EINDRAPPORT

BACHELOR EINDWERK

"RANDSTORINGEN IN SCHAALCONSTRUCTIES"

Kevin Oudenbroek

Studentnummer 4158385

TU Delft

Begeleiders:	P.C.J. Hoogenboom	(TU Delft)
	R. Abspoel	(TU Delft)
Met dank aan:	T. Chen	(University of Toronto)

Inhoudsopgave

1 Probleemstelling

Voor het doorrekenen van complexe constructievormen zijn eindige elementen programma's voor de huidige civiel ingenieur onmisbaar geworden. Schaalconstructies zoals koepels, holle cilinders (ook bekend als tongewelven) en hypars zijn voorbeelden van deze ingewikkelde vormen die vragen om gebruik van EEM-software voor een accurate beschrijving van het krachtenspel. Bij het gebruik van EEM-software geldt in het algemeen: des te meer elementen er worden gebruikt, des te beter de gevonden resultaten bij de werkelijkheid komen. Echter, het gebruiken van een grote hoeveelheid elementen betekent ook dat de computer langer bezig is met de berekening. Om kosten zo laag mogelijk te houden moet een afweging worden gemaakt tussen rekentijd en precisie.

Voor voorgenoemde schaalconstructies is uit de theorie van de constructiemechanica bekend dat bij de randen en opleggingen snelle fluctuaties in het spanningsverloop ontstaan. Om dit gedrag goed in kaart te brengen is het noodzakelijk om in deze randgebieden een hogere dichtheid van elementen toe te passen dan in de rest van de constructie, waar het spanningsverloop minder extreme veranderingen toont.

Dit onderzoek zal zich richten op het effect van verschillende hoeveelheden elementen op het gevonden resultaat. Alleen de situatie van de holle cilinder zal worden onderzocht. De volgende hoofdvraag wordt geformuleerd:

Hoofdvraag:
Wat is de benodigde mesh-dichtheid voor een accurate beschrijving van het krachtenspel in het randgebied van een holle cilinder (tongewelf)?

De hoofdvraag is opgedeeld in een twee deelvragen.

Deelvragen:
- Wat is de grootte van het randgebied? Is deze nog afhankelijk van verschillende parameters?
- Wat is het effect van vergroten of juist verkleinen van de hoeveelheid elementen in het randgebied?

2 Plan van aanpak

Voor dit onderzoek zal worden gewerkt met het EEM-softwarepakket ANSYS versie 13.0. Deze software wordt wereldwijd veelvuldig gebruikt, niet alleen in de analyse van civiele bouwwerken, maar ook voor bijvoorbeeld luchtstromen i.c.m. temperaturen van materialen.

Eerst zal een vergelijking met een ander EEM-programma worden uitgevoerd om te verifiëren dat het gebruikte model juist is. Als de resultaten overeenkomen kan daar vanuit worden gegaan.

Vervolgens zal worden uitgezocht in welk gebied een verdichting van de mesh nodig is. Vervolgens zal de mesh-dichtheid in dit randgebied worden aangepast en de resultaten worden verzameld en met elkaar vergeleken.

Ook zal het effect van de geometrie van de schaal worden onderzocht. De ratio tussen de straal en dikte van de schalen (R/t) zal worden gevarieerd tussen 10 en 100.

De belasting waaraan de constructies worden onderworpen bestaat alleen uit het eigen gewicht. Het gebruikte materiaal is constructiestaal. Hoewel een massieve schaal van constructiestaal onrealistisch is, doet dit model geen afbreuk aan het te onderzoeken fenomeen, dat is namelijk materiaalonafhankelijk.

Het elementtype dat in ANSYS zal worden gebruikt is “SOLID186”. Dit kan worden voorgesteld als een kubus met op elk hoekpunt een node en in het midden van elke ribbe een node. In totaal heeft dit element dus 20 nodes. Een element zoals SOLID186 met ‘midside nodes’ wordt een kwadratisch element genoemd en produceert nauwkeurigere resultaten dan bijvoorbeeld “SOLID185”, waarbij deze midside nodes niet aanwezig zijn.

3 Algemeen en voorbereiding

Om reproduceerbaarheid van de resultaten te kunnen garanderen en verschillende meshes met elkaar te kunnen vergelijken is het vereist om een vast patroon van de nodes en elementen te genereren. Dit is gedaan met een MATLAB-programma (zie bijlage A). Het automatisch laten genereren van een mesh door ANSYS is niet bruikbaar, omdat dit niet telkens hetzelfde patroon produceert en ook is het met die methode niet mogelijk om de gewenste stapgrootte nauwkeurig in te stellen.

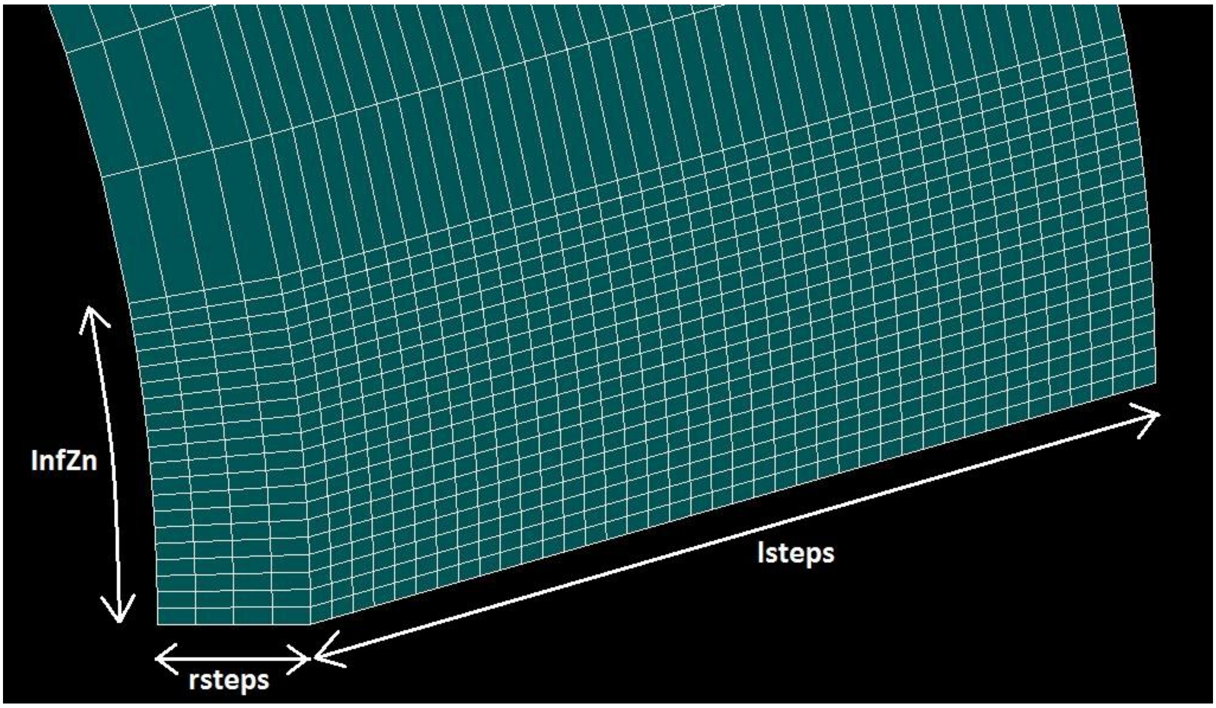
Voor de analyse van de holle cilinder worden een drietal maten gevarieerd:

Straal;	de afstand van het middelpunt van de cilinder tot de middelste vezel
Dikte;	de dikte van de schaal
Lengte;	de lengte van de schaal langs de cilinderas.

Vijf andere parameters worden gebruikt om de grootte van de elementen te bepalen:

Rsteps;	het aantal elementen langs de dikte van de schaal
Lsteps;	het aantal elementen in de longitudinale richting
InfZn;	de grootte van het invloedsgebied in graden. Hieruit volgt de grootte van het ‘normale’ gebied in graden, deze is namelijk 180 – 2*InfZn
ThStepInf;	de stapgrootte van een element in het invloedsgebied in graden
ThStepNInf;	de stapgrootte van een element in het ‘normale’ gebied in graden.

In figuur [1] zijn deze parameters verder verduidelijkt.



Figuur [1]: Verduidelijking van de termen ‘InfZn’, ‘rsteps’ en ‘lsteps’.

De volgende combinaties van parameters zijn onderzocht. Het nummer in de eerste kolom wordt de parameterset genoemd.

Straal = 10,0 m Dikte = 0,8 m Lengte = 40,0 m

	InfZn	ThStepInf	ThStepNInf	Rsteps	Lsteps
1	1	1/6	89/15	40	10
2	1	0.02	7.12	12	40
3	1	0.05	89/15	40	10
4	1.5	0.05	5.9	8	40
5	2	0.1	4	4	10
6	2	0.1	4	4	40
7	2	0.1	4	4	120
8	2	0.1	17.6	4	40
9	2	0.25	88/15	128	10
10	6	0.1	5.6	4	40
11	6	0.25	5.6	10	40
12	6	0.25	8.4	20	40
14	10	0.5	4	4	40
16	10	0.25	4	4	40

Straal = 5,0 m Dikte = 0,4 m Lengte = 20,0 m

	InfZn	ThStepInf	ThStepNInf	Rsteps	Lsteps
17	2	0.1	88/15	40	5
18	1	0.1	89/15	40	5
19	2	0.1	88/15	20	8

Straal = 5,0 m Dikte = 0,08 m Lengte = 20,0 m

	InfZn	ThStepInf	ThStepNInf	Rsteps	Lsteps
20	2	0.1	88/15	40	8
21	4	0.1	86/15	40	8
22	4	0.02	86/15	40	8
23	1.5	0.1	5.9	128	8

Straal = 5,0 m Dikte = 0,16 m Lengte = 20,0 m

	InfZn	ThStepInf	ThStepNInf	Rsteps	Lsteps
24	1.5	0.1	5.9	40	8
25	1.5	0.1	5.9	128	8
26	1	0.02	89/15	32	8
27	1	1/6	89/15	32	8

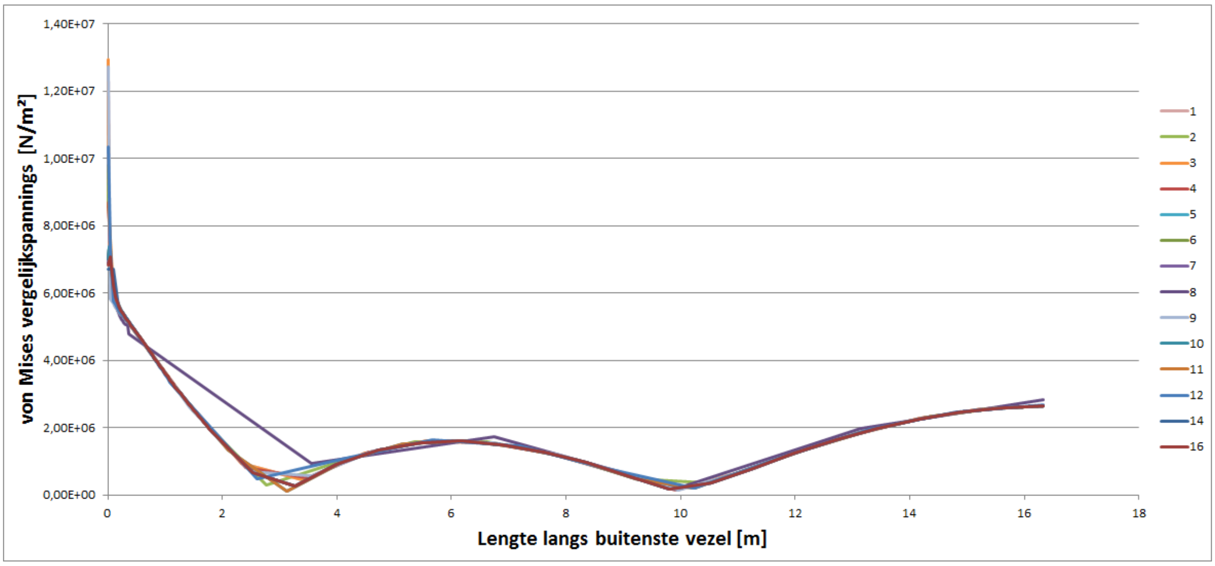
Straal = 20,0 m Dikte = 0,2 m Lengte = 40,0 m

	InfZn	ThStepInf	ThStepNInf	Rsteps	Lsteps
28	3	0.2	5.8	16	12
29	3	0.05	5.8	16	12
30	1.5	0.05	5.9	64	12
31	2	2/6	88/15	32	12
32 (2E)	2	2/6	88/15	32	12
33 (V=0,2)	2	2/6	88/15	32	12

Straal = 20,0 m Dikte = 2,0 m Lengte = 40,0 m

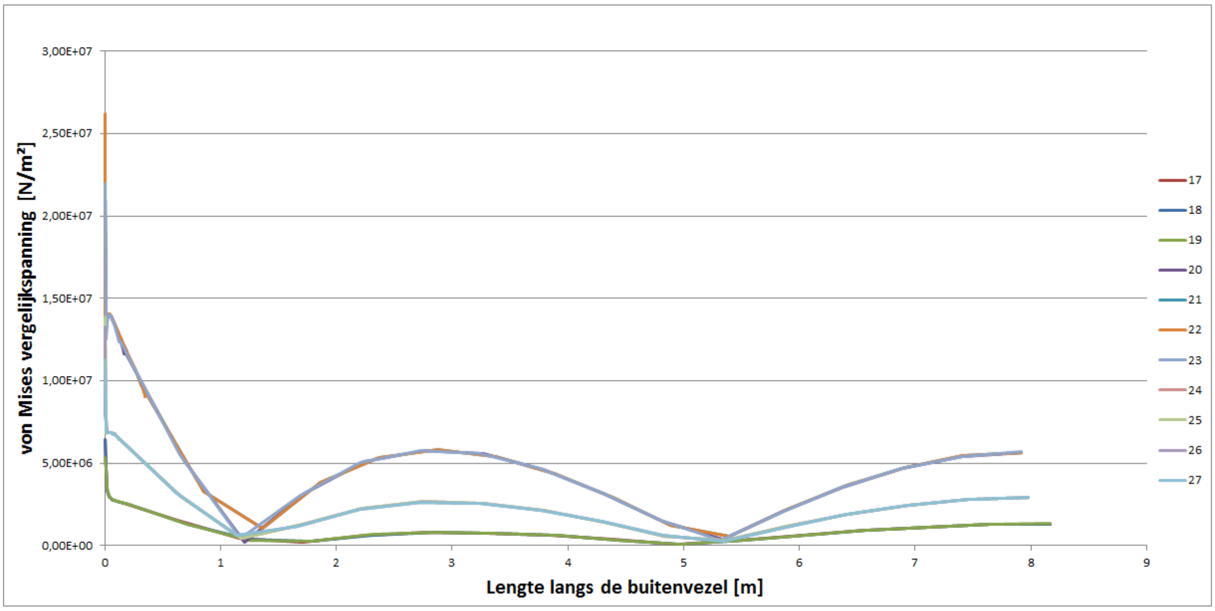
	InfZn	ThStepInf	ThStepNInf	Rsteps	Lsteps
34	2	1/6	88/15	48	12

Ter illustratie worden in figuur [2] de resultaten van parametersets 1 t/m 16 getoond.

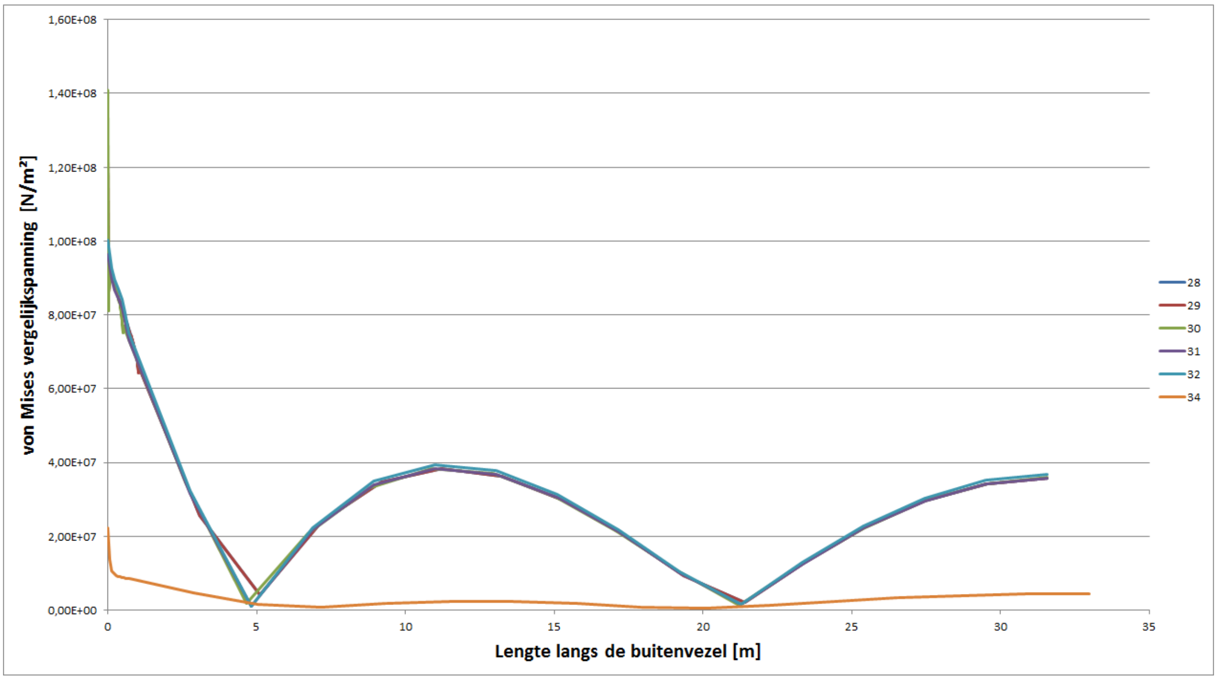


Figuur [2]: Totaalbeeld van de gevonden resultaten van parameterset 1 t/m 16

In figuur [3] en [4] zijn respectievelijk de resultaten voor parametersets 17 t/m 27 en 28 t/m 34 uitgezet. Er is te zien dat bij dunnere schalen door de hele constructie een hogere vergelijkspanning heerst.

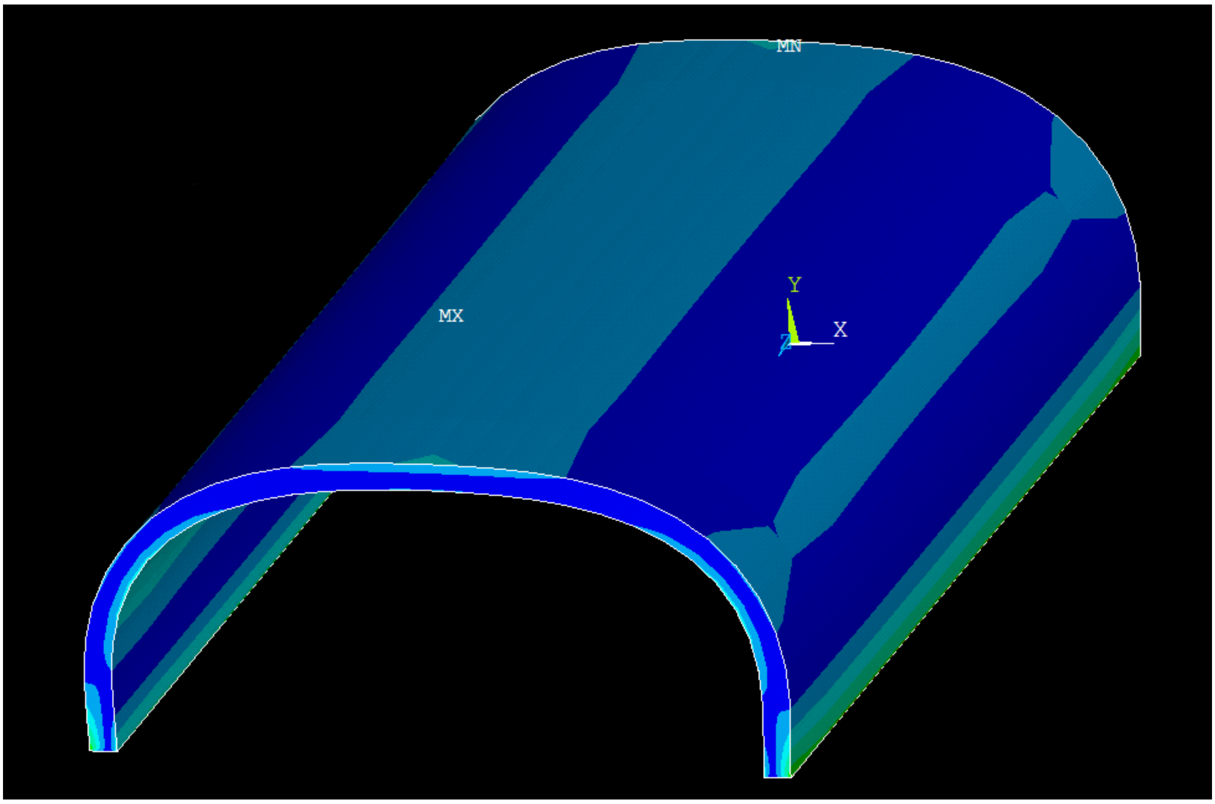


Figuur [3]: Totaalbeeld van de gevonden resultaten van parameterset 17 t/m 27



Figuur [4]: Totaalbeeld van de gevonden resultaten van parameterset 28 t/m 34

In figuur [5] is tot slot een afbeelding getoond van de vervormde constructie (de schaal is sterk vergroot) en de vergelijkspanningen in de schaal. Hierbij zijn de donkerblauwe gebieden de delen met de laagste vergelijkspanning.



Figuur [5]: Vervormde constructie onder invloed van eigen gewicht. De opleggingen zijn uitgevoerd als volledige inklemmingen. De schaal is erg uitvergroot, meer dan 3000x.

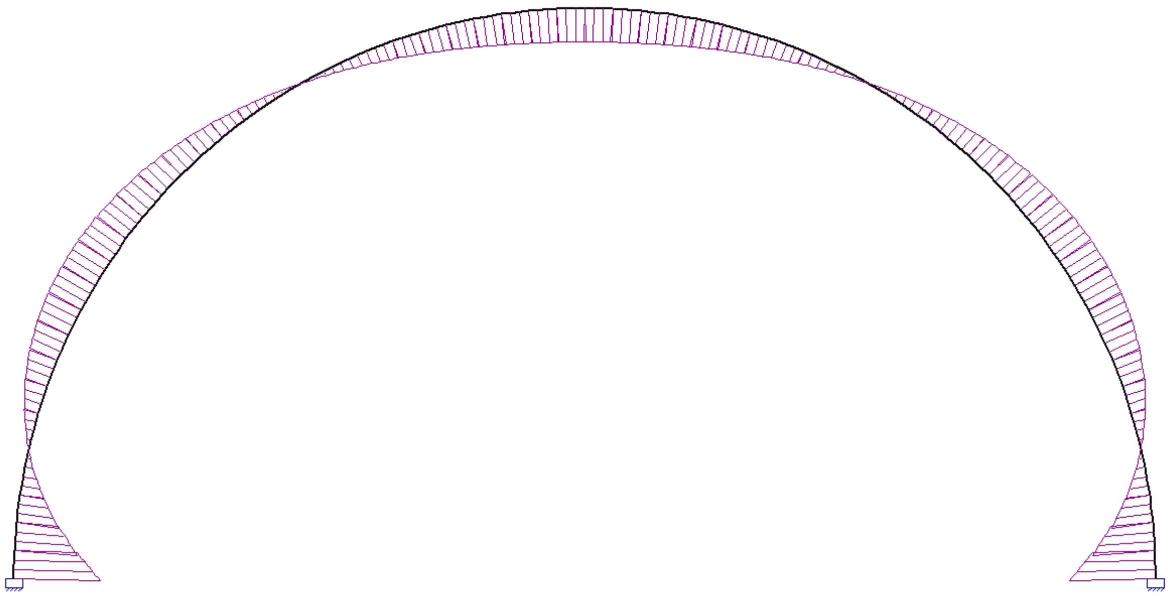
4 Vergelijking met andere software

Voordat verder wordt gegaan met het onderzoek is het eerst van belang om te verifiëren dat er geen fouten zijn gemaakt met de modellering van de schaalconstructie in ANSYS. Daarom is de constructie ook ingevoerd in een ander EEM-softwarepakket, MatrixFrame. Een 1 op 1 vergelijking is niet mogelijk omdat MatrixFrame niet de mogelijkheid heeft om op elementniveau naar spanningen te kijken. Wel kunnen aan de hand van de door MatrixFrame berekende momentenlijnen enkele conclusies worden getrokken.

Eerst het resultaat van MatrixFrame. In figuur [6] is de momentenlijn te zien. De waarden zijn voor deze vergelijking niet van belang, alleen de vorm. Nulpunten in de M-lijn moeten overeenkomen met nulpunten in de vergelijkspanning, in de afwezigheid van normaalkrachten en belastingen loodrecht op het vlak van de afbeelding.

De nulpunten in deze M-lijn zijn gesitueerd bij een afstand langs de schaal vanaf de oplegging s = 2,30 m en s = 10,51 m. Uit figuur [2] valt af te lezen dat de nulpunten in de lijn van de vergelijkspanning liggen bij ongeveer s = 2,8 m en s = 10,0 m. Dit verschil is te verklaren omdat de formule voor de vergelijkspanning wel normaalspanningen t.g.v. normaalkracht meeneemt, en dit in een M-lijn niet terug is te zien. Bovendien is de in MatrixFrame gemodelleerde halve cilinder maar 1 meter breed en is er dus minder eigen gewicht.

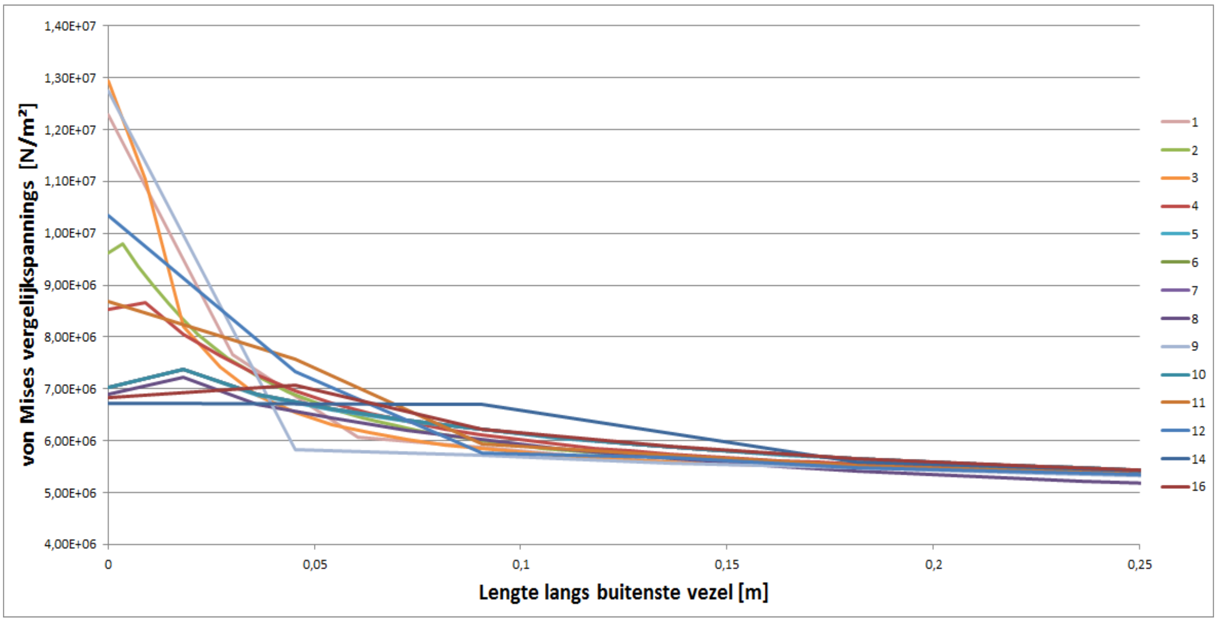
De resultaten zijn dus niet exact hetzelfde, maar dit is merendeels toe te schrijven aan enkele tekortkomingen aan het programma MatrixFrame. De resultaten komen voldoende overeen om te concluderen dat de modellering van de schaal in ANSYS met succes is gebeurd.



Figuur [6]: Momentenlijn zoals berekend door MatrixFrame. De nulpunten liggen op een afstand s = 2,30 m en s = 10,51 m.

5 Grootte van het randgebied

Volgens de resultaten van figuur [2] lijkt het alsof de resultaten van de 14 onderzochte parametersets (m.u.v. van set 8) op dezelfde lijn liggen en de verschillende mesh-densities geen effect hebben op de resultaten. Echter, als ingezoomd wordt op het linkerdeel van de grafiek (dit is het deel van de schaal dicht bij de rand), zijn wel grote verschillen te zien. Dit is weergegeven in figuur [7]



Figuur [7]: Ingezoomd op het randgebied van figuur [2].

Nu is duidelijk te zien dat er verschillen van een factor 2 zijn tussen verschillende parametersets. De resultaten convergeren weer naar een gezamenlijke lijn na s = 0,20 m, dit komt overeen met 1,1 graden.

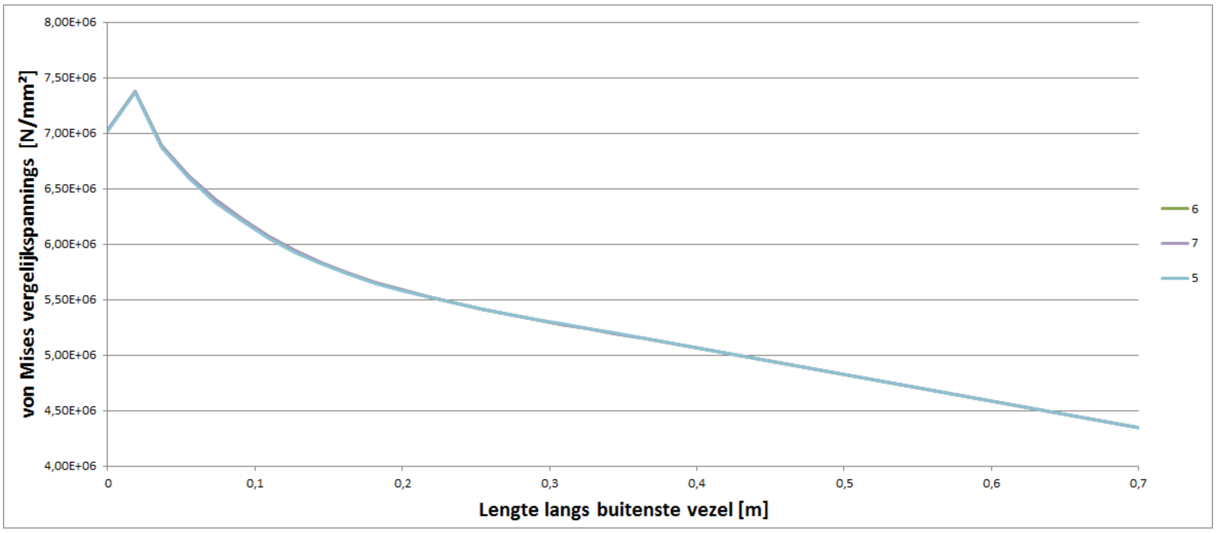
Bij de resultaten van andere geometrieën (andere straal en/of dikte) worden vergelijkbare resultaten gevonden. Er is geen voor de hand liggende relatie tussen de grootte van het randgebied en een bepaalde geometrische parameter. Het randgebied is in geen enkel geval groter dan 1,2 graden.

6 Effect van mesh-parameters

6.1 Longitudinale richting (“lsteps”)

Uit een vergelijking van parametersets 5, 6 en 7 is eenvoudig te concluderen dat het aantal elementen langs de cilinderas geen verschil maakt voor het berekende resultaat, zoals is te zien in figuur [8]. De lijnen liggen recht op elkaar.

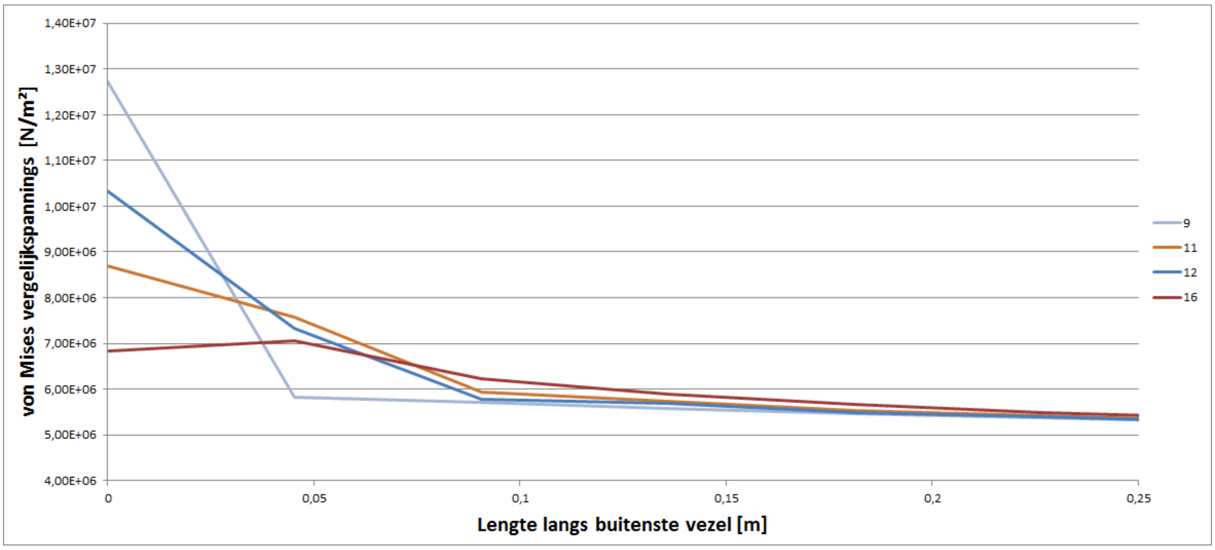
Aangezien het aantal elementen lineair afhankelijk is van de parameter lsteps, en de rekentijd kwadratisch afhankelijk van het aantal elementen, is het verleidelijk om zo min mogelijk elementen toe te passen in de longitudinale richting. Het verminderen van de rekentijd kan immers rechtstreeks in verband worden gebracht met het verlagen van kosten. Toch is het aan te bevelen om ervoor de zorgen dat de ratio tussen de grootste afmeting en de kleinste afmeting van een element niet groter is dan 40. Dit is belangrijk om de zogenoemde ‘aspect ratio’ van de elementen binnen bepaalde door ANSYS gezette grenzen te houden. Door een maximale aspect ratio van 40 te gebruiken blijven de elementen er enigszins uitzien uit blokken in plaats van langgerekte platen. Dit komt de accuratesse van de resultaten ten goede.



Figuur [8]: Het aantal stappen in de lengterichting heeft geen invloed op de spanningsverdeling.

6.2 Radiale richting (“rsteps”)

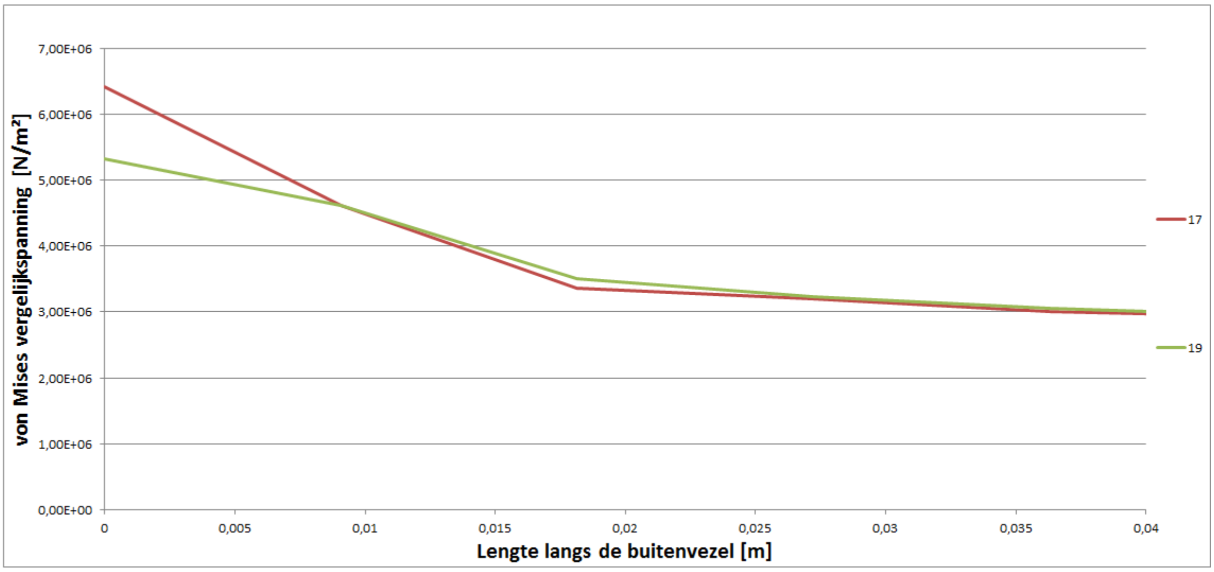
De mesh-parameter ‘rsteps’ bepaalt wel in belangrijke mate het berekende spanningsverloop. In figuur [9] zijn de resultaten van parametersets 9, 11, 12 en 16 uitgezet. Deze sets hebben allemaal een ‘ThStepInf’ van 0,25, maar verschillende ‘rsteps’. Te zien is dat de berekende spanning bij de oplegging steeds groter wordt.



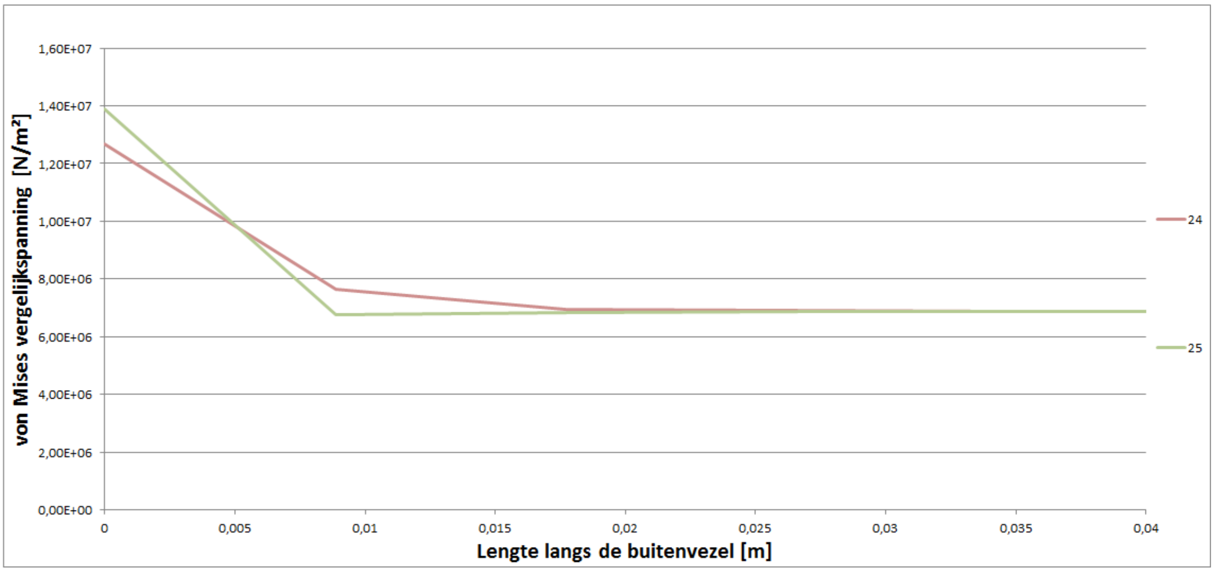
Figuur [9]: Het veranderen van de mesh-parameter ‘rsteps’ heeft grote invloed op de berekende spanningen.

Hetzelfde fenomeen is te zien bij een vergelijking tussen parametersets 17 en 19. Deze sets horen bij een cilinder met een middenstraal van 5,0 m en een dikte van 0,4 m. Zie figuur [10].
Ook de volgende parametersets vertonen dit gedrag:

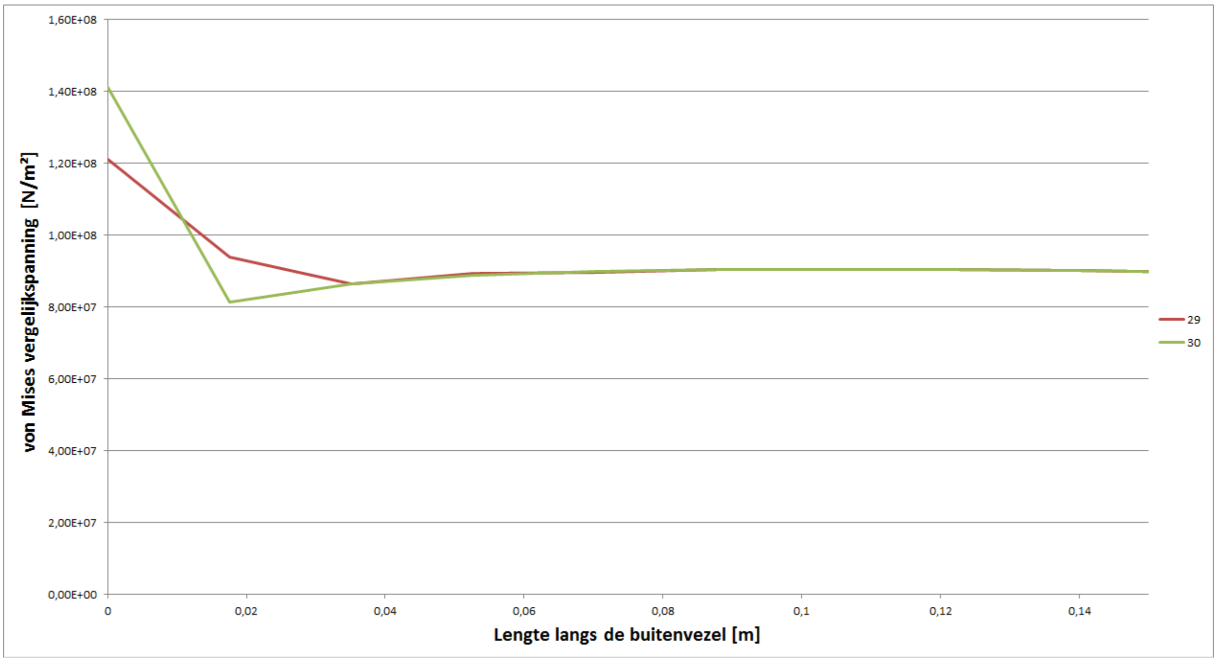
- 24 en 25 (5,0m middenstraal en 0,16m dikte) (figuur [11])
- 29 en 30 (20,0m middenstraal en 0,2m dikte) (figuur [12])



Figuur [10]: Vergelijking tussen parameterset 17 en 19. Beiden hebben een ‘ThStepInf’ van 0,1, maar door een hogere waarde van ‘rsteps’ is de berekende spanning bij de oplegging van set 17 hoger.



Figuur [11]: Vergelijking tussen parameterset 24 en 25. Beiden hebben een 'ThStepInf' van 0,1, maar door een hogere waarde van 'rsteps' is de berekende spanning bij de oplegging van set 25 hoger.



Figuur [12]: Vergelijking tussen parameterset 29 en 30. Beiden hebben een 'ThStepInf' van 0,05, maar door een hogere waarde van 'rsteps' is de berekende spanning bij de oplegging van set 30 hoger.

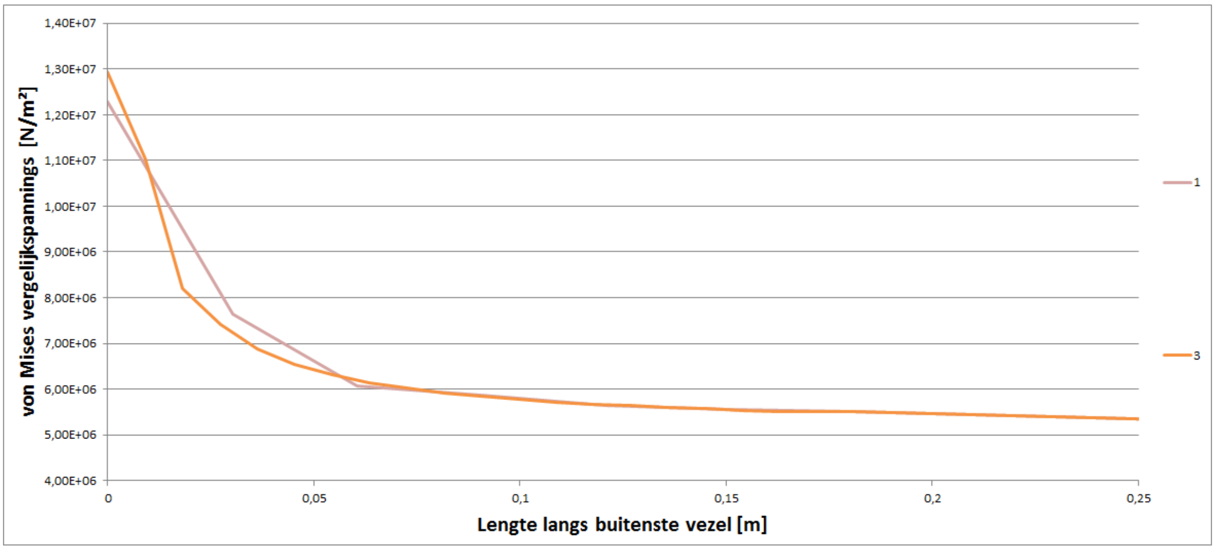
6.3 Richting langs de schaal (“ThStepInf”)

Met de figuren [13] t/m [17] wordt de invloed van de elementgrootte langs de schaal geïllustreerd. De volgende parametersets zijn met elkaar vergeleken:

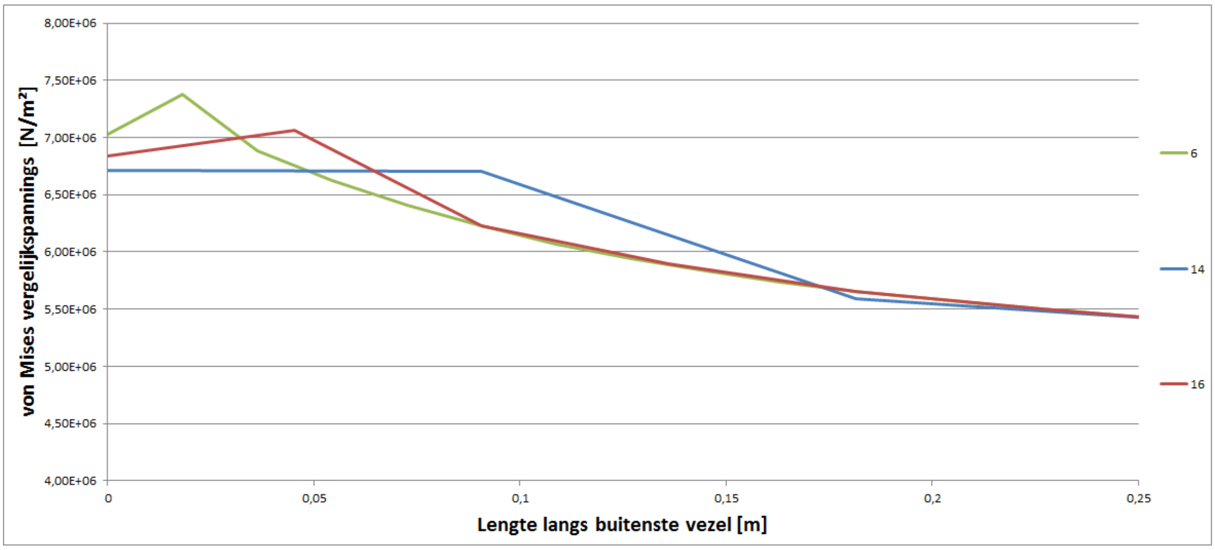
- 1 en 3 figuur [13]
- 6, 14 en 16 figuur [14]
- 21 en 22 figuur [15]
- 26 en 27 figuur [16]
- 28 en 29 figuur [17]

Uit de grafieken volgt dat het vergroten van het aantal elementen langs de schaal leidt tot een verhoogde berekende spanning bij de oplegging.

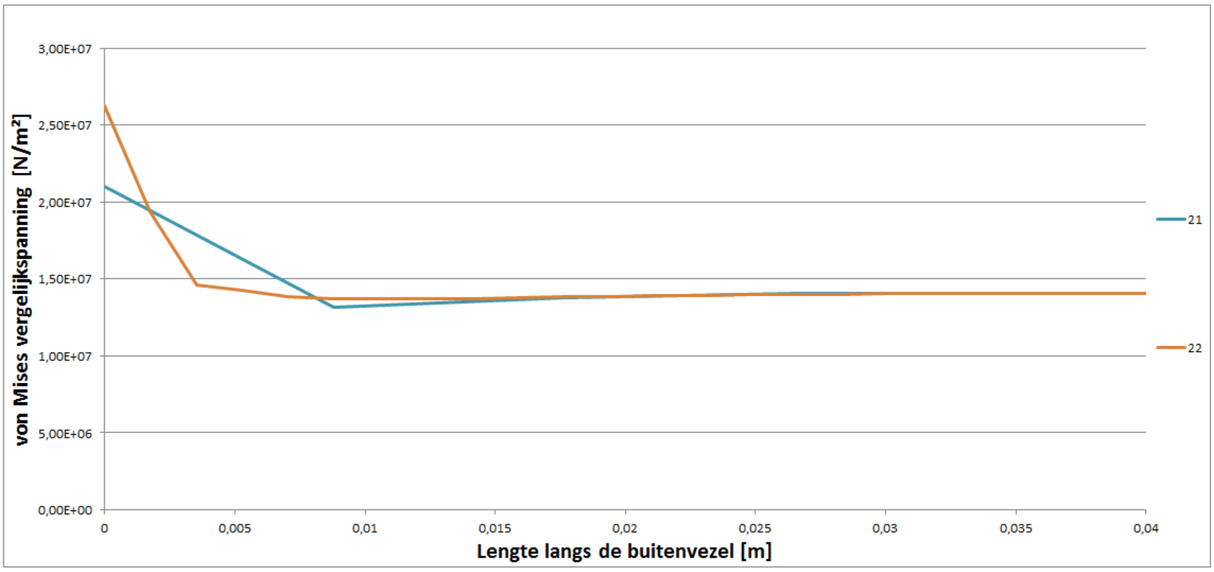
In figuren [14] en [17] in het bijzonder valt op dat de berekende spanning niet monotoon is, terwijl dat in de figuren behorende bij andere parametersets wel nagenoeg het geval is, tenminste in het randgebied. In eerste opzicht lijkt dit gedrag veroorzaakt te worden door een te lage waarde van de mesh-parameter ‘rsteps’, dit wordt echter tegengesproken door de resultaten van parametersets 23 en 30 (zie Appendix B).



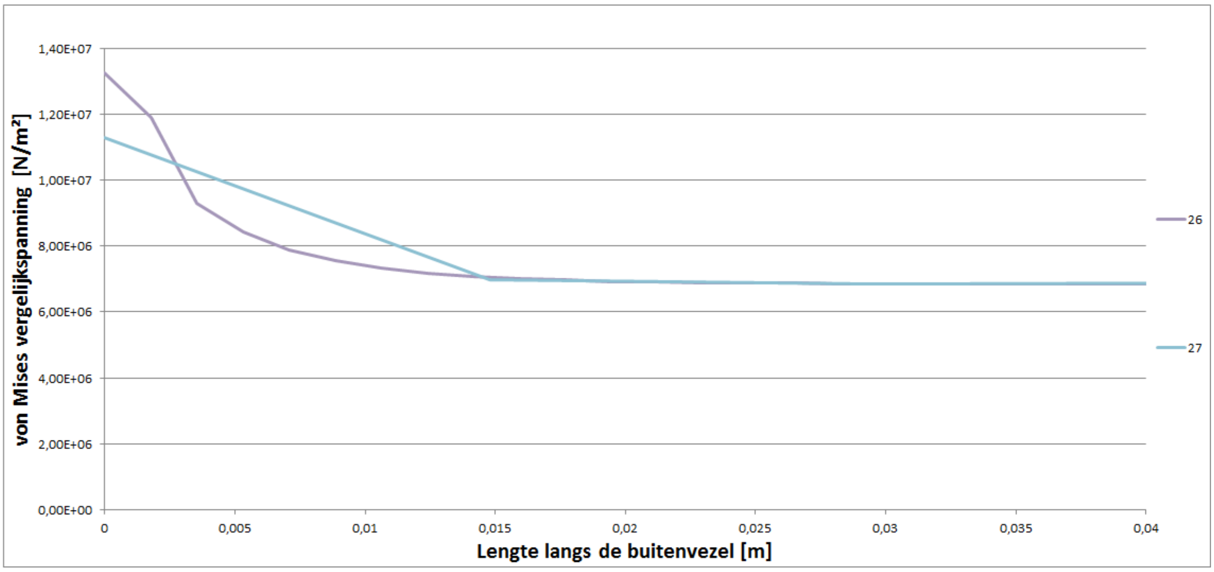
Figuur [13]: Het toepassen van meer elementen langs de schaal resulteert in een hogere berekende spanning bij de oplegging.



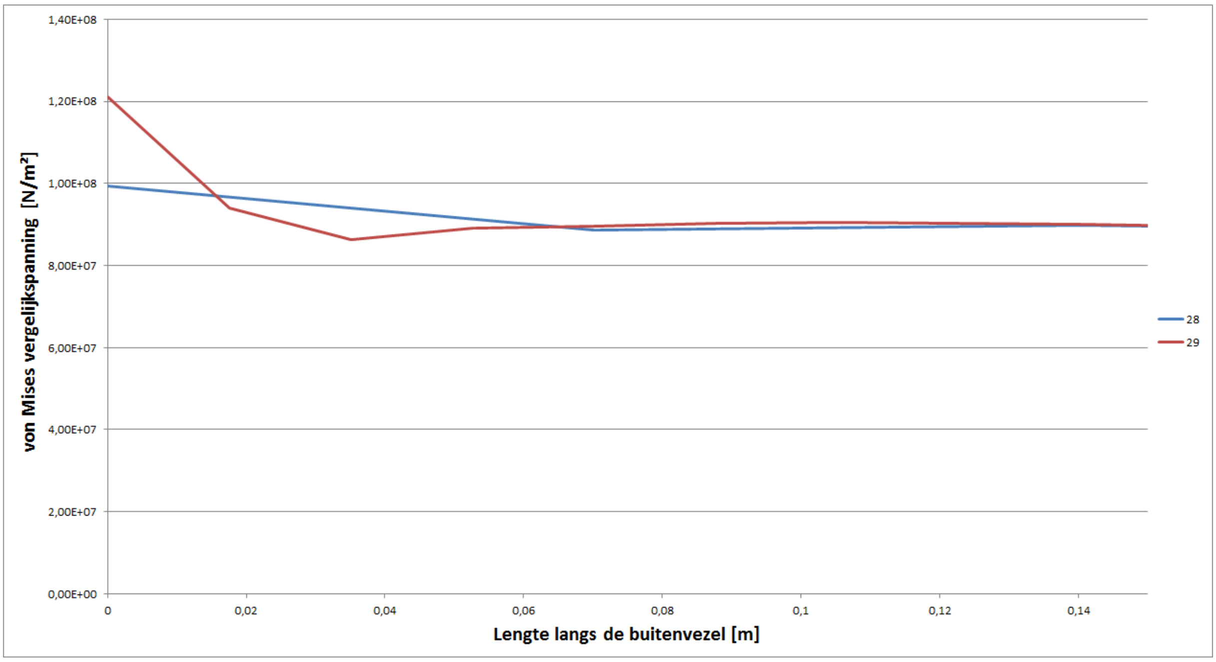
Figuur [14]



Figuur [15]



Figuur [16]

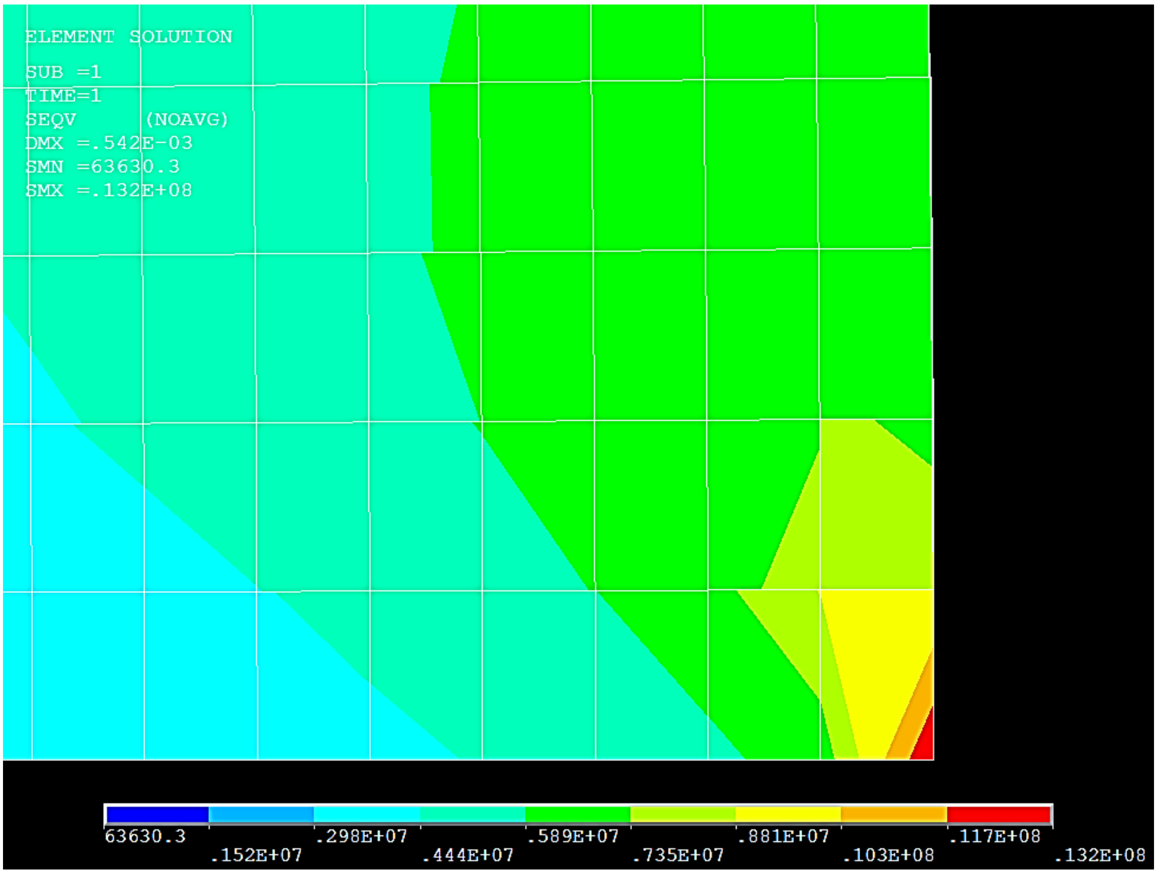

1,40E+08
1,20E+08
1,00E+08
8,00E+07
6,00E+07
4,00E+07
2,00E+07
0,00E+00
von Mises vergelijkspanning [N/m²]
0
0,02
0,04
0,06
0,08
0,1
0,12
0,14
Lengte langs de buitenvezel [m]
28
29

Figuur [17]

6.4 Singulariteit

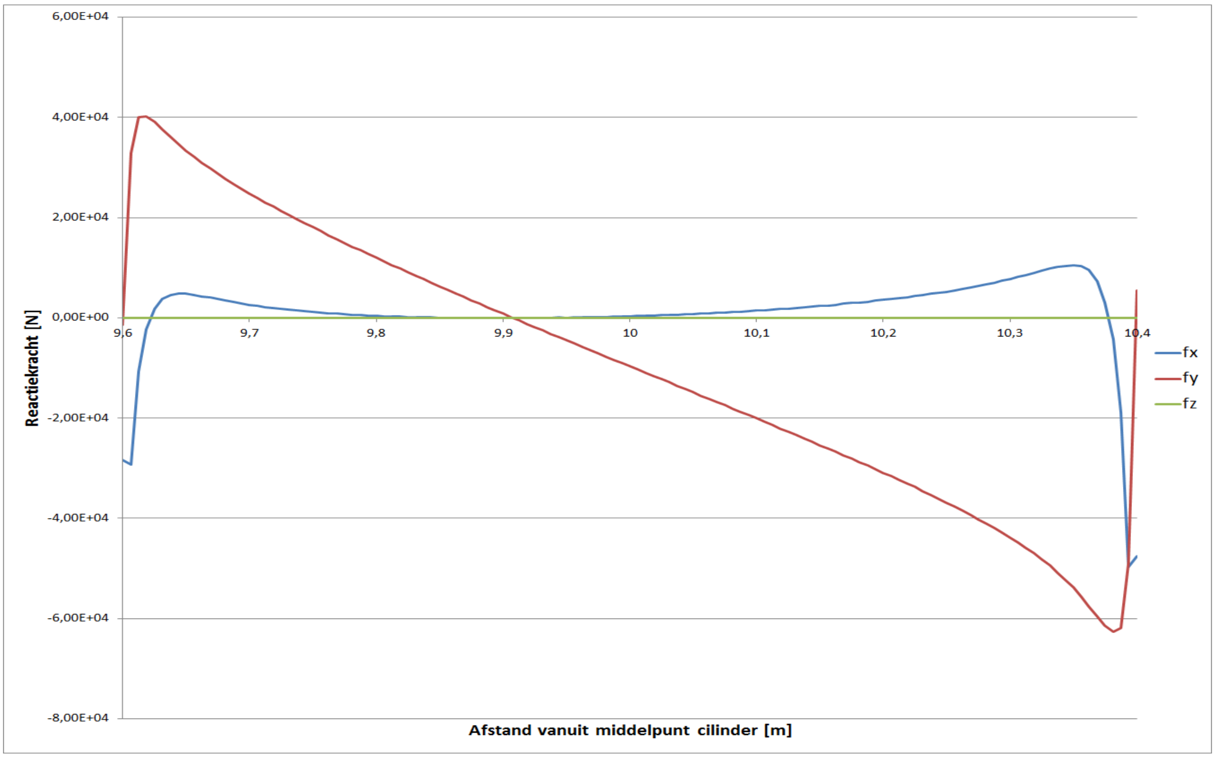
Uit de voorgaande paragrafen blijkt dat het verkleinen van de elementgrootte (dat wil zeggen het verhogen van het aantal elementen) in zowel de radiale richting als langs de schaal, de berekende von Mises-vergelijkspanning verhoogt. Deze observatie hint op de aanwezigheid van een singulariteit.

Een singulariteit is een oplossing van het mathematische model die naar oneindig nadert. Een singulariteit kan voorkomen bij scherpe overgangen in het materiaal, zoals dat ook het geval is bij het hoekpunt van de gemodelleerde cilinder. In figuur [18] is een afbeelding van zo'n singulariteit in ANSYS te zien.



Figuur [18]: Singulariteit in ANSYS. Bij de scherpe overgang in het materiaal is een explosieve toename van de berekende spanning te zien.

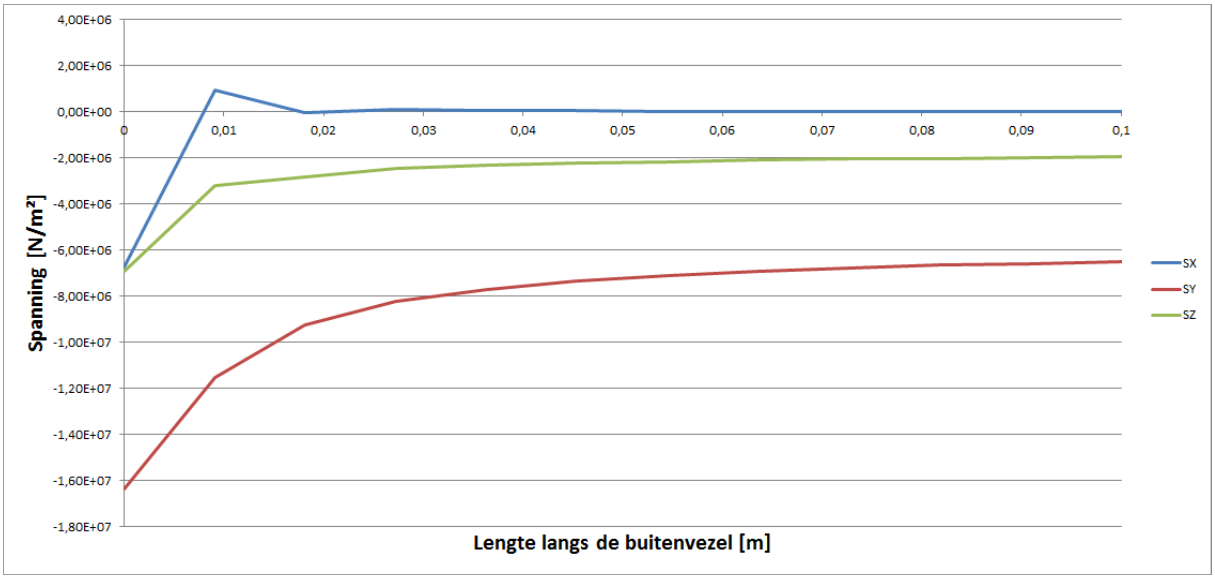
De berekende reactiekrachten bij de oplegging laten ook zien dat de software niet de resultaten produceert die worden verwacht, zie figuur [19]. In het midden van de schaal verlopen de reactiekrachten in de Y-richting lineair, maar bij de randen nemen de oplegreacties opeens af, waarbij zelfs van teken gewisseld wordt.



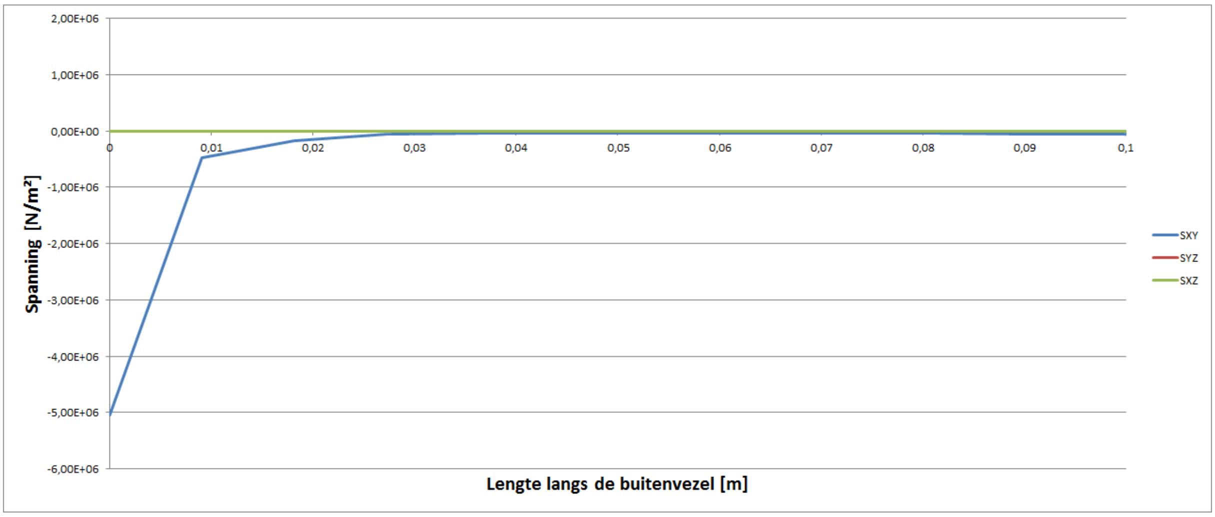
Figuur [19]: Reactiekrachten van de volledig ingeklemde oplegging (momenten niet weergegeven).

Er kan worden onderzocht welke bijdrage aan de von Mises-vergelijkspanning de voornaamste is bij deze singulariteit. Hiertoe worden de normaalspanningen en schuifspanningen geplot, zie figuren [21] en [22]. Het coördinatenstelsel dat hier wordt gebruikt is als volgt:

X-richting	Breedte van de cilinder
Y-richting	Hoogte van de cilinder
Z-richting	Lengte van de cilinder



Figuur [21]: Normaalspanningen in het randgebied.



Figuur [22]: Schuifspanningen in het randgebied.

Uit de grafieken kan worden afgelezen dat de explosieve groei van de normaalspanning σ_y de grootste bijdrage levert aan de vergelijkspanning.

De aanwezigheid van de singulariteit is nadelig omdat het een onjuist beeld geeft van het spanningsverloop. Voor een bruikbaar resultaat is het dus essentieel om niet te veel elementen te gebruiken in het randgebied. Een eerste richtlijn is

'ThStepInf': 0,2 – 0,3 graden
'Rsteps': < 32

Enkele parametersets die aan deze eis voldoen zijn: 11, 12, 16, 27, 28 en 31. Echter, met name sets 11 en 12 laten nog steeds een explosief toenemende spanning zien in het randgebied.

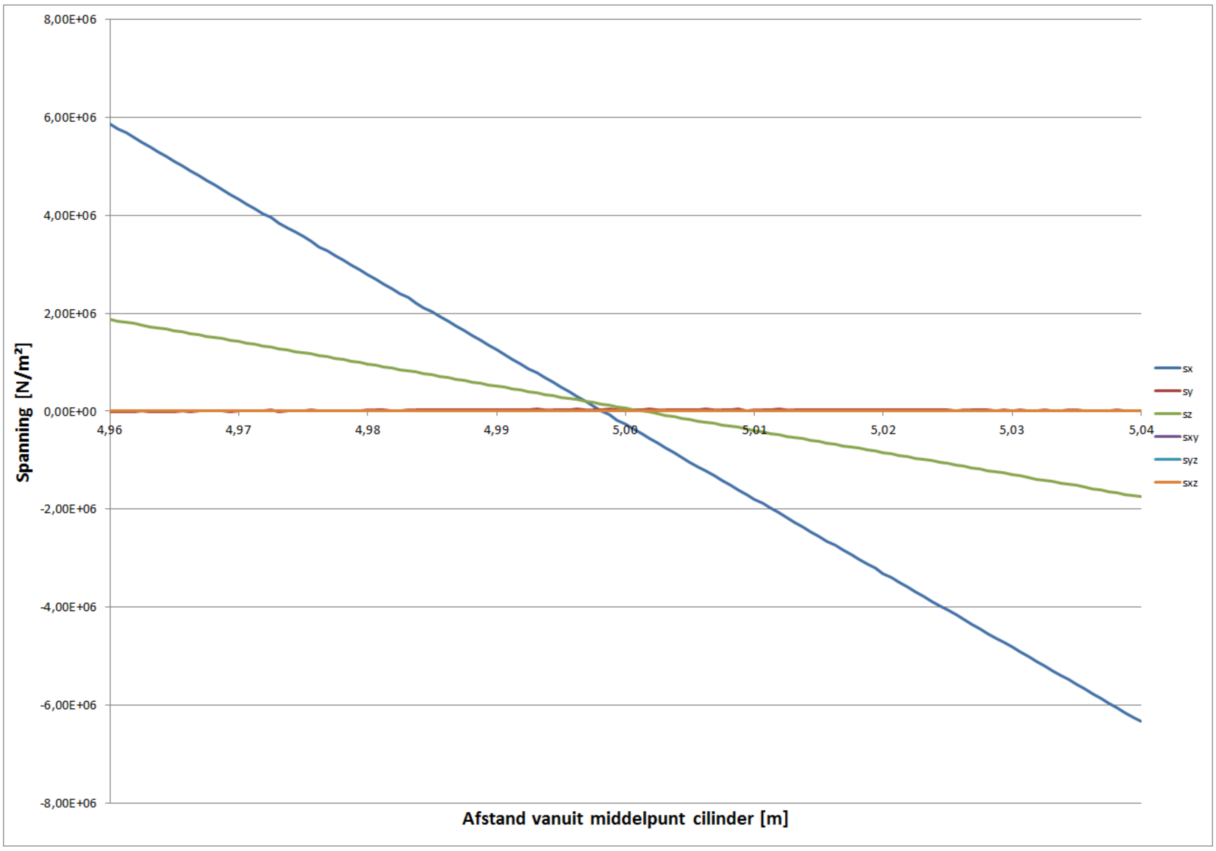
Een goede oplossing voor het probleem met de singulariteit is om de resultaten van het randgebied te negeren en door het extrapoleren van de data buiten het randgebied toch tot een goede benadering te komen.

7 Geldigheid stelling van Bernoulli

De resultaten van figuur [19] (oplegreacties langs de dikte van de schaal) geven aanleiding om te onderzoeken waar in de schaal de stelling van Bernoulli nog geldt, en of dit nog verschilt bij gebruik van verschillende geometrieën en/of mesh-parameters.

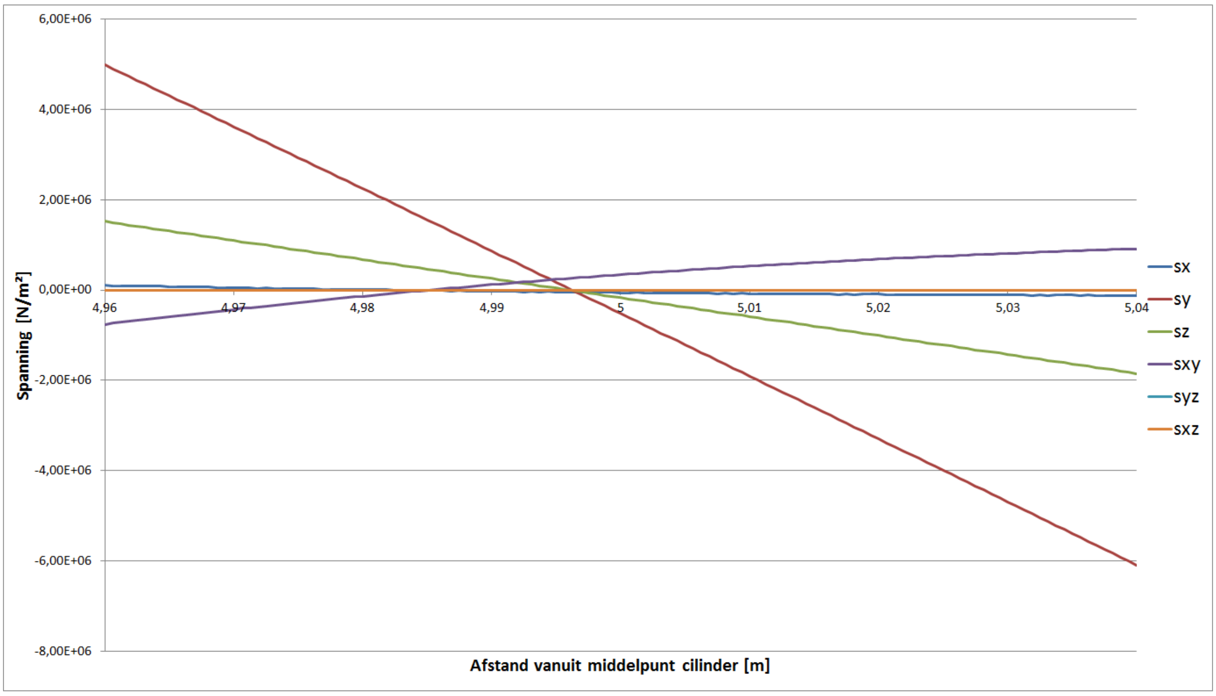
De resultaten van parametersets 3, 9 en 23 zijn getoond. De berekenende resultaten aan de top van de cilinder, op enige afstand van de oplegging (hoek = 7 graden) en vlakbij de oplegging (hoek = 0,5 graden) worden in grafiekvorm uitgezet.

In het hoogste punt van de schaal zijn de normaalspanningen in X-richting van belang. Deze zijn uitgezet in figuur [23]. Het gaat hier om een dunne schaal (R/t = 62,5). De datapunten voor σ_x liggen op een rechte lijn, de stelling van Bernoulli gaat hier dus op.



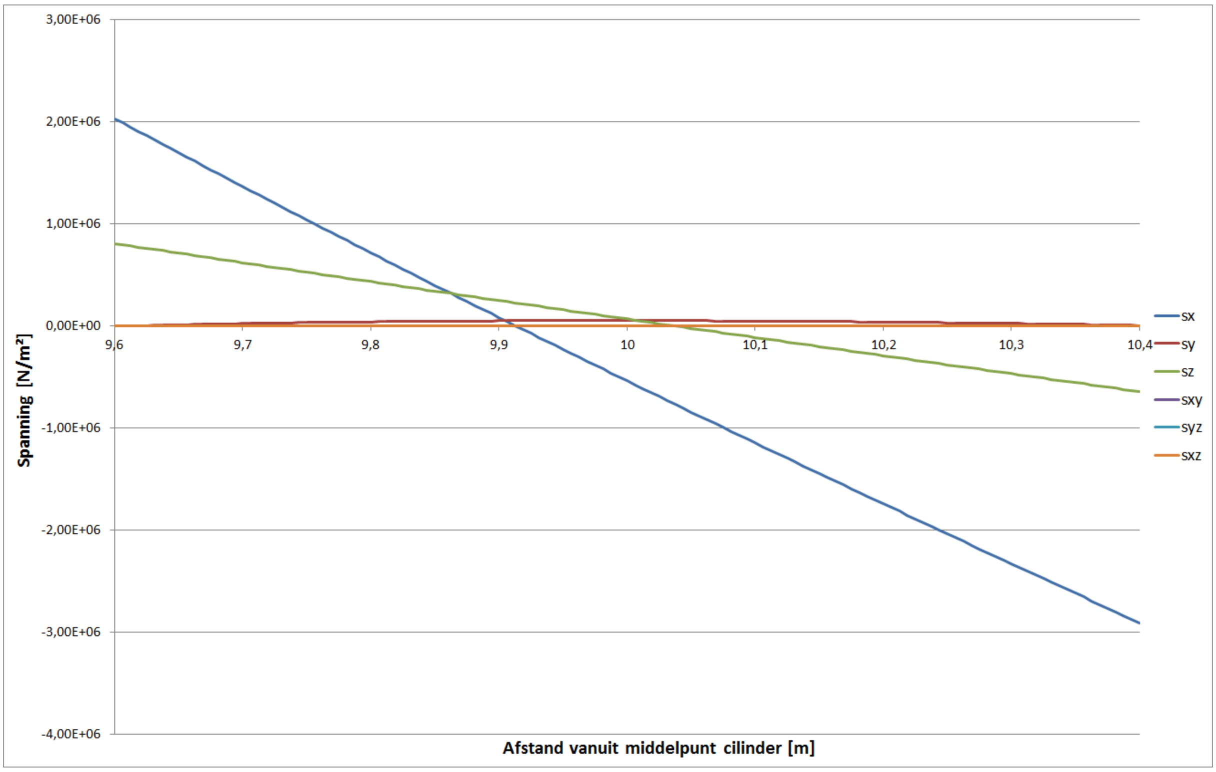
Figuur [23]: Normaal- en schuifspanningen in de cilinder van parameterset 23.Top van de schaal (hoek = 90 graden).

In figuur [24] is dezelfde schaal nogmaals bekeken, maar nu vlakbij de oplegging (hoek = 7,4 graden). Er moet nu worden gekeken naar spanningen in de Y-richting. Zoals te zien blijven de datapunten op een rechte lijn liggen.

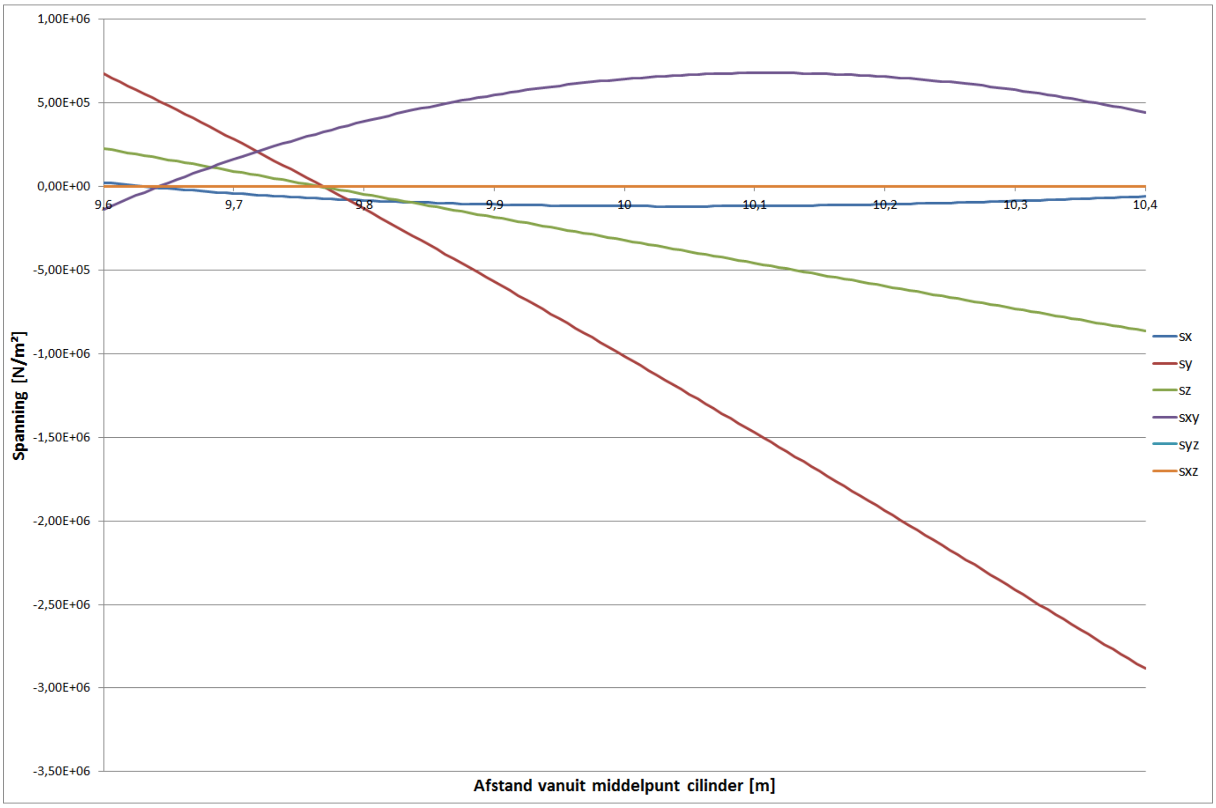


Figuur [24]: Normaal- en schuifspanningen in de cilinder van parameterset 23. Rand van de schaal (hoek = 7,4 graden).

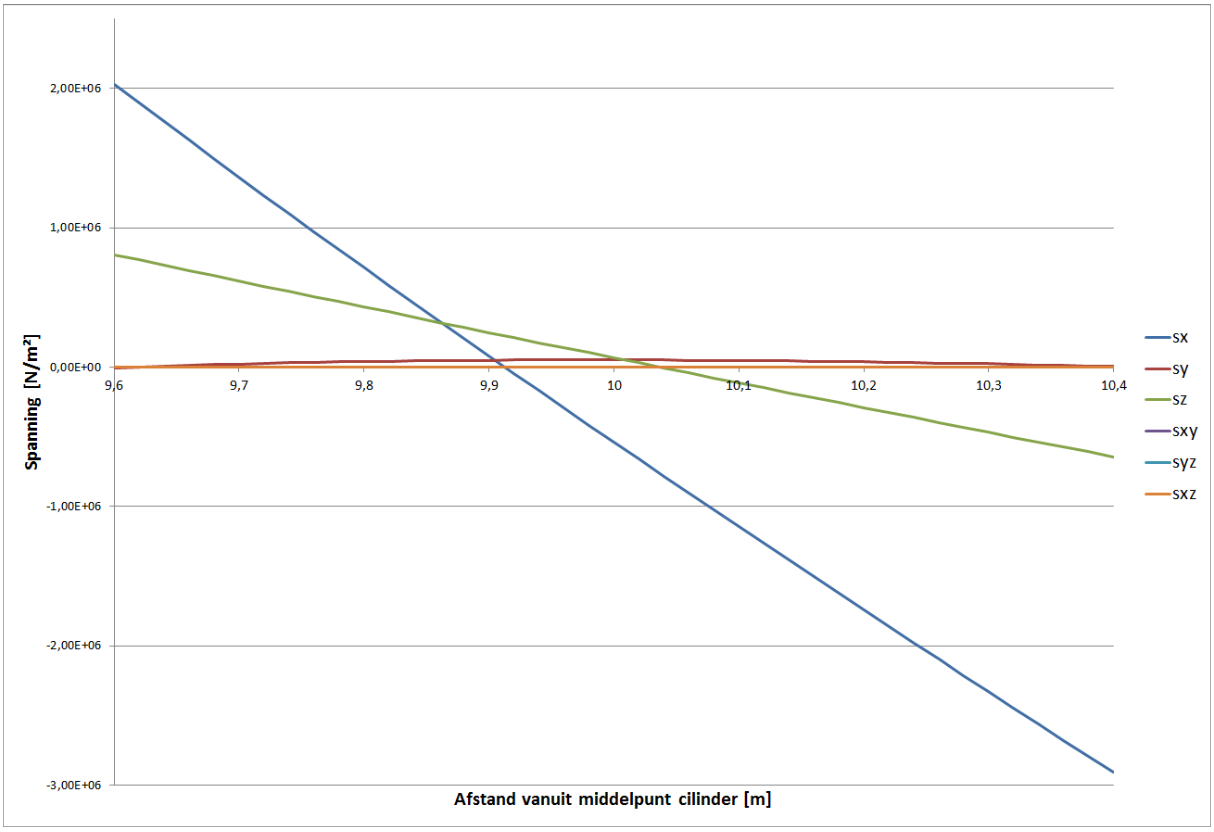
In figuren [25] t/m [28] zijn resultaten voor cilinders met een ratio R/t = 12,5 te zien, waarbij verschillende waardes van 'rsteps' zijn gebruikt. De figuren die dezelfde locatie in de schaal weergeven, lijken sterk op elkaar. Dit wijst erop dat de parameter 'rsteps' geen invloed heeft op de berekende spanning op deze locaties



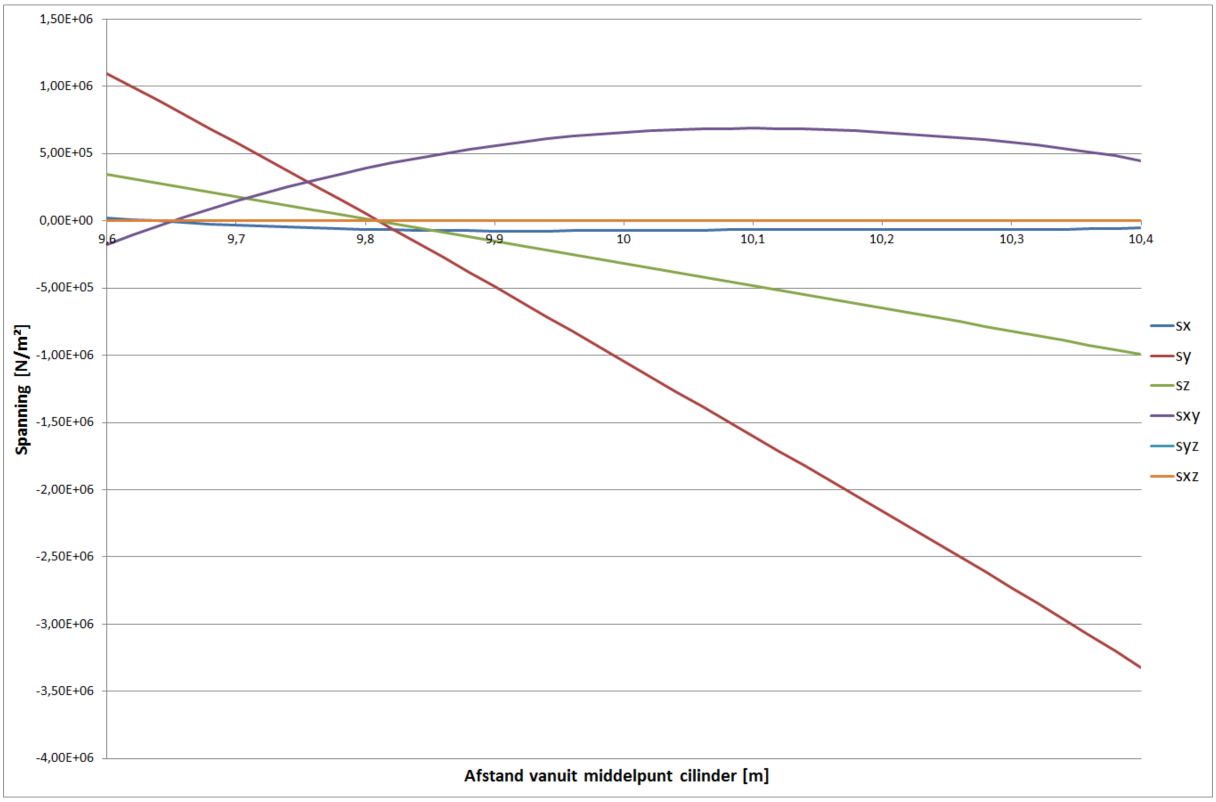
Figuur [25]: Normaal- en schuifspanningen in de cilinder van parameterset 9. Top van de schaal (hoek = 90 graden).



Figuur [26]: Normaal- en schuifspanningen in de cilinder van parameterset 9. Rand van de schaal (hoek = 7,9 graden).

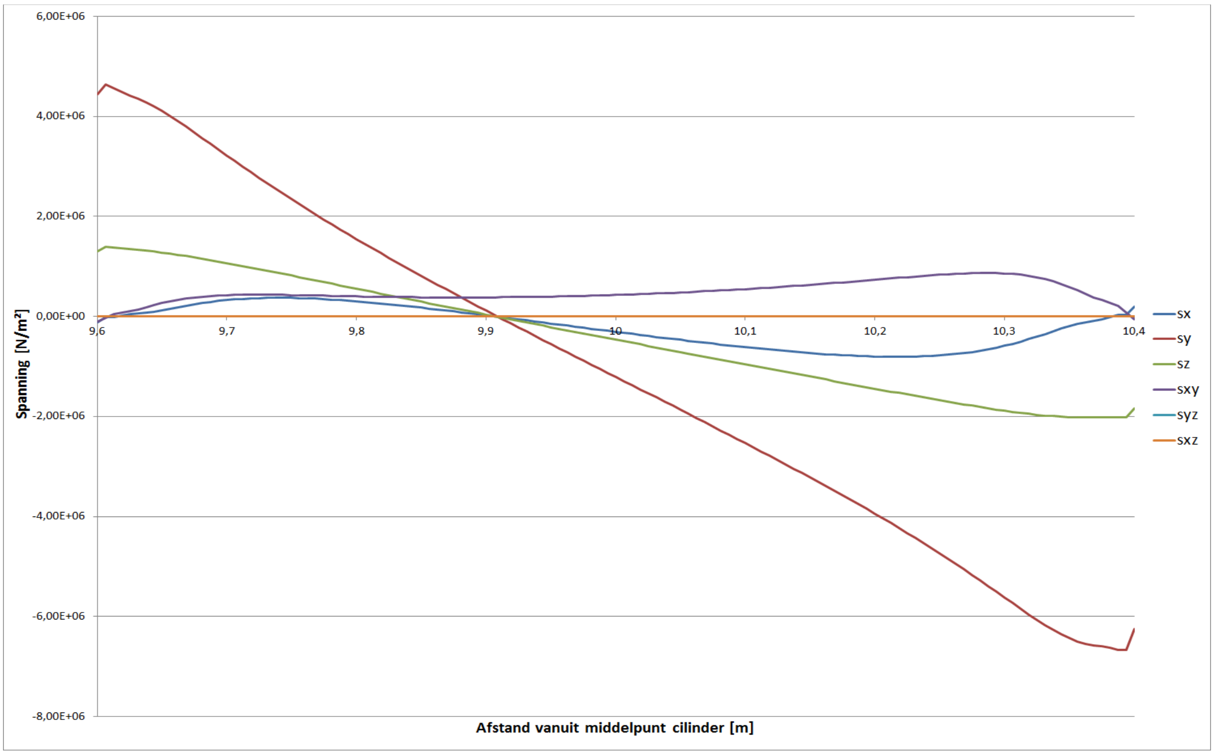


Figuur [27]: Normaal- en schuifspanningen in de cilinder van parameterset 3. Top van de schaal (hoek = 90 graden).



Figuur [28]: Normaal- en schuifspanningen in de cilinder van parameterset 3. Rand van de schaal (hoek = 6,9 graden).

Figuur [29] toont het verloop van de normaalspanningen zeer dicht bij de oplegging, bij een hoek van 0,5 graden. Te zien is dat hier ook in een groot deel van de doorsnede Bernoulli blijft gelden, behalve in de omgeving van de singulariteit. Aan de binnenkant van de cirkel zit klaarblijkelijk ook een singulariteit. Dat is niet verbazingwekkend omdat daar ook een scherpe hoek in het materiaal aanwezig is.



Figuur [29]: Normaal- en schuifspanningen in de cilinder van parameterset 3. Vlakbij de oplegging (hoek = 0,5 graden).

8 Conclusie

Aan de hand van een dertigtal parametersets is getracht te ontdekken wat voor een effect de toegepaste mesh-density heeft op de berekende resultaten door ANSYS. Dit is gedaan voor dikwandige holle cilinder met een ratio R/t tussen 10 en 100.

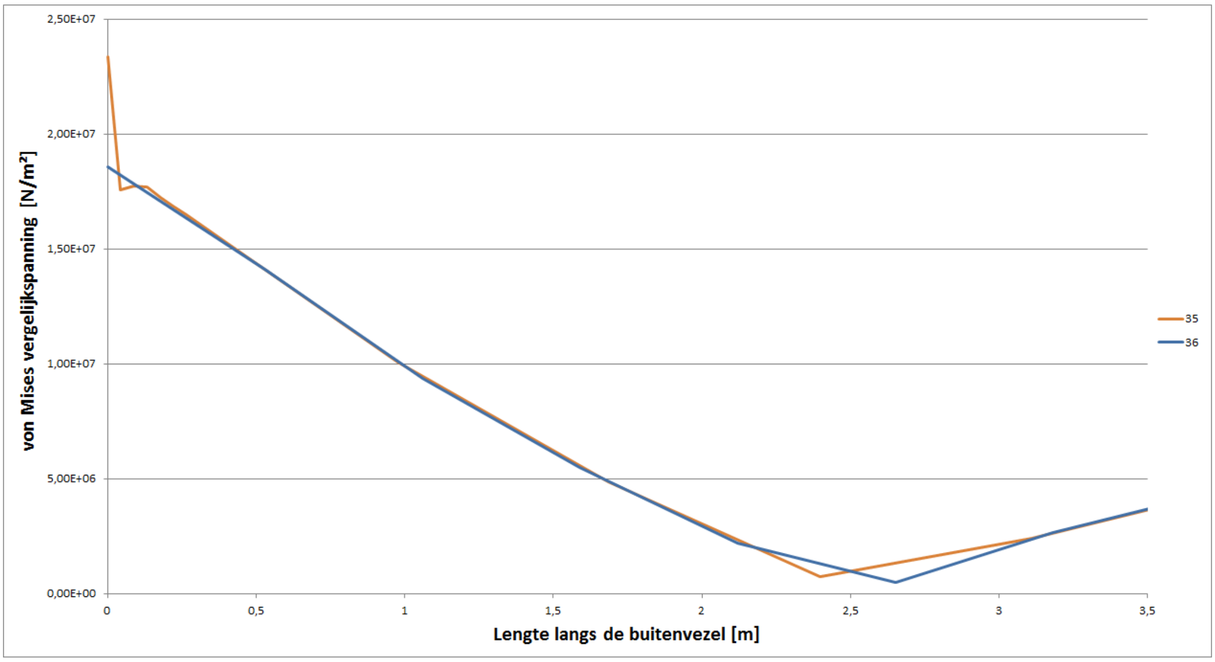
Het gekozen aantal elementen bij een randgebied zoals de oplegging heeft een grote invloed op de resultaten. Door de aanwezigheid van een singulariteit worden berekende spanningen groter naarmate de elementen kleiner gekozen worden. De resultaten zijn dus eigenlijk onbetrouwbaar en horen genegeerd te worden. Een goed resultaat kan verkregen worden door berekende spanningen die niet in een randgebied liggen, te extrapoleren naar de oplegging.

Het verder verkleinen van elementen buiten het randgebied tot onder 5 graden is onnodig en kost slechts rekentijd. Dit geldt ook voor het aantal elementen in longitudinale richting, zo min mogelijk zolang de software geen problemen heeft met de aspect ratio van elementen.

In figuur [30] is een resultaat te zien (alleen eerste 3,5 meter langs de cilinder) met de volgende parameterset:

	InfZn	ThStepInf	ThStepNInf	Rsteps	Lsteps
35	1.5	0.25	177/14	16	16

Hier zijn de richtlijnen uit paragraaf 6.4 aangehouden (m.u.v. waarde Lsteps).



Figuur [30]: Vergelijkspanning in de buitenste vezel van het randgebied voor parameterset 35.

Lijn 36 hoort niet bij een parameterset maar is verkregen door de piek bij de rand weg te nemen en te vervangen door een geëxtrapoleerde waarde. Deze lijn geeft het spanningsverloop zoals deze in werkelijkheid is weer. De voorgenoemde methode wordt dan ook aanbevolen.

9 Aanbevelingen

Eventueel vervolgonderzoek kan zich richten op de volgende aspecten:

- Hoe zit het met de von Mises-vergelijkspanning in het midden van de schaal, en aan de binnenkant?
- Er kan getracht worden de singulariteit weg te nemen door het toepassen van een elastische fundering of een afgestompte vorm van de schaal nabij de oplegging (d.w.z. zonder scherpe hoeken en/of overgangen).
- Andere schaalconstructies zoals koepels, met of zonder opening in de top of hypars kunnen onderzocht worden.
- Met behulp van een krachtigere computer kunnen complexere berekeningen uitgevoerd worden om te kijken of bij het toepassen van een extreem kleine elementgrootte de berekende spanning inderdaad naar oneindig gaat of toch op een eindige waarde blijft steken.

10 Referenties

Gebruikte software:
ANSYS versie 13.0
MATLAB versie R2012a
Microsoft Excel 2010
MatrixFrame 5.30

Afbeeldingen:

Titelblad Verkeersnet.net, “Bouw stationshal Arnhem van start”, geraadpleegd 03/07/2014.

11 Bijlages

5.1 Bijlage A: MATLAB-code voor genereren nodes en elementen

```
clear all
close all
clc

% Creating the nodes and elements of a solid wall cilinder for EEM-mesh

% Dimensions

mrad = 5;           % [m] - middle radius
thns = 0.4;          % [m] - thickness of the shell
length = 20;         % [m] - length of the cilinder
th_init = 0;         % [degrees] - start angle
th_end = 180;        % [degrees] - end angle

% Meshing

infzn = 2;          % [degrees] - volume of the dense mesh
thstepinf = 0.1;    % [degrees] - delta degrees of mesh in influence zone
thstepninf = 88/15;      % [degrees] - delta degrees of mesh in normal zone
rsteps = 40;          % [#] - amount of solid shell layers
lsteps = 6;       % [#] - amount of segments along the length - EVEN NUMBER

% Preallocating

IZ_RadSeg = infzn/thstepinf;
NIZ_RadSeg = ((th_end-th_init)-(2*infzn))/thstepninf;

IZ_Nodes_BoundLayerStart = IZ_RadSeg*2+1;
IZ_Nodes_MidLayerStart = IZ_RadSeg+1;
NIZ_Nodes_BoundLayer = NIZ_RadSeg*2;
NIZ_Nodes_MidLayer = NIZ_RadSeg;
IZ_Nodes_BoundLayerEnd = IZ_RadSeg*2;
IZ_Nodes_MidLayerEnd = IZ_RadSeg;

Nodes_BoundLayer = IZ_Nodes_BoundLayerStart + NIZ_Nodes_BoundLayer + IZ_Nodes_BoundLayerEnd;
Nodes_MidLayer = IZ_Nodes_MidLayerStart + NIZ_Nodes_MidLayer + IZ_Nodes_MidLayerEnd;

AoN1 = (Nodes_BoundLayer*(rsteps+1)+Nodes_MidLayer*rsteps)*(lsteps+1);
AoN2 = ((Nodes_BoundLayer+1)/2)*(rsteps+1)*lsteps;
AoN = AoN1 + AoN2;

M = zeros(AoN,3);

% Generating the nodes

Theta = [0:thstepinf/2:infzn infzn+thstepninf/2:thstepninf/2:180-infzn 180-
infzn+thstepinf/2:thstepinf/2:180]/(180/pi);

T = 1;
for L = 1:1:2*lsteps+1
    if mod(L,2) == 1
        for R = 1:1:rsteps*2+1
            if mod(R,2) == 1
                for P = 1:1:Nodes_BoundLayer
                    M(T,1) = -(mrad-(0.5*thns)+((R-1)*(0.5*thns/rsteps)))*cos(Theta(P));
                    M(T,2) = +(mrad-(0.5*thns)+((R-1)*(0.5*thns/rsteps)))*sin(Theta(P));
                    M(T,3) = (L-1)*(length/(2*lsteps));
                    T = T+1;
                end
            elseif mod(R,2) == 0
                for Q = 1:2:2*Nodes_MidLayer-1
                    M(T,1) = -(mrad-(0.5*thns)+((R-1)*(0.5*thns/rsteps)))*cos(Theta(Q));
                    M(T,2) = +(mrad-(0.5*thns)+((R-1)*(0.5*thns/rsteps)))*sin(Theta(Q));
                    M(T,3) = (L-1)*(length/(2*lsteps));
                    T = T+1;
                end
            end
```

```
        end
    elseif mod(L,2) == 0
        for U = 1:2:rsteps*2+1
            for V = 1:2:Nodes_BoundLayer
                M(T,1) = -(mrad-(0.5*thns)+((U-1)*(0.5*thns/rsteps)))*cos(Theta(V));
                M(T,2) = +(mrad-(0.5*thns)+((U-1)*(0.5*thns/rsteps)))*sin(Theta(V));
                M(T,3) = (L-1)*(length/(2*lsteps));
                T = T+1;
            end
        end
    end
end

plot3(M(:,1),M(:,2),M(:,3),'xb')

% Generating the element matrix

AoE = rsteps*(IZ_RadSeg*2+NIZ_RadSeg)*lsteps;
E = zeros(AoE,20);

HYY = Nodes_BoundLayer;
YY = Nodes_BoundLayer + Nodes_MidLayer;
HZZ = (rsteps+1)*Nodes_BoundLayer + rsteps*Nodes_MidLayer;
ZZ = (rsteps+1)*Nodes_BoundLayer + (2*rsteps+1)*Nodes_MidLayer;
XX = ((2*rsteps)+1)+(2*(rsteps+1))*lsteps;

A = 1;
for R = 1:1:IZ_RadSeg*2+NIZ_RadSeg
    for S = 1:1:rsteps
        for L = 1:1:lsteps
            E(A,1) = 1 + (R-1)*2 + YY + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;   % I
            E(A,2) = 1 + (R-1)*2 + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;   % J
            E(A,3) = 1 + (R-1)*2 + ZZ + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;  % K
            E(A,4) = 1 + (R-1)*2 + YY + ZZ + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;   % L
            E(A,5) = 3 + (R-1)*2 + YY + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;   % M
            E(A,6) = 3 + (R-1)*2 + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;   % N
            E(A,7) = 3 + (R-1)*2 + ZZ + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;   % O
            E(A,8) = 3 + (R-1)*2 + YY + ZZ + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;   % P
            E(A,9) = 1 + (R-1) + HYY + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;   % Q
            E(A,10) = 1 + (R-1) + HZZ + (S-1)*Nodes_MidLayer + (L-1)*ZZ;  % R
            E(A,11) = 1 + (R-1) + HYY + ZZ + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;  % S
            E(A,12) = 1 + (R-1) + HZZ + Nodes_MidLayer + (S-1)*Nodes_MidLayer + (L-1)*ZZ;  % T
            E(A,13) = 2 + (R-1) + HYY + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;  % U
            E(A,14) = 2 + (R-1) + HZZ + (S-1)*Nodes_MidLayer + (L-1)*ZZ;  % V
            E(A,15) = 2 + (R-1) + ZZ + HYY + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;  % W
            E(A,16) = 2 + (R-1) + HZZ + Nodes_MidLayer + (S-1)*Nodes_MidLayer + (L-1)*ZZ;  % X
            E(A,17) = 2 + (R-1)*2 + YY + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;  % Y
            E(A,18) = 2 + (R-1)*2 + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;  % Z
            E(A,19) = 2 + (R-1)*2 + ZZ + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;  % A
            E(A,20) = 2 + (R-1)*2 + YY + ZZ + (S-1)*YY + (L-1)*ZZ;  % B
            A = A+1;
        end
    end
end

% Which nodes are used for plotting the result?

J = find(abs(mrad+0.5*thns - sqrt(M(:,1).^2 + M(:,2).^2)) < 0.0001 & M(:,3) == 0.5*length);
```

5.2 Bijlage B

Resultaten zijn online te vinden op:

https://drive.google.com/file/d/0B2CjN1v2_yo-QWhQR3NyZkY3bnc/edit?usp=sharing
of via: http://tinyurl.com/nx27mm6