendien is in het model contact tussen de schroefdraad van de pin en de box gemodelleerd. De wrijvingscoëfficiënt tussen beide schroefdraadprofielen heeft een grote invloed op de uiteindelijke resultaten [17]. In dit model wordt een wrijvingscoëfficiënt $\mu = 0.12$ gebruikt.

3.1.4. Materiaaleigenschappen

De geschroefde buisverbindingen worden vervaardigd uit API Grade B staal zoals gespecificeerd in de norm API 5L [10]. Om de exacte materiaaleigenschappen te bepalen, werd een trekproef uitgevoerd [18]. Tijdens de trekproef worden de kracht en de verlenging opgemeten. De opgemeten vloeigrens van de API Grade B staal bedraagt 356 MPa. Daarbij werd een treksterkte van 521 MPa met corresponderende rek van 23% opgemeten. Hieruit is af te leiden dat de materiaaleigenschappen overeenkomen met de minimum eigenschappen voorgeschreven door de norm API 5L [10]. Tabel 1 geeft de waarden weer die te vinden zijn in die norm.

Tabel 1: Materiaaleigenschappen gespecificeerd door de norm API 5L

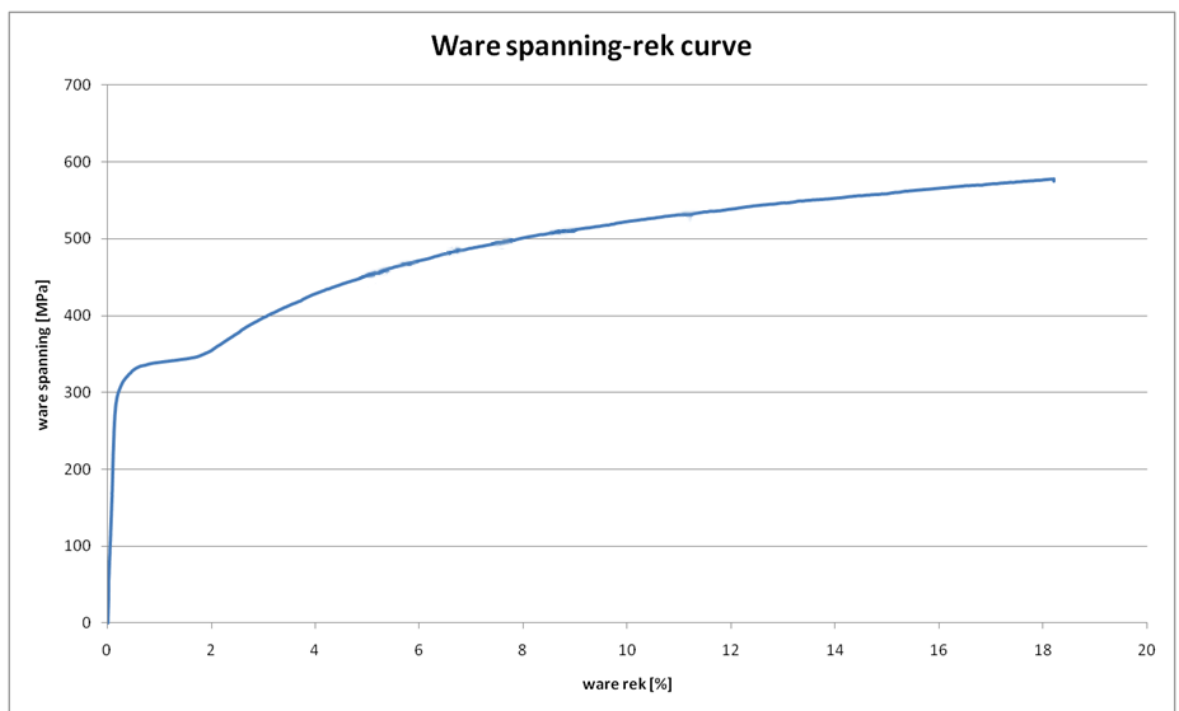
Materiaal	Minimum vloeigrens [MPa]	Maximum vloeigrens [MPa]	Minimum treksterkte [MPa]	Maximum treksterkte [MPa]
Grade B	241	448	414	758

Deze gegevens moeten verder verwerkt worden tot de ware spanning - rek curve zodat ze bruikbaar zijn in de eindige elementensimulatie. De ingenieursspanningen ' σ_{ing} ' moeten omgerekend worden naar ware spanningen ' σ ' (4) om rekening te houden met insnoering van het proefstuk tijdens de trekproef. Hetzelfde dient te gebeuren met de rekken (5).

$$\sigma = \sigma_{ing} \left(1 + \frac{e_{ing}}{100}\right) \quad (4)$$

$$\varepsilon = \ln \left(1 + \frac{e_{ing}}{100}\right) \quad (5)$$

De resultaten worden getoond in volgende grafiek (Figuur 15). De vloeigrens bedraagt dan ongeveer 356 MPa. De maximale treksterkte is bij benadering 575 MPa met een rek van 18%. De parameters van het materiaal in het elastisch gebied zijn de Young's modulus $E = 208$ GPa en de coëfficiënt van Poisson $\nu = 0.3$. In de eindige elementen software worden enkele discrete punten van de ware trekcurve ingevoerd.



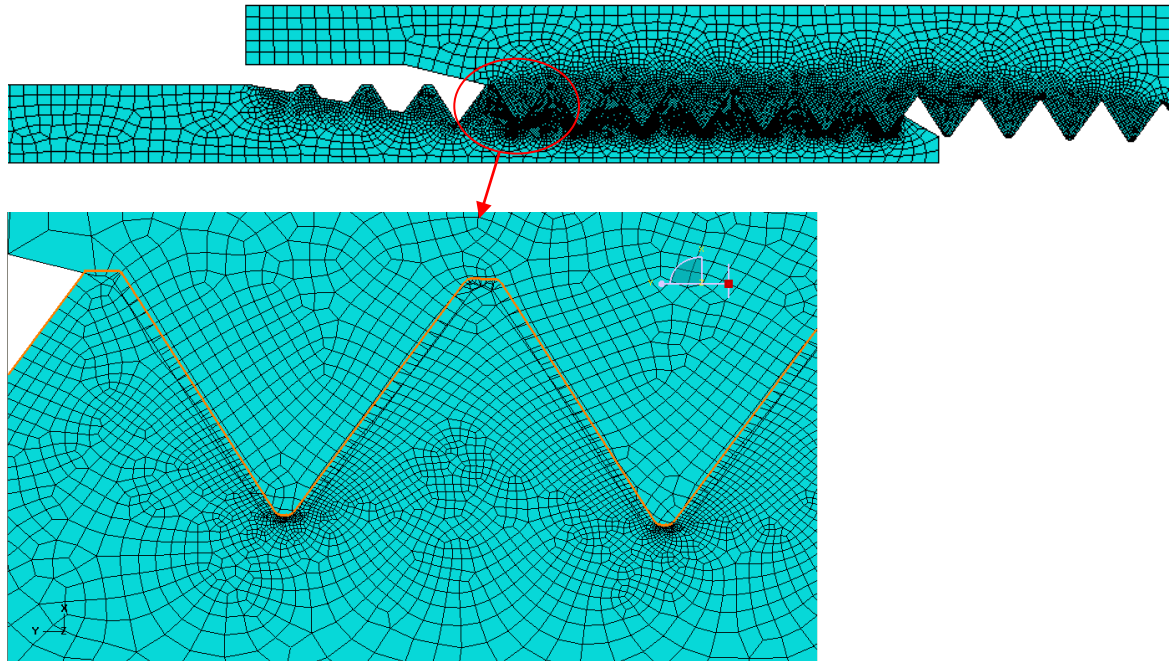
Figuur 15: Ware spanning-rek curve van het beproefde API 5L Grade B materiaal

3.1.5. Vermazing

De vermazing van het model wordt afgebeeld op Figuur 16 (bovenste afbeelding). Na een convergentiestudie werd een optimale vermazing van het model bereikt. Een te fijne vermazing zorgt namelijk voor een te grote rekentijd, maar een te grove vermazing beschrijft de opgegeven geometrie niet nauwkeurig genoeg. Bij dit model wordt een globale

vermazing gedefinieerd met een elementafmeting gelijk aan $1/6$ van de wanddikte van de pin. Het schroefdraadprofiel heeft een fijnere vermazing, daar hebben de elementen een maximale afmeting die 5 keer kleiner is dan de globale maaswijdte. Aangezien de wortel van het schroefdraadprofiel het meest kritische deel van de verbinding is, wordt daar de vermazing extra verfijnd (Figuur 16, onderste afbeelding).

De gebruikte elementen zijn lineaire quadrilaterale elementen van het type CAX4R.



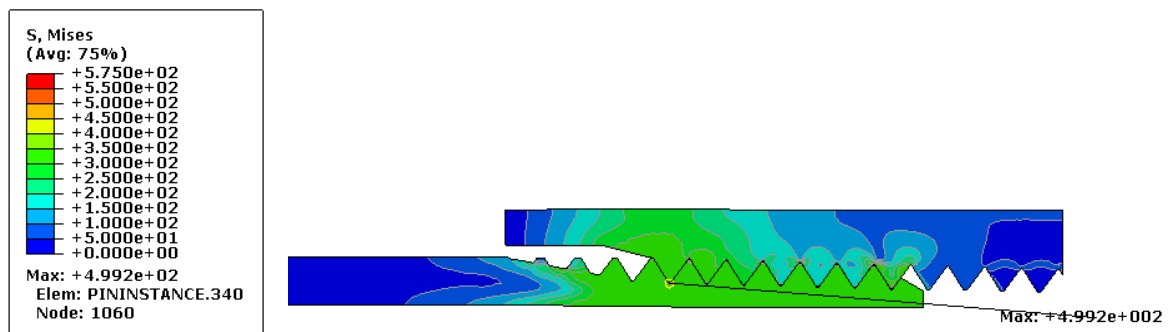
Figuur 16: Vermazing axisymmetrisch model

3.2. ThreadGen

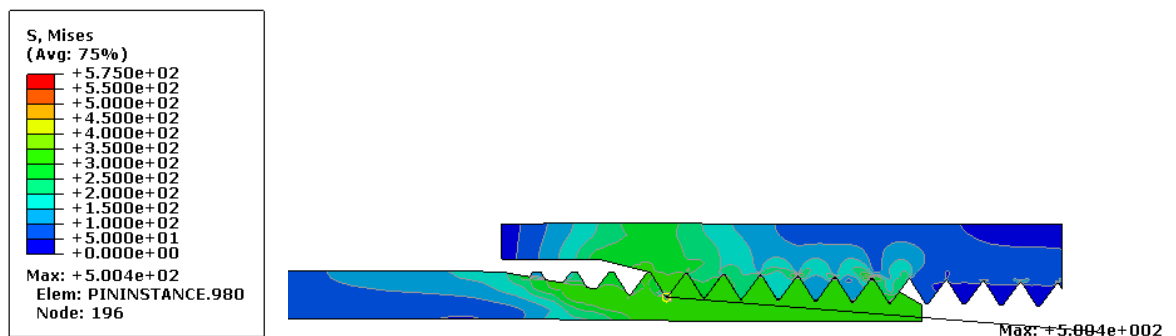
ThreadGen is een programma ontwikkeld in Matlab en Python code om, samen met het eindige elementen programma ABAQUS, het model automatisch op te bouwen aan de hand van een aantal parameters die door de gebruiker kunnen aangepast worden. ABAQUS zorgt voor de berekening van het FEA-model en de belangrijkste resultaten worden dan automatisch verwerkt tot een rapport in PDF formaat. Deze gegevens worden ook weggeschreven naar meer gebruiksvriendelijke bestanden die later beter te hanteren zijn bij de analyse van de verschillende koppelingen. ThreadGen is daardoor een handige 'tool' om parametrische studies uit te voeren aangezien niet elk model manueel in ABAQUS moet ingevoerd worden.

3.3. Resultaten voor de standaard koppeling

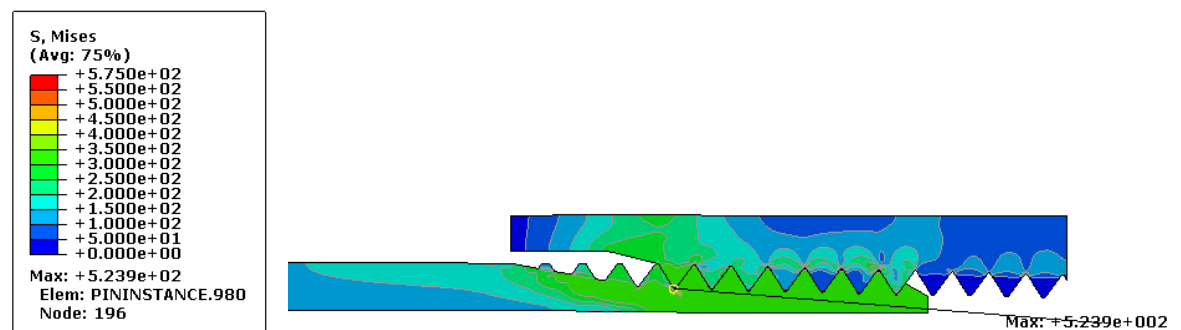
Op de onderstaande figuren (Figuur 17, Figuur 18 en Figuur 19) worden de Von Mises spanningen (S, Mises) weergegeven. De grootste spanningsconcentraties bevinden zich vooral bij de wortel en de top van de tanden waardoor daar grotere spanningswaarden teruggevonden worden. De hoogste spanning is zoals verwacht terug te vinden aan de wortel van de LET van de pin. Het is dan ook op deze plaats waar verwacht wordt dat de vermoeiingsscheuren zullen ontstaan.



Figuur 17: Von Mises vergelijkingsspanning voor een standaard koppeling onderworpen aan het aandraaikoppel

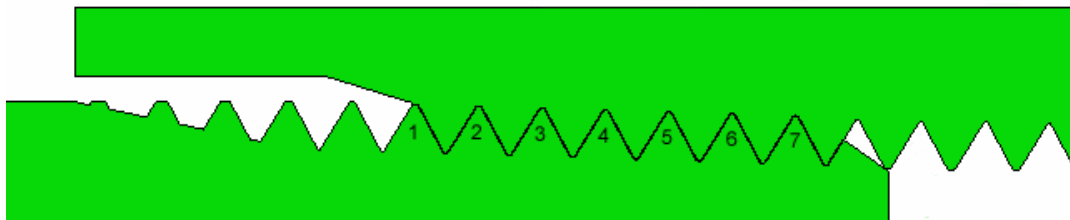


Figuur 18: Von Mises vergelijkingsspanning voor een standaard koppeling onderworpen aan het aandraaikoppel en een additionele axiale trekspanning van 100 MPa

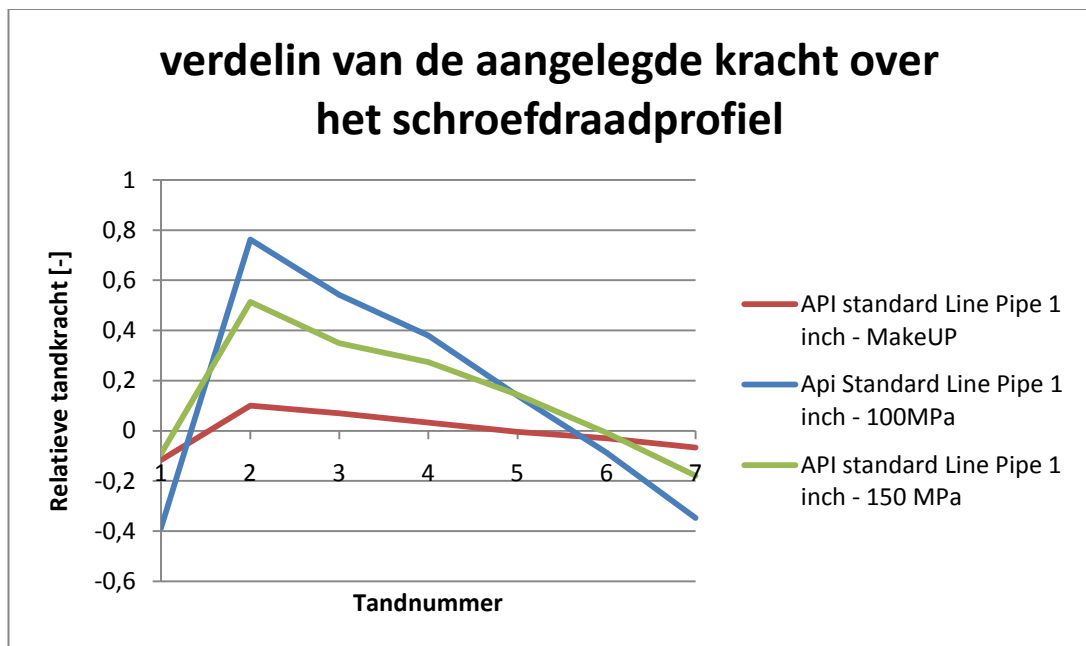


Figuur 19: Von Mises vergelijkingsspanning voor een standaard koppeling onderworpen aan het aandraaikoppel en een additionele axiale trekspanning van 150 MPa

De krachten die op de tanden plaatsgrijpen, worden berekend door integratie van de contactspanningen over de oppervlakte van elke individuele tand. Deze spanningen staan loodrecht op de tandflanken. De relatieve verdeling van de krachten over het schroefdraadprofiel wordt afgebeeld op Figuur 21 waarbij de nummering van de tanden weergegeven wordt op Figuur 20.



Figuur 20: Tandnummering



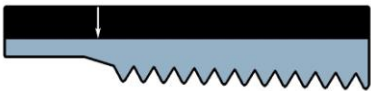
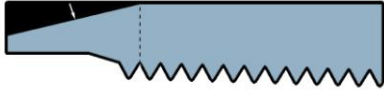
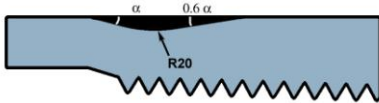
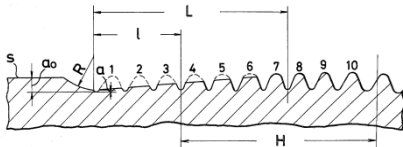
Figuur 21: Verdeling van de aangelegde kracht over de verschillende tanden van een standaard koppeling.

De krachtverdeling toont duidelijk aan dat het grootste deel van de uitwendige kracht opgenomen wordt door de LET (tand nummer 2). Bij een uitwendige belasting van 100 MPa wordt ongeveer 75% van de kracht opgenomen door de LET. Bij een hogere belasting wordt minder kracht opgenomen door tand 2. Bij 150 MPa wordt zelfs nog maar de helft van de totale belasting gedragen door de LET. De reden van deze daling is dat de koppeling plastisch begint te vervormen. Het gevolg hiervan is dat de andere tanden beter met elkaar in contact komen en zo de belasting helpen dragen.

3.4. Gemodificeerde koppelingen

Om de vermoeiingseigenschappen van standaard API koppelingen te verbeteren, werden modificaties aangebracht die de vermoeiingslevensduur van die koppelingen proberen omhoog te helpen. Tabel 2 geeft een overzicht van de verschillende modificaties die onderzocht werden. Deze met de beste resultaten worden in een verder stadium experimenteel onderzocht.

Tabel 2: Overzicht van de bestudeerde gemodificeerde koppelingen

Gemodificeerde koppelingen	
a) Wanddiktevermindering van de box.	
b) Afsnijden van de neus van de box	
c) Stijfheidsgradiënt voorgesteld door DeLange and Evans [19]	
d) Groef in box voorgesteld door Verdillon [20]	
e) Geleidelijke hoogtevermindering van schroefdraadprofiel volgens Sinichi Nisida [21]	
f) Hoogtereductie van de LET voorgesteld door Tsukano [1] Tsukano stelt voor om de hoogte van de LET van de pin met ongeveer 70 % te verminderen.	

g) Ontlastingsgroef volgens Weiner [22]

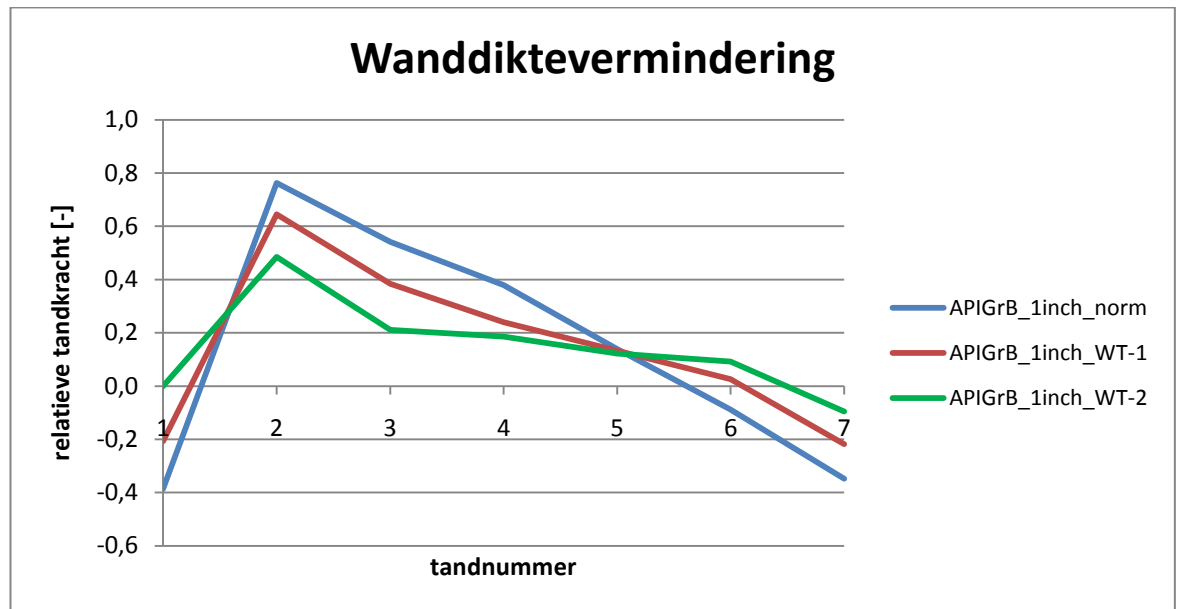
De optimale ontlastingsgroef zou een diameter moeten hebben met een oppervlaktetraagheidsmoment van ongeveer 30 % van het originele oppervlaktetraagheidsmoment. Deze modificatie is echter enkel bruikbaar voor dikwandige buizen daar de wanddikte sterk gereduceerd wordt. Bij buizen met een standaard dikte zou deze niet voldoen om de aangelegde spanningen over te brengen.

Daar vermoeiingsscheuren ontstaan aan de LET aangezien op deze plaats de hoogste spanningen optreden (zie §3.3), beogen alle modificaties een verlaging van de spanningen aan de wortel van de LET. Dit kan op verschillende manieren gebeuren en daarom kunnen de aanpassingen onderverdeeld worden in 3 verschillende groepen:

1. Stijfheidsvermindering van de box: Door een daling in stijfheid kan de box meer vervormen dan de standaard koppeling bij een zelfde aangelegde spanning. Deze vervorming zorgt ervoor dat de tanden van het schroefdraadprofiel beter met elkaar in contact komen en zo de kracht beter over het ganse profiel verdelen. De LET zal dan minder kracht opnemen. Dit zal de spanningen verminderen aan de wortel van de LET en dus zal de vermoeiingssterkte verbeteren. De aangepaste verbindingen a - d zijn gebaseerd op dit principe.
2. Hoogtevermindering van het schroefdraadprofiel: Hier wordt verondersteld dat een beperking van de tandhoogte van de LET van de pin ervoor zou zorgen dat deze minder kracht kan opnemen. Deze krachtvermindering zorgt dan voor een spanningsdaling aan de wortel van de LET en dus ook een verbetering van de vermoeiingslevensduur van de koppeling. Koppelingen e - f maken hiervan gebruik.
3. Ontlastingsgroef: Verbinding g maakt gebruik van een ontlastingsgroef in de pin. Deze groef zorgt voor een betere verdeling van de spanningen in de koppeling. Dit beoogt ook een spanningsvermindering aan de wortel van de LET en een toename van de vermoeiingslevensduur.

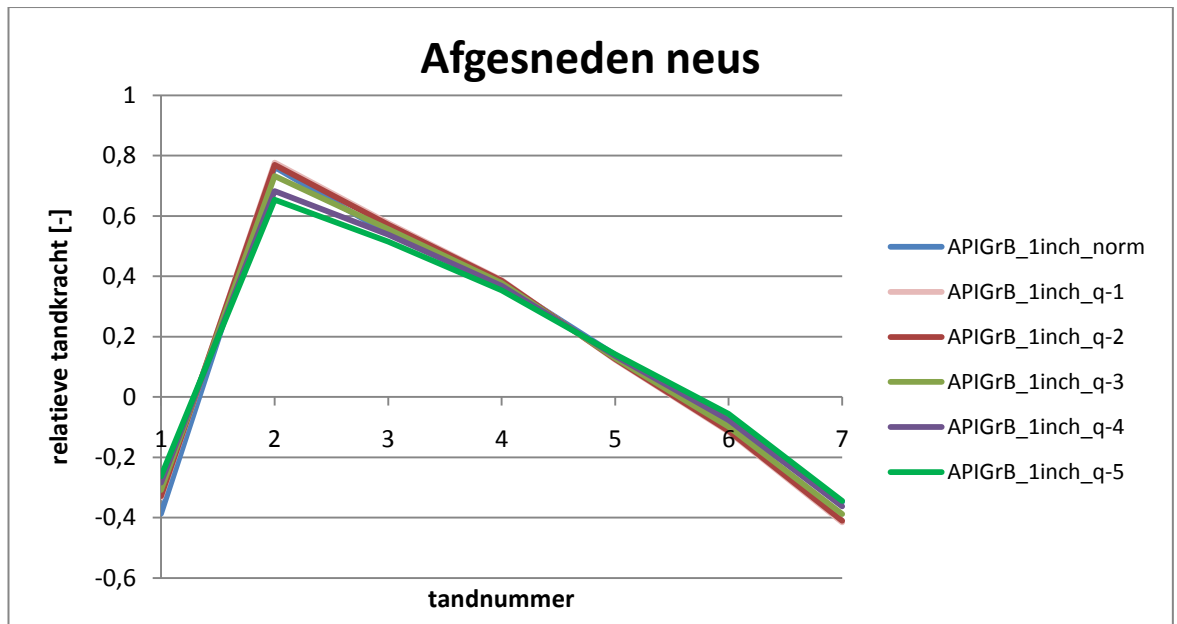
3.4.1. Krachtverdeling over het schroefdraadprofiel

De verschillende geometrieën worden met elkaar vergeleken bij een aangelegde axiale belasting van 100 MPa omdat, zoals hoger al vermeld, de koppeling zich dan nog grotendeels in het elastisch gebied bevindt. De tandnummering op de volgende figuren is dezelfde als de nummering op Figuur 20.



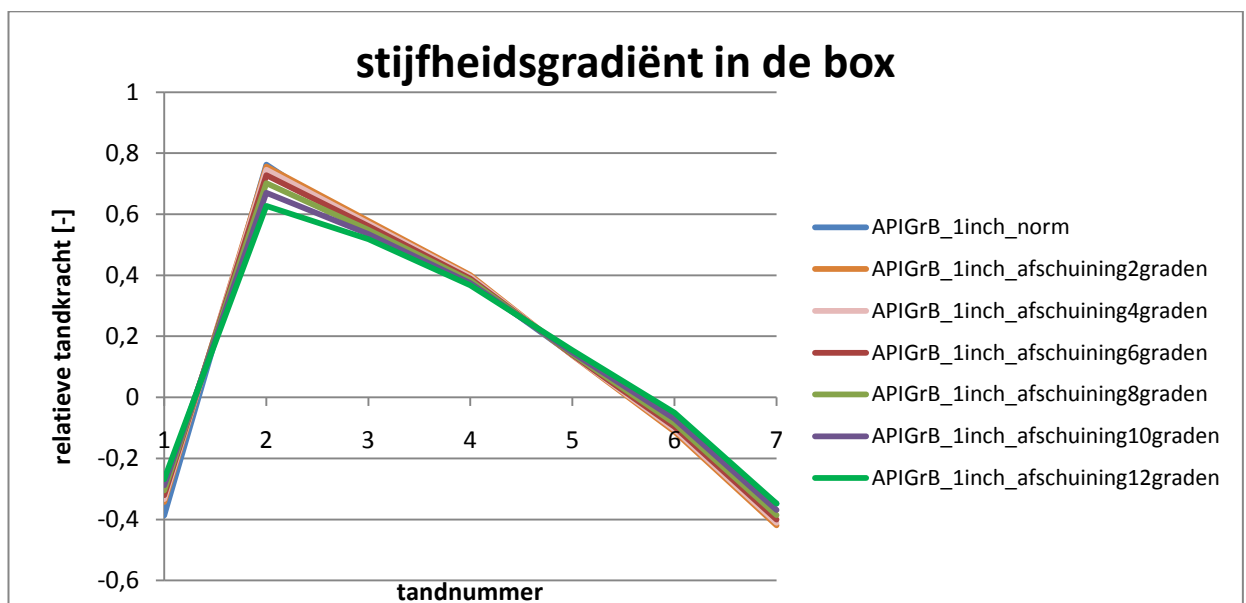
Figuur 22: Verdeling van de tandkrachten voor gemodificeerde koppeling a (wanddiktevermindering)

Figuur 22 beeldt de tandkrachtverdeling over het schroefdraadprofiel af. Daarop staat APIGrB_1inch_norm voor de koppeling volgens de norm API 5B [9] en APIGRB_1inch_WT-1 en WT-2 voor de koppelingen met een wanddiktevermindering van de box met respectievelijk -1mm en -2mm. De nominale maat van de koppeling is 1 inch en werd gefabriceerd uit API Grade B staal. Dezelfde wijze van notatie wordt ook gebruikt in de volgende figuren. Door de wanddikte van de box te verkleinen met 1 of 2 mm is een duidelijk verschil te zien (zie Figuur 22) tussen de tandkrachtverdeling van de standaard koppeling (blauwe lijn) en de verbinding waarvan de wanddikte gereduceerd is (rode en groene lijn). Een wanddiktevermindering van 2mm geeft het meest optimale resultaat. Deze laatste verbinding zal in het verder vervolg van dit werk gebruikt worden om numeriek te vergelijken met de verschillende koppelingsgeometrieën.



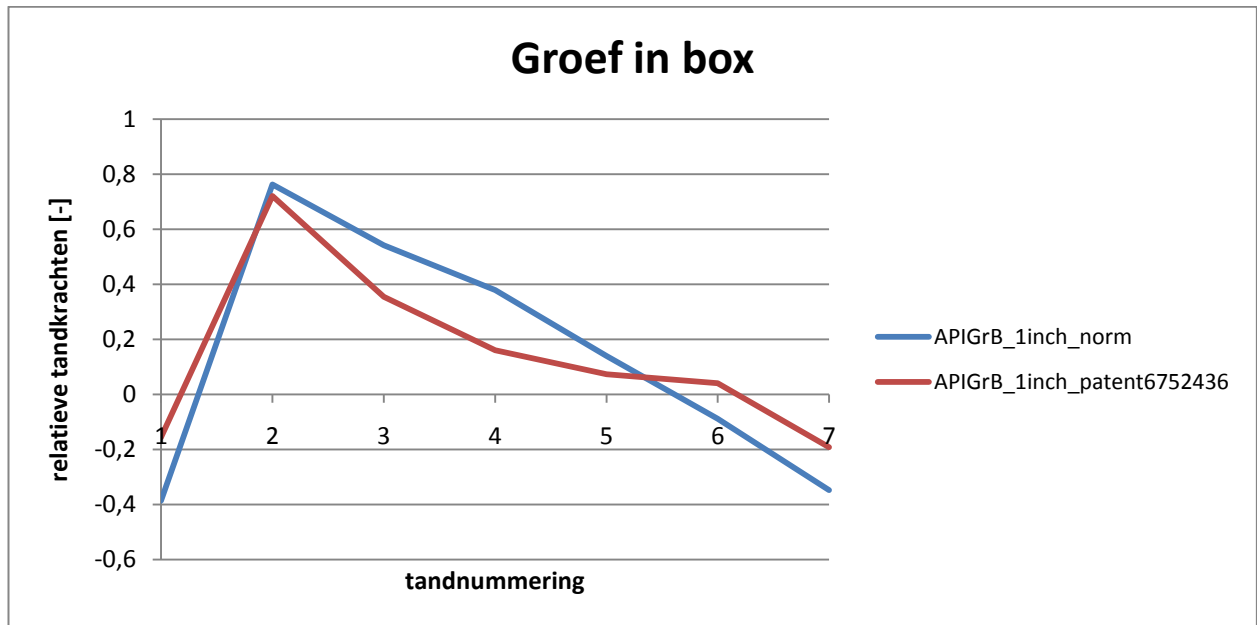
Figuur 23: Verdeling van de tandkrachten voor gemodificeerde koppeling b (afgesneden neus)

Figuur 23 toont de tandkrachtverdeling van gemodificeerde koppelingen met afgesneden neus waarbij het aantal afgesneden millimeters variëren van 1 tot 5 mm (APIGrB_1inch_q-1 tot q-5). Op de afbeelding is te zien dat een koppeling - waarvan 5 mm van de neus afgesneden is - een beter resultaat geeft dan de overige verbindingen waarvan de neus minder afgesneden zijn. De verbetering van de tandkrachtverdeling is echter minder uitgesproken dan bij de wanddiktevermindering. De koppeling met het beste resultaat zal verder gebruikt worden om te vergelijken met de overige modificaties.

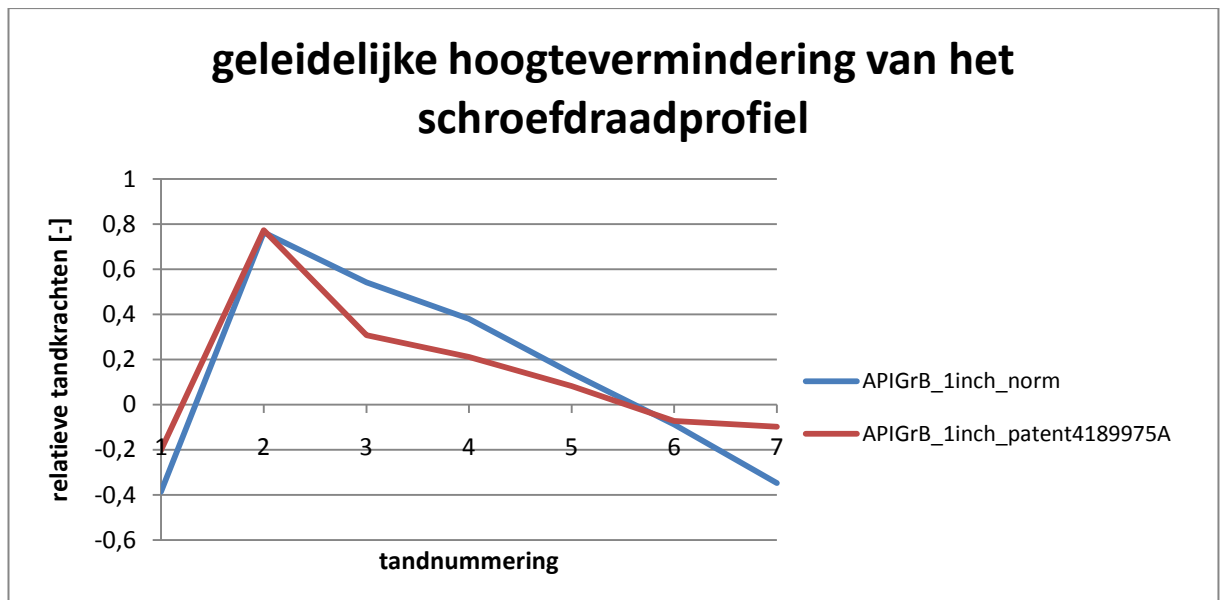


Figuur 24: Verdeling van de tandkrachten voor gemodificeerde koppeling c (stijfheidsgradiënt)

Op Figuur 24 is te zien dat het invoeren van een grotere stijfheidsgradiënt door afschuining van de neus, de verdeling van de krachten ook niet zo uitgesproken verbeterd zijn als bij de wanddiktevermindering. De afschuining varieert tussen de 2 en de 12 graden. De boxgeometrie met een afschuining van 12° geeft het beste resultaat. Deze zal later gebruikt worden om te vergelijken met de numerieke resultaten van de andere modificaties.

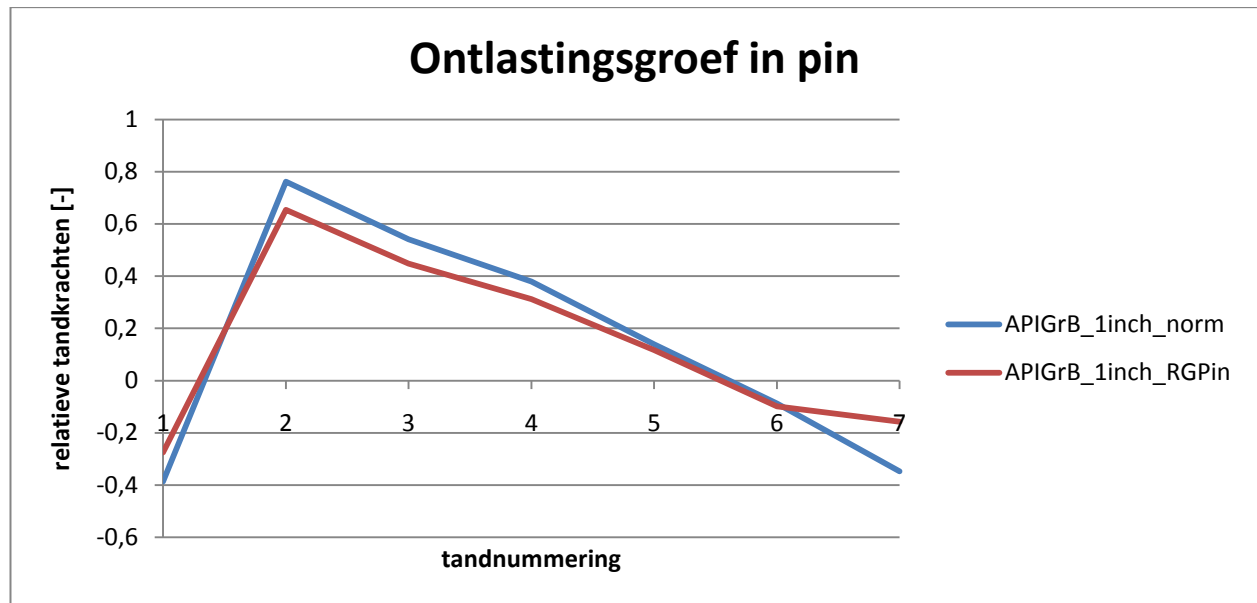


Figuur 25: Verdeling van de tandkrachten voor gemodificeerde koppeling d (groef in box)



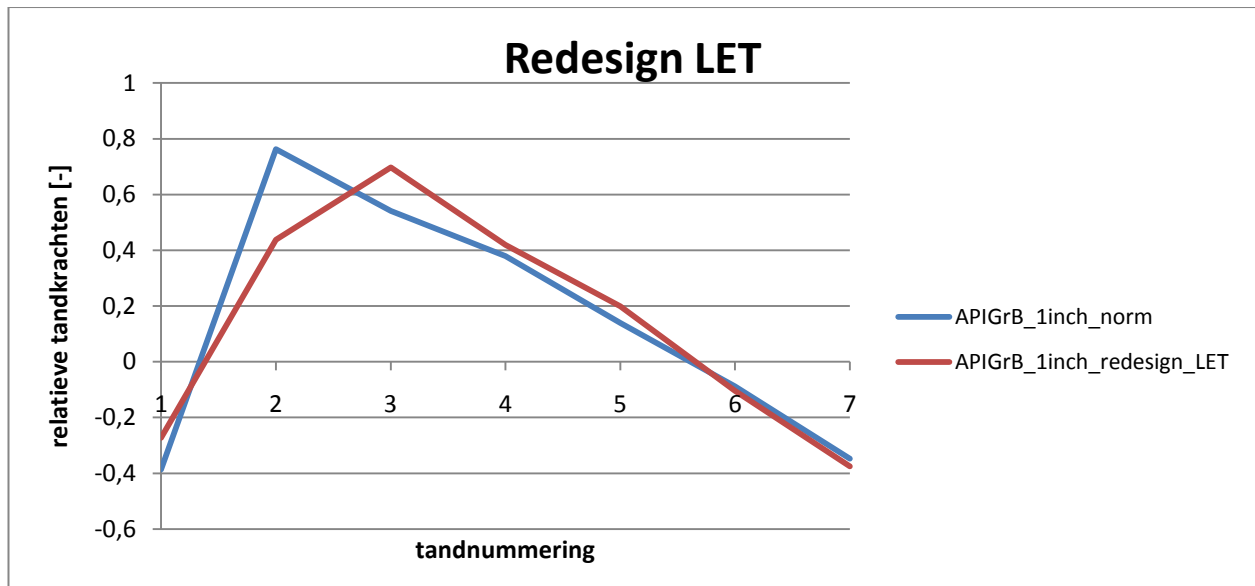
Figuur 26: Verdeling van de tandkrachten voor gemodificeerde koppeling e (geleidelijke hoogtevermindering schroefdraadprofiel)

Modificatie d (Figuur 25, APIGRB_1inch_patent6752436) en modificatie e (Figuur 26, APIGRB_1inch_patent4189975A) vertonen geen duidelijke vermindering van de tandkracht opgenomen door de LET (tand nummer 2). Alsdusdanig wordt er geen significante verbetering verwacht van de vermoeiingslevensduur voor deze koppelingen.



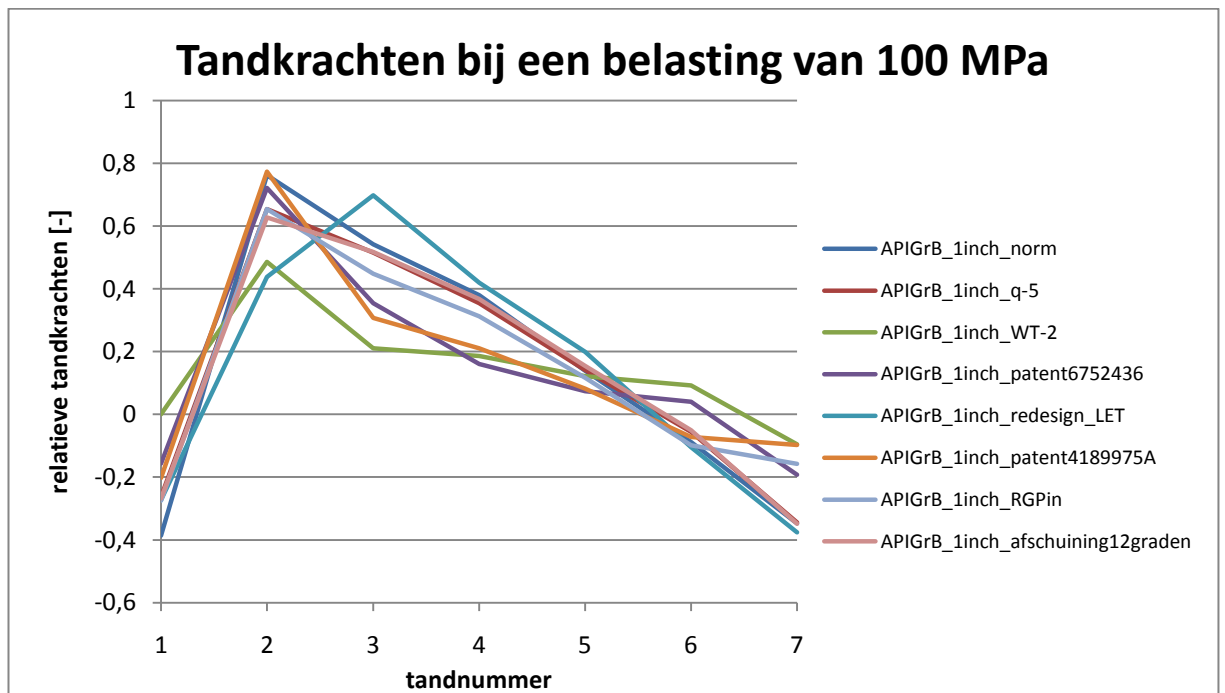
Figuur 27: Verdeling van de tandkrachten voor gemodificeerde koppeling g (ontlastingsgroef pin)

Bij de verbinding volgens modificatie g (ontlastingsgroef in de pin, APIGrB_1inch_RGPin) wordt de kracht beter verdeeld over het schroefdraadprofiel (Figuur 27). Deze modificatie is in de praktijk enkel bruikbaar voor dikwandige boorbuizen. Deze verbinding zal niet experimenteel onderzocht worden aangezien er enkel buizen met standaard wanddikte voor de vermoeiingsproeven beschikbaar zijn.



Figuur 28: Verdeling van de tandkrachten voor gemodificeerde koppeling f (redesign LET)

Deze laatste aangepaste koppeling (APIGrB_1inch_redesign_LET) toont een verschuiving van de grootst opgenomen kracht naar de 3^{de} tand van het schroefdraadprofiel. Hierdoor wordt verwacht dat de vermoeiingsscheur zal ontstaan aan de wortel van deze 3^{de} tand. Daar de relatieve grootte van de opgenomen kracht niet significant lager is dan bij de standaard verbinding wordt hier ook geen beduidende toename van de vermoeiingssterkte of – levensduur verwacht.

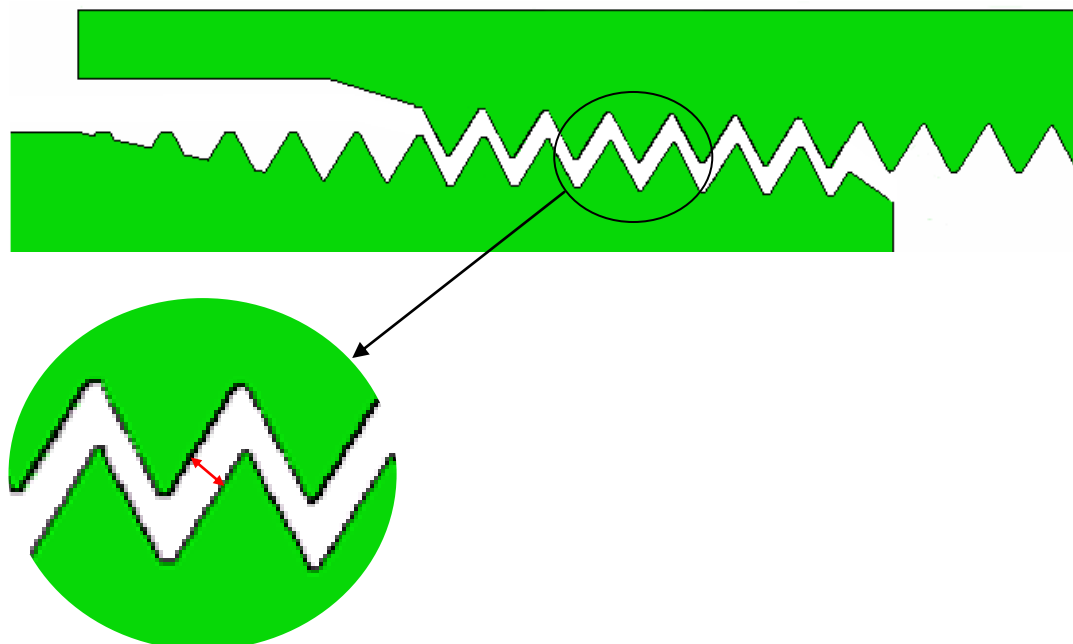


Figuur 29: Verdeling van de relatieve tandkrachten: vergelijking van alle bestudeerde modificaties met de standaard koppeling

Op Figuur 29 worden alle modificaties en de standaard verbinding onderling met elkaar vergeleken. Daarbij is te zien dat een wanddiktevermindering van de box met 2mm het beste resultaat vertoont en dus de langste vermoeiingslevensduur zou moeten hebben. Uiteraard moet dit aan de hand van experimenteel onderzoek nog geverifieerd worden. Daarnaast is te zien dat de relatieve kracht opgenomen door de LET bij de overige koppelingen niet substantieel verandert. Het is de bedoeling om met het experimenteel onderzoek de invloed van de grootte van deze verandering te bestuderen. Vervolgens zullen de resultaten hiervan teruggekoppeld worden aan de hand van weegfactoren in een performantiefactor.

3.4.2. Lekkichtheid van de koppeling

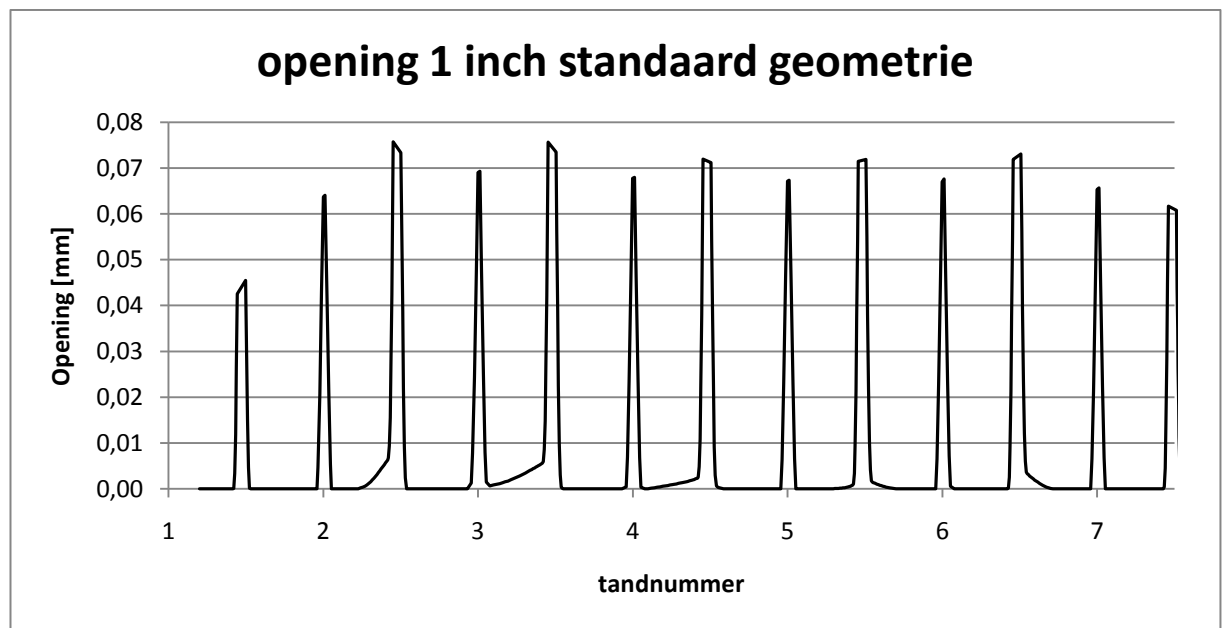
Een tweede belangrijke eigenschap die geschroefde buisverbindingen moeten bezitten, is de lekkichtheid. Om de lekkichtheid van de koppeling te karakteriseren, wordt de opening tussen de schroefdraadprofielen van de pin en de box bestudeerd. Deze opening werd bepaald aan de hand van het eindige elementen model. Bij een aangelegde axiale belasting van 100 MPa wordt de loodrechte afstand tussen de flanken van het schroefdraadprofiel gemeten (zie Figuur 30).



Figuur 30: Opening tussen schroefdraadprofielen

Figuur 31 toont het resultaat voor de standaard geometrie. De tandnummering is zoals in Figuur 20. De pieken die te zien zijn op de grafiek, zijn de grotere afstanden in de toppen en

de dalen van het schroefdraadprofiel. Dit komt doordat het in de praktijk niet mogelijk is om de toleranties zo precies te maken dat er op die plaatsten contact ontstaat. Door de helixvorm van het schroefdraadprofiel is dit een vrije doorgang naar de buitenzijde van de koppeling. Het is belangrijk om de rest van het profiel zo nauwkeurig mogelijk te laten aansluiten zodat de weerstand – tegen de stroming van het fluïdum - maximaal is. Dit zou de kans op lekken verkleinen. Om de verschillende modificaties van de koppelingen met elkaar te kunnen vergelijken, wordt de oppervlakte onder de grafiek berekend.



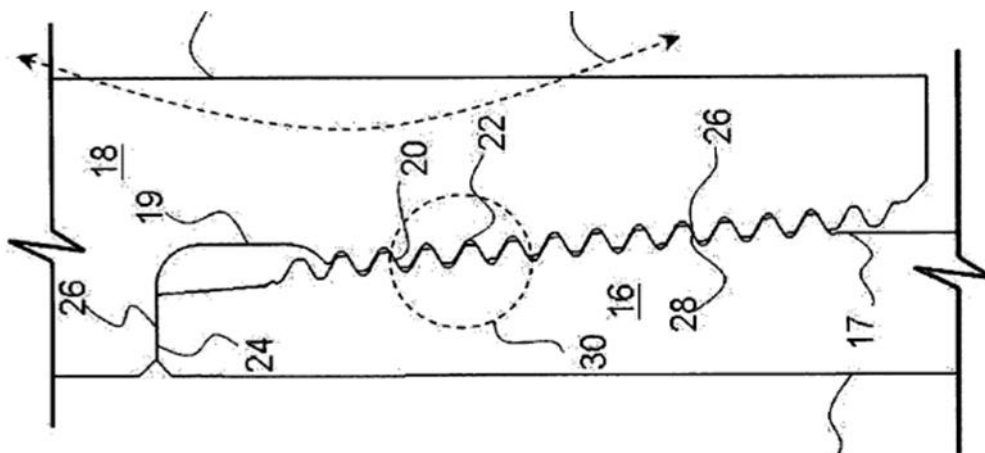
Figuur 31: Opening tussen schroefdraadprofielen van de standaard geometrie

Onderstaande tabel (Tabel 3) vat de resultaten samen van de onderzochte koppelingen. Hierbij is duidelijk te zien dat de meeste aangepaste geometrieën een grotere waarde hebben dan de standaard verbinding. Er wordt dus verwacht dat de gemodificeerde koppelingen een kleinere lektheid zullen bezitten. Dit hoeft niet te verwonderen daar de meeste modificaties gebaseerd zijn op stijfheidsverminderingen en dus aanleiding zullen geven tot grotere vervormingen.

Tabel 3: Oppervlakte onder openingscurve

	Geschroefde verbinding	Oppervlakte onder openingscurve [mm ²]
	Norm	0.125
a	Wanddikte -1mm	0.135
	Wanddikte -2mm	0.141
b	Afgesneden neus -1mm	0.139
	Afgesneden neus -2mm	0.139
	Afgesneden neus -3mm	0.139
	Afgesneden neus -4mm	0.138
	Afgesneden neus -5mm	0.137
c	Stijfheidsgradiënt 2°	0.139
	Stijfheidsgradiënt 4°	0.139
	Stijfheidsgradiënt 6°	0.139
	Stijfheidsgradiënt 8°	0.138
	Stijfheidsgradiënt 10°	0.138
	Stijfheidsgradiënt 12°	0.138
d	Patent 6752436	0.102
e	Patent 4189975A	0.258
f	Redesign LET	1.123
g	Relief Groove Pin	0.111

Om de lekdichtheid te verbeteren, worden in de praktijk extra contactvlakken aangebracht in de koppelingen. Een voorbeeld hiervan is te zien op Figuur 32 [23]. Vlakken 24 en 26 komen in contact bij het in elkaar draaien van de pin en de box. Een extra aandraaimoment zorgt voor een voorspanning en verhoogde contactdruk die de dichtheid van de verbinding garandeert. Onderzoek hieromtrent valt echter buiten het bestek van deze masterproef.



Figuur 32: Toepassing van een extra contactvlak om de lekdichtheid te verbeteren [23]

Hoofdstuk 4: Experimenteel onderzoek

4.1. Doelstelling

Om de juistheid van de resultaten van het numeriek onderzoek te kunnen valideren, worden verschillende vermoeiingsproeven uitgevoerd. Deze proeven vinden plaats op een kleinschalige vierpuntsbuigproef. De instructies voor het gebruik van deze opstelling zijn te vinden in bijlage A. De gegevens uit het experimenteel onderzoek worden gebruikt als terugkoppeling voor de numerieke waarden om zo de optimale weegfactoren van een performantiefactor te bepalen.

4.2. Beschrijving van de testopstelling

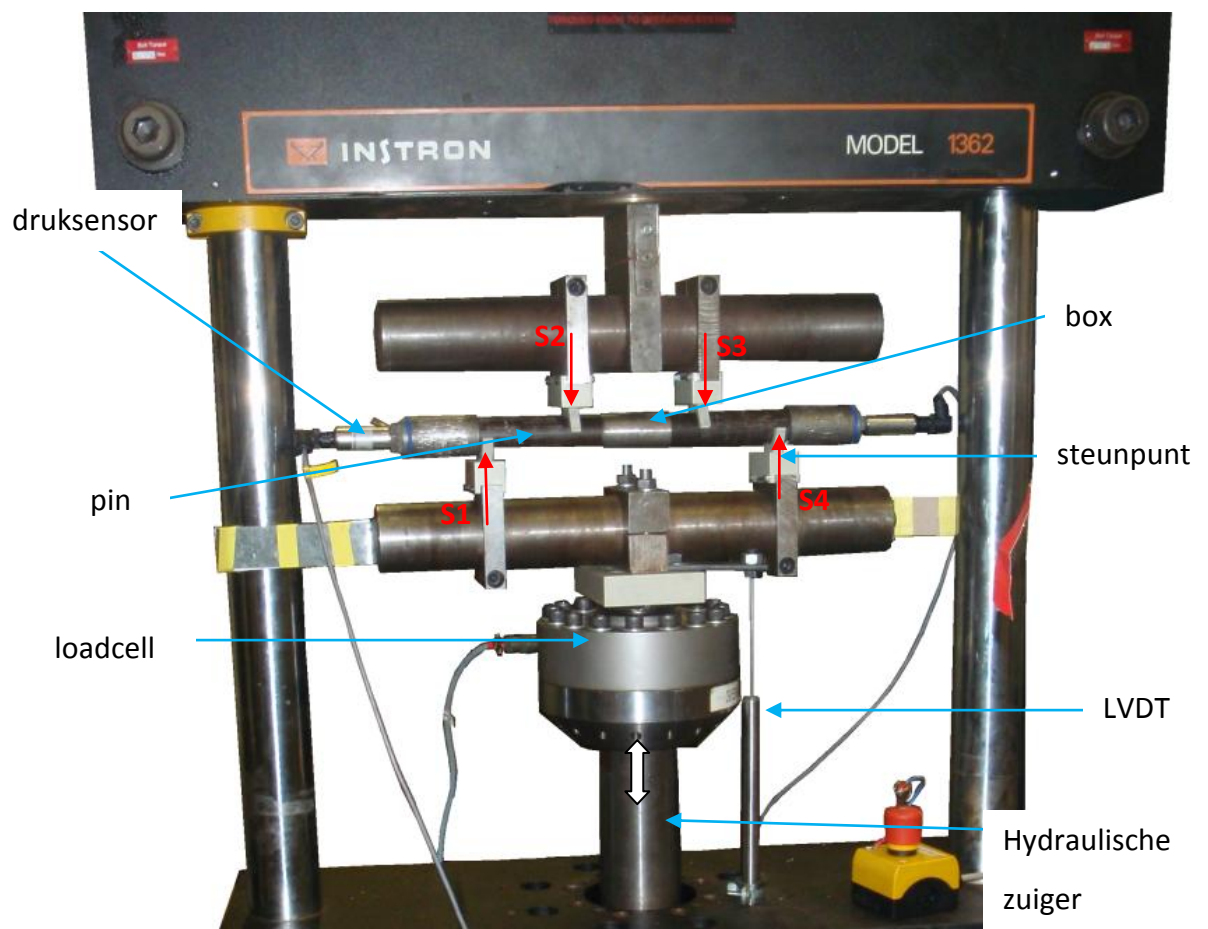
4.2.1. Mechanisch deel

Tijdens een vierpuntsbuigproef (Figuur 33) wordt de volledige koppeling onderworpen aan een zelfde buigend moment en belast op vermoeiing. Deze testopstelling wordt gebruikt om de resultaten van de numerieke simulaties te valideren. De geteste koppelingen hebben dezelfde afmetingen als degene die in het eindige elementen pakket gesimuleerd werden. De koppeling zelf bestaat uit 2 pijpsegmenten met schroefdraad aan de uiteinden die gekoppeld worden door een 1" API Line Pipe koppeling of een gemodificeerde versie daarvan. Deze proefopstelling wordt gebruikt voor kleinschalige experimenten. Verschillende studies tonen aan dat kleinschalige proefstukken voldoen om de eigenschappen - zoals vermoeiingslevensduur en S-N curves - te bepalen [1, 4].

De voor- en nadelen van een 4-puntsbuigingproef zijn de volgende [18]:

- De opstelling en montage van een proefstuk zijn **eenvoudiger** in vergelijking met een roterende buig- of resonantieproef. Dit is de hoofdreden waarom er voor deze soort testopstelling gekozen werd.
- Er is een **constante buigspanning** tussen de 2 middelste aangrijpingspunten (S2 en S3 op Figuur 33).
- Slechts op één plaats langs de omtrek van de koppeling is de trekspanning maximaal. Dit heeft als gevolg dat niet alle vezels langs de omtrek van de koppeling op dezelfde manier belast worden waardoor het mogelijk is dat de zwakste vezel niet maximaal

belast wordt. Hierdoor kan een iets te hoge vermoeiingslevensduur opgemeten worden.



Figuur 33: Testopstelling

De koppeling wordt op vermoeiing belast door middel van een verticale beweging van de hydraulische zuiger. De zuiger is krachtgestuurd, waarbij de kracht opgemeten wordt door een krachtopnemer (loadcell). In deze opstelling zijn de steunpunten halfcirkelvormig en moet de koppeling steeds met een drukkracht belast zijn om te vermijden dat ze loskomt van de steunpunten (S1 tot S4). In dat geval kan de koppeling namelijk van positie veranderen of roteren, wat tot foute resultaten zou leiden. De sturing van de hydraulische zuiger verloopt volgens een sinusoidaal signaal met een frequentie van 15 Hz waarbij de buigspanningen verlopen tussen 10% en 100% van de maximaal ingestelde buigspanning. De vermoeiingsproeven die hiermee uitgevoerd zijn, hebben dus allemaal een spanningsverhouding $R = 0,1$.

Als resultaat van deze proef wordt een punt op de S-N curve voor de koppeling verwacht. Om dit punt te kunnen bepalen, moet het aantal cycli tot breuk bij een vooraf ingestelde spanningsamplitude opgemeten worden. Om te detecteren wanneer de koppeling faalt, wordt de methode van de lektest gebruikt. Het proefstuk, bestaande uit 1 box en 2 pinnen, wordt beschouwd als een drukvat. Om te kunnen bepalen in welke pin een vermoeiingsscheur ontstaan is, worden de 2 pinnen apart van elkaar luchtdicht gemaakt door middel van een stop (Figuur 38). Die pinnen vormen dus 2 verschillende luchtkamers. De druk in elke kamer wordt continu opgemeten tijdens de proef. Indien een drukdaling gedetecteerd wordt, wil dit zeggen dat er een lek is in de verbinding en dat de koppeling dus gefaald is. Op dit moment wordt de proef stilgelegd en het aantal cycli dat de pin overleefd heeft, wordt genoteerd. Om de tweede pin ook tot zijn vermoeiingslevensduur te belasten wordt de eerste pin vervangen door een dummy en de proef wordt verder gezet. Indien er zich geen scheur gevormd heeft na $2 \cdot 10^6$ cycli, bevindt de belasting zich onder de vermoeiingslimiet en wordt de proef gestaakt.

4.2.2. Sturing van de vermoeiingsopstelling

De sturing van de opstelling bestaat uit volgende onderdelen:

- MTS 407 Controller: De stuureenheid zorgt voor de effectieve sturing van de hydraulische zuiger. De testopstelling is krachtgestuurd, d.w.z. dat het ingaand signaal, komende van de krachtopnemer, teruggekoppeld wordt aan het uitgezonden signaal van de controller. Dit toestel zorgt ook voor de veiligheid van de ganse proefstand. Indien de ingegeven limieten van de verplaatsing en de kracht overschreden worden, wordt de proef gestopt.



Figuur 34: MTS 407 Controller

- Labview-programma: Met het Labview-programma worden de meetgegevens gelogd. Indien de druk in 1 van de 2 pinnen daalt onder een voorgeschreven waarde, wordt een signaal gestuurd naar de stuureenheid om de vermoeiingsproef stil te leggen.
- Data acquisitie kaart: De DAQ-kaart dient om de analoge meetsignalen om te vormen naar digitale signalen die door het labview-programma verwerkt kunnen worden.
- Loadcell: De krachtopnemer stuurt een spanningssignaal uit tussen +10V en -10V naar de stuureenheid afhankelijk van de opgemeten kracht.
- LVDT: De verplaatsingen worden opgemeten met een LVDT. Het analoge spanningssignaal wordt naar de stuureenheid gestuurd.
- Druksensoren: De druksensoren dienen, zoals de naam het al zegt, voor het opmeten van de druk. Een signaal tussen 0V en 5V wordt gestuurd naar de DAQ-kaart en wordt dan m.b.v. het labviewprogramma verwerkt.



Figuur 35: Druksensor + aansluiting

4.2.3. Labview-programma

De software Labview werd ontwikkeld door National Instruments. Labview is een grafische programmeeromgeving waarmee gemakkelijk meet-, test- en controlesystemen ontworpen kunnen worden. Het programma maakt gebruik van intuïtieve grafische symbolen en ziet eruit als een stroomdiagram.

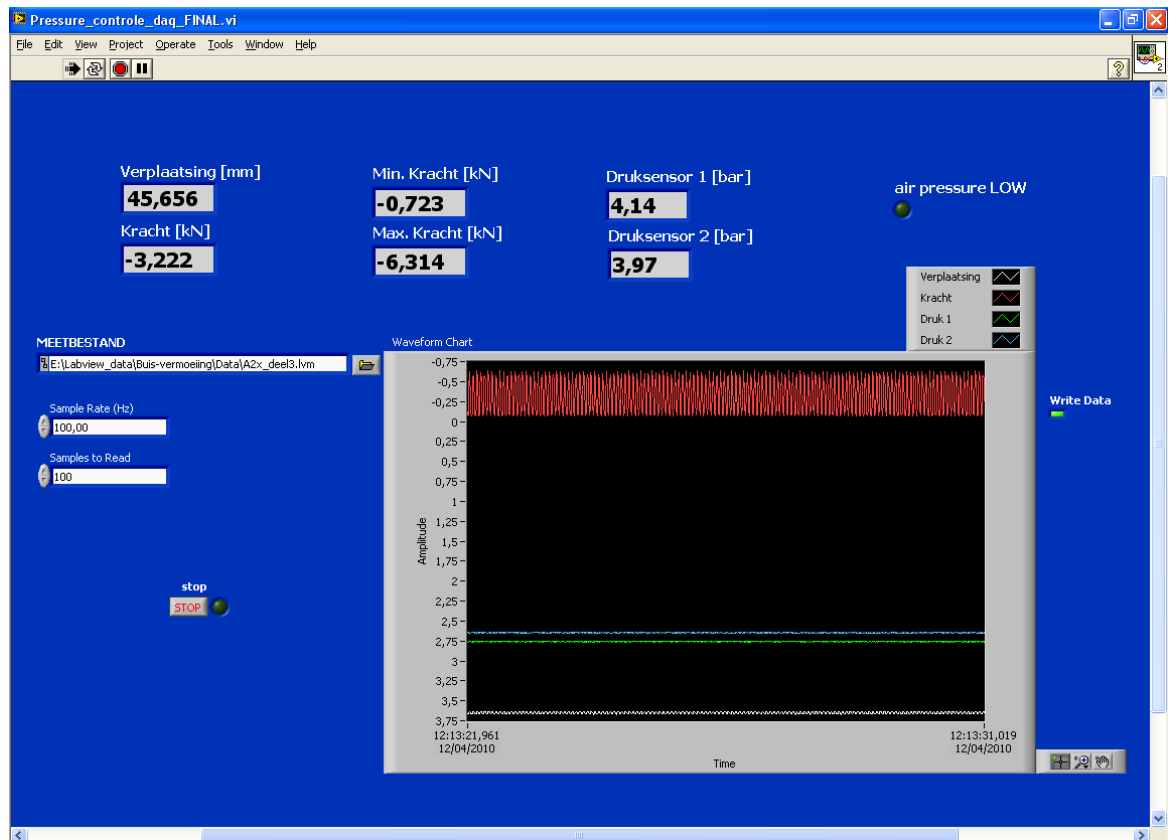
Het gebruikte Labviewprogramma dient om de kracht-, verplaatsing- en druksignalen van de vermoeiingsopstelling te meten en weg te schrijven naar een log-bestand. Bovendien worden de gegevens ook op het beeldscherm van de computer getoond zodat gemakkelijk gecontroleerd kan worden of de proef correct verloopt. Het wordt ook gebruikt om de proef stil te leggen indien de druk in één van de twee pinnen onder de drempelwaarde gezakt is. Het programma bestaat uit 3 verschillende lussen die hierna beschreven worden.

De hoofd-while-lus (Figuur 37: while-lus 1) zorgt voor de eigenlijke omzetting van de meetsignalen naar digitale waarden (kader 1), het wegschrijven van de log-bestanden (kader 2), voor de aflezingen op het scherm (kader 3) en het sturen van het stopsignaal naar de stuureenheid (kader 4). In kader 5 is de voorwaarde te zien om de drukdaling te detecteren. Indien het druksignaal hoger is dan 0.66V (wat overeenkomt met 1 bar) is de voorwaarde FALSE en wordt een signaal van 5V gestuurd naar de controller. Is de voorwaarde TRUE, dan wordt een signaal van 0V gestuurd. Er wordt gebruik gemaakt van een actief laag conventie omwille van veiligheidsredenen. Indien de computer uitvalt, wordt er geen signaal gestuurd en zal de proef automatisch stoppen.

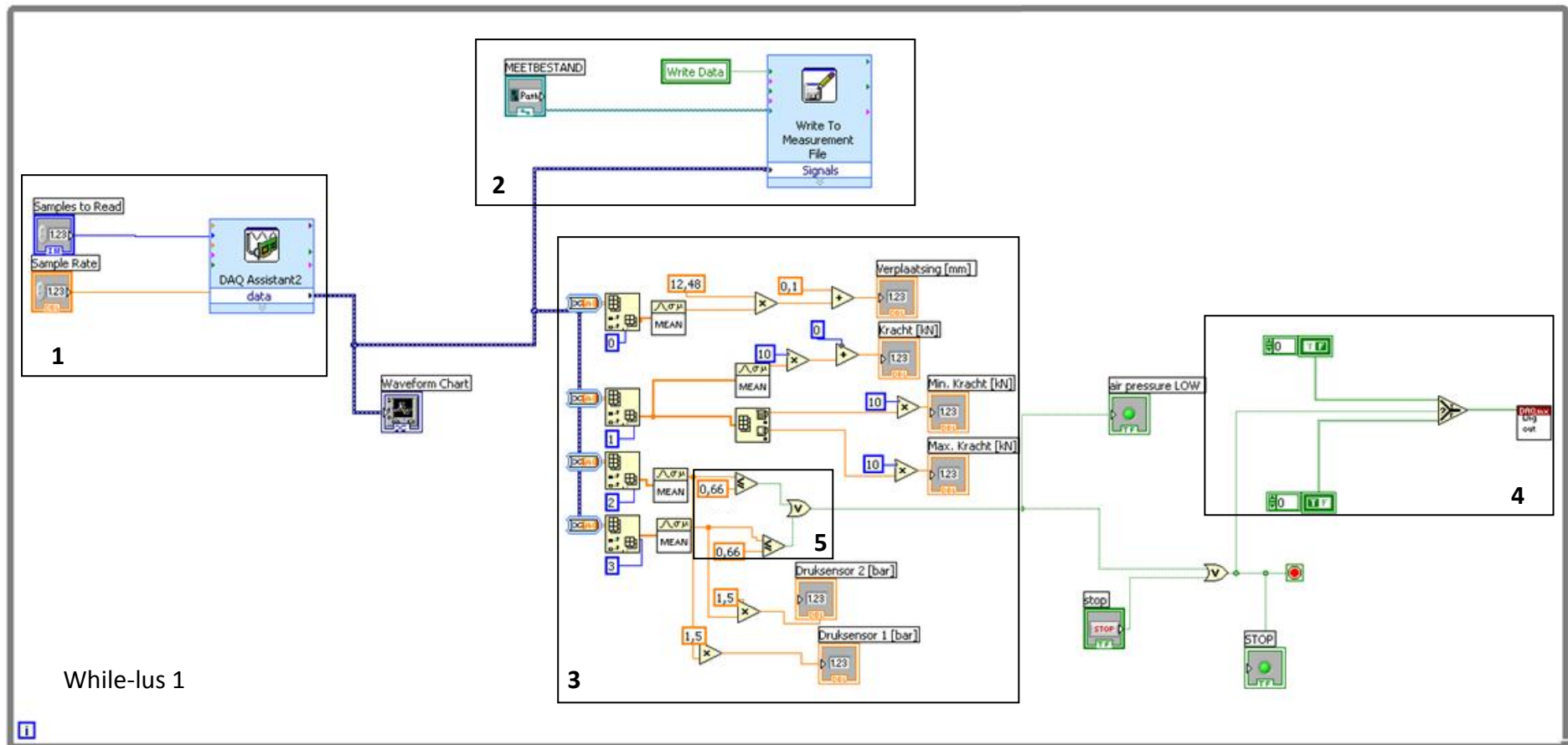
Om geen onhandelbaar grote meetbestanden te verkrijgen worden om de 10 seconden 100 metingen (dit komt overeen met 1 seconde aan metingen bij een sample-rate van 100 Hz) weggeschreven. While-lus 2 (Figuur 37) bestaat uit een case-structuur. De variabele 'write data' is gedurende de eerste 9 seconden FALSE waarbij geen data wordt weggeschreven. Gedurende de volgende seconde wordt de data weggeschreven.

In een eerdere versie van het programma was while-lus 3 niet aanwezig. Daarbij kwam het probleem voor dat het stopsignaal naar de controller hoog bleef. Dit kwam doordat het Labview-programma te snel gestopt werd als de druk lager was dan 1 bar. Daardoor had het programma geen tijd om het stopsignaal te veranderen. Hierdoor bleef de vermoeiingsproef lopen totdat de scheur in omvang toenam en de verplaatsinglimieten overschreden werden

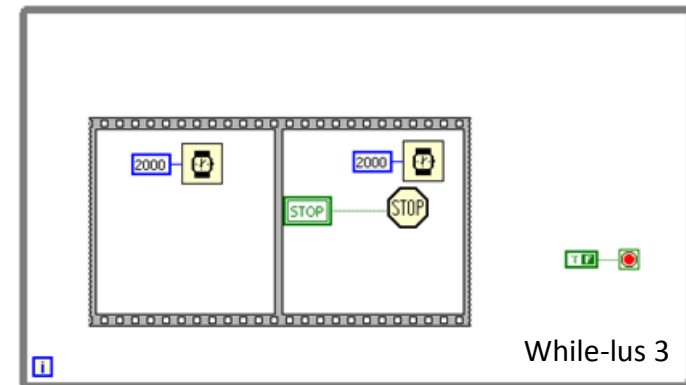
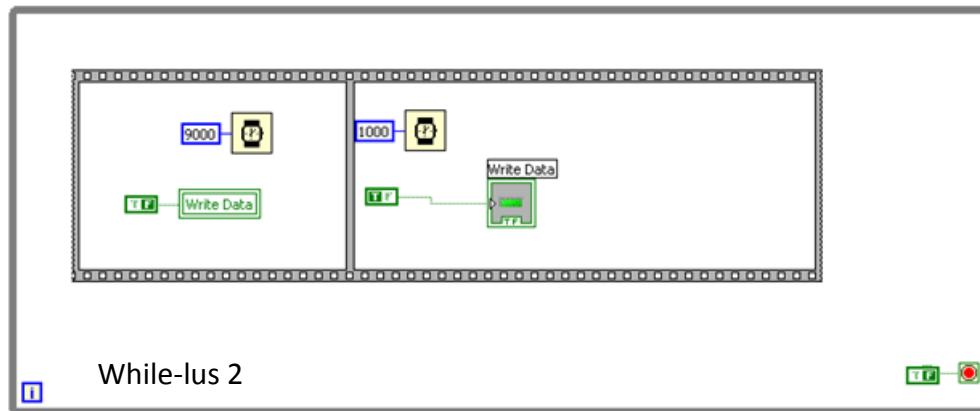
door de afname van de stijfheid van het proefstuk. Om dit probleem te verhelpen werd de 3^{de} while-lus toegevoegd met gelijkaardige structuur als while-lus 2. De while-lus zorgt ervoor dat er 2 seconden wordt gewacht vooraleer het labview-programma wordt gestopt. Dit geeft de tijd aan het programma om het stopsignaal de correcte waarde te laten aannemen.



Figuur 36: Labviewprogramma



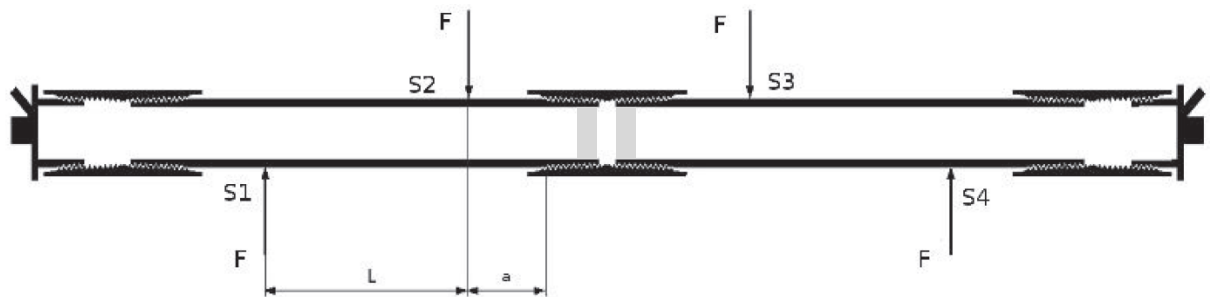
While-lus 1



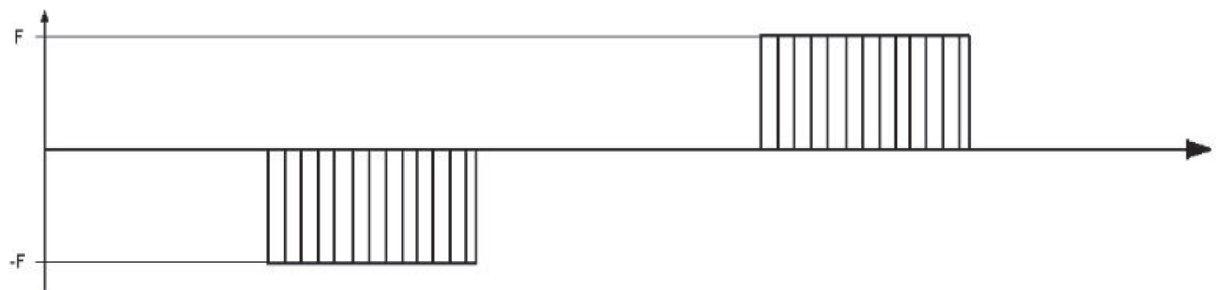
Figuur 37: structuur van het meetprogramma

4.3. Voorbereiding van de proef

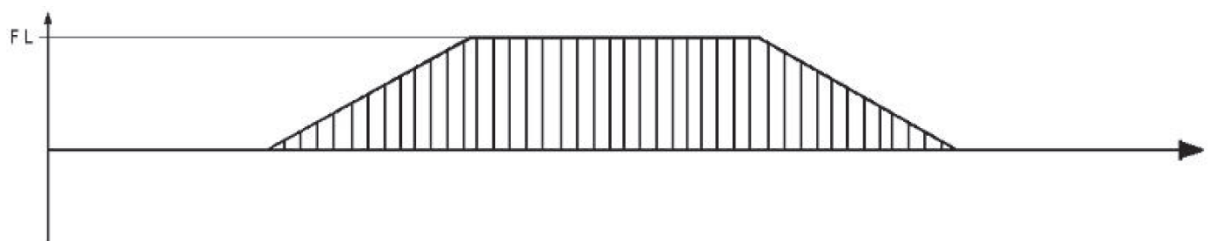
4.3.1. Berekening van de aan te leggen krachten



Dwarskrachtenlijn



Momentenlijn



Figuur 38: Verloop van de dwarskrachten- en momentenlijn

Zoals reeds werd opgemerkt, verlopen de vermoeiingsproeven krachtgestuurd. Om de gewenste spanningen aan te leggen, is het noodzakelijk om eerst de nodige stuurkracht te berekenen. Die wordt op de volgende manier bepaald.

Buigspanning:

$$\sigma_b = \frac{M y}{I_{yy}} [MPa] \quad (6)$$

Maximale buigspanning:

$$\sigma_{b,max} = \frac{M D}{I_{yy} 2} [MPa] \quad (7)$$

Oppervlaktetraagheidsmoment:

$$I_{yy} = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) [mm^4] \quad (8)$$

Buigend moment:

$$M = \frac{F}{2} L [Nmm] \quad (9)$$

Door combinatie van vergelijkingen (7) en (9) wordt de aan te leggen stuurkracht verkregen:

$$F_{stuur} = 2 \frac{M}{L} = \frac{4 \sigma_{b,max} I_{yy}}{D} [N] \quad (10)$$

Tabel 4 geeft een overzicht van de gegevens voor een standaard API Line Pipe verbinding met nominale maat van 1 inch. De symbolen worden afgebeeld op Figuur 38.

Tabel 4: Benodigde gegevens voor het berekenen van de stuurkracht tijdens de vermoeiing van een 1" API Line Pipe

	symbool	eenheid	API Line Pipe
Afstand S1-S2 en S3-S4	L	mm	83,5
Buitendiameter pin	D	mm	33,4
Binnendiameter pin	d	mm	26,6
Buigend moment	M	Nmm	41,75x F_{stuur}
Oppervlakte-traagheidsmoment	I_{yy}	mm^4	36513
Buigspanning	σ_b	MPa	0,0191x F_{stuur}

4.3.2. Montage van pin en box

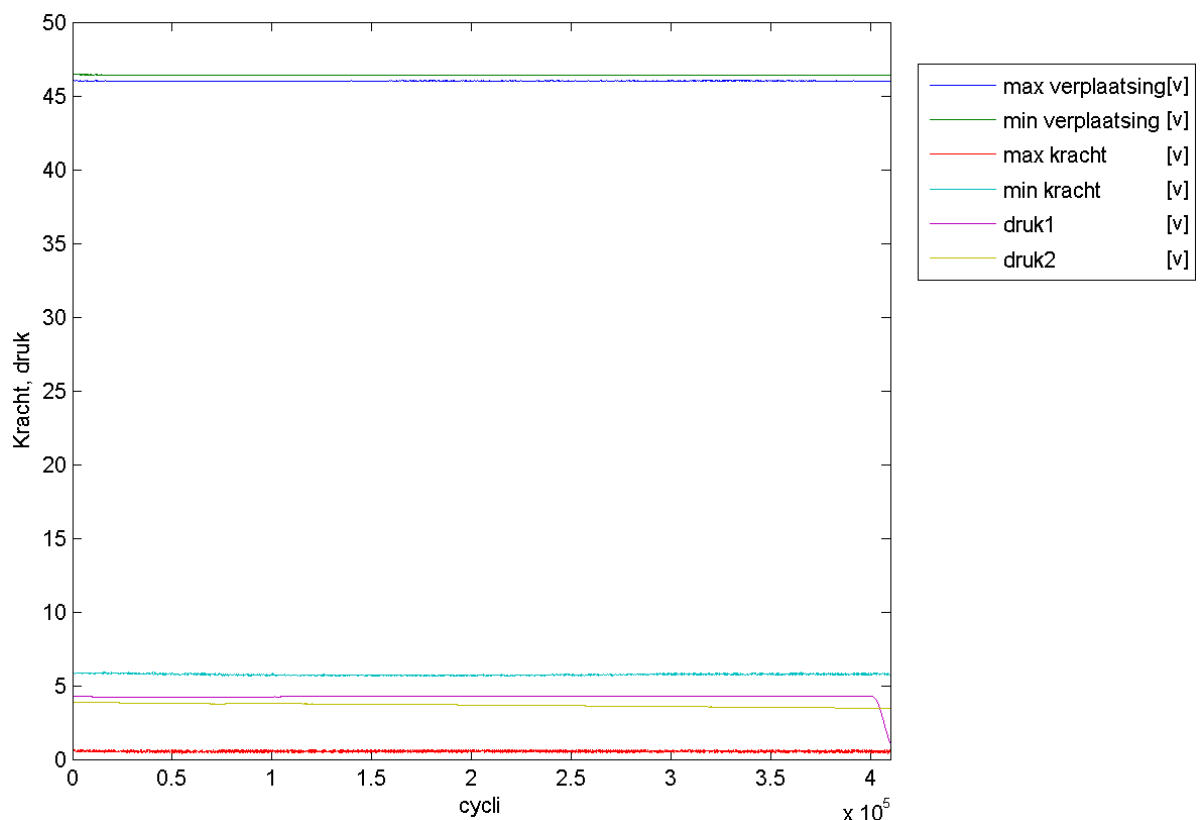
Elk te beproeven proefstuk bestaat uit 1 box en 2 pinnen. Eerst wordt een stop aan het uiteinde van elke pin aangebracht zodat de druk in elke pin apart kan gemeten worden. Op

deze manier kan de plaats van de scheur gemakkelijker bepaald worden. Vervolgens moet de box aangedraaid worden op de pin tot een handvaste positie, d.w.z. dat de pin niet verder in de box kan geschroefd worden zonder hulpmiddelen. Ten laatste moet de box 3 omwentelingen verder aangedraaid worden, zoals beschreven staat in de norm API 5B [9]. Dit gebeurde met behulp van een bankschroef en een stillson sleutel.

4.3.3. Aanbrengen van druksensoren

Aan beide zijden van het proefmonster wordt een druksensor aangebracht. Deze druksensoren dienen om een doorgaande scheur te detecteren tijdens de vermoeiingsproef. Beide pinnen worden intern onder druk hoger dan 3 bar gebracht. Indien de gemeten druk onder een bepaalde waarde (1bar) valt, betekent dit dat een doorgaande scheur ontstaan is. De proef wordt dan onmiddellijk stilgelegd.

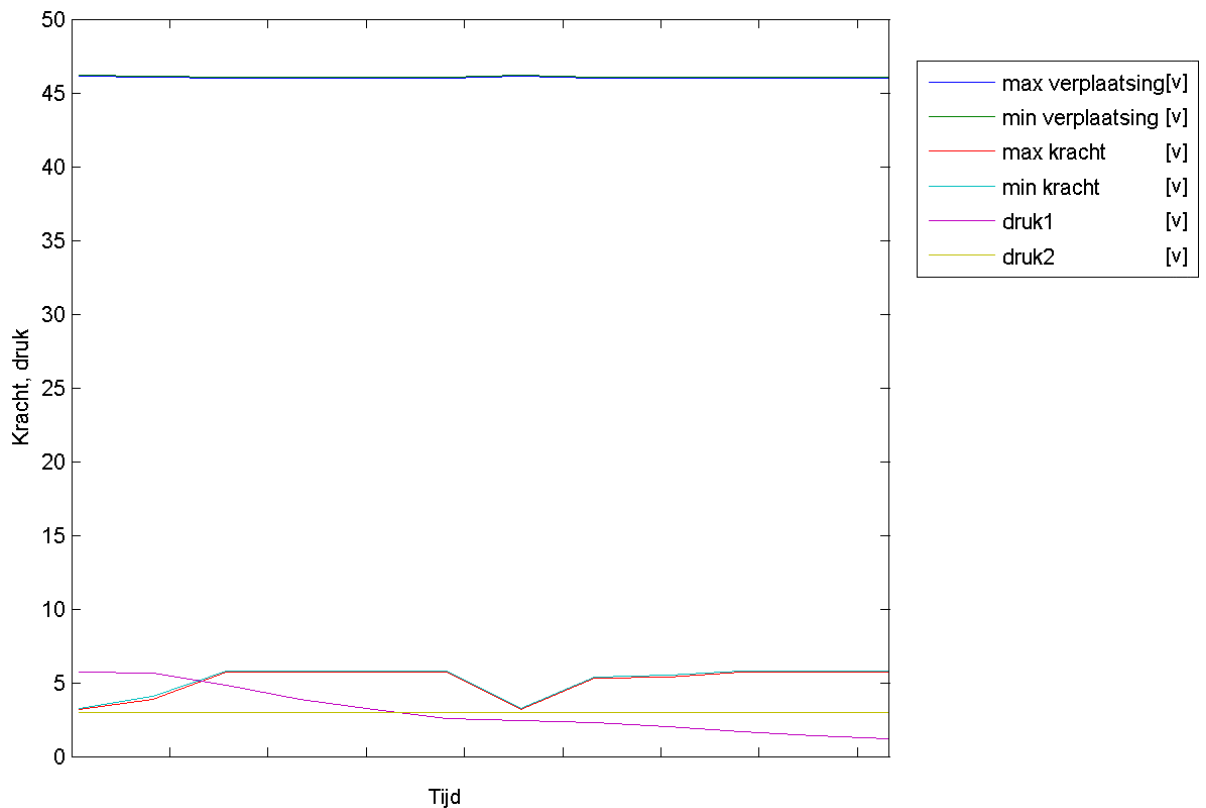
4.4. Verloop van een vermoeiingsproef



Figuur 39: Opgenomen kracht-, verplaatsing- en druksignalen tijdens een vermoeiingsproef

Figuur 39 geeft een voorbeeld van het verloop van een vermoeiingsproef. Op de figuur worden de grenzen getoond waartussen de kracht en de verplaatsing variëren. Daarbij wordt ook de druk in de pinnen afgebeeld. De signalen blijven redelijk constant tot ongeveer

400.000 cycli. Daarna is een plotse daling van de druk in één van de pinnen duidelijk waarneembaar. Dit geeft aan dat er waarschijnlijk een doorgaande vermoeiingsscheur ontstaan is. Het zou echter ook kunnen duiden op een lek op een andere plaats van het proefstuk, bijvoorbeeld tussen het koppelstuk van de druksensor en de pin. Om te controleren op de reële aanwezigheid van een vermoeiingsscheur wordt de cyclische belasting stopgezet en wordt de kracht manueel gewijzigd tussen een lage waarde en de maximum ingestelde waarde. Indien de drukdaling verandert in functie van aangelegde kracht (zoals aangetoond op Figuur 40) kan aangenomen worden dat de scheuropening afhankelijk is van de belasting. Daaruit wordt geconcludeerd dat er een scheur aanwezig is en dat de geschroefde verbinding gefaald is. Nadat de koppeling uit elkaar geschroefd is, wordt er visueel nagegaan of er wel degelijk een vermoeiingsscheur aanwezig is.



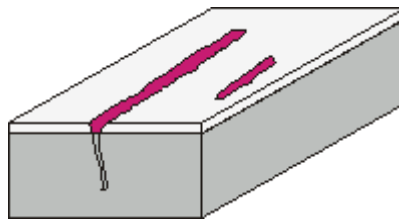
Figuur 40: Controle van de aanwezigheid van een vermoeiingsscheur

4.5. Niet-destructief onderzoek

Om tijdens de proeven het detecteren van scheurgroei mogelijk te maken, is het noodzakelijk om niet-destructieve onderzoeksmethoden toe te passen. Het aantal bruikbare NDO-methoden vermindert indien er tijdens het productieproces of tijdens de proeven gemeten moet worden. Bovendien kunnen sommige methodes enkel op laboratoriumschaal toegepast worden. Daaruit kan afgeleid worden dat er slechts een paar niet-destructieve onderzoekstechnieken hier kunnen toegepast worden. Hieronder wordt een overzicht gegeven van de meest hangbare technieken voor niet-destructief onderzoek [1, 13, 24].

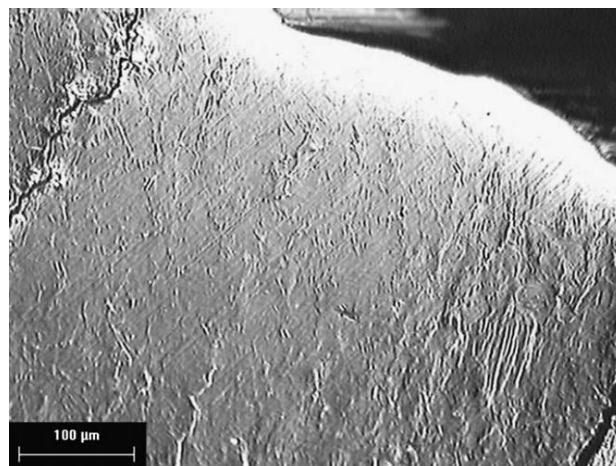
- **Visuele inspectie (VI):** Uit de naam kan reeds afgeleidt worden dat hier de componenten met het oog, met of zonder hulp van een microscoop, worden gecontroleerd op fouten. Bovendien kunnen met VI slechts oppervlaktefouten gedetecteerd worden waardoor de delen die niet zichtbaar zijn, niet kunnen worden gecontroleerd. Omdat tijdens de vermoeiingsproeven de scheuren in de wortel van de schroefdraad ontstaan, is deze methode niet bruikbaar voor deze toepassing. Daarenboven is deze techniek heel moeilijk te implementeren in de sturing van de vermoeiingsopstelling.
- **Lektesten:** Bij lektesten wordt het te onderzoeken drukvat of pijp onder druk gezet. Wanneer de opgemeten druk vermindert, betekent dit dat een lek aanwezig is. Deze methode laat enkel toe om fouten doorheen de wanddikte te detecteren. Hiermee is het mogelijk om online de druk te meten en is deze techniek gemakkelijk te implementeren in de stuurkring van de vermoeiingsopstelling. Deze technologie werd dan ook gebruikt tijdens de vermoeiingsproeven om de scheurvorming te detecteren en vervolgens de proef stil te leggen.
- **Penetrantenonderzoek:** Penetrantenonderzoek zorgt ervoor dat scheuren beter gevisualiseerd worden. Tijdens het onderzoek wordt een penetrant op het gereinigd oppervlak aangebracht. Deze penetrant heeft een bepaalde tijd nodig om in de scheuren te dringen. Vervolgens wordt het oppervlak ontdaan van het teveel aan penetrant. Als laatste stap wordt een ontwikkelaar op het oppervlak aangebracht. Deze neemt de penetrant op uit de scheur en vlekken worden duidelijk zichtbaar

(Figuur 41). Dit zorgt ervoor dat de scheuren gemakkelijk terug te vinden zijn. Deze methode kan echter enkel oppervlaktefouten detecteren. Niet zichtbare of niet bereikbare oppervlakken kunnen met deze methode niet gecontroleerd worden. Hiermee kunnen de proeven uiteraard niet gestuurd worden, maar het is een handige techniek om nadien te controleren of het lek wel degelijk een gevolg is van een doorgaande scheur.



Figuur 41: Penetrantenonderzoek

- **Differential interference contrast (DIC):** DIC is een belichtingstechniek die toelaat een hoger contrast te verkrijgen. Het licht wordt gepolariseerd in 2 verschillende lichtstralen die interfereren na het weerkaatsen op het te onderzoeken oppervlak. Dit zorgt vervolgens voor het aspect van een 3D beeld (Figuur 42). Deze techniek is echter enkel bruikbaar onder een microscoop waardoor deze techniek niet bruikbaar is tijdens de vermoeiingsproef.



Figuur 42: Resultaat van een DIC (differential interference contrast) inspectie [4]

- **PONTOS meetsysteem[25]:** PONTOS is een ruimtelijk optisch meetsysteem. Hiermee kan de dynamische positie van de te beproeven geometrie bepaald worden in de driedimensionale ruimte. Het systeem meet de coördinaten van discrete punten

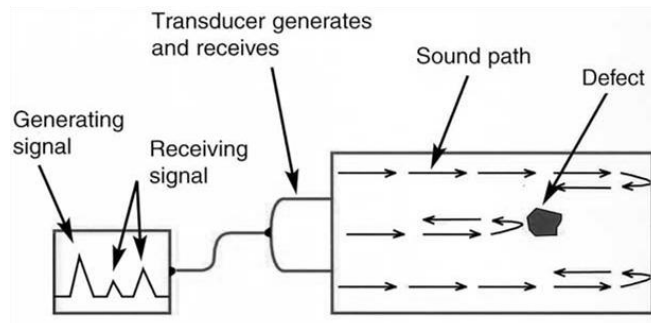
aangebracht op het proefstuk. Met het PONTOS meetsysteem kunnen positie, beweging en vervorming van structuren en onderdelen nauwkeurig worden gemeten. Deze techniek wordt bij vermoeiingsproeven gebruikt om de verandering in doorbuiging door de aanwezigheid van een scheur op te meten. Het proefstuk zal meer doorbuigen indien een scheur ontstaan is, omdat de stijfheid gereduceerd wordt. Het is dus mogelijk om de aanwezigheid van een fout te detecteren met behulp van deze techniek, maar de exacte locatie van de fout is niet te bepalen. Om dit te bepalen, kan men gebruik maken van het hoger beschreven penetrantenonderzoek. Daar de berekeningen van de ruimtelijke coördinaten gebeuren nadat alles opgemeten is, kan deze methode niet gebruikt worden om tijdens de proeven de scheurontwikkeling te detecteren. Het is dus niet mogelijk om hiermee de vermoeiingsproeven te sturen.



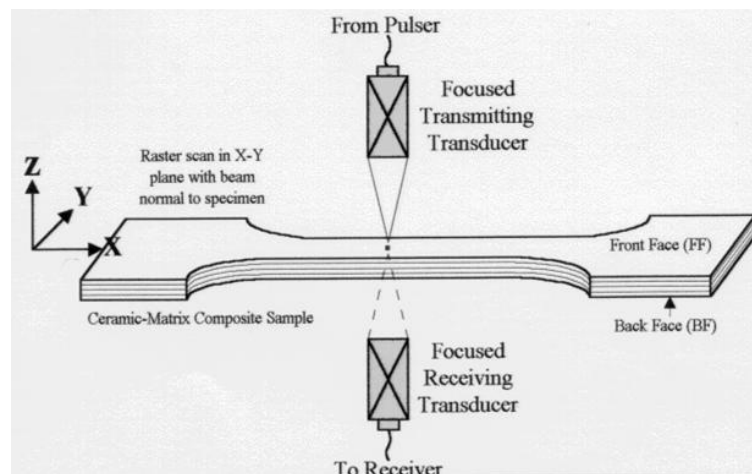
Figuur 43: PONTOS camera

- **Ultrasoon onderzoek (UI):** Bij ultrasoon onderzoek wordt een ultrasone golf uitgezonden in het materiaal. Wanneer een fout in het materiaal aanwezig is, zal dit voor een weerkaatsing van de golf zorgen. Er bestaan 2 verschillende methodes om de uitgezonden golf op te meten. Een eerste methode is waarbij de zender (het deel dat de ultrasone golf uitstuurt) en de ontvanger zich aan dezelfde zijde van het materiaal bevinden (Figuur 44). Hierbij wordt de golf, die op een fout in het materiaal weerkaatst wordt, vroeger gedetecteerd dan de golf die aan de andere zijde van het materiaal gereflecteerd wordt. Dit genereert een tijdsverschuiving in het opgemeten signaal en zo kan een defect ontdekt worden. Een tweede manier is om de ontvanger aan de tegenovergestelde zijde van het materiaal te positioneren. Hierbij zorgt de

fout in het materiaal dat de golf weerkaatst wordt. De ontvanger ontvangt dan een signaal met een verminderde intensiteit ten opzichte van de uitgezonden golf. Met ultrasoon onderzoek is het dus mogelijk om inwendige fouten te detecteren. Omdat met ultrasoon onderzoek enkel een heel klein en vooraf bepaald oppervlak van het materiaal onderzocht kan worden zonder de zender te verplaatsen, is het niet mogelijk om deze methode te gebruiken tijdens de proeven om over een groot oppervlak de initiatie van een scheur te ontdekken.



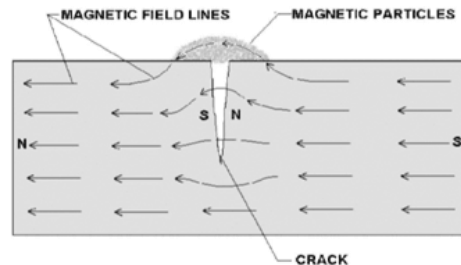
Figuur 44: Ultrasoon onderzoek – method gebaseerd op terugkaatsing [24]



Figuur 45: Ultrasoon onderzoek - methode gebaseerd op doorstraling [24]

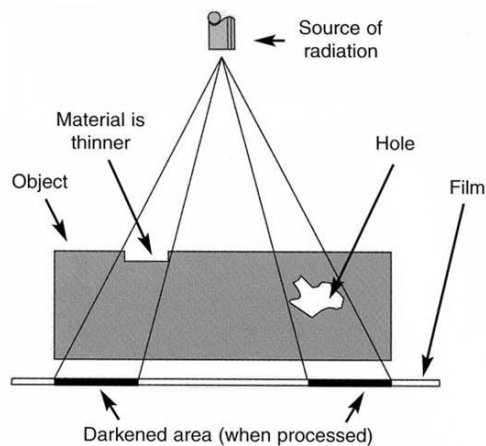
- **Magnetic particle inspection (MPI):** Het te inspecteren stuk wordt gemagnetiseerd waarna een vloeistof met magnetische deeltjes in suspensie op het stuk gespoten wordt. De magnetische deeltjes concentreren zich waar oppervlaktefouten aanwezig zijn (Figuur 46). De concentratie aan magnetische deeltjes kan gedetecteerd worden door UV-licht. Er zijn echter ook nadelen verbonden aan deze methode. Zo kan het enkel oppervlaktefouten detecteren en wegens beperkte bereikbaarheid is het niet altijd mogelijk om fouten te vinden (bvb. bij een scheur in de binnenwand van een

box). Bij deze methode zijn enkel de oppervlaktefouten detecteerbaar, dus is deze methode ook niet bruikbaar om online scheurinitiatie te meten.



Figuur 46: Niet-destructieve inspectie met behulp van gemagnetiseerde deeltjes [24]

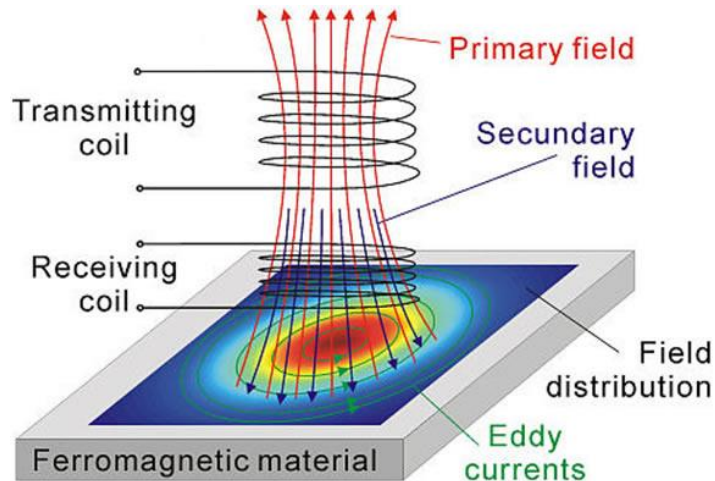
- **Radiografisch onderzoek:** Radiografisch onderzoek maakt gebruik van X- of gammastralen. De stralen worden opgevangen op een film nadat ze door de component gestuurd werden. Als er een defect is in de component wordt dat zichtbaar op de film als een verschil in densiteit (Figuur 47). Inwendige fouten kunnen met deze onderzoeksmethode gevonden worden. Door de risico's verbonden aan de straling, de omvang van het instrument voor radiografisch onderzoek en de relatief lange tijd die nodig is voor het ontwikkelen van de film is deze techniek niet bruikbaar om de vermoeiingsproeven te sturen.



Figuur 47: Radiografisch onderzoek [24]

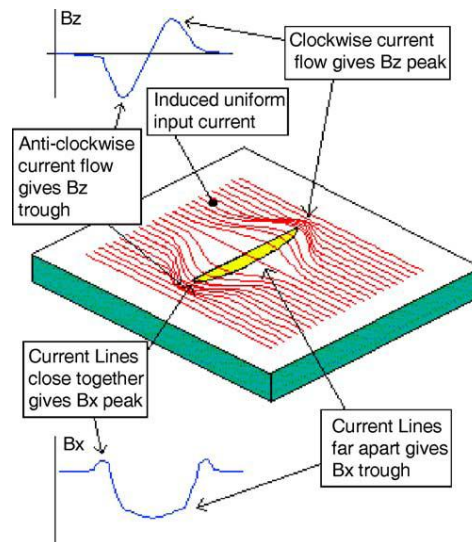
- **Wervelstroom onderzoek:** Door een primair magnetisch veld worden wervelstromen (eddy currents) geïnduceerd in het te testen materiaal. De wervelstromen creëren een secundair magnetisch veld. Fouten in het materiaal beïnvloeden de wervelstromen en dus ook het secundair magnetisch veld. De veranderingen in het

secundair magnetisch veld worden opgemeten om de locatie van de fouten te detecteren (Figuur 48). Een belangrijk voordeel van eddy current testing is de mogelijkheid om niet enkel oppervlaktefouten te meten, maar ook verborgen fouten te detecteren. Bij deze methode is het ook niet mogelijk om online metingen uit te voeren, want de pin en box zouden gedemonteerd moeten worden.



Figuur 48: Eddy current testing [24]

- **Alternating current field measurement (ACFM):** Door een probe wordt een wisselstroom geïnduceerd in het materiaal. Wanneer geen fouten aanwezig zijn, wordt er een uniform magnetisch veld geproduceerd. Bij aanwezigheid van een fout wordt het magnetisch veld verstoord. De lengte en de diepte van de fout kunnen worden bepaald. Inwendige fouten zijn met deze methode ook detecteerbaar. Hierbij is het opnieuw niet mogelijk om metingen gedurende de vermoeiingsproeven uit te voeren, want zoals bij wervelstroomonderzoek moeten pin en box van elkaar gescheiden worden. De hoge moeilijkheidsgraad en de lage betrouwbaarheid zijn bijkomende redenen waarom er voor dit systeem niet geopteerd werd.



Figuur 49: ACFM [26]

- Direct/alternating current potential drop (DCPD/ACPD):** Bij deze techniek wordt een stroom gestuurd door de component. De spanning over de component wordt opgemeten. Bij ontstaan van een fout zal de oppervlakte waardoor de stroom vloeit dalen en zal de weerstand stijgen. Dit zorgt voor een spanningsverandering over de component die de aanwezigheid van een fout vaststelt. De initiële spanning moet wel gekend zijn om de spanningsverandering te kunnen detecteren. Bij gebruik van een wisselstroom zal door het 'skin-effect' de stroom meer aan het oppervlak van het werkstuk vloeien. Doordat de stroom dicht bij het oppervlak vloeit, zal ACPD gevoeliger zijn voor oppervlaktefouten.

Flaw Type	Inspection Method	Visual	Liquid Penetrant	Magnetic Particle (A)	Ultrasonic		Eddy Current (B)	X-Ray
					Straight Beam	Angle Beam		
Surface Breaking, Linear		1	3	3	1	2	3	1
Surface Breaking, Volumetric Defect		3	3	3	3	3	3	3
Near-Surface Linear & Normal to Surface		0	0	2	1	2	3	1
Near-Surface, Linear & Parallel to Surface		0	0	0	3	3	0	0
Near-Surface, Volumetric		0	0	2	3	3	3	3
Subsurface, Linear & Normal to Surface		0	0	0	1	2	0	1
Subsurface, Linear & Parallel to Surface		0	0	0	3	3	0	1
Subsurface, Volumetric		0	0	0	3	3	0	3
Thickness Measurement of Thin Materials		0	0	0	3	3	3	3
Thickness Measurement of Thick Materials		0	0	0	3	3	0	3
Non-Conductive Coating Thickness Measurements		0	0	0	2	2	3	1

" Surface" refers to the surface most suitable for the inspection given the various options

(A) Ferromagnetic materials only (B) Conductive materials only

(0) Will not detect (1) Not well suited (2) Fairly well suited (3) Ideal Application

Center for NDE
Iowa State University

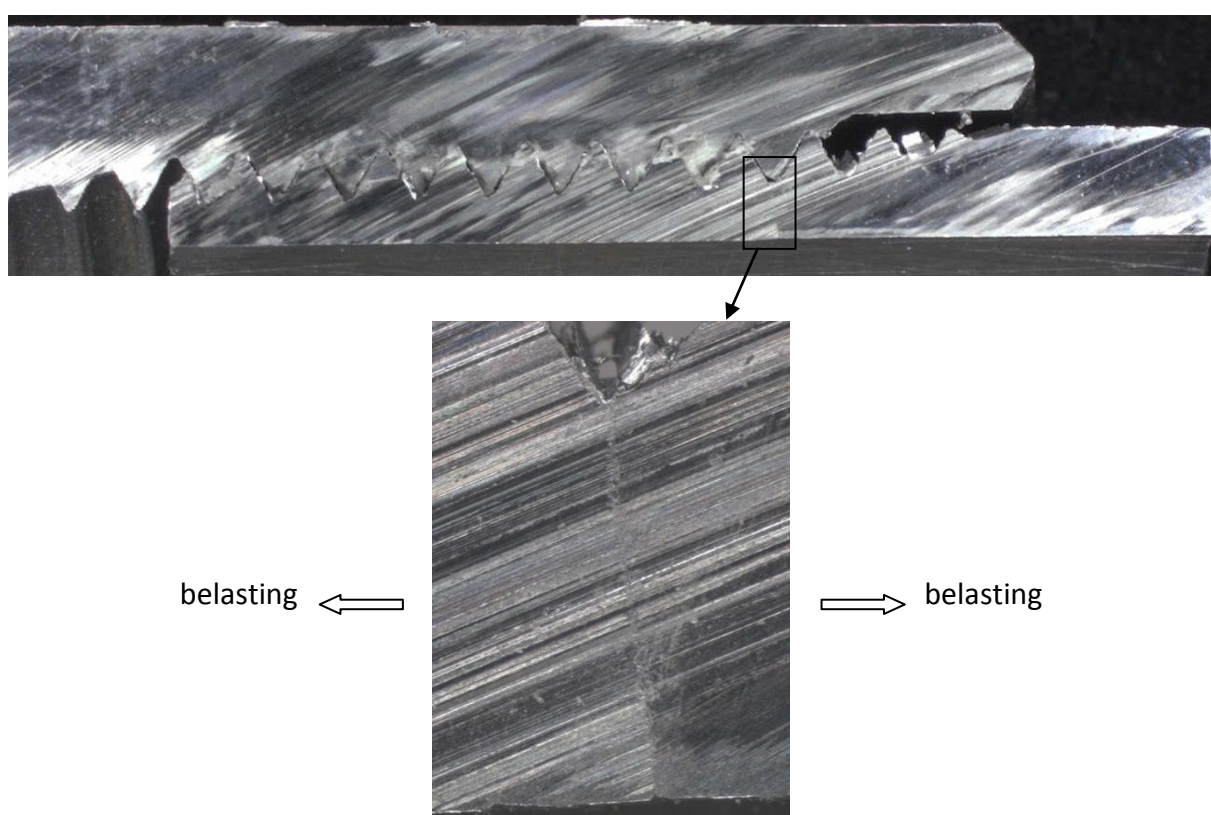
Figuur 50: Selectietabel NDT [24]

In bovenstaande figuur (Figuur 50) wordt de bruikbaarheid van de verschillende niet-destructieve onderzoeksmethoden weergegeven. Hetgeen op deze figuur het meest aansluit bij het detecteren van een vermoeiingsscheur is de rij 'subsurface, linear & normal to surface'. Want door de geringe bereikbaarheid van de plaats waar de scheur ontstaat, is het noodzakelijk om via de buitenzijde van de pin de vermoeiingsscheur te detecteren. Daardoor kan de scheur aanzien worden als een fout onder het oppervlak. Uit de figuur is af te leiden dat de meeste methodes niet toepasbaar zijn voor dit probleem. Indien de scheur in een dynamische omgeving, zoals tijdens een vermoeiingsproef, ontdekt moet worden, is het met de afgebeelde methodes zelfs een onmogelijke zaak.

4.6. Destructief onderzoek

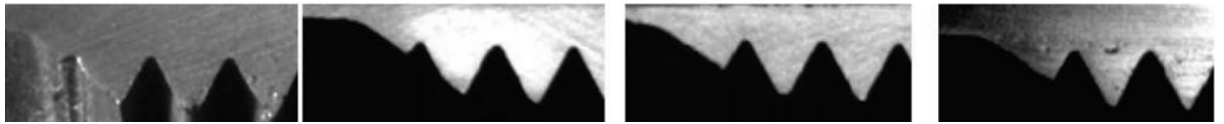
4.6.1. Axiale doorsnede

Nadat enkele koppelingen op vermoeiing belast werden en gefaald waren, werden deze axiaal opengesneden om het verloop van de vermoeiingsscheur te onderzoeken. Op Figuur 51 is duidelijk te zien dat de scheur zich ontwikkeld heeft aan de wortel van de LET zoals op basis van de numerieke resultaten voorspeld was en zoals in de literatuur aangegeven wordt. De scheur groeit bovendien loodrecht op de richting van de belasting (Figuur 51). Dit duidt een vermoeiingsscheur aan.



Figuur 51: Axiale doorsnede

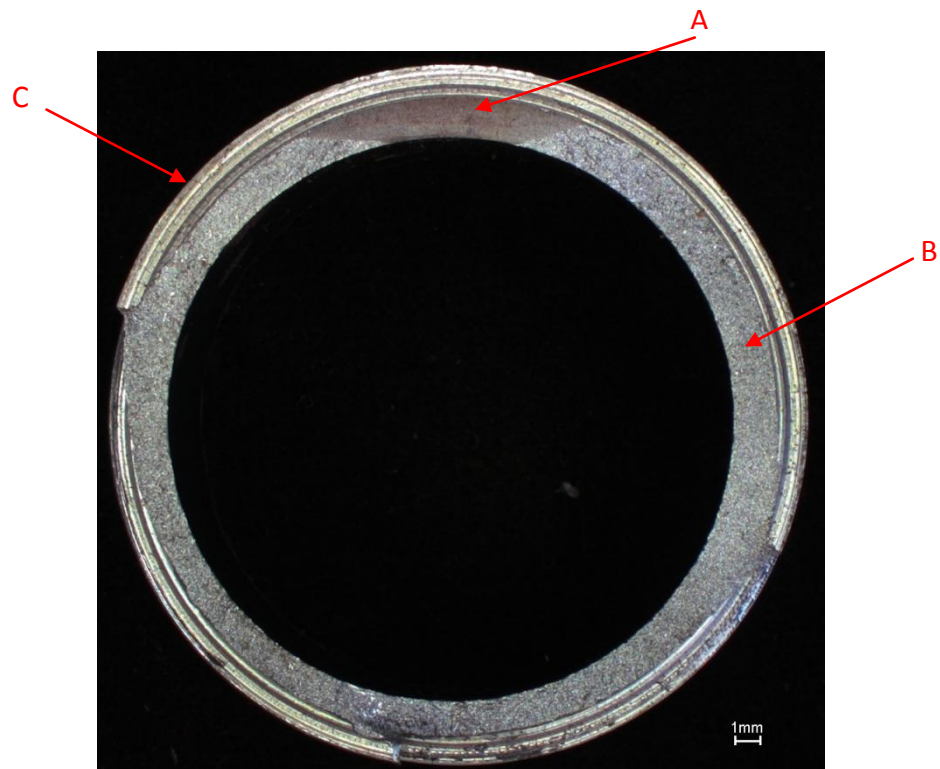
Op de afbeeldingen (Figuur 52) is ook te zien dat de hoogte van de schroefdraaduitloop van de box in hoge mate kan verschillen. Tijdens de numerieke simulaties kon de invloed hiervan niet geanalyseerd worden. Het is echter logisch dat dit een invloed kan hebben op de vermoeiingslevensduur, want de spanningsverdeling ter hoogte van de vermoeiingsscheur is afhankelijk van de hoogte van deze schroefdraaduitloop. Naarmate de hoogte varieert, zal de kracht opgenomen door deze laatste tand en dus ook de spanningsverdeling veranderen.



Figuur 52: Illustratie van de schroefdraaduitloop voor verschillende boxen.

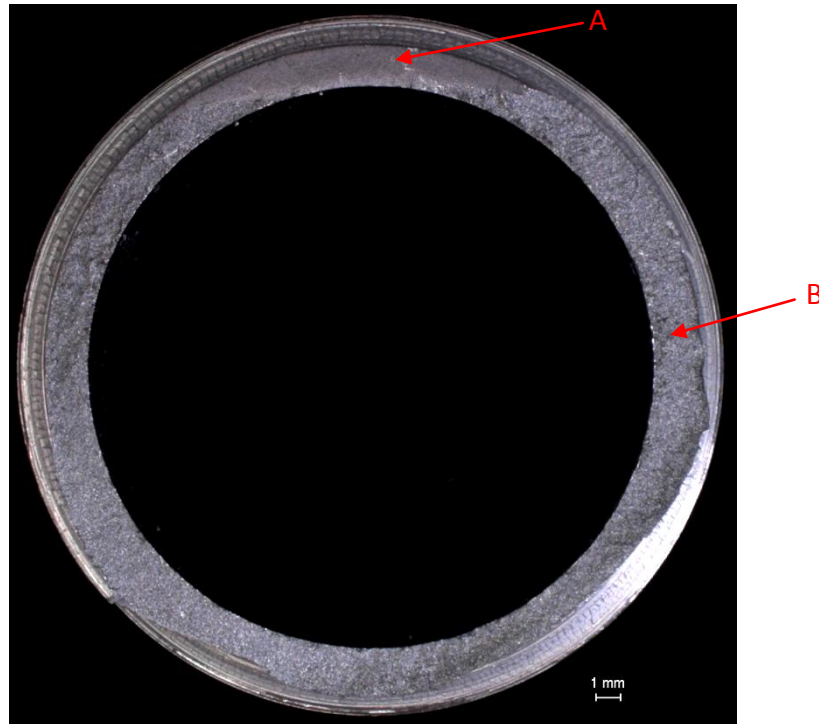
4.6.2. Radiale doorsnede

Om het breukoppervlak te kunnen analyseren wordt de pin radiaal opengebrouwen. Dit werd gerealiseerd door de pin met behulp van vloeibare zuurstof te koelen tot ongeveer -190°C . Door deze lage temperatuur zal een brosse breuk ontstaan. Het openbreken van de pin door middel van een brosse breuk is noodzakelijk zodat de vermoeiingsscheur zou kunnen onderscheiden worden van de geforceerde breuk. Het breukvlak werd nadien onder een microscoop onderzocht. Figuur 53 geeft een dergelijk breukvlak weer.



Figuur 53: Breukoppervlak van proefstuk A33 (vergroting 3.1X)

Op Figuur 53 zijn de 2 verschillende soorten breuken duidelijk te onderscheiden. Zone A is de vermoeiingsscheur die ontstaan is ter hoogte van de wortel van de LET. Vervolgens is zone B de brosse breuk die ontstaan is door openbreken bij lage temperatuur. Deze figuur toont de vermoeiingsscheur van pin A33 bij een spanningsamplitude van $16.85\% \sigma_{0.2\%}$. Het schroefdraadprofiel wordt door de letter C aangeduid op de figuur.



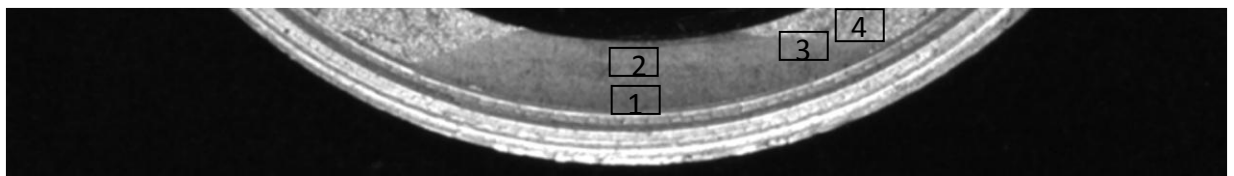
Figuur 54: Breukoppervlak ST83 (vergroting 3.3X)

Figuur 54 toont het breukoppervlak van een pin die belast werd met een spanningsamplitude van 90 MPa (25,28 % $\sigma_{0.2\%}$). Daarop wordt ook de vermoeiingsscheur en de brosse breuk aangeduid door respectievelijk A en B. De vermoeiingsscheur is groter in vergelijking met de scheur in pin A33. Vermoedelijk is dit het gevolg van meer 'uiterste vezels' die met een hoger spanningsniveau belast worden. Daardoor wordt een scheur verwacht die in de omtreksrichting groter is bij een hoger aangelegde wisselspanning.

4.7. Elektronenmicroscopie

Breukoppervlakken van drie verschillende proefstukken werden onder de elektronenmicroscoop bestudeerd. Van die drie proefstukken werd één vermoeid met een relatief lage spanningsamplitude (A33) en de twee andere bij een hogere spanningsamplitude (ST81 en ST83). Met behulp van elektronenmicroscopie werd getracht de stapgrootte van de vermoeiingsscheur te bematicen. De stapgrootte werd op 3 verschillende zones van de vermoeiingsscheur onderzocht. Hier is zone 1 de initiatieplaats van de vermoeiingsscheur, zone 2 is het einde van de vermoeiingsscheur en zone 3 is op de rand van de vermoeiingsscheur nabij de brosse breuk.

4.7.1. Proefstuk A33



Figuur 55: Overzicht van het breukoppervlak van proefstuk A33

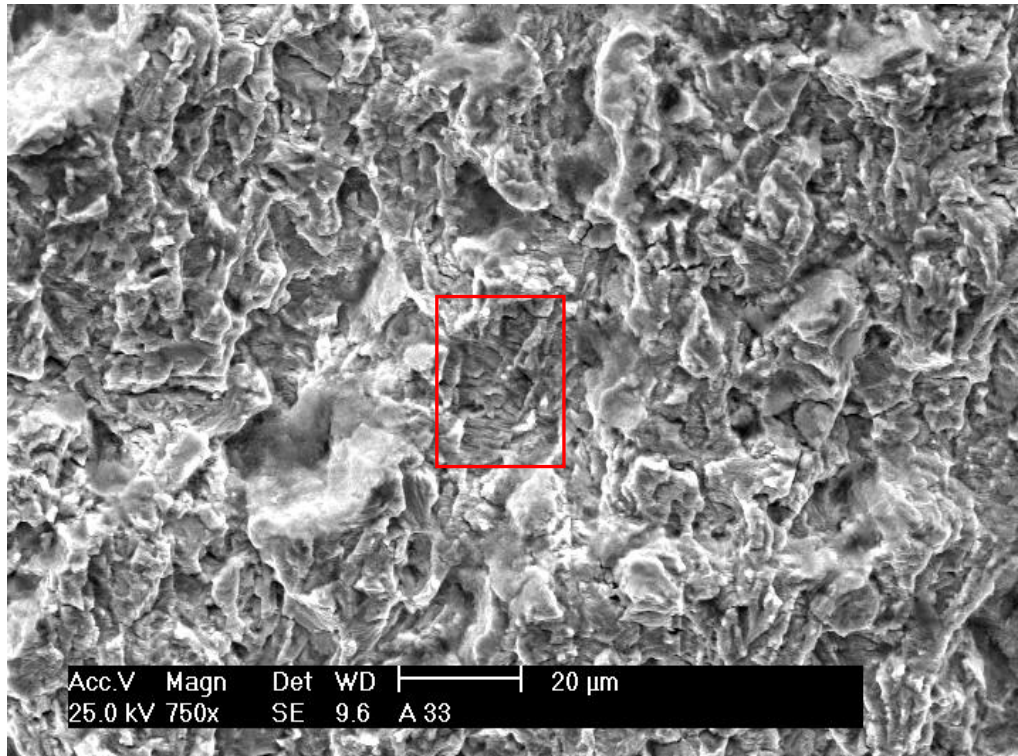
Figuur 56 is een uitvergroting van zone 1 zoals aangeduid op Figuur 55. In de nabijheid van deze zone werd de vermoeiingsscheur geïnitieerd. Een deel van Figuur 56 wordt uitvergroot afgebeeld op Figuur 57. Op deze laatste afbeeldingen zijn de stapgroottes te wijten aan de vermoeiingsbelasting zichtbaar. Met behulp van een beeldverwerkingsprogramma werd de stapgrootte geschat. Hierbij moet duidelijk vermeld worden dat niet alle stappen zichtbaar zijn en dat de grootte bij benadering bepaald werd. De geschatte stapgrootte in zone 1 bedraagt ongeveer $0.40\text{ }\mu\text{m}$. Enkele zichtbare vermoeiingsstappen werden omcirkeld op Figuur 57. Dit werd ook zo aangeduid op de volgende gelijkaardige figuren.

Zone 2 (Figuur 55) wordt bij hogere vergroting afgebeeld op Figuur 58. Deze zone bevindt zich meer op het einde van de vermoeiingsscheur. Figuur 59 toont de stapgrootte in zone 2 en bedraagt daar ongeveer $0.48\text{ }\mu\text{m}$.

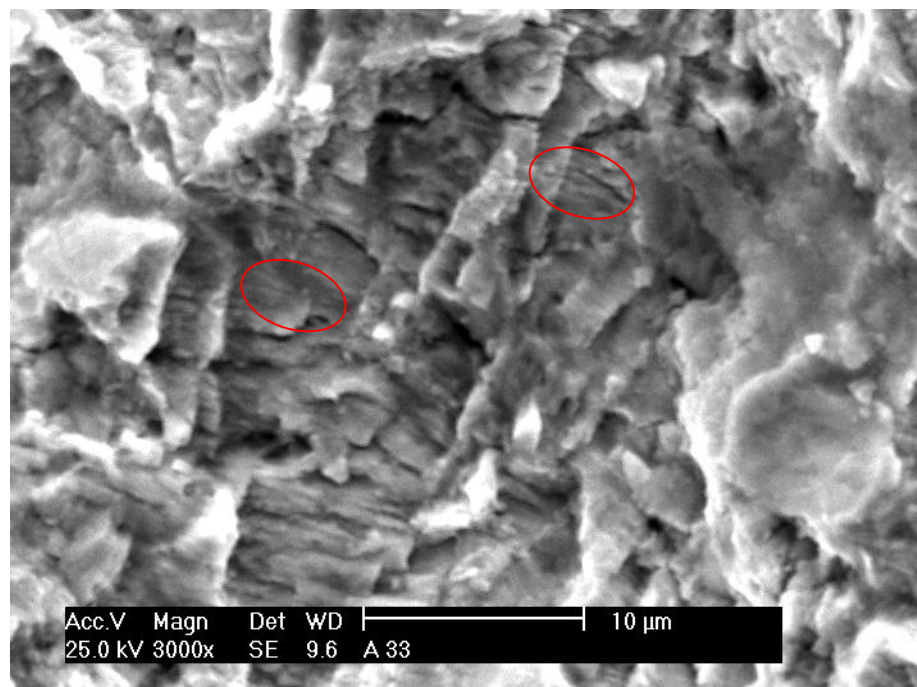
Figuur 60 is een afbeelding genomen in zone 3 (Figuur 55). Dit is een zone op de rand van de vermoeiingsscheur. Daarbij is de scheidingslijn tussen de vermoeiingsscheur en de brosse breuk duidelijk te onderscheiden. In Figuur 61 wordt dieper ingezoomd op een deel van Figuur 60. De stapgroottes in zone 3 zijn ongeveer $0.48\text{ }\mu\text{m}$ groot.

Uiteindelijk wordt op Figuur 62 de structuur van een brosse breuk geïllustreerd. Deze structuur is sterk verschillend van de vermoeiingsscheur.

Proefstuk A33 - Zone 1:

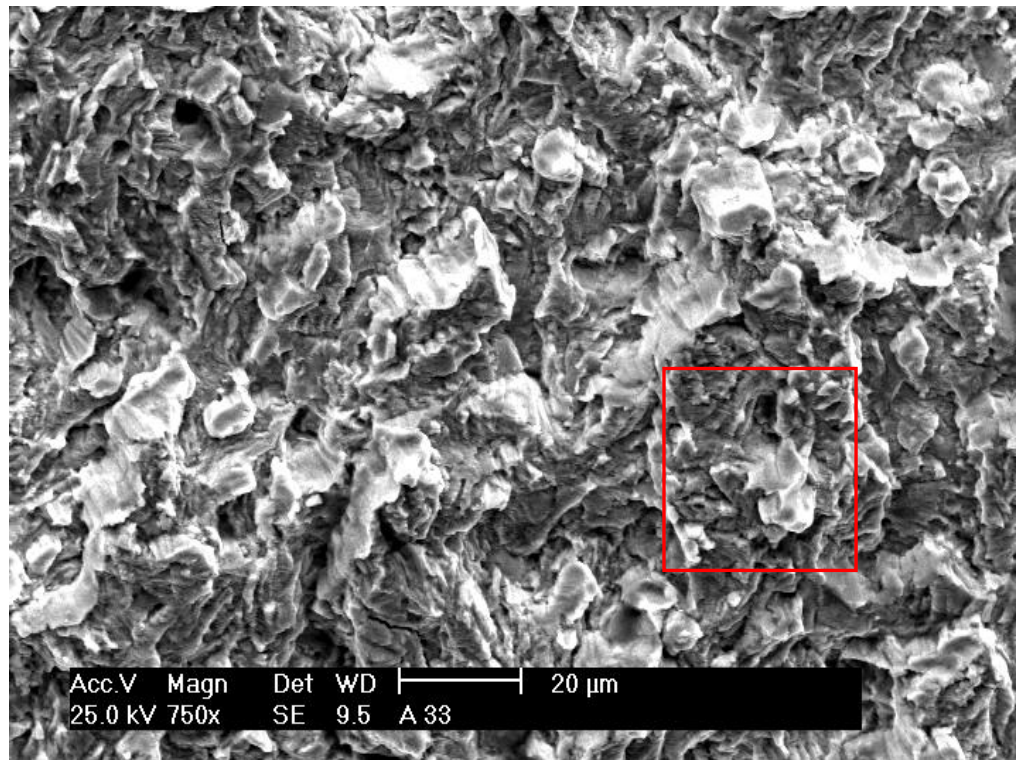


Figuur 56: SEM (scanning electron microscope) opname van proefstuk A33 zone 1 (750x)

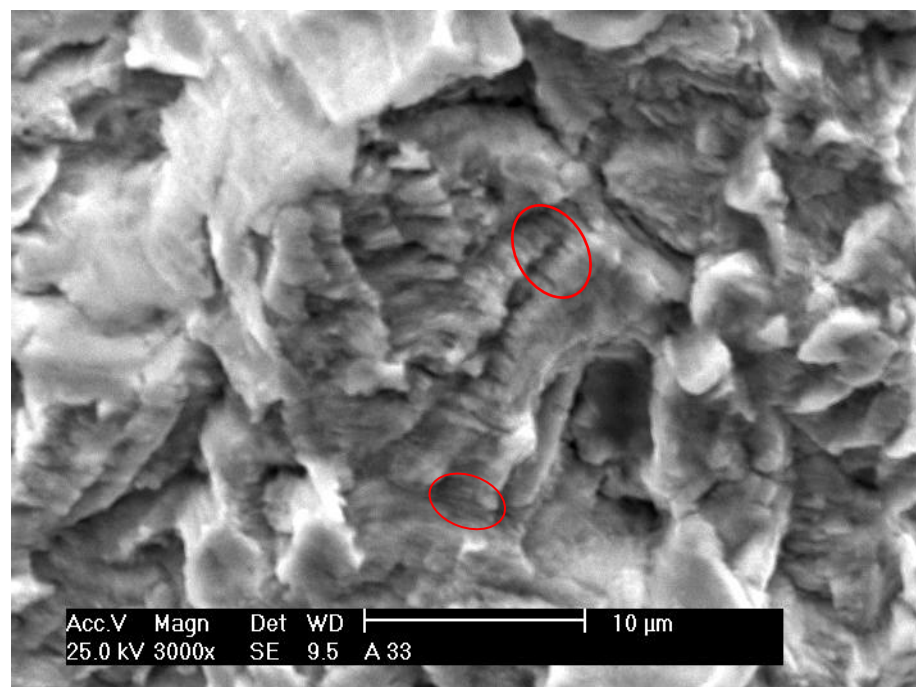


Figuur 57: SEM opname van proefstuk A33 zone 1 (3000x), detail van Figuur 56

Proefstuk A33 - Zone 2:

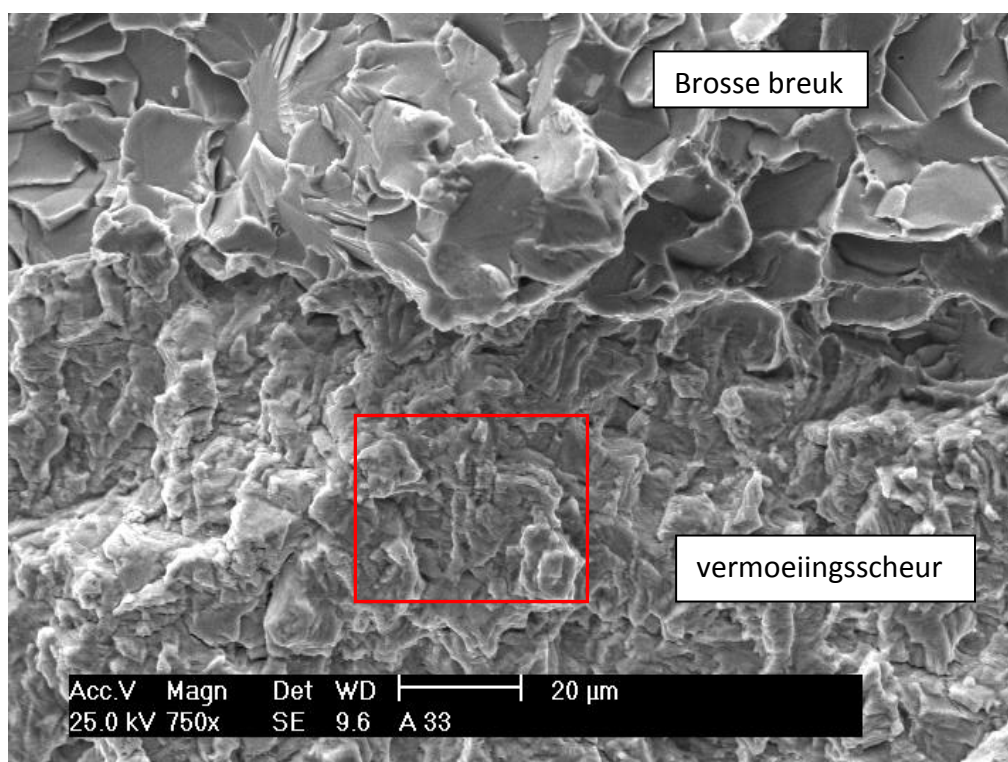


Figuur 58: SEM opname van proefstuk A33 zone 2 (750x)

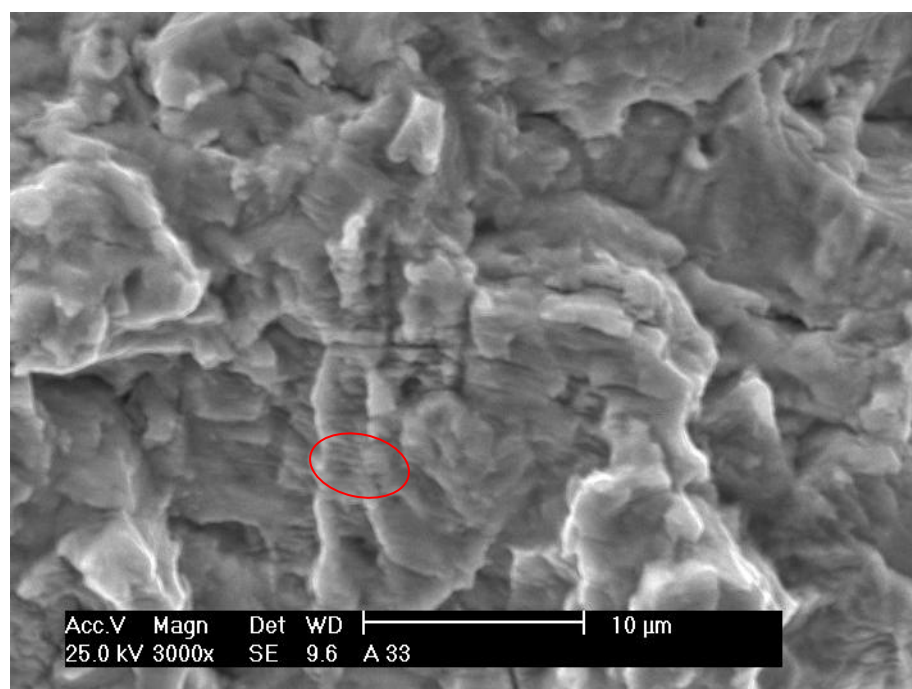


Figuur 59: SEM opname van proefstuk A33 zone 2 (3000x), detail van Figuur 58

Proefstuk A33 - Zone 3:

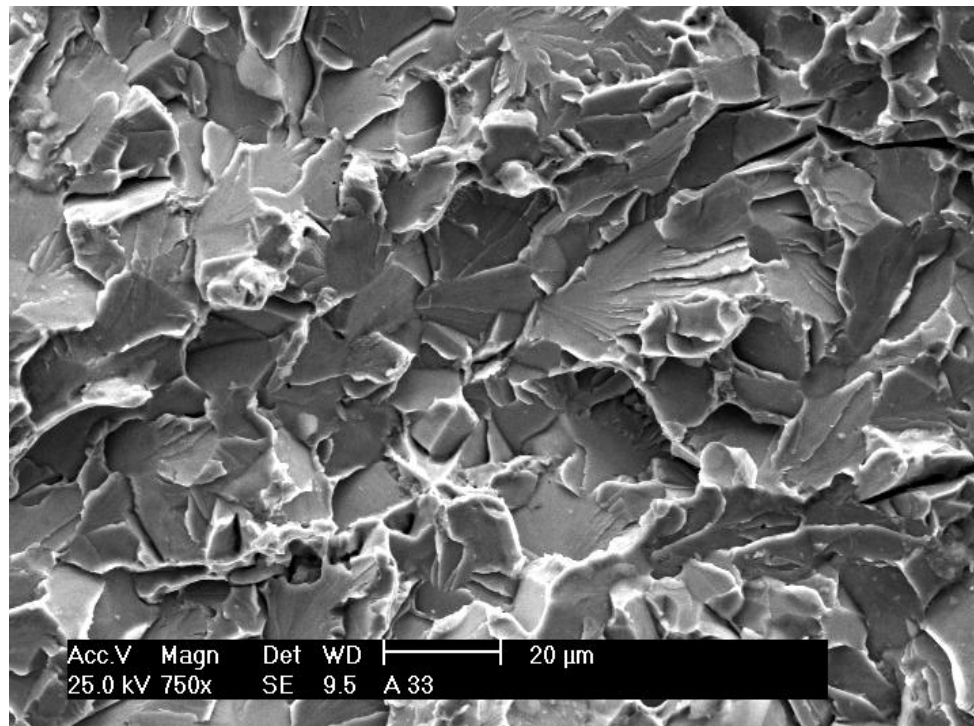


Figuur 60: SEM opname van proefstuk A33 zone 3 (750x)



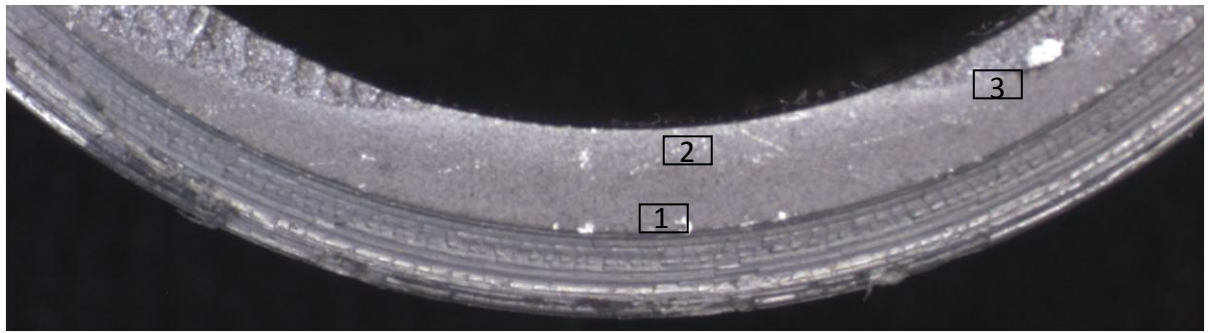
Figuur 61: SEM opname van proefstuk A33 zone 3 (3000x), detail van Figuur 60

Proefstuk A33 - Zone 4:



Figuur 62: SEM opname van proefstuk A33 zone 4 (750x)

4.7.2. Proefstuk ST81



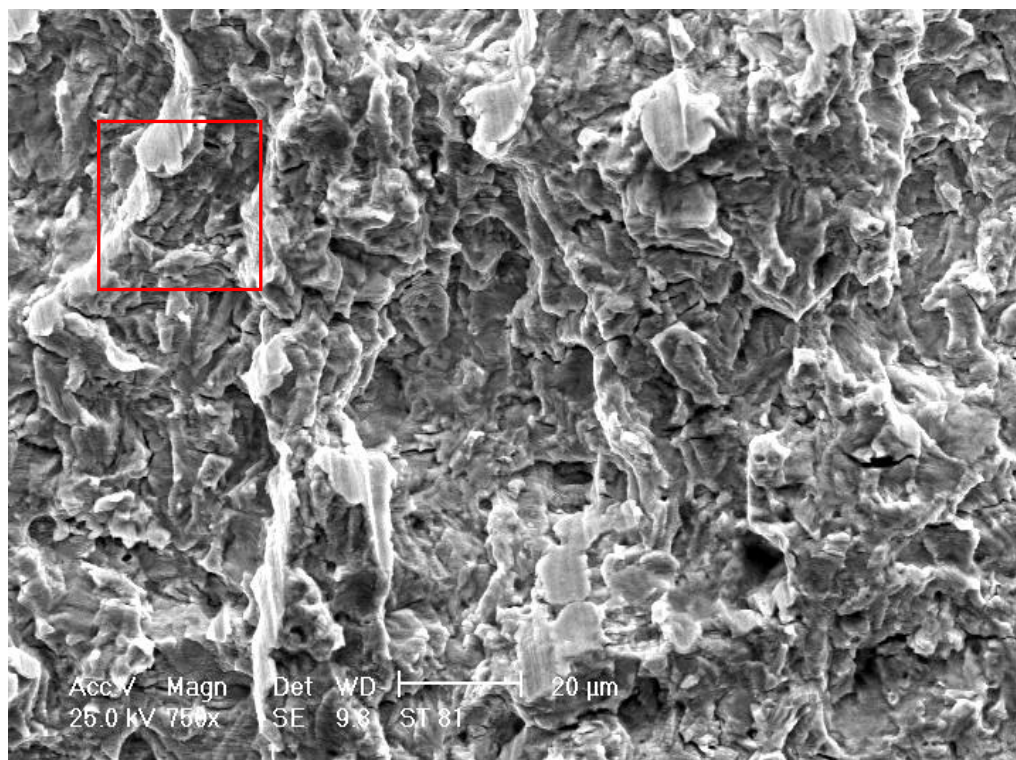
Figuur 63: Overzicht van het breukoppervlak van proefstuk ST81

Figuur 64 en Figuur 65 zijn vergrootte weergaves van zone 1 (Figuur 63), waar de vermoeiingsbreuk ontstaan is. Ook hier werden de stapgroottes van de vermoeiingsscheur bij benadering bepaald. In zone 1 wordt een stapgrootte van ongeveer $0.45\text{ }\mu\text{m}$ bekomen.

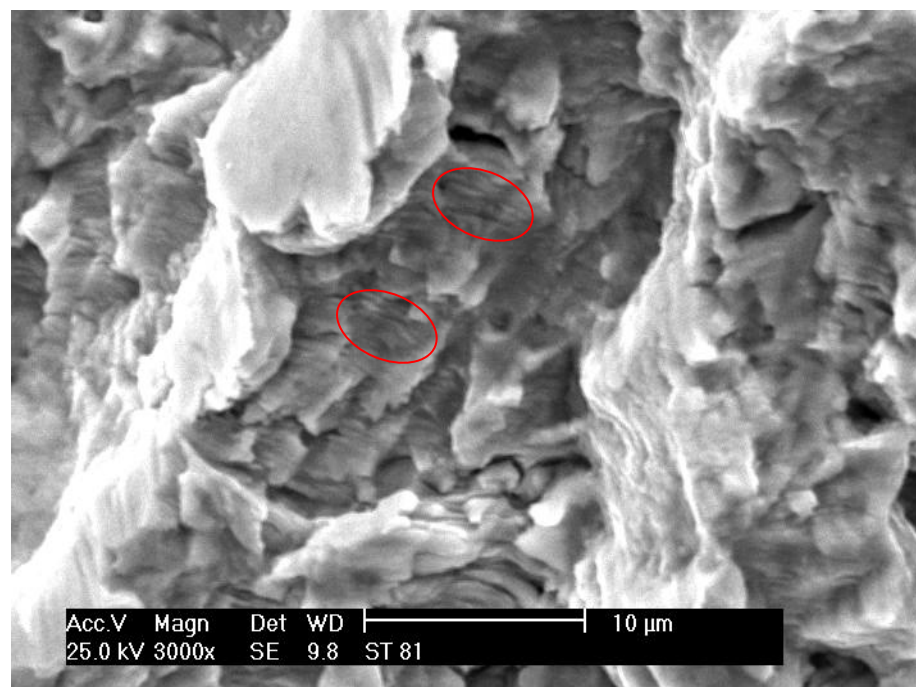
Zone 2 (Figuur 63) wordt uitvergroot afgebeeld op Figuur 66 en Figuur 67. De stapgrootte is hier ruwweg $0.53\text{ }\mu\text{m}$.

De grens tussen de vermoeiingsscheur en de brosse breuk is op Figuur 68 waarneembaar. Figuur 69 is een uitvergroot beeld van een deel van zone 3 (Figuur 63) waarmee de stapgrootte werd geschat. Deze bedraagt bij benadering $0.65\text{ }\mu\text{m}$.

Proefstuk ST81 - Zone 1:

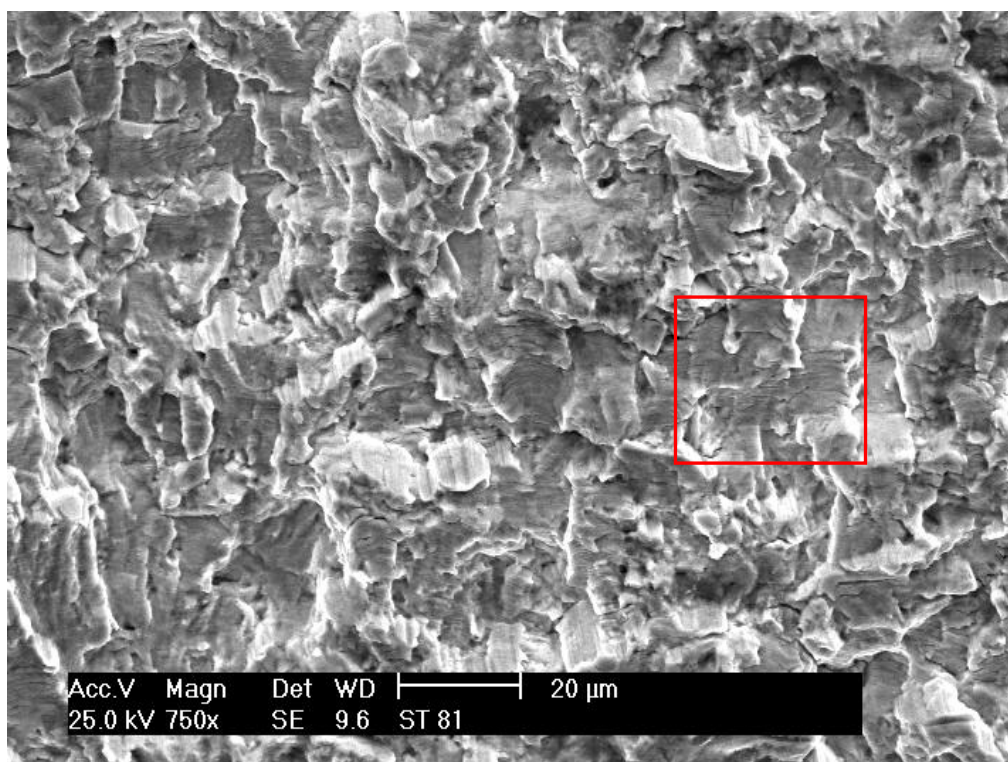


Figuur 64: SEM opname van proefstuk ST81 zone 1 (750x)

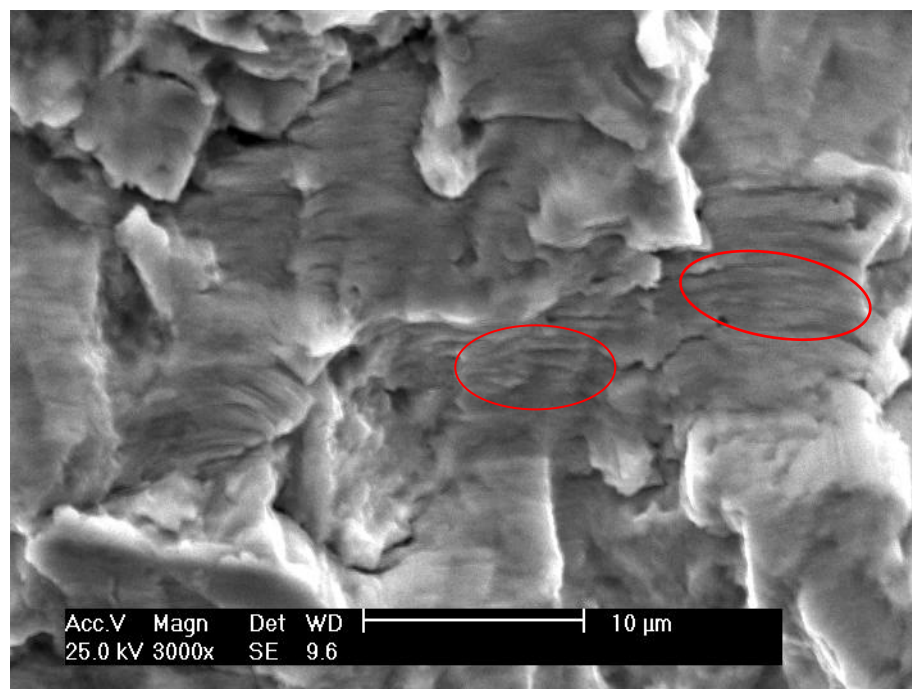


Figuur 65: SEM opname van proefstuk ST81 zone 1 (3000x), detail van Figuur 64

Proefstuk ST81 - Zone 2:

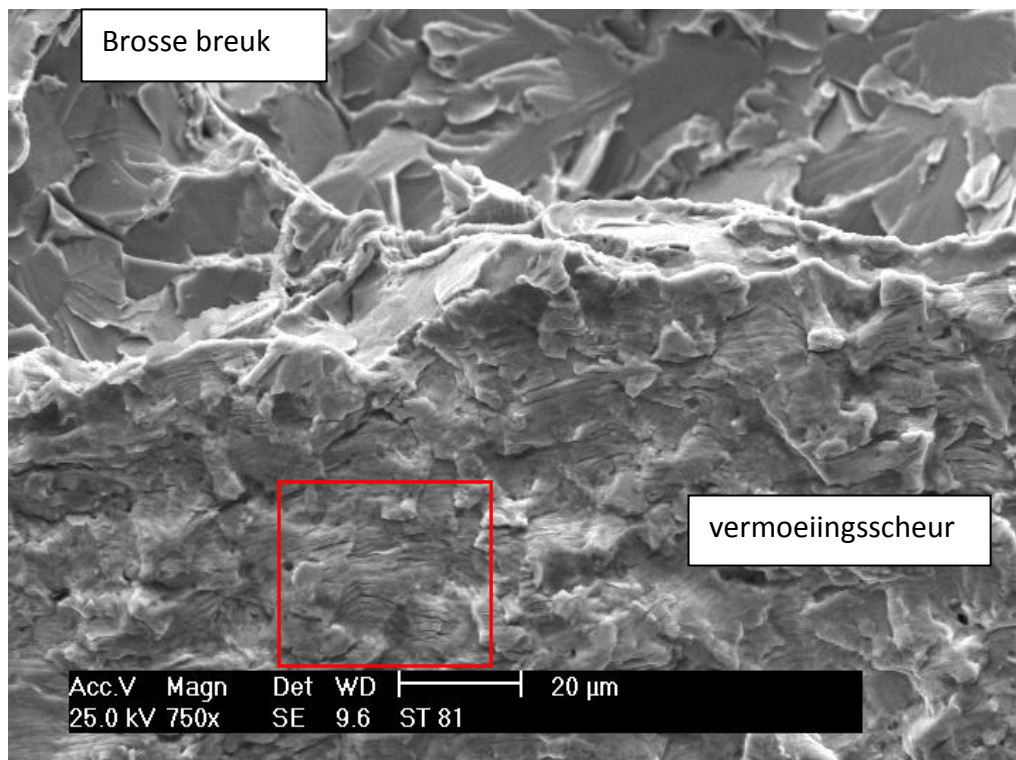


Figuur 66: SEM opname van proefstuk ST81 zone 2 (750x)

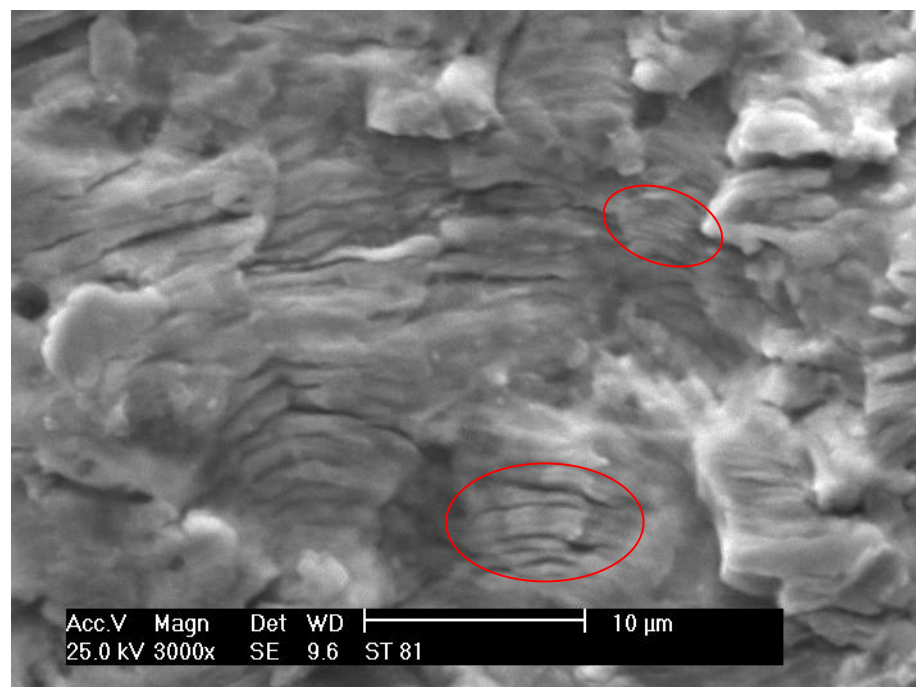


Figuur 67: SEM opname van proefstuk ST81 zone 2 (3000x), detail van Figuur 66

Proefstuk ST81 - Zone 3:

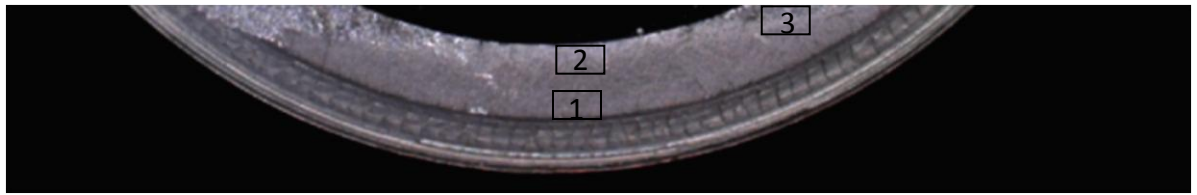


Figuur 68: SEM opname van proefstuk ST81 zone 3 (750x)



Figuur 69: SEM opname van proefstuk ST81 zone 3 (3000x), detail van Figuur 68

4.7.3. Proefstuk ST83



Figuur 70: Overzicht van het breukoppervlak van proefstuk ST83

Op Figuur 72 wordt Zone 1 (Figuur 70) vergroot afgebeeld en verder uitvergroot op Figuur 73. Met behulp van deze laatste figuur wordt een stapgrootte van ongeveer $0.44\ \mu\text{m}$ bepaald.

Een uitvergrote weergave van zone 2 (Figuur 70) is terug te vinden op Figuur 74 en op Figuur 75. Daarbij wordt een stapgrootte geschat van ongeveer $0.54\ \mu\text{m}$.

Zone 3 (Figuur 70) wordt weergegeven op Figuur 76 en verder uitvergroot op Figuur 77. De stapgrootte bedraagt in deze zone bij benadering $0.56\ \mu\text{m}$. Op de laatste plaat is ook weer de grens tussen de vermoeiingsbreuk en de brose breuk duidelijk zichtbaar.

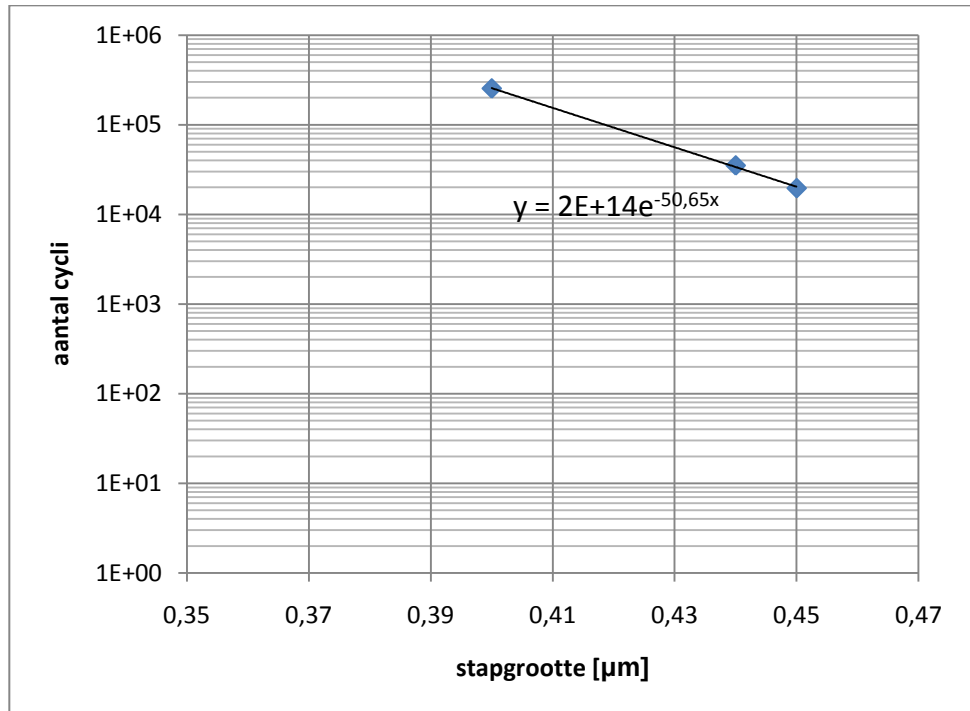
4.7.4. Algemene besluiten

Aan de hand van de gegevens verkregen met behulp van de elektronenmicroscopie kan besloten worden dat de stapgrootte toeneemt indien de amplitude van de aangelegde wisselbelasting ook groter wordt. De stapgroottes bij proefstukken ST81 en ST83 zijn groter dan bij proefstuk A33. Daaruit kan besloten worden dat een snellere scheurgroei ontstaat bij een hoger aangelegde wisselspanning. Dit vermoeden komt overeen met de wet van Paris (2), waar een grotere spanningsamplitude zorgt voor een toename van de snelheid van de scheurgroei. De relatie tussen de stapgrootte en de vermoeiingslevensduur werd onderzocht. De resultaten worden weergegeven in Tabel 5 en afgebeeld op Figuur 71. Er kan een dalend exponentieel verband gevonden worden.

Er kan ook opgemerkt worden dat de stapgrootte varieert naarmate de scheur groeit. Aan het begin van de vermoeiingsscheur (zone 1) is de stapgrootte kleiner dan bij het einde van de scheur (zone 2). Dit kan verklaard worden door een stijfheidsdaling van de pin naarmate de scheur toeneemt.

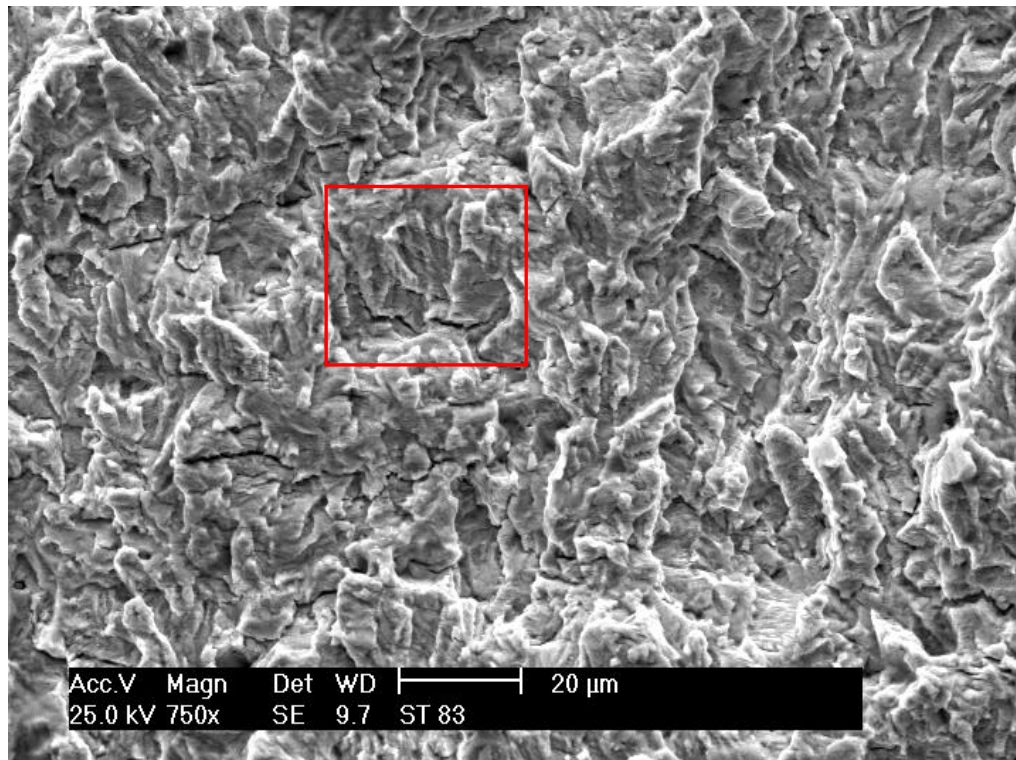
Tabel 5: Relatie tussen stapgrootte en vermoeiingslevensduur

koppeling	A33	ST81	ST83
vermoeiingslevensduur	253836	19663	35220
stapgrootte	0.4	0.45	0.44

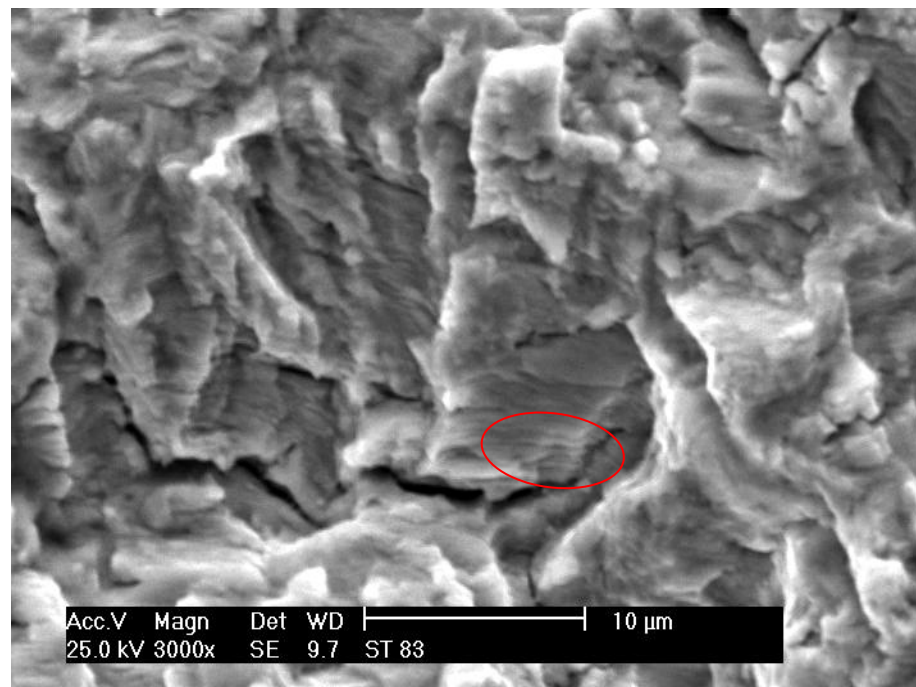


Figuur 71: Relatie tussen het aantal vermoeiingscycli en de stapgrootte

Proefstuk ST83 - Zone 1:

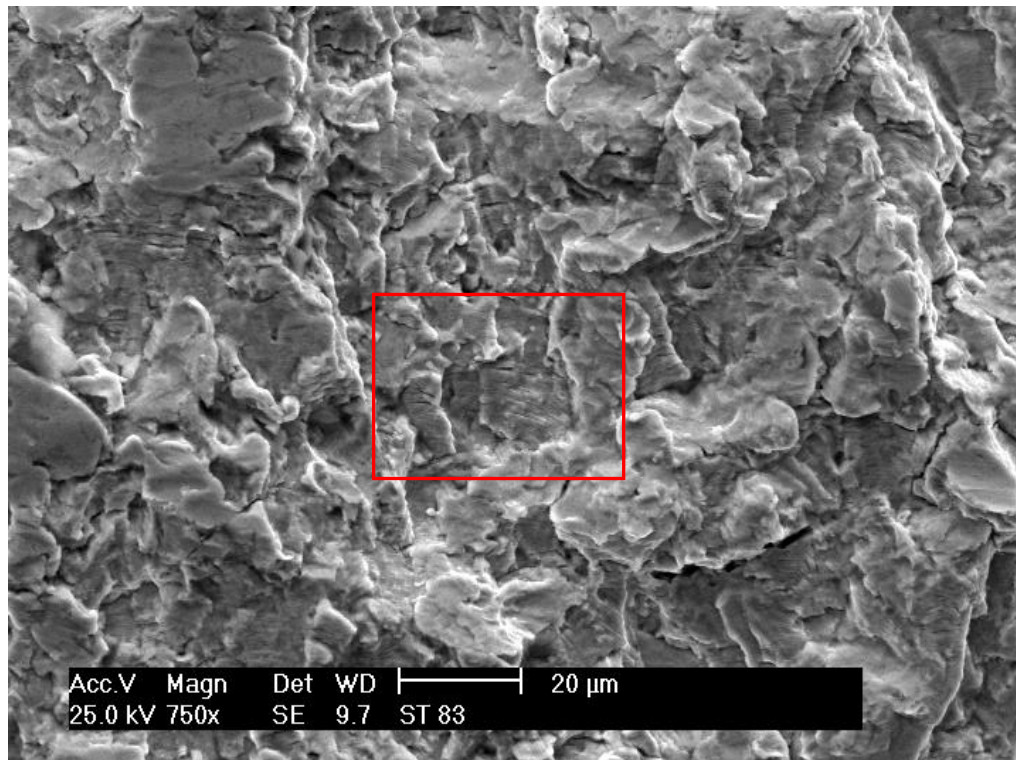


Figuur 72: SEM opname van proefstuk ST83 zone 1 (750x)

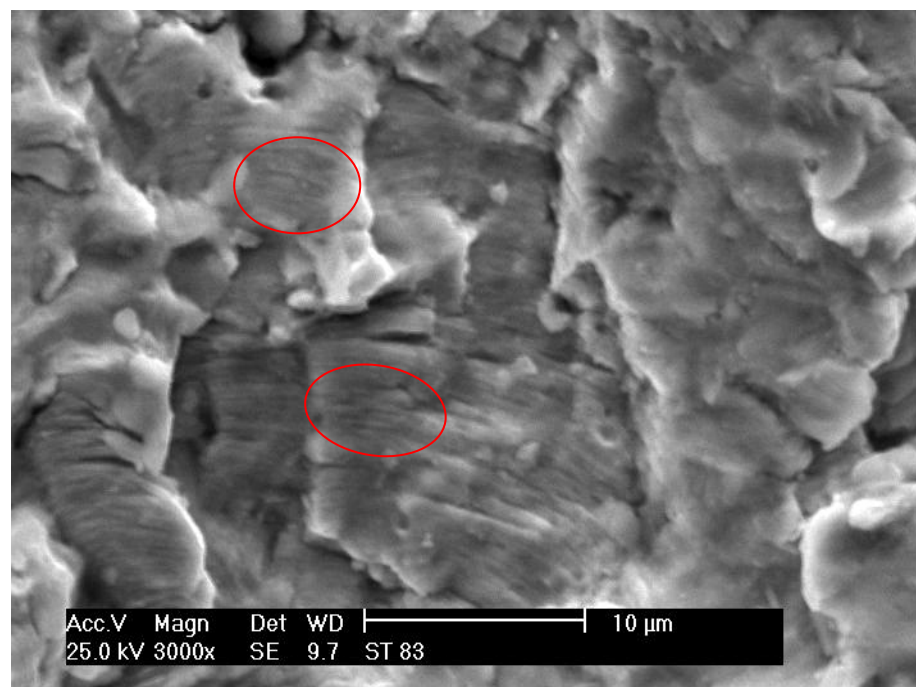


Figuur 73: SEM opname van proefstuk ST83 zone 1 (3000x), detail van Figuur 72

Proefstuk ST83 - Zone 2:

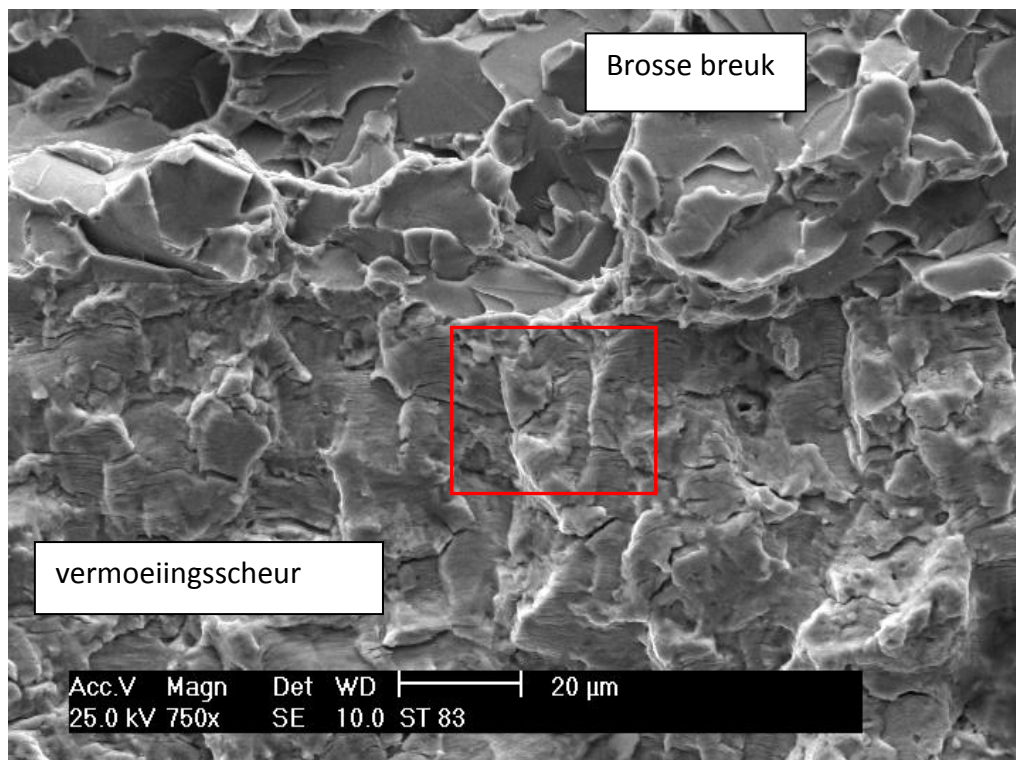


Figuur 74: SEM opname van proefstuk ST83 zone 2 (750x)

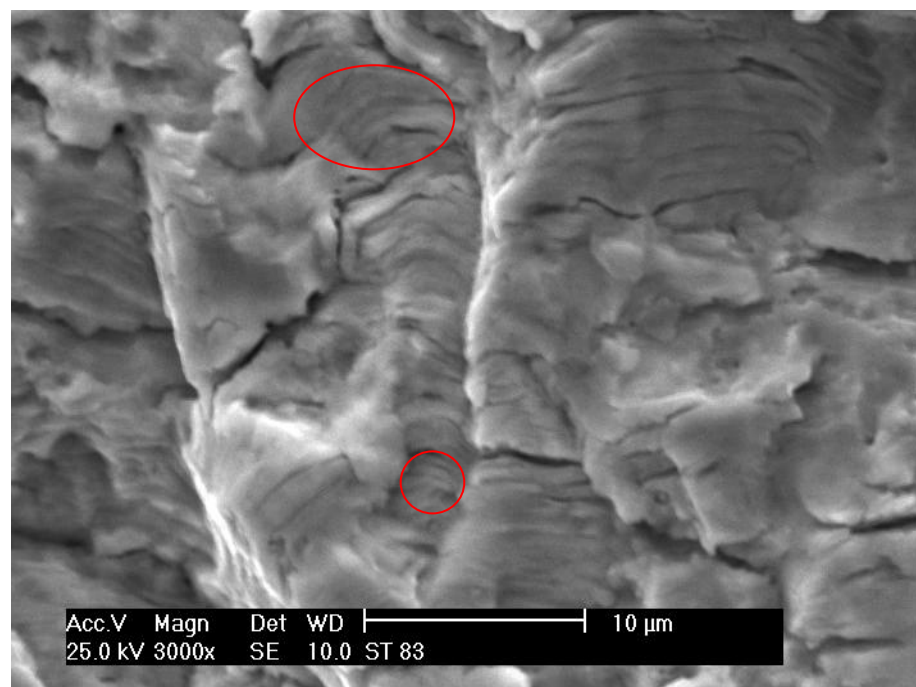


Figuur 75: SEM opname van proefstuk ST83 zone 2 (3000x), detail van Figuur 74

Proefstuk ST83 - Zone 3:

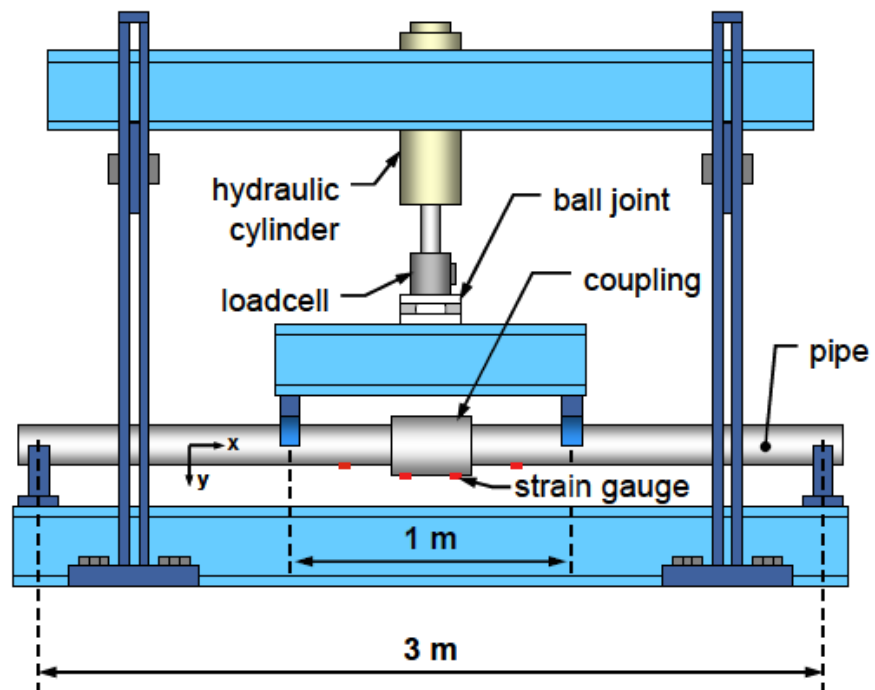


Figuur 76: SEM opname van proefstuk ST83 zone 3 (750x)



Figuur 77: SEM opname van proefstuk ST83 zone 3 (3000x), detail van Figuur 76

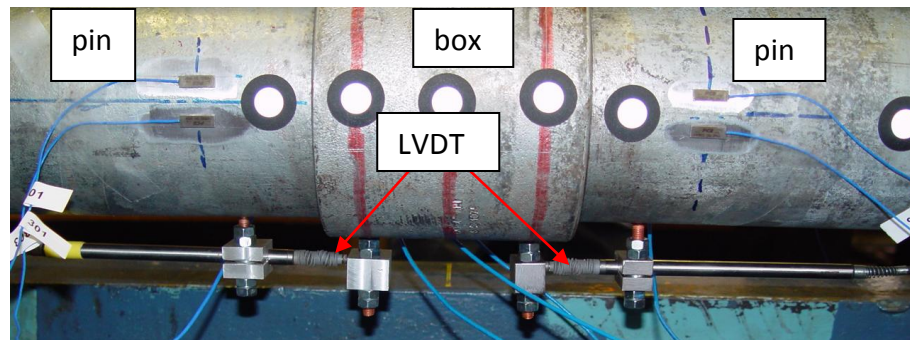
4.8. Grootschalige testopstelling



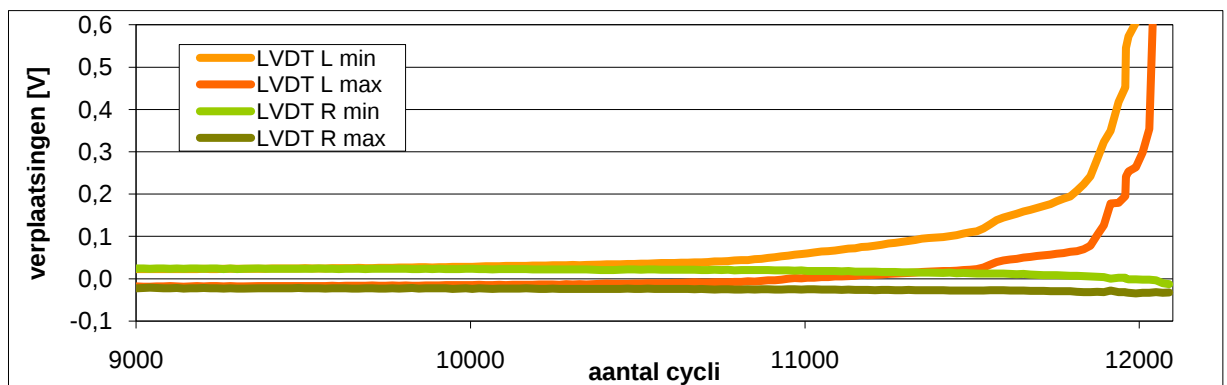
Figuur 78: Grootschalige 4-punts buigproef

Het principe van deze opstelling is identiek aan deze van de kleinschalige 4-puntsbuigopstelling. De geschroefde koppelingen die hiermee getest worden, hebben een nominale maat van 4,5 inch. Deze koppelingen worden ook vervaardigd uit API Grade B staal, maar de vloeigrens en de treksterkte wijken lichtjes af van de kleinschalige exemplaren. De vloeigrens bedraagt 347 MPa en de treksterkte is 564 Mpa. Bij deze proefstand wordt aan een lagere frequentie getest, namelijk maximaal 5 Hz. Deze lagere frequentie is te wijten aan het beperkt vermogen dat de hydraulische pomp kan leveren. De scheur wordt hier, in tegenstelling tot de kleinschalige opstelling, niet gedetecteerd aan de hand van een druktest. Om de vermoeiingslevensduur te bepalen, wordt gebruik gemaakt van 2 LVDT's. Deze LVDT's worden aan beide zijden van de box gemonteerd en aan een punt van de pin zoals te zien is op Figuur 79. Zo wordt de scheuropening gedetecteerd tijdens de vermoeiingsproef. Tijdens deze masterproef werd 1 grootschalige vermoeiingstest uitgevoerd. De geschroefde verbinding wordt belast met een spanningsamplitude van 77.2 MPa ($22.24\%\sigma_{0.2}$). Op Figuur 80 worden de geregistreerde waarden (in voltages) van de LVDT's in functie van het aantal vermoeiingscycli afgebeeld. Daarop is duidelijk waarneembaar wanneer de doorgaande vermoeiingsscheur is ontstaan. Vanaf ongeveer

11.500 cycli begint de doorbuiging significant groter te zijn dan de initiële condities. De scheur is ontstaan in de linker pin van de koppeling.

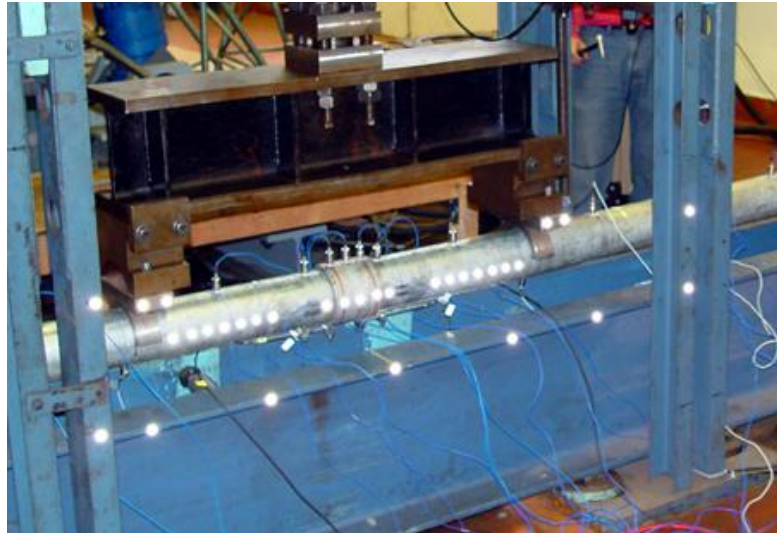


Figuur 79: LVDT's op grootschalige vermoeiingsproef

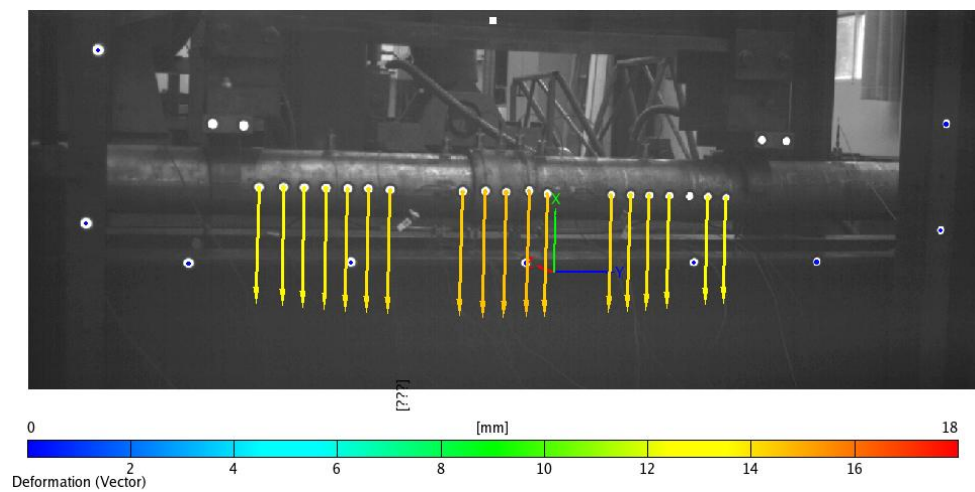


Figuur 80: Geregistreerde verplaatsingen opgemeten met twee LVDT's

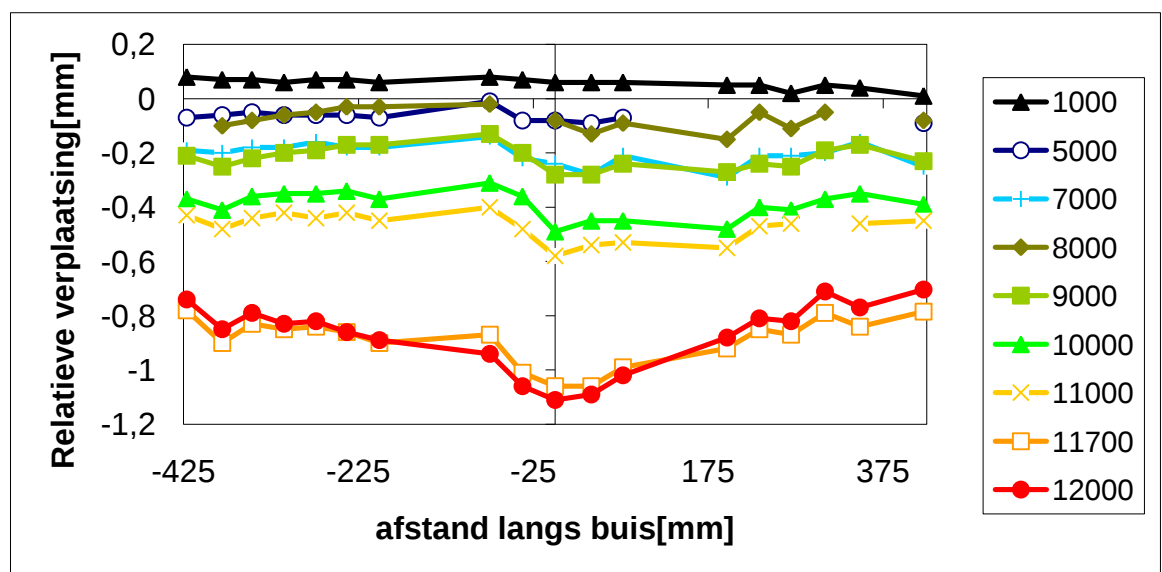
Bijkomend werd het optische meetsysteem Pontos gebruikt. Daarbij werden reflecterende klevers (Figuur 81) aangebracht op de geschroefde verbinding, 8 op elke pin en 3 op de box. Ook werden meetpunten op het frame van de vermoeiingsopstelling aangebracht. Dit laatste dient om de bewegingen van het frame in rekening te brengen tijdens de verwerking van de meetwaarden. De verkregen resultaten worden afgebeeld op de volgende figuren. Figuur 82 illustreert hoe de metingen worden gevisualiseerd met bijgeleverde Pontos-software. De gegevens werden verder verwerkt en het resultaat wordt getoond op Figuur 83. Rekening houdend met de toleranties op het meetsysteem kan het moment wanneer de vermoeiingsscheur in omvang toeneemt, duidelijk herkend worden. Namelijk rond de 11.000 à 11.700 cycli wat perfect overeenkomt met de gegevens van de LVDT's. Met deze laatste methode is de plaats van de scheur minder duidelijk af te leiden.



Figuur 81: Grootschalige vermoeiingsopstelling met geïstrumenteerde buis



Figuur 82: Visualisatie van de metingen met pontos systeem



Figuur 83: Gegevens Pontos meetsysteem

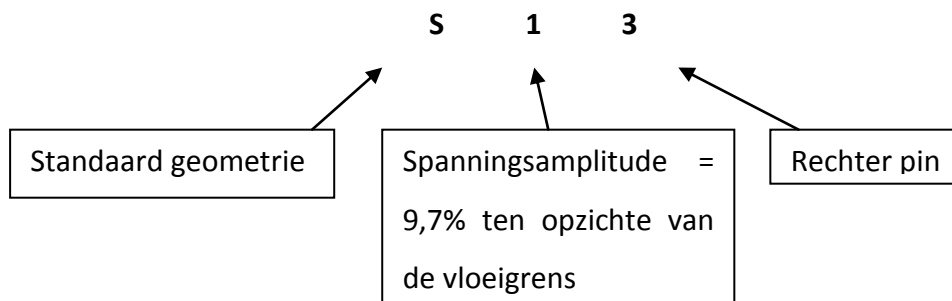
Hoofdstuk 5: Resultaten Experimenteel onderzoek

5.1. Inleiding

Eerst werd begonnen met het aanvullen voor enkele datapunten van S-N curves die reeds deels werden opgesteld in voorgaand experimenteel onderzoek [18], om zo tot een nauwkeuriger resultaat te komen. Het testschema van dit onderzoek is te vinden in bijlage B. Nadien is de invloed op de vermoeiingslevensduur van Teflon afdichtingstape experimenteel onderzocht. In de volgende paragrafen worden de resultaten van de vermoeiingsproeven kort toegelicht en worden ze vergeleken met S-N curves uit de literatuur.

5.2. Testschema

Het opstellen van een S-N curve vergt een groot aantal vermoeiingsproeven. Aan de talrijke proefstukken werden unieke identificatienummers toegekend. Dit is noodzakelijk om het experimenteel onderzoek op een ordentelijke manier te laten verlopen. Achteraf werden sommige koppelingen opengebroken om het breukvlak te onderzoeken. Doordat de proefmonsters van een nummer voorzien werden, was het mogelijk om de invloed van bepaalde parameters te analyseren. Op elk deel van de geschroefde verbinding werden 3 (of 4) karakters aangebracht, waarbij de letter(s) aanduidt welke koppelingsgeometrie beproefd werd. Het tweede karakter is een cijfer dat gekoppeld is aan de aangelegde belasting tijdens het vermoeien. Om te bepalen welk cijfer overeenkomt met welke wisselende belasting wordt verwezen naar het testschema (Tabel 7). Het laatste karakter geeft aan welk deel van de koppeling het is. Een voorbeeld van een dergelijk identificatienummer is:



Welke koppelingsgeometrie aangegeven is met welke letter is weergegeven in de volgende tabel (Tabel 6). Ook de betekenis van de twee volgende cijfers zijn af te leiden uit onderstaande tabel.

Tabel 6: Betekenis van de karakters gebruikt voor het identificatienummer

S	Standaard geometrie
A	Wanddikte -1mm
B	Wanddikte -2mm
C	Afgesneden neus -5mm
ST	Standaard geometrie met Teflon afdichtingstape

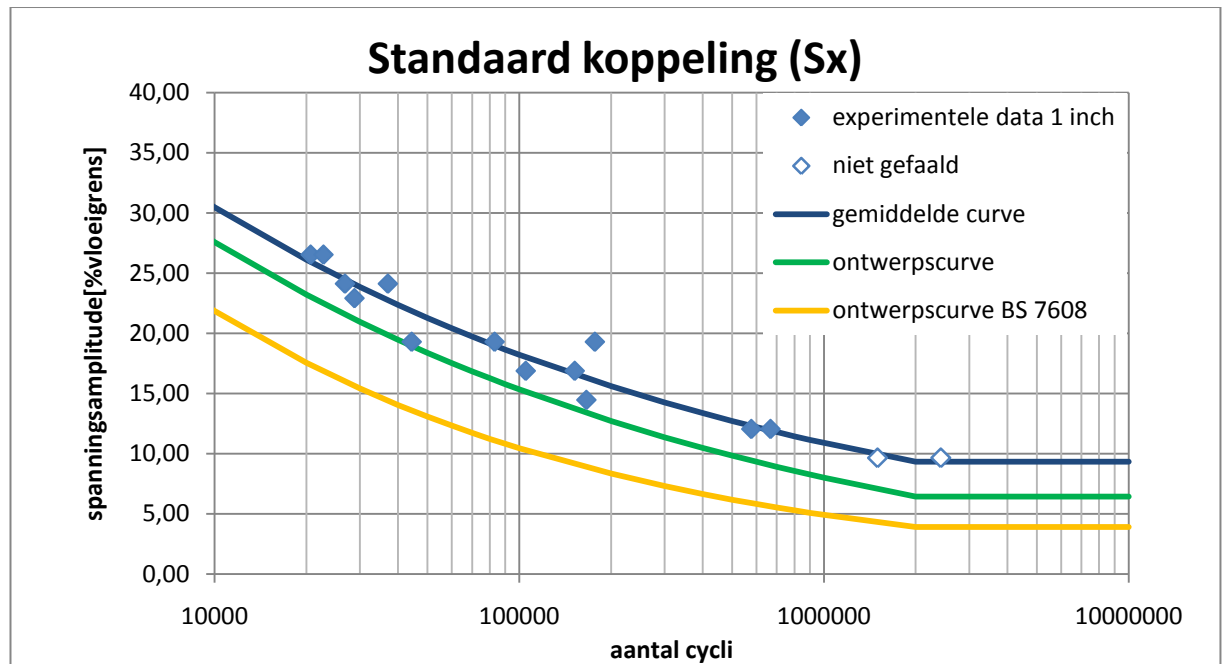
1-8	Spanningsamplitude af te leiden uit testschema (Tabel 7)
------------	--

1	Linker pin
2	Box
3	Rechter pin

Tabel 7: Testschema

	Serie-nummer	frequentie	gemiddelde spanning	amplitude spanning	maximale spanning	gemiddelde kracht	amplitude kracht	amplitude spanning	Aantal Cycli	
		[Hz]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[kN]	[kN]	[% σ_{vloei}]	pinx1	pinx3
Standaard koppeling	S1x	15	42.04	34.40	76.44	2.20	1.80	9.66	2420153	2420153
wanddikte -1mm	A1x	15	48.89	40.00	88.89	2.56	2.09	11.24	2000000	2000000
	A2x	15	61.11	50.00	111.11	3.20	2.62	14.04	895866	492950
	A3x	15	73.33	60.00	133.33	3.84	3.14	16.85	191412	253836
wanddikte -2mm	B1x	15	48.89	40.00	88.89	2.56	2.09	11.24	2760186	2760186
	B2x	15	61.11	50.00	111.11	3.20	2.62	14.04	223874	401793
	B3x	15	67.22	55.00	122.22	3.52	2.88	15.45	380934	380934
	B4x	15	73.33	60.00	133.33	3.84	3.14	16.85	136759	225223
afgesneden neus 5mm	C1x	15	48.89	40.00	88.89	2.56	2.09	11.24	2000000	2000000
	C2x	15	61.11	50.00	111.11	3.20	2.62	14.04	1053965	408993
	C4x	15	67.22	55.00	122.22	3.52	2.88	15.45	442175	518335
	C3x	15	73.33	60.00	133.33	3.84	3.14	16.85	2258876	235010
standaard + teflon	ST1x	15	n.v.t.	n.v.t.	n.v.t.	n.v.t.	n.v.t.	n.v.t.	n.v.t.	n.v.t.
	ST2x	15	55.00	45	100.00	2.88	2.36	12.64	2000000	2000000
	ST3x	15	61.11	50	111.11	3.20	2.62	14.04	206783	515901
	ST4x	15	67.22	55	122.22	3.52	2.88	15.45	418787	505555
	ST5x	15	73.33	60	133.33	3.84	3.14	16.85	225951	292131
	ST6x	15	85.56	70	155.56	4.48	3.67	19.66	120604	96037
	ST7x	15	97.78	80	177.78	5.12	4.19	22.47	36602	41242
	ST8x	15	110.00	90	200.00	5.76	4.71	25.28	19663	35220

5.3. S-N curve standaard geometrie



Figuur 84: S-N curve voor de standaard geometrie

Op de abscis van de grafiek wordt het aantal cycli afgebeeld. De ordinaat toont de spanningsamplitude als percentage van de gemeten vloeigrens van het materiaal (356 MPa). De spanningsamplitude is op die manier afgebeeld om het mogelijk te maken de verkregen S-N curves te vergelijken met vermoeiingscurves van geschroefde verbindingen bestaande uit andere materialen.

De 'gemiddelde curve' is een best passende curve verkregen aan de hand van de experimenteel bepaalde datapunten. Er wordt een normale verdeling van de datapunten verondersteld. Dit wil zeggen dat er slechts 50% kans is dat de koppeling het vooropgesteld aantal cycli haalt bij een bepaalde vermoeiingsspanning indien de gemiddelde curve gebruikt wordt bij het ontwerp.

Om de probabilliteit tot falen te verminderen zal een 'ontwerpscurve' gebruikt worden. De ontwerpscurve is gelijk aan de 'mean curve' min twee keer de standaardafwijking van de experimenteel bepaalde punten. Indien deze curve gebruikt wordt is er nog 97,5 % kans dat het vooropgestelde aantal cycli gehaald wordt bij een gegeven vermoeiingsspanning.

Ontwerpscurve BS 7608 is volgens de British Standard 7608 (jaar 1993) een ontwerpscurve voor axiaal belaste bouten met gesneden schroefdraad. Deze curve is, in een dubbel

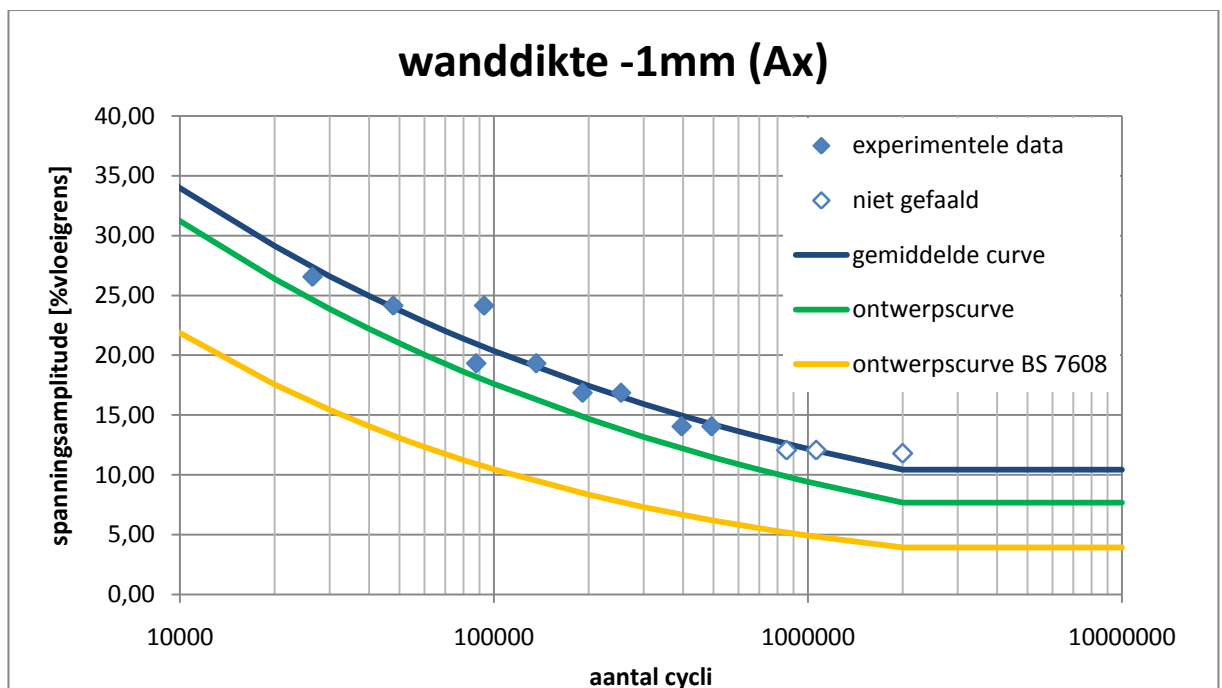
logaritmische grafiek, een rechte met helling 3. Vanaf 2.000.000 cycli wordt verondersteld dat het proefstuk een oneindige vermoeiingslevensduur bezit. De gemiddelde spanning is bij deze laatste ontwerpcurve gelijk aan 0 en heeft een spanningsverhouding $R = -1$. Daar de experimenteel bepaalde S-N curves met een spanningsverhouding $R = 0,1$ bepaald werden moet de ontwerpcurve BS 7608 omgerekend worden. Dit gebeurt met behulp van de Goodmann vergelijking (11) zodat een curve geldig voor $R = 0,1$ bekomen wordt.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_f} = 1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{trek}} \right) \quad (11)$$

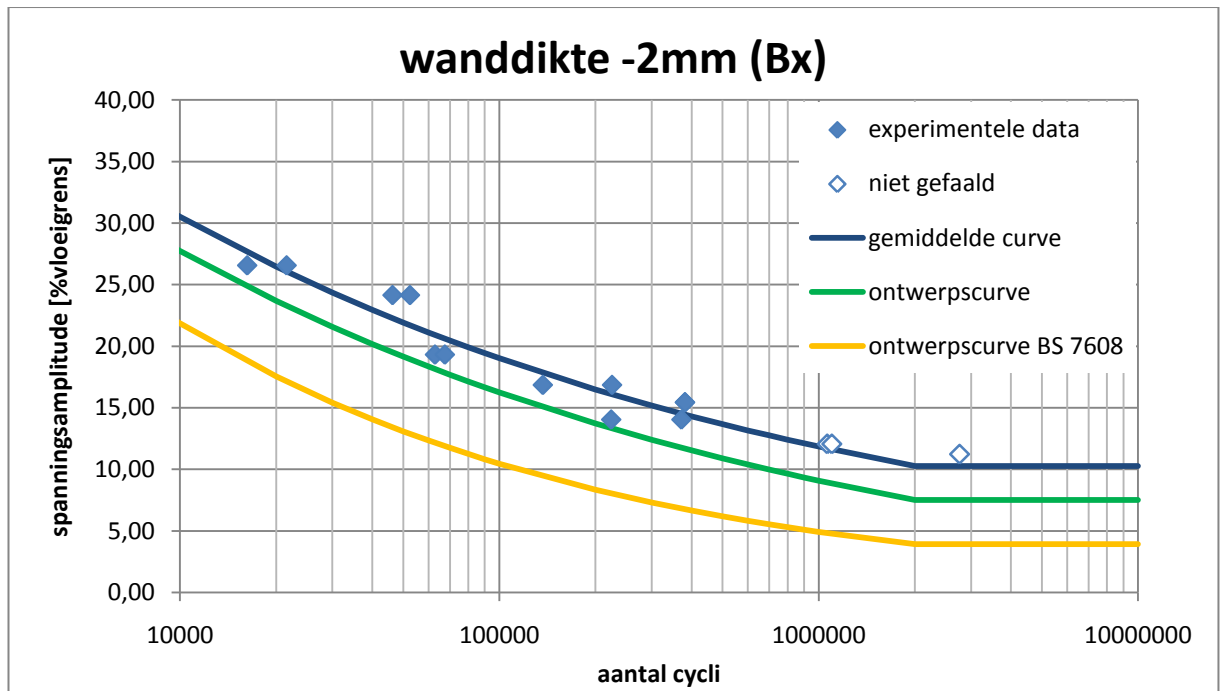
In de Goodmann vergelijking stellen σ_a , σ_f , σ_m , σ_{trek} respectievelijk de spanningsamplitude, de vermoeiingslimiet, de gemiddelde spanning en de treksterkte van het materiaal voor.

Op de grafiek is duidelijk zichtbaar dat de ontwerpcurve volgens BS 7608 veel te conservatieve waardes oplevert. Indien deze gebruikt zou worden om geschroefde verbindingen te ontwerpen zou het materiaal niet optimaal gebruikt worden en zou er dus ook geen optimaal ontwerp verkregen worden.

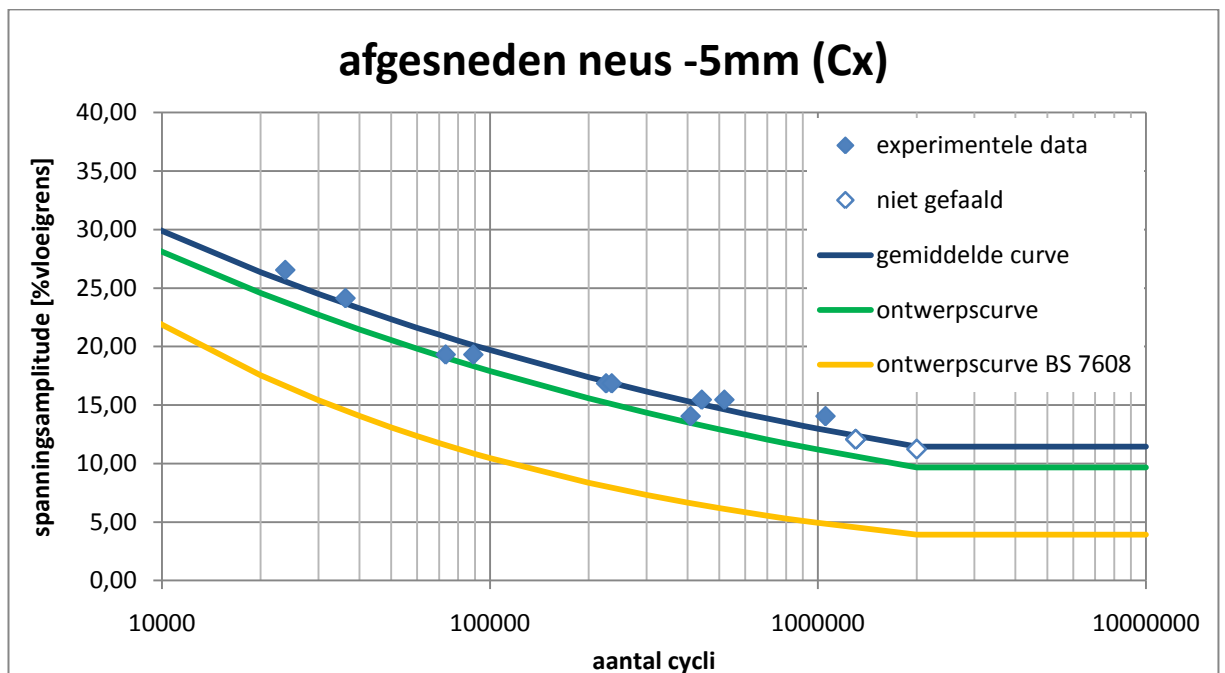
5.4. S-N curve aangepaste geometrieën



Figuur 85: S-N curve wanddikte -1mm



Figuur 86: S-N curve wanddikte -2mm



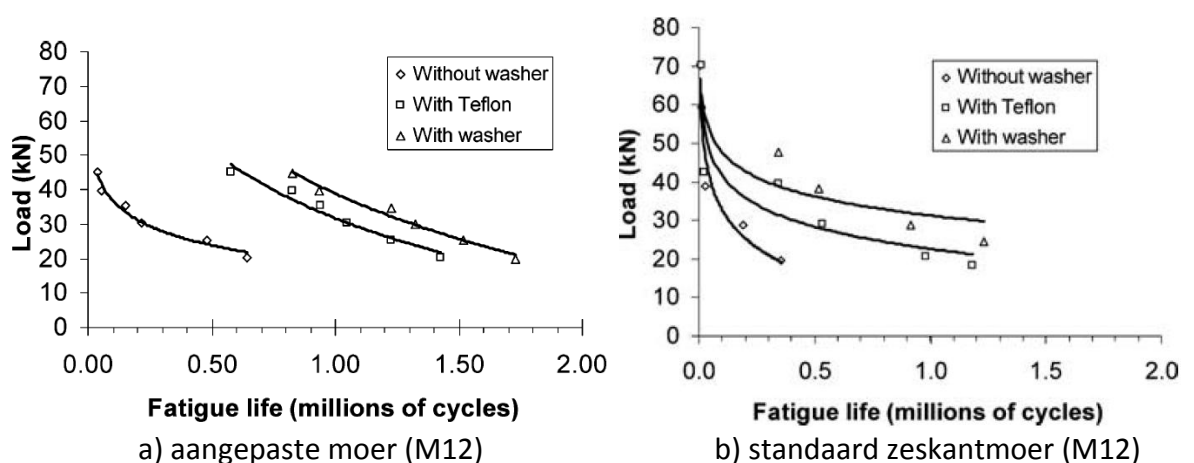
Figuur 87: S-N curve recess -5mm

Bovenstaande figuren tonen de S-N curves die horen bij de aangepaste verbindingen. Daarop is duidelijk te zien dat de ontwerpscurve volgens BS 7608 steeds de vermoeiingslevensduur van de koppelingen sterk onderschat. Hetzelfde geldt, zoals hierboven reeds vermeld, ook voor de standaard verbinding volgens API 5B.

5.5. S-N curve voor de standaard geometrie met teflon afdichtingstape

G. H. Majzoobi, et al. [27] hebben een studie uitgevoerd naar de vermoeiingskarakteristiek van bout-moer verbindingen. In dit onderzoek werd de invloed van de geometrie van de moer en het toevoegen van Teflon afdichtingstape op de vermoeiingseigenschappen geanalyseerd. Volgens hun resultaten heeft het gebruik van Teflon een significante positieve invloed op de levensduur van de verbinding. De invloed van Teflon is evenwel verschillend bij aangepaste moergeometrieën. Bij gemodificeerde moeren heeft Teflon een uitgesproken positief effect bij een laag aantal cycli (Figuur 88a). Dit positief effect daalt naarmate het aantal cycli stijgt. De reden die hiervoor aangehaald wordt, is dat Teflon een zeer zacht materiaal is. Als gevolg van wrijvingen tussen de oppervlakken van de schroefdraadprofielen, veroorzaakt door de vermoeiingsbelasting, wordt de afdichtingstape geërodeerd. Na een bepaald aantal vermoeiingscycli te hebben ondergaan, is de tape volledig verdwenen en zal de verbinding zich gedragen als een standaard boutverbinding.

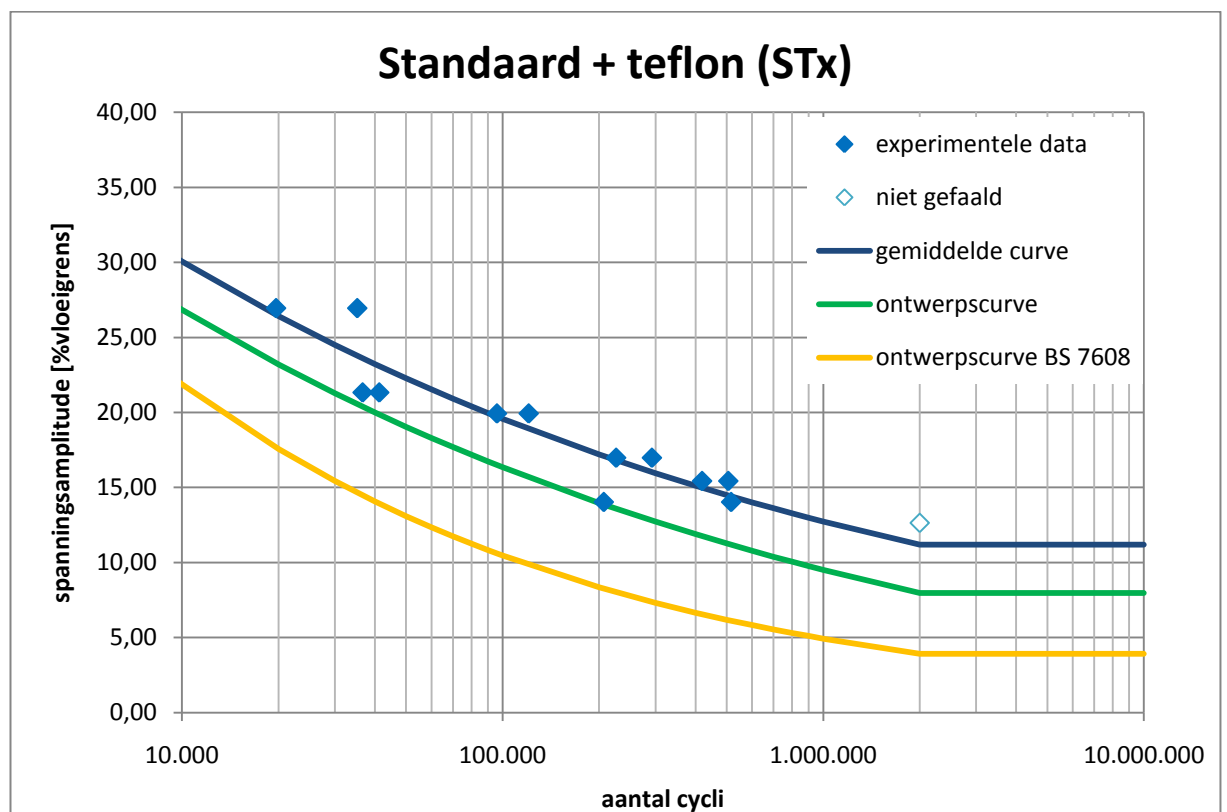
Echter vertoont de S-N curve voor een standaard moer (Figuur 88b) een ander verloop indien Teflon werd aangebracht in de verbinding. Bij een hoge vermoeiingsbelasting en dus lage cycli is de invloed van Teflon verwaarloosbaar. Daarentegen is er bij een lagere belasting wel een duidelijke invloed van het afdichtingsmateriaal. Er wordt dus verwacht dat Teflontape ook een verbetering van de vermoeiingslevensduur teweegbrengt bij geschroefde buisverbindingen.



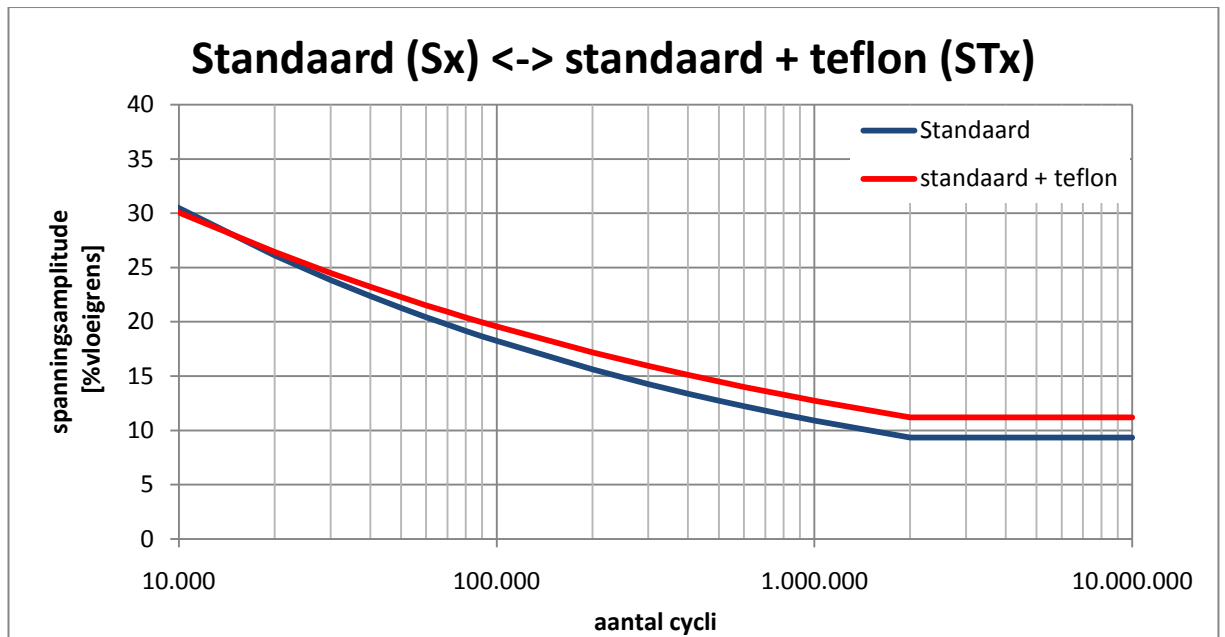
Figuur 88: Invloed van Teflon afdichtingstape op de vermoeiingslevensduur van boutverbindingen

Uit het eigen experimenteel onderzoek (Figuur 89 en Figuur 90) blijkt dat de invloed van Teflon op de buisverbindingen meer aansluit bij de resultaten van de standaard boutverbindingen met teflon. Bij hoge belastingen is de invloed van het afdichtingsmateriaal

miniem en bij lage vermoeiingsbelastingen is een duidelijke toename van de levensduur waarneembaar. Dit kan verklaard worden door het feit dat bij een hogere belasting de stijfheid van teflon verwaarloosd kan worden. Bij dergelijke hoge belastingen gedraagt de verbinding zich als een standaard geschroefde buisverbinding. Bij een lagere vermoeiingsbelasting speelt de stijfheid van de afdichtingstape wel een rol in de levensduur. Dit kan verklaard worden doordat het toevoegen van Teflon de belasting meer evenredig verdeelt over het schroefdraadprofiel waardoor de vermoeiingslevensduur stijgt. Tijdens de vermoeiingsproeven werd wel opgemerkt dat na een hoog aantal cycli de Teflontape weggeërodeerd is, zoals in het artikel van G. H. Majzoobi, et al. [27] reeds aangehaald werd. Hieruit kan besloten worden dat het afdichtingsmateriaal slechts in het begin een invloed uitoefent en deze daalt naarmate het aantal cycli begint op te lopen. Figuur 89 illustreert de experimenteel opgemeten S-N curve voor een standaard koppeling waarbij Teflon afdichtingstape aangebracht is.

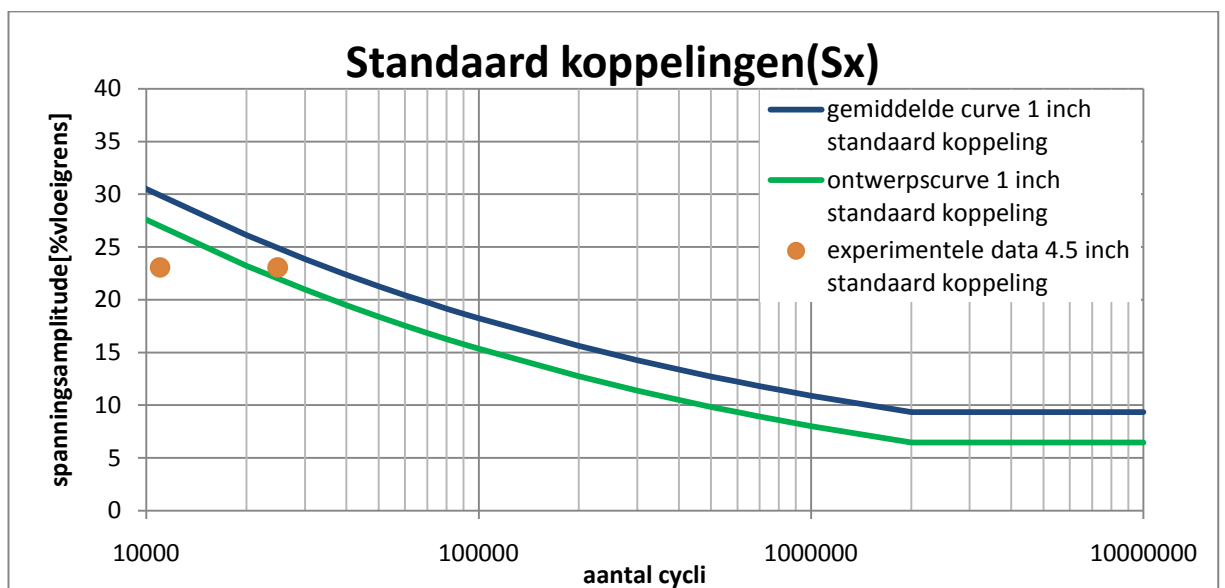


Figuur 89: S-N curve standaard geometrie + teflon



Figuur 90: Vergelijking van de S-N curves voor standaard koppelingen met en zonder teflon

5.6. Grootschalige vermoeiingsproef



Figuur 91: Vergelijking van een grootschalige vermoeiingsproef met de S-N curve opgemeten aan de hand van de kleinschalige proefopstelling

Aan de hand van grootschalige vermoeiingsproef wordt geverifieerd of de S-N curves afhankelijk zijn van de nominale groottes van de koppelingen. Zoals op Figuur 91 liggen de opgemeten punten in de buurt van de S-N curve die bepaald werd door de kleinschalige proefopstelling. Hierbij moet wel opgemerkt worden dat de materiaaleigenschappen van de 4.5 inch koppelingen geschat werden aan de hand van een hardheidsproef. De werkelijke resultaten kunnen hierdoor lichtjes afwijken. Zoals al vermeld tonen verschillende studies

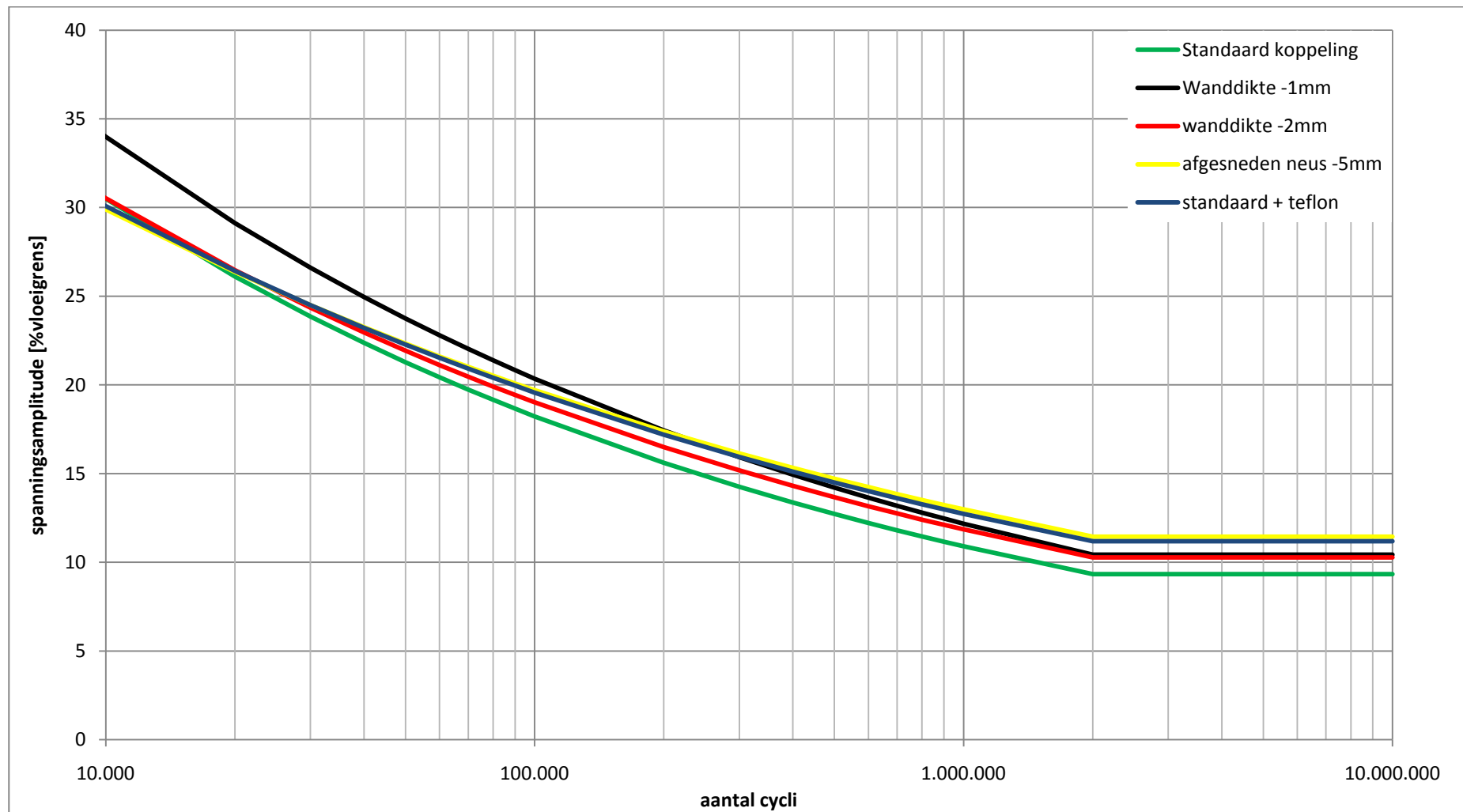
aan dat schaaleffecten geen invloed hebben op de S-N curves [1, 4]. Dit kan bij benadering bevestigd worden aan de hand van Figuur 91.

5.7. Vergelijking van de verschillende S-N curves

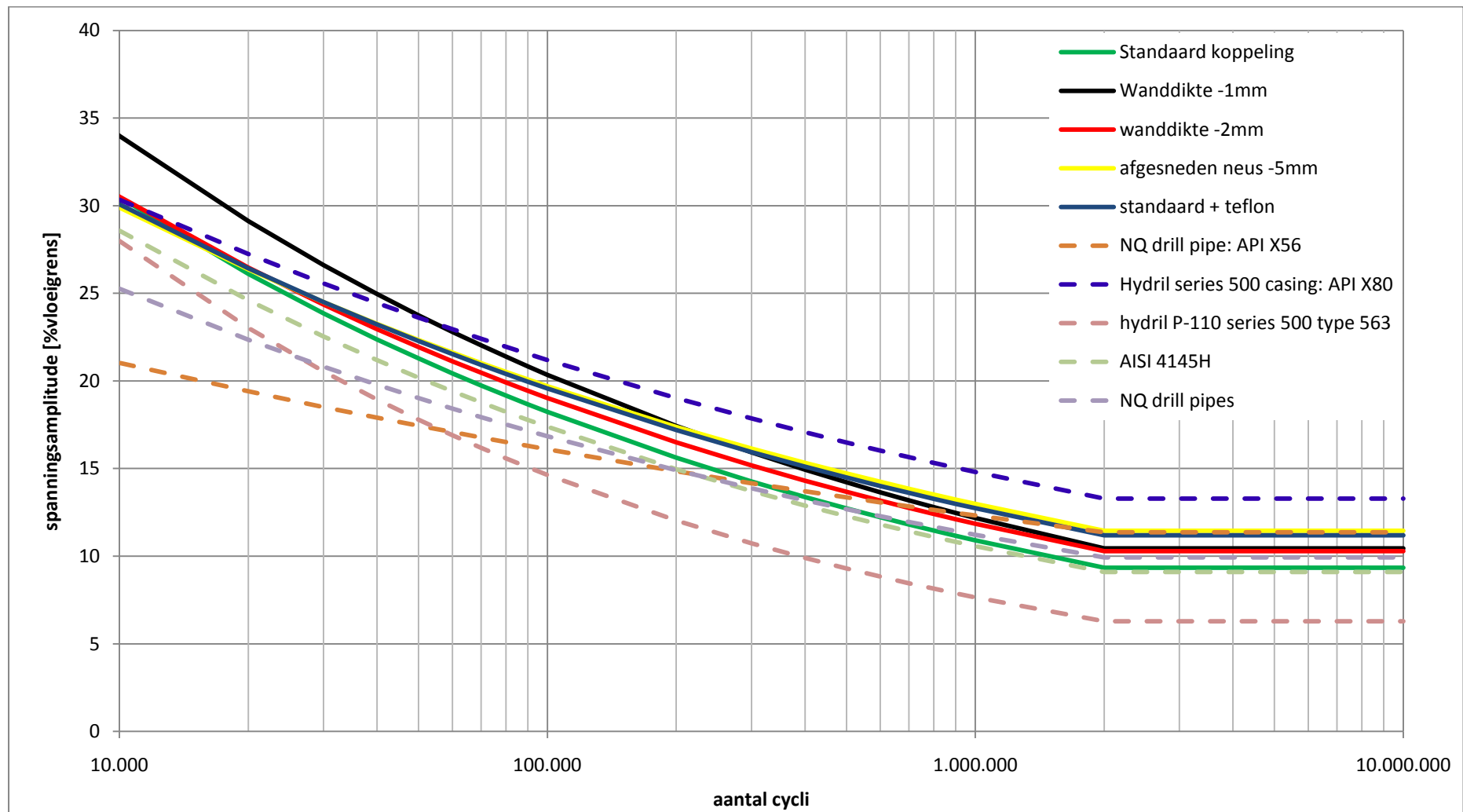
Op Figuur 92 worden de verschillende S-N curves van de beproefde geometrieën afgebeeld. Daarbij is duidelijk te zien dat de standaard koppeling de minst optimale koppeling is in vergelijking met de andere geteste verbindingen. Dit is vooral het geval voor de spanningswisselingen overeenstemmend met een hoger aantal cycli. Bij de spanningsamplitudes overeenstemmend met een laag aantal vermoeiingscycli presteren de meeste geometrieën ongeveer gelijk.

De geschroefde buisverbinding die het beste resultaat geeft voor hogere belastingen, is deze met een wanddiktevermindering van -1mm. Boven een spanningsamplitude van ongeveer 17% van de vloeigrens van het materiaal ligt de curve hoger dan deze van de andere koppelingen. Indien de koppeling minder hoge belastingen ondergaat, geeft de geometrie waarbij de neus met 5mm werd afgesneden de beste waarden. Daaruit kan besloten worden dat door verandering van de geometrie van de geschroefde verbinding de helling van de S-N curve significant kan worden beïnvloed. Indien combinaties van verschillende geometrieën ontworpen worden, zou het misschien mogelijk zijn een koppeling te verkrijgen met de beste eigenschappen van de verschillende gebruikte verbindingen. De prestaties bij hogere cycli, en dus lagere wisselbelastingen, kan verbeterd worden door gebruik te maken van Teflon afdichtingstape.

In de literatuur en in de catalogi van de verschillende fabrikanten kunnen vermoeiingsgegevens gevonden worden voor hun specifieke koppelingen. Deze S-N curves worden vergeleken met de curves opgesteld tijdens het experimenteel onderzoek. Figuur 93 neemt de resultaten over van Figuur 92, maar daarbij worden S-N curves die in de literatuur gevonden werden, toegevoegd. Daaruit kan afgeleid worden dat de zogenaamde premium connections niet altijd een verhoogde vermoeiingslevensduur bezitten. Echter kunnen deze koppelingen andere eigenschappen bezitten die de koppelingen beschreven in de norm API 5B [9] niet hebben. Een voorbeeld hiervan is een toegevoegde contactvlak dat zorgt voor verbeterde lektheid.



Figuur 92: Vergelijking van de opgemeten S-N curves



Figuur 93: Vergelijking van de opgemeten en gepubliceerde S-N curves

Hoofdstuk 6: Relatie tussen experimentele en numerieke resultaten

6.1. Inleiding

Nadat de experimentele en numerieke studies uitgevoerd zijn, moeten de gegevens van deze beide studies met elkaar vergeleken worden. Door die vergelijkingen zal de invloed van de spanningsverdeling in de geschroefde buisverbinding op de vermoeiingskarakteristiek bestudeerd worden. Daarbij wordt een performantiefactor geïntroduceerd die het mogelijk maakt om de verschillende koppelingsgeometrieën met elkaar te vergelijken. Zo zijn al 2 performantiefactoren voorgesteld in [18] en [17]. Met behulp van deze twee factoren zullen in dit hoofdstuk de numerieke en experimentele resultaten aan elkaar gekoppeld worden.

6.2. Performantiefactor op basis van de belasting opgenomen door de LET

In [17] wordt een eerste performantiefactor gedefinieerd op basis van de relatieve belasting die door de LET opgenomen wordt. Naarmate de kracht opgenomen door de LET groter wordt, zal de spanning stijgen aan de wortel van de LET. Bijgevolg zal de vermoeiingsscheur op die plaats sneller initiëren en moet een lagere performantie bekomen worden. De performantiefactor wordt voorgesteld door vergelijking (12).

$$P_1 = \frac{1}{TL_{rel} * O_{rel}} \quad (12)$$

$$TL_{rel} = \frac{TL_{gewijzigde\ geometrie}}{TL_{standaard\ geometrie}} \quad (13)$$

$$O_{rel} = \frac{O_{gewijzigde\ geometrie}}{O_{standaard\ geometrie}} \quad (14)$$

Hier staat $TL_{standaard\ geometrie}$ voor de relatieve kracht opgenomen door de laatst ingrijpende tand van de pin in de standaard koppeling beschreven in de normen API 5B [9] en 5L [10]. $T_{gewijzigde\ geometrie}$ geeft de relatieve kracht weer opgenomen door de LET van de pin in een koppeling met aangepaste geometrie.

De relatieve opening O_{rel} wordt gedefinieerd als de verhouding van de opening tussen de schroefdraadprofielen van de gemodificeerde koppeling tot de opening van de standaard geschroefde buisverbinding. Deze parameter kent een waarde toe aan de lekdichtheid van de koppeling.

Als de waarde voor de lekdichtheid niet beschouwd zou worden, vergelijkt deze performantiefactor de spanningsverdeling van de aangepaste koppelingen met de spanningsverdeling van de standaard geometrie. Dit wil zeggen dat de standaard koppeling een performantiefactor $P_1 = 1$ zal hebben. Indien bij een aangepaste geometrie de factor $P_1 > 1$, wordt een langere vermoeiingslevensduur verwacht voor deze verbinding. Logischerwijze wordt bij $P_1 < 1$ een kortere vermoeiingslevensduur voorspeld.

6.3. Performantiefactor op basis van de krachtverdeling op het schroefdraadprofiel

Een tweede formule (16) werd voorgesteld in [18]. Hier wordt niet enkel gekeken naar de kracht opgenomen door de LET, maar naar de krachtverdeling over het ganse schroefdraadprofiel. De gedachtegang achter deze vergelijking is analoog aan de hierboven ingevoerde performantiefactor. Een gelijkmatige verdeling van de aangelegde kracht zal aanleiding geven tot een lagere spanning bij de wortel van de LET en dus een langere levensduur. Indien het grootste deel van de kracht niet opgenomen wordt door de LET, maar door een andere tand van de schroefdraad, zal bij de vorige formule (12) de performantie groter zijn dan 1. Echter wordt verwacht dat de vermoeiingsscheur zal ontstaan aan de wortel van de tand die de grootste krachten opneemt. P_2 laat wel toe om hiermee rekening te houden. In tegenstelling tot de vorige factor wordt hier niet naar de lekdichtheid gekeken.

$$A = \sum_{alle\ tanden} (F_{tand} - F_{gemiddeld})^2 \quad (15)$$

$$P_2 = \frac{A_{standaard\ geometrie}}{A_{gewijzigde\ geometrie}} \quad (16)$$

Bij een performantiefactor $P_2 > 1$ en $P_2 < 1$ wordt hier ook respectievelijk een langere en een kortere vermoeiingslevensduur verwacht.

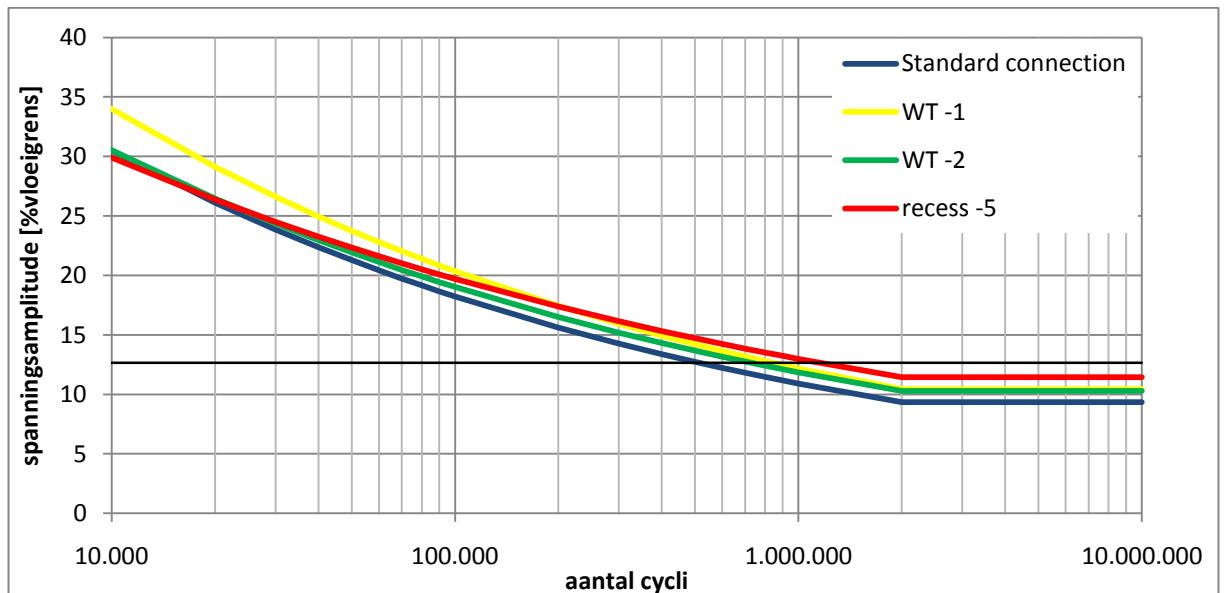
6.4. Verband tussen de performantiefactoren en experimentele resultaten

Bij beide performantiefactoren wordt een lineair verband verondersteld tussen de vermoeiingslevensduur en de spanningsverdeling. Dit werd echter nooit gevalideerd. Om rekening te kunnen houden met een eventueel niet lineair verband, worden weegfactoren ingevoerd in de formules (17) en (18). Waarbij α een weegfactor is voor de spanningsverdeling en β een parameter voor de lektheid

$$P_1 = \frac{1}{(TL_{rel})^\alpha * (O_{rel})^\beta} \quad (17)$$

$$P_2 = \left(\frac{A_{standard\ geometry}}{A_{gewijzigde\ geometry}} \right)^\alpha \quad (18)$$

Om te achterhalen welk verband bestaat tussen de performantiefactoren en de vermoeiingslevensduur, worden de numerieke resultaten vergeleken met een bepaald punt op de S-N curves. Aangezien de eindige elementen simulaties bij een aangelegde globale trekspanning van 100 MPa uitgevoerd werden, zal eerst een punt op de S-N curve (zwarte lijn op Figuur 94) bepaald worden waarbij de maximale buigspanning evenzeer 100 MPa bedraagt. Dit komt overeen met een spanningsamplitude van 12.64 % van de vloeigrens van het materiaal.



Figuur 94: Punt op S-N curve overeenstemmend σ_{max} 100 MPa

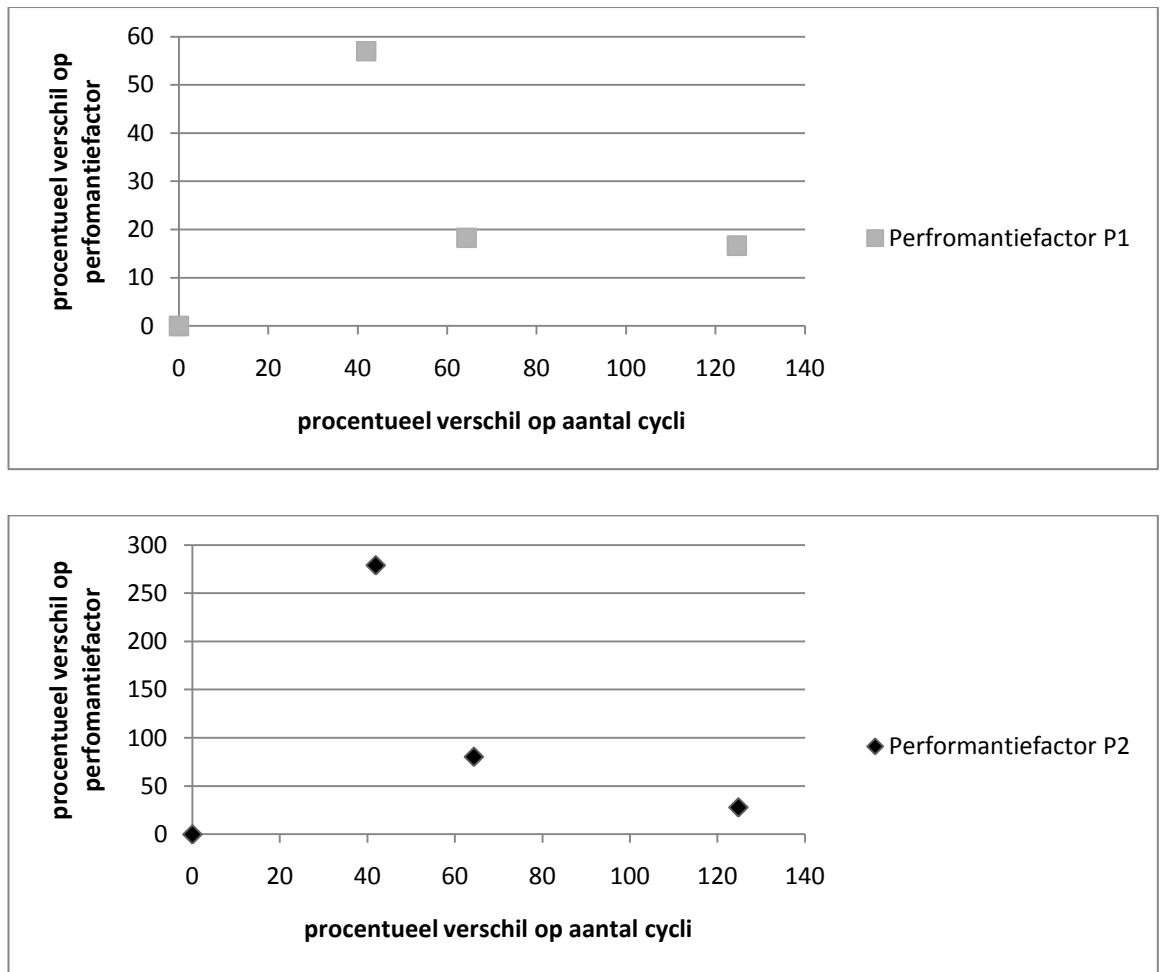
De resultaten van deze analyse worden gegeven in Tabel 8 voor de performantiefactor P_1 en in Tabel 9 voor performantiefactor P_2 . Deze gegevens worden op Figuur 95 afgebeeld om het verband visueel duidelijk te maken.

Tabel 8: Verband tussen P_1 en S-N curve ($\sigma_{\max}$ 100 MPa)

	aantal cycli	procentueel verschil	Performantiefactor P_1	procentueel verschil
standaard verbinding	515349	+ 0 %	1.00	+ 0 %
Wanddikte - 1mm	846881	+ 64.33 %	1.18	+ 18.28 %
Wanddikte - 2mm	731216	+ 41.89 %	1.57	+ 56.96 %
Afgesneden neus -5mm	1158413	+ 124.78 %	1.17	+ 16.65 %

Tabel 9: Verband tussen P_2 en S-N curve ($\sigma_{\max}$ 100 MPa)

	aantal cycli	procentueel verschil	performantiefactor P_2	procentueel verschil
standaard verbinding	515349	+ 0 %	1.00	+ 0 %
Wanddikte - 1mm	846881	+ 64.33 %	1.80	+ 80.42 %
Wanddikte - 2mm	731216	+ 41.89 %	3.79	+ 278.97 %
Afgesneden neus -5mm	1158413	+ 124.78 %	1.28	+ 28.00 %

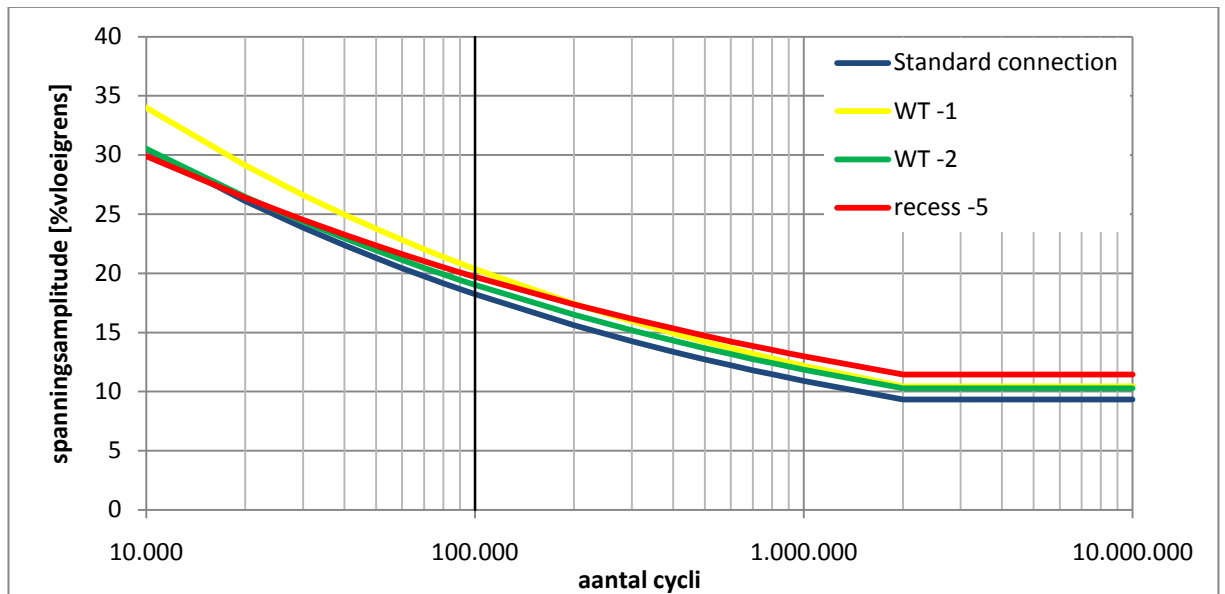


Figuur 95: verband tussen performantiefactoren en een punt op de S-N curve overeenstemmend met $\sigma_{\max}$ 100 MPa

De gewijzigde geometrie met de hoogste vermoeiingslevensduur bij een spanningsamplitude van $12.64 \% \sigma_{0.2}$ is degene met de afgesneden neus (recess -5mm). Deze koppeling heeft echter de kleinste toename in de performantiefactoren ten opzichte van de standaard koppeling. De geschroefde verbinding met de hoogste performantiefactor (koppeling met wanddikte -2mm) presteert hier het minst. De verbinding met de grootste toename (ten opzichte van de standaard verbinding) bij de performantiefactoren heeft de laagste stijging in het aantal vermoeiingscycli en omgekeerd. Een eenduidig en generiek verband is met deze gegevens echter niet te vinden, noch voor performantiefactor P_1 noch voor performantiefactor P_2 . Uit de resultaten kan wel afgeleid worden dat een performantiefactor $P > 1$ overeenkomt met een verbeterde vermoeiingslevensduur.

Op de S-N curves is duidelijk te zien dat de vermoeiingscurves van configuratie A (WT-1mm) en C (recess -5mm) elkaar snijden rond de 200.000 cycli. Daarom werd besloten om de resultaten van het numeriek onderzoek te vergelijken met een punt op de S-N curves bij

100.000 cycli (zwarte lijn op Figuur 96). Met behulp van deze gegevens zal ook getracht worden een verband te vinden tussen de verschillende resultaten.



Figuur 96: Punt op S-N curve bij 100.000 cycli

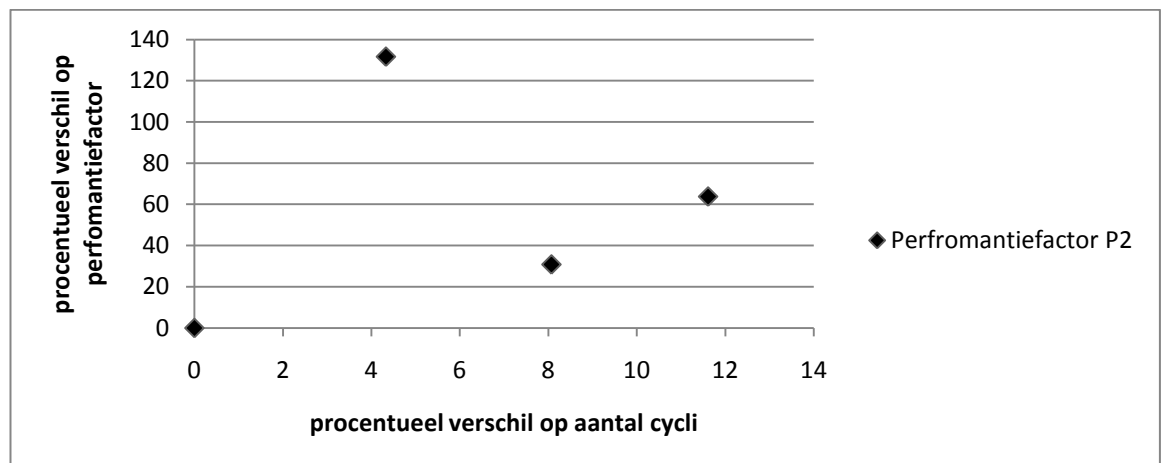
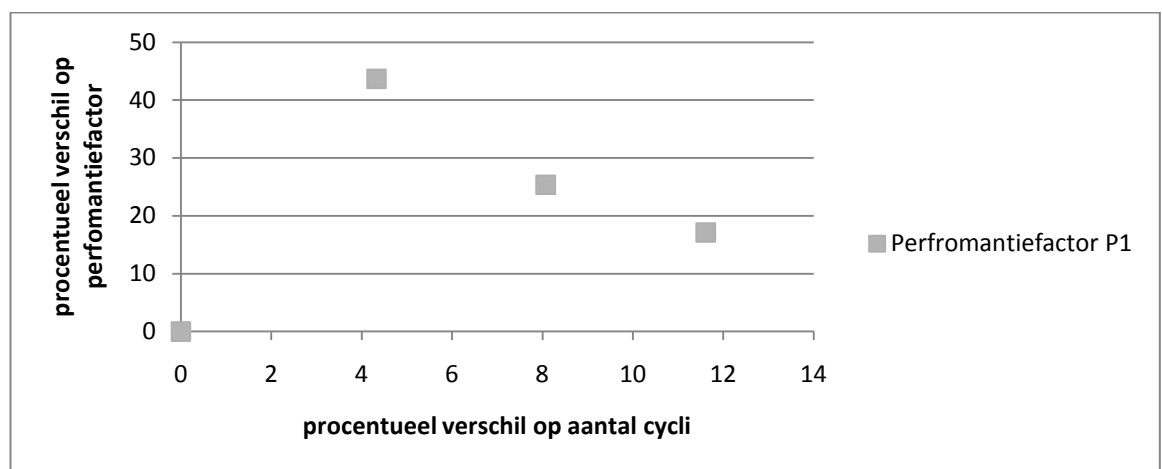
Daarvoor werd eerst de maximale buigspanning bij 100.000 cycli bepaald voor elke koppelingsgeometrie. Daarna werden de eindige elementen simulaties opnieuw uitgevoerd met de aangepaste globale trekspanningen. De gegevens hiervan zijn te vinden in Tabel 10 en Tabel 11 voor respectievelijk performantiefactor P_1 en P_2 . Ook hier worden deze gegevens afgebeeld op Figuur 97 zodat het verband visueel duidelijker is.

Tabel 10: Verband tussen P_1 en S-N curve (100.000 cycli)

	Spanningsamplitude [% vloeigrens]	procentueel verschil	Performantiefactor P_1	procentueel verschil
standaard verbinding	18.23	+ 0.00 %	1.00	+ 0.00 %
Wanddikte - 1mm	20.35	+ 11.61 %	1.17	+ 17.13 %
Wanddikte - 2mm	19.02	+ 4.33 %	1.44	+ 43.66 %
Afgesneden neus -5mm	19.70	+ 8.07 %	1.25	+ 25.36 %

Tabel 11: Verband tussen P2 en S-N curve (100.000 cycli)

	Spanningsamplitude [% vloeigrens]	procentueel verschil	performantiefactor P ₂	procentueel verschil
standaard verbinding	18.23	+0 %	1	+ 0 %
Wanddikte - 1mm	20.35	+ 11.61 %	1.64	+ 63.81 %
Wanddikte - 2mm	19.02	+ 4.33 %	2.32	+ 131.69 %
Afgesneden neus -5mm	19.70	+ 8.07 %	1.31	+ 30.83 %



Figuur 97: verband tussen performantiefactoren en een punt op de S-N curve bij 100.000 cycli

Opnieuw is er geen eenduidig verband te zien tussen de verschillende resultaten indien gekeken wordt naar de resultaten voor performantiefactor P₁. Ook bij P₂ kan geen duidelijke relatie gevonden worden. Echter kan ook met deze gegevens afgeleid worden dat indien de

performantiefactor groter is dan 1 de vermoeiingslevensduur verbetert ten opzichte van de levensduur van de standaard koppeling.

Indien gekozen moet worden met welk performantiefactor verder moet gerekend worden, gaat de voorkeur naar performantiefactor P_1 . Deze factor houdt enkel rekening met de kracht opgenomen door de LET. Omdat de vermoeiingsscheuren ontstaan aan de wortel van de LET is het niet moeilijk te verstaan dat performantiefactor P_1 de meest relevante informatie gebruikt. Indien bij een gemodificeerde koppeling de hoogste kracht opgenomen wordt door een tand verschillend van de LET zal P_1 een verkeerd beeld geven. Om dit te verhelpen zou bij performantiefactor P_1 de tandkracht van meest belaste tand gebruikt moeten worden in plaats van de kracht opgenomen door de LET.

In onderstaande tabel wordt de performantiefactor P_1 voor de meest belaste tand van de overige gewijzigde geometrieën, die geanalyseerd zijn tijdens het numeriek onderzoek, bepaald. Weliswaar wordt hierbij geen rekening gehouden met de weegfactoren α en β omdat er nog geen verband gevonden is tussen P_1 (of P_2) en de vermoeiingskarakteristiek. Het is dan ook niet mogelijk om deze weegfactoren te begroten.

Tabel 12: Performantiefactor P_1 voor alle bestudeerde geometrieën

Geschroefde verbinding	Performantiefactor P_1
APIGrB_1inch_norm	1
APIGrB_1inch_WT-1	1.171306
APIGrB_1inch_WT-2	1.436581
APIGrB_1inch_q-1	1.013114
APIGrB_1inch_q-2	1.05482
APIGrB_1inch_q-3	1.122046
APIGrB_1inch_q-4	1.192077
APIGrB_1inch_q-5	1.253572
APIGrB_1inch_afschuining2graden	1.023937
APIGrB_1inch_afschuining4graden	1.037275
APIGrB_1inch_afschuining6graden	1.062834
APIGrB_1inch_afschuining8graden	1.104803
APIGrB_1inch_afschuining10graden	1.157683
APIGrB_1inch_afschuining12graden	1.243334
APIGrB_1inch_patent4189975A	0.819117
APIGrB_1inch_patent6752436	1.0278
APIGrB_1inch_redesign_LET	1.137332
APIGrB_1inch_RGbox	0.959229

Hoofdstuk 7: Conclusies en toekomstig werk

7.1. Samenvatting

Tijdens deze studie werd het vermoeiingsgedrag van geschroefde verbindingen onderzocht. Dit gebeurde zowel voor standaard verbindingen als voor premium connections. Het onderzoek gebeurde aan de hand van numerieke simulaties alsook aan de hand van vermoeiingsproeven. Ten slotte werden de numerieke en experimentele resultaten met elkaar vergeleken. Gebruik makend van deze gegevens werden twee bestaande performantiefactoren geëvalueerd. Deze factoren hebben als doel verschillende ontwerpen van koppelingen met elkaar te kunnen vergelijken op basis van eindige elementen simulaties in plaats van langdurige en kostelijke vermoeiingsproeven.

In deze masterproef werd het onderzoek toegespitst op de zogenaamde threaded and coupled verbindingen. Deze koppelingen bestaan uit twee pinnen verbonden met behulp van een koppelstuk, de box. Numeriek en experimenteel onderzoek werd uitgevoerd op geschroefde verbindingen volgens de normen API 5B [9] en 5L [10] en modificaties hierop. Alle onderzochte koppelingen hebben een nominale maat van 1 inch. Tijdens de experimentele studie werd geen rekening gehouden met de lekdichtheid van de proefstukken.

Eerst werd een beknopte literatuurstudie uitgevoerd, waaruit bleek dat specifieke gegevens omtrent vermoeiingskarakteristieken van premium connections schaars beschreven is. Dit leidde tot een beter inzicht in de voorkomende problemen. Ook kon de probleemstelling beter gesitueerd worden. De opgedane basiskennis liet toe om het verder onderzoek op een correcte wijze uit te voeren.

Vervolgens werden tweedimensionale eindige elementen simulaties uitgevoerd. Dit gebeurde op de standaard verbindingen en modificaties op deze verbindingen. De aanpassingen werden gehaald uit de literatuur en uit bestaande octrooien. Aan de hand van het numeriek onderzoek werd een beter inzicht verkregen in de spannings- en rekverdeling van geschroefde verbindingen. Uit de numerieke resultaten werden de modificaties met het meest potentieel op gebied van vermoeiingslevensduur geselecteerd. Deze werden dan in een later stadium beproefd op vermoeiing.

Na het numeriek onderzoek werden de S-N curves van bepaalde koppelingen opgesteld aan de hand van een kleinschalige vierpuntsbuigproef. Eerst werden datapunten van S-N curves van een vorig onderzoek [18] aangevuld. De geschroefde verbindingen die in dit onderzoek bestudeerd werden, behoren tot de koppelingen met het meest potentieel volgens het uitgevoerd numeriek onderzoek. Daarna werd de invloed van Teflon afdichtingstape op het vermoeiingsgedrag van standaard koppelingen experimenteel bepaald. In totaal werden 19 vermoeiingsproeven uitgevoerd. Vervolgens werden de bekomen S-N curves met elkaar vergeleken en ook met S-N curves van premium connections gevonden in de literatuur en catalogi.

Wanneer alle numerieke en experimentele resultaten verkregen waren, werden deze met elkaar vergeleken. Dit gebeurde aan de hand van twee verschillende performantiefactoren en 2 verschillende punten op de S-N curves. Uit deze gegevens werd getracht een verband te vinden tussen de performantiefactoren (bepaald door eindige elementen simulaties) en de levensduur van een verbinding (experimenteel bepaald)

Bijkomend werd breukonderzoek uitgevoerd. Een aantal koppelingen werden axiaal doorgesneden ter hoogte van de opgetreden vermoeiingsscheur. Daaruit was te zien dat de scheur loodrecht op de belastingsrichting groeide. Dit wijst op een scheur ten gevolge van vermoeiing. Een paar andere geschroefde verbindingen werden radiaal opengebroken. Bij deze opengebroken koppelingen werd gekeken naar de grootte van de scheur in functie van de aangelegde wisselbelasting. Er kon besloten worden dat verbindingen belast met een grote spanningsamplitude een meer uitgebreide scheur vertonen dan koppelingen waarbij een lage belasting op uitgeoefend werd.

Deze breukoppervlakken werden ook geanalyseerd met behulp van een elektronenmicroscop. Daarmee werd de stapgrootte van de vermoeiingsscheur bepaald. Bij lagere aangelegde wisselbelastingen worden kleinere stapgroottes gevonden en omgekeerd. De scheurgroei is evenredig met de aangelegde spanningsamplitude. Deze bevinding komt overeen met de wet van Paris (2). Daarbij werd een exponentieel dalend verband gevonden tussen de vermoeiingslevensduur en de gemeten stapgroottes.

7.2. Besluiten

Aan de hand van de eindresultaten van deze masterproef kunnen verschillende conclusies getrokken worden. Om te beginnen bezitten de zogenaamde premium connections niet altijd verhoogde prestaties op vlak van het vermoeiingsgedrag. Het bestaan van deze geschroefde verbindingen is daarom zeker niet overbodig, want ze kunnen andere specifieke functionaliteiten hebben zoals verbeterde lekdichtheid. Uit de experimentele studie kan ook besloten worden dat een wijziging in de geometrie van de koppeling het meest invloed heeft op de helling van de S-N. Daarbij is de invloed van Teflon afdichtingstape niet te verwaarlozen. Bij lage wisselbelastingen en dus hoge cycli zal de vermoeiingslevensduur hoger liggen indien afdichtingstape gebruikt wordt.

Bij de vergelijking tussen de experimentele en numerieke resultaten kan geen duidelijk relatie gevonden worden omtrent de bestudeerde performantiefactoren. Er kan enkel vastgesteld worden dat een performantiefactor groter dan 1 resulteert in een langere vermoeiingslevensduur.

7.3. Nood aan verder onderzoek

Na deze studie zijn de verbanden tussen de vermoeiingslevensduur en de spanningsverdeling van de geschroefde verbindingen nog niet volledig duidelijk. Daarom is er nood aan verder onderzoek. Hierna volgen enkele suggesties.

Ten eerste moeten meer datapunten bepaald worden om de performantiefactoren te optimaliseren. Hierdoor kan een eventueel verband tussen het numeriek en experimenteel onderzoek mogelijks gevonden worden. Om dit te verwezenlijken moeten bijkomende S-N curves van gemodificeerde geometrieën opgemeten worden. Zowel koppelingsgeometrieën die nog niet beproefd zijn, als combinaties van de al geteste modificaties kunnen hiervoor gebruikt worden.

Vervolgens zijn tijdens deze masterproef enkel verbindingen met een performantiefactor groter dan 1 experimenteel onderzocht. In Tabel 12 zijn geschroefde buisverbindingen te vinden die een performantiefactor kleiner dan 1 bezitten. Om te bewijzen dat een koppeling met $P_1 < 1$ daadwerkelijk een lagere vermoeiingslevensduur heeft ten opzichte van de standaard koppeling, is het noodzakelijk om daar ook vermoeiingsproeven op uit te voeren.

Ten slotte werd gedurende de experimentele studie geen rekening gehouden met de lektheid van de verbinding. Echter is de lektheid één van de belangrijkste parameters, naast de vermoeiingslevensduur en de sterkte, bij geschroefde buisverbindingen. In volgend onderzoek moet hiervoor nog een methode bepaald worden om dit te kunnen kwantificeren.

Bijlage A: instructies kleinschalige vermoeiingsopstelling

Proef stoppen

- Programma stop op controller (rode knop)
- Aantal cycli noteren
- Labview-programma beëindigen (op stopknop duwen)
- Hydraulische druk uit (hydraulic pressure off)

Proef opstarten

- Proefmonster op steunpunten leggen (ongeveer in het midden)
- Controleren of de hydraulische druk uit is ("pressure off" op controller)
- Kranen hydraulische leiding openzetten.
- Controleren of DC3 wordt gebruikt als controller ($\frac{DVM}{MENU}$ -> controller -> Fdback: DC3COND)
- **SETPOINT op 0 kN** instellen (ALT – setpoint)
- Hydraulische druk aan (1^{ste} LOW → 2^{de} HIGH)
- Sinusfunctie kiezen ($\frac{DVM}{MENU}$ -> funct. Generator)
- Spanningsamplitude bepalen en daaruit "MEAN FORCE" en "SPAN" berekenen en instellen (kleine afwijking op MEAN FORCE) ($\frac{DVM}{MENU}$ -> funct. Generator)
- Limieten op AC1 (+/- 5mm) en DC3 instellen. ($\frac{DVM}{MENU}$ -> limits)
- CYCLI COUNTER OP **0!!**
- Naam file path -> nieuw bestand bij begin van de proef!!
- Labview-programma laten lopen
- Controleren op constante luchtdruk
- START Programma op controller (groene knop)
- Controleren met Labview als de ingestelde gegevens correct zijn en indien nodig "MEAN FORCE" en "SPAN" aanpassen.

Vorbereiding proefmonster

- Stoppen aanbrengen op uiteinde PIN
- Pin en box op handvaste positie aandraaien
- 3 omwentelingen verder draaien (+/- 240-260 Nm)
- Aanbrengen koppelstukken voor druksensoren met afdichtingsdraad
- Druksensoren monteren
- Druk op +/-3 à 4 bar zetten

Bijlage B: testschema masterproef J. De Pauw

[18]

Nummer	Frequentie	$F_{\text{Load cell-max}}$	σ_{max}	$\sigma_{\text{amplitude buigspanning}}$
	[Hz]	[kN]	[MPa]	[MPa]
1x	15	7	133,7	60,2
2x	15	6	114,6	51,6
3x	15	11	210,1	94,5
4x	15	4	76,4	34,4
5x	15	5	95,5	43,0
6x	15	9	171,9	77,4
7x	15	10	191,0	86,0
8x	15	9,5	181,5	81,7
9x	15	10	191,0	86,0
10x	15	5	95,5	43,0
11x	15	8	152,8	68,8
1xA	15	10	191,0	86,0
2xA	15	8	152,8	68,8
3xA	15	5	95,5	43,0
4xA	15	11	210,1	94,5
1xB	15	10	191,0	86,0
2xB	15	5	95,5	43,0
3xB	15	8	152,8	68,8
4xB	15	11	210,1	94,5
1xC	15	10	191,0	86,0
2xC	15	8	152,8	68,8
3xC	15	11	210,1	94,5
4xC	15	5	95,5	43,0

Het referentienummer bestaat uit drie karakters XYZ, de betekenis wordt uitgelegd in onderstaande tabel.

X			Volgnummer binnen reeks met identieke geometrie
Y		1	linkse pin
		2	box
		3	rechtse pin
		4	reserve pin
Z		blanco	standaard geometrie
		A	Wanddikte box -1mm
		B	Wanddikte box -2mm
		C	Afgesneden neus -5mm

Bibliografie

- [1] O. Vaisberg, *et al.*, "Fatigue of drillstring: State of the art," *Oil & Gas Science and Technology-Revue De L Institut Francais Du Petrole*, vol. 57, pp. 7-37, Jan-Feb 2002.
- [2] M. J. Knight, *et al.*, "Controlled failure design of drillstring threaded connections," *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, vol. 26, pp. 1081-1090, Nov 2003.
- [3] J. C. R. Plàcido, *et al.*, "Fatigue Analysis of Aluminum Drill Pipes," *Materials Research*, vol. 8, pp. 409-415, 2005.
- [4] G. F. Miscow, *et al.*, "Techniques to characterize fatigue behaviour of full size drill pipes and small scale samples," *International Journal of Fatigue*, vol. 26, pp. 575-584, Jun 2004.
- [5] K. A. Macdonald and J. V. Bjune, "Failure analysis of drillstrings," *Engineering Failure Analysis*, vol. 14, pp. 1641-1666, 2007.
- [6] (2010), *Deepwater Horizon oil spill*. Available: http://en.wikipedia.org/wiki/Deepwater_Horizon_oil_spill
- [7] E. N. Dvorkin and R. G. Toscano, "Finite element models in the steel industry: Part II: Analyses of tubular products performance," *Computers & Structures*, vol. 81, pp. 575-594, 2003.
- [8] K. Bybee, "Premium-connection design," *JPT*, MAY 2006.
- [9] API, "API specification 5B," in *Specification for threading, gauging and thread inspection of casing, tubing and line pipe threads (U.S. Customary Units)*, ed, 1996.
- [10] API, "API specification 5L," in *Specification for Line Pipe*, ed, 2000.
- [11] T. Joye and J. Pauwels, "Stress intensity factor for a surface crack at the thread root of a pipe joint," *Bouwmechanica*, Katholieke universiteit Leuven, Leuven, 2008.
- [12] S. S. Committee, "Guide to damage tolerance analysis of marine structures," ed, 2000.
- [13] "cursus materiaalselectie gedoceerd door Prof. dr. ir. Rudy Denys," ed.
- [14] A. Zhong, "Thread Connection Response to Critical Pressures," *Abaqus Users' Conference*, pp. 690-706, Paris, France, May 2007.
- [15] H. Zhao, *et al.*, "Stress-intensity factor for a semi-elliptical surface crack at the thread root of a screwed-pipe joint," *Computers & Structures*, vol. 59, pp. 419-424, May 1996.
- [16] M. J. Knight and F. P. Brennan, "Fatigue life improvement of drill collars through control of bore eccentricity," *Engineering Failure Analysis*, vol. 6, pp. 301-319, Oct 1999.
- [17] J. V. Wittenberghe, *et al.*, "Non-linear contact analysis of an API line pipe coupling," in *2009 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference*, Prague, Czech Republic, 2009.
- [18] J. D. Pauw, "Experimenteel onderzoek op geschroefde buisverbindingen," *Mechanische constructie en productie*, Universiteit Gent, Gent, 2009.
- [19] R. W. DeLange and M. E. Evans, "Threaded and coupled connection for improved fatigue resistance," US 6,609,735 B1, 2003.
- [20] L. Verdillon, "Fatigue-resistant threaded bevelled tubular element," France Patent US 6,752,436 B1, 2004.
- [21] S. Nisida, *et al.*, "Screwed connection having improved fatigue strength," US 4,189,975, 1980.

- [22] P. D. Weiner, "A means of increasing drill collar connection life," *Journal of engineering for industry, ASME*, vol. 95, pp. 243-246, 1973.
- [23] S. E. Ellis and K. Lee, "Connection Fatigue index analysis for threaded connection," US 2008/0319720 A1, 2008.
- [24] Available: <http://www.ndt.net>
- [25] GOM. *Pontos optical measuring technique*. Available: <http://www.gom.com/EN/measuring.systems/pontos/system/system.html>
- [26] M. J. Knight, *et al.*, "Effect of residual stress on ACFM crack measurements in drill collar threaded connections," *Ndt & E International*, vol. 37, pp. 337-343, Jul 2004.
- [27] G. H. Majzoobi, *et al.*, "Experimental results and finite-element predictions of the effect of nut geometry, washer and Teflon tape on the fatigue life of bolts," *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, vol. 28, pp. 557-564, Jun 2005.

Lijst van figuren

FIGUUR 1: BOORPIJPLEIDING	1
FIGUUR 2: VERMOEING VAN BOORPIJPLEIDING [1].....	1
FIGUUR 3: OLIELEK IN DE GOLF VAN MEXICO [6]	2
FIGUUR 4: VERSCHILLENDE TYPES VERBINDINGEN	3
FIGUUR 5: LET, PIN EN BOX [11]	4
FIGUUR 6: CYCLISCHE BELASTING	6
FIGUUR 7: VERMOEIINGSLEVENSDUUR [1]	7
FIGUUR 8: SCHEURINITIATIE EN PERSISTANT SLIP BAND	8
FIGUUR 9: PROCES VAN SCHEURGROEI	9
FIGUUR 10: S-N CURVE [13]	10
FIGUUR 11: GRAFISCHE VOORSTELLING VAN DE MINER-PALMGREN REGEL [13].....	11
FIGUUR 12: SMITH-DIAGRAM.....	12
FIGUUR 13: GEOMETRIE VAN HET EINDIGE ELEMENTEN MODEL [17].....	14
FIGUUR 14: MODELLERING MAKE-UP.....	14
FIGUUR 15: WARE SPANNING-REK CURVE VAN HET BEPROEFDE API 5L GRADE B MATERIAAL	16
FIGUUR 16: VERMAZING AXISYMMETRISCH MODEL.....	17
FIGUUR 17: VON MISES VERGELIJKINGSSPANNING VOOR EEN STANDAARD KOPPELING ONDERWORPEN AAN HET AANDRAAIKOPPEL ..	18
FIGUUR 18: VON MISES VERGELIJKINGSSPANNING VOOR EEN STANDAARD KOPPELING ONDERWORPEN AAN HET AANDRAAIKOPPEL EN EEN ADDITIONELE AXIALE TREKSPANNING VAN 100 MPA.....	18
FIGUUR 19: VON MISES VERGELIJKINGSSPANNING VOOR EEN STANDAARD KOPPELING ONDERWORPEN AAN HET AANDRAAIKOPPEL EN EEN ADDITIONELE AXIALE TREKSPANNING VAN 150 MPA.....	18
FIGUUR 20: TANDNUMMERING	19
FIGUUR 21: VERDELING VAN DE AANGELEGDE KRACHT OVER DE VERSCHILLENDE TANDEN VAN EEN STANDAARD KOPPELING.	19
FIGUUR 22: VERDELING VAN DE TANDKRACHTEN VOOR GEMODIFICEERDE KOPPELING A (WANDDIKTEVERMINDERING)	22
FIGUUR 23: VERDELING VAN DE TANDKRACHTEN VOOR GEMODIFICEERDE KOPPELING B (AFGESNEDEN NEUS).....	23
FIGUUR 24: VERDELING VAN DE TANDKRACHTEN VOOR GEMODIFICEERDE KOPPELING C (STIJFHEIDSGRADIËNT).....	23
FIGUUR 25: VERDELING VAN DE TANDKRACHTEN VOOR GEMODIFICEERDE KOPPELING D (GROEF IN BOX)	24
FIGUUR 26: VERDELING VAN DE TANDKRACHTEN VOOR GEMODIFICEERDE KOPPELING E (GELEIDELIJKE HOOGTEVERMINDERING SCHROEFDRAADPROFIEL)	24
FIGUUR 27: VERDELING VAN DE TANDKRACHTEN VOOR GEMODIFICEERDE KOPPELING G (ONTLASTINGSGROEF PIN)	25
FIGUUR 28: VERDELING VAN DE TANDKRACHTEN VOOR GEMODIFICEERDE KOPPELING F (REDESIGN LET)	26
FIGUUR 29: VERDELING VAN DE RELATIEVE TANDKRACHTEN: VERGELIJKING VAN ALLE BESTUDEERDE MODIFICATIES MET DE STANDAARD KOPPELING	26
FIGUUR 30: OPENING TUSSEN SCHROEFDRAADPROFIELEN	27
FIGUUR 31: OPENING TUSSEN SCHROEFDRAADPROFIELEN VAN DE STANDAARD GEOMETRIE	28
FIGUUR 32: TOEPASSING VAN EEN EXTRA CONTACTVLAK OM DE LEKDICHTHEID TE VERBETEREN [23]	29

FIGUUR 33: TESTOPSTELLING	31
FIGUUR 34: MTS 407 CONTROLLER	33
FIGUUR 35: DRUKSENSOR + AANSLUITING	33
FIGUUR 36: LABVIEWPROGRAMMA	35
FIGUUR 37: STRUCTUUR VAN HET MEETPROGRAMMA	37
FIGUUR 38: VERLOOP VAN DE DWARSKRACHTEN- EN MOMENTENLIJN	38
FIGUUR 39: OPGENOMEN KRACHT-, VERPLAATSING- EN DRUKSIGNALEN TIJDENS EEN VERMOEIINGSPROEF	40
FIGUUR 40: CONTROLE VAN DE AANWEZIGHEID VAN EEN VERMOEIINGSSCHEUR	41
FIGUUR 41: PENETRANTENONDERZOEK	43
FIGUUR 42: RESULTAAT VAN EEN DIC (DIFFERENTIAL INTERFERENCE CONTRAST) INSPECTIE [4]	43
FIGUUR 43: PONTOS CAMERA	44
FIGUUR 44: ULTRASOON ONDERZOEK – METHOD GEBASEERD OP TERUGKAATSING [24]	45
FIGUUR 45: ULTRASOON ONDERZOEK - METHODE GEBASEERD OP DOORSTRALING [24]	45
FIGUUR 46: NIET-DESTRUCTIEVE INSPECTIE MET BEHULP VAN GEMAGNETISEERDE DEELTJES [24]	46
FIGUUR 47: RADIOGRAFISCH ONDERZOEK [24]	46
FIGUUR 48: EDDY CURRENT TESTING [24]	47
FIGUUR 49: ACFM [26]	48
FIGUUR 50: SELECTIETABEL NDT [24]	49
FIGUUR 51: AXIALE DOORSNEDE	50
FIGUUR 52: ILLUSTRATIE VAN DE SCHROEFDRAADUITLOOP VOOR VERSCHILLENDE BOXEN.	51
FIGUUR 53: BREUKOPPERVLAK VAN PROEFSTUK A33 (VERGROTING 3.1X)	51
FIGUUR 54: BREUKOPPERVLAK ST83 (VERGROTING 3.3X)	52
FIGUUR 55: OVERZICHT VAN HET BREUKOPPERVLAK VAN PROEFSTUK A33	53
FIGUUR 56: SEM (SCANNING ELECTRON MICROSCOPE) OPNAME VAN PROEFSTUK A33 ZONE 1 (750x)	54
FIGUUR 57: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK A33 ZONE 1 (3000x), DETAIL VAN FIGUUR 56	54
FIGUUR 58: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK A33 ZONE 2 (750x)	55
FIGUUR 59: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK A33 ZONE 2 (3000x), DETAIL VAN FIGUUR 58	55
FIGUUR 60: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK A33 ZONE 3 (750x)	56
FIGUUR 61: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK A33 ZONE 3 (3000x), DETAIL VAN FIGUUR 60	56
FIGUUR 62: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK A33 ZONE 4 (750x)	57
FIGUUR 63: OVERZICHT VAN HET BREUKOPPERVLAK VAN PROEFSTUK ST81	58
FIGUUR 64: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK ST81 ZONE 1 (750x)	59
FIGUUR 65: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK ST81 ZONE 1 (3000x), DETAIL VAN FIGUUR 64	59
FIGUUR 66: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK ST81 ZONE 2 (750x)	60
FIGUUR 67: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK ST81 ZONE 2 (3000x), DETAIL VAN FIGUUR 66	60
FIGUUR 68: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK ST81 ZONE 3 (750x)	61
FIGUUR 69: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK ST81 ZONE 3 (3000x), DETAIL VAN FIGUUR 68	61
FIGUUR 70: OVERZICHT VAN HET BREUKOPPERVLAK VAN PROEFSTUK ST83	62

FIGUUR 71: RELATIE TUSSEN HET AANTAL VERMOEIINGSCYCLI EN DE STAPGROOTTE	63
FIGUUR 72: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK ST83 ZONE 1 (750x).....	64
FIGUUR 73: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK ST83 ZONE 1 (3000x), DETAIL VAN FIGUUR 72.....	64
FIGUUR 74: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK ST83 ZONE 2 (750x).....	65
FIGUUR 75: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK ST83 ZONE 2 (3000x), DETAIL VAN FIGUUR 74.....	65
FIGUUR 76: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK ST83 ZONE 3 (750x).....	66
FIGUUR 77: SEM OPNAME VAN PROEFSTUK ST83 ZONE 3 (3000x), DETAIL VAN FIGUUR 76.....	66
FIGUUR 78: GROOTSCHALIGE 4-PUNTS BUIGPROEF.....	67
FIGUUR 79: LVDT'S OP GROOTSCHALIGE VERMOEIINGSPROEF	68
FIGUUR 80: GEREГИСТРЕERDE VERPLAATSINGEN OPGEMETEN MET TWEE LVDT'S	68
FIGUUR 81: GROOTSCHALIGE VERMOEIINGSPROEF MET GEÏNSTRUMENTEERDE BUIS	69
FIGUUR 82: VISUALISATIE VAN DE METINGEN MET PONTOS SYSTEEM.....	69
FIGUUR 83: GEGEVENS PONTOS MEETSISTEEM	69
FIGUUR 84: S-N CURVE VOOR DE STANDAARD GEOMETRIE.....	73
FIGUUR 85: S-N CURVE WANDDIKTE -1MM	74
FIGUUR 86: S-N CURVE WANDDIKTE -2MM	75
FIGUUR 87: S-N CURVE RECESS -5MM	75
FIGUUR 88: INVLOED VAN TEFLON AFDICHTINGSTAPE OP DE VERMOEIINGSLIJN VAN BOUTVERBINDINGEN	76
FIGUUR 89: S-N CURVE STANDAARD GEOMETRIE + TEFLON.....	77
FIGUUR 90: VERGELIJKING VAN DE S-N CURVES VOOR STANDAARD KOPPELINGEN MET EN ZONDER TEFLON	78
FIGUUR 91: VERGELIJKING VAN EEN GROOTSCHALIGE VERMOEIINGSPROEF MET DE S-N CURVE OPGEMETEN AAN DE HAND VAN DE KLEINSCHALIGE PROEFOPSTELLING	78
FIGUUR 92: VERGELIJKING VAN DE OPGEMETEN S-N CURVES.....	80
FIGUUR 93: VERGELIJKING VAN DE OPGEMETEN EN GEPUBLICEERDE S-N CURVES	81
FIGUUR 94: PUNT OP S-N CURVE OVEREENSTEMMEND Σ_{MAX} 100 MPa	84
FIGUUR 95: VERBAND TUSSEN PERFORMANTIEFACTOREN EN EEN PUNT OP DE S-N CURVE OVEREENSTEMMEND MET Σ_{MAX} 100 MPa	86
FIGUUR 96: PUNT OP S-N CURVE BIJ 100.000 CYCLI.....	87
FIGUUR 97: VERBAND TUSSEN PERFORMANTIEFACTOREN EN EEN PUNT OP DE S-N CURVE BIJ 100.000 CYCLI	88

Lijst van tabellen

TABEL 1: MATERIAALEIGENSCHAPPEN GESPECIFICEERD DOOR DE NORM API 5L	15
TABEL 2: OVERZICHT VAN DE BESTUDEERDE GEMODIFICEERDE KOPPELINGEN	20
TABEL 3: OPPERVLAKE ONDER OPENINGSCURVE	29
TABEL 4: BENODIGDE GEGEVENS VOOR HET BEREKENEN VAN DE STUURKRACHT TIJDENS DE VERMOEIING VAN EEN 1" API LINE PIPE. 39	
TABEL 5: RELATIE TUSSEN STAPGROOTTE EN VERMOEIINGSLEVENSDUUR	63
TABEL 6: BETEKENIS VAN DE KARAKTERS GEBRUIKT VOOR HET IDENTIFICATIENUMMER	71
TABEL 7: TESTSCHEMA	72
TABEL 8: VERBAND TUSSEN P1 EN S-N CURVE (Σ_{MAX} 100 MPa).....	85
TABEL 9: VERBAND TUSSEN P2 EN S-N CURVE (Σ_{MAX} 100 MPa).....	85
TABEL 10: VERBAND TUSSEN P1 EN S-N CURVE (100.000 CYCLI).....	87
TABEL 11: VERBAND TUSSEN P2 EN S-N CURVE (100.000 CYCLI).....	88
TABEL 12: PERFORMANTIEFACTOR P1 VOOR ALLE BESTUDEERDE GEOMETRIEËN	89