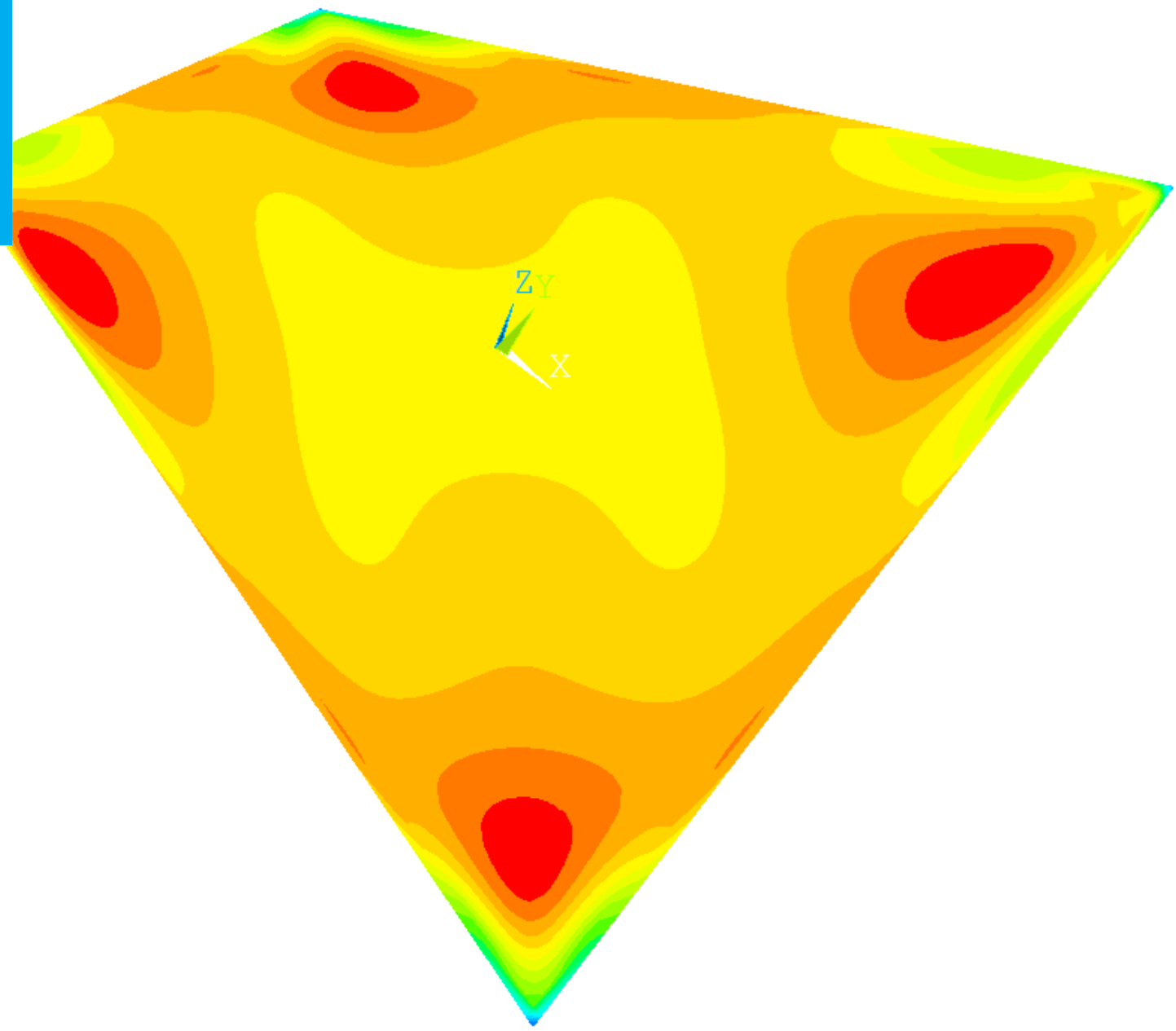
Eindige-elementenmethode voor schaalconstructies

Benodigd aantal elementen over de invloedslengte

S.P. Hildering

Technische Universiteit Delft



TU Delft Delft University of Technology

Challenge the future

EINDIGE-ELEMENTENMETHODE VOOR SCHAALCONSTRUCTIES

BENODIGD AANTAL ELEMENTEN OVER DE INVLOEDSLENGTE

door

S.P. Hildering
Bachelorstudent Civiele Techniek

Studentnummer:	4159438
Projectduur:	7 juli 2014 – 26 augustus 2014
Begeleiders:	dr. ir. P.C.J. Hoogenboom dr. ir. F.P. Van der Meer
Faculteit:	Civiele Techniek en Geowetenschappen

TU Delft Delft University of Technology

VOORWOORD

Geachte lezer,

Voor u heeft u het rapport over het onderzoek dat ik heb uitgevoerd in het kader van het Bachelor Eindwerk ter afronding van mijn bachelor Civiele Techniek aan de Technische Universiteit Delft. Aan dit onderzoek is met veel plezier gewerkt van 7 juli 2014 tot en met 26 augustus 2014. Het rapport beschrijft een onderzoek naar het benodigde aantal elementen over de invloedslengte van schaalconstructies opdat een voldoende accurate spanningsbenadering tot stand kan komen als men gebruik maakt van de eindige-elementenmethode. Eveneens komen factoren aan bod die invloed kunnen hebben op de benodigde dichtheid van het elementennet. Dit rapport bevat het daadwerkelijke onderzoek, de conclusies en tenslotte de aanbevelingen voor eventueel vervolgonderzoek.

Het rapport beschrijft een individueel uitgevoerd onderzoek onder het toeziend oog van mijn begeleiders dr.ir. P.C.J. Hoogenboom en dr.ir. F.P. Van der Meer. Bij dezen wil ik hen zeer hartelijk danken voor de geboden hulp en geïnvesteerde tijd. De besprekingen met hen hebben mij meerdere malen nieuwe, uiterst nuttige, inzichten verschaft. Ik hoop dat dit rapport een ieder die er behoefte aan heeft kan helpen zijn doel te bereiken.

Sven Peter Hildering
Delft, Augustus 2014

INHOUDSOPGAVE

Voorwoord iii

1 Samenvatting 1

2 Inleiding 3

3 Plan van aanpak 5

4 Modellen 7
4.1 Koepels . . . 7
4.2 Hypars . . . 9
4.3 Halve cilinders . . . 10

5 Resultaten 11
5.1 Algemeen Onderzoek . . . 11
5.1.1 Koepel; Scharnierend opgelegd . . . 11
5.1.2 Koepel; Ingeklemd . . . 13
5.1.3 Halve cilinder, zijde heeft bewegingsvrijheid in z-richting . . . 15
5.1.4 Halve cilinder volledig scharnierend opgelegd, geen bewegingsvrijheid opleggingen . . . 17
5.1.5 Hypar; Scharnierend opgelegd . . . 18
5.1.6 Hypar; Ingeklemd . . . 19
5.1.7 Conclusie algemeen onderzoek . . . 21
5.2 Elasticiteitsmodulus . . . 22
5.3 Poisson ratio . . . 23
5.3.1 Koepel; Scharnierend opgelegd . . . 23
5.3.2 Koepel; Ingeklemd . . . 24
5.3.3 Halve cilinder . . . 25
5.3.4 Hypar; Scharnierend opgelegd . . . 26
5.3.5 Hypar; Ingeklemd . . . 27
5.3.6 Conclusie vóór vervolgonderzoek . . . 27
5.3.7 Algemeen onderzoek wisselende Poisson ratio . . . 28
5.3.8 Conclusie Poisson Ratio . . . 28
5.4 A/t Ratio . . . 29
5.4.1 Koepel; Scharnierend opgelegd . . . 29
5.4.2 Koepel; Ingeklemd . . . 30
5.4.3 Halve cilinder . . . 30
5.4.4 Hypar; Scharnierend opgelegd . . . 31
5.4.5 Hypar; Ingeklemd . . . 31
5.4.6 Algemeen onderzoek scharnierende koepel, A/t ratio is 500 en 250 . . . 31
5.4.7 Conclusie A/t Ratio . . . 31

6 Werkelijke invloedslengte 33
6.1 Inleiding . . . 33
6.2 Resultaten invloedslengteonderzoek . . . 35
6.3 Conclusie werkelijke invloedslengte . . . 35

7 Conclusie 37

8 Aanbevelingen 39

9 Referenties 41
9.1 Bronvermelding . . . 41
9.2 Software . . . 41

10 Bijlagen **43**
10.1 Datasets 43
10.2 Vervormde constructies 44
10.3 Scripts 47

1

SAMENVATTING

Dit rapport is geschreven in het kader van het onderzoek naar het doorrekenen van schaalconstructies met de eindige-elementenmethode. Evenals het normale spanningsverloop kunnen de grote fluctuaties van de spanningen aan de rand van de schaal, de randverstoring, benaderd worden met behulp van de eindige-elementenmethode. Vaak is het probleem dat de benadering niet accuraat genoeg is doordat de dichtheid van het elementennet niet voldoende is. In het boek Structural Shell Analysis[1] en in de handouts van het vak CIE4143 Shell Analysis, Theory and Application[2] wordt gesteld dat een hoeveelheid van zes elementen over de invloedslengte genoeg is. De invloedslengte is de afstand vanaf de rand waarna de randverstoring genegeerd kan worden en de membraantheorie volledig geld. De stelling van zes elementen is, voor zover bekekend, nooit gevalideerd. Dit onderzoek is dan ook gebouwd op de hoofdvraag: 'Wat is het optimale aantal elementen over de theoretische invloedslengte van de elemententaire schaalconstructievormen opdat het spanningsverloop in de schaal grof, met een maximale afwijking van tien procent, en nauwkeurig, met een maximale afwijking van drie procent, bepaald kan worden?'. Verder is gekeken naar de invloeden van de straal-dikteratio, de elasticiteitsmodulus, opleggingsconfiguraties en de Poisson ratio. Er zijn zes modellen onderzocht te weten: Een scharnierend opgelegde en een ingeklemde koepel, evenzo voor een hypar en twee halve cilinders.

Dit onderzoek is uitgevoerd met behulp van het eindige-elementenpakket Ansys 14.0. Voor ieder model is eerst een referentiebenadering gedaan door de constructie met heel veel elementen uit te rekenen. Vervolgens zijn de elementennetten aangepast en de afwijkingen bestudeerd. Door de maximale afwijkingen van drie en tien procent aan te houden kan een conclusie getrokken worden over de hoeveelheid benodigde elementen over de theoretische invloedslengte. In tabel 1.1. Is een overzicht te zien van de behaalde resultaten. Duidelijk is te zien dat een vuistregel van zes elementen te kort schiet is voor een nauwkeurige benadering. Voor een grove benadering is het heel acceptabel.

Schaalvorm	**Oplegging**	**10 %**	**3 %**
Koepel	Scharnierend opgelegd	5	10
	Ingeklemd	4	7
Hypar	Scharnierend opgelegd	4	5
	Ingeklemd	3	5
Halve cilinder	Lange, rechte zijde verticaal los	5	10
	Lange, rechte zijde verticaal vast	50	90

Tabel 1.1: Overzicht conclusie benodigde elementen over theoretische invloedslengte algemeen onderzoek

Vervolgens zijn de invloeden van de parameters onderzocht. Al snel is duidelijk geworden dat de elasticiteitsmodulus in geen enkel opzicht het benodigde aantal elementen of het spanningsverloop beïnvloedt. Het onderzoek naar de opleggingsconfiguratie heeft uitgewezen dat minder elementen over de theoretische

invloedslengte nodig zijn als gebruik wordt gemaakt van een inklemming, ook dit resultaat is te zien in tabel 1.1. De Poisson ratio heeft geen invloed op de werkelijke invloedslengte maar heeft wel invloed op het benodigde aantal elementen over de theoretische invloedslengte. Namelijk, hoe hoger de Poisson ratio, hoe hoger het aantal benodigde elementen over de theoretische invloedslengte. De invloed van de straal dikte ratio is eveneens duidelijk. De straal-dikteratio heeft vanzelfsprekend invloed op de spanningsgrootte in de schaal, maar beïnvloedt het benodigde aantal elementen over de theoretische invloedslengte niet.

Als nevenonderzoek is gekeken naar de verhouding tussen de werkelijk optredende invloedslengte en de theoretische invloedslengte. Gedurende het onderzoek rees het vermoeden dat de theoretische invloedslengte een overschatting is. Dit bleek te kloppen met uitzondering van de koepel. Voor de koepel blijkt de theoretische invloedslengte heel aardig overeen te komen met de werkelijk optredende invloedslengte. Een overzicht is te zien in tabel 1.2.

Vorm	**Opleggingsconfiguratie**	**Theoretische invloedslengte**	**Werkelijke invloedslengte**
Koepel	Scharnierend opgelegd	170 mm	159 mm
	Ingeklemd	170mm	179 mm
Hypar	Scharnierend opgelegd	484 mm	307 mm
	Ingeklemd	484 mm	310 mm
Halve cilinder	Lange zijden verticaal vrij	570 mm	x*
	Lange zijden verticaal vast	570 mm	285 mm

Tabel 1.2: Bevindingen werkelijke invloedslengte schaalvormen

Dit onderzoek heeft veel ruimte over gelaten voor verder onderzoek. Doordat er vrij veel aspecten zijn bekeken in dit onderzoek, is het voor bijna ieder aspect mogelijk naar nog meer constructievormen te kijken om een integraal beeld te krijgen. Ook kan nog gekeken worden naar bijvoorbeeld de lengte straal ratio en overlappende invloedslengten. Verder is extra onderzoek nodig naar de halve cilinder waarbij enorm veel elementen nodig zijn voor de gewenste precisie.

*Doordat geen duidelijke randverstoring optrad, bleek het onmogelijk met deze techniek de optredende invloedslengte te bepalen.

2

INLEIDING

Dit rapport is geschreven voor het onderzoek dat is uitgevoerd naar het doorrekenen van schaalconstructies met de eindige-elementenmethode. Schaalconstructies laten grote fluctuaties in spanningen zien dicht bij de randen van de schaal. In het boek Structural Shell Analysis[1] en in de handouts van het vak CIE4143 Shell Analysis, Theory and Application[2] wordt gesteld dat een aantal van zes elementen over de invloedslengte nodig is om de spanning langs de rand accuraat genoeg te bepalen. De invloedslengte is de lengte vanaf de rand waarna de randverstoring genegeerd kan worden en de membraantheorie volledig geldt en voldoende is. De geldigheid van deze stelling is echter onzeker omdat er, voor zover bekend, niet eerder onderzoek is gedaan naar de validiteit van deze uitspraak. Het initiële doel van dit onderzoek is dan ook het vaststellen van het aantal elementen over de theoretische invloedslengte dat nodig is opdat er een voldoende accurate benadering van de spanning uit de modellering komt.

Het onderzoek is gedaan op basis van een hoofdvraag en een aantal deelvragen. De hoofdvraag luidt:

- Wat is het optimale aantal elementen over de theoretische invloedslengte van de elementaire schaalconstructievormen opdat het spanningsverloop in de schaal grof, met een maximale afwijking van 10%, en nauwkeurig, met een maximale afwijking van 3%, bepaald kan worden?

Naast de hoofdvraag zijn een aantal deelvragen opgesteld die de invloed van een aantal optioneel variërende parameters binnen verschillende constructievormen moeten onderzoeken.

- Wat is het effect van verschillende elasticiteitsmoduli op de invloedslengte in de schaal en op de benodigde elementendichtheid over de theoretische invloedslengte?
- Wat is het effect van verschillende opleggingsconfiguraties op de benodigde elementendichtheid over de theoretische invloedslengte?
- Wat is het effect van verschillende dikten (uitgedrukt in straal dikte ratio) op de invloedslengte in de schaal en op de benodigde elementendichtheid over de theoretische invloedslengte?
- Wat is het effect van verschillende Poisson ratio's op de invloedslengte in de schaal en op de benodigde elementendichtheid over de theoretische invloedslengte?

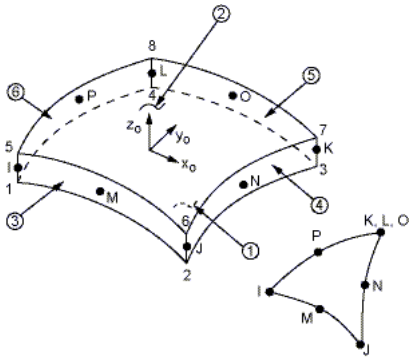
In het verdere vervolg van dit rapport zal eerst het plan van aanpak toegelicht worden. Hierin wordt toegelicht hoe het onderzoek is uitgevoerd en aan welke (rand)voorwaarden is voldaan. Vervolgens zal in hoofdstuk vier worden toegelicht welke modellen zijn gebruikt, en hoe deze tot stand zijn gekomen. Hierop volgend zullen de resultaten, voornamelijk visueel, gepresenteerd worden. Na het presenteren van de resultaten wordt een nevenonderzoek gepresenteerd over de werkelijke invloedslengte, dit is te vinden in hoofdstuk zes. Ten slotte wordt afgesloten met de conclusie en aanbevelingen. Als laatste zijn de referenties en de bijlagen te vinden. Alle gegenereerde datasets zijn te vinden via `http://tinyurl.com/resultateneindrapport` omdat het onmogelijk is deze resultaten op papier te presenteren.

3

PLAN VAN AANPAK

Een belangrijke onzekerheid die de stelling van zes elementen over de invloedslengte in zich heeft, is dat hij niet is gespecificeerd op één bepaalde schaalvorm. Ook staat nergens vermeld of deze stelling gaat over de theoretische (bepaald met formules) invloedslengte of de werkelijk optredende invloedslengte. Hoe verhouden de verschillen tussen de schaalvormen zich tot elkaar met betrekking tot de invloedslengte? Ook dit zal een groot onderdeel van dit onderzoek zijn. Om die reden is in eerste instantie gekozen voor het testen van vijf modellen in welke drie elementaire schaalconstructievormen zitten verwerkt. Uiteindelijk is er nog een zesde model bij gekomen. Het gaat hier om een aan de onderkant scharnierend opgelegde en een aan de onderkant ingeklemde koepel, een aan alle zijden scharnierend opgelegde en een aan alle zijden ingeklemde hypar en twee maal een halve cilinder. De eerste halve cilinder is aan alle zijden scharnierend opgelegd maar heeft over de opleggingen in de lengte richting bewegingsvrijheid in verticale richting en de ondersteuning van de bogen op de koppen hebben bewegingsvrijheid in de lengterichting. Later is dezelfde halve cilinder nogmaals gebruikt maar zijn de lange zijden ook nog in z-richting gesteund doordat verder onderzoek nodig was. Door het gebruik van deze zes modellen kan gekeken worden naar het aantal benodigde elementen per constructievorm, en hoe die uitkomsten zich tot elkaar verhouden. In dit onderzoek wordt gevarieerd van twee tot twintig elementen over de invloedslengte.

In dit onderzoek wordt gebruik gemaakt van de Von Mises spanning aan de bovenkant van de schaal. Het voordeel van het gebruik maken van de Von Mises spanning is dat de meer dimensionale spanningen werkend op de schaal uitgedrukt kunnen worden in één resultante spanning. Hierdoor zijn de spanningen op verschillende punten goed te vergelijken. Verder wordt gebruik gemaakt van de shell281 elementen die beschikbaar zijn in het Ansys pakket. Dit zijn vierhoekige schaalelementen bestaande uit acht knooppunten. Op iedere hoek en in het midden van iedere zijde bevindt zich een knooppunt. Iedere knoop heeft zes vrijheidsgraden. Een impressie van het element is te zien in figuur 3.1. Verder worden alle constructies belast op het eigen gewicht. Het gewicht is 2400 kg/m^3.



Figuur 3.1: Shell-281 [3]

Naast het onderzoek naar het aantal benodigde elementen is ook de interesse in een aantal optioneel variërende parameters gewekt. Parameters als straal van de kromming van het vlak, dikte van de schaal, elasticiteitsmodulus en Poisson's ratio worden onderzocht. In hoeverre beïnvloeden zij het spanningsverloop in de schaal en hoe hangt dat samen met het aantal benodigde elementen? Om ook deze vragen te kunnen beantwoorden wordt gekeken naar:

- Een variërende A/t-ratio tussen 30 en 500. A is hierin de kromming van de schaal en t is de dikte. In dit onderzoek is gekozen voor een vaste kromtestraal van het vlak en een variërende dikte.
- Een variërende Elasticiteitsmodulus tussen 1000 en 100000 N/mm^2
- Een variërende Poisson's ratio tussen 0 en 0.49. De keuze voor 0.49 komt door een beperking van Ansys.

Er is nu al een aantal keer gesproken over een voldoende accurate benadering van de spanning. Voldoende accuraat is een erg ruim begrip en kan door een ieder anders geïnterpreteerd worden, vandaar dat daar een richtlijn aan gehangen is, welke luidt als volgt:

- Een grove benadering van de spanning houdt in dat de maximale afwijking 10% mag zijn met de werkelijke spanning
- Een nauwkeurige benadering van de spanning houdt in dat de maximale afwijking 3% mag zijn met de werkelijke spanning

De werkelijke spanning zal ook benaderd moeten worden met de eindige-elementenmethode, hetgeen inhoudt dat zelfs de 'exacte' spanning een benadering is. Dit is gedaan door een heel fijn net van elementen te kiezen. Deze modellering zal één keer gedaan worden per model omdat het behoorlijk tijdrovend is. In het hoofdstuk Resultaten zal te zien zijn dat bij een toenemende dichtheid van het net, de spanningswaarden convergeren naar een bepaalde waarde. Deze waarde is de aan te nemen exacte waarde. Door de drie en tien procent hier vanaf te trekken of bij op te tellen kan bepaald worden hoeveel elementen er dus nodig zijn voor de voldoende accurate benadering.

De volgorde van werken is vrij evident. Er is in eerste instantie gestart met het bouwen van de modellen. Het meester worden van de techniek van het modelleren in Ansys en het debuggen van de modellen heeft enige tijd gekost. Vervolgens is gestart met de onderzoeken. Ieder model wordt belast met een eigen gewicht van 2400 kg/m^3, vanzelfsprekend werkend in de negatieve z-richting. Er is gestart met het uitvoeren van de algemene onderzoeken. Vervolgens is gekeken naar de invloeden van de parameters genoemd in de deelvragen. Gedurende de onderzoeken zijn de resultaten meteen verwerkt in Excel en zijn de grafieken geplot. Dit geeft snel een visualisatie van de resultaten, hetgeen het interpreteren van de data een stuk gemakkelijker maakt. Zodra een onderzoek voor iedere vorm is uitgevoerd is gewerkt aan een conclusie voor dat specifieke onderdeel. Uiteindelijk is de vraag naar de verhouding tussen de werkelijke invloedslengte en de theoretische invloedslengte gegroeid, hier is dus nog een klein onderzoek naar gedaan. Dit nevenonderzoek staat gepresenteerd in hoofdstuk zes.

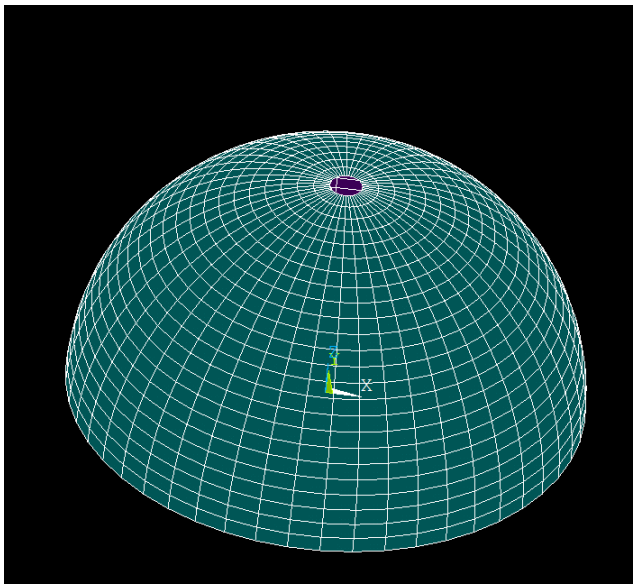
4

MODELLEN

Om de modellen te maken is gedurende dit onderzoek gewerkt met zogenaamde Macro files. Deze files kunnen worden gemaakt in de Windows applicatie Kladblok. De Macro files bevatten een serie aan commando's welke Ansys kan lezen en uitvoeren, zodat uiteindelijk een constructie ontstaat. Deze manier van programmeren voor Ansys is geleerd met behulp van voorbeeld files afkomstig van dr. ir. P.C.J. Hoogenboom. In dit hoofdstuk zal kort, per model, een aantal stukken uit het script worden toegelicht om de scripts en manier van werken te verduidelijken. De scripts zijn te vinden in de bijlagen aan het eind van dit rapport. Er zijn qua opbouw en intentie veel overeenkomsten tussen de scripts. De beschrijving van het script voor de koepels zal dan ook het meest gedetailleerd zijn. Overeenkomsten met de andere scripts zullen niet nogmaals worden behandeld. Ieder model wordt belast met een eigen gewicht van 2400 kg/m^3.

4.1. KOEPELS

Allereerst de scharnierend opgelegde koepel. Het betreft hier een koepel met een gat in de top. Het gat in de top heeft een straal van één element lengte. De grootte van het gat is dus afhankelijk van het aantal elementen dat over de verticale richting is aangegeven. In figuur 4.1 zijn dat de lijnen die in het gat bij elkaar komen. Het gaat zit er niet zonder reden. Als het gat er niet was geweest, zou voor het laatste stuk gebruik gemaakt moeten worden van driehoekige elementen. Dit maakt het programmeren van de koepel een stuk complexer en is verder niet ten gunste van het onderzoek. Vandaar dat er gekozen is voor een koepel met een gat in de top.



Figuur 4.1: Koepel plot in Ansys

Als naar het script gekeken wordt, vallen een aantal dingen op. Om te beginnen het eerste stuk waar alle variabelen gedefinieerd kunnen worden. Het eerste punt van attentie is de regel van nhoop. In deze regel kan aangegeven worden hoeveel elementen er over een halve cirkelboog in verticale richting moeten komen. Het is belangrijk twee elementen op te tellen bij het aantal elementen dat gewenst is, en dat getal in te vullen. Dit heeft te maken met het feit dat er een gat in de top zit.

Na het definiëren van de variabelen, komt het definiëren van materiaaleigenschappen gevolgd door het plaatsen van de knooppunten. In het eerste deel worden de horizontale cirkels waaruit een koepel is opgebouwd gedefinieerd. Over de cirkels zitten twee keer zoveel min één punten als het aantal elementen doordat er ook halverwege de zijden van de elementen zogenaamde midnodes moeten komen. Het tweede deel van het plaatsen van de knooppunten beslaat het plaatsen van de knooppunten over de cirkelbogen. Hierin moeten ook midnodes opgenomen worden.

Nadat alle knooppunten zijn geplaatst, moeten de nodes zo verbonden worden dat er elementen ontstaan. Bij deze cirkel is dat lastiger dan bij constructievormen met een kromming minder. De nodes krijgen een nummer en het laatste element bevat zowel de eerste als de laatste nodes. Vandaar dat er voor is gekozen deze strook als laatste apart te programmeren. Dat is dan ook de tweede alinea in het stuk voor het plaatsen van de elementen.

Na het plaatsen van de elementen worden de opleggingen gedefinieerd. Een scharnierende oplegging heeft alleen beperkingen van UX, UY en UZ. Een inklemming heeft buiten de bewegingsbeperkingen ook beperkingen ROTX, ROTY en ROTZ, hetgeen inhoudt dat iedere rotatie ook verhinderd is.

Na de elementen staat een code van één regel. De ACEL code. Dit is de code voor de belasting van de schaal. Door deze code wordt de schaal belast op het eigen gewicht. De 0,0,+1 geeft de richting van de kracht aan.

Als laatste is er een loop gemaakt om de juiste gegevens voor het onderzoek makkelijk en snel te verkrijgen. Dit is voor ieder model gedaan dus zal alleen hier toegelicht worden. Het programma schrijft nu automatisch resultaten weg in een tekst bestand. Allereerst is gestart met het maken van een regel met algemene informatie. Informatie als de straal, het aantal elementen in beide richting, de dikte van de schaal, de elasticiteitsmodulus en de Poisson's Ratio komen in deze algemene regel. Dat is gedaan met het doel datasets gemakkelijk uit elkaar te kunnen houden. De loop die volgt is gemaakt om van de juiste nodes de Von Mises spanning (S,EQV) op te vragen en op te slaan in het bestand. De output van zo'n file ziet er als volt uit:

5000.0000000 150.0000000 150.0000000 10.0000000 100000000. 0.0000000

1.	10594400
301.	6354041
601.	6095461
901.	6023964
1201.	5993768
1501.	5972869
1801.	5953674
etc.	

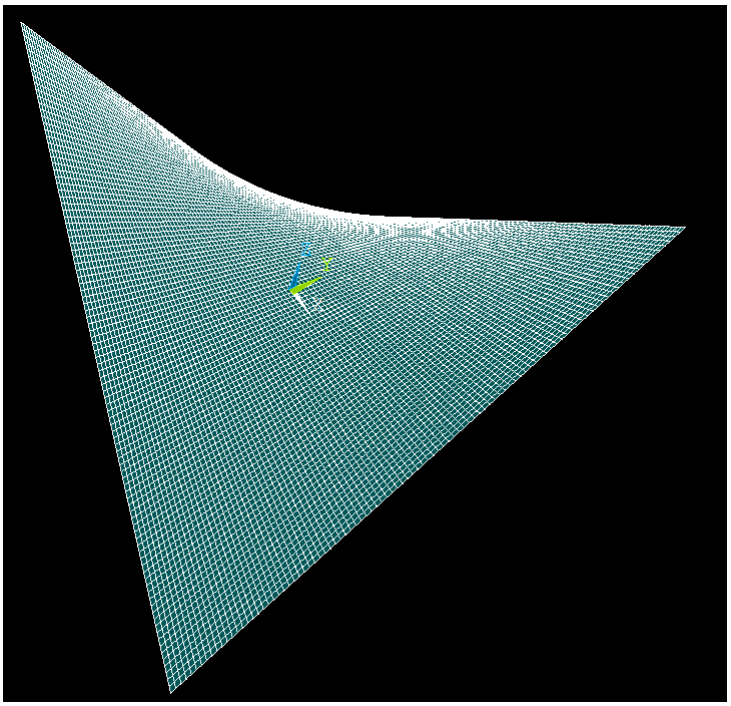
De eerste kolom is het knoopnummer en de tweede kolom is de berekende spanning op die plek in N/m^2.

4.2. HYPARS

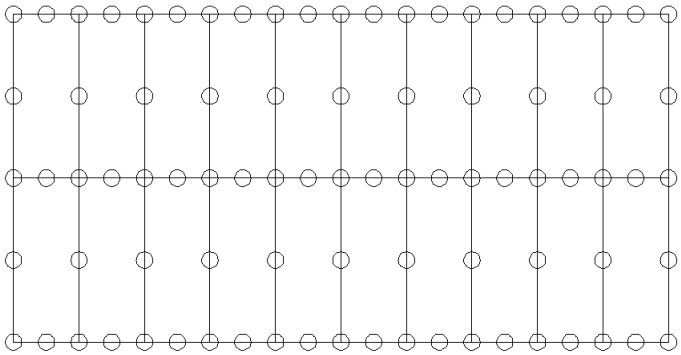
In deze paragraaf en de paragraaf voor de halve cilinders zullen alleen zaken worden behandeld die nog niet behandeld zijn in de paragraaf voor de koepel of specifiek afwijken.

Een groot verschil met de koepel is dat een hypar twee verschillende krommingen, kxx en kyy, en een twist, kxy, kan krijgen. Deze parameters kunnen worden ingevuld in de eenheid 1/mm en zorgen voor een kromming in het vlak. Wordt voor alle drie de parameters 0 ingevuld, dan blijft het een vlakke rechthoek. Verder kan het aantal gewenste elementen in x- en y-richting ingevuld worden. De oplegconfiguratie is voor de ene hypar aan alle zijden scharnierend opgelegd en voor de ander aan alle zijden ingeklemd. Het verschil zit hem dan dus in de rotatiebeperkingen.

Het plaatsen van de knooppunten gaat ook iets anders dan bij de koepel. Het vlak bestaat nu uit twee soorten rijen knooppunten die zich om en om repeteren naar achteren. Eerst een rij met hoekpunten en midnodes in y-richting , en vervolgens een rij met alleen midnodes in y-richting. Deze rijen worden vervolgens om en om achter elkaar geplot verplaatsend in x-richting. Een voorbeeld van de knopenconfiguratie is gegeven in figuur 4.3. Het verdere vervolg van het script verschilt in essentie niet van de koepel.



Figuur 4.2: Hypar plot in Ansys

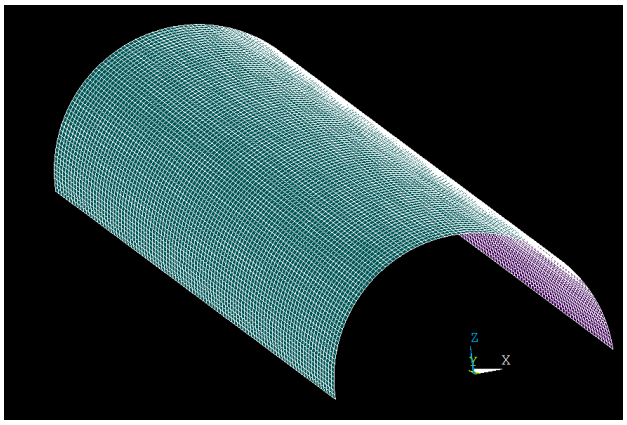


Figuur 4.3: Node configuratie en elementenverbinding

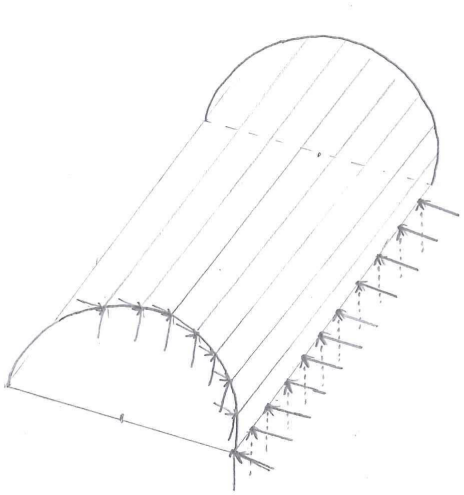
4.3. HALVE CILINDERS

De halve cilinder is geprogrammeerd met de straal en de lengte als geometrische variabelen. Verder verschilt hij qua variabelen niet van de hypar. Het plaatsen van de knooppunten is in principe ook op dezelfde manier gedaan als bij de hypar. Enig verschil is nu dat de knooppunten over de boog verdeelt worden op basis van de hoek en het aantal elementen dat gewenst is over de boog (nx). Via de hoek en de straal kunnen de x en z coördinaat van de knooppunten bepaalt worden. De y-coördinaat hangt af van het aantal elementen dat gewenst is in y-richting en de lengte in y-richting die gewenst is. Er worden twee bogen gemaakt. Een met midnodes en hoekpunten en een met alleen midnodes op dezelfde manier als bij de Hypar. Deze worden, net zoals bij de Hypar, om en om in y-richting geplot. Het vervolg is in essentie gelijk aan de hypars en koepels.

De opleggingsconfiguraties voor de halve cilinders zijn iets anders. De eerste halve cilinder is aan de beide koppen (de half ronde zijden) volledig scharnierend opgelegd met bewegingsvrijheid in de lengte richting (y-richting) en de lange (vlakke) zijden zijn eveneens scharnierend opgelegd met bewegingsvrijheid in de verticale richting (z-richting). De cilinder kan zich op deze manier dus gedragen als een scharnierend opgelegde balk op twee steunpunten. De tweede halve cilinder heeft wel ondersteuning in de verticale richting aan de lange zijden. In figuur 4.5 is de verticale kracht met stippellijntjes getekend. Dit is de kracht die in de eerste configuratie niet aanwezig is, en in de tweede wel.



Figuur 4.4: Halve cilinder plot in Ansys



Figuur 4.5: Schets opleggingsconfiguraties halve cilinder

5

RESULTATEN

In dit hoofdstuk worden de verkregen resultaten besproken. Iedere paragraaf gaat over een bepaald onderzoek. Binnen de paragraaf krijgt ieder model een subparagraaf. Er wordt gestart met het algemene onderzoek. Daarin wordt gekeken naar een model met één configuratie en een wisselende dichtheid van het elementennet. Vervolgens zullen de daaropvolgende onderzoeken hun invloed op het spanningsverloop tonen en zal uiteengezet worden wat de gevolgen van die individuele parameters zijn op de benodigde dichtheid van het elementennet. Alle spanningen worden gepresenteerd in N/m^2 en zijn verkregen aan de bovenkant van de schaal. N/m^2 is ook de eenheid van de spanningen langs de verticale as in de plots. Alle verkregen spanningen zijn de spanningen die optreden aan de bovenkant van de schaal. Zoals ook al in de inleiding is vermeld kunnen de datasets bekeken worden via `http://tinyurl.com/resultateneindrapport`. De scripts van de modellen kunnen gecontroleerd worden met de afbeeldingen van de vervormde constructies. Deze zijn te vinden in de bijlagen achterin dit rapport.

5.1. ALGEMEEN ONDERZOEK

5.1.1. KOEPEL; SCHARNIEREND OPGELEGD

De scharnierend opgelegde koepel heeft de volgende configuratie gedurende het onderzoek:

- E = 100000 N/mm^2
- t = 10 mm
- A = 500 mm
- ν = 0.00

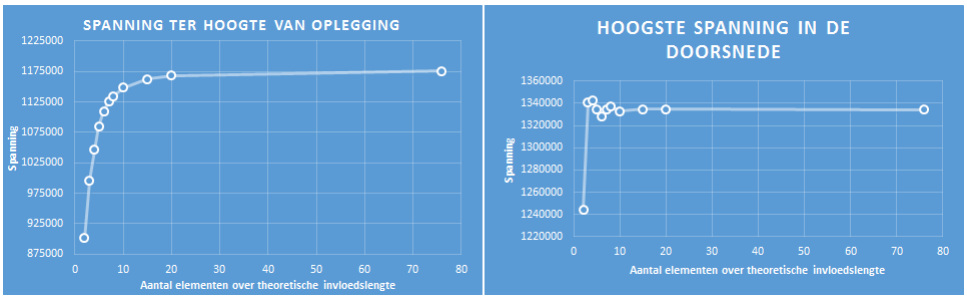
Voor de start is de theoretische invloedslengte, $l_i = 2.4 * \sqrt{A * t}$, uitgerekend. Vervolgens is berekend hoe groot de elementen moeten zijn om over die invloedslengte respectievelijk 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 15 en 20 elementen te krijgen en hoeveel elementen er dan nog zijn voor het totale net.

Uit de plot met de meeste elementen, de referentieplot, is het spanningsverloop gekomen dat wordt weergegeven in figuur 5.1.

Vervolgens is voor de verschillende hoeveelheden elementen dezelfde uitvoering gedaan en zijn de resultaten vergeleken. Het gevolg is te zien in figuur 5.2. De waarden convergeren naar de referentiewaarde. Als vervolgens naar de percentuele verschillen gekeken wordt, blijkt dat als de maximale afwijking tien procent mag zijn, het aantal elementen dat minstens nodig is over de theoretische invloedslengte vijf is. Bij een maximale afwijking van drie procent moet dat aantal minstens tien zijn. De afwijkingen treden voornamelijk op bij de spanningen ter hoogte van de oplegging.



Figuur 5.1: Exact spanningsverloop scharnierend opgelegde koepel, gat in top tot oplegging.



Figuur 5.2: Verschillende uitkomsten van de spanningsbenaderingen ten opzichte van exacte uitkomst scharnierend opgelegde koepel

5.1.2. KOEPEL; INGEKLEMD

De ingeklemde koepel heeft de volgende configuratie gedurende het onderzoek:

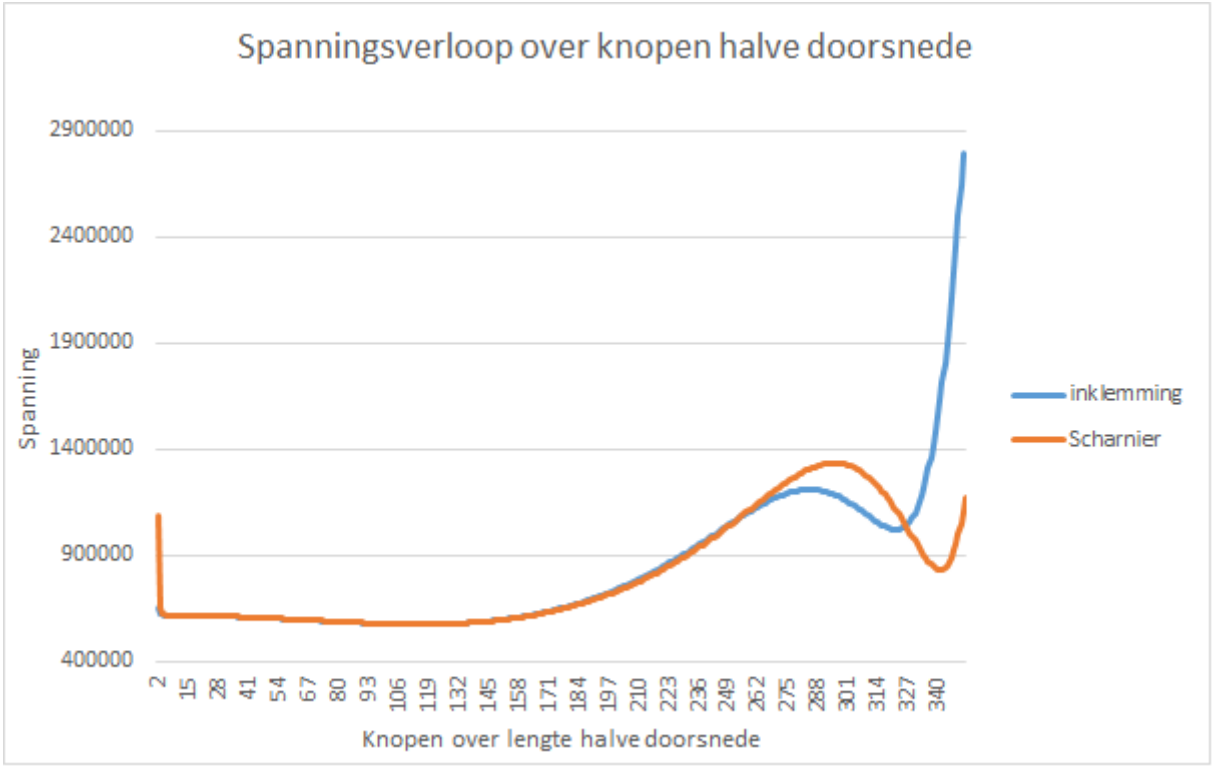
- E = 100000 N/mm^2
- t = 10 mm
- A = 500 mm
- ν = 0.00

Dezelfde manier van werken, aangaande het bepalen van de hoeveelheid elementen, als bij de scharnierend opgelegde koepel is gehanteerd. Wederom is de theoretische invloedslengte bepaalt met de formule $l_i = 2.4 * \sqrt{A * t}$.

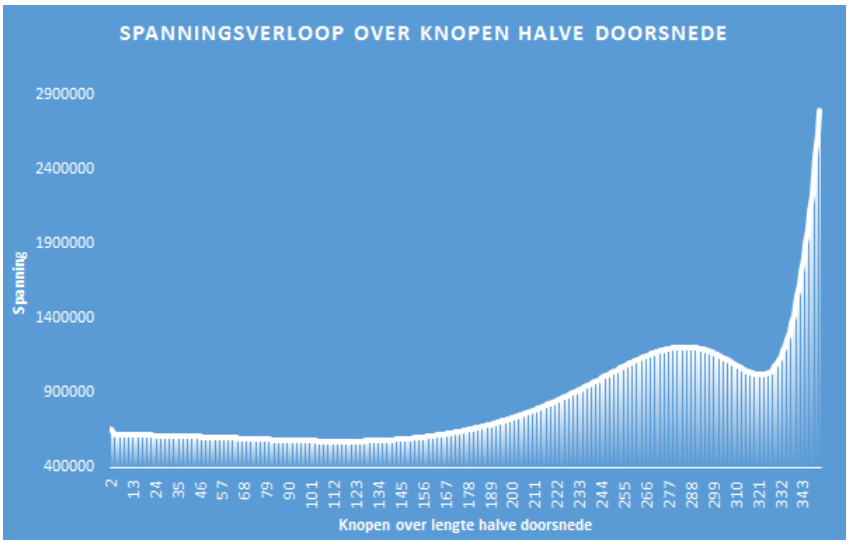
Uit de plot met de meeste elementen, de referentieplot, is het spanningsverloop gekomen dat wordt weergegeven in figuur 5.4.

Vervolgens is voor de verschillende hoeveelheden elementen dezelfde uitvoering gedaan en zijn de resultaten vergeleken. Het gevolg is te zien in figuur 5.5. Zoals in de figuren te zien is, gebeurt precies hetgeen dat van te voren verwacht werd. De waarden convergeren naar de referentiewaarde. Als vervolgens naar de percentuele verschillen gekeken wordt, blijkt dat als de maximale afwijking tien procent mag zijn, het aantal elementen dat minstens nodig is over de theoretische invloedslengte vier is. Bij een maximale afwijking van drie procent moet dat aantal minstens zeven zijn. De afwijkingen treden voornamelijk op bij de spanningen ter hoogte van de oplegging.

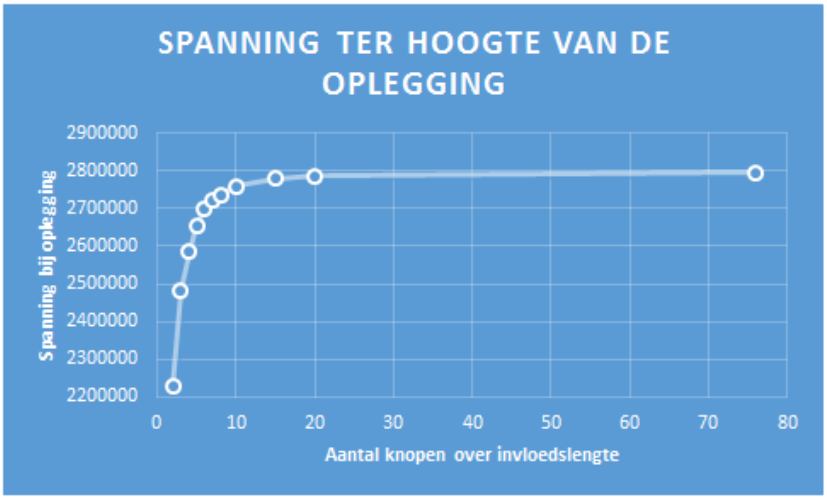
De theoretische invloedslengten van de koepel die in theorie berekend zijn, zijn ongeveer 170 mm bij de bovengenoemde configuratie. Deze invloedslengte geldt ook voor de scharnierend opgelegde koepel. De werkelijke invloedslengte verschilt van deze theoretische invloedslengte en wordt besproken in hoofdstuk zes. Als we kijken naar de plots van de spanningen van de koepel, zou een werkelijke invloedslengte van 170 mm heel aardig kunnen kloppen. Dit wordt verder besproken in hoofdstuk 6. In figuur 5.3 kunnen de spanningsverlopen van beide koepels worden vergeleken.



Figuur 5.3: Exact spanningsverloop koepels, onderkant tot gat in top



Figuur 5.4: Exact spanningsverloop ingeklemde koepel, gat in top tot oplegging



Figuur 5.5: Convergentie van de spanning ter hoogte van de oplegging. Spanning bij de oplegging is tevens maximale spanning in de doorsnede.

5.1.3. HALVE CILINDER, ZIJDE HEEFT BEWEGINGSVRIJHEID IN Z-RICHTING

De halve cilinder is volledig scharnierend opgelegd. De koppen (halve cirkelvorm) hebben bewegingsvrijheid in de lengterichting(y-richting) en de zijdelingse opleggingen hebben bewegingsvrijheid in verticale richting (z-richting) zoals besproken in het plan van aanpak. De configuratie ziet er als volgt uit:

- E = 10000000 N/mm^2
- t = 2 mm
- A = 400 mm
- ly = 1000 mm (lengte)
- ν = 0.00

Deze configuratie is zo gekozen dat de theoretische invloedslengte niet de helft van de halve cirkelboog overschrijdt. Dit zou namelijk zorgen voor, in theorie, overlappende invloedslengten en dat is specifiek in dit onderzoek vermeden. Dit onderzoek is gestart met 318 elementen over de theoretische invloedslengte. De theoretische invloedslengte is berekend met $l_i = 3.4 * (A * t * l^2)^{1/4}$. Uit die samenstelling is het spanningsverloop gekomen dat is weergegeven in figuur 5.6. Vervolgens zijn er weer tests uitgevoerd voor het aantal elementen over de theoretische invloedslengte variërend van twee tot twintig elementen.

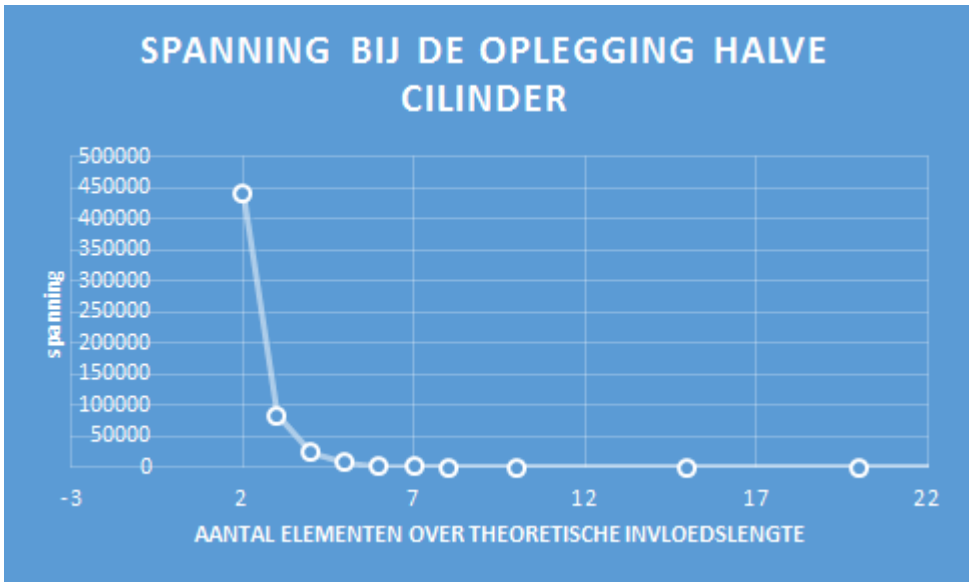
De uitslag van dit onderzoek is vrij merkwaardig. Allereerst dient gezegd te worden dat de verschillen erg klein zijn. Een aantal van twee elementen over de theoretische invloedslengte is al voldoende om een maximale afwijking van drie procent te bereiken over de gehele doorsnede, op de opleggingen na.

De opleggingen zijn in dezen een apart verhaal. Omdat er, door het ontbreken van een verticale oplegreactie, alleen trekspanningen in horizontale richting zouden kunnen optreden op die plekken, zijn de spanningen heel erg klein. Echter hebben alle hoeken van de cilinder geen bewegingsvrijheid, waardoor er ook geen trekspanning optreedt. De cilinder gedraagt zich in dat geval namelijk als een ligger op twee steunpunten zonder bewegingsvrijheid. In de referentieberekening komt een Von Mises spanning van 3 N/m^2 naar voren. Bij de plot met drie elementen bedraagt deze spanning 84256 N/m^2 en bij twintig elementen is het nog maar 21 N/m^2. Het neemt dus heel snel af. Die afloop is te zien in figuur 5.7.

Omdat de werkelijke spanning zo laag is, zijn de procentuele verschillen gigantisch, en eigenlijk niet representatief. Dit is eveneens de reden dat is gekozen voor het doorrekenen van nog een halve cilinder, die wel gesteund is in verticale richting langs de randen. De aanbeveling voor het aantal elementen over de theoretische invloedslengte van deze configuratie is vijf voor een grove berekening en tien voor een nauwkeurige. Dit is procentueel gezien nog niet toereikend bij de oplegging omdat daar vergeleken wordt met een spanning van bijna nul N/m^2, maar acceptabel genoeg. Het is wel belangrijk rekening te houden met dit fenomeen als besloten wordt een constructie als deze door te rekenen.



Figuur 5.6: Exact spanningsverloop halve cilinder over de doorsnede



Figuur 5.7: Verloop spanning bij oplegging bij verschillend aantal elementen over theoretische invloedslengte

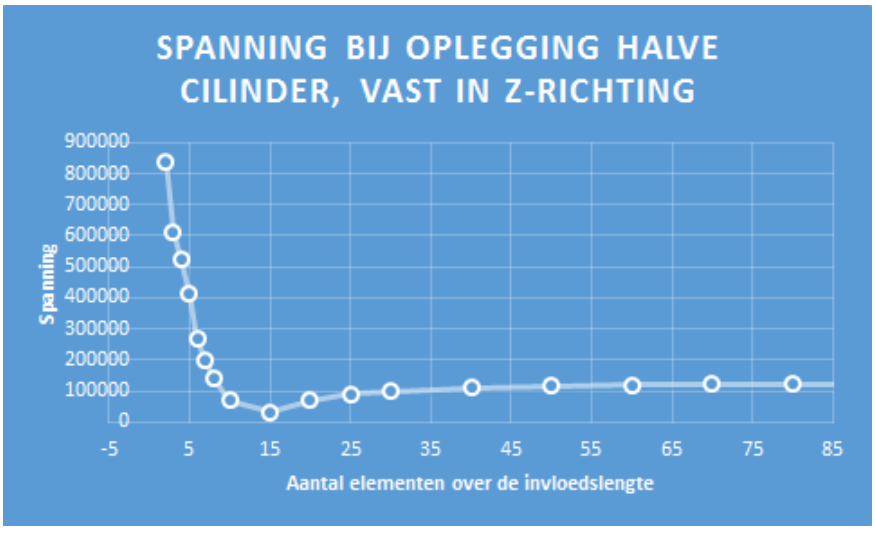
5.1.4. HALVE CILINDER VOLLEDIG SCHARNIEREND OPGELEGD, GEEN BEWEGINGSVRIJHEID OPLEGGINGEN

Het model voor deze halve cilinder is voortgekomen uit de resultaten voor de halve cilinder waarbij de spanningen zo laag waren aan de rand dat er nagenoeg niets gezegd kon worden over het benodigde aantal elementen. Verder is dezelfde configuratie aangehouden. Zoals is te zien in figuur 5.8 heeft de aanpassing in de oplegging veel invloed op het spanningsverloop.

Wederom is tegen een aantal opmerkelijkheden aangelopen, voornamelijk de trage convergentie van de spanningen bij de oplegging. Allereerst is gewerkt tot een aantal van twintig elementen over de theoretische invloedslengte. Echter zat er toen nog een verschil van 45% in de referentiespanning en de berekende spanning. Door uiteindelijk door te gaan met onderzoeken tot een aantal van 90 elementen over de theoretische invloedslengte werd de drie procent afwijking gehaald. Dit is erg veel ten opzichte van de andere modellen. Voor de nauwkeurigheid van tien procent was een aantal van 50 elementen over de theoretische invloedslengte benodigd. Het verloop van de convergentie kan bekeken worden in figuur 5.9.



Figuur 5.8: Exact spanningsverloop halve cilinder over de doorsnede



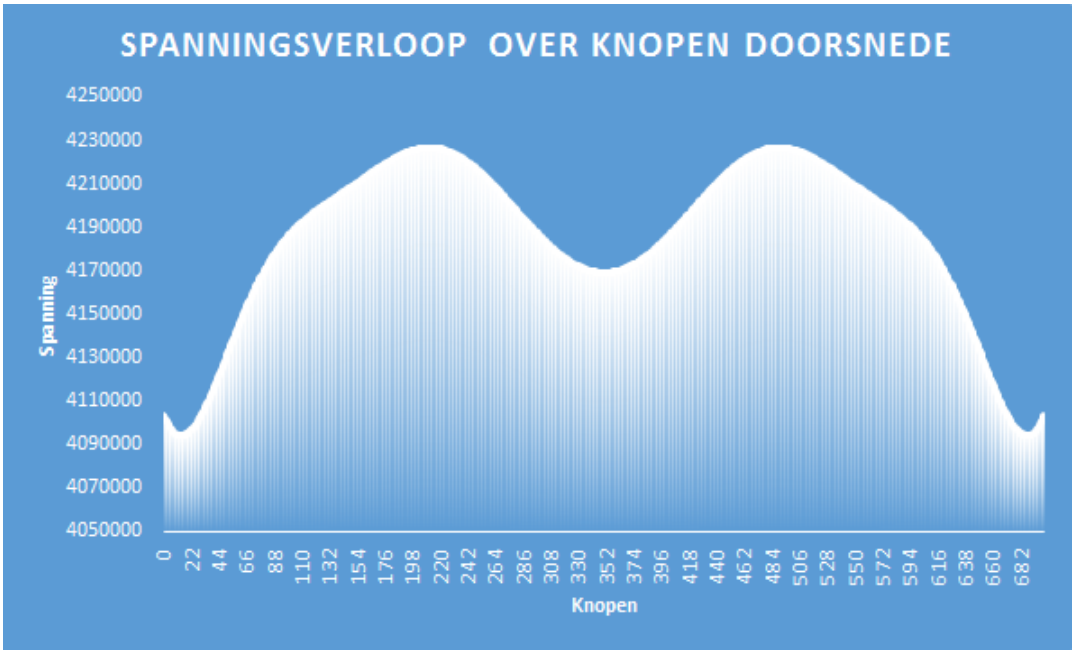
Figuur 5.9: Verloop spanning bij oplegging bij verschillend aantal elementen over theoretische invloedslengte

5.1.5. HYPAR; SCHARNIEREND OPGELEGD

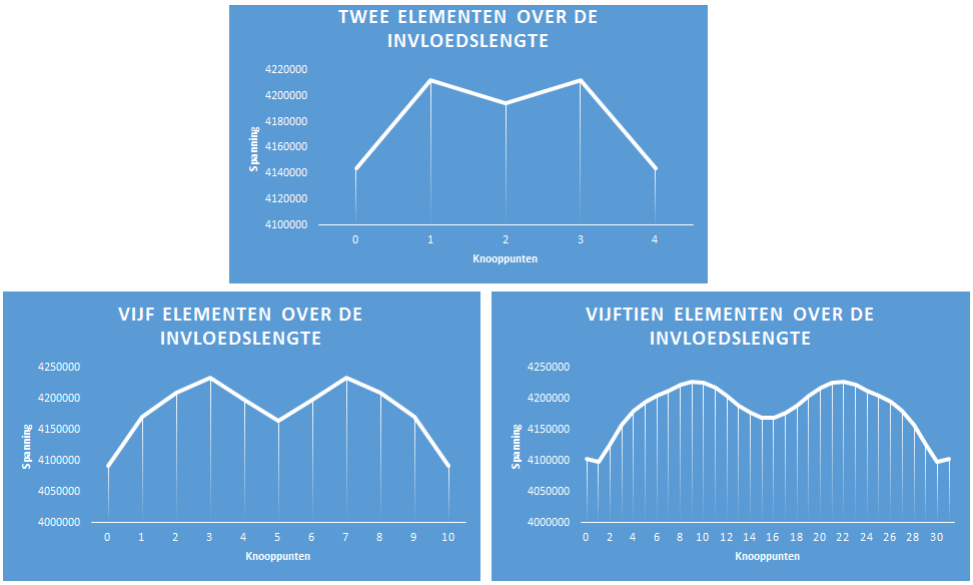
De scharnierend opgelegde hypar heeft de volgende configuratie:

- E = 10000000 N/mm^2
- t = 5 mm
- kxy = 1/2000 mm. Ten gevolge van kxy ondervindt het vlak een kromming met een straal van 1/(1/2000)=2000 mm.
- lx = 1000 mm
- ly = 1000 mm
- ν = 0.00

Om te beginnen is wederom de theoretische invloedslengte berekend. Voor een hypar geldt de formule $l_i = 2.25 * (A * t * l)^{1/3}$. Vervolgens is deze theoretische invloedslengte opgedeeld in 340 elementen. Hieruit is de referentieplot gemaakt. Deze plot is te zien in figuur 5.10. Vervolgens is voor een verschillend aantal elementen over de theoretische invloedslengte de spanning berekend. Hieruit blijkt dat de verschillen erg klein zijn tussen de berekende spanningen in vergelijking met de referentiespanningen die in eerste instantie bepaald zijn. Er zijn over de doorsnede vier verschillende spanningen vergelijken, namelijk de maximale, de minimale, de spanning halverwege de doorsnede en de spanning ter hoogte van de oplegging. Het grootste verschil in al die vergelijkingen is 1,2%. Toch wordt aangeraden meer dan twee elementen toe te passen. Zeker als naar het volledige spanningsverloop gekeken wordt, is het belangrijk de pieken en dalen goed te kunnen zien. Hiervoor zijn toch wat meer elementen nodig dan de twee die de procentuele uitkomt uitwijst. Bovenstaande is geïllustreerd in figuur 5.11. Uiteindelijk is de aanbeveling drie elementen toe te passen voor de grove en vijf voor de nauwkeurige berekening om een acceptabele weergave van het spanningsverloop te kunnen genereren en de rekentijd beperkt te houden.



Figuur 5.10: Exact spanningsverloop scharnierend opgelegde hypar over de doorsnede



Figuur 5.11: Visualistatie verschillen spanningsverloop bij verschillende dichtheden elementennet

Zoals hierboven te zien is, is het knikje bij de oplegging pas te zien bij het toepassen van vijftien elementen over de theoretische invloedslengte. Hoe meer elementen er worden toegepast, hoe geleidelijker de spanningsplot eruit ziet. Echter is vijftien erg veel, en zijn zoals gezegd zijn de procentuele verschillen erg klein, vandaar dat drie en vijf elementen wordt aangeraden voor de grove en nauwkeurige benadering.

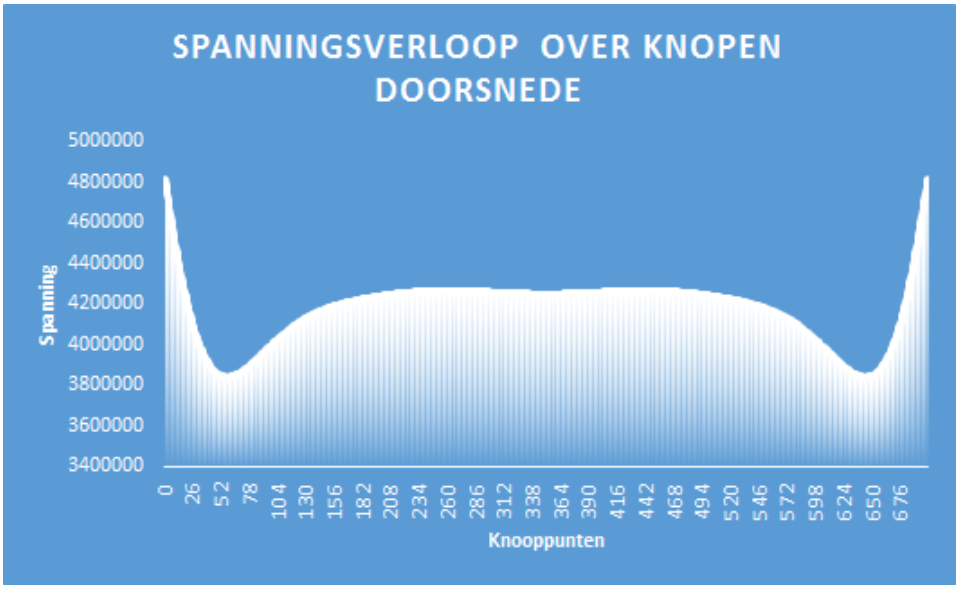
5.1.6. HYPAR; INGEKLEMD

De ingeklemde hypar heeft de volgende configuratie:

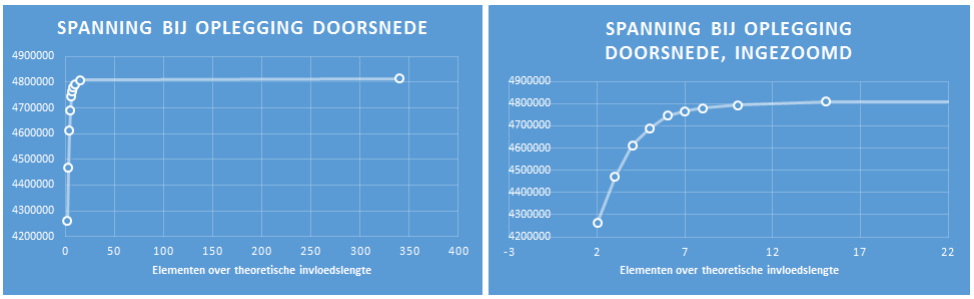
- E = 10000000 N/mm^2
- t = 5 mm
- kxy = 1/2000 mm. Ten gevolge van kxy ondervindt het vlak een kromming met een straal van 1/(1/2000)=2000 mm.
- lx = 1000 mm
- ly = 1000 mm
- ν = 0.00

De theoretische invloedslengte is op dezelfde manier berekend als bij de scharnierend opgelegde hypar. Ook is gebruik gemaakt van hetzelfde aantal elementen over de theoretische invloedslengte voor de referentieplot. De plot van het spanningsverloop is te vinden in figuur 5.12.

Vervolgens zijn wederom de spanningen bepaald voor de wisselende hoeveelheden elementen. Hieruit bleek dat de spanningsverschillen bij de oplegging maatgevend waren. Voor een verschil van minder dan tien procent zijn drie elementen over de theoretische invloedslengte benodigd en voor de maximale afwijking van drie procent zijn vijf elementen nodig. Een overzicht van de convergentie van de spanningen is te zien in figuur 5.13.



Figuur 5.12: Exact spanningsverloop ingeklemde hypar over de doorsnede



Figuur 5.13: Visualistatie verschillen spanningsverloop bij verschillende dichtheden elementennet

5.1.7. CONCLUSIE ALGEMEEN ONDERZOEK

De datasets die zijn voortgekomen uit de voorgaande onderzoeken samengevoegd geven veel verschillende resultaten. De resultaten staan in tabel 5.1.

Schaalvorm	**Oplegging**	**10 %**	**3 %**
Koepel	Scharnierend opgelegd	5	10
	Ingeklemd	4	7
Hypar	Scharnierend opgelegd	4*	5*
	Ingeklemd	3	5
Halve cilinder	Verticaal los	5**	10**
	Verticaal vast	50***	90***

Tabel 5.1: Overzicht conclusie benodigde elementen over theoretische invloedslengte algemeen onderzoek

* In principe voldoen voor beide criteria twee elementen over de theoretische invloedslengte. Echter om een acceptabele weergave van het spanningsverloop te geven is besloten de aanbeveling op drie en vijf elementen te houden.

** Voor de halve cilinder die ongesteund is in verticale richting aan de lange zijden is ervoor gekozen vijf en tien elementen aan te houden. Dit omdat dan de verschillen bij de oplegging acceptabel zijn. Procentueel echter zijn de verschillen nog gigantisch omdat er met bijna nul wordt vergeleken.

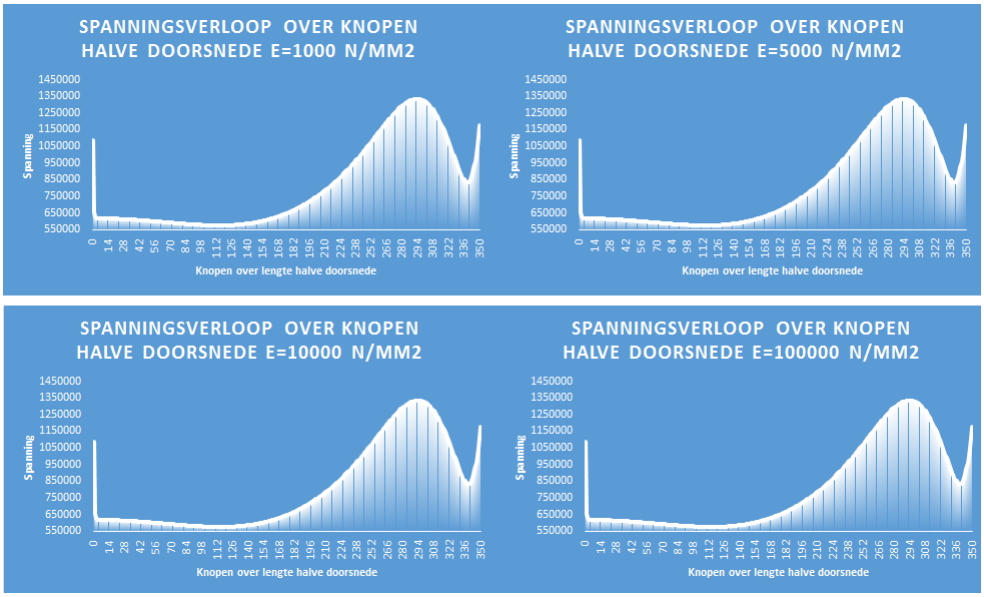
*** Voor de langs de lange zijden verticaal wel gesteunde halve cilinder is de uitkomst excessief te noemen. De benodigde elementen zijn een factor tien groter dan de voorgaande modellen. Een precieze reden voor deze uitkomst is helaas niet gevonden. Deze vraag is onderdeel van de aanbevelingen voor eventueel vervolgonderzoek.

Dit onderzoek is de kern van dit rapport en heeft de validiteit van de stelling van zes elementen onderzocht. Hoewel de uitkomsten voor de meeste configuraties toch redelijk in de buurt van de zes liggen, is één vuistregel toch erg kort door de bocht. Voor een grove benadering is een vuistregel van zes absoluut aan de veilige kant en kan prima aangehouden worden. Voor een nauwkeurige berekening, waarbij kleine afwijkingen gewenst zijn, lopen de aanbevelingen toch wat uiteen. Het varieert van vijf tot tien elementen, dus een integrale vuistregel zou tien zijn. Voor een scharnierend opgelegde koepel is het dan vrij krap, voor bijvoorbeeld een hypar meer dan genoeg. Het is dus ten alle tijden aan te raden even te kijken naar de benodigde hoeveelheid elementen over de theoretische invloedslengte alvorens de verkregen resultaten voor nauwkeurig genoeg aan te nemen.

5.2. ELASTICITEITSMODULUS

Een schaal kan in verschillende materialen uitgevoerd worden. Bij verschillende materialen horen verschillende elasticiteitsmoduli. De vraag die dan opkomt is in hoeverre wisselende elasticiteitsmoduli invloed hebben op het spanningsverloop en/of de invloedslengten. De test is voor alle vijf de modellen uitgevoerd, met een eenduidige conclusie. De E-modulus is gevarieerd met waarden tussen de 1000 en 100000 N/mm^2. Zoals in figuur 5.14 te zien is, heeft een wisselende E-modulus geen enkele invloed op het Von Mises spanningsverloop. De schalen van de plots zijn precies gelijk, dus meerdere spanningsverlopen in één grafiek plotten heeft geen zin. Het zou namelijk lijken alsof er maar één plot is.

Er kan dus geconcludeerd worden dat, zoals van te voren al was verwacht, de elasticiteitsmodulus op geen enkele manier de invloedslengte, de randverstoring of het totale Von Mises spanningsverloop beïnvloedt. Voor de andere modellen kan gekeken worden in de Excel files, wegens eenzelfde uitkomst is besloten niet alle grafieken in het rapport op te nemen



Figuur 5.14: Spanningsverlopen over doorsnede scharnierende koepel bij wisselende elasticiteitsmodulus

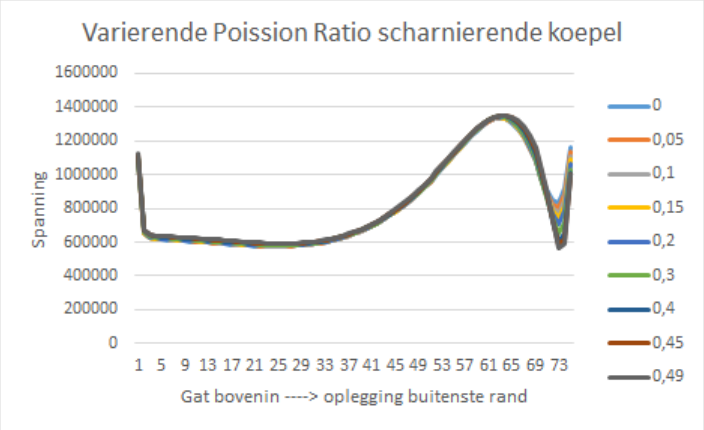
5.3. POISSON RATIO

De Poisson ratio is een kenmerk van een materiaal en beschrijft hoe dat materiaal reageert op druk en trek belastingen. Het legt de link tussen het indrukken van een materiaal en de vervormingen die het materiaal dan ondergaat. Bijvoorbeeld, als een kubus op twee tegenover elkaar liggende zijden wordt ingedrukt, reageren de zijden loodrecht op die zijden daarop door te vervormen. Aangezien het materiaaleigenschappen betreft is het interessant om te kijken welke invloed deze eigenschap heeft op het spanningsverloop in doorsnedes van de schaal en wat voor invloed het heeft op de invloedslengte.

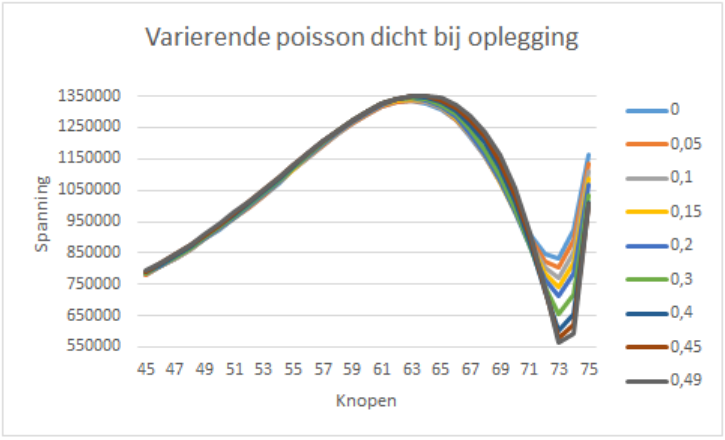
In dit onderzoek is gekeken naar een variërende Poisson ratio tussen nul en 0.49. 0.49 is de grens voor Ansys, dus vandaar dat er niet naar 0.5 gekeken is. Rechts van iedere grafiek in de legenda is te zien welke lijn bij welke Poisson ratio behoort.

5.3.1. KOEPEL; SCHARNIEREND OPGELEGD

In figuren 5.15 en 5.16 zijn de spanningsverlopen voor de verschillende Poisson ratio's geplot. Het is duidelijk te zien dat de spanningswaarden wel veranderen in het randgebied, maar dat het verloop nauwelijks veranderd. Dit betekent dat de Poisson Ratio invloed heeft op de grootte van de Von Mises spanning maar geen invloed heeft op de invloedslengte. De vraag is echter nu in hoeverre de benodigde elementendichtheid is beïnvloed. Deze vraag zal aan het eind van dit hoofdstuk worden behandeld. Voor de aankomende Poisson ratio onderzoeken geldt hetzelfde, vandaar dat tekst achterwege is gelaten bij deze paragrafen.



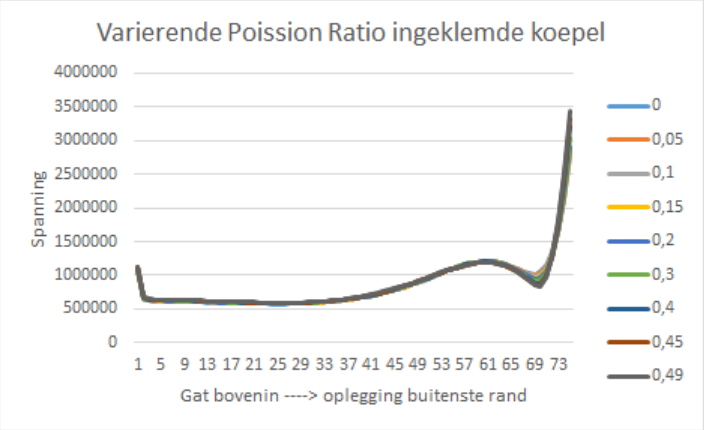
Figuur 5.15: Spanningsverlopen over doorsnede scharnierend opgelegde koepel bij wisselende Poisson Ratio



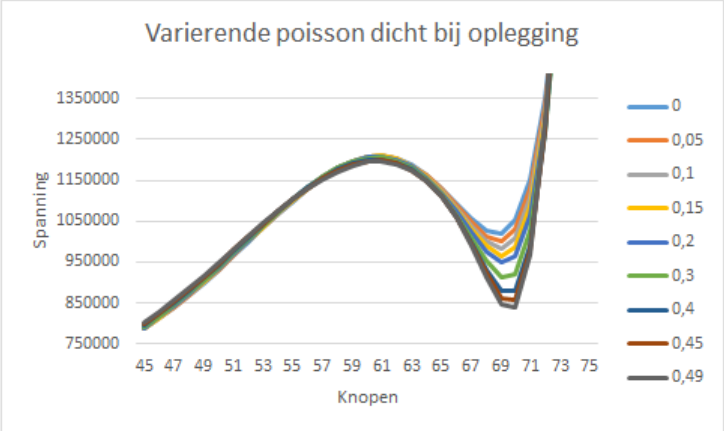
Figuur 5.16: Spanningsverlopen over doorsnede scharnierend opgelegde koepel bij wisselende Poisson Ratio vlak bij oplegging

5.3.2. KOEPEL; INGEKLEMD

In figuren 5.17 en 5.18 zijn de spanningsverlopen voor de verschillende Poisson Ratio's geplot voor de ingeklemde koepel.



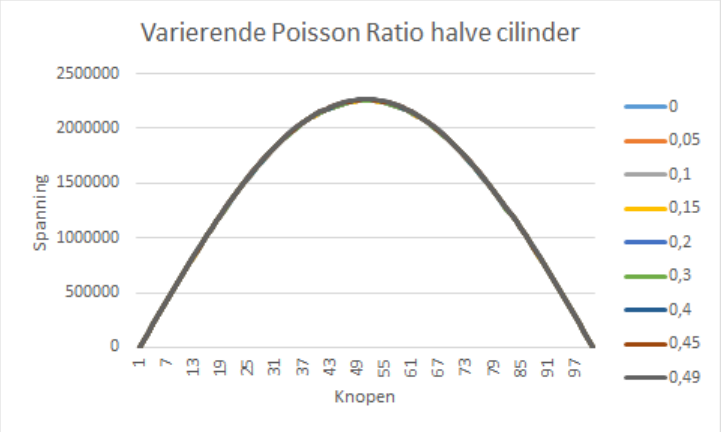
Figuur 5.17: Spanningsverlopen over doorsnede ingeklemde koepel bij wisselende Poisson ratio



Figuur 5.18: Spanningsverlopen over doorsnede ingeklemde koepel bij wisselende Poisson ratio vlak bij oplegging

5.3.3. HALVE CILINDER

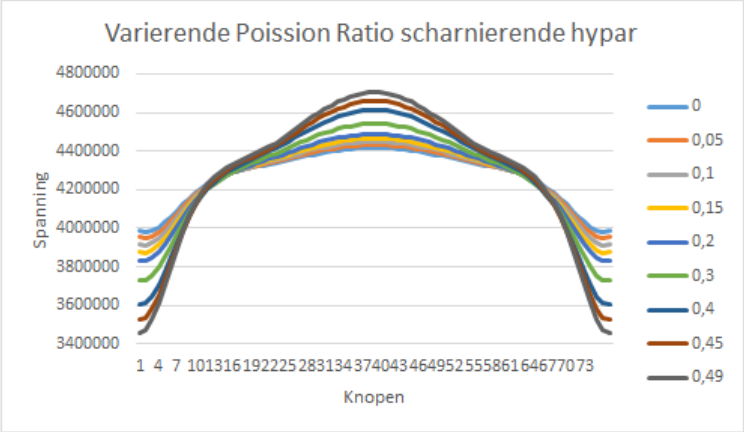
In figuur 5.19 zijn de spanningsverlopen voor de verschillende Poisson Ratio's geplot voor de halve cilinder waarvan de lange zijden verticaal niet gesteund zijn.



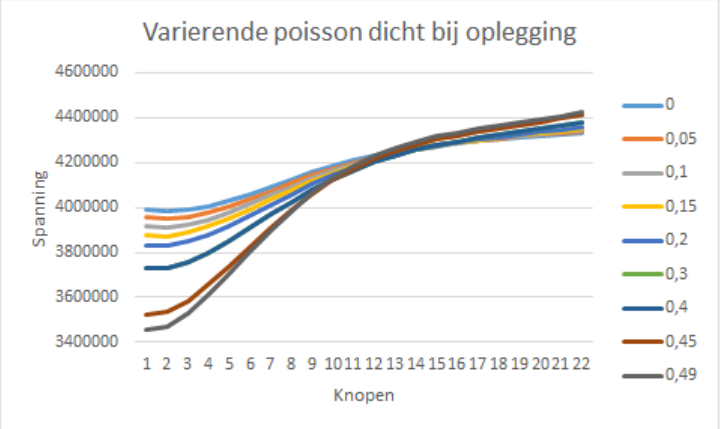
Figuur 5.19: Spanningsverlopen over doorsnede halve cilinder bij wisselende Poisson ratio

5.3.4. HYPAR; SCHARNIEREND OPGELEGD

In figuren 5.20 en 5.21 zijn de spanningsverlopen voor de verschillende Poisson Ratio's geplot voor de scharnierend opgelegde hypar.



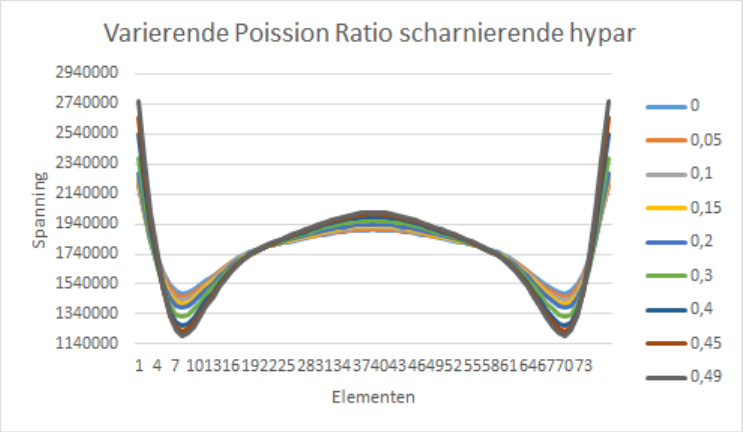
Figuur 5.20: Spanningsverlopen over doorsnede scharnierend opgelegde Hypar bij wisselende Poisson ratio



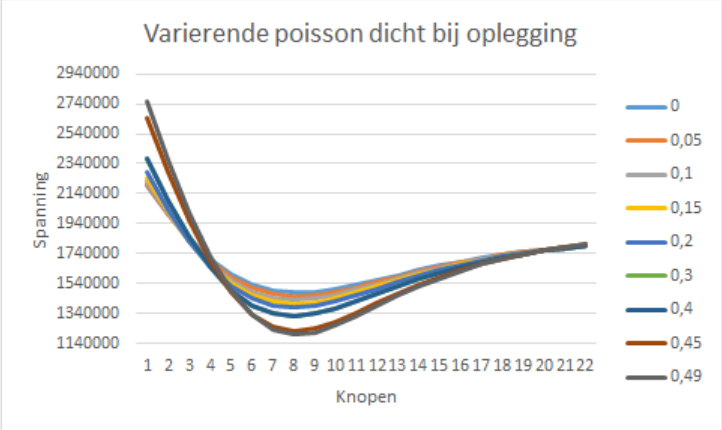
Figuur 5.21: Spanningsverlopen over doorsnede scharnierend opgelegde Hypar bij wisselende Poisson ratio vlak bij oplegging

5.3.5. HYPAR; INGEKLEMD

In figuren 5.22 en 5.23 zijn de spanningsverlopen voor de verschillende Poisson Ratio's geplot voor de ingeklemde hypar.



Figuur 5.22: Spanningsverlopen over doorsnede ingeklemde Hypar bij wisselende Poisson ratio



Figuur 5.23: Spanningsverlopen over doorsnede ingeklemde Hypar bij wisselende Poisson ratio vlak bij oplegging

5.3.6. CONCLUSIE VÓÓR VERVOLGONDERZOEK

Na het onderzoeken van de vijf modellen op de invloed van de Poisson ratio kan gesteld worden dat de Poisson Ratio geen invloed heeft op de invloedslengte. Er is te zien dat het spanningsverloop iets opschuift maar dat de vorm en verhoudingen van het verloop hetzelfde blijven en dus de invloedslengte niet veranderd. Het eerste idee was dat er dus ook geen invloed was op de benodigde dichtheid van het elementennet, echter is hier later op terug gekomen. De vraag is nu in hoeverre het spanningsverschil dat ontstaat tussen de verschillende ratio de benodigde elementendichtheid beïnvloedt. Dit is onderzocht door voor de scharnierende koepel nog drie keer de algemene test uit te voeren voor Poisson Ratio's van 0.15, 0.3 en 0.49. De resultaten worden gepubliceerd in de volgende paragraaf. Doordat dit inzicht pas later is gekomen, was er geen tijd meer voor de andere modellen.

5.3.7. ALGEMEEN ONDERZOEK WISSELENDE POISSON RATIO

In eerste instantie was het idee dat de het benodigde aantal elementen niet werd beïnvloed door de Poisson ratio omdat de invloedslengte niet veranderde. Uiteindelijk is besloten dit toch aan een proef te onderwerpen. Voor de scharnierend opgelegde koepel is het algemene onderzoek nog drie maal uitgevoerd met Poisson ratio's van 0.15, 0.3 en 0.49. Hierin is gekeken naar het benodigde aantal elementen over de theoretische invloedslengte opdat de spanningen met een nauwkeurigheid van tien en drie procent bepaald kunnen worden. In het eerste algemene onderzoek voor de scharnierend opgelegde koepel met Poisson ratio 0 kwam naar voren dat er respectievelijk vijf en tien elementen nodig waren over de theoretische invloedslengte om de gewilde nauwkeurigheid te halen. Voor de Wisselende Poisson ratio's zijn de resultaten te vinden in tabel 5.2.

Poisson Ratio	**10 %**	**3 %**
0	5	10
0.15	5	10
0.3	6	11
0.49	8	11

Tabel 5.2: Overzicht benodigde elementen over theoretische invloedslengte scharnierende koepel wisselende Poisson ratio

5.3.8. CONCLUSIE POISSON RATIO

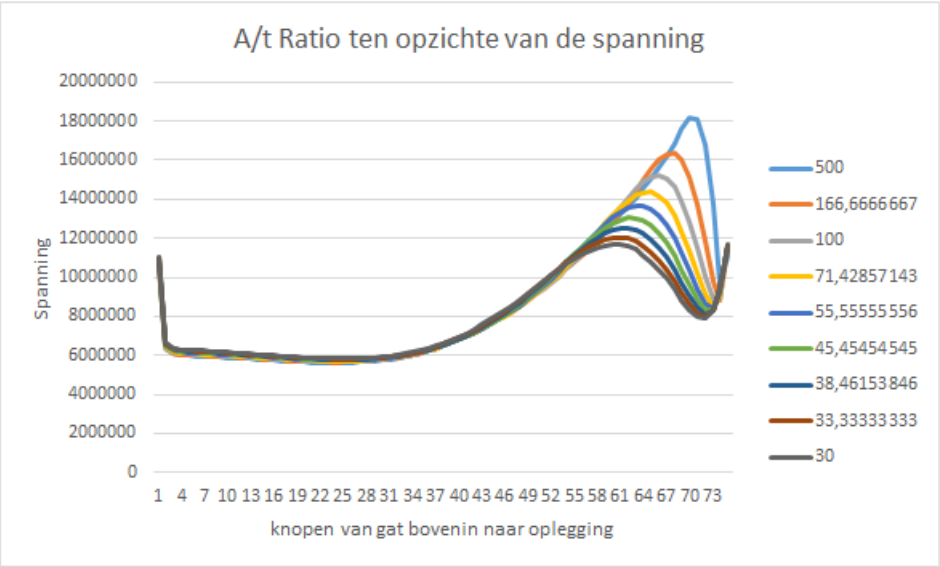
De Poisson Ratio heeft invloed op de spanningshoogte, maar nauwelijks op het spanningsverloop. Het eerste idee was dus ook om te stellen dat er geen invloed was op de invloedslengte, en dus geen invloed op de benodigde elementendichtheid. Echter blijkt dit toch niet te kloppen. De hypothese dat de invloedslengte niet wordt beïnvloed klopt. Echter, na het algemene onderzoek voor de wisselende ratio's, is duidelijk naar voren gekomen dat een hogere Poisson Ratio invloed heeft op de benodigde elementendichtheid. De conclusie luidt dan ook, hoe hoger de Poisson Ratio, hoe hoger de elementendichtheid moet zijn. Voor het opstellen van een richtlijn en/of vuistregel voor het effect van de Poisson Ratio moet meer onderzoek gedaan worden naar andere schaalvormen en configuraties.

5.4. A/T RATIO

In deze paragraaf zal gekeken worden naar de invloed van een variërende straal dikte ratio van de schaal. Dit is gedaan door de straal dikte ratio te variëren tussen 30 en 500. Er is voor gekozen de straal van het model gelijk te houden en de dikte te variëren. Alle Poisson ratio zijn nul gehouden.

5.4.1. KOEPEL; SCHARNIEREND OPGELEGD

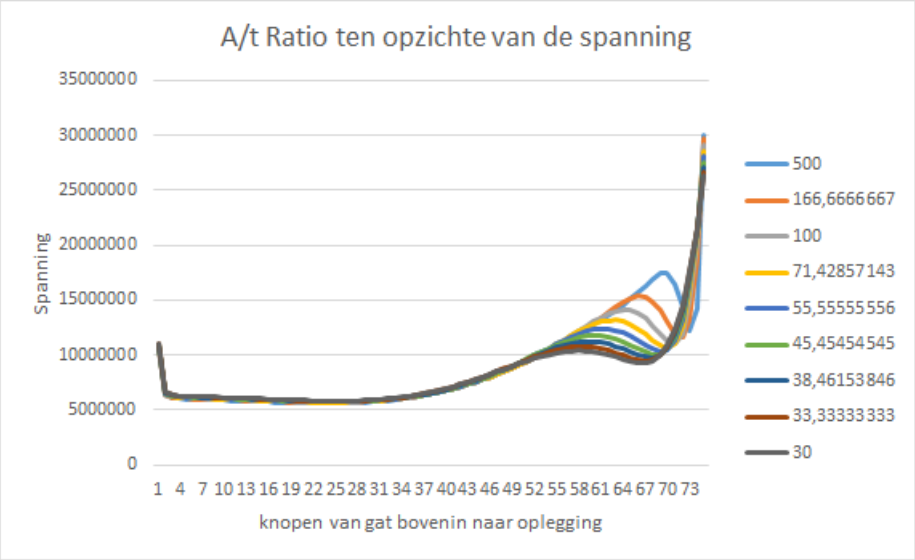
Om te beginnen eerst de scharnierend opgelegde koepel. Zoals in de grafiek in figuur 5.24 is te zien, nemen de spanningen toe bij een toenemende straal dikte ratio in het invloedsgebied. Het gevolg van een toenemende straal dikte ratio in deze configuratie is duidelijk dat de invloedslengte afneemt. De hypothese is dan dat een afnemende invloedslengte in principe zou betekenen dat er een grotere dichtheid van het elementennet nodig is om nog het gewenste aantal elementen over de invloedslengte, en dus de gewenste nauwkeurigheid, te krijgen in het geval er gebruik wordt gemaakt van een uniform net over de gehele schaal. Het zou in dit geval niet uitmaken voor de hoeveelheid elementen benodigd binnen de invloedslengte. Voor de hierop volgende datapresentaties van de onderzoeken naar de invloed van de A/t ratio geldt hetzelfde als reeds beschreven, vandaar dat de tekst daar achterwege is gelaten.



Figuur 5.24: Spanningsverlopen over doorsnede scharnierend opgelegde koepel bij wisselende dikten (A/t Ratio)

5.4.2. KOEPEL; INGEKLEMD

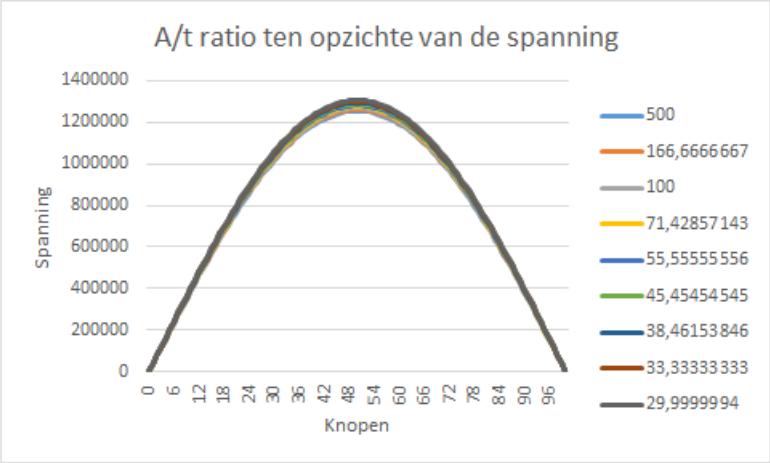
Resultaat A/t ratio onderzoek voor de ingeklemde koepel.



Figuur 5.25: Spanningsverlopen over doorsnede ingeklemde koepel bij wisselende dikten (A/t Ratio)

5.4.3. HALVE CILINDER

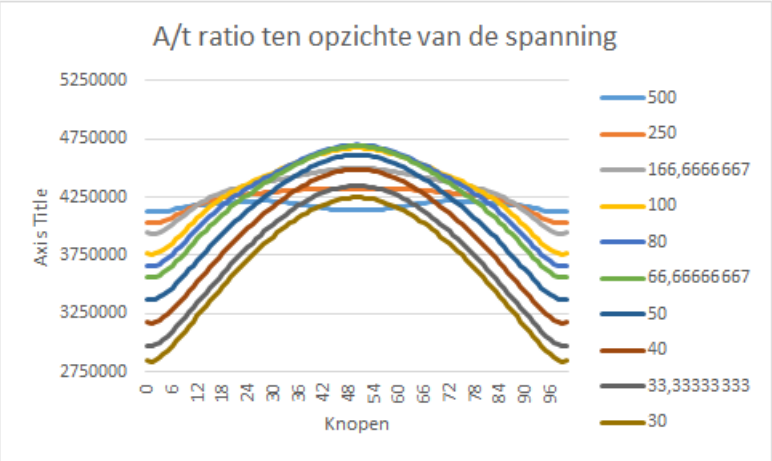
Resultaat A/t ratio onderzoek voor de halve cilinder welke ongesteund is in verticale richting langs de lange zijden.



Figuur 5.26: Spanningsverlopen over doorsnede halve cilinder bij wisselende dikten (A/t Ratio)

5.4.4. HYPAR; SCHARNIEREND OPGELEGD

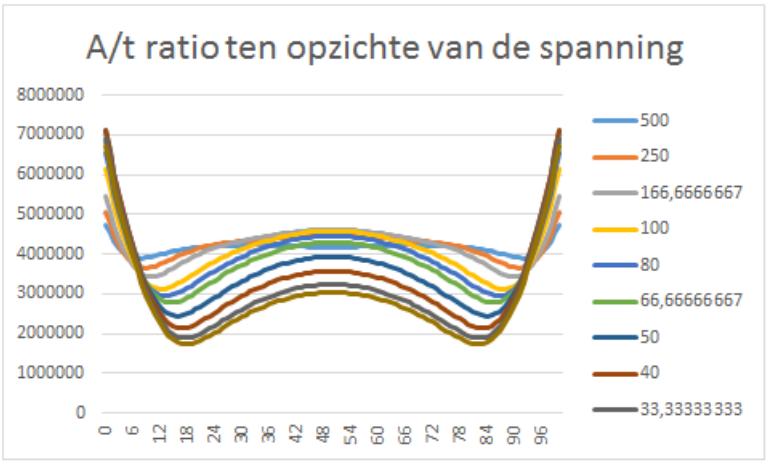
Resultaat A/t ratio onderzoek voor de scharnierend opgelegde hypar.



Figuur 5.27: Spanningsverlopen over doorsnede scharnierend opgelegde hypar bij wisselende dikten (A/t Ratio)

5.4.5. HYPAR; INGEKLEMD

Resultaat A/t ratio onderzoek voor de ingeklemde hypar.



Figuur 5.28: Spanningsverlopen over doorsnede ingeklemde hypar bij wisselende dikten (A/t Ratio)

5.4.6. ALGEMEEN ONDERZOEK SCHARNIERENDE KOEPEL, A/T RATIO IS 500 EN 250

Om een echte uitspraak te kunnen doen over de invloed van de A/t ratio is onderzoek gedaan naar het benodigd aantal elementen over de theoretische invloedslengte bij een andere A/t ratio dan bij het algemene onderzoek voor de scharnierende koepel is toegepast. Het onderzoek is gedaan voor A/t ratio tussen de 50 en 500. Hieruit kwamen nagenoeg dezelfde afwijkingspercentages. Wederom waren er vijf en tien elementen over de theoretische invloedslengte nodig om een maximale afwijking van tien en drie procent te genereren. Het is wel zo dat bij een toenemende A/t ratio de afwijkingen (een heel klein beetje, in de orde van tienden procenten) afnemen. Om een gerechtvaardigde uitspraak te kunnen doen zullen ook de andere vormen aan deze test onderworpen moeten worden. Helaas ontbreekt hiervoor de tijd in dit onderzoek.

5.4.7. CONCLUSIE A/T RATIO

In de resultatentabellen in de Excel files is voor iedere A/t ratio de theoretische invloedslengte berekend met de bijbehorende formules. Een voorbeeld van deze resultaten is te vinden in tabel 5.3. Dit zijn resultaten voor de scharnierend opgelegde koepel. De resultaten voor de andere modellen kunnen gevonden worden in de Excel files, deze laten hetzelfde verloop van resultaten zien. Hierin is duidelijk te zien dat bij een toenemende A/t ratio de theoretische invloedslengte afneemt. Zoals ook eerder al opgemerkt zou dit ten gevolge kunnen hebben dat de dichtheid van het elementennet moet toenemen om de gewenste nauwkeurigheid te behalen in het geval er gebruik wordt gemaakt van een constante dichtheid van het elementennet over de hele schaal. Het hoeft overigens niet te betekenen dat het benodigde aantal elementen over de theoretische invloedslengte moet veranderen. Het algemene onderzoek met wisselende A/t ratio heeft dit bevestigd. Voor drie A/t ratio's, 50, 250 en 500, was het benodigde aantal elementen over de theoretische invloedslengte hetzelfde. Namelijk vijf voor een maximale afwijking van tien procent en tien voor een maximale afwijking van 3 procent. Wel was te zien dat de afwijkingen enigszins afnamen bij een toenemende A/t ratio. Deze afnames zijn alleen zo klein, dat dat zelfs bij een hele grote a/t ratio nagenoeg geen effect zal hebben op het benodigde aantal elementen.

A/t ratio	Theoretische invloedslengte
500	536 mm
167	929 mm
71	1200 mm
55	1420 mm
45	1609 mm
38	1780 mm
33	1935 mm
30	2080 mm

Tabel 5.3: Theoretische invloedslengte voor verschillende A/t ratio voor de scharnierend opgelegde koepel

6

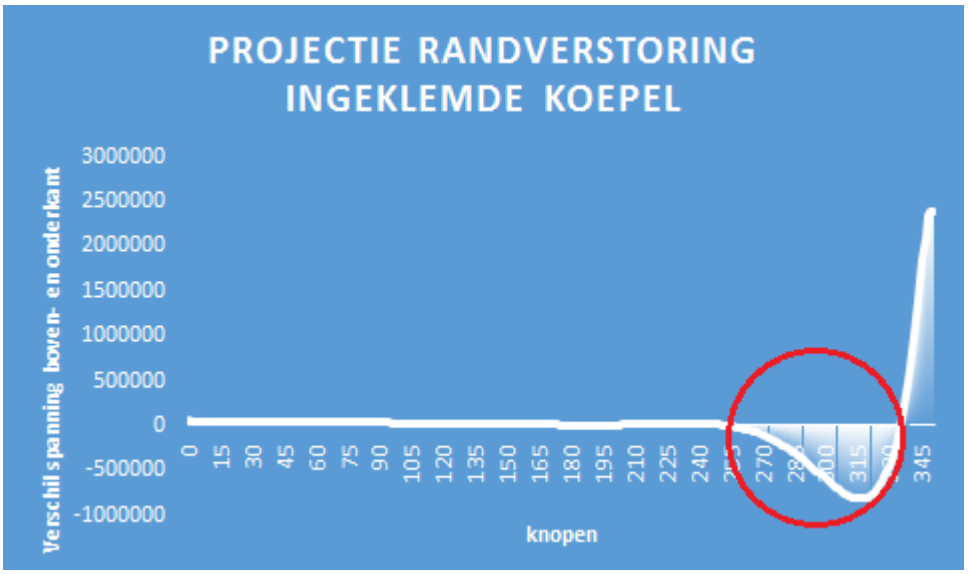
WERKELIJKE INVLOEDSLENGTE

6.1. INLEIDING

Gedurende dit onderzoek is constant gebruik gemaakt van de theoretische invloedslengte. Dit heeft als voordeel dat op voorhand al een indicatie gegeven kan worden van de benodigde dichtheid van het elementennet om een bepaalde nauwkeurigheid te behalen. De invloedslengte is een lengte die zegt dat als men verder dan de invloedslengte van de rand van de schaal verwijderd is, de randstoring vaak genegeerd kan worden. In dat geval is de membraan theorie volledig geldig. Deze theorie geldt namelijk niet binnen de invloedslengte in het verstoorde gebied, er is dan een correctie nodig. Bestuderen van spanningsplots heeft enige twijfel gecreëerd aangaande de verhouding tussen de werkelijk optredende invloedslengte en de theoretische invloedslengte. In een gesprek met dr. ir. P.C.J. Hoogenboom kwam hij met de volgende hypothese:

'Ik vermoed dat de slechte voorspelling van de invloedslengte komt door het volgende: Vroeger werden schalen met de hand berekend. Voor elke rand apart werd de randstoring berekend en opgeteld bij het membraangedrag van de schaal. Dit kan alleen maar als de randstoringen elkaar niet beïnvloeden. Dus een lange invloedslengte was gevaarlijker dan een korte. Daarom werden invloedslengten overschat. Tegenwoordig met computerberekeningen is een korte invloedslengte gevaarlijker dan een lange. Nu zouden we de invloedslengten liever onderschatten dan overschatten. Misschien dat de formules voor invloedslengten verouderd zijn.'

Doordat de schaal een bepaalde dikte heeft, verschillen de spanningen in de boven en de onderkant van elkaar. Door deze spanningen van elkaar af te trekken ontstaat een spanning die is veroorzaakt door het moment. Deze spanning fluctueert rond de x-as. Tussen twee snijpunten met de x-as kan de werkelijke invloedslengte afgelezen worden. Dit is wederom een hypothese van dr. ir. P.C.J. Hoogenboom, een en ander is toegelicht in tabel 6.1. Zie figuur 6.1 voor een visualisatie van hetgeen er gedaan is in dit onderzoek.



Figuur 6.1: Geplot spanningsverschil boven- en onderkant schaal van een doorsnede van een ingeklemde koepel

Dit kader is een onderbouwing van wat in Hoogenboom's theorie gesteld wordt. Hetgeen geplot wordt in figuur 6.1 is het spanningsverschil tussen de boven- en onderkant van de schaal, in formulevorm is dat:

$$\Delta\sigma_{VM} = \sigma_{VMB} - \sigma_{VMT} \tag{6.1}$$

Vervolgens kan deze functie uitgeschreven worden in een Taylor polynoom:

$$Taylor(\sigma_{VM}, M_{xx}, 3) = \frac{6(2u_{xx} - \sigma_{yy}t)}{t^2\sqrt{\sigma_{yy}^2}t^2 + n_{xx}^2 + 3\sigma_x^2 t^2 - n_{xx}\sigma_{xy}t} M_{xx} + O(M_{xx}^3) \tag{6.2}$$

In het geval dat alle termen behalve M_{xx} nagenoeg constant zijn, blijkt dat de functie de vorm van het momentenverloop weergeeft.

Tabel 6.1: Toelichting werking spanningsverschil en momentenverloop[4]

6.2. RESULTATEN INVLOEDSLENGTEONDERZOEK

In tabel 6.2 kunnen de theoretische invloedslengten gevonden worden. Deze waarden zijn ook gebruikt in de reeds voorgaande hoofdstukken.

Vorm	Formule invloedslengte	Opleggingsconfiguratie	Invloedslengte
Koepel	$l_i = 2.4 * \sqrt{A * t}$	Scharnierend opgelegd	170 mm
		Ingeklemd	170mm
Halve cilinder	$l_i < 3.4 * (A * t * l^2)^{1/4}$	Lange zijden vrij in z-richting	570mm
		Lange zijden vast in z-richting	570mm
Hypar	$2.25 * (A * t * l)^{1/3}$	Scharnierend opgelegd	484 mm
		Ingeklemd	484 mm

Tabel 6.2: Overzicht theoretische invloedslengten bij gebruikte modellen gedurende het algemene onderzoek

Vervolgens is voor iedere configuratie de werkelijke invloedslengte bepaald met behulp van bovenstaande methode. De resultaten staan gepresenteerd in tabel 6.3.

Vorm	Opleggingsconfiguratie	Theoretische invloedslengte	Werkelijke invloedslengte
Koepel	Scharnierend opgelegd	170 mm	159 mm
	Ingeklemd	170mm	179 mm
Halve cilinder	Lange zijden vrij in z-richting	570 mm	geen
	Lange zijden vast in z-richting	570 mm	285 mm
Hypar	Scharnierend opgelegd	484 mm	307 mm
	Ingeklemd	484 mm	310 mm

Tabel 6.3: Bevindingen werkelijke invloedslengte schaalvormen voor de referentieafmetingen

Zoals in de resultaten is te zien, klopt de schatting voor de invloedslengte bij de koepel heel aardig. Er is nog geen tien procent verschil. Er is wel een verschil te zien tussen de opleggingsconfiguraties. Bij de ingeklemde koepel is de werkelijke invloedslengte hoger dan de theoretische en bij de scharnierend opgelegde koepel is het juist andersom.

Bij de halve cilinder die aan de lange zijden gesteund is in verticale richting een zeer groot verschil te zien dat overeenkomt met de hypothese van dr.ir. P.C.J. Hoogenboom. De theoretische invloedslengte is zeer veel groter (200% van de waargenomen invloedslengte) dan de waargenomen invloedslengte. Voor de halve cilinder met bewegingsvrijheid in verticale richting is tegen hetzelfde probleem aangelopen als gedurende de eerdere onderzoeken. Er is wederom geen randstoring waar te nemen.

De hypar gaf een andere ontdekking. Het bleek dat er halverwege de overspanning in de doorsnede geen verschil was in de Von Mises spanning boven- en onderin de schaal. Dit geldt voor beide opleggingsconfiguraties. Dr.ir. P.C.J. Hoogenboom wist de oorzaak hiervan te achterhalen. Er zijn geen verschillen doordat de schuifspanning en trek hetzelfde resultaat geven als de schuifspanning en druk. De oplossing was om de spanning in x-richting (σ_{xx}) af te beelden. Hieruit volgt dat de invloedslengte in eerste instantie inderdaad is overschat en dat de opleggingsconfiguratie wederom nagenoeg geen verschil maakt.

6.3. CONCLUSIE WERKELIJKE INVLOEDSLENGTE

Gezien de resultaten blijk de hypothese over de overschatte invloedslengtes te kloppen voor de halve cilinder en de hypar. Bij de koepel is geen sprake van over- of onderschatting. De theoretische benadering is in dat geval behoorlijk goed. De theoretische invloedslengte kan prima gebruikt worden voor het vaststellen van een initieel benodigd elementennet aan de hand van de uitkomsten van dit onderzoek, maar het is dus belangrijk in het achterhoofd te houden dat de kans aanwezig is dat het een behoorlijke overschatting van de werkelijkheid is.

7

CONCLUSIE

In dit hoofdstuk zullen alle reeds behandelde resultaten samenkomen in het beantwoorden van de hoofdvraag en deelvragen.

Wat is het optimale aantal elementen over de theoretische invloedslengte van de elementaire schaalconstructievormen opdat het spanningsverloop in de schaal grof, met een maximale afwijking van 10%, en nauwkeurig, met een maximale afwijking van 3%, bepaald kan worden?

Helaas is er geen integraal optimaal aantal. Voor iedere constructievorm en configuratie is er een aparte richtlijn zodat een voldoende accurate spanningsbenadering gemaakt kan worden. De stelling die stelt dat het benodigde aantal elementen over de invloedslengte zes is, is absoluut ontkracht. Voor een grove benadering zal het negen van de tien keer goed gaan, maar voor afwijkingen van minder dan drie procent is zes elementen vaak niet genoeg. In tabel 7.1 is een overzicht van de gevonden benodigde elementen over de theoretische invloedslengte te zien.

Schaalvorm	**Oplegging**	**10 %**	**3 %**
Koepel	Scharnierend opgelegd	5	10
	Ingeklemd	4	7
Hypar	Scharnierend opgelegd	4	5
	Ingeklemd	3	5
Halve cilinder	Verticaal los	5	10
	Verticaal vast	50	90

Tabel 7.1: Overzicht conclusie benodigde elementen over theoretische invloedslengte algemeen onderzoek

Wat is het effect van verschillende elasticiteitsmoduli op de invloedslengte in de schaal en op de benodigde elementendichtheid over de theoretische invloedslengte?

Deze deelvraag kan uitermate kort en bondig beantwoord worden. Uit het onderzoek is gebleken dat de elasticiteitsmodulus in geen enkel opzicht de Von Mises spanning, het spanningsverloop of de invloedslengte beïnvloedt. Het is dan ook eenvoudig te concluderen dat het benodigde aantal elementen over de theoretische invloedslengte niet beïnvloedt wordt door een veranderende elasticiteitsmodulus.

Wat is het effect van verschillende opleggingsconfiguraties op de benodigde elementendichtheid over de theoretische invloedslengte?

De resultaten van de onderzoeken naar de koepel en de hypar hebben uitgewezen dat er minder elementen over de theoretische invloedslengte nodig zijn om de gewenste precisie te bereiken als gebruikt wordt gemaakt van een inklemming.

Wat is het effect van verschillende Poisson ratio's op de invloedslengte in de schaal en op de benodigde elementendichtheid over de theoretische invloedslengte?

Na het uitvoeren van het algemene onderzoek op de scharnierend opgelegde koepel met wisselende Poisson Ratio is naar voren gekomen dat een hogere Poisson Ratio ten gevolge heeft dat er meer elementen benodigd zijn over de theoretische invloedslengte om de gewenste precisie te behalen. De resultaten zijn te zien in tabel 7.2.

Poisson Ratio	10 %	3 %
0	5	10
0.15	5	10
0.3	6	11
0.49	8	11

Tabel 7.2: Overzicht benodigde elementen over theoretische invloedslengte scharnierende koepel wisselende Poisson Ratio

Wat is het effect van verschillende dikten (uitgedrukt in straal-dikteratio) op de invloedslengte in de schaal op de benodigde elementendichtheid over de theoretische invloedslengte?

Bij een toenemende A/t ratio neemt de theoretische invloedslengte af. Nadat het algemene onderzoek is uitgevoerd op de scharnierend opgelegde koepel met A/t ratio's van 50, 250 en 500 is naar voren gekomen dat de A/t ratio nagenoeg geen invloed heeft op het benodigde aantal elementen over de theoretische invloedslengte. Voor alle drie de A/t ratio's kwam naar voren dat vijf elementen voor tien procent en tien elementen voor drie procent maximale afwijking benodigd zijn. Ondanks dus dat de theoretische invloedslengte afneemt bij een toenemende A/t ratio, blijft het benodigde aantal elementen gelijk.

Werkelijke en theoretische invloedslengte

Dan is er als laatste nog een extra onderzoek gedaan naar de verhouding tussen de theoretische en de werkelijke invloedslengte. De resultaten van dit onderzoek staan in tabel 7.3. Hierin is te zien dat voor de koepel de theoretische invloedslengte de werkelijke heel goed benaderd, maar dat voor de halve cilinder de theoretische invloedslengte twee keer zo groot is als de daadwerkelijk optredende invloedslengte. Over de optredende invloedslengte bij de halve cilinder met verticale bewegingsvrijheid langs de lange zijden kan helaas niets gezegd worden doordat er bij die configuratie geen duidelijke randstoring waargenomen kan worden. Dit wordt juist veroorzaakt door de bewegingsvrijheid die deze constructie heeft. Het is belangrijk notie te nemen van het feit dat dit onderzoek voor ieder vorm maar voor één configuratie is uitgevoerd.

Vorm	Opleggingsconfiguratie	Theoretische invloedslengte	Werkelijke invloedslengte
Koepel	Scharnierend opgelegd	170 mm	159 mm
	Ingeklemd	170mm	179 mm
Halve cilinder	Lange zijden vrij in z-richting	570 mm	geen
	Lange zijden vast in z-richting	570 mm	285 mm
Hypar	Scharnierend opgelegd	484 mm	307 mm
	Ingeklemd	484 mm	310 mm

Tabel 7.3: Bevindingen werkelijke invloedslengte schaalvormen

8

AANBEVELINGEN

Aan het eind van dit onderzoek is vanzelfsprekend ruimte overgebleven voor vervolgonderzoek. De lijst hieronder beschrijft een aantal vervolgonderzoeken die bij kunnen dragen aan het totaalplaatje van dit onderzoek. Gecombineerd met de resultaten uit dit onderzoek kunnen dan richtlijnen opgesteld worden over het gebruik van de eindige-elementenmethode bij schaalconstructies.

- De lengte van de schaal komt in twee van de drie onderzochte constructievormen ook voor in de formule voor de theoretische invloedslengte. Het is interessant te bekijken hoe groot de invloed is van de lengte/dikte verhouding van de schaal op bijvoorbeeld het spanningsverloop, het benodigde aantal elementen over de theoretische invloedslengte en de invloed op de werkelijke invloedslengte. De invloed op de theoretische invloedslengte kan gemakkelijk worden uitgerekend met de beschikbare formules.
- In dit onderzoek zijn overlappende/clashende theoretische invloedslengten vermeden. Doordat de theoretische invloedslengte of een overschatting is, of heel weinig scheelt met de werkelijkheid, zal de optredende invloedslengte dus nooit clashen. Het is interessant om te kijken wat de invloed van overlappende werkelijke invloedslengten is op de benodigde elementendichtheid over de theoretische invloedslengte.
- Er is bij het onderzoek naar de invloed van de Poisson Ratio alleen voor de scharnierende koepel extra onderzoek gedaan naar de invloed op de benodigde elementendichtheid over de theoretische invloedslengte. De andere constructievormen zullen op dezelfde manier onderzocht moeten worden.
- Voor het a/t ratio onderzoek geldt hetzelfde als voor het Poisson Ratio onderzoek. Ook hier moeten de andere constructievormen nog aan dezelfde test onderworpen worden.
- Eveneens kan voor het a/t ratio onderzoek gekeken worden naar het effect van een variërende straal in plaats van een variërende dikte.
- Bij het algemene onderzoek naar de halve cilinder die verticaal gesteund is langs de lange zijden is naar voren gekomen dat er heel veel meer elementen over de theoretische invloedslengte nodig zijn dan bij de andere constructievormen (90 voor maximaal drie procent afwijking, 50 voor maximaal tien procent). De oorzaak van de grootte van deze benodigdheden kan onderzocht worden.
- Uit het onderzoek is gebleken dat een hogere a/t ratio een kleinere theoretische invloedslengte ten gevolge heeft. Er kan onderzocht worden wat het effect van de a/t ratio is op de werkelijke invloedslengte.
- In totaal zijn er vijf elementaire constructievormen. In dit onderzoek zijn er drie bekeken, de cilinder en de kegel kunnen ook nog onderzocht worden.
- De invloedslengte bij het gat in de top van een koepel kan onderzocht worden.

9

REFERENTIES

9.1. BRONVERMELDING

1 Structural Shell Analysis, Understanding and Application, J. Blaauwendraad & J.H. Hoefakker, Springer 2014.
2 Handouts van het vak CIE4143 Shell Analysis, Theory and Application dat gegeven wordt aan de Technische Universiteit Delft.
3 Shell281 afkomstig uit de Ansys Tutorials, inbegrepen in het Ansys 14.0 Pakket, geraadpleegd op 25-07-2014.
4 Theorie van dr. ir. P.C.J. Hoogenboom.

9.2. SOFTWARE

1 Microsoft Office Word 2014
2 Microsoft Office Excel 2014
3 Microsoft Kladblok
4 Texmaker
5 Texworks
6 Ansys 14.0

10

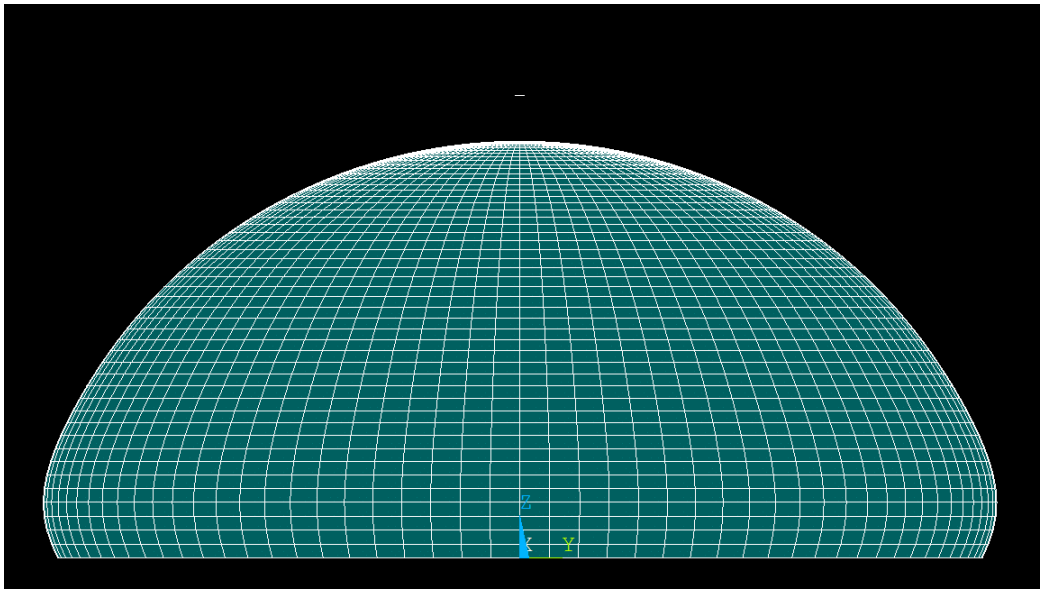
BIJLAGEN

De bijlagen bestaan uit de datasets, de vervormde constructies en de scripts.

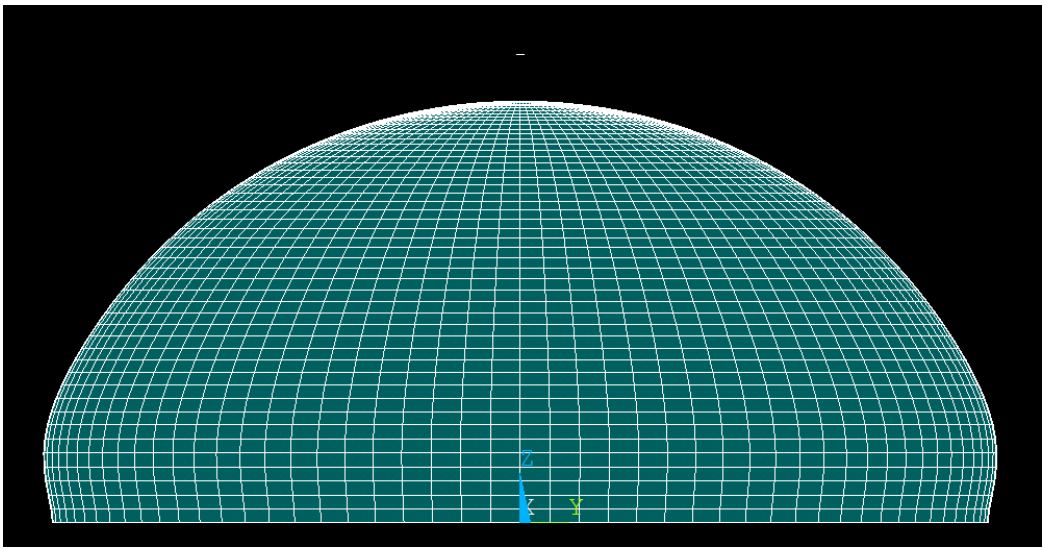
10.1. DATASETS

De datasets kunnen benaderd worden via http://tinyurl.com/resultateneindrapport.

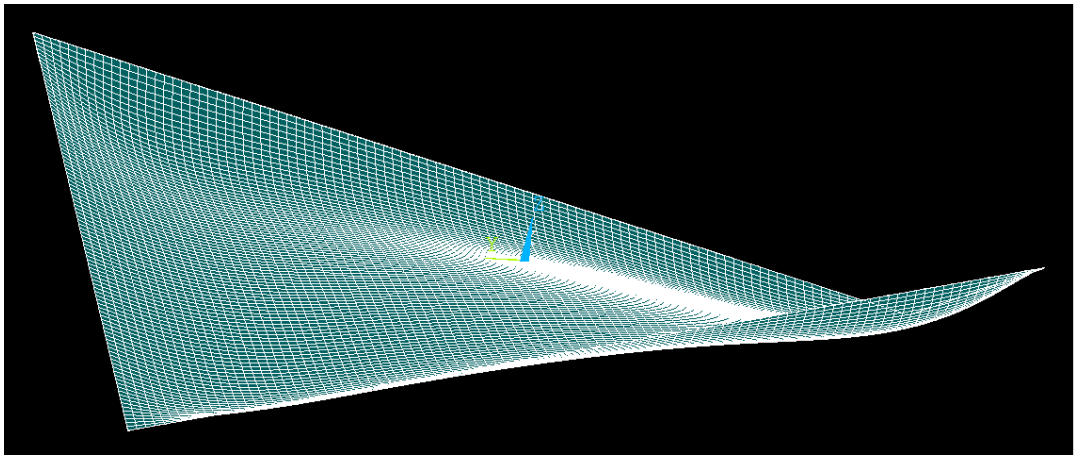
10.2. VERVORMDE CONSTRUCTIES



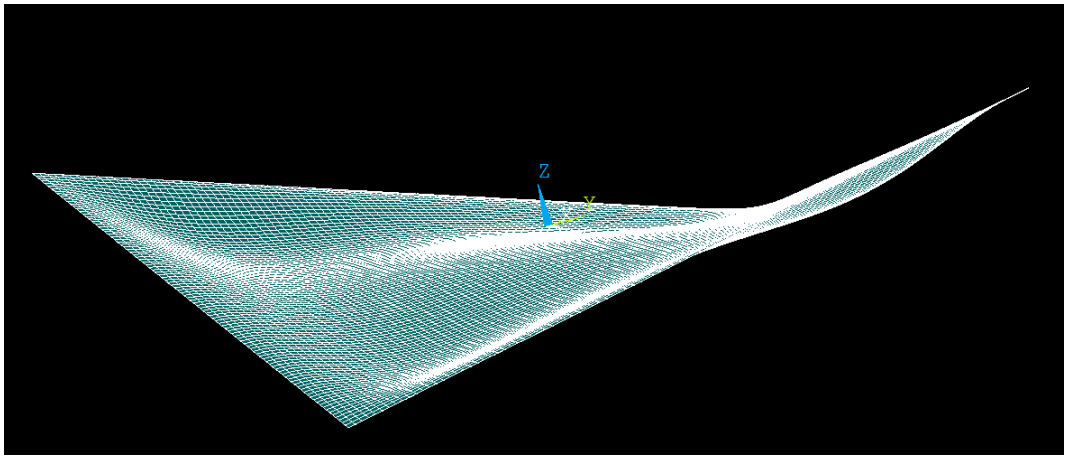
Figuur 10.1: Vervormde scharnierend opgelegde koepel



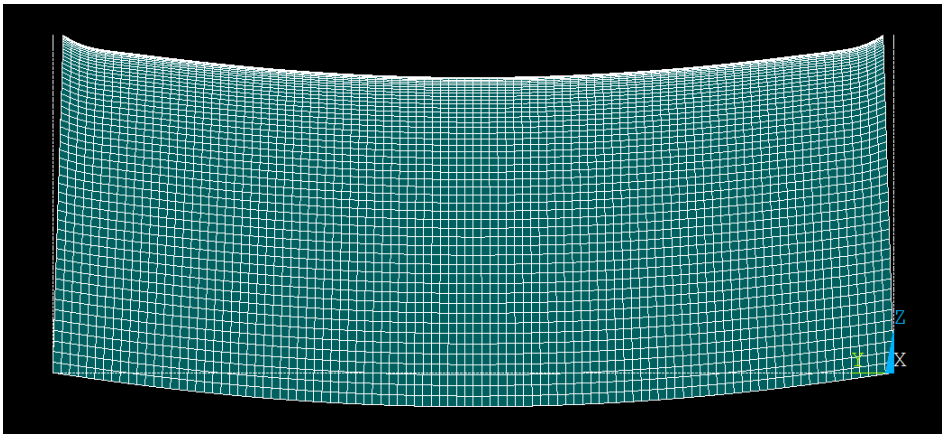
Figuur 10.2: Vervormde ingeklemde koepel



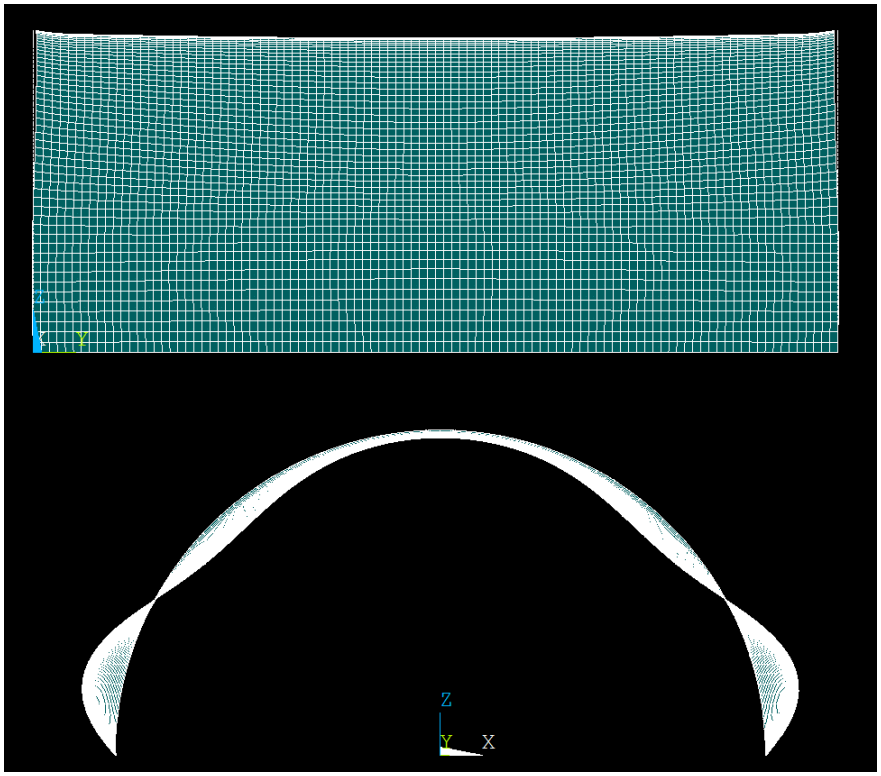
Figuur 10.3: Vervormde scharnierend opgelegde hypar



Figuur 10.4: Vervormde inkgeklemde hypar



Figuur 10.5: Vervormde losse halve cilinder



Figuur 10.6: Vervormde vaste halve cilinder

10.3. SCRIPTS

De scripts zijn geordend in de volgende volgorde:

- Scharnierend opgelegde koepel
- Ingeklemde koepel
- Scharnierend opgelegde hypar
- Ingeklemde hypar
- Halve cilinder, lange zijde bewegingsvrijheid in z-richting
- Halve cilinder, lange zijde geen bewegingsvrijheid in z-richting

```
!Koepel met scharnierend opgelegde randen
!Belasting bestaat uit eigen gewicht van de schaal
!Volledig variabel qua afmetingen en materiaaleigenschappen
!Schrijft volledig automatisch Von Mises spanningen over een halve doorsnede weg naar
koepeout.txt
!8 node quadrilateral
!Sven Hildering 10-08-2014

! definieren variabelen
t               = 166.6666666666666667          ! mm    dikte
E               = 100000000                     ! N/mm2 elasticiteitsmodulus
nu              = 0.00                          ! -     poisson coëfficient
rho             = 2400                          ! kg/m3 dichtheid
R               = 5000                          ! mm    straal
nhoop           = 150                           ! # elementen over de boog van de koepel
(even!).
                                                ! Tel twee op bij het aantal dat je wilt en vul

dit in, dat heeft te maken met het gat in de top
nmeridional     = 150                           ! # elementen over de radialen van de boog
phi             = 2*3.141592654/(nmeridional)   ! rad (NIET INVULLEN!)
theta           = (0.5*3.141592654)/(nhoop/2)   ! rad (NIET INVULLEN!)

/PREP7
MPTEMP,,,,,,,,                                  ! materiaal - isotroop
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,E
MPDATA,PRXY,1,,nu
MPDATA,DENS,1,,rho                              ! dichtheid
ET,1,SHELL281                                   ! element type: 8 node quadrilateral
R,1,t,t,t,t, , ,                                ! element dikte


*DO,j,1,nhoop/2                                 ! plaatsen van knoopputen
 *DO,i,0,2*nmeridional-1
  x=r*sin(theta*j)*cos(phi/2*i)
  y=r*sin(theta*j)*sin(phi/2*i)
  z=r*cos(theta*j)
  N,,x,y,z,,,
 *ENDDO
*ENDDO

*DO,j,1,nhoop/2-1
 *DO,i,0,nmeridional-1
  x=r*sin(theta*j+0.5*theta)*cos(phi*i)
  y=r*sin(theta*j+0.5*theta)*sin(phi*i)
  z=r*cos(theta*j+0.5*theta)
  N,,x,y,z,,,
 *ENDDO
```

```
*ENDDO

SHPP,OFF                                    ! geen waarschuwing aspect ratio (nodig omdat het
                                            een koepel is)

*DO,j,1,nhoop/2-1                           ! plaatsen van elementen
 *DO,i,1,nmeridional-1
  K1=1+(i-1)*2+2*nmeridional*(j-1)
  K2=nhoop*nmeridional+i+(j-1)*nmeridional
  K3=1+(2*nmeridional)*j+(i-1)*2
  E,K3+2,K1+2,K1,K3,K2+1,K1+1,K2,K3+1
 *ENDDO
*ENDDO

*DO,i,1,nhoop/2-1                           ! laatste strook elementen vullen
 K1=1+i*2*nmeridional
 K2=K1-2*nmeridional
 K3=nmeridional*2*i-1
 K4=2*nmeridional*(i+1)-1
 K5=nmeridional*nhoop+1+(i-1)*nmeridional
 K6=2*nmeridional*i
 K7=nhoop*nmeridional+i*nmeridional
 K8=4*nmeridional+(i-1)*2*nmeridional
 E,K1,K2,K3,K4,K5,K6,K7,K8
*ENDDO

*DO,i,1,nmeridional*2                      ! Definieer oplegreacties - scharnierende randen
 D,nmeridional*(nhoop-2)+i          ,,0,,,,UX,UY,UZ,,,
*ENDDO

ACEL,0,0,+1                                 ! Functie voor het eigen gewicht
FINISH

/SOLU                                       ! oplossen van de constructie
SOLVE
FINISH

/POST1                                      ! maken van een output file, bovenaan een regel met
algemene informatie
                                            ! vervolgens een tabel met knoopnummers en
                                            spanningen
*CFOPEN,koepelout,txt,,APPEND
*VWRITE,R,nhoop,nmeridional,t,E,nu
(F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F20.0,F13.7)
*CFCLOS                                     ! sluiten text bestand

*DO,i,0,(nhoop-2)/2
 SHELL,TOP
```

```
N=1+nmeridional*2*i
*GET,sigma,NODE,N,S,EQV
*CFOPEN,koepelout,txt,,APPEND
*VWRITE,N,sigma
(F40.0,F40.0)
*CFCLOS
*ENDDO


!/PBC,ALL,,1                    ! plot het eigengewicht en de oplegreacties (optioneel)
```

```
!Koepel met ingeklemde randen
!Belasting bestaat uit eigen gewicht van de schaal
!Volledig variabel qua afmetingen en materiaaleigenschappen
!Schrijft volledig automatisch Von Mises spanningen over een halve doorsnede weg naar
koepeout.txt
!8 node quadrilateral
!Sven Hildering 10-08-2014

! definieren variabelen
t               = 166.6666666666666667          ! mm    dikte
E               = 100000000                     ! N/mm2 elasticiteitsmodulus
nu              = 0.00                          ! - poisson coëfficient
rho             = 2400                          ! kg/m3 dichtheid
R               = 5000                          ! mm    straal
nhoop           = 150                           ! # elementen over de boog van de koepel
(even!).
                                                ! Tel twee op bij het aantal dat je wilt en vul

dit in, dat heeft te maken met het gat in de top
nmeridional     = 150                           ! # elementen over de radialen van de boog
phi             = 2*3.141592654/(nmeridional)   ! rad (NIET INVULLEN!)
theta           = (0.5*3.141592654)/(nhoop/2)   ! rad (NIET INVULLEN!)

/PREP7
MPTEMP,,,,,,,,                                  ! materiaal - isotroop
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,E
MPDATA,PRXY,1,,nu
MPDATA,DENS,1,,rho                              ! dichtheid
ET,1,SHELL281                                   ! element type: 8 node quadrilateral
R,1,t,t,t,t, , ,                                ! element dikte

*DO,j,1,nhoop/2                                 ! plaatsen van knooppunten
 *DO,i,0,2*nmeridional-1
  x=r*sin(theta*j)*cos(phi/2*i)
  y=r*sin(theta*j)*sin(phi/2*i)
  z=r*cos(theta*j)
  N,,x,y,z,,,
 *ENDDO
*ENDDO

*DO,j,1,nhoop/2-1
 *DO,i,0,nmeridional-1
  x=r*sin(theta*j+0.5*theta)*cos(phi*i)
  y=r*sin(theta*j+0.5*theta)*sin(phi*i)
  z=r*cos(theta*j+0.5*theta)
  N,,x,y,z,,,
 *ENDDO
*ENDDO
```

```
SHPP,OFF                                        ! geen waarschuwing aspect ratio

*DO,j,1,nhoop/2-1                               ! plaasten van elementen
 *DO,i,1,nmeridional-1
  K1=1+(i-1)*2+2*nmeridional*(j-1)
  K2=nhoop*nmeridional+i+(j-1)*nmeridional
  K3=1+(2*nmeridional)*j+(i-1)*2
  E,K3+2,K1+2,K1,K3,K2+1,K1+1,K2,K3+1
 *ENDDO
*ENDDO

*DO,i,1,nhoop/2-1                               ! laatste strook elementen vullen
 K1=1+i*2*nmeridional
 K2=K1-2*nmeridional
 K3=nmeridional*2*i-1
 K4=2*nmeridional*(i+1)-1
 K5=nmeridional*nhoop+1+(i-1)*nmeridional
 K6=2*nmeridional*i
 K7=nhoop*nmeridional+i*nmeridional
 K8=4*nmeridional+(i-1)*2*nmeridional
 E,K1,K2,K3,K4,K5,K6,K7,K8
*ENDDO

*DO,i,1,nmeridional*2                           ! definieer oplegreacties - ingeklemde randen
 D,nmeridional*(nhoop-2)+i          ,,0,,,,UX,UY,UZ,ROTX,ROTY,ROTZ
*ENDDO

ACEL,0,0,+1                                     ! functie voor het eigen gewicht
FINISH

/SOLU                                           ! oplossen van de constructie
SOLVE
FINISH

/POST1                              ! maken van een output file, bovenaan een regel met
                                    algemene informatie
                                    ! vervolgens een tabel met knoopnummer en spanningen
*CFOPEN,koepelinkout,txt,,APPEND
*VWRITE,R,nhoop,nmeridional,t,E,nu
(F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F20.0,F13.7)
*CFCLOS                                         ! sluiten text bestand

*DO,i,0,(nhoop-2)/2
 SHELL,TOP
 N=1+nmeridional*2*i
 *GET,sigma,NODE,N,S,EQV
 *CFOPEN,koepelinkout,txt,,APPEND
```

```
 *VWRITE,N,sigma
 (F40.0,F40.0)
 *CFCLOS
*ENDDO


/PBC,ALL,,1                    ! plot het eigen gewicht en de oplegreacties (optioneel)
```

```
!Schaal met scharnierend opgelegde randen
!Belasting bestaat uit eigen gewicht van de schaal
!Volledig variabel qua afmetingen en materiaaleigenschappen
!Schrijft automatisch Von Mises spanningen in de doorsnede halverwege de overspanning weg naar
hyparout.txt
!8 node quadrilateral
!Sven Hildering 10-08-2014

! definieren van variabelen
kxx = 0/2000                    ! 1/mm  kromming in x-richting
kyy = 0/2000                    ! 1/mm  kromming in y-richting
kxy = 5/4000                    ! 1/mm  twist
t   = 10                        ! mm    dikte
lx  = 1000                      ! mm    lengte  x-richting
ly  = 1000                      ! mm    lengte  y-richting
E   = 100000                    ! N/mm2 elasticiteitsmodulus
nu  = 0.49                      ! -     poisson coëfficient
nx  = 76                        ! -     # elementen in x-richitng
ny  = 76                        ! -     # elementen in y-richting
rho = 2400                      ! kg/m3 dichtheid

/PREP7
MPTEMP,,,,,,,,                  ! materiaal - istroop
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,E
MPDATA,PRXY,1,,nu
MPDATA,DENS,1,,rho              ! dichtheid
ET,1,SHELL281                   ! element type: 8 node quadrilateral
R,1,t,t,t,t, , ,                ! element dikte


                                ! plaatsen van knooppunten
*DO,i,0,nx
 *DO,j,0,2*ny
  x=-lx/2+i*lx/nx
  y=-ly/2+j*ly/(2*ny)
  z1=0.5*kxx*x*x
  z2=kxy*x*y
  z3=0.5*kyy*y*y
  z=z1+z2+z3
  N,,x,y,z,,,
 *ENDDO
*ENDDO
*DO,i,0,nx-1
 *DO,j,0,ny
  x=-lx/2+lx/(2*nx)+i*lx/nx
  y=-ly/2+j*ly/ny
  z1=0.5*kxx*x*x
```

```
 z2=kxy*x*y
 z3=0.5*kyy*y*y
 z=z1+z2+z3
 N,,x,y,z,,,
*ENDDO
*ENDDO

*DO,i,1,nx                                  ! plaatsen van elementen
 *DO,j,1,ny
 k1=1+(j-1)*2+(i-1)*(2*ny+1)
 k2=(nx+1)*(2*ny+1)+1+(j-1)+(ny+1)*(i-1)
 k3=1+(j-1)*2+i*(2*ny+1)
 E,k3,k3+2,k1+2,k1,k3+1,k2+1,k1+1,k2
 *ENDDO
*ENDDO


                                            ! DEFINIEER DE OPLEGREACTIES - scharnierende
                                            randen
*DO,i,1,2*ny+1
 D,i                                        ,,0,,,,UX,UY,UZ,,,
*ENDDO
*DO,i,0,2*ny

 D,1+nx*(2*ny+1)+i                          ,,0,,,,UX,UY,UZ,,,
*ENDDO
*DO,i,1,nx+1
 D,(2*ny+1)*i                               ,,0,,,,UX,UY,UZ,,,
*ENDDO
*DO,i,1,nx
 D,1+(2*ny+1)*i                             ,,0,,,,UX,UY,UZ,,,
*ENDDO
*DO,i,0,nx-1
 D,(nx+1)*(2*ny+1)+1+i*(ny+1)               ,,0,,,,UX,UY,UZ,,,
*ENDDO
*DO,i,0,nx-1
 D,(nx+1)*(2*ny+1)+1+ny+i*(ny+1)            ,,0,,,,UX,UY,UZ,,,
*ENDDO

ACEL,0,0,+1,                                ! functie voor het aanbrengen van het eigen gewicht
FINISH

/SOLU                                       ! oplossen van de constructie
SOLVE
FINISH
/POST1                                      ! maken van een output file, bovenaan een regel met
                                            algemene informatie
```

```
                                        ! vervolgens een tabel met knoopnummers en
                                        spanningen
*CFOPEN,hyparout,txt,,APPEND
*VWRITE,lx,ly,nx,ny,kxx,kyy,kxy,t,E,nu
(F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F20.7,F13.7)
*CFCLOS                                 ! sluiten text bestand

*DO,i,0,nx
 SHELL,TOP
 N=ny+1+i*(2*ny+1)
 *GET,sigma,NODE,N,S,EQV
 *CFOPEN,hyparout,txt,,APPEND
 *VWRITE,N,sigma
 (F40.0,F40.0)
 *CFCLOS
*ENDDO


FINISH

!/PBC,ALL,,1                            ! plot het eigengewicht en de oplegreacties
                                        (optioneel)
```

```
!Schaal met ingeklemde randen
!Belasting bestaat uit eigen gewicht van de schaal
!Volledig variabel qua afmetingen en materiaaleigenschappen
!Schrijft automatisch Von Mises spanningen in de doorsnede halverwege de overspanning weg naar
hyparinkout.txt
!8 node quadrilateral
!Sven Hildering 10-08-2014

! definieren van variabelen
kxx = 0/2000                    ! 1/mm  kromming in x-richting
kyy = 0/2000                    ! 1/mm  kromming in y-richting
kxy = 5/4000                    ! 1/mm  twist
t   = 10                        ! mm    dikte
lx  = 1000                      ! mm    lengte  x-richting
ly  = 1000                      ! mm    lengte  y-richting
E   = 100000                    ! N/mm2 elasticiteitsmodulus
nu  = 0.49                      ! -     poisson coëfficient
nx  = 76                        ! -     # elementen in x-richitng
ny  = 76                        ! -     # elementen in y-richting
rho = 2400                      ! kg/m3 dichtheid

/PREP7
MPTEMP,,,,,,,,                  ! materiaal - istroop
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,E
MPDATA,PRXY,1,,nu
MPDATA,DENS,1,,rho              ! dichtheid
ET,1,SHELL281                   ! element type: 8 node quadrilateral
R,1,t,t,t,t, , ,                ! element dikte


                                ! plaatsen van knooppunten
*DO,i,0,nx
 *DO,j,0,2*ny
  x=-lx/2+i*lx/nx
  y=-ly/2+j*ly/(2*ny)
  z1=0.5*kxx*x*x
  z2=kxy*x*y
  z3=0.5*kyy*y*y
  z=z1+z2+z3
  N,,x,y,z,,,
 *ENDDO
*ENDDO
*DO,i,0,nx-1
 *DO,j,0,ny
  x=-lx/2+lx/(2*nx)+i*lx/nx
  y=-ly/2+j*ly/ny
  z1=0.5*kxx*x*x
```

```
 z2=kxy*x*y
 z3=0.5*kyy*y*y
 z=z1+z2+z3
 N,,x,y,z,,,
*ENDDO
*ENDDO

*DO,i,1,nx                              ! plaatsen van elementen
 *DO,j,1,ny
  k1=1+(j-1)*2+(i-1)*(2*ny+1)
  k2=(nx+1)*(2*ny+1)+1+(j-1)+(ny+1)*(i-1)
  k3=1+(j-1)*2+i*(2*ny+1)
  E,k3,k3+2,k1+2,k1,k3+1,k2+1,k1+1,k2
 *ENDDO
*ENDDO



                                        ! DEFINIEER DE OPLEGREACTIES - ingeklemde randen
*DO,i,1,2*ny+1
 D,i                                    ,,0,,,,UX,UY,UZ,ROTX,ROTY,ROTZ

*ENDDO
*DO,i,0,2*ny
 D,1+nx*(2*ny+1)+i                      ,,0,,,,UX,UY,UZ,ROTX,ROTY,ROTZ

*ENDDO
*DO,i,1,nx+1
 D,(2*ny+1)*i                           ,,0,,,,UX,UY,UZ,ROTX,ROTY,ROTZ

*ENDDO
*DO,i,1,nx
 D,1+(2*ny+1)*i                         ,,0,,,,UX,UY,UZ,ROTX,ROTY,ROTZ
*ENDDO
*DO,i,0,nx-1
 D,(nx+1)*(2*ny+1)+1+i*(ny+1)           ,,0,,,,UX,UY,UZ,ROTX,ROTY,ROTZ
*ENDDO
*DO,i,0,nx-1
 D,(nx+1)*(2*ny+1)+1+ny+i*(ny+1)        ,,0,,,,UX,UY,UZ,ROTX,ROTY,ROTZ
*ENDDO

ACEL,0,0,+1,                            ! functie voor het aanbrengen van het eigen gewicht
FINISH

/SOLU                                   ! oplossen van de constructie
SOLVE
FINISH
```

```
/POST1                          ! maken van een output file, bovenaan een regel met algemene
                                informatie
                                ! vervolgens een tabel met knoopnummers en spanningen
*CFOPEN,hyparinkout,txt,,APPEND
*VWRITE,lx,ly,nx,ny,kxx,kyy,kxy,t,E,nu
(F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F20.7,F13.7)
*CFCLOS                         ! close text file

*DO,i,0,nx
 SHELL,TOP
 N=ny+1+i*(2*ny+1)
 *GET,sigma,NODE,N,S,EQV
 *CFOPEN,hyparinkout,txt,,APPEND
 *VWRITE,N,sigma
 (F40.0,F40.0)
 *CFCLOS
*ENDDO


FINISH

/PBC,ALL,,1                     ! plot het eigengewicht en de oplegreacties (optioneel)
```

```
!Halve cilinder, verticaal ongesteund over lange zijde
!Belasting bestaat uit eigen gewicht van de schaal
!Volledig variabel qua afmetingen en materiaaleigenschappen
!Schrijft automatisch Von Mises spanningen in de doorsnede halverwege de overspanning weg naar halfciout.txt
!8 node quadrilateral
!Sven Hildering 10-08-2014

! definieren van variabelen
t   = 16.6666666666666667          ! mm    dikte
ly  = 1000                         ! mm    lengte  y-richting (diepte van de cilinder)
E   = 100000000                    ! N/mm2 elasticiteitsmodulus
nu  = 0.00                         ! -     poisson coëfficient
nx  = 100                          ! -     # elementen in x-richting (over de boog)
ny  = 100                          ! -     # elements in y-richting  (in de diepte van de cilinder)

rho = 2400                         ! kg/m3 dichtheid
r   = 400                          ! mm    straal

/PREP7
MPTEMP,,,,,,,,                     ! materiaal - istroop
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,E
MPDATA,PRXY,1,,nu
MPDATA,DENS,1,,rho                 ! dichtheid
ET,1,SHELL281                      ! element type: 8 node quadrilateral
R,1,t,t,t,t, , ,                   ! element dikte

                                   ! plaatsen knooppunten
*DO,j,0,ny
 *DO,i,0,nx*2
  x=r*cos(3.141592654/(nx*2)*i)
  y=j*ly/ny
  z=abs(r*sin(3.141592654/(nx*2)*i))
  N,,x,y,z,,,
 *ENDDO
*ENDDO
*DO,j,0,ny-1
 *DO,i,0,nx
  x=r*cos(3.141592654/nx*i)
  y=ly/(ny*2)+ly/ny*j
  z=abs(r*sin(3.141592654/nx*i))
  N,,x,y,z,,,
 *ENDDO
*ENDDO

*DO,j,1,ny                         ! plaatsen van elementen
 *DO,i,1,nx
```

```
  k1=1+(i-1)*2+(j-1)*(2*nx+1)
  k2=(ny+1)*(2*nx+1)+1+(i-1)+(nx+1)*(j-1)
  k3=1+(i-1)*2+j*(2*nx+1)
  E,k3,k3+2,k1+2,k1,k3+1,k2+1,k1+1,k2
 *ENDDO
*ENDDO

                                        !DEFINIEER DE OPLEGREACTIES
*DO,i,1,2*nx+1                          ! scharnierende randen
 D,i                                    ,,0,,,,UX,,UZ,,,    ! kop van de cilinder, beweging in y-
richting mogelijk
*ENDDO
*DO,i,0,2*nx
 D,1+ny*(2*nx+1)+i                      ,,0,,,,UX,,UZ,,,    ! kop van de cilinder, beweging in y-
richting mogelijk
*ENDDO
*DO,i,1,ny+1
 D,(2*nx+1)*i                           ,,0,,,,UX,UY,,,,    ! zijkant van de cilinder, beweging in
z-richting mogelijk
*ENDDO
*DO,i,1,ny
 D,1+(2*nx+1)*i                         ,,0,,,,UX,UY,,,,    ! zijkant van de cilinder, beweging in
z-richting mogelijk
*ENDDO
*DO,i,0,ny-1
 D,(ny+1)*(2*nx+1)+1+i*(nx+1)           ,,0,,,,UX,UY,,,,    ! zijkant van de cilinder, beweging in
z-richting mogelijk
*ENDDO
*DO,i,0,ny-1
 D,(ny+1)*(2*nx+1)+1+nx+i*(nx+1)        ,,0,,,,UX,UY,,,,    ! zijkant van de cilinder, beweging in
z-richting mogelijk
*ENDDO

ACEL,0,0,+1,                            ! functie voor het aanbrengen van het eigen gewicht
FINISH

/SOLU                                   ! oplossen van de constructie
SOLVE
FINISH

/POST1                                  ! maken van een output file, bovenaan een regel met
                                        algemene informatie
                                        ! vervolgens een tabel met knoopnummers en
                                        spanningen
*CFOPEN,halfciout,txt,,APPEND
*VWRITE,r,ly,nx,ny,t,E,nu
(F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F20.0,F13.7)
*CFCLOS                                 ! sluiten text bestand
```

```
*DO,i,0,nx
 SHELL,TOP
 N=1+ny/2*(2*nx+1)+2*i
 *GET,sigma,NODE,N,S,EQV
 *CFOPEN,halfciout,txt,,APPEND
 *VWRITE,N,sigma
 (F40.0,F40.0)
 *CFCLOS
*ENDDO


FINISH

!/PBC,ALL,,1                    ! plot het eigengewicht en de oplegreacties (optioneel)
```

```
!Halve cilinder, verticaal gesteund over lange zijde
!Belasting bestaat uit eigen gewicht van de schaal
!Volledig variabel qua afmetingen en materiaaleigenschappen
!Schrijft automatisch Von Mises spanningen in de doorsnede halverwege de overspanning weg naar halfciout.txt
!8 node quadrilateral
!Sven Hildering 10-08-2014

! definieren van variabelen
t   = 5                     ! mm    dikte
ly  = 1000                  ! mm    lengte  y-richting (diepte van de cilinder)
E   = 100000000             ! N/mm2 elasticiteitsmodulus
nu  = 0.00                  ! -     poisson coëfficient
nx  = 700                   ! -     # elementen in x-richting (over de boog)
ny  = 100                   ! -     # elements in y-richting  (in de diepte van de cilinder)
rho = 2400                  ! kg/m3 dichtheid
r   = 400                   ! mm    straal

/PREP7
MPTEMP,,,,,,,,              ! materiaal - istroop
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,E
MPDATA,PRXY,1,,nu
MPDATA,DENS,1,,rho          ! dichtheid
ET,1,SHELL281               ! element type: 8 node quadrilateral
R,1,t,t,t,t, , ,            ! element dikte

SHPP,OFF

                            ! plaatsen knooppunten
*DO,j,0,ny
 *DO,i,0,nx*2
  x=r*cos(3.141592654/(nx*2)*i)
  y=j*ly/ny
  z=abs(r*sin(3.141592654/(nx*2)*i))
  N,,x,y,z,,,
 *ENDDO
*ENDDO
*DO,j,0,ny-1
 *DO,i,0,nx
  x=r*cos(3.141592654/nx*i)
  y=ly/(ny*2)+ly/ny*j
  z=abs(r*sin(3.141592654/nx*i))
  N,,x,y,z,,,
 *ENDDO
*ENDDO

*DO,j,1,ny                  ! plaatsen van elementen
```

```
 *DO,i,1,nx
  k1=1+(i-1)*2+(j-1)*(2*nx+1)
  k2=(ny+1)*(2*nx+1)+1+(i-1)+(nx+1)*(j-1)
  k3=1+(i-1)*2+j*(2*nx+1)
  E,k3,k3+2,k1+2,k1,k3+1,k2+1,k1+1,k2
 *ENDDO
*ENDDO

                                        !DEFINIEER DE OPLEGREACTIES
*DO,i,1,2*nx+1                          ! scharnierende randen
 D,i                                    ,,0,,,,UX,,UZ,,,    ! kop van de cilinder, beweging in y-
richting mogelijk
*ENDDO
*DO,i,0,2*nx
 D,1+ny*(2*nx+1)+i                      ,,0,,,,UX,,UZ,,,    ! kop van de cilinder, beweging in y-
richting mogelijk
*ENDDO
*DO,i,1,ny+1
 D,(2*nx+1)*i                           ,,0,,,,UX,UY,UZ,,,          ! zijkant van de cilinder,
beweging in z-richting mogelijk
*ENDDO
*DO,i,1,ny
 D,1+(2*nx+1)*i                         ,,0,,,,UX,UY,UZ,,,          ! zijkant van de cilinder,
beweging in z-richting mogelijk
*ENDDO
*DO,i,0,ny-1
 D,(ny+1)*(2*nx+1)+1+i*(nx+1)           ,,0,,,,UX,UY,UZ,,,          ! zijkant van de cilinder,
beweging in z-richting mogelijk
*ENDDO
*DO,i,0,ny-1
 D,(ny+1)*(2*nx+1)+1+nx+i*(nx+1)        ,,0,,,,UX,UY,UZ,,,          ! zijkant van de cilinder,
beweging in z-richting mogelijk
*ENDDO

ACEL,0,0,+1,                            ! functie voor het aanbrengen van het eigen gewicht
FINISH

/SOLU                                   ! oplossen van de constructie
SOLVE
FINISH

/POST1                                  ! maken van een output file, bovenaan een regel met
algemene informatie
                                        ! vervolgens een tabel met knoopnummers en spanningen
*CFOPEN,halfciout,txt,,APPEND
*VWRITE,r,ly,nx,ny,t,E,nu
(F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F13.7,F20.0,F13.7)
*CFCLOS                                 ! sluiten text bestand
```

```
*DO,i,0,nx
 SHELL,BOT
 N=1+ny/2*(2*nx+1)+2*i
 *GET,sigma,NODE,N,S,EQV
 *CFOPEN,halfciout,txt,,APPEND
 *VWRITE,N,sigma
 (F40.0,F40.0)
 *CFCLOS
*ENDDO


FINISH

!/PBC,ALL,,1                    ! plot het eigengewicht en de oplegreacties (optioneel)
```